

# *Pesquisa*



- Pesquisa Global: selecionando pesquisa (no ícone do binóculo) digite qualquer termo ou palavra relativa a qualquer tema do Congresso.

# VEÍCULO AUTÔNOMO PROGRAMÁVEL PARA UTILIZAÇÃO EM ESTUDOS DE VISÃO COMPUTACIONAL

**Luiz Eduardo Sauerbronn**

**Marcelo Dreux**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio)  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Marquês de São Vicente, 225  
CEP 22453-900 - Rio de Janeiro, RJ, Brasil  
[sauer, dreux]@mec.puc-rio.br

**Ricardo Zelenovsky**

**Pedro Paulo Levi Mateus Canazio**

Instituto Militar de Engenharia (IME)  
Departamento de Engenharia Elétrica  
Praça General Tibúrcio 80, Praia Vermelha  
CEP 22290-270 – Rio de Janeiro, RJ, Brasil  
[zele,ppaulo]@aquarius.ime.eb.br

***Resumo.** O presente trabalho descreve a arquitetura de um veículo autônomo programável que possui um suporte mecânico, apoiado sobre três rodas e carrega sobre si dispositivos eletrônicos. Estes dispositivos são responsáveis pelo acionamento dos motores do veículo e pela comunicação (por infravermelho e por rádio) com outros equipamentos externos. A integração das partes mecânicas com as eletrônicas representa o cerne deste trabalho. Este veículo tem como objetivo servir de suporte para estudos em visão computacional, uma vez que sua principal forma de sensoriamento baseia-se, essencialmente, na análise de imagens capturadas por uma câmera acoplada ao veículo.*

***Palavras-chave:** Robótica, Visão, Infravermelho, Rádio.*

## 1. Introdução

O mundo no qual robôs se movem é tridimensional e dinâmico. Ele se altera em função do próprio movimento do robô e do movimento dos demais objetos e personagens presentes no mundo, que por sua vez estão ocupados cuidando de seus próprios movimentos.

Para interagirem suavemente com o ambiente que os circunda, robôs precisam possuir capacidade de sensoriamento. Dentre as diversas formas de sensoriamento, visão vem sendo reconhecida, há muito, como uma das, potencialmente, mais importantes. Parte deste reconhecimento, deve-se ao fato de que muitos sistemas biológicos utilizam visão como fonte primária na aquisição de informações acerca do ambiente onde se situam.

O projeto de pesquisa (Sauerbronn & Dreux, 1996), que originou o presente trabalho, visa demonstrar a integração das partes eletrônicas e mecânicas utilizadas na implementação de um robô, que servirá de suporte para testes de performance de algoritmos de processamento de imagens e visão robótica.

Para execução destes testes, o robô tem que ser capaz de:

1. Enviar, por rádio, as imagens capturadas pela sua câmera a um micro à distância.
2. Receber comandos provenientes deste mesmo micro à distância.
3. Deslocar-se conforme comando recebido do micro à distância.

O presente trabalho descreve um robô que atende às três características acima.

## 2. Esquema Geral do Robô

Uma imagem gerada pela câmera é transmitida do veículo para o microcomputador através do aparelho Video-Link (SETO Ind. e Com., 1997), destinado exclusivamente a esta tarefa. A informação transmitida por ele é captada pelo microcomputador através de antena que está diretamente ligada à placa de captura de imagem. Assim, o microcomputador recebe permanentemente as imagens captadas pela câmera e as envia diretamente para a tela do microcomputador.

Esta comunicação é unidirecional (veículo-microcomputador). Conforme o veículo se afasta do microcomputador, o sinal vai perdendo confiabilidade e os níveis de ruído na transmissão aumentam. Caso haja grandes obstáculos (paredes) entre o veículo e o microcomputador o sinal torna-se extremamente ruidoso. Assim sendo, futuramente deve-se procurar desenvolver (ou adquirir) sistema com maior potência de transmissão.

A outra forma de comunicação é utilizada para o microcomputador informar ao veículo que trajetória deve tomar. Para estabelecer-se esta comunicação, foram desenvolvidas 2 placas de infravermelho (uma emissora e outra receptora) especificamente para este fim. Uma destas placas fica acoplada ao microcomputador e sua tarefa é enviar os sinais enviados através da porta paralela do microcomputador para o veículo. A outra placa faz o inverso, capta o sinal do ambiente e o envia para a porta paralela do veículo. O veículo transporta uma placa-mãe de um microcomputador PC/AT486 e é a porta paralela desta placa que recebe o sinal digitalizado. A partir da recepção do sinal, a porta paralela aciona os motores de forma a gerar a trajetória desejada.

A parte mecânica é responsável pelo deslocamento do veículo. A parte de visão procura identificar a melhor trajetória a ser seguida. Por fim, a parte eletrônica é responsável pela conexão entre o resultado do processamento de imagem e o acionamento da parte mecânica.

Esquemáticamente, tem-se (figura 1):

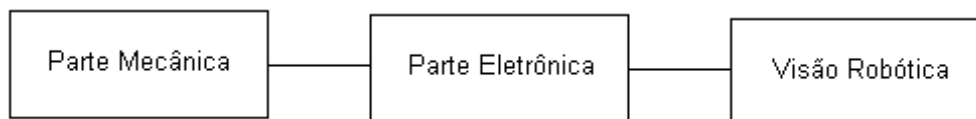


Figura 1 - Integração entre as partes do sistema robótico

### 3. Parte Mecânica

Há, na verdade, inúmeras configurações mecânicas possíveis para o robô desejado. Caso ele seja móvel, como é o caso do descrito neste trabalho, o veículo pode deslocar-se utilizando rodas, patas, esteiras, dentre outras. Cada possibilidade destas resulta em um enfoque específico em sua implementação. A princípio, deve-se analisar as condições em que o veículo irá trabalhar e, a partir daí, optar pela configuração mais apropriada.

Para a escolha da melhor configuração foram analisados inúmeros modelos de robôs. Foram tomados exemplos oriundos dos mais diferentes e distintos campos de atuação: campeonatos de robótica (FIRST, 1997), universidades (Brooks, 1997), indústrias (ISRobotics, 1997), sites da internet (Robotics Magazine, 1997), dentre outros. Após extensa pesquisa, determinou-se a configuração que melhor atenderia as exigências do projeto. A escolhida, por sua larga gama de aplicações, foi encontrada em robôs de diferentes áreas e propósitos, e utiliza rodas como forma de tração. Na figura 2, pode se ver a disposição dos 02 (dois) motores Gearbox (12V, 20 rpm) da RS do Brasil, 02 (dois) eixos fixos, 01 (uma) roda louca, bem como as correias que ligam os motores aos eixos e a placa de alumínio que agrega o sistema mecânico.

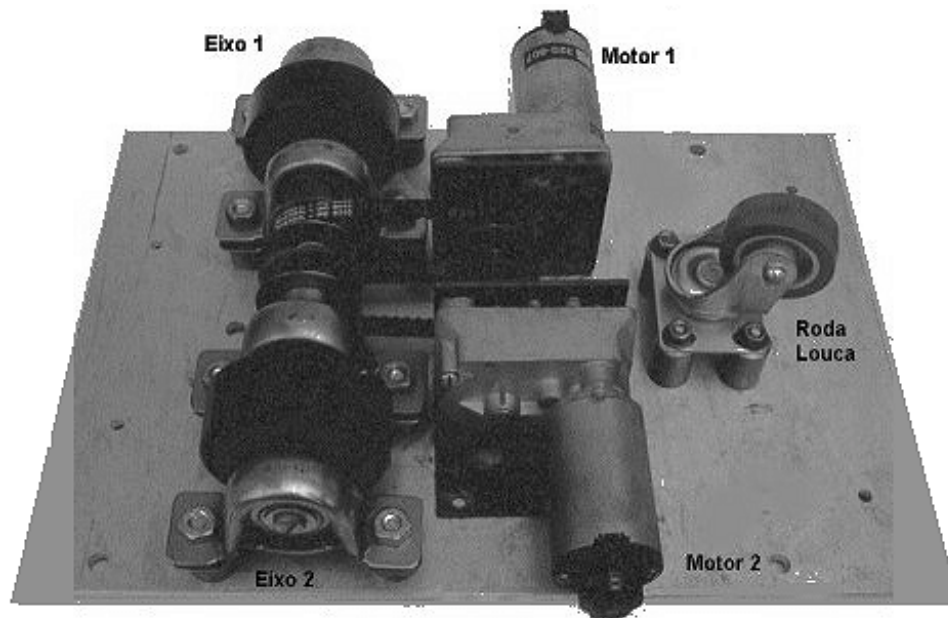


Figura 2 - Configuração mecânica escolhida.

Os motores possuem caixa de redução e possibilitam ao robô atingir uma velocidade de 10cm/seg.. Cada um dos motores mostrados acima (ao centro), são acionados de forma independente pela chamada "placa de interface", que será descrita na seção que segue abaixo.

### 4. Parte Eletrônica

Descreve-se abaixo, a implementação eletrônica utilizada no projeto. São discutidas as dificuldades encontradas no processo de boot do robô, a questão da autonomia (baterias) e o item eletrônico mais importante implementado para o projeto, a "placa de interface".

Nos sistemas robóticos, a eletrônica atua como interface entre os algoritmos de programação e as partes mecânicas envolvidas no processo. O que se espera é que um comando lógico possa ser traduzido em esforços mecânicos. O sistema a ser descrito abaixo foi idealizado a partir do Projeto Pebbles do Laboratório de Inteligência Artificial do MIT (Pebbles Project, 1997).

O primeiro arranjo da implementação eletrônica a ser testado consistiu na utilização de uma placa-mãe de micro PC/AT486, alimentado diretamente a partir de uma bateria de 6 Volts. A montagem do conjunto placa-mãe/bateria é demonstrada esquematicamente abaixo (figura 3):

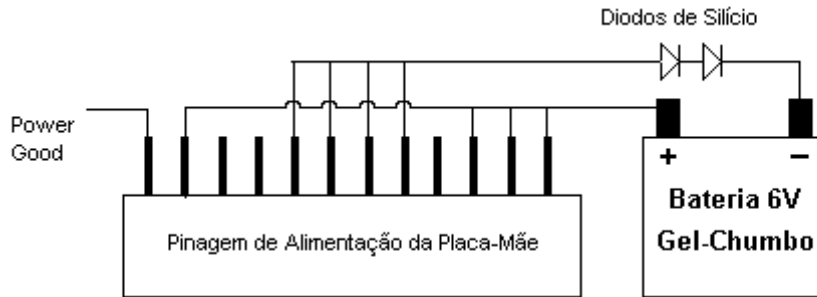


Figura 3 - Representação da alimentação da placa-mãe a partir da bateria de 6 Volts

O Pino de “Power Good” tem a função de permitir o funcionamento do computador somente quando os níveis de tensão nos demais pinos estejam estabilizados. Aterrando-se momentaneamente o pino Power Good, resseta-se a placa-mãe.

É válido ressaltar que a tensão de alimentação tem que ser capaz de polarizar os transistores contidos nos Circuitos Integrados (CI) e não pode ser superior a determinado valor sob pena de superaquecer os CI, queimando-os. Estes valores, para a placa mãe utilizada, foram respectivamente de 3,5Volts (mínimo) e 5,2Volts (máximo).

### O processo de Boot

O processo de boot utilizado no corrente trabalho consiste, inicialmente, em ligar a bateria aos terminais de alimentação da placa-mãe. Após isto, nenhuma alteração é sentida até que se aterre momentaneamente o Power Good. Entra então em ação o processo de Reset da placa. Verificou-se que a placa-mãe consome algo na faixa de 3 Ampéres.

Com o Reset, o processo de Boot se inicia. Dentre as primeiras conseqüências, percebe-se uma queda de tensão na bateria e o início de aquecimento nos diodos, que dissipam aproximadamente 2 Watts cada (ver diodos de silício na figura 3).

A BIOS<sup>1</sup> (Bios, 1998) processa então um teste de auto-verificação. Neste teste, irá verificar a configuração do sistema, identificando possíveis situações onde o processo de boot não pode prosseguir (falta de memória RAM, chip da CPU ou placa de vídeo acoplada à placa mãe). Há necessidade também que haja um teclado (ou um terminador no conector do teclado) conectado à placa mãe durante o período de Boot.

---

<sup>1</sup> Basic Input Output System

Após executar sua auto-verificação, a BIOS inicia o processo de leitura e execução do sistema operacional. Para isto, verifica em sua configuração o dispositivo que contém o sistema (tipicamente dispositivo de disco flexível), acessa-o e inicia a leitura do mesmo.

Após o processo de boot, são desconectados do robô, o teclado e o dispositivo de disco flexível (todo o sistema operacional, bem como programa de gerenciamento dos processos, já foram carregados na memória). E assim, o robô está livre para trafegar pelo ambiente sem nenhuma limitação de fios que o conectem a quaisquer outros objetos.

### A Placa de Interface

Parte do projeto original, a chamada Placa de Interface possui 3 objetivos distintos, sendo eles:

i) Controlar os motores DC a partir de sinal recebido pela porta paralela da placa-mãe. O circuito responsável por este controle é mostrado abaixo (figura 4):

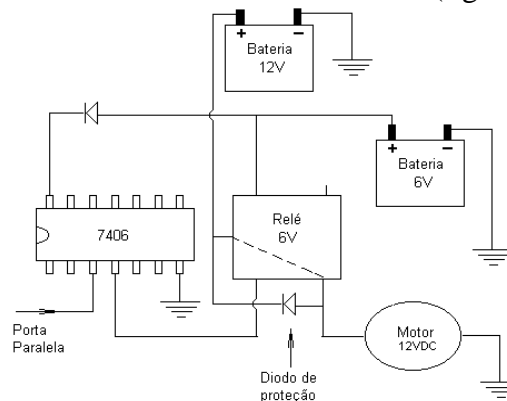


Figura 4 - Circuito responsável pelo acionamento dos Motores 12VDC a partir do sinal da Porta Paralela

Assim, quando a porta paralela envia sinal lógico 0 (equivalente ao terra), o relé fecha a conexão e o motor DC começa a girar. Foi também inserido ao conjunto um diodo com o intuito de evitar corrente reversa sobre o relé. A presença desta corrente reversa reduz a vida útil do relé, pois evita o centelhamento toda vez que há o chaveamento liga/desliga.

O fundamental no acionamento do relé consiste na tensão entre seus bornes e a corrente por ele requerida. Ou seja, há necessidade de uma potência mínima dissipada no relé para que ele permaneça acionado.

Assim, com este aparato é possível acionar os motores DC a partir de comandos enviados para a porta paralela. O comando *outportb*, da Linguagem C de programação é um bom exemplo de comando que envia sinais para a porta paralela. Através do comando *outportb* consegue-se definir os níveis de tensão em oito pinos (equivalentes a um byte) da porta paralela.

ii) Estabelecer comunicação com um micro à distância:

Como previsto no projeto original, o robô envia as imagens obtidas em sua câmera através do aparelho Video Link (SETO Ind. e Com., 1997). Esta imagem é capturada por um micro à distância através de antena sintonizada no canal 12, então, é digitalizada e processada.

O resultado do processamento é então retornado ao robô por infravermelho. Um dos objetivos funcionais da placa de interface é o de estabelecer esta comunicação por infravermelho.

iii) Utilizar ultra-som no reconhecimento de obstáculos:

Adquiriu-se uma placa de ultra-som para detecção de obstáculos na faixa de 30 cm a 1,5 m. O objetivo previsto em projeto consiste em aparelhar o robô com mais este dispositivo de sensoriamento. A partir do momento em que a placa detecta algum objeto aproximando-se, ela envia um sinal à placa de interface que, automaticamente, transfere este sinal ao micro remoto, para que este tome a decisão acerca da nova rota a ser tomada. Esta última função da placa de interface ainda está em fase de implementação.

Após a implementação das partes mecânica e eletrônica acima descritas, obteve-se a primeira versão do robô desejado, cujas fotos podem ser vistas abaixo:

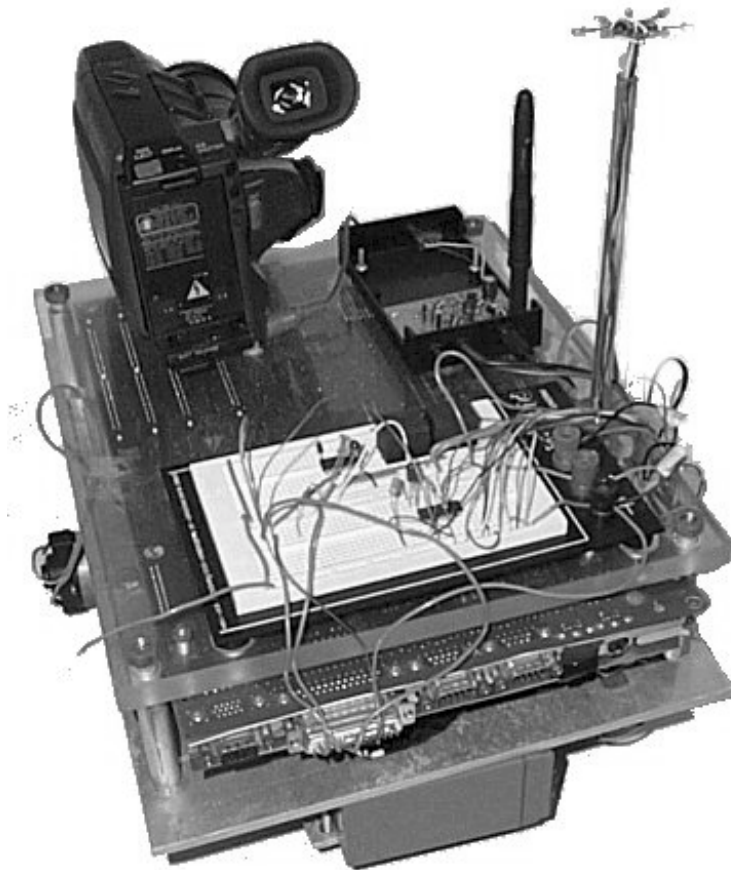


Figura 5 - Vista em perspectiva do robô

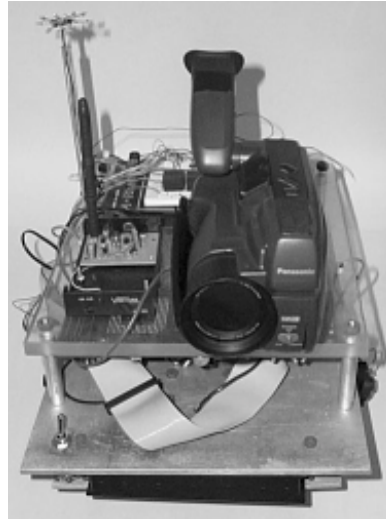


Figura 6 - Vista frontal do robô

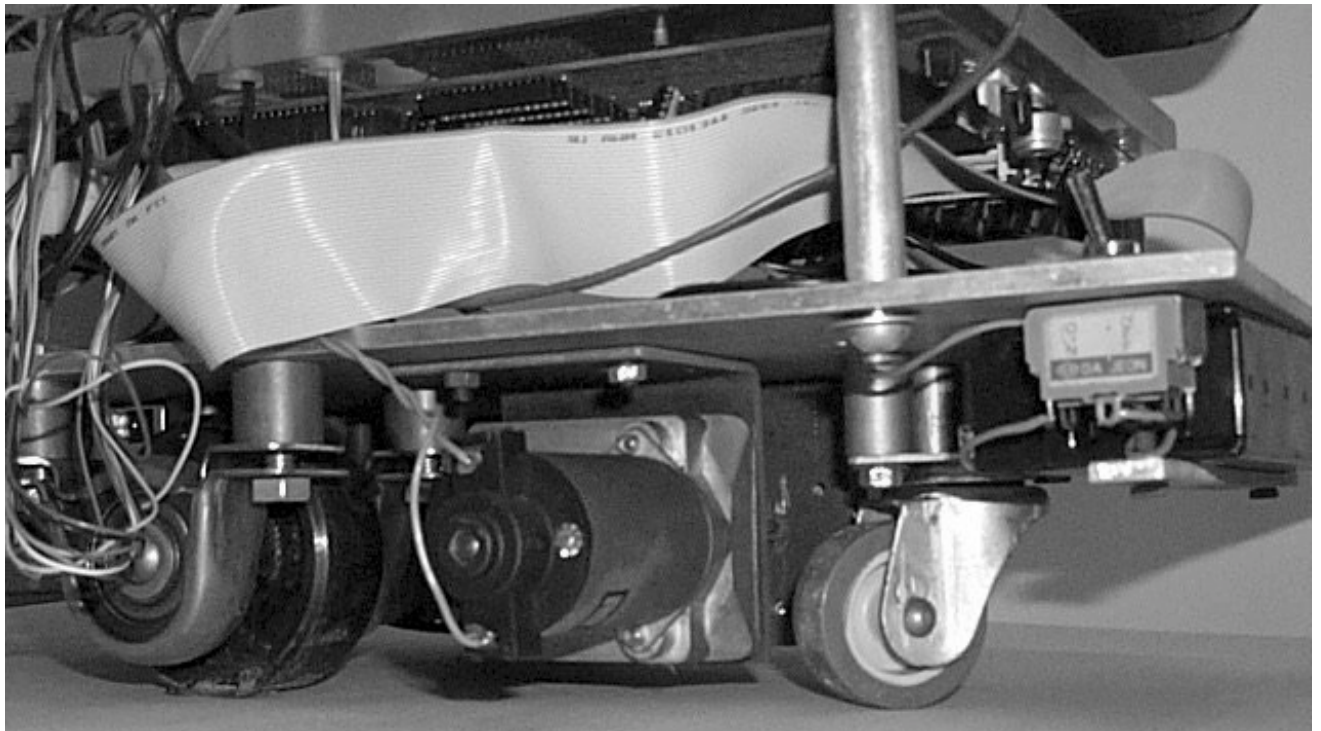


Figura 7 - Vista lateral do robô.



## **5. Conclusão**

Após todo trabalho dispendido na implementação da parte eletrônica, verificou-se quanto o projeto ainda poderia ser simplificado. A única necessidade eletrônica do projeto consiste na implementação de uma placa que acione os motores a partir de comandos de rádio (ou infravermelho) dados por um micro à distância. Não há sequer necessidade da placa-mãe e de toda complexidade de seu acionamento.

Neste sentido, foram adquiridas placas com sistemas embutidos e barramento PC104. Estas placas possuem DOS implementado em hardware, são pequenas, leves, compactas; preenchem todos os requisitos necessários ao presente projeto, ou seja capacidade de processamento (CPU) e comunicação com a placa de interface (através de sua porta paralela) e ainda, não necessitam a conexão de quaisquer periféricos (dispositivo de disco flexível ou teclado) para seu acionamento. Sua alimentação também se dá através da bateria de 6Volts.

Assim, o próprio sistema mecânico poderia tornar-se menor e mais leve. A câmera utilizada também deve ser substituída por uma CCD ligada diretamente à porta paralela. O processamento de imagem passaria assim a ser realizado pelo próprio robô e sua comunicação com o microcomputador à distância teria apenas a finalidade de informar sua atual situação, bem como os resultados encontrados oriundos do processamento das imagens capturadas.

A placa responsável pelo sistema de reconhecimento de obstáculos por ultra-som também irá compor uma nova versão do presente projeto de pesquisa.

Informações bem mais abrangentes sobre o projeto acima mencionado podem ser encontradas na homepage (<http://www.mec.puc-rio.br/~sauer/trab/mest/meurobo/vision1.html>).

### ***Agradecimentos***

Aos funcionários da oficina mecânica do laboratório de Termociências da PUC-Rio, pelo carinho e atenção. Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, por ter financiado uma bolsa de estudos ao primeiro autor, cujo trabalho de pesquisa deu origem a este artigo. À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio de Janeiro, FAPERJ, por ter financiado a implementação do robô. Ao Instituto Militar de Engenharia, IME, pelo apoio institucional.

## REFERÊNCIAS

- Sauerbronn & Dreux, 1996, Robótica aplicada a reconhecimento de ambientes, Projeto de pesquisa, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio de Janeiro (FAPERJ).
- SETO Ind. e Com., 1997, - Seto Indústria Comércio Produtos Eletrônicos Ltda., Rua Dr. Siqueira Campos, n<sup>o</sup> 147, São Paulo, SP, C.G.C.45.922.465/0001-38, 1997.
- FIRST, 1997, - Organização "FIRST - For Inspiration and Recognition in Science and Technology", <http://www.usfirst.org>, 1997.
- Brooks, 1997, - Prof. Rodney Brooks, diretor do laboratório de Inteligência Artificial, Instituto de Tecnologia de Massachusetts, Boston, Massachusetts, Estados Unidos, <http://www.ai.mit.edu/people/brooks/>, email: [brooks@ai.mit.edu](mailto:brooks@ai.mit.edu), 1997.
- ISRobotics, 1997, Sistemas Robóticos Inteligentes, Boston, Massachusetts, Estados Unidos, <http://www.isr.com>, 1997.
- Robotics Magazine, 1997, "RS&T Magazine for Educators, Students, Hobbyists & Enthusiasts", <http://www.robotmag.com>, 1997.
- Peebles Project, 1997, Projeto Pebbles, Robôs Exploradores, Laboratório de Inteligência Artificial, Instituto de Tecnologia de Massachusetts, Boston, Massachusetts, Estados Unidos, <http://www.ai.mit.edu/projects/mars-rovers/pebbles.html>, 1997.
- Bios, 1998, MR Bios (Microid Research), <http://www.mrbios.com>, 1998.

## AUTONOMOUS PROGRAMMABLE VEHICLE FOR USE IN COMPUTER VISION

***Abstract.** This paper describes the architecture of an autonomous programmable vehicle whose mechanical support rests on three wheels. There are two motors in order to transport some electronic devices. These devices are responsible for powering the vehicle motors, as well as for communication (radio and infrared) with external equipments that are monitoring the process. The integration of the mechanical parts with the electronic parts represents the core of this paper. This vehicle has the purpose of supporting an automated vision system, that works as its main form of sensing.*

***Keywords:** Robotics, Vision, Infrared, Radio.*

# INFORMATIZAÇÃO DA ADMINISTRAÇÃO DE MATERIAIS NA FABRICAÇÃO DE *BLANK* SOLDADO

**José Jean-Paul Zanlucchi de Souza Tavares**

**Gilmar Ferreira Batalha**

**José Reinaldo Silva**

Escola Politécnica da USP - Dept. de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos -  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 05508.900 São Paulo - SP

## Resumo

Procede-se inicialmente a uma revisão sobre modelagem de sistemas automatizados e projeto da informatização da área de administração de materiais na fabricação de *blank* soldado, utilizando uma metodologia orientada a objetos dedutiva. Aplicou-se a metodologia *Abstract View / Abstract Object* na concepção e desenvolvimento da representação do sistema, objetivando a reutilização de soluções e uma abordagem híbrida *Top-Down* e *Bottom-Up*. A área de administração de materiais na fabricação de *blank* soldado foi escolhida pelo fato da sua crescente adoção no processo de conformação de chapas e conseqüentes mudanças no processo de manufatura.

**Palavras-chave:** Manufatura; *Blank* Soldado; Design Orientado à Objeto; Sistema Integrado.

## 1. INTRODUÇÃO

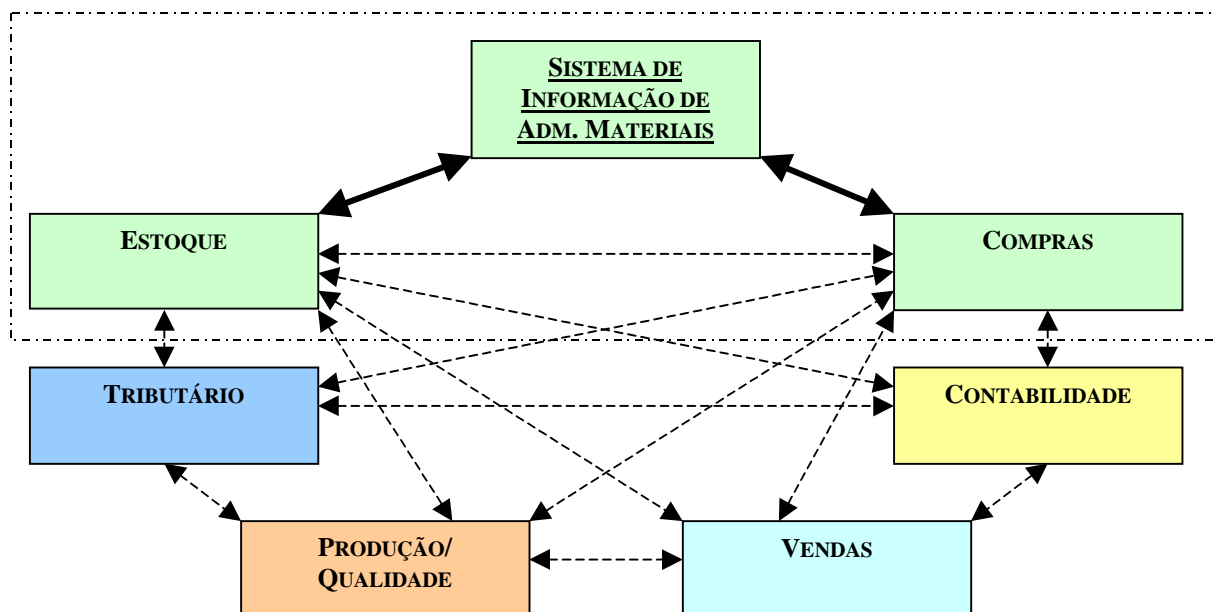
Esse trabalho busca modelar a informatização da área de administração de materiais na fabricação de *blank* soldado através de técnicas da teoria de sistemas. A configuração de sistemas de manufatura, no caso da fabricação de *blank* soldado, é enfocada segundo dois aspectos: um modelo funcional relacionado com o planejamento da produção, e um modelo físico vinculado ao conjunto dos processos, máquinas e equipamentos. Estes dois modelos necessários para descrever o sistema como um todo, inseridos em contextos diferente, isto é, cada componente interage com um número restrito dos demais componentes, tornam a funcionalidade de seus componentes reflexos de suas interações. Neste sentido são utilizadas duas metodologias para análise da representação dessas funcionalidades e do contexto específico de cada componente, sendo seus formalismos implementados utilizando um banco de dados dedutivo. A representação consiste de objetos chamados de AV (*Abstract views*), isto é, uma síntese da interação dos objetos com o entorno, e outros chamados de AO (*Abstract objects*) que compõe o modelo do artefato em algum formalismo. A área de administração de materiais na fabricação de *blank* soldado foi escolhida pelo fato da crescente adoção de *blank* soldados no processo de conformação de chapas promover alguma mudanças nítidas no processo de manufatura, destacando-se no contexto deste trabalho: as mudanças logísticas (ex.: redução do estoque, diminuindo o número de peças antes separadas e agora passam a formar um *blank* único, somando-se ainda a grande importância dos sistemas atuais de entrega e armazenagem e sua influência sobre as propriedades das chapas e do produto

final, envolvendo centro produtor, centro prestador de serviços e indústria automobilística, e suas respectivas filiais) e as mudanças de produtividade, uma vez que a redução do número de operações de estampagem em prensa, conformando uma só peça em lugar de duas ou três, reduz o consumo de energia, otimiza a utilização de linhas, diminui o tempo de produção em prensa e a montagem no carro, reduzindo estoques intermediários, ao estocar um lote apenas ao invés de várias peças não unidas antes da montagem.

## 2. MODELAGEM DE SISTEMAS AUTOMATIZADOS

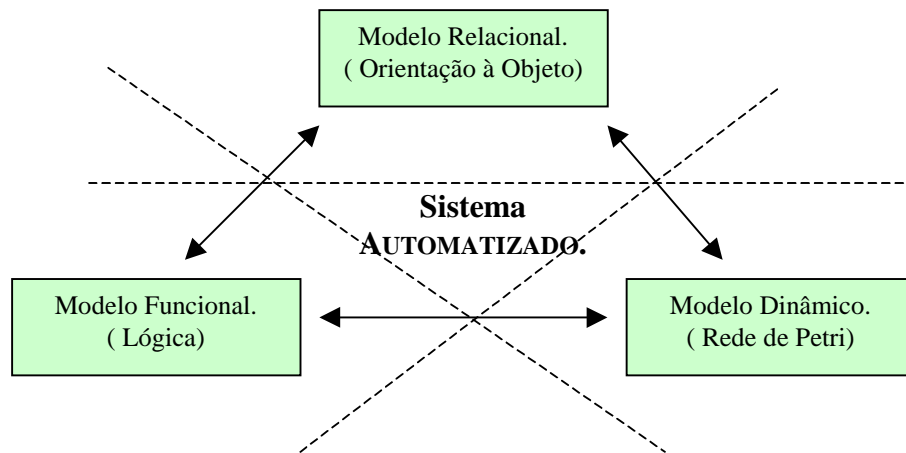
Sistemas automatizados são sistemas complexos compostos por vários subsistemas ou módulos especializados, o que pressupõe uma divisão do sistema original em vários subsistemas, criando uma estrutura hierárquica complexa onde as relações entre os subsistemas concentram a funcionalidade do sistema global integrado (Silva 1998).

A Figura 1 representa as relações de vários subsistemas em um sistema de informação de administração de materiais, para o processo de fabricação de blank soldado. É possível identificar várias interdependências entre o Estoque, que indica a existência do material, com Compras, Vendas, Contabilidade, Produção e Qualidade, no que tange os materiais necessários para fabricação e entrega dos produtos finais e seus custos respectivos; a área Tributária com Compras, Vendas, Contabilidade no que diz respeito os impostos devidos e suas contabilizações; Compras com Contabilidade, referente ao pagamento dos fornecedores; Vendas e Contabilidade, para recebimento dos clientes. Esses relacionamentos determinam o tipo de implementações possíveis e, em outros casos mais complexos, podem determinar inclusive a funcionalidade e exequibilidade do projeto. A relação do sistema com os subsistemas é tal que a funcionalidade pretendida deve ser consequência da integração dos subsistemas. A complexidade do sistema aumenta pois cada subsistema possui um domínio específico com relações e restrições particulares, e, para cada inter-relação podem possuir diferentes funcionalidades, flexibilizando assim o sistema total. O conhecimento dos sistemas também ser refinados, determinando um modelo interativo capaz de poder reconhecer novas inter-relações entre subsistemas e ampliar a integração entre eles.



**Figura 1.** Esquema das inter-relações no sistema de informação de administração de materiais para o processo de fabricação de blank soldado.

Os sistemas automatizados podem ser representados através de três modelos, a saber, relacional, que apresenta as relações entre os subsistemas, funcional, o qual descreve as especificações funcionais dos sistemas e subsistemas, e dinâmico, responsável pelo processo a ser implementado (Tavares e Silva 1997). A Figura 2 apresenta uma solução para representação de cada um desses modelos separadamente.



**Figura 2.** Representação de Sistemas Automatizados.

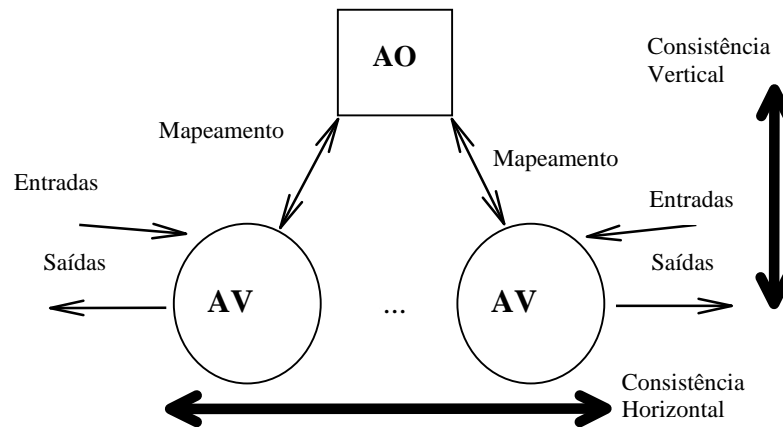
### 3. REPRESENTAÇÃO AV/AO

O modelo proposto para a modelagem conceitual de sistemas automatizados, e que pode também ser utilizado até o projeto detalhado é baseado em objetos abstratos AV/AO, que por sua vez foram adaptados do modelo ADV/ADO (Cowan e Lucena 1995). O *Abstract Data View* (ADV) foi criado para especificar claramente e formalmente a separação de funcionalidade (“*separation of concerns*”) entre uma componente de software e o seu domínio de aplicação. Isto é particularmente importante quando a componente de software se destina a vários usuários, todos com características específicas e utilizando a mesma componente com diferentes propósitos. Essa aproximação para especificação de interfaces claramente separa os componentes de aplicação dos demais dentro de uma abordagem cliente/servidor. Assim, os modelos das componentes de aplicação são chamados de *Abstract Data Objects* (ADO), que são projetados para minimizar o conhecimento do ambiente em que eles são usados e podem ser melhor reutilizados (Gray 1993).

A diferença entre a proposta de Cowan e Lucena e a que apresentamos neste artigo vai além da supressão do termo “Data”, característico das componentes de *software*. O modelo AV/AO, contém uma abordagem em lógica clássica para as relações entre componentes e para a conexão entre AV que é de fato a expressão da estrutura de uma rede de Petri do sistema integrado. Tem também uma proposta específica de análise de consistência entre cada modelo lógico parametrizado, AO, e seu respectivo comportamento AV. Apesar do formalismo proposto ser simples, é o suficiente para a maior parte dos projetos de design em engenharia, principalmente para os sistemas cujo processo de integração está intimamente associado a sistemas de controle supervisorio, como mostraremos em um exemplo adiante.

A estruturação do projeto está associada à abordagem orientada a objetos (ambos AV e AO são de fato objetos (Bittencourt 1996, Chan e Trinter 1993 e Panton et al. 1993). Além de responder pela parte funcional da abordagem, esta característica é um indicativo de que há uma boa possibilidade de reutilização de projetos representados por AV/AO, uma vez que os melhores resultados para a reutilização de projetos está associada a métodos orientados a

objetos. A relação entre AV e AO não é simétrica, uma vez que várias instâncias de AV podem estar associadas a um mesmo AO de forma a criar diferentes pontos de vista ou funcionalidades. Este relacionamento *muitos - para - um* significa que cada instância de AV deve ser coerente com o AO associado, o que é denominado de coerência vertical. Implica também que todas as instâncias dos AV devem ser consistentes entre si, o que é chamado de coerência horizontal.



**Figura 3.** Relação *muitos - para - um* e propriedades de coerência do modelo AV/ AO.

O conceito da consistência garante a abstração correta de componentes de projeto e é fundamental no processo de reutilização, uma vez que as componentes reutilizadas devem ser adaptadas antes de serem incluídas em um novo projeto (Dieter 1991, Gray 1993, Medland 1992, Panton et al. 1993 e Reich 1995).

Nesse modelo, tanto o AV como o AO podem ser refinados, e a consistência horizontal e vertical deve ser mantida entre eles (Silva 1998).

Com um modelo seguindo a metodologia a ser indicada, consegue-se um sistema que armazena ao mesmo tempo o objeto projetado, AO, e possibilite a busca de objetos numa base de dados através de especificações por meio de AV.

Pode-se iniciar o projeto com as características funcionais, sem necessariamente especificar de início as características do objeto a ser projetado. Uma vez identificado um objeto a ser reutilizado ( e as inter-relações do novo projeto com ele) através de AV, esse pode ser “integrado” ao projeto pelo AO correspondente, depois de verificada a consistência horizontal. Tudo se passa como esse novo AO fosse um elemento de base para uma composição (Silva 1998).

O processo de reutilização empregado é uma versão simplificada do método baseado em metáforas descrito em (Silva 1992).

Conceitualmente as relações de consistência possuem definições formais, a saber, a vertical indica que, caso exista um mapeamento de entradas e saídas de AV para um determinado AO, este deverá deduzir toda e qualquer entrada em uma saída. A horizontal, formaliza que, caso duas entradas indiquem a mesma saída de um AO, as entradas devem ser idênticas, gerando unicidade. A Figura 4 apresenta uma tela do RLOG (Liu 1998), um banco de dados orientado à objeto dedutivo da Universidade de Regina do Canadá, contendo as regras de consistência do modelo AV/AO.

```

Rlog[26]> open avao
Rlog[27]> display
There are the following types available:
Type Dados: String(16);

There are the following relations available:

Relation AO 's Attributes: (
Nome: String(16);
CjDados: Set.It has not maximal limitation
Type Dados:
)
The keys are the following attributes:
Nome
)

Relation AV 's Attributes: (
Entrada: Type Dados;
Saida: Type Dados;
AO_En: String(16);
AO_Sa: String(16);
The keys are the following attributes:
Entrada Saida AO_En AO_Sa
)

Relation AO 's facts:
Rules available are:
AV_En_Sa_AOEn_AOSa :- AO(AOEn,<En>), AO(AOSa,<Sa>)
AV_En1_Sa_AOEn_AOSa :- AV_En2_Sa_AOEn_AOSa), AO(AOEn,<En1>), AO(AOSa,<Sa>), _En1=_En2

```

**Figura 4.** Regras de consistência do modelo AV/AO no RLOG.

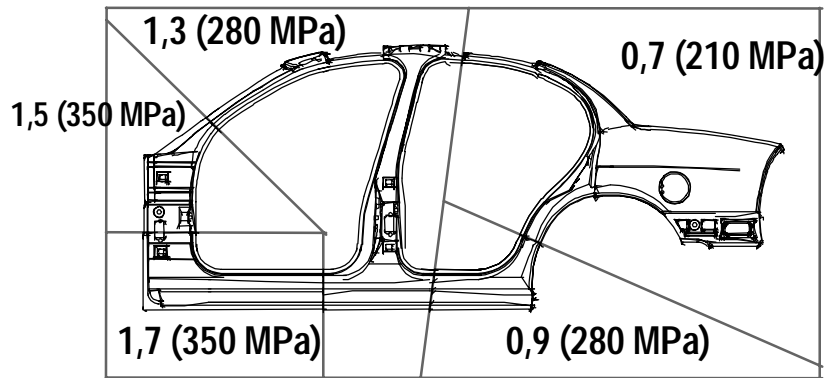
#### 4. ADMINISTRAÇÃO DE MATERIAIS NA FABRICAÇÃO DE BLANK SOLDADO

A área de controle de sistemas de manufatura e CIM [*Computer Integrating Manufacturing*] apresentam soluções para o processo do ponto de vista operacional, entretanto, dados gerenciais são segregados. Por outro lado, os sistemas ERP [*Enterprise Resource Planning*], amplamente utilizados na atualidade, auxiliam os processos de administrativos internos e fornecem dados gerenciais, todavia, sem conexão direta com a área de controle e supervisão da manufatura. Através da aplicação do modelo AV/AO é possível modelarmos sistemas CIMM [*Computer Information Manufacturing Management*] pois, por meio da separação dos domínios e mapeamento de suas interfaces, é possível relacioná-los e os integrar num mesmo sistema.

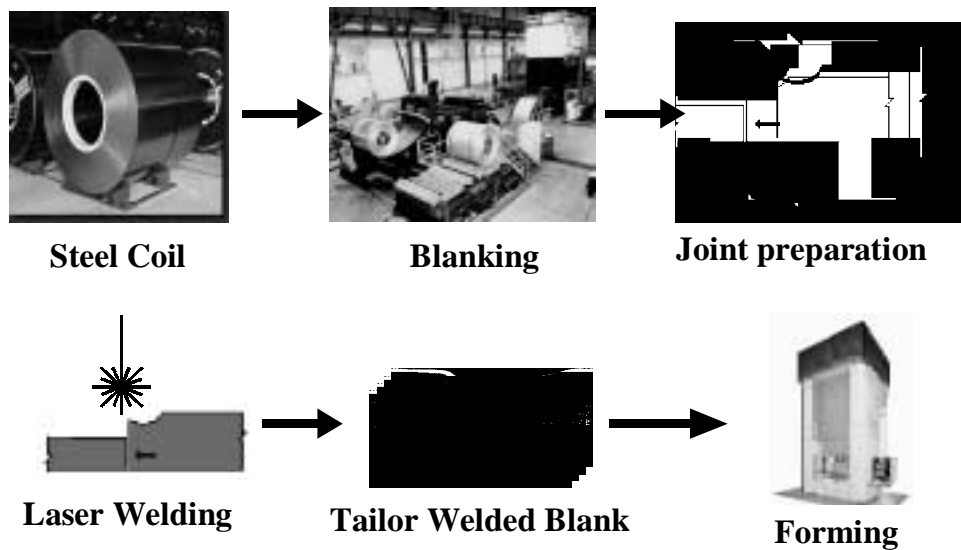
O exemplo a ser apresentado advém de uma empresa siderúrgica real, que possui um sistema ERP instalado. O processo se caracteriza pela terceirização da fabricação do blank soldado, pois a empresa foca sua produção na fabricação de aço, mas tem interesse estratégico no mercado de blank soldado. Como exemplo de um blank soldado complexo tem-se a Figura 5. Trata-se da base do painel lateral externo do veículo do projeto ULSAB – *Ultra Light Steel Auto Body*, a qual reúne três diferentes graus de resistência mecânica, além, de cinco diferentes espessuras (Jaroni et al. 1997, Batalha et. al. 1999, Pereira et al. 1999 e Picinini Filho et al. 1999). Na Figura 6 apresenta-se esquematicamente a fabricação do Blank Soldado.

O processo real inicia-se através de uma ordem de venda de blank soldado para o cliente final. Nessa ordem já está especificado os materiais que irão compor o blank, bem como as quantidades e a data de entrega do produto. A área responsável pela compra do produto verifica, então, a existência de matéria prima, ou seja, bobina, no estoque para que seja cortada e soldada através da máquina de solda à laser pelo fornecedor. Caso não hajam bobinas necessárias para criação do lote de blank, é necessário criar uma solicitação de transferência de bobinas entre a matriz e a filial. Essa solicitação de transferência, por meio de

uma interface com o sistema produtivo, inicia a produção das bobinas na matriz. Terminada a fabricação, a bobina é pesada e embarcada para a filial, juntamente com uma nota fiscal de simples remessa. Ao chegar na filial é necessário verificar o peso do material, dar entrada em estoque e registrar a nota fiscal. As bobinas a serem processadas em blank, deverão ser remetidas ao fornecedor através de uma nota fiscal de beneficiamento. Uma ordem de compra de *blank* soldado é enviada ao fornecedor, informando qual *blank* soldado, em qual quantidade, qual preço e quando deverão ser entregues à filial.



**Figura 5.** Painel lateral externo. - “*Tailor blank*” soldado a Laser



**Figura 6.** Processo de Fabricação do *Blank* Soldado.

No beneficiamento, as bobinas passam pelas operações de aparar lateral, corte, solda e estampagem para, enfim, serem embalados e se tornarem o produto final especificado pela ordem de compra. No recebimento do *blank* soldado pela filial, dá-se baixa no estoque de bobina disponibilizada ao fornecedor, gera-se estoque de *blank* e se verifica o montante da fatura do fornecedor com relação à quantidade recebida e o preço indicado na ordem de compra.



Os processos básicos de Administração de Materiais do sistema ERP existente são: Processo de Compra que compreende Requisição de Compra, Solicitação de Cotação, Contrato Básico, Pedido/ Ordem de Compra, Entrada de Mercadoria e Verificação de Fatura; o Processo de Transferência que se separa em Requisição de Compra, Pedido, Entrada de Atividade/ Registro Fiscal; Processo de Administração de Materiais que se separa em Entrada de Mercadorias, Transferência de Mercadorias, Saída de Mercadorias, vinculados ou não à pedidos de compra e/ ou ordens de vendas.

O sistema implantado possui ordem de venda desvinculada da ordem de compra e ordem de compra desvinculada do pedido de transferência, pois apenas integra os passos internos dos processos administrativos principais, desprezando as possíveis inter-relações desses processos. Isso faz com que, operacionalmente, seja necessário criar ordens de compra em função do programa de remessas do cliente, bem como gerar pedidos de transferência em função da análise do estoque de bobinas e do programa de remessas fora do sistema ERP instalado.

Para otimizar esse processo se utilizará o modelo AV/AO como descrito em Tavares, Silva e Batalha 2000. Primeiramente é necessário identificar os AO's principais, a saber, AO<sub>Cliente</sub>, AO<sub>Companhia</sub> e AO<sub>Fornecedor</sub>. Cada AO possui um domínio específico que se relaciona com um ou mais AO's por meio dos AV's. Na modelagem AV/AO não é necessário detalhá-lo, podendo apenas indicá-los e os tratar através de AV's, como é o caso dos AO<sub>Cliente</sub> e AO<sub>Fornecedor</sub>. A Figura 7 apresenta cada AO representando um domínio diferente e se relacionando com todos os outros domínios através dos AV's representados por setas unidirecionais.

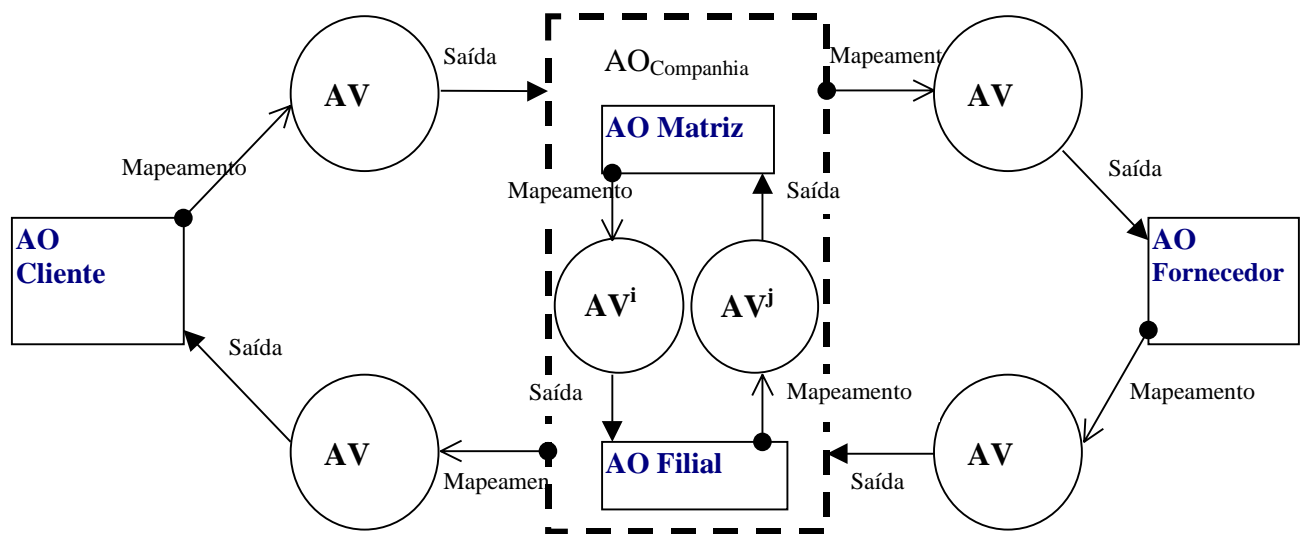
Nesse caso, o AV<sub>1</sub> e o AV<sub>4</sub> representam as informações trocadas entre o Cliente e a Companhia. Optou-se por representá-los separadamente pois tratam de diferentes tipos de dados, a saber, o AV<sub>1</sub> informa o programa de entrega de blank do cliente e os pagamentos referentes aos recebimentos ocorridos, enquanto o AV<sub>4</sub> trata do envio do blank da Companhia ao Cliente, junto com a sua Nota Fiscal. Para efetuar a venda, esse blank soldado deve ser fabricado. Nesse caso, o AV<sub>2</sub> lida, respectivamente, com o envio de bobina a beneficiar e Nota Fiscal, pedidos de compra de *blank* e pagamento do fornecedor; enquanto o AV<sub>3</sub> representa o retorno do blank produzido, sua Nota Fiscal e retorno de sucata..

Pode-se refinar esse esquema separando o AO<sub>Companhia</sub> como sendo dois AO's referentes aos AO<sub>Matriz</sub> e AO<sub>Filial</sub> com dois AV's correspondente ao relacionamento entre eles.

Assim sendo, o AV<sub>J</sub> refere-se ao Pedido de Transferência de bobina do AO<sub>Filial</sub> para o AO<sub>Matriz</sub>, e o AV<sub>1</sub> diz respeito à remessa de bobina e sua nota fiscal de transferência. A consistência a ser cumprida é se gerar pedidos de transferência em função dos programas de remessa existentes advindos do AV<sub>1</sub>. O envio de bobinas do AV<sub>1</sub> deve ser vinculado ao pedido de transferência indicado no AV<sub>J</sub>.

As interfaces entre as áreas devem ser consistentes com respeito a todo o sistema. O programa de remessas do cliente é comunicado à área de Vendas, a qual informa à Compras quais os produtos devem ser adquiridos do fornecedor. Para se iniciar o serviço de corte a área de compras precisa verificar o estoque da(s) bobina(s) que compõe(m) o *blank*. Caso não haja bobina, a área de compras inicia o processo de transferência por meio de um pedido de transferência à matriz.

Ao se aplicar as regras de consistência, constata-se que para se criar um pedido de corte de chapa é necessário existir um programa de remessa e uma remessa de beneficiamento com nota fiscal. O pagamento dos serviços realizados só ocorre após a entrega do *blank*, nota fiscal dos serviços de corte, referenciados a um pedido de corte. O pagamento pelo produto entregue ao cliente ocorre após a remessa e faturamento do mesmo. Nos casos de um novo blank soldado, é necessária uma interação entre os processos de fabricação de *blank*, bobina e do processo de venda, para os testes e ensaios de viabilidade.



**Figura 7.** Representação do processo de administração de materiais modelada por AV/AO.

## 5. CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS

Apesar da empresa siderúrgica possuir um processo automatizado, com a utilização do sistema ERP, esse processo apresenta falhas que podem acarretar grandes prejuízos junto ao cliente final, quando é produzido um *blank* com especificação, quantidade, preço e prazo diferente do informado pelo fato de não haver um vínculo direto entre o processo de vendas e compras.

Através do modelo AV/AO aplicado a esse caso, pode-se mostrar um sistema otimizado, o qual verifica a consistência da base existente e automaticamente processa pedidos de compra de *blank* e pedidos de transferência de bobinas de um dado programa de entrega do cliente.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- Batalha, G. F. et al. 1999. Proc II Workshop FINEP/RECOPE - Desafios, Experiências e Expectativas sobre o Controle da Rugosidade em Chapas Metálicas para a Indústria Automotiva, 27 de abril de 1999, S. Paulo, FINEP/RECOPE, ISBN 85-86686-05-0.
- Bittencourt, G. 1996. Inteligência artificial: ferramentas e teorias. Campinas, Instituto de computação, Unicamp, 1996.
- Chan, D. K. C. e Trinter, P. W. 1993. Object comprehension: a query notation for object-oriented databases, Lecture notes in computer science, Springer, 752, pg. 55-72,
- Cowan, D. D. e Lucena, C. P. J. 1995. Abstract data view: An interface specification concept to enhance design for reuse, IEEE Trans. of software Engineering, v. 21, 3.
- Dieter, G. E. 1991. Engineering design: a materials and processing approach, 2 ed., Mc Graw Hill.
- Gero, J. S. 1989. Metamodel: An integrated modeling framework for intelligent CAD, Artificial Intelligence in Design, Computational Mechanisms Publications, Southampton, pg. 429-49.

- Gray, P. M. D. 1993 Knowledge reuse through networks of large KBS, Lecture notes in computer science, Springer, 752, pg. 55-72.
- Jaroni, U., Prange, W. e Schneider, C. 1997. Tailored blanks: In: Laser Assisted Net Shape Engineering 2 - Proc. of the 30th International CIRP Seminar on Manufacturing Systems Erlangen, 23 a 26 sept. 1997, Ed. CIRP-WGP-WLT, 61-8, ISBN 3-87525-090-7.
- Levesque, H. J. e Mylopoulosm J. 1996. Na overview of knowledge respresentation, On conceptual modeling, Springer Verlag, pp. 3-17.
- Liu, M. 1998 Relationlog: a Typed Extension to Datalog with Sets and Tuples, The Journal of Logic Programming, 1-30.
- Medland, A. J. 1992. The computer-base design process. 2 nd ed., Chapman & Hall, London.
- Panton,W.N., Al-Qaimani,G., Doan,K. 1993 On interface objects in object-oriented databases, Lecture notes in computer science, Springer, 752, pg. 55-72.
- Pereira, J. F. B., Andrade, S. L. e Rosa, L. K. 1999. Projeto ULSAB - Ajudando a Construir o Carro do Futuro, In: Proc II Workshop FINEP/RECOPE - Desafios, Experiências e Expectativas sobre o Controle da Rugosidade em Chapas Metálicas para a Indústria Automotiva, 27 de abril de 1999, S. Paulo, EPUSP/FINEP/RECOPE, ISBN 85-86686-05-0. Pp. 20-31.
- Picinini Filho, M., Sampaio, A , Azambuja, S., Campbel, C., Carvalho, C., Suzuki, L. , Santos, J. e Venturinnen, C.. Desenvolvimento Pioneiro de Blank soldado na América Latina: O projeto da CSN para a GMB e a FORD. Ibid, pp. 32-44.
- Silva, J. R. 1998 Interactive Design of Integrated Systems, In.: Intelligent Systems for Manufacturing: Multi-Agent Systems and Virtual Organizations, Camarinha-Matos, L., Afsarmanesh, H., Marik, V. (eds.), IFIP, -KAP, Londres, pp. 567-78.
- Silva, J. R. 1994. An object-oriented approach to design of flexible manufacturing systems, IFIP, pg. 91- 106
- Silva, J. R. 1992 Uma formalização para o processo de design baseado em metáforas: suas aplicações em automação de sistemas a eventos discretos, Tese de doutorado, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Tavares, J. J. P. Z. S. e Silva, J. R. 1997. Fusão Entre Objetos e IA na Modelagem e Design de Sistemas Automatizados, III Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente, pg. 359-64.
- Tavares, J. J. P. Z. S. , Silva, J. R. e Batalha, G. F. 2000. Towards the Formalization of Information System for Material Management in Manufacturing Process. Proc. The Third World Congress on Intelligent Manufacturing Process & Systems, Massachussets Institute of Technology, Cambridge, MA-EUA, June 28-30, 2000 (Aceito p. publicação e apresentação)
- Reich, Y. 1995. The study of design methodology, J. of mechanical Design, 117, pg. 211-14.

# UMA METODOLOGIA PARA GERAÇÃO DE TRAJETÓRIAS DE MANIPULADORES NO ESPAÇO CARTESIANO

**Altamir Dias**  
**Henrique Simas**  
**Julio Feller Golin**  
**Raul Guenther**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Robótica, Caixa Postal 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: simas,golin@lcmi.ufsc.br; altamir@emc.ufsc.br

## **Resumo**

O presente trabalho apresenta um estudo realizado para geração de trajetórias sobre uma superfície determinada no espaço cartesiano. Curvas B-Splines são utilizadas para geração do caminho sobre a superfície e algoritmos matemáticos são usados para definir uma velocidade constante do efetuador final. O trabalho descreve a teoria envolvida para o cálculo teórico da trajetória e uma experimentação prática realizada com um manipulador industrial.

**Palavras chaves** : Robótica, controle de velocidade, algoritmos de controle

## **1.INTRODUÇÃO**

Para realização de tarefas de manipuladores no espaço cartesiano é necessário a definição das coordenadas de posição e velocidade das juntas para os controladores. Estas referências podem ser dadas no espaço de juntas ou espaço cartesiano.

O controle no espaço de juntas não garante a aquisição de parâmetros da curva, tais como derivadas e raio de curvatura, entre outros. Para tarefas mais complexas há a necessidade de se formular a trajetória no espaço cartesiano – e através de algoritmos de cinemática inversa será possível obter os referidos parâmetros.

Trabalhos já apresentados abordam este problema aplicados a geração de trajetórias para máquinas ferramentas (Sarma & Dutta, 1997). Outras aplicações são na geração de conjuntos de caminhos paralelos em superfícies livres (Suresh & Yang, 1994, Dias, 1999a, 1999b).

O presente trabalho tem por objetivo apresentar uma metodologia para a geração de coordenadas de juntas de um manipulador, considerando especificações desejadas em um caminho parametrizado sobre uma superfície definida no espaço cartesiano.

Neste trabalho são analisados dois casos: no primeiro um caminho é definido sobre uma superfície plana onde o manipulador executa uma seqüência de circunferências. Na segunda análise, um caminho helicoidal é definido sobre uma superfície cilíndrica.

Para experimentação prática será utilizado um manipulador industrial SCARA. Para isto será realizado um levantamento das limitações físicas e tecnológicas do manipulador e do algoritmo de geração das trajetórias.

No corpo do trabalho são apresentadas as características das B-Splines, sua formulação e propriedades importantes para o cálculo de caminhos de tarefas, a técnica de discretização de um caminho contínuo e a aplicação destas teorias na determinação de perfis de referência para controle do manipulador sobre a trajetória desejada.

## 2. CURVAS B-SPLINE

### 2.1 Definição

As curvas B-spline são segmentadas e definidas no espaço Cartesiano a partir de um conjunto de pontos no espaço, chamados de vértices de controle  $\mathbf{V}_i$ . Estes vértices formam um polígono convexo – chamado polígono característico – que limita a curva. B-splines podem ser representadas e obtidas de diferentes formulações, como a fórmula recursiva de Cox e de Boor, ou por diferenças finitas, ou ainda por condições de continuidade. Neste trabalho trata-se somente de B-splines cúbicas parametrizadas num intervalo unitário  $u \in [0,1]$ , utilizando a representação matricial segundo (Qiulin 1987). Nesta representação, um segmento de curva B-spline cúbica  $\mathbf{r}_i(\mathbf{u})$  é dada como uma combinação linear de quatro vértices de controle  $\mathbf{V}$  e das funções de ajuste  $N_{4,j}(u)$ ,  $j = 0, 1, 2, 3$ . As funções de ajuste determinam o “peso” de cada vértice ao longo da curva e são sempre as mesmas para qualquer tipo de segmento de curva B-spline. Então, um segmento de curva B-spline pode ser definido por:

$$\mathbf{r}_i(\mathbf{u}) = [N_{4,0}(u) \ N_{4,1}(u) \ N_{4,2}(u) \ N_{4,3}(u)] \begin{bmatrix} \mathbf{V}_i \\ \mathbf{V}_{i+1} \\ \mathbf{V}_{i+2} \\ \mathbf{V}_{i+3} \end{bmatrix} = U M_b \mathbf{V} . \quad (1)$$

onde  $U = [1 \ u \ u^2 \ u^3]$  e:

$$\begin{aligned} N_{4,0}(u) &= \frac{1}{3!}(1 - 3u + 3u^2 - u^3) \\ N_{4,1}(u) &= \frac{1}{3!}(4 - 6u^2 + 3u^3) \\ N_{4,2}(u) &= \frac{1}{3!}(1 + 3u + 3u^2 - 3u^3) \\ N_{4,3}(u) &= \frac{1}{3!}(u^3) \end{aligned} \quad M_b = \begin{bmatrix} 1 & 4 & 1 & 0 \\ -3 & 0 & 3 & 0 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -1 & 3 & -3 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Estendendo a formulação de caminhos tridimensionais por curvas B-splines, pode-se formular superfícies parametrizadas ( $\mathbf{r}(\mathbf{u}, \mathbf{w})$ ) a partir de uma nuvem de pontos no espaço cartesiano.

Desta forma, uma superfície B-spline é definida de acordo com a equação

$$\mathbf{r}_i(\mathbf{u}, \mathbf{w}) = U M_b V M_b^T \mathbf{W}^T \quad (3)$$

ou

$$\mathbf{r}(\mathbf{u}, \mathbf{w}) = \sum_{K=0}^3 \sum_{L=0}^3 N_{4,k}(u) N_{4,L}(w) \mathbf{V}_{K,L} \quad (4)$$

### 2.2 Propriedades

As curvas e superfícies B-splines, independente de sua ordem, apresentam importantes propriedades geométricas. A primeira delas é o controle local. Como cada segmento de curva B-spline cúbica é determinada por quatro vértices consecutivos  $\mathbf{V}_i, \dots, \mathbf{V}_{i+3}$ ; a mudança de um vértice não exige o “recálculo” de toda a curva, mas dos quatro segmentos que dele dependem.

Esta propriedade foi a mais importante para a escolha do algoritmo B-spline para a formulação da trajetória. Isto porque as curvas de Bezier, bem como as curvas Splines, apesar de também ser possível fornecerem parâmetros para o cálculo de propriedades das curvas, como as derivadas (tangentes, normais e binormais) da curva, não se adequaram ao problema tratado neste trabalho.

A formulação matemática a partir de curva B-splines resultou numa curva suave para o caminho da tarefa, sem a presença de oscilações indesejadas e sem excessivo esforço computacional no cálculo de seus parâmetros.

### 3. METODOLOGIA PARA GERAÇÃO DE TRAJETÓRIA NO ESPAÇO CARTESIANO APLICADO AO MANIPULADOR INDUSTRIAL

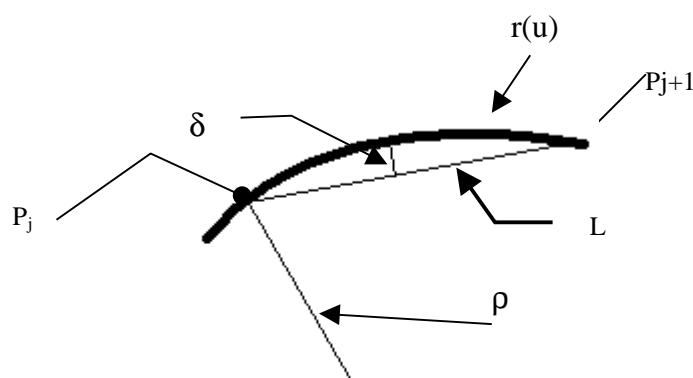
#### 3.1 Manipulador SCARA INTER

Para executar as experimentações de laboratório, foi empregado um manipulador industrial de configuração SCARA. Este manipulador possui arquitetura aberta, o que permite acesso ao seu ambiente de programação.

Através de um pós processamento, os arquivos de dados em formato padronizado ASCII podem ser enviados ao controlador do manipulador para tratamento das informações contidas.

Os pontos a serem interpolados para definição da trajetória são definidos livremente no espaço cartesiano ou sobre uma superfície parametrizada. Uma vez definidos, utilizou-se a formulação por B-splines para gerar a curva representativa do caminho e interpolar outros pontos entre estes pontos dados, definindo assim, uma curva de trajetória desejada no espaço cartesiano.

A partir da curva de trajetória, é realizada a discretização deste caminho, pois o controlador do manipulador é digital. Esta discretização consiste em caminhar sobre a curva através de cordas de comprimento  $L$ , respeitando-se uma tolerância  $\delta$  previamente definida. A tolerância  $\delta$  é o desvio da curva que o efetuador dará, ao dar um passo linear seguindo a trajetória, na execução da tarefa. Procura-se maximizar os comprimentos de corda ao longo da curva, para que o tempo de execução da tarefa seja minimizado



**Figura 1.** Discretização de um caminho contínuo

A Fig 1 ilustra as propriedades necessárias para o cálculo dos passos sobre a curva através da equação (5), onde  $\rho$  é o raio de curvatura local da curva no espaço cartesiano,  $\delta$  a precisão para a execução da tarefa requerida e  $P$  é o conjunto de  $j$  pontos discretos sobre a curva.

Em (Qiulin, 1987) é apresentado um equacionamento para cálculo do passo L sobre uma curva parametrizada. Assim o passo L é mostrado na equação 5, como:

$$L^2=4\delta(2\rho-\delta) \quad (5)$$

Utilizando-se o software Matlab, implementaram-se rotinas para geração dos perfis de referência para as juntas do manipulador. Estas rotinas consistiram em montar matrizes de pontos para coordenadas das juntas. Estes pontos são determinados a partir de algoritmos de cinemática inversa do manipulador SCARA.

### 3.2 Limitações do manipulador SCARA

Na implementação e execução das rotinas Matlab, foram levantadas as limitações físicas e tecnológicas do manipulador SCARA, que são apresentadas a seguir:

- Limitações da orientação do efetuador final em  $\pm 2,5$  rad, o que impede o manipulador de executar uma 1 volta completa em torno do seu eixo de orientação;
- Limitações de posição e velocidade ( Golin *et al*, 1998);
- Limitações do controlador que possui um período de amostragem fixo (1ms).

Para executar as tarefas desejadas foram propostas as seguintes soluções:

- Fixar uma orientação em relação ao sistema de coordenada da base;
- Fixar uma posição do eixo de rotação do efetuador final;
- Implementar procedimentos matemáticos dentro das rotinas Matlab para evitando saturações de velocidade, saída da área de trabalho do manipulador e singularidades no Jacobiano.

## 4. EXPERIMENTAÇÃO PRÁTICA NO CONTROLE DE VELOCIDADE DO EFETUADOR FINAL SOBRE UMA TRAJETÓRIA NO ESPAÇO CARTESIANO

### 4.1 Descrição do problema

Utilizando-se as rotinas Matlab e considerando as limitações do manipulador, foram definidas duas superfícies para geração de diferentes trajetórias.

A primeira experimentação foi realizada sobre uma superfície paralela ao plano XY da base do manipulador. Nesta superfície foram definidos pontos de uma circunferência, cujo raio é de 7 cm e definida uma tarefa de fazer o manipulador percorrer uma trajetória sobre esta circunferência, realizando três voltas numa velocidade de 5 cm/s.

Na segunda experimentação foram amostrados pontos sobre uma superfície cilíndrica parametrizada no espaço cartesiano Este cilindro foi parametrizado em função do ângulo  $\theta$ . Este conjunto de pontos definiu uma helicoidal com passo de 6 cm e raio de 7 cm. A velocidade definida para o efetuador percorrer a trajetória no espaço cartesiano foi de 5 cm/s.

### 4.2 Solução na execução da tarefa

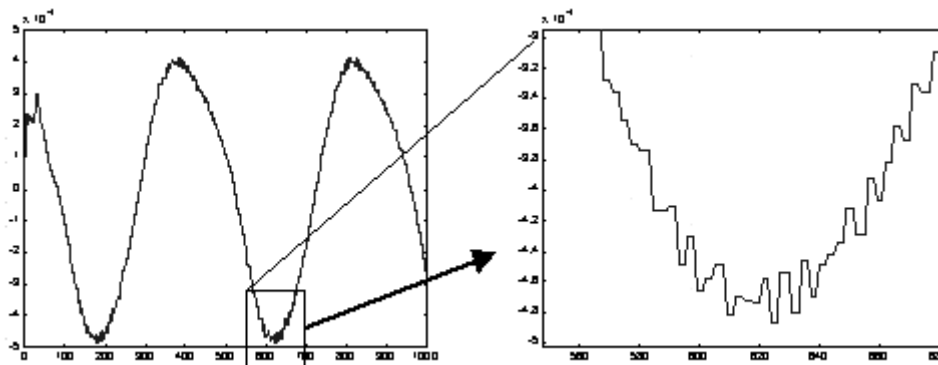
Devido ao período de amostragem do controlador ser uma variável inteira, ou seja, de um 1 ms, é necessário um arredondamento dos tempos de cada passo. Este

arredondamento é devido à relação comprimentos de arco entre os pontos discretizados P e velocidade local de avanço desejada na trajetória não resultar num valor inteiro de tempo em milissegundos. Assim um passo pode ter um tempo de duração de 30,5 ms por exemplo. Para definir os valores de tempos foram utilizadas três metodologias.

A primeira solução foi arredondar os períodos de tempo e dividir cada segmento de trajetória entre os pontos P, em T-1 segmentos, onde T é a parte inteira do tempo em ms para que o manipulador percorra o passo em questão.

Esta solução resultou num perfil de referência das velocidades das juntas excessivamente oscilatório, gerando vibrações indesejadas na execução da tarefa.

Uma segunda implementação foi proposta para evitar as oscilações na velocidade das juntas. A solução foi aproximar o arco que une dois pontos consecutivos de P por uma reta e em seguida dividi-la em T – 1 segmentos como na solução anterior. Nesta proposta percebeu-se que o arredondamento do período de tempo T, de evolução entre os pontos P, tem influência no desempenho da execução da tarefa, pois também gerou excessivas variações na velocidade.



**Figura 2.** Resultado do perfil de velocidade para a junta 1 entre os tempos 550 e 680 ms

Para resolver o problema de vibrações e arredondamentos de tempo foi implementada uma terceira proposta. Esta solução consiste em reajustar o comprimento de arco entre dois pontos P através de um algoritmo de biseção. Este algoritmo busca, entre dois arcos consecutivos, um arco que aproxime a relação entre o período do passo, sem arredondamentos e a velocidade de avanço sobre o arco.

Na Fig 2, tem-se no detalhe o perfil de referência velocidade da junta 1 no período de tempo entre 550 e 680 ms.

Nesta solução o perfil de velocidade foi mais suave, apesar de pequenas oscilações ainda presentes. Na experimentação prática o manipulador se comportou de forma satisfatória, sem apresentar vibrações ou oscilações na evolução do efetuador final sobre a trajetória.

## 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

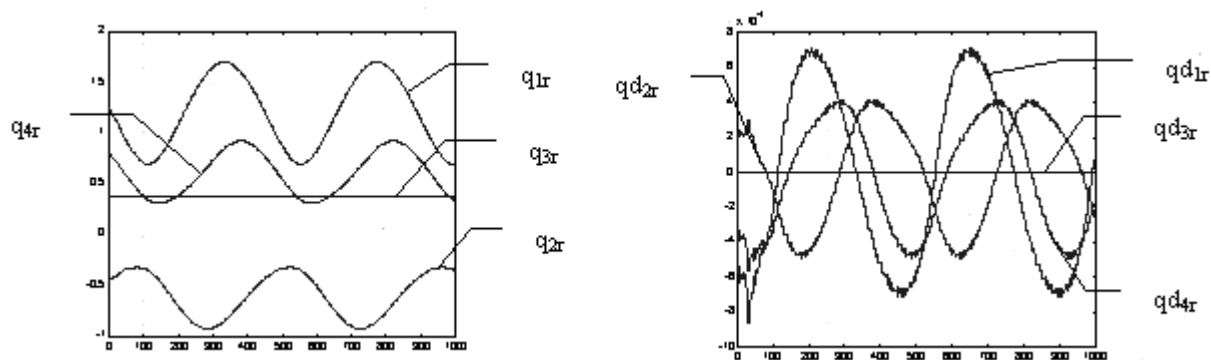
As soluções discutidas acima foram implementada em rotinas Matlab para as duas tarefas propostas – circunferência sobre superfície plana e uma curva helicoidal sobre uma superfície cilíndrica. Nesta seção são apresentadas as experimentações utilizando a terceira proposta.

### 5.1 Circunferência sobre o plano XY

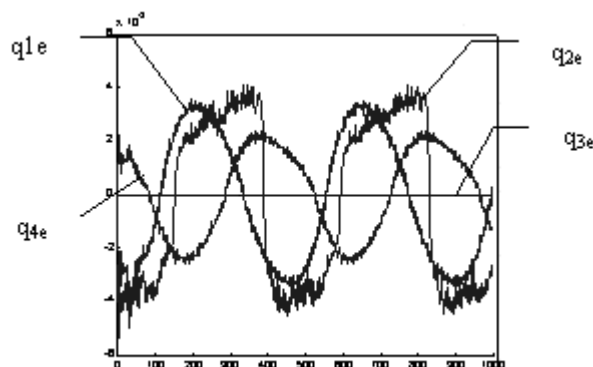


Nas realizações desta tarefa utilizou-se controlador PD com ajustes 400 para o ganho proporcional e 1 para o ganho derivativo.

A Fig 3 apresenta o perfil de referências para o controle da posição e velocidades das juntas, calculados pela rotina Matlab. Na Fig 4 é apresentado o erro de posição entre o valor real de posição no manipulador e a referência.



**Figura 3.** Referência de posição e velocidades das juntas para o controle do manipulador SCARA

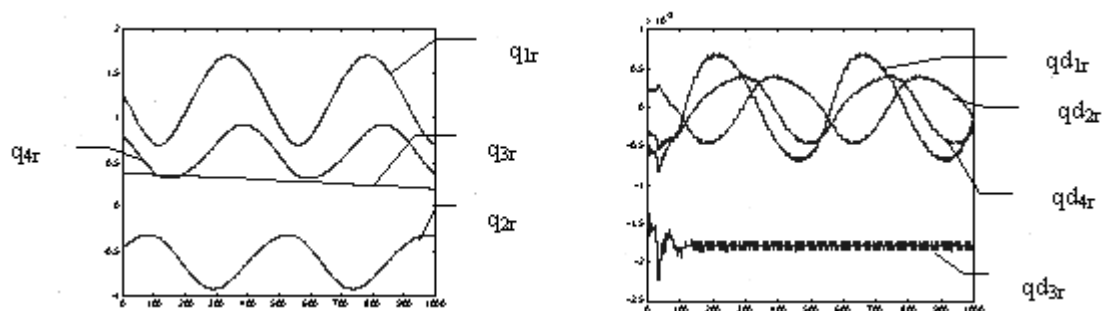


**Figura 4.** Erro de posição das juntas para a primeira tarefa

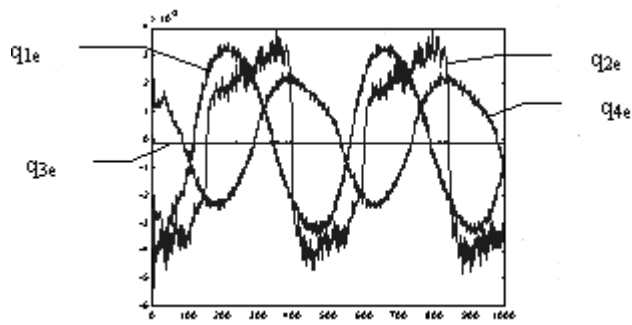
### 5.1 Execução de tarefa seguindo um caminho helicoidal sobre um cilindro

Para a tarefa da trajetória helicoidal foi ajustado o controlador com os mesmos parâmetros da tarefa anterior.

A Fig 5 apresenta o perfil de referências para o controle da posição e velocidades das juntas. Na Fig 6, o erro de posição das juntas.



**Figura 5.** Referência de posição das juntas para o controle do manipulador SCARA



**Figura 6.** Erro de posição das juntas para a segunda tarefa

## 6. CONCLUSÃO

Este trabalho possibilitou a aplicação de uma metodologia à programação de tarefas no espaço cartesiano de um manipulador industrial. As trajetórias foram obtidas a partir de curvas B-spline modeladas sobre superfícies parametrizadas segundo suas propriedades geométricas, constituindo o caminho para o efetuador final. Considerou-se aqui o problema de trajetórias com velocidade constante no espaço cartesiano.

Para a experimentação prática destes resultados foram implementados métodos para discretização da trajetória cartesiana e às equivalentes trajetórias de juntas. Procedimentos para cálculos de velocidades de junta foram testados conforme as limitações do manipulador.

Os procedimentos implementados e testados no manipulador resultaram em curvas de referência de posição e velocidade suaves – transformadas para espaço das juntas. Para isso diferentes modelos de discretização foram estudados para se atender as características do controlador.

Como perspectivas para este trabalho pretende-se utilizá-lo no contexto do projeto Roboturb (UFSC-COPEL-PADCT), que está desenvolvendo um manipulador para recuperação de superfícies erodidas de turbinas hidráulicas para o processo de geração de trajetórias. Também pretende-se utilizar num estudo mais avançado, na modelagem de superfícies livres B-splines parametrizadas, nas quais podem realizadas tarefas mais complexas – por exemplo soldagem e pintura.

## 7. REFERÊNCIAS

- Angeles, Jorge ; 1997, “Fundamentals of Robotic Mechanical Systems”, Springer-Verlag.
- Chen, Y.D. ; Ni, J. and Wu, S. M. ; 1993, “Real-Time CNC Tool Path Generation for Machining IGES Surfaces”; Journal of Engineering for Industry, vol 115, pp-480-486.
- Dias, Altamir, Toledo, Leonardo B de, Deiseroth, Michael. , 1999, “ A CAD/Robotics System to "Off-Line" Programming of Industrial Robots.” , XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Aguas de Lindóia, SP.
- Dias, Altamir, Toledo, Leonardo B de, Deiseroth, Michael, 1999, “An off-line programming system for industrial robots”, In: FLEXIBLE AUTOMATION AND INTELLIGENT MANUFACTURING, Tilburg, the Netherlands. Proceedings of

the Ninth International Fair Conference. New York: begell house inc. v.1. p.835-846.

- Dragomatz, D. ; Mann, S. ; 1997 "A Classified Bibliography of Literature on NC Milling Path Generation" Computer-Aided Design, vol 29 No 3 pp. 239-247.
- Golin, J., Weihmann, L., Guenther, R. , 1998; "Manual do Usuário do Robô Inter"; documento do Laboratório de Robótica da UFSC.
- Qiulin, D. e Davies, B.J. , 1987; "Surface Engineering Geometry for Computer-Aided Design and Manufacturing", Ellis Horwood Limited.
- Sarma, R. and Dutta, D.; 1997, "The Geometry and Generation of NC Tool Paths"; Journal of Mechanical Design; vol 119, pp. 253-258.
- Suresh , D. C. H. ; 1994, "M Constant Scallop-height Machining of Free-form Surfaces"; Journal of Engineering for Industry, vol 115, pp- 253-259.

# PROJETOS DE AUTOMAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS BINÁRIOS UTILIZANDO O GRAFCET

## Vitor Ferreira Romano

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Depto. de Engenharia Mecânica, Lab. de Robótica,  
P.O. Box 68503, 21945-970 Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: [romano@serv.com.ufrj.br](mailto:romano@serv.com.ufrj.br)

## Paulo Rogério Araújo Guimarães

Universidade Federal de Juiz de Fora, Colégio Técnico Universitário, Depto. De Mecânica,  
R. Bernardo Mascarenhas, 1283, Juiz de Fora, MG, Brasil. E-mail: [prag@mailctu.ufjf.br](mailto:prag@mailctu.ufjf.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta uma proposta metodológica a ser empregada na elaboração de projetos de automação de sistemas mecânicos binários, baseada na elaboração de um diagrama de função seqüencial denominado GRAFCET. Apresenta como exemplo um projeto conceitual de um alimentador automático de chapas para prensas de estamparia em que as tecnologias operativa e de comando baseiam-se essencialmente na lógica binária associada à álgebra de Boole.

**Palavras-chave:** Automação; GRAFCET; Diagrama de função seqüencial; Pneutrônica.

## 1. INTRODUÇÃO

Durante o processo de automação industrial pode-se ter a interação de componentes mecânicos, elétricos, eletrônicos, hidráulicos ou pneumáticos, gerenciados a partir de comandos lógicos. Esta interação de tecnologias busca uma solução otimizada para o problema que se apresenta, sendo que a cada aplicação deve-se enquadrar as tecnologias que melhor se adaptem.

Neste processo, surgem problemas na utilização simultânea destas tecnologias distintas. Diante disto, verificou-se a necessidade de se estudar métodos que favorecessem a melhoria da comunicação entre especialistas das diversas áreas envolvidas no processo de automação.

O desenvolvimento de ferramentas para análise e elaboração de projetos de sistemas automáticos busca a possibilidade de se executar todo o conceito e seqüência de funcionamento de um equipamento sem se ocupar da tecnologia a ser empregada. Neste contexto, as normas internacionais estabeleceram padrões gráficos para a representação de seqüências e funções lógicas.

Este trabalho propõe uma metodologia que facilite e otimize a elaboração de projetos de controle de sistemas mecânicos binários, auxiliando no processo decisório das tecnologias de comando a serem empregadas.

## 2. CENÁRIO DE APLICAÇÃO

Ao se propor um projeto de automação de um equipamento ou de um processo é preciso primeiro conhecer o cenário de aplicação do mesmo, para que a solução tecnológica a ser apresentada satisfaça plenamente os interesses da automação.

É preciso ainda, verificar se o sistema caracteriza-se como um sistema binário, ou seja, a cada etapa do processo, um elemento só pode assumir duas condições mutuamente exclusivas. Por exemplo, num processo de estampagem de metais, a prensa só deve ser acionada se a chapa estiver corretamente posicionada na ferramenta. No caso, a chapa está na posição correta ou não. Desta forma, classifica-se as condições de funcionamento como **binárias**. Então, pode-se dizer que o funcionamento do sistema segue a *lógica binária*.

### 3. PROJETO INTEGRADO

À medida que se conhece o problema a ser solucionado por uma automação, bem como as condições necessárias para seu funcionamento, inicia-se a concepção do projeto. A partir da concepção inicial do equipamento automático, define-se as tecnologias operativas e de comando do mesmo, além de elaborar-se um esquema de instalação e a descrição de seu funcionamento.

#### 3.1 Tecnologia de Comando

Para definir-se qual tecnologia de comando empregar é preciso primeiro conhecer todas as etapas de funcionamento, assim como a complexidade do sistema. Por tratar-se de projetos que seguem a lógica binária, é possível elaborar-se todo o projeto lógico sem ocupar-se da tecnologia de comando a ser utilizada.

#### 3.2 Tecnologia Operativa

Para automação do sistema mecânico proposto neste artigo, emprega-se atuadores pneumáticos, os quais atuam como comandos binários, uma vez que as grandezas envolvidas adquirem somente dois valores significativos, como por exemplo: o cilindro está **avancado** ou **recuado**. A utilização destes sistemas binários, associados à álgebra *booleana* proporciona a utilização de uma linguagem e metodologia unificadas para representação e projeto de comandos binários, propiciando a integração dos comandos pneumáticos a estruturas mais complexas de automação industrial. A definição da tecnologia operativa a ser empregada passa pela verificação das características do mecanismo, como cargas e velocidades envolvidas.

#### 3.3 Esquema de Instalação

Definida a tecnologia operativa a ser empregada, parte-se para a elaboração da concepção construtiva do equipamento. Para isto, elabora-se um *esquema de instalação* do mesmo. Este esquema deve ser executado levando-se em consideração a seqüência de operações e as características e cursos a serem executados, de modo que a análise do funcionamento seja facilitada para o projetista. Nesta fase ainda não se deve ocupar com o dimensionamento estrutural e sim com as características funcionais.

A fig. 1 apresenta como exemplo o esquema de instalação de um alimentador pneumático de chapas, onde a manipulação das mesmas se dá pela sujeição à vácuo.

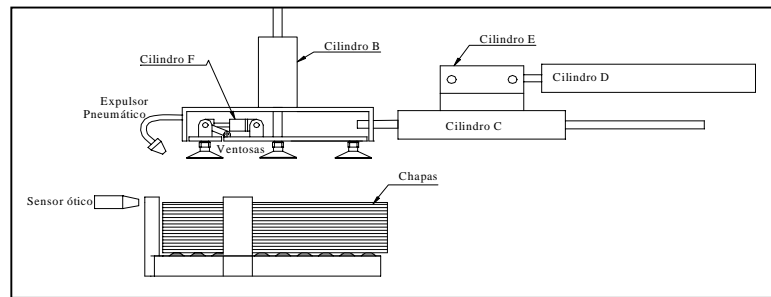


Figura 1. Esquema de Instalação de um Alimentador Pneumático de Chapas

### 3.4 Descrição do funcionamento

Baseados no esquema de instalação, elabora-se a descrição do funcionamento do mecanismo. A descrição deve ser sucinta e objetiva. Para o exemplo da fig. 1, o alimentador automático de chapas deve ter seu ciclo completado automaticamente na seguinte seqüência:

1. A partir de um sinal manual ou de um outro comando externo, inicia-se o ciclo com o avanço do cilindro B. O ciclo não deve ser iniciado sem que haja uma confirmação da existência de chapas no *magazine*.
2. Após tocar a chapa localizada no *magazine*, é aplicado vácuo ao conjunto de ventosas.
3. Cilindro B recua erguendo a chapa. Simultaneamente, o cilindro F é acionado flexionando a extremidade da chapa.
4. Expulsor emite o jato de ar para separação de chapas.
5. Cilindro F retorna à posição inicial.
6. Cilindro D avança, posicionando o carro alimentador em direção à prensa.
7. Cilindro C avança com a chapa em direção à matriz localizada na prensa, até que haja o posicionamento no sentido do eixo *x*.
8. Cilindro B avança e posiciona a chapa na ferramenta (eixo *y*).
9. Cilindro E avança para posicionamento transversal. (eixo *z*).
10. Cessa-se a aplicação do vácuo e as ventosas liberam a chapa.
11. Os cilindros B e E retornam simultaneamente.
12. Os cilindros C e D recuam simultaneamente.

### 3.5 Esquema de Montagem dos Atuadores

Baseado nas informações subtraídas do esquema de instalação e da descrição de funcionamento, elabora-se um esquema de montagem dos atuadores, associando a cada um dos atuadores os elementos de sinais responsáveis pela monitoração de seus estados. No exemplo da fig. 1, sendo o acionamento pneumático, elabora-se um esquema de circuito pneumático.

### 3.6 Representação Gráfica do Comando Seqüencial

A representação gráfica de um comando seqüencial tem por finalidade representar de uma forma sistemática a descrição do funcionamento do equipamento.

### 3.6.1 Diagrama Trajeto-Passo

O diagrama trajeto-passo apresenta a condição momentânea de cada atuador ao longo dos diversos passos que compõem o ciclo total do mecanismo. Por meio de linhas retas, indicamos se os atuadores permanecem recuados, avançados ou se estão em movimento num determinado instante do ciclo. Estes diagramas, usados tradicionalmente na pneumática e na eletropneumática são de simples elaboração e proporcionam uma visão clara da seqüência funcional do sistema. Porém, quando introduzimos uma série de condições para o funcionamento, como temporizações, saltos, funções simultâneas, este diagrama apresenta algumas limitações, tornando-se confuso e de difícil entendimento.

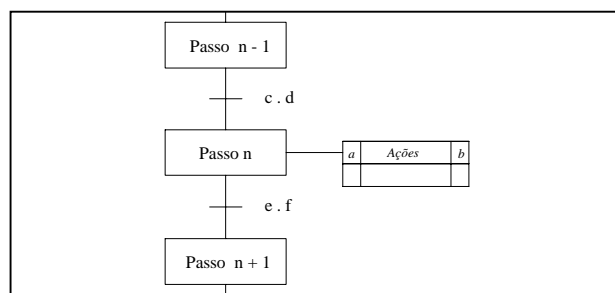
### 3.6.2 Diagrama de Função Seqüencial – GRAFCET

Na maioria dos casos, os projetos lógicos mecânicos são executados de forma intuitiva, empiricamente, apoiado basicamente em combinações lógicas padrões, onde o sucesso vai depender da experiência do projetista. Este método conduz normalmente a problemas no *start-up*, bem como a dificuldades de soluções de problemas durante manutenções.

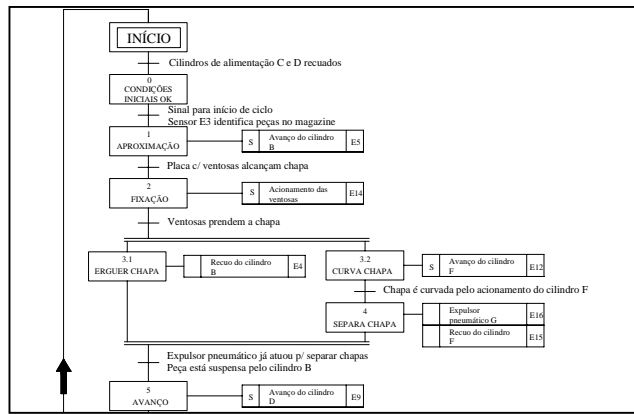
Com o GRAFCET, as seqüências são descritas de acordo com um diagrama com símbolos normalizados que mostram claramente os controles a serem implementados. Então, através de técnicas simples como mostrado por Bollmann (1995), o diagrama de fluxo pode ser transformado em circuitos reais, sejam pneumáticos, hidráulicos ou em diagramas de contatos.

### 3.6.3 GRAFCET Descritivo

O diagrama de função seqüencial deve seguir a representação básica de um conjunto de retângulos que representam uma **etapa** de um comando seqüencial. Cada etapa deve seguir uma numeração seqüencial de identificação e opcionalmente uma descrição sucinta do mesmo. Os retângulos representativos das Etapas serão interligados por retas, ou **ligações de vínculo orientadas** (LVO), e transversalmente a essas LVOs pequenos traços indicam a **transição** entre as etapas. A cada transição estará associada uma condição lógica para prosseguimento da seqüência, chamada **receptividade**, como definido por Blanchard (1996). Ao lado de cada etapa, no campo **ações** faz-se uma descrição sucinta das ações associadas a esta etapa (fig. 2). No campo **a** indica-se uma propriedade do sinal que gera a ação, como exemplo “S” indica que o sinal deve ser memorizado ao longo de uma ou mais etapas. O campo **b** é reservado para a indicação do elemento de sinal que confirma a realização da ação.

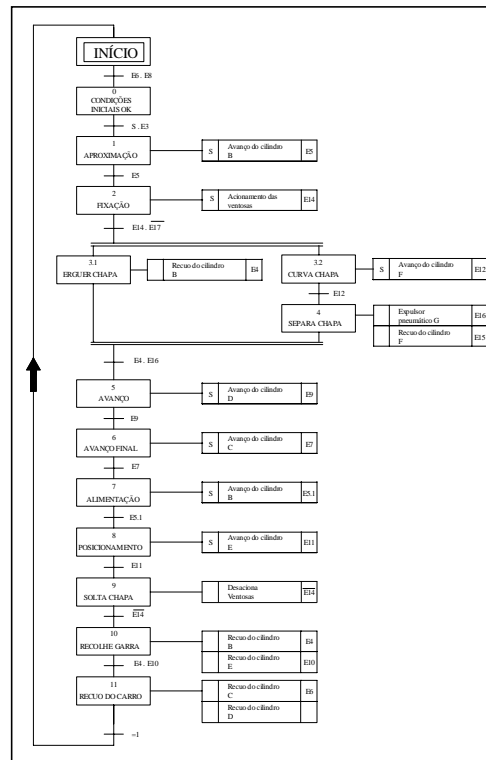


**Figura 2.** Bloco básico correspondente a uma etapa do GRAFCET, onde as equações booleanas *c . d* e *e . f* indicam a receptividade, ou condição lógica associada a cada transição



**Figura 3.** Detalhe do GRAFCET Descritivo

No GRAFCET descritivo insere-se a descrição de cada etapa na seqüência a realizar, além de associar-se a cada receptividade a descrição das condições lógicas para que ocorra a transição entre etapas. A fig. 3 apresenta o GRAFCET decriptivo para o exemplo considerado.



**Figura 4.** Gráfico de Função sequencial GRAFCET

### 3.6.4 GRAFCET

O GRAFCET descritivo facilita a intercomunicação entre as pessoas envolvidas no projeto, independente de sua área de formação, no entanto, para a execução técnica do projeto, necessita-se associar a cada condição lógica, um elemento de sinal. Daí, elabora-se outro diagrama (fig. 4) indicando os elementos de comando e sensores correspondentes às condições descritas no diagrama GRAFCET descritivo (fig.3).



### 3.7 Diagrama Lógico

De posse do GRAFCET, elabora-se o diagrama lógico, associando-se a cada etapa um módulo lógico correspondente.

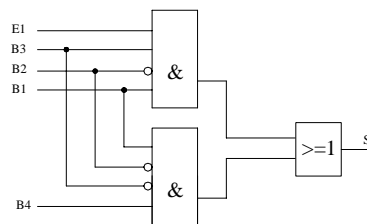
#### 3.7.1 Comando Combinatório para Início de Ciclo

Os comandos binários podem ser **combinatórios**, onde a *saída ocorre unicamente em função da combinação lógica dos sinais de entrada*, ou **seqüenciais**, onde *os comandos produzem uma seqüência predeterminada de ações*, como mencionado por Bollmann (1995).

Verifica-se no diagrama (fig. 4), que para o início da etapa 1, existe uma condição lógica associada denominada *senal para início de ciclo*. Esta condição lógica está representada no diagrama pela letra **S**, o qual é resultante de um comando combinatório, que deve considerar as condições impostas para a partida do equipamento. Elaborar-se então, uma tabela de correspondência lógica para as variáveis de entrada e de saída (S), para posterior montagem da tabela verdade. Daí, tem-se a equação booleana, que pode ser simplificada pelas propriedades da álgebra de Boole ou pelo Diagrama de Karnaugh-Veitch. A equação booleana simplificada será então convertida num símbolo lógico. Do trabalho de Guimarães (1999) para o exemplo citado, tem-se a seguinte condição lógica representada por sua equação booleana.

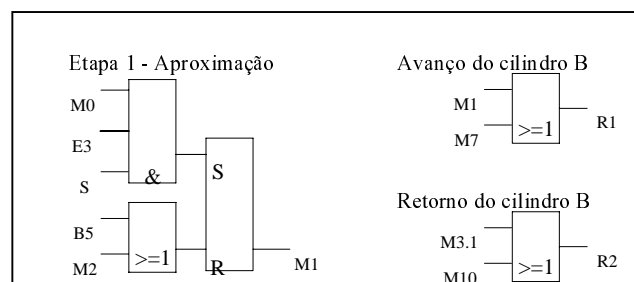
$$S = B1 \cdot \overline{B2} (E1 \cdot B3 + B4 \cdot \overline{B3})$$

O símbolo lógico será:



#### 3.7.2 Comando Seqüencial

Os comandos combinatórios e seqüenciais comporão o diagrama lógico do sistema. Para execução dos comandos seqüenciais, associa-se a cada etapa um módulo lógico correspondente. Como exemplo, utilizando o método passo a passo em que cada passo está associado a uma memória do tipo RS (*Set-Reset*), o bloco lógico da etapa 1 do Grafcet (*Aproximação*) é representado na fig. 5, onde o diagrama lógico será elaborado dividido em dois blocos, o de processamento de sinais e o de atuação externa, que serão apresentados lado a lado. O bloco lógico à esquerda representa o *módulo de processamento de sinais* e o bloco lógico à direita representa o *módulo de atuação externa*.



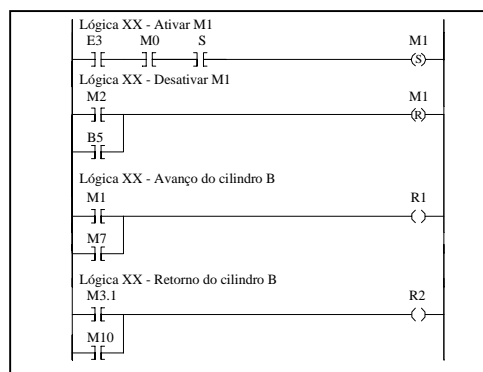
**Figura 5.** Bloco Lógico da Etapa 1 – Aproximação

### 3.8 Escolha da Tecnologia de Controle

Ao completar-se a elaboração do diagrama lógico do sistema, a sua lógica de funcionamento está definida, entretanto, é preciso escolher qual a tecnologia de comando aplicar. Esta definição passa pelas características de aplicação do mecanismo, como a possibilidade de interligação com sistemas eletrônicos, pelos recursos técnicos e financeiros disponibilizados, pela análise do ambiente de instalação, entre outros. Em se tratando de tecnologia operativa pneumática, o método de análise pelo custo global proposto por Keeton e Vicente (1995) é uma boa opção.

### 3.9 Conversão do Diagrama Lógico no Diagrama de Comando

Definida a tecnologia de comando, o diagrama lógico pode ser facilmente convertido em um diagrama de comando, seja pneumático, hidráulico, elétrico ou em diagrama de contatos (*Ladder-diagram*). Caso a tecnologia de comando adotada seja a utilização de um Controlador Lógico Programável (CLP), todo o diagrama lógico será convertido em diagrama de contatos, como exemplo, a conversão do bloco lógico representado na fig. 5 será conforme representado na figura 6.



**Figura 6.** Diagrama de contatos da Etapa 1 – Aproximação

### 3.10 Dimensionamento Mecânico

Com o sistema lógico definido, o passo seguinte é o dimensionamento mecânico do equipamento. A determinação das velocidades e acelerações envolvidas influenciarão diretamente no dimensionamento dos atuadores aplicados, independente da tecnologia operativa aplicada.

No exemplo citado neste artigo, a tecnologia operativa aplicada é a pneumática, assim, as acelerações devem ser calculadas para que a peça manipulada não se desprenda do efetuator, uma vez que a mesma está sendo manipulada por meio de sujeição a vácuo. Assim a limitação da aceleração influenciará na velocidade de atuação, que por sua vez será determinada pela vazão de ar do sistema, além da força aplicada ser determinada pela pressão pneumática imposta ao sistema.

A vazão de ar requerida determinará o dimensionamento dos demais elementos pneumáticos, como válvulas e tubulações. Ainda, verifica-se que a velocidade imprimida aos atuadores determinará o tempo de ciclo do equipamento.

Assim como o projeto lógico, o dimensionamento mecânico tem forte influência no resultado final do mecanismo.

#### **4. CONCLUSÃO**

A metodologia proposta permite por meio da elaboração de um diagrama de função seqüencial, Grafcet, a descrição funcional do equipamento, além de mostrar com clareza, quais os controles a serem implementados. Permite ainda, que seja desenvolvido todo o conceito de funcionamento do equipamento sem se ocupar da tecnologias de comando e operativa que serão empregadas. Esta metodologia foi aplicada no trabalho de Guimarães (1999) apresentando resultados bastante satisfatórios.

Por meio de símbolos lógicos correspondentes, o GRAFCET pode ser convertido em outros diagramas lógicos, como diagrama elétrico, diagrama pneumático ou diagrama de contatos (*ladder diagram*).

A linguagem do GRAFCET permite a fácil comunicação entre os profissionais de várias áreas envolvidos com o processo de automação (engenheiros mecânicos e especialistas em controle, por exemplo).

A utilização da lógica binária permite por meio das propriedades da álgebra booleana e do diagrama de Karnaugh-Veitch, a simplificação da montagem do sistema lógico, acarretando num projeto tão simples quanto ele possa ser.

#### **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Blanchard, M., 1994, *Comprendre, maitriser et appliquer le GRAFCET*, Paris , Cépaduès-Éditions.
- Bollmann, A., 1995, *Fundamentos da automação Industrial Pneutrônica*, São Paulo, ABHP – Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática.
- Guimarães, P. R. A., 1999, Projeto de um alimentador Pneumático Utilizando o Método GRAFCET para determinação do Funcionamento de um Sistema Lógico Automático, Tese de mestrado COPPE/UFRJ.
- Keeton, W., Vicente, C., 1995 “Escolha de Tecnologia de Controle em Aplicações Pneumáticas”, *Revista ABHP – Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática*, n. 95, pp. 10-14, Set/Out.

# IMPLEMENTAÇÃO DE UM CONTROLADOR PARA UM ROBÔ COM SEIS GRAUS DE LIBERDADE

**Fábio Luciano Demarchi**

**Raul Guenther**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Robótica, Caixa Postal 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil.

E-mail: [fabio.demarchi@embraer.com.br](mailto:fabio.demarchi@embraer.com.br)

## Resumo

Neste trabalho apresenta-se um sistema de controle para um robô industrial com seis graus de liberdade. A falha no controlador do robô em questão motivou o desenvolvimento de um novo sistema de controle para o robô, implementado num microcomputador PC conectado ao robô através de uma interface especialmente desenvolvida. O controlador é dotado de funções para programação ponto-a-ponto, execução de trajetórias e movimentação do robô. Apresenta-se a metodologia utilizada, a arquitetura do controlador, sua implementação e os resultados alcançados. Adicionalmente, foi implementado um controle para o seguimento de trajetórias e uma estratégia de controle PID, cuja análise e implementação também são discutidas.

**Palavras-chave:** Robótica, Controladores, Automação Industrial

## 1. INTRODUÇÃO

O atual processo de automatização nas empresas induz o crescimento do mercado de robótica e de manipuladores. No País, este crescente mercado é dominado por alguns fornecedores estrangeiros, que consideram o Brasil um mero comprador e usuário de tecnologia. Dentro deste contexto, este trabalho visa ser uma iniciativa no sentido do desenvolvimento da tecnologia de controladores para robôs industriais no Brasil.

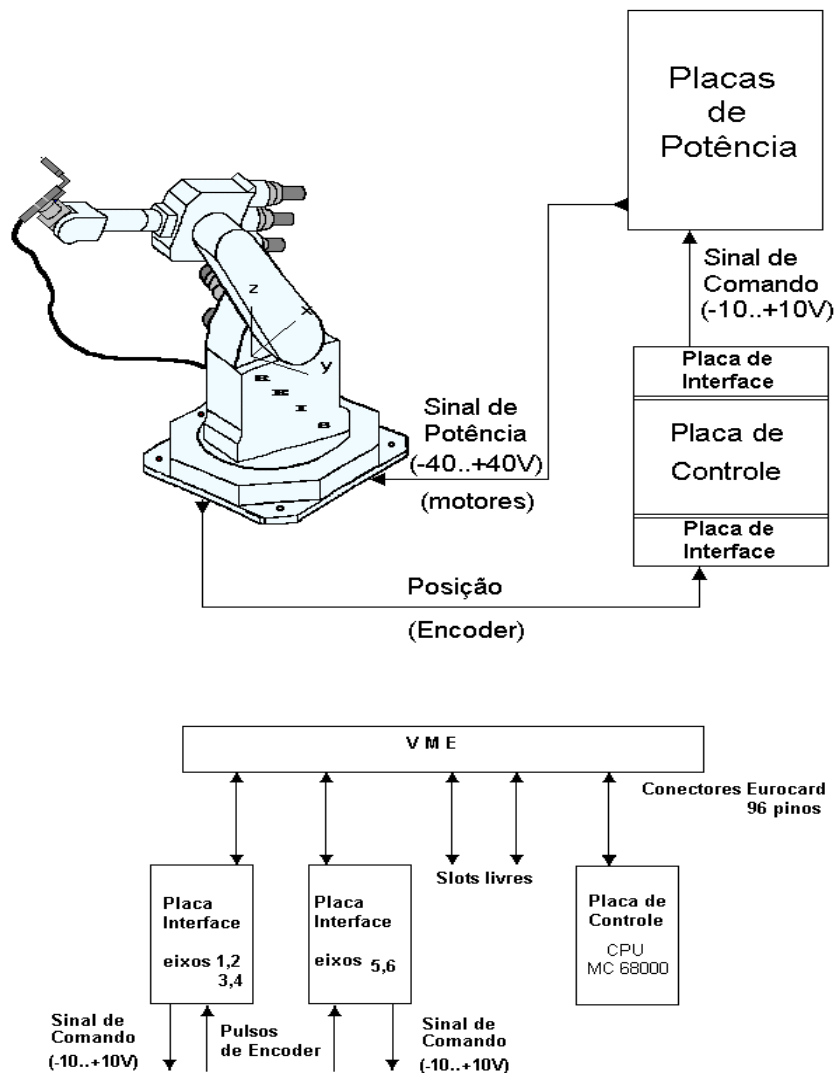
O robô industrial Reis Rv-15 está instalado no Laboratório de Soldagem (Labsolda) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) desde o ano de 1989. Desde então tem sido utilizado para aplicações específicas na área de soldagem. Nos últimos anos, no entanto, seu uso tem sido prejudicado devido à constantes problemas no seu sistema de controle. As falhas freqüentes praticamente inviabilizavam sua utilização e o robô estava sendo sucateado. O desenvolvimento deste trabalho teve como objetivo o aproveitamento da estrutura do robô Reis Rv-15 para desenvolvimento e pesquisa de sistemas de controle para robôs.

A idéia básica é substituir o sistema de controle original por um sistema de controle baseado em um microcomputador PC. O sistema de controle é totalmente novo porque, como o sistema de controle original é fechado (não é possível se acessar o código-fonte do *software* de controle) não há possibilidade de modificá-lo. Dos componentes originais utiliza-se o mecanismo com seus motores e sensores, as placas de interface do controlador, e as placas de acionamento da fonte de potência.

Neste trabalho, inicialmente descreve-se o Robô Reis Rv-15. Depois apresenta-se um panorama dos sistemas de controle para robôs, a implementação da interface Robô x PC e finalmente, a implementação do controlador e os resultados obtidos.

## 2. O ROBÔ REIS RV-15

### 2.1 Descrição do Robô Reis Rv-15



**Figura 1.** Sistema original de controle do robô Reis Rv-15

O robô Reis Rv-15 foi fabricado no Brasil pela empresa Ipso Automação, sob licença da empresa Reis (Alemanha). É um robô industrial que possui arquitetura de controle fechada, ou seja, permite apenas a programação de trajetórias pelo usuário, e não possibilita a programação e implementação de algoritmos de controle.

O robô tem seis graus de liberdade de rotação. Seu acionamento é elétrico, através de motores CC *brushless*. A medição da posição dos eixos é feita através de *encoders* incrementais, um para cada eixo. A capacidade de carga é de 15 Kg. Na indústria este robô é utilizado em várias aplicações, como soldagem, revestimento em camadas, montagem, manipulação e usinagem.

O robô é mecanicamente constituído de eixos, correias e engrenagens que acoplam os motores aos eixos. Para coordenar os motores dos eixos de modo que estes realizem um determinado movimento, existem circuitos eletrônicos constituídos de placas de acionamento dos motores (placas de potência) e placas de aquisição de dados e condicionamento de sinais dos sensores (placas de interface). O sistema é gerenciado por uma placa de controle, que contém o *software* de controle residente em memórias do tipo ROM.

## 2.2. Esquema original de funcionamento do sistema Reis Rv-15

O controlador recebe sinais de posição dos *encoders* através das placas de interface. O controlador calcula o torque a ser desenvolvido em cada eixo naquele momento e envia um sinal de comando para as placas de potência, através das placas de interface. As placas de potência recebem o sinal de baixa energia (sinal de comando) vindo da placa de controle e o convertem num sinal de potência a fim de acionar o motor. Este esquema de funcionamento é mostrado na figura 1.

## 3. SISTEMAS DE CONTROLE PARA ROBÔS

### 3.1 Introdução aos sistemas de controle para robôs

O sistema de controle de um robô é um sistema computacional que gerencia todas as suas atividades. Ele deve englobar a interface com o usuário, a linguagem de programação de robôs, o gerador de trajetória, o sistema de controle de movimento, entre outras funções como interface com periféricos e I/O. Os robôs utilizados nas indústrias são geralmente dotados de sistemas de controle “fechados”, que não permitem acesso ao código-fonte do sistema.

Os sistemas de controle podem também ser “abertos” e permitirem acesso ao código-fonte do *software* do sistema de controle. Estes sistemas geralmente são baseados em microcomputadores pessoais comuns (PC's) e caracterizam-se por facilitar a implementação do robô num ambiente industrial ou educacional.

Quanto à complexidade do sistema de controle, deve-se ressaltar se este possui somente controle ponto-a-ponto, ou se também há controle com seguimento de trajetória.

O controle ponto-a-ponto é a forma mais simples de controlar os eixos de um robô, no qual a sequência de pontos programados pelo usuário é diretamente utilizada como *set-point* (posição desejada) para os controles dos eixos. Durante a execução da trajetória, o controlador lê os pontos programados, e compensa o sistema no sentido de diminuir o erro entre o ponto desejado e o ponto real. Isto gera uma trajetória descontínua, com paradas nos pontos em que há mudança de ponto desejado. Esta característica limita a utilização do robô para aplicações do tipo “*pick-and-place*”.

No sistema com seguimento de trajetória, os pontos programados pelo usuário são interpolados sendo gerada uma sequência de pontos, com intervalo de tempo de interpolação  $T_t$  pré-definido. Os pontos gerados são utilizados como *set-points* pelo controlador, e a cada intervalo de tempo  $T_t$ , o *set-point* é atualizado. Isto gera uma trajetória suave e sem paradas, permitindo também o controle de velocidade, o que amplia a capacidade de utilização do robô nas aplicações industriais, como por exemplo, soldagem e pintura.

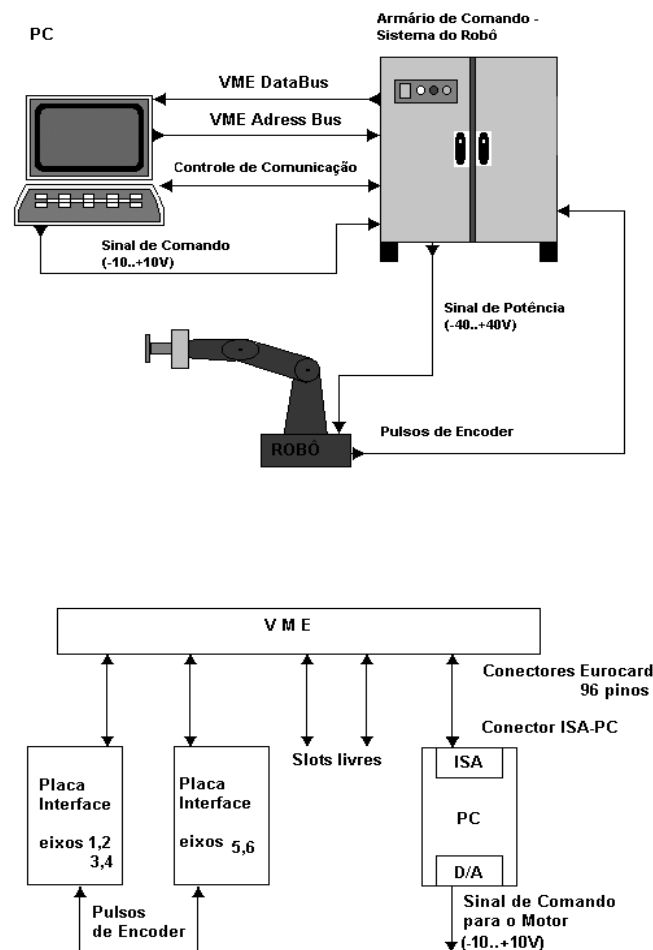
Outras características, como modelagem da cinemática e dinâmica do robô, podem estar presentes no sistema de controle. Em particular, a cinemática inversa permite que o usuário defina pontos no espaço cartesiano e o sistema gere as coordenadas correspondentes em espaço de junta. A modelagem dinâmica permite que o controlador de cada eixo compense forças gravitacionais, forças de atrito, forças de Coriolis, entre outras, resultando num controle mais preciso e robusto, porém com maior custo de processamento.

### 3.2 Projeto de um algoritmo de controle para PC

No presente trabalho, realiza-se um sistema de controle de maneira totalmente independente da placa de controle do sistema Reis Rv-15. Este sistema de controle deve ser capaz de receber os sinais dos *encoders* (realimentação de posição) e gerar uma referência para as placas de acionamento dos eixos. Assim, é necessário uma placa de aquisição de dados que transforme os pulsos de *encoder* numa palavra de dados interpretável por um microcomputador PC. O algoritmo de controle escrito em linguagem Pascal, reside no PC, e calcula uma referência para cada eixo, que é transmitida pela placa de aquisição de dados.

Esta abordagem de projeto permite o desenvolvimento completo de um sistema de controle para o robô, possibilitando a criação de uma base de conhecimentos acerca do desenvolvimento e implementação de sistema operacionais para robôs industriais.

Para este trabalho, aproveita-se as placas de aquisição de dados (placas de interface) disponíveis no sistema do robô, que convertem os pulsos de *encoder* (informação de posição angular de cada eixo) numa palavra de dados de 16 bits, colocando esta palavra disponível no barramento de dados. A placa de controle original, por sua vez, é substituída pelo PC. Na figura 2., mostra-se a configuração do sistema com a conexão do PC ao barramento VME.



**Figura 2.** Sistema modificado, com a conexão do PC ao barramento VME (e retirada da placa de controle original da Reis)

Os *encoders* enviam pulsos para as placas de interface, de acordo com a movimentação dos eixos. As placas de interface convertem estes pulsos numa palavra de dados e disponibilizam esta informação no *bus* de dados de um barramento VME. O PC acessa este barramento VME através de uma interface apropriada constituída da placa de aquisição de dados INTERDATA e de uma conexão por cabos. Esta interface realiza o acesso ao endereço da palavra de dados que contém as informações dos *encoders*. O *software* de controle do sistema de controle lê em tempo real estes dados de posição angular de cada eixo e calcula como ação de controle, uma referência de torque para cada eixo. Esta referência é a saída do programa, e consiste de um sinal de torque para cada motor de eixo. Através dos conversores D/A da placa INTERDATA, os sinais de referência são enviados para as placas de acionamento. As placas de acionamento amplificam o sinal de referência e acionam os motores que movimentam os eixos. Este esquema pode ser visualizado na figura 2.

O *software* de controle é baseado num algoritmo PID, sendo que existe uma configuração distinta dos parâmetros proporcional, integral e derivativo para cada eixo. Da mesma maneira, o *software* possui subrotinas de leitura e controle específicas para cada eixo, que são executadas sequencialmente. O *software* de controle é apresentado em maiores detalhes no item 5 deste trabalho.

#### 4. INTERFACE ROBÔ X PC

A fim de possibilitar o desenvolvimento de um sistema de controle para o robô no PC tornou-se necessário construir uma interface entre o PC e o robô que permita que um *software* escrito no PC possa controlar os eixos do robô.

A interface construída é constituída de três partes: placa de aquisição de dados, cabo de conexão PC x sistema do robô e circuito gerador de *clock*. Basicamente, esta interface conecta o PC ao barramento VME e às placas de potência do sistema Reis Rv-15 através da placa de aquisição de dados INTERDATA, conectada a um barramento ISA do PC.

A análise dos diagramas esquemáticos das placas de interface do sistema Reis Rv-15 permitiu determinar os códigos de endereçamento dos dados referentes à leitura da posição dos eixos e inicialização dos eixos. Para estas funções de leitura e inicialização dos eixos, utiliza-se a porta digital da placa INTERDATA, que possui 8 Entradas e 8 Saídas digitais, permitindo ler a palavra de 16 bits do barramento VME em dois ciclos de 8 bits.

O sinal de comando dos eixos é transmitido diretamente às placas de potência de cada eixo, sem passar pelo barramento VME. Para isto, utiliza-se seis saídas analógicas (uma saída para cada eixo) da placa INTERDATA, que geram o sinal de comando de  $-10$  a  $+10$  V.

O circuito gerador de *clock* serve unicamente para alimentar a linha *SYSCLOCK* (16 MHz) do barramento VME, utilizada por circuitos integrados específicos da placa de interface. O cabo de conexão liga as E/S digitais da placa INTERDATA com o barramento VME e conecta as saídas analógicas do conversor digital analógico (D/A) da placa INTERDATA com as placas de potência. Os sinais nestas linhas de conexão não passam por qualquer circuito de condicionamento, ou *driver* de linha. Portanto, a conexão entre a placa INTERDATA e o sistema do robô é feita de maneira direta, sem qualquer circuito intermediário de condicionamento de sinais, exceto para o gerador de sinal de *clock*.

Apesar da relativa simplicidade, a interface PC x sistema do robô construída não apresentou qualquer problema com relação à ruído ou falha de leitura, durante todo o período de realização deste projeto. Verificou-se também que o tempo de leitura é da ordem de alguns microssegundos, utilizando-se um PC-486 100 MHz. Como o tempo de amostragem total obtido com o *software* de controle é da ordem de dois a três milissegundos, observa-se que apesar de se realizar dois ciclos de leitura para cada leitura efetiva de posição de eixo, este atraso de leitura não é relevante em relação ao tempo de amostragem total. Deste modo, para



futuros desenvolvimentos, não há a necessidade de se modificar a interface construída com o objetivo de se melhorar o desempenho, mesmo sendo esta composta de simples cabos de conexão e um simples circuito gerador de *clock*. Uma descrição mais completa desta interface é encontrada em (Demarchi, 1999).

## 5. IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE

O objetivo deste sistema de controle é a movimentação dos eixos do robô através do teclado do PC, bem como programação de pontos (ângulos de rotação dos eixos) e execução de trajetórias. Como ponto de partida, realizou-se a análise do problema de controle dos eixos utilizando-se uma estrutura de controle proporcional para cada eixo individualmente. Desta forma, o *software* deve ler em tempo real a posição dos eixos do robô e comparar esta posição com um valor desejado (*set-point*) fornecido pelo usuário, gerando um erro de posição. O controle calcula então uma ação proporcional a este erro.

Uma subrotina de leitura e controle acessa os dados de posição dos eixos disponível no barramento VME através da interface construída, e calcula uma ação de controle para cada eixo individualmente. Esta subrotina é executada ciclicamente, e monitora constantemente a posição dos eixos. Uma subrotina de movimentação monitora o valor das teclas no teclado do PC e quando o usuário pressiona uma tecla específica, incrementa ou decrementa o valor do *set-point* de um eixo específico. A ação de controle age no sentido de diminuir o erro entre a posição atual e o *set-point*, movimentando o eixo, que pára quando o erro é nulo. Sub-rotinas para prevenção de colisão com os fim-de-cursos e inicialização dos eixos (pois se utiliza encoder incremental) também foram implementadas.

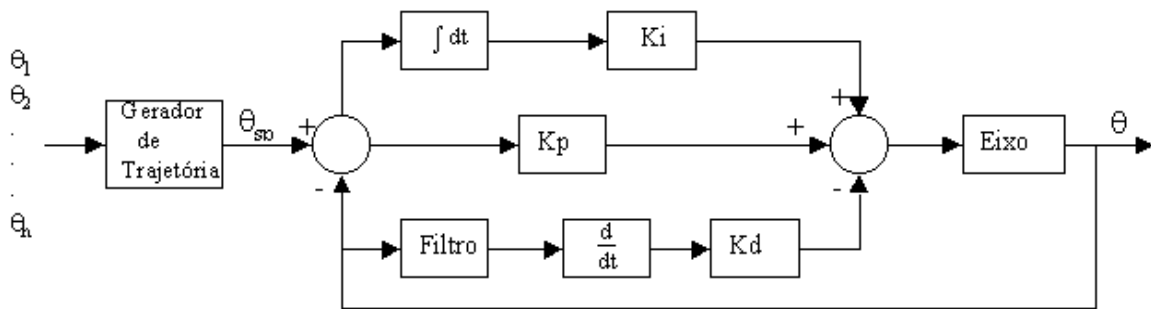
Na subrotina para programação de pontos, o usuário movimenta o robô (cada eixo individualmente) através do teclado do PC, e quando atinge um ponto específico, “grava” este ponto, acionando uma tecla específica. Este ponto (os ângulos de cada eixo) é gravado num arquivo texto de pontos programados. Este arquivo gera uma seqüência de pontos para cada eixo, que é utilizada por uma sub-rotina de execução. Quando o usuário decide executar o programa, esta sub-rotina lê cada ponto e iguala ao *set-point* de cada eixo. O robô então movimenta cada eixo até que o erro entre a posição atual e o *set-point* seja nulo. A sub-rotina é executada até que todos os pontos do arquivo de pontos programados sejam percorridos.

A fim de se obter controle de trajetória utilizou-se um gerador de trajetórias já utilizado em outros trabalhos do Laboratório de Robótica da UFSC, e descrito em Bier *et al.* (1998). O gerador de trajetórias tem a função de interpolar os pontos programados pelo usuário, e gerar um vetor de pontos que caracterizam uma trajetória no espaço. Este gerador, implementado em Matlab, foi modificado para utilização no sistema de controle em Pascal. A principal modificação realizada consiste em se gravar o vetor de pontos interpolados gerados no Matlab num arquivo que pode ser lido pelo *software* de controle em Pascal. Estes pontos são lidos a cada T ms (tempo de amostragem do *software* de controle), sendo que a cada T ms, o *set-point* de cada eixo é atualizado, e o eixo percorre uma trajetória suave através de uma trajetória descrita pelo arquivo de pontos, caracterizando o controle de trajetória.

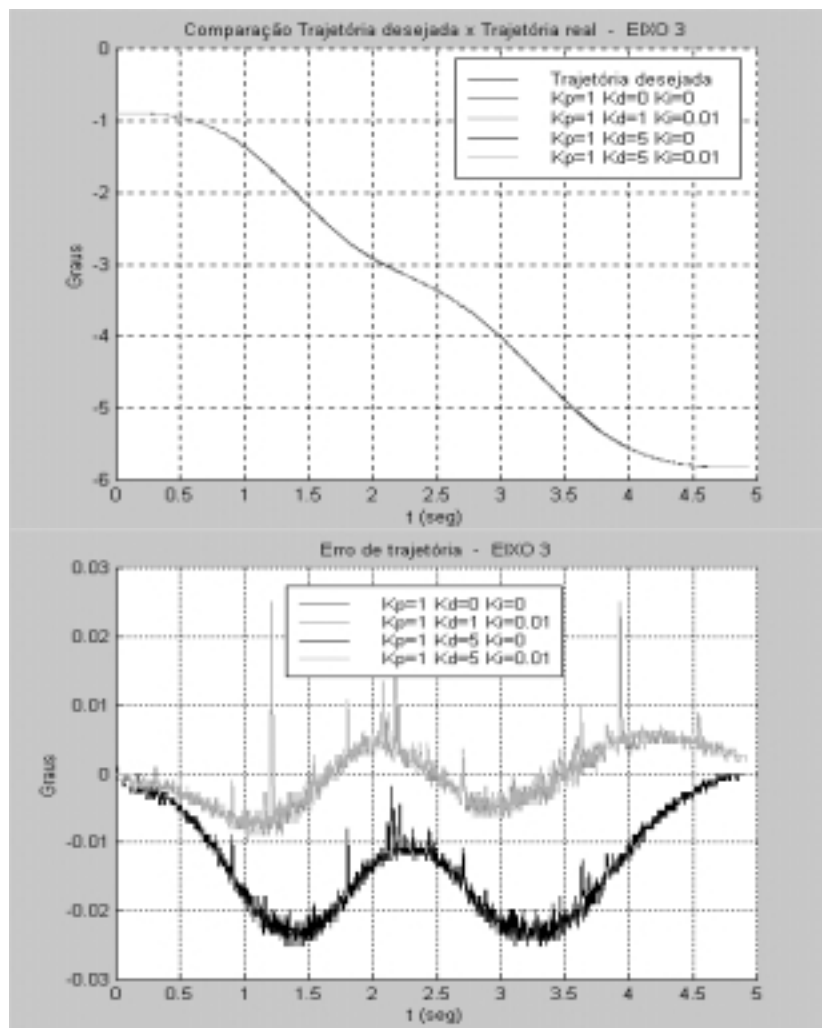
Para o controle PID, a implementação da ação integral é feita aproximando-se a integral pelo somatório do erro de posição e multiplicando-se este somatório por um ganho  $K_i$ . Para a ação derivativa, utiliza-se aproximação de primeira ordem. Adiciona-se um filtro passa-baixa de primeira ordem, para atenuar a amplificação de ruído característico da ação derivativa. Na figura 3 mostra-se o esquema de controle PID implementado, onde  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ , são os pontos (ângulos de rotação do eixo) programados pelo usuário,  $\theta_{sp}$  é o *set-point* fornecido pelo gerador de trajetórias, e  $\theta$  é a posição angular real do eixo. O bloco “eixo” representa a placa de potência e o eixo mecânico propriamente dito. Para determinação dos ganhos  $K_p, K_i$  e  $K_d$

utilizou-se um procedimento prático proposto em (Klafter, 1990), no qual não se necessita levantar o modelo do eixo do robô.

Na figura 4 compara-se a trajetória real seguida e a teórica gerada pelo gerador de trajetórias para o eixo 3. Como o erro é muito pequeno, mostra-se na mesma figura, o erro de trajetória para várias configurações dos ganhos PID. Em geral, nos testes realizados o erro máximo não ultrapassou 30 milésimos de grau, para todos os eixos e em várias outras velocidades e configurações dos braços do robô.



**Figura 3.** Esquema de controle implementado



**Figura 4.** Comparação trajetória real x teórica e erro de trajetória para o eixo 3

Em geral, a ação integral diminuiu ainda mais o erro de trajetória obtido para o controle proporcional e a ação derivativa diminuiu o efeito de oscilações que ocorrem com o aumento do ganho integral. No entanto, mesmo utilizando-se um filtro, o ganho derivativo deve ser limitado, para não se amplificar demasiadamente o ruído.

A carga utilizada nos testes constituiu-se de uma tocha de soldagem Mig acoplada ao último eixo do robô (eixo 6), pesando aproximadamente 3 Kg. Lembrando que a capacidade nominal do robô é 15 Kg, uma hipótese para a relativamente boa resposta dos eixos pode ser o fato de os motores serem superdimensionados para a presente aplicação. No entanto, para a maioria das aplicações industriais que requerem controle de trajetória, a capacidade de carga não ultrapassa 5 Kg em média e portanto, esta abordagem de controle continua válida.

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um sistema de controle para o robô industrial Reis Rv-15. O controlador original do robô foi desligado tendo sido implementado um controlador totalmente novo em um microcomputador PC.

Para tanto foi construída uma interface de hardware entre um PC e o sistema do robô. Esta interface permitiu o desenvolvimento de um *software* de controle, que permite a um usuário movimentar o robô, programar pontos no espaço em coordenadas de junta e executar trajetórias, totalmente a partir do teclado do PC.

Utilizou-se estratégia de controle PID individual para cada eixo. Para o controle com seguimento de trajetória implementou-se um algoritmo que gera trajetórias a partir de pontos programados pelo usuário. Os resultados obtidos foram relativamente satisfatórios considerando a simplicidade do controlador implementado. O sistema foi validado através da realização de várias trajetórias pelo robô, dentro do seu espaço de trabalho, com uma carga correspondente à uma tocha de soldagem de aproximadamente 3 Kg.

Desse modo, atingiu-se o objetivo de desenvolver um sistema de controle para o robô Reis Rv-15 e demonstrou-se a viabilidade prática de implementar um sistema de controle para um robô industrial baseado num microcomputador tipo PC. Dominando-se a tecnologia de controladores para robôs industriais, universidades e fabricantes nacionais podem obter capacitação tecnológica para o desenvolvimento e construção de robôs universais do tipo apresentado neste trabalho, que são largamente utilizados nas indústrias.

Como continuação natural do trabalho, prevê-se a inclusão do modelo cinemático ao gerador de trajetórias, a fim de permitir programação de pontos no espaço em coordenadas cartesianas. A realização de uma interface amigável com o usuário e a implementação de facilidades de programação para o usuário, são mais algumas sugestões no sentido de tornar o sistema básico desenvolvido neste trabalho, aplicável a nível industrial.

## 7. REFERÊNCIAS

- Sciavicco, L., Siciliano, B., 1996, "Modeling and Control of Robot Manipulators", McGraw-Hill, New York.
- Klafter, R.D., Chmielewski, T.A., Negin, M., 1990, "Robotic Engineering", Addison Wesley.
- Demarchi, F.L., 1999, "Desenvolvimento de Sistema de Controle Para um Robô Industrial de Seis Eixos", Relatório final da disciplina DAS 5511 - Projeto de Fim de Curso, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.
- Bier, C.C., Martins, A.E.C, Passold, D., 1998, "Planejamento de Trajetória", Documento interno do Laboratório de Robótica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.

# CONTROLE DE UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO POR MODOS DESLIZANTES

**Eduardo A. Perondi**

**Raul Guenther**

Laboratório de robótica – Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC - 88040 – 900 - Florianópolis - SC

## Resumo

Este artigo relata um estudo experimental de um esquema de controle por modos deslizantes (SLM) aplicado ao controle de posição de um servoposicionador pneumático. O algoritmo SLM utilizado caracteriza-se pela simplicidade e facilidade de implementação. A convergência do movimento à superfície de deslizamento é provada a partir do método de Lyapunov para o caso de uma superfície de chaveamento linear e invariante no tempo. Seus resultados são comparados com os fornecidos por um controlador por realimentação de estados convencional (PVA) e mostram que o controlador SLM é mais robusto que o PVA quanto a variações da inércia da carga deslocada.

**Palavras-chave:** Servoposicionadores pneumáticos, Controle a Estrutura Variável, Robótica.

## 1. INTRODUÇÃO

Apesar de os servoposicionadores pneumáticos apresentarem algumas vantagens relativas (são baratos, leves e limpos), eles têm a sua aplicação industrial limitada pela dificuldade do seu controle. Isto se deve principalmente à alta compressibilidade do ar e das altas não-linearidades inerentes ao seu funcionamento.

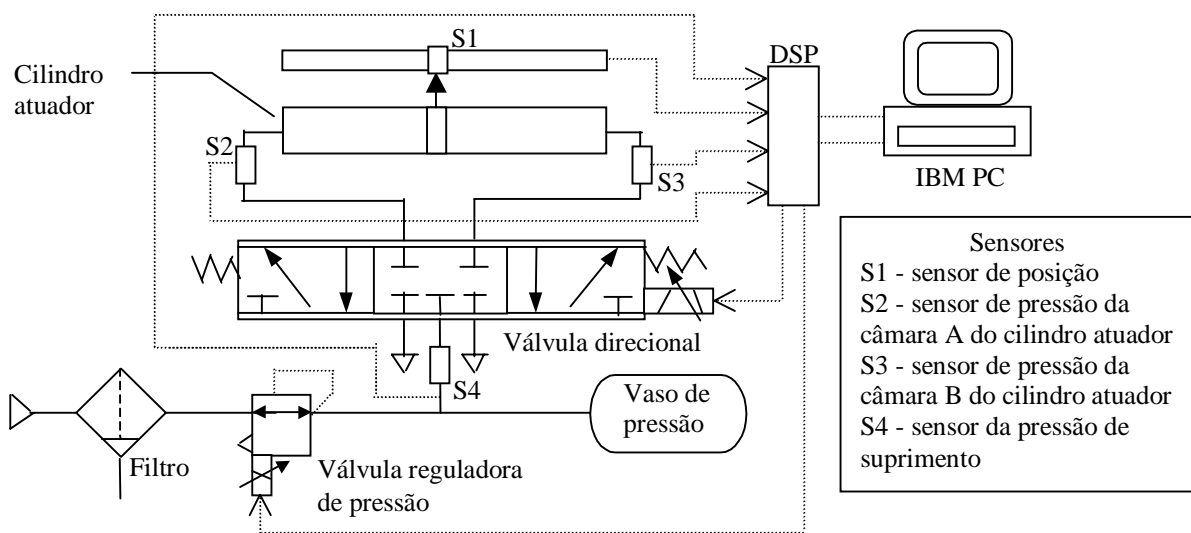
Este artigo dá seguimento ao trabalho de desenvolvimento de um controlador que supere as dificuldades inerentes aos servoposicionadores pneumáticos permitindo a sua aplicação em robótica. Dentro desta linha de pesquisa já foi investigado a possibilidade de utilização dos controladores por realimentação de variáveis de estado PVA e PΔP (Perondi e Guenther, 1999a) e da possibilidade de compensação do atrito para um controlador PVA através do uso de um observador de estados (Perondi e Guenther, 1999b). Uma dificuldade encontrada com o uso destes controladores é a falta de robustez quanto à variação da inércia deslocada, pois muitos mecanismos de precisão apresentam esta característica (a maioria dos robôs, por exemplo, tem a inércia dos seus braços dependente da sua configuração geométrica variável no tempo e trabalham com variação da massa da carga deslocada).

O controle por modos deslizantes (SLM - *slide mode control*) é um tipo de controle a estrutura variável que se caracteriza por apresentar baixa sensibilidade a perturbações e a variações nos parâmetros do sistema. Esta característica deve-se à capacidade do SLM de operar com altos ganhos, pois na vizinhança do modo deslizante a entrada do controlador é próxima de zero enquanto que a saída é um valor limitado. A utilização de altos ganhos é uma maneira usual de minimizar a influência das perturbações e incertezas. Vários autores têm proposto o uso de algoritmos de controle por modos deslizantes em servoposicionadores pneumáticos (Thomasset et al., 1993; Bouri et al., 1994; Tang e Walker, 1995; Surgenor et al., 1995; Pandian et al., 1997).

O presente artigo descreve os procedimentos de projeto e a aplicação prática de um esquema SLM proposto por Surgenor et al. (1995). Neste artigo a prova da convergência do movimento à superfície de deslizamento é realizada a partir do método de Lyapunov. Os resultados obtidos (equivalentes aos de Surgenor et al. (1995) e de Pandian et al. (1997)) comprovam que o controlador SLM apresenta performance bastante superior à do controlador tradicional por realimentação de estados PVA, principalmente no que diz respeito à robutez quanto à variação da massa deslocada.

## 2. O SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

O sistema em estudo está ilustrado na Fig.1. Uma servoválvula proporcional 5/3 (MPYE-5-1/8 FESTO) aciona um cilindro de dupla ação com transmissão de movimento por fita com diâmetro interno de 0,025 m e curso 1 m (DGPL-1000 FESTO). A válvula possui vazão nominal (medida)  $Q_N = 7.10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  (420 l/min) independente da pressão de suprimento devido a uma realimentação interna. Este recurso garante também um comportamento aproximadamente linear de abertura da válvula em função da tensão aplicada. Um pequeno sobrepassamento (*overlap*) ocasiona uma zona-morta de cerca de 4%. O êmbolo móvel do cilindro é conectado a um sensor linear (Festo POT-1000-TFL) de curso igual ao do cilindro atuador (1,0 m). Três sensores piezoelétricos de pressão medem a pressão absoluta em cada câmara do cilindro e a pressão manométrica de suprimento. O aparato de controle e aquisição de dados consiste em uma placa de controle rápida (dSPACE GmbH – DS1102) acoplada a um microcomputador IBMPC DX266MHz. O tempo de amostragem utilizado é de 1 ms. Nas conversões AD e DA, a placa utilizada apresenta programas auxiliares para gerenciamento da aquisição de dados e módulos de acoplamento para o *MatLab/Simulink*. Assim, os algoritmos em tempo real de medições e controle estão programados via módulo *dSPACE* para o *MatLab/Simulink* (ver dSPACE GmbH, 1996).



**Figura 1.** Esquema do servoposicionador pneumático.

## 3. O CONTROLE DO SERVOPOSICIONADOR

Os controladores apresentados neste trabalho foram desenvolvidos considerando o posicionador pneumático representado por uma função de transferência de terceira ordem

entre o sinal de controle em tensão da servoválvula ( $u$  – entrada) e o deslocamento do pistão ( $y$  – saída), com a forma

$$T(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0}{s(s^2 + a_2s + a_1)} \quad (1)$$

cuja correspondente equação diferencial é dada por

$$\ddot{y} + a_2\dot{y} + a_1y = b_0u \quad (2)$$

onde  $s$  é a variável de Laplace e  $b_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$  são parâmetros que dependem das características do sistema ( $a_1 = 327$ ,  $a_2 = 229$  e  $b_0 = 4113$ , calculados para o sistema experimental em estudo). Esta representação é utilizada por diversos autores (veja, por exemplo, Uebeling e Vaughan, 1997 e Perondi e Guenther, 1999a) e resulta da linearização do modelo obtido a partir da descrição da vazão mássica e evolução da variação da pressão em cada câmara do cilindro atuador e do equilíbrio de forças no êmbolo do pistão.

Com uma realimentação proporcional o modelo linear de terceira ordem (1) tem pólos em malha fechada que se deslocam para o semiplano complexo da direita à medida que o ganho aumenta. Desta forma, para que não haja risco de instabilidade, o ganho proporcional fica limitado a pequenos valores, o que limita o desempenho do posicionador. Performances melhores podem ser obtidas utilizando uma realimentação de estados, pois como o modelo linear representado pela Eq.(1) é controlável, pode-se desta forma alocar os pólos do sistema em qualquer posição do plano complexo. Assim, através do projeto adequado dos ganhos de um controlador de estados, teoricamente é possível obter a performance desejada para o sistema.

Diversos autores desenvolvem controladores com realimentação de estados tomando o modelo linear de terceira ordem como base, Wikander (1988), Virvalo, (1995). Estes controladores são referenciados como controladores PVA pois utilizam medidas de *posição* ( $P$ ), *velocidade* ( $V$ ) e *aceleração* ( $A$ ). Sendo  $y_d$  o sinal de referência fixa para a posição, a lei de controle um controlador PVA para um sistema de 3ª ordem é dada por

$$u = K_p(y_d - y) - K_v\dot{y} - K_a\ddot{y} \quad (3)$$

Como a posição dos pólos do sistema dependem dos seus parâmetros, a variação destes afeta sua posição e, conseqüentemente, a performance dinâmica do sistema realimentado. Isto introduz a necessidade do uso de controladores robustos às variações dos parâmetros. Esta propriedade torna-se muito importante em sistemas pneumáticos de posicionamento preciso pois variações paramétricas são inerentes ao funcionamento de sistemas altamente não-lineares e também podem ocorrer em função de alterações de características durante do sistema durante o seu funcionamento (mudança no valor da inércia deslocada, por exemplo).

#### 4. O CONTROLE POR MODOS DESLIZANTES APLICADO A UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

No controle a estrutura variável a estrutura do controlador é trocada de acordo com uma determinada regra. Para isso utilizam-se leis de controle chaveadas com o objetivo de dirigir a trajetória do sistema no espaço de estados em direção a hipersuperfícies conhecidas como *superfícies de deslizamento*. Estas superfícies, definidas em projeto, uma vez atingidas devem

confinar a trajetória do sistema de forma que ela deslize sobre a superfície até o equilíbrio. Este comportamento caracteriza o regime de deslizamento ou de modo deslizante.

Utkin (1978), DeCarlo et al.(1988) e Slotine e Li (1991) abordam extensivamente a teoria e aplicações do controle a estrutura variável. No presente trabalho é apresentado o desenvolvimento de um controlador com estrutura variável aplicado ao controle de posição do servoposicionador pneumático.

#### 4.1 Projeto de um controlador por modos deslizantes para o servoposicionador pneumático

Para um servo-sistema pneumático com dinâmica dada pela função de transferência da Eq.(1), Surgenor et al. (1995) sugerem o uso da seguinte superfície de deslizamento,

$$S = -c_1 e + c_2 \dot{y} + \ddot{y} = -c_1(y_d - y) + c_2 \dot{y} + \ddot{y} = -c_1 y_d + c_1 y + c_2 \dot{y} + \ddot{y} = 0 \quad (4)$$

onde  $e \equiv y_d - y$ . Quando a trajetória dos estados encontra a superfície de deslizamento  $S = 0$ , a sua dinâmica passa a ser dada por

$$\frac{y}{y_d} = \frac{c_1}{s^2 + c_2 s + c_1} \quad (5)$$

Esta dinâmica deve ser projetada de forma que  $y \rightarrow y_d$  quando  $t \rightarrow \infty$ . Para tanto, uma condição suficiente é que os seus coeficientes  $c_1$  e  $c_2$  sejam estritamente positivos.

Uma condição de convergência da trajetória de estados em direção à superfície de deslizamento pode ser estabelecida escolhendo o sinal de controle  $u$  de forma que a distância quadrática (medida por  $S^2$ ) decresça ao longo de qualquer trajetória do sistema. Para tanto, pode-se projetar o sinal de controle de forma que a função tipo de Lyapunov  $V = S^2 / 2$  possua derivada primeira em relação ao tempo negativa ( $\dot{V} = S\dot{S} < 0$ ), garantindo-se assim que  $S \rightarrow 0$  quando  $t \rightarrow \infty$ , assintoticamente.

A convergência da trajetória em direção à superfície de deslizamento também pode ser obtida pela escolha da lei de controle de forma que

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 = S\dot{S} \leq -\eta |S| \quad (6)$$

onde  $\eta > 0$  pode ser interpretado com uma medida da velocidade de deslocamento da trajetória em direção à superfície de deslizamento. Slotine e Liu (1991) demonstram que se o estado inicial do sistema é tal que  $S(t=0) \neq 0$  (ou seja, a trajetória se encontra inicialmente fora da superfície de deslizamento) e a condição de convergência da Eq.(6) é satisfeita, a superfície de deslizamento é alcançada pela trajetória do estado em um tempo finito  $t_a$  dado por  $t_a < |S(t=0)| / \eta$ .

O controle por modos deslizantes do sistema de 3ª ordem em estudo necessita do projeto de um sinal de controle para que a trajetória obedeça à condição de convergência (6). Para o projeto do sinal de controle,  $\dot{S}$  pode ser calculado a partir da Eq.(4), ou seja,  $\dot{S} = c_1 \dot{y} + c_2 \ddot{y} + \ddot{\ddot{y}}$ . Isolando  $\ddot{\ddot{y}}$  na Eq.(2) e substituindo na equação acima, resulta em  $\dot{S} = (c_1 - a_1) \dot{y} + (c_2 - a_2) \ddot{y} + b_0 u$  e portanto  $S\dot{S} = S[(c_1 - a_1) \dot{y} + (c_2 - a_2) \ddot{y} + b_0 u]$ .

Existem diversas possibilidades para a escolha do sinal de controle para que a condição de convergência (6) seja satisfeita. Surgenor et al. (1995) propõem um controlador com sinal de controle dado por  $u = -V_{\max} \text{sgn}(S)$  onde  $V_{\max}$  é o valor da tensão de controle máxima aplicada à servoválvula. Para este controlador Surgenor et al. (1995) não provam a convergência do movimento em direção à superfície de controle.

Um sinal de controle equivalente pode ser dado por:

$$u = -\frac{\eta}{\hat{b}_0} \text{sgn}(S) \quad (7)$$

onde  $\hat{b}_0$  é uma estimativa do parâmetro  $b_0$ .

Neste caso,  $S\dot{S} = [(c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y}]S - \eta|S|b_0/\hat{b}_0$ . Assim, quando  $S > 0$ , a condição dada em (6) é satisfeita se  $[(c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y}] - \eta b_0/\hat{b}_0 < 0$ , o que é verdade se

$$\eta > \frac{\hat{b}_0}{b_{0\min}} \left( \overline{a_1 c_1} |\dot{y}_{\max}| + \overline{a_2 c_2} |\ddot{y}_{\max}| \right) \quad (8)$$

onde  $\overline{a_1 c_1} = \max(|c_1 - a_{1\min}|, |c_1 - a_{1\max}|)$  e  $\overline{a_2 c_2} = \max(|c_2 - a_{2\min}|, |c_2 - a_{2\max}|)$ . Os subíndices *min* e *max* referem-se aos valores extremos máximo e mínimo em módulo que os parâmetros ou estados podem assumir no sistema enquanto que a função  $\max(x_1, x_2)$  é definida como  $\max(x_1, x_2) = x_1$  para  $x_1 \geq x_2$  e  $\max(x_1, x_2) = x_2$  para  $x_1 < x_2$ . Com  $S < 0$  a Eq.(8) também satisfaz a condição de convergência dada pela Eq.(6).

A Eq.(8) permite concluir que o controlador proposto necessita apenas do conhecimento do limite superior de  $\eta$ . Basta então que as incertezas paramétricas sejam limitadas para que a condição de deslizamento seja sempre satisfeita. Esta equação indica ainda que à medida em que a dinâmica desejada se afasta da dinâmica (natural) do sistema (o valor de  $c_1$  se distancia do valor de  $a_1$  e o valor de  $c_2$  se distancia do valor de  $a_2$ ) é necessário uma atividade mais intensa de controle, aumentando efeitos indesejáveis (como, por exemplo, o desgaste maior dos componentes a longo prazo). Além disso, como o chaveamento real ocorre em uma velocidade limitada, surgem sinais de alta frequência indesejáveis conhecidos como *chattering*.

#### 4.2 Projeto de um controlador de posição por modos deslizantes para o servoposicionador pneumático

Lembrando que o erro de posição é definido como  $e = y_d - y$  e que a função de transferência a malha fechada no modo de deslizamento ( $S = 0$ ) é dada pela Eq.(6), pode-se definir  $c_1 \equiv \omega_n^2$  e  $c_2 = 2\zeta\omega_n = 2\zeta\sqrt{c_1}$ , onde  $\omega_n$  e  $\zeta$  são a frequência natural e o índice de amortecimento da resposta de 2ª ordem com relação à posição desejada  $y_d$ . Os parâmetros  $\omega_n$  e  $\zeta$  podem ser especificados por qualquer critério de projeto baseado nas características estáticas e dinâmicas da resposta desejada.

Como o projeto de um controlador com modos deslizantes pode resultar em um controlador inadequado devido ao excessivo *chattering* no sinal de controle, uma alternativa é modificar a lei de controle para incluir a chamada camada limite (*boundary layer* - ver



Slotine e Li, 1991). Este procedimento consiste na introdução da seguinte modificação do sinal de controle

$$u = -\frac{\eta}{\hat{b}_0} \text{sat}(S) = -V_{\max} \text{sat}(S) \quad (9)$$

onde  $\text{sat}(S)$  é definida como  $\text{sgn}(S/\phi)$  quando  $|S| > \phi$  e como  $S/\phi$  quando  $|S| \leq \phi$ .  $V_{\max} = \eta/\hat{b}_0$  é o valor da tensão de saturação (tensão máxima aplicada). Na condição  $|S| \leq \phi$  (no interior da camada limite), o controlador se comporta como um controlador de estados com vetor de ganhos  $(V_{\max}/\phi)[-c_1 \ c_2 \ 1]$  e vetor de estados  $[e \ \dot{y} \ \ddot{y}]$ . É importante salientar que existe um compromisso entre o *chattering* do sinal de controle e o erro de regime de posição pois ambos dependem da largura  $\phi$  da camada limite. Assim, quanto maior  $\phi$ , menor o *chattering* e maior o erro de regime.

A definição de  $\omega_n$  e  $\zeta$  pode ser realizada a partir do tempo de assentamento da resposta e da escolha de um sobrepasso máximo aceitável. A exemplo de Surgenor et al.(1995), neste trabalho foram definidos os valores máximos aceitáveis de 0,2s e 1,5% para o tempo de assentamento (critério de 2%) e sobrepasso, respectivamente. Estes valores implicam em uma frequência natural  $\omega_n = 25 \text{ rad/s}$  e em um índice de amortecimento  $\zeta = 0,8$  para a dinâmica do movimento deslizante, resultando em  $c_1 = 625$  e  $c_2 = 40$ .

Para a implementação do controlador é necessário a definição dos fatores  $V_{\max}$  e  $\phi$ .

Através de um estudo dos parâmetros do sistema linear foram obtidas estimativas para os valores extremos de  $b_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ . Por simulação foram determinados os valores aproximados para  $\dot{y}_{\max}$  e  $\ddot{y}_{\max}$ , o que, a partir da Eq.(8), resultou em  $V_{\max} > 0,05 \text{ V}$ . Testes experimentais mostraram que valores desta ordem para  $V_{\max}$  ocasionam atrasos muito grandes no momento do arranque inicial do movimento possivelmente devido ao efeito do atrito estático. Este atraso no arranque leva à necessidade de uso de valores maiores para  $V_{\max}$ . Optou-se assim pela utilização de  $V_{\max} = 1,5 \text{ V}$ . Com relação à largura da camada limite da superfície de deslizamento o valor utilizado é de  $\phi = 35$ . Este valor é resultante de um compromisso entre o nível de *chattering* mínimo e a precisão aceitável para o erro de posicionamento.

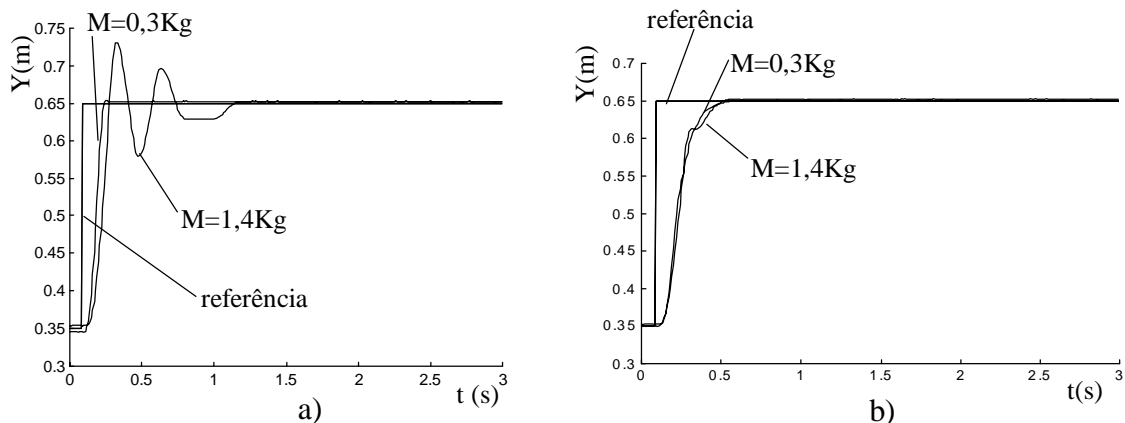
## 5. Resultados

Na figura 2 estão apresentadas as curvas referentes às respostas experimentais da posição  $y$  ao longo do tempo para dois casos de massas (0,3 e 1,4Kg) com o uso dos controladores PVA e SLM.

Os ensaios foram realizados considerando, a exemplo de Pandian et al.(1997), um curso de 0,3m em torno da posição central do cilindro. Os ganhos do controlador PVA foram ajustados para a resposta com a massa de 0,3Kg considerando a seguinte relação  $K_p = 4$ ,  $K_v = K_p/50$  e  $K_a = K_v/1000$  (Perondi e Guenther, 1999a). O controlador SLM está de acordo com o projeto apresentado na seção 4.2 com os fatores  $V_{\max}$  e  $\phi$  ajustados para uma melhor resposta com a massa de 0,3Kg. Em ambos os controladores o sinal de velocidade foi obtido pela derivação numérica do sinal medido de posição amostrado a 1ms. A velocidade foi filtrada digitalmente por um filtro *butterworth* passa baixa com frequência de corte a

100rad/s. O sinal de aceleração foi obtido pela derivação numérica do sinal de velocidade. Não foram utilizados filtros adicionais.

Para diminuição do erro de regime e dos efeitos da assimetria inerente ao funcionamento da válvula, a zona-morta de aproximadamente 4% foi compensada em ambos os controladores. Isto foi realizado através da soma de valores fixos de compensação aos sinais de controle de acordo com a direção de abertura da válvula, resultando nas seguintes expressões para o sinal de controle efetivo:  $u_{efet} = u + zm_1$  para  $u > 0$  e  $u_{efet} = u - zm_2$  para  $u < 0$ , onde  $zm_1$  e  $zm_2$  são os valores de compensação da zona morta. Foram utilizados  $zm_1 = 0,056$  V e  $zm_2 = 0,02$  V.



**Figura 2.** a) deslocamentos com controle PVA      b) deslocamentos com controle SLM.

A figura 2 apresenta as respostas de posição dos controladores PVA e SLM para as duas massas ensaiadas. Os resultados indicam que para a massa de 0,3Kg ambos os controladores mostram bons resultados, com baixos tempos de assentamento e com erros de regime menores que  $\pm 2,4$  mm e  $\pm 0,2$  mm para os controladores PVA e SLM, respectivamente. Para o caso da massa de 1,4Kg percebe-se que o controlador SLM, apesar de apresentar uma perda de desempenho com tempo de assentamento e erro de regime ( $\pm 1,6$ mm) maiores, mantém o comportamento da resposta relativamente próximo ao do caso anterior enquanto que a resposta para o controlador PVA é muito oscilatória, com tempo de assentamento muito maior, além de apresentar sobrepasso.

## 6. Conclusões

Os resultados obtidos experimentalmente comprovam que no controle de posição do servoposicionador pneumático o controle por modos deslizantes é mais robusto que o controlador de estados PVA quanto à variação da inércia.

Uma dificuldade prática encontrada na implementação que afeta a performance do SLM decorre do ruído proveniente da derivação do sinal de velocidade para obtenção da aceleração. O ruído soma-se ao *chattering* inerente ao SLM aumentando significativamente a intensidade de trabalho da válvula (o que pode resultar em desgaste dos seus componente a longo prazo) levando à necessidade de aumento da camada limite. Visando contornar este problema, a utilização de um controlador que não necessite da derivação do sinal de velocidade será objeto de futuros estudos.

## REFERÊNCIAS

- Bouri, M., Thomasett, D., Richard, E., Scavarda, S., 1994, “Nonlinear Sliding Mode Control of an Electropneumatic Servodrive”, Proc.7th Bath Int.Fluid Power Workshop, Vol.6, Bath,UK,pp.501-504.
- DeCarlo, R. A., Zak, S. H., Matthews, G. P., 1988, “Variable Structure Control of Nonlinear Multivariable Systems: A Tutorial”. Proceedings of the IEEE, vol. 76, nº.3.
- dSPACE digital signal processing and control engineering, 1996, DS1102 User’s Guides, Germany.
- Liu, S., Bobrow and J.E. ,1988, “An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled robot”, Transactions of the ASME, vol. 110, pp. 228-235.
- Pandian, S. R., Hayakawa,Y., Kanazawa,Y., Kamoyama, Y., Kawamura, S., 1997, “Practical Design of a Sliding Mode Controller for Pneumatic Actuators”. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol.119, pp. 666-674.
- Perondi, E.A. e Guenther, R., 1999a, “Controle em Malha Fechada de um Servoposicionador Pneumático”, anais do XV Congr. Bras. de Eng. Mec. – COBEM 99 - Águas de Lindóia, SP, Brasil.
- Perondi, E.A. e Guenther, R., 1999b, “Controle com compensação de atrito de um servoposicionador Pneumático”, anais do IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, CIDIM '99 Santiago, Chile.
- Slotine, J.J.E., Li, W., 1991, “Applied Nonlinear Control”, Prentice-Hall Inc..
- Surgenor, B. W., Vaughan, N. D. and Uebling, M., 1995, “Continuous sliding mode control of a pneumatic positioning”, System, Design and Performance, Proceedings of 8th Bath International Fluid Power Workshop, pp. 270-285.
- Thomasset, D., Richard, E., Scavarda, S., Lin, X.F., Sesmat, S., Bouhal, A., 1993, “Control of an electro-pneumatic servodrive: a state-affine or a sliding approach”. IFAC World Congress, Sydney.
- Uebling, M. and Vaughan, 1997, “On linear dynamic modeling of a pneumatic servo system”, The fifth Scand. Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'97, Linköping, Sweden, pp. 363-378.
- Utkin, V.I., 1978, “Sliding Modes and Their Application in Variable Structure Systems”. MIR Publishers, Moscow.
- Virvalo, T. ,1995, “Modeling and design of a pneumatic position servo system realized with commercial components”, PhD Thesis, Tampere, Finland.
- Wikander, J., 1988, “Adaptive Control of Pneumatic Cylinder”. Dr. Thesis, Stockholm.

# CONTROLADOR ROBUSTO $H_\infty$ ASSOCIADO A TORQUE COMPUTADO PARA UM MANIPULADOR ROBÓTICO

**Emerson de Góes**  
**Alberto Adade Filho**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica, 12228-900, S. José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: adade@mec.ita.cta.br

## Resumo

Este trabalho aborda o projeto de um controlador robusto  $H_\infty$ , associado a um controle via método do torque computado, para um manipulador robótico de alto desempenho, visando suprimir efeitos de incertezas paramétricas - especialmente variações de massa na extremidade do manipulador - e dinâmicas não modeladas da planta. Ilustra-se que o método do torque computado só apresenta resultado aceitável quando não há incertezas consideráveis no modelo da planta. Um exemplo de aplicação em um robô de três graus de liberdade é realizado para ilustrar esta abordagem de controle robusto.

**Palavras-chave:** Controle Robusto; Otimização  $H_\infty$ ; Controle de Robôs.

## 1. INTRODUÇÃO

Uma técnica bastante investigada para o controle de movimento de manipuladores robóticos de alto desempenho é o controlador particionado ou tipo torque computado (Craig, 1986) cuja lei de controle tem duas componentes: uma baseada no modelo dinâmico da planta e outra responsável pelo ajuste baseado no erro entre o movimento desejado e o real.

O modelo dinâmico de um manipulador robótico está sujeito a incertezas, o que sugere basicamente duas abordagens para controle (Abdallah et al., 1991): uma a que usa o controle adaptativo e a outra, o controle robusto.

Este trabalho descreve o projeto de um controlador robusto para um manipulador robótico, utilizando a teoria de otimização  $H_\infty$ , associado a um controlador tipo torque computado.

## 2. CONFIGURAÇÃO E PROJETO DO CONTROLADOR ROBUSTO

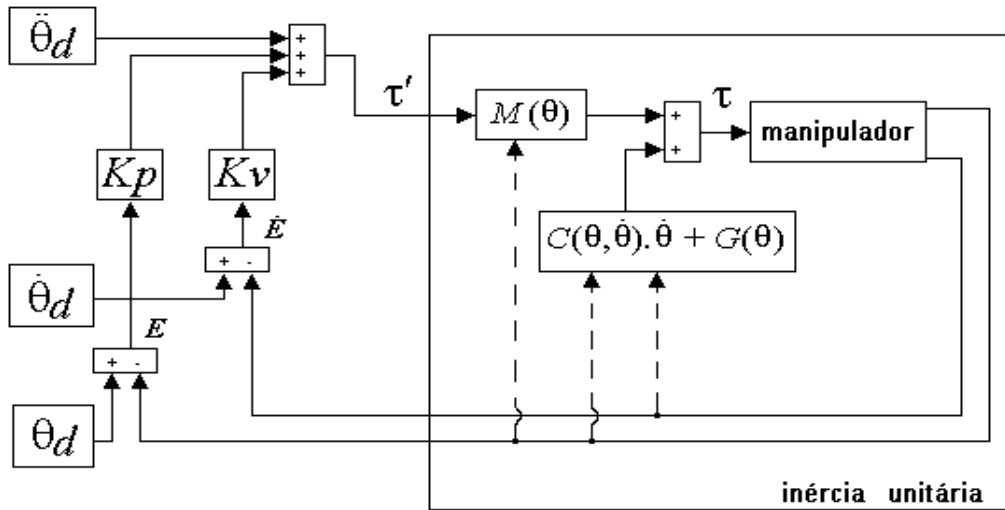
### 2.1 Necessidade do Controle Robusto

O principal objetivo desta seção é demonstrar a necessidade de um controlador robusto para compensar os efeitos de dinâmicas não modeladas e variações no modelo do robô, quando este é controlado através do método do torque computado e é submetido a variações de trajetórias e variações na massa do objeto manipulado.

No método do torque computado (vide Fig. 1), a planta básica (robô) só é linearizada pelo controlador se o modelo de projeto, utilizado pelo controlador, for totalmente preciso. O modelo dinâmico de manipuladores robóticos, seriais, rígidos, pode ser representado na forma matricial,

$$\tau = M(\theta) \cdot \ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta}) \cdot \dot{\theta} + G(\theta) \quad (1)$$

onde  $\theta$  e  $\tau$  são, respectivamente, o vetor de posição das juntas e o vetor de torques de controle, e  $M$ ,  $C$  e  $G$  são a matriz de inércia, a matriz que contém os termos relacionados aos torques/forças de Coriolis e centrípeta e o vetor com os termos de torques/forças gravitacionais, respectivamente. Ainda na Fig. 1,  $\theta_d$  é o vetor de posições desejadas e  $K_p$  e  $K_v$  são matrizes de ganhos de realimentação para a dinâmica do erro, no sistema compensado pelo modelo do manipulador (caixa denominada *inércia unitária* na Fig. 1).



**Figura 1.** Método do torque computado aplicado a um manipulador robótico

Na modelagem realizada para uso no controlador tipo torque computado, tem-se

$$\tau^* = \hat{M}(\theta) \cdot \tau' + \hat{C}(\theta, \dot{\theta}) \cdot \dot{\theta} + \hat{G}(\theta) \quad (2)$$

pois o modelo utilizado, em geral apresentará diferenças relativas à Eq. (1). Isto implica no aparecimento de um erro de modelo nas equações dinâmicas de rastreamento de erro. Utilizando-se a Eq. (2) para controlar a Eq. (1), isto é, fazendo-se  $\tau = \tau^*$ , tem-se

$$\hat{M} \cdot \tau' + \hat{C} \cdot \dot{\theta} + \hat{G} = M \cdot \ddot{\theta} + C \cdot \dot{\theta} + G \quad (3)$$

e considerando a componente de ajuste baseado no erro,

$$\hat{M} \cdot (\ddot{\theta}_d + K_v \cdot \dot{E} + K_p \cdot E) + \hat{C} \cdot \dot{\theta} + \hat{G} = M \cdot \ddot{\theta} + C \cdot \dot{\theta} + G \quad (4)$$

$$\hat{M} \cdot (\ddot{E} + K_v \cdot \dot{E} + K_p \cdot E) = (M - \hat{M}) \cdot \ddot{\theta} + (C - \hat{C}) \cdot \dot{\theta} + (G - \hat{G}) \quad (5)$$

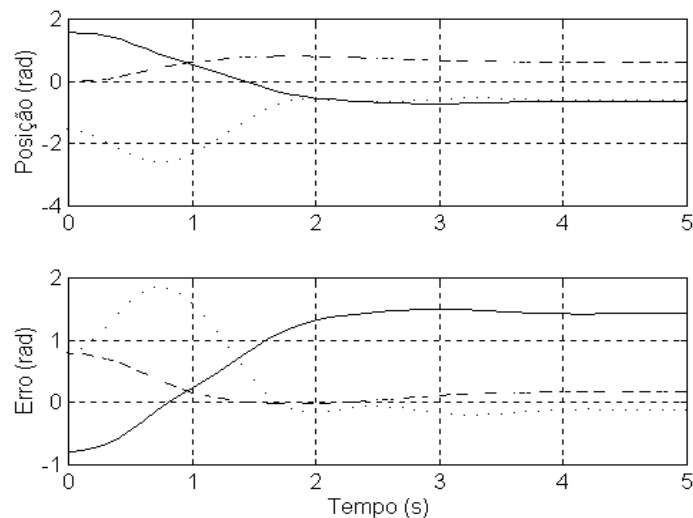
$$\ddot{E} + K_v \cdot \dot{E} + K_p \cdot E = \hat{M}^{-1} \cdot [(M - \hat{M}) \cdot \ddot{\theta} + (C - \hat{C}) \cdot \dot{\theta} + (G - \hat{G})] \quad (6)$$

Tem-se, assim, um novo conjunto de equações para a dinâmica do erro,

$$\ddot{E} + K_v \cdot \dot{E} + K_p \cdot E = \eta \quad (7)$$

onde  $\eta$  denota o lado direito da Eq. (6).

A Eq. (7) mostra que a dinâmica do erro de rastreamento é forçada por uma perturbação  $\eta$ , gerada pelas diferenças entre os parâmetros do modelo estimado e os parâmetros reais. A perturbação, decorrente das incertezas de modelo (por exemplo, variação de massa na ponta do manipulador quando este realiza operações tipo *pick-and-place*), pode degradar sensivelmente o desempenho do sistema e até desestabilizá-lo. Estudos de simulação realizados em (Góes, 2000), demonstraram que o controle via método do torque computado não garante desempenho satisfatório para manipuladores robóticos com sistema de acionamento direto sujeitos a perturbações no modelo (vide Fig. 2). Isto justifica o uso de uma técnica de controle mais apurada, no caso, controle robusto.



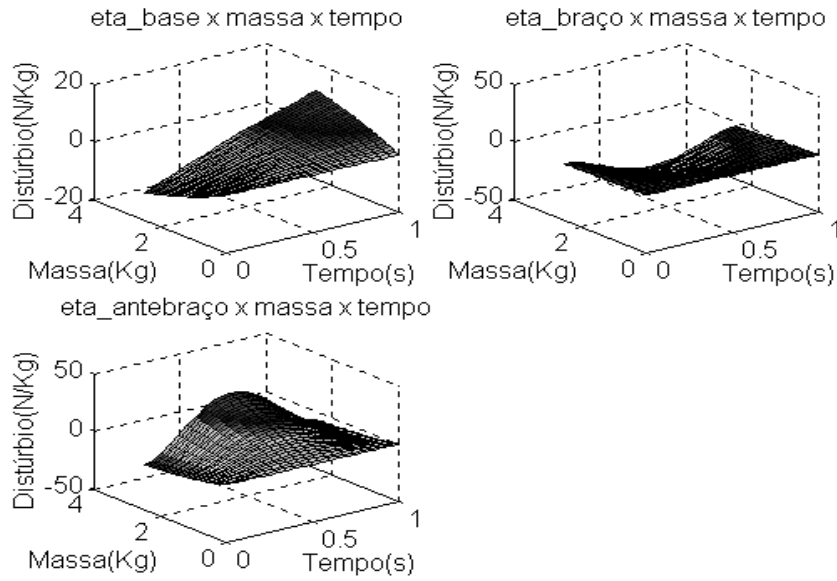
**Figura 2.** Resultados para a simulação de um sistema robótico (Robô ITA-IEMP) utilizando o método do torque computado com adição de massa de 100% ao último elo. Curva tracejada representa a junta 1 (base), curva cheia a junta 2 (braço) e pontilhada a junta 3 (antebraço)

No estudo da Fig. 2, o controle tipo torque computado foi projetado para não apresentar sobresinal além de proporcionar rapidez na estabilização para uma entrada tipo degrau, com posições inicial e final para cada junta dadas na Tabela 2. Nota-se na Fig. 2 que o desempenho dinâmico foi degradado pela variação da massa no último elo.

A Fig. 3 ilustra como  $\eta$  varia para uma trajetória cúbica no espaço de juntas determinada pela Tabela 1, para o modelo dinâmico do robô ITA-IEMP (descrito no Apêndice A) numa configuração de acionamento direto, submetido a uma variação de massa em sua extremidade.

**Tabela 1.** Posições e velocidades iniciais e finais para cada junta do robô ITA-IEMP

Tempo do trajeto = 2 s					
Nº da junta	Posição inicial (rad)	Posição final (rad)	Velocidade inicial (rad/s)	Velocidade final (rad/s)	Variação de massa de 0 Kg a 2,5 Kg
1	$-8\pi/9$	$8\pi/9$	0.0	0.0	
2	$\pi/6$	$\pi/6$	0.0	0.0	
3	$-\pi/4$	$-\pi/4$	0.0	0.0	

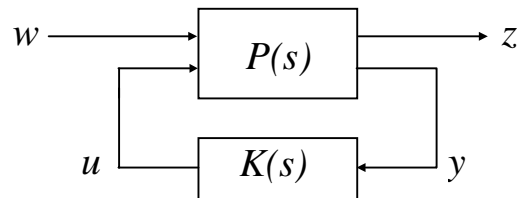


**Figura 3.** Variação de  $\eta$  para trajetória cúbica, com posições inicial e final dadas na Tabela 1

## 2.2 Projeto $H_\infty$

### 2.2.1 Otimização $H_\infty$

No controle  $H_\infty$  o objetivo de controle é minimizar a norma  $H_\infty$  da função de transferência de  $w$  (vetor de sinais exógenos) para  $z$  (vetor de saída associado aos requisitos de desempenho para o sistema), conforme ilustrado na Fig. 4.



**Figura 4.** Configuração de controle sem modelagem de incertezas

Na Fig. 4,  $P(s)$  representa a planta aumentada e  $K(s)$  o controlador robusto. Seja  $P(s)$  particionada da forma:

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \leftrightarrow \left[ \begin{array}{c|cc} A & B_1 & B_2 \\ \hline C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{array} \right] \quad (8)$$

$$\begin{aligned} z &= P_{11}w + P_{12}u \\ y &= P_{21}w + P_{22}u \end{aligned} \quad (9)$$

A função de transferência de  $w$  para  $z$  fica:

$$T_{zw} = F_l(P, K) = P_{11} + P_{12} \cdot K \cdot (I - P_{22} \cdot K)^{-1} \cdot P_{21} \quad (10)$$

O controle ótimo  $H_\infty$  pode ser descrito matematicamente como a minimização de

$$\|F_l(P, K)\|_\infty = \max_{\omega} \bar{\sigma}(F_l(P, K)(j\omega)) \quad (11)$$

no espaço de todos os controladores  $K(s)$  realizáveis que estabilizam o sistema.

### 2.2.2 Modelo Nominal da Planta

A representação nominal no espaço de estados (A,B,C,D) de um sistema robótico controlado via método do torque computado (robô+TC), com  $x = [E' \quad \dot{E}']'$  e  $u = \tau$ :

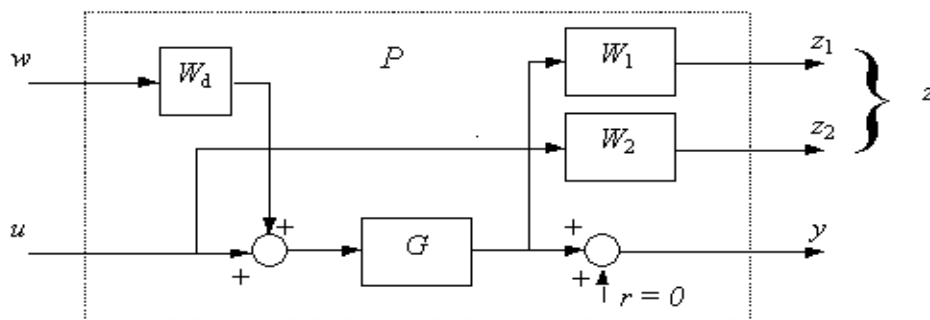
$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -K_p & -K_v \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$K_p$  e  $K_v$  são as matrizes de ganhos proporcional e derivativo (vide Fig. 1).

### 2.2.3 Obtenção da Planta Aumentada

Note-se que o problema em questão, no espaço de erros, é um problema de regulação, um problema de sensibilidade mista: a função sensibilidade,  $S = (I + GK)^{-1}$  é formatada juntamente com uma ou mais funções de malha fechada, tais como a função  $KS$  ou a função sensibilidade complementar  $T = I - S$ . No caso em que o ruído na medida é insignificante, procura-se formatar  $S$  e  $KS$ , pois  $S$  é a função de transferência entre a perturbação externa e a saída e  $KS$  entre a perturbação e os sinais de controle.

A planta  $P$  aumentada para o sistema, baseada em (Skogestad & Postlethwaite, 1996), está ilustrada na Fig. 5, onde  $G$  é a planta nominal (robô + TC), definida pela Eq. (12). Os vetores  $w$ ,  $u$ ,  $z_1$ ,  $z_2$  e  $y$  têm dimensão 3. Neste projeto foram realimentados apenas os erros de



**Figura 5.** Planta aumentada para o sistema Robô + TC com incertezas

posição das juntas do manipulador, por dois motivos: dimensão do controlador, e problema de posto (*rank*) com a matriz da planta aumentada, para aplicação do algoritmo de Glover-Doyle dado em (Balas *et al.*, 1994).

O bloco  $W_d$  tem como função normalizar o nível de perturbação; isto limita os valores singulares do controlador que será projetado. A matriz de transferência  $W_1$  trabalha como um filtro passa-baixas, limitando os valores singulares da função sensibilidade  $S$ , e  $W_2$  tem como



função limitar os sinais de controle, atuando como um filtro passa-altas com frequência de corte aproximadamente igual a desejada para a largura de banda de malha fechada. As matrizes de transferência  $W_1$  e  $W_2$  utilizadas têm as seguintes estruturas:

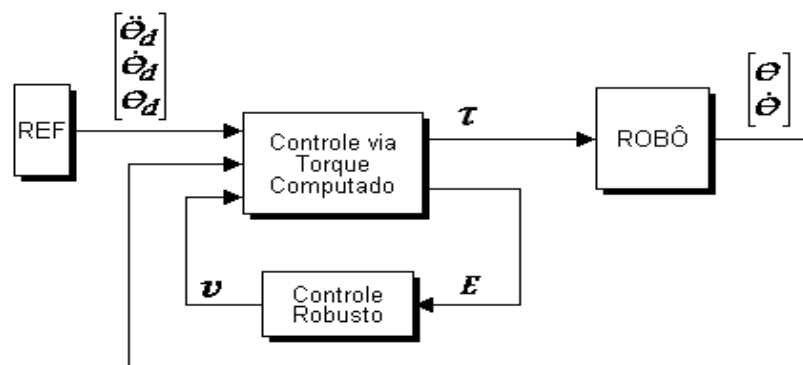
$$W_1 = \begin{bmatrix} \frac{s/M_1 + w_{B1}^*}{s + w_{B1}^* A_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{s/M_2 + w_{B2}^*}{s + w_{B2}^* A_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{s/M_3 + w_{B3}^*}{s + w_{B3}^* A_3} \end{bmatrix}, \quad W_2 = I_{3 \times 3} \quad (13)$$

onde  $M_i$ ,  $A_i$ , e  $w_{Bi}^*$  são, respectivamente, o máximo pico de magnitude de  $S$ , máximo erro de rastreamento de estado estacionário e mínima frequência de largura de banda (Skogestad & Postlethwaite, 1996). Como ponto de partida de projeto adotou-se, para todas as funções em (11),  $M_1 = M_2 = M_3 = 2$ ,  $A_1 = A_2 = A_3 = 0,0001$ ,  $w_{B1}^* = 1,56$  rad/s,  $w_{B2}^* = 3,23$  rad/s e  $w_{B3}^* = 3,01$  rad/s. Foram escolhidas funções de primeira ordem como tentativa inicial, pois a dimensão do controlador depende do número de pólos destas funções.

## 2.2.4 Projeto do Controlador Robusto

Para reduzir a influência da perturbação  $\eta$  (oriunda das incertezas de modelo e definida na seção 2.1) no sistema, considerando a variação de massa no último elo como a principal fonte de incerteza, optou-se por utilizar a técnica de projeto de controle robusto que considera a teoria de otimização  $H_\infty$  (Maciejowski, 1989; Skogestad & Postlethwaite, 1996). Ao sistema controlado via método do torque computado é adicionada uma nova malha que contém o controlador robusto, cuja entrada é o vetor de erros de posição e cuja saída é um vetor  $v$ , como mostra a Fig. 6. O problema agora, é encontrar um controlador robusto que minimize a transferência de energia entre  $\eta$  e  $E$  (vide Eq. 7).

Uma solução de projeto de controlador robusto  $H_\infty$  para o sistema em questão foi obtida utilizando-se a função SYSIC, que auxilia na confecção da planta aumentada, e a função HINFSYN, que implementa o algoritmo de Glover-Doyle (Glover & Doyle, 1988), ambas funções do MATLAB  $\mu$ -Analysis and Synthesis toolbox (Balas *et al.*, 1994). Resultados de simulações utilizando o projeto efetuado estão mostrados na seção 2.2.5.



**Figura 6.** Adição do Controlador Robusto ao Sistema Robô + Torque Computado

Após algumas iterações as funções de ponderação foram escolhidas, de modo que os ganhos e ordem do controlador fossem os menores possíveis para o melhor atendimento dos

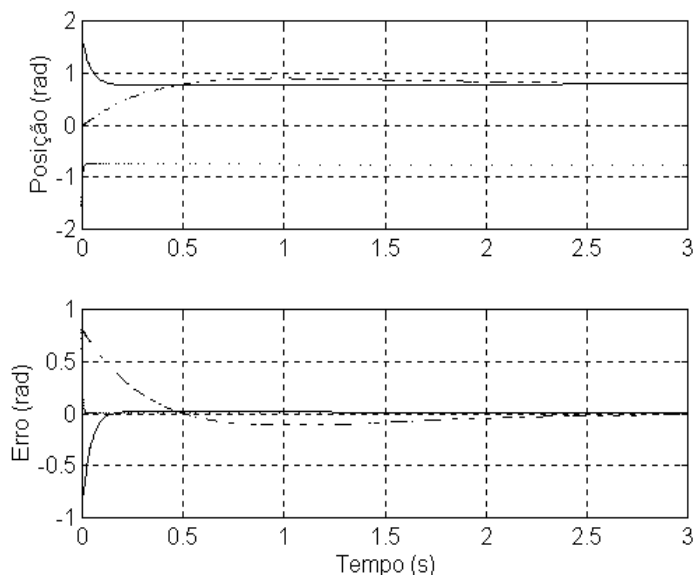
requisitos de desempenho: resposta sem sobresinal e tempo de estabilização menor que 1s. Para a obtenção da matriz  $W_l$ , Eq.13, utilizou-se os seguintes valores para as larguras de banda:  $w_{B1}^* = 1.56 \text{ rad/s}$ ,  $w_{B2}^* = 10 \text{ rad/s}$  e  $w_{B3}^* = 100 \text{ rad/s}$ . A matriz  $W_d$  adotada foi  $W_d = \text{diag}(11,22,34)$ . As outras ponderações não sofreram modificações. O controlador robusto obtido tem a descrição no espaço de estados mostrada no Apêndice B.

### 2.2.5 Resultados Obtidos

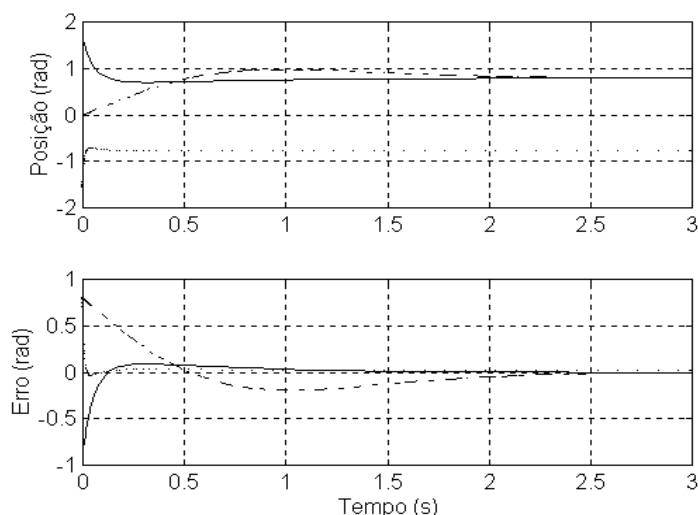
Os resultados apresentados nesta subseção foram obtidos através da utilização do simulador de manipuladores robóticos descrito em (Adade Filho & Góes, 1998). Foi aplicado um degrau de posição a cada junta do robô ITA-IEMP, segundo a Tabela 2. O sistema da Fig.6 foi simulado com o controlador robusto obtido na subseção 2.2.4 gerando as figuras 7 e 8. A Fig. 7 mostra as posições angulares e os erros de posição de cada junta quando não há adição de massa à sua extremidade. A Fig. 8 mostra as mesmas grandezas descritas na Fig. 7, com o robô submetido a um aumento de massa na extremidade equivalente a 100% da massa nominal do último elo. Em ambas as figuras, a curva tracejada representa a junta 1 (base), a curva cheia a junta 2 (braço) e a curva pontilhada a junta 3 (último elo).

**Tabela 2.** Posições iniciais e finais para as juntas e extremidade do robô ITA-IEMP

Espaço das Juntas			Espaço Cartesiano		
Nº da junta	Posição inicial (rad)	Posição final (rad)	Elemento do vetor	Posição inicial (m)	Posição final (m)
1	0.0	$\pi/4$	X	0.3320	0.3888
2	$\pi/2$	$\pi/4$	Y	0.0000	0.3888
3	$-\pi/2$	$-\pi/4$	Z	0.3080	0.2178



**Figura 7.** Posições e erros de posição para as juntas do robô ITA-IEMP considerando 0% de variação de massa no último elo e variação da trajetória dada pela Tabela 2



**Figura 8.** Posições e erros de posição para as juntas do robô ITA-IEMP com 100% de variação de massa no último elo e variação da trajetória dada pela Tabela 2

### 3. CONCLUSÃO

Este trabalho aborda o projeto de um controlador robusto  $H_\infty$ , que atua juntamente com um controlador via método do torque computado, utilizado para posicionar a extremidade de um manipulador robótico de elos rígidos seriais numa configuração de acionamento direto, quando submetido a variações de massa no órgão terminal.

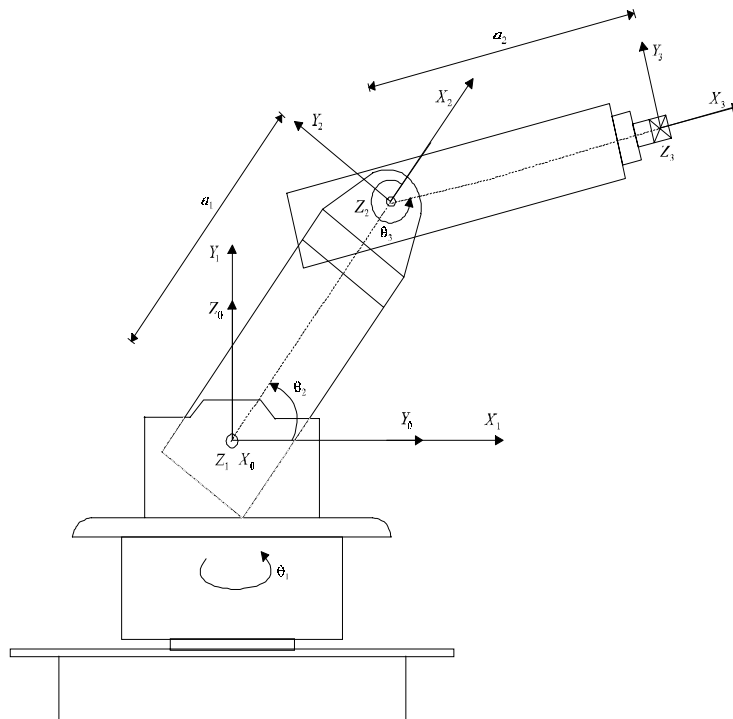
Simulações utilizando técnicas de controle convencionais tipo PID e torque computado foram realizadas em (Góes, 2000), nas quais se constatou uma degeneração bastante grande do desempenho do sistema quando submetido a variações da massa na extremidade, especialmente para o controle via método do torque computado (vide Fig. 2). Como ilustra a Fig. 8 deste trabalho, para uma variação de massa de 100% na extremidade do manipulador, a associação com o controlador  $H_\infty$  torna a degeneração de desempenho bem menor.

### 4. REFERÊNCIAS

- Abdallah, C., Dawson, D., Dorato, P. and Jamshidi, M. (1991). Survey of Robust Control for Rigid Robots, *IEEE Control System Magazine*, february, pp. 24-30.
- Adade Filho, A. and Góes, E. (1998). Simulation of the dynamics and control of robotic manipulators using SIMULINK, *Proc. IASTED Int. Conf. on Modelling and Simulation*, Pittsburgh, Pennsylvania, pp. 236-240.
- Balas, G. J., Doyle, J. C., Glover, K., Packard, A. and Smith, R. (1994).  *$\mu$ -Analysis and Synthesis Toolbox User's Guide*, The MathWorks, Natick, Mass.
- Craig, J. J. (1986). *Introduction to Robotics*, Addison-Wesley, Mass.
- Glover, K. and Doyle, J. C. (1988). State-space formulae for all stabilizing controllers that satisfy an  $H_\infty$ -norm bound and relations to risk sensitivity, *Systems & Control Letters*, North, Holland, Vol. 11, pp. 167-172.
- Góes, E. (2000). *Controle Robusto de um Manipulador Robótico*. Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA).
- Maciejowski, J. M. (1989). *Multivariable Feedback Design*, Addison-Wesley, U.K.
- Skogestad, S. and Postlethwaite, I. (1996). *Multivariable Feedback Control - Analysis and Design*, John Wiley & Sons, Chichester, U.K.

## APÊNDICE A

### DESCRIÇÃO BÁSICA DO ROBÔ ITA-IEMP.



**Figura 9** – Desenho Esquemático do robô ITA-IEMP

**Tabela 3** - Parâmetros de Denavit-Hartenberg

Elo	$\alpha$ (graus)	a (m)	d	$\theta$ (var.)
1	$90^0$	0	0	$\theta_1$
2	$0^0$	0.309	0	$\theta_2$
3	$0^0$	0.332	0	$\theta_3$

**Tabela 4** - Propriedades de Massa

Parâmetros	Elo 1	Elo 2	Elo 3
CG (m)	(0, 0, -.074)	(-.28, 0, -.10)	(-.15, 0, 0)
$I_{xx}$ (Kg*m <sup>2</sup> )	0	0.2042	0
$I_{yy}$ (Kg*m <sup>2</sup> )	0.2629	0.9116	0.2385
$I_{zz}$ (Kg*m <sup>2</sup> )	0	0.7177	0.2363
$I_{xy}$ (Kg*m <sup>2</sup> )	0	0	0
$I_{xz}$ (Kg*m <sup>2</sup> )	0	-0.2431	0
$I_{yz}$ (Kg*m <sup>2</sup> )	0	0	0
Massa (Kg)	13.23	8.429	2.482

## APÊNDICE B

DESCRIÇÃO NO ESPAÇO DE ESTADOS DO CONTROLADOR OBTIDO.

<p><b>ak =</b> 1.0e+005 *</p>	<p><b>bk =</b> 1.0e+007 *</p>										
-0.0063	0	0	0	0	0	0	0	0	-0.0141	0.0000	0.0000
0	-0.0063	0	0	0	0	0	0	0	0.0000	-0.0141	0.0000
0	0	-0.0063	0	0	0	0	0	0	0.0000	0.0000	-0.0141
-0.9750	0	0	-0.0001	0	0	.0001	0	0	-2.1797	0.0000	0.0000
0	-0.9759	0	0	-0.0003	0	0	.0004	0	0.0000	-2.1797	0.0000
0	0	-1.17	0	0	-0.041	0	0	.027	0.0000	0.0000	-2.1797
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0001	0.0000	0.0000
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0000	0.0001	0.0000
0	0	.0001	0	0	0	0	0	0	0.0000	0.0000	0.0004

<p><b>ck =</b></p>	<p><b>dk =</b></p>										
-0.0710	0	0	-0.0177	0	0	.0573	0	0	0	0	0
0	-.495	0	0	-.12	0	0	.16	0	0	0	0
0	0	-87.1	0	0	-18.31	0	0	11.99	0	0	0

# DESENVOLVIMENTO DE UM GERADOR DE TRAJETÓRIAS PARA UM ROBÔ INDUSTRIAL SCARA

**Julio Feller Golin**

**Raul Guenther**

Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica – CEP 88040-900 – Campus Universitário – Florianópolis – SC  
golin@lcmi.ufsc.br, guenther@emc.ufsc.br

## Resumo

Este trabalho trata do desenvolvimento de uma ferramenta para programação *offline* de um manipulador industrial. Foi desenvolvida uma interface gráfica para a geração de trajetórias de referência e a integração das informações ali obtidas com o ambiente de controle do robô através da transmissão de um arquivo de dados.

**Palavras-chave:** robótica, programação *offline*, geração de trajetórias.

## 1. INTRODUÇÃO

O Laboratório de Robótica da UFSC possui um robô industrial SCARA, para fins de pesquisa, cuja principal característica é ter uma arquitetura aberta. Com isso, tem-se a possibilidade de implementação e testes de algoritmos diversos para controle de posição, força, aquisição de sinais e comunicação de dados, ao contrário da maioria dos robôs industriais, em que o usuário não tem acesso ao ambiente de controle do manipulador. O ambiente computacional utilizado como interface com o robô e para sua programação é o XOberon.

Este robô chegou ao laboratório somente com as implementações dos módulos (softwares) imprescindíveis ao seu funcionamento básico. No caso da execução de trajetórias, estes módulos implementavam somente trajetórias ponto-a-ponto do tipo trapezoidal, sendo executadas *online* conforme a sequência de comandos do usuário. Por ser textual, esta programação exige um usuário “experiente” e familiarizado com o espaço de trabalho do manipulador. Como cada comando corresponde a uma movimentação, quanto maior o número de pontos a atingir ou de trajetórias a executar, maior o número destes comandos.

Assim, para movimentar o manipulador, foi necessário o desenvolvimento de um planejador ou gerador de trajetórias, responsável por calcular a história temporal das posições, velocidades e acelerações desejadas (no espaço de juntas ou no espaço cartesiano). Este problema inclui as questões da formulação utilizada para geração de trajetórias de referência, que podem ou não ser em tempo real de movimentação, e da interface com o usuário. Elas serão discutidas respectivamente nas seções 2 e 3.

A geração de trajetórias trata da “estratégia” utilizada para o cálculo das trajetórias de referência. Para que uma trajetória possa ser realizada fisicamente pelo manipulador, ela deve obedecer às restrições impostas pelas características cinemáticas e dinâmicas do mesmo.

As trajetórias de referência podem ser classificadas em dois grandes grupos: as ponto-a-ponto e as por caminho contínuo ou *path motion* (Sciavicco & Siciliano 96). As trajetórias ponto-a-ponto caracterizam-se quando se deseja que o manipulador efetue o movimento apenas de uma posição inicial para uma posição final, como na movimentação de materiais. Já as trajetórias por caminho contínuo são necessárias em aplicações onde deseja-se que o manipulador passe por diversos pontos e sem velocidades nulas intermediárias, como por exemplo na soldagem a arco e no desvio de obstáculos.

Posto isso, busca-se neste trabalho desenvolver uma ferramenta gráfica que auxilie o usuário na tarefa da programação de trajetórias de referência para o manipulador mostrado na figura 1.

A programação é feita a partir de um conjunto reduzido de dados, como posições desejadas amostradas no espaço cartesiano e seus respectivos tempos, e então o gerador de trajetórias calcula as trajetórias de referência no espaço das juntas do manipulador. Estes resultados são posteriormente enviados ao controlador do robô na forma de um arquivo de dados.

O desenvolvimento desta ferramenta foi feito integrando o aplicativo Matlab (Windows) e o ambiente de programação XOberon (compilado para PowerPC). Em Matlab foi desenvolvido o aplicativo, isto é, o gerador de trajetórias. Em XOberon desenvolveram-se rotinas para leitura e conversão do arquivo de dados e execução das trajetórias de referência.

## 2. TRAJETÓRIAS DE REFERÊNCIA

Em diferentes aplicações na robótica a quantidade de pontos pelos quais o efetuador final deve passar é muito maior que apenas os pontos inicial e final das trajetórias ponto-a-ponto. Com isso, o problema a resolver é: dados  $n$  pontos pelos quais o manipulador deve passar – chamados de caminho ou *path points* – gerar um polinômio interpolador de ordem  $(n - 1)$  ou gerar uma série de curvas de baixa ordem que, concatenadas nos pontos do caminho, produzam uma trajetória suave e contínua. Optamos pela segunda alternativa já que, no primeiro caso, não é possível especificarem-se as velocidades inicial e final desejadas bem como tem-se comportamentos mais oscilatórios e grande demanda computacional para polinômios de alta ordem. Assim, utilizamos em nossa formulação polinômios cúbicos pois são o de ordem mínima para que se possa garantir continuidade de posição e velocidade nos pontos do caminho. No gerador de trajetórias deste trabalho foram feitas duas implementações utilizando as formulações de polinômios cúbicos. Uma delas, chamada “solução natural”, é descrita em Chapra & Canale (1992), Sedgewick (1983) e Qiulin (1987). Esta é a implementação mais usual de polinômios cúbicos, que garante continuidade de posição, velocidade e aceleração. As acelerações no início e no final do movimento são nulas. Entretanto, esta formulação não garante velocidades inicial e final nulas. Uma outra formulação, apresentada em Sciavicco & Siciliano (1996) e chamada “solução por pontos virtuais”, atende esta condição.

Estas implementações são bastante conhecidas e não são reapresentadas. Apresenta-se somente o sistema sistema de equações da “solução por pontos virtuais” desenvolvido em Sciavicco & Siciliano (1996) e sua solução.



**Figura 1. Robô SCARA**

Na formulação de Sciavicco & Siciliano (1996), são estabelecidas as condições de continuidade de posição, velocidade e aceleração entre segmentos vizinhos através de polinômios de posição para o  $k$ -ésimo segmento<sup>1</sup> dados por

$$P_k(t) = p_{3k}t^3 + p_{2k}t^2 + p_{1k}t + p_{0k} \quad (1)$$

suas derivadas primeira e segunda e condições iniciais de posição ( $q_i$  e  $q_f$ ), velocidade e aceleração.

Para um conjunto de  $n$  pontos, estas condições vão resultar num sistema acoplado com infinitas soluções. Para resolver a indeterminação são dadas duas condições a mais no tempo – os chamados “pontos virtuais”. Estes valores temporais são inseridos entre os dois primeiros ( $t_a$ ) e os dois últimos ( $t_b$ ) pontos da seqüência original, resultando em nova indexação destes valores<sup>2</sup>. Com isso o sistema resulta com  $4n + 4$  equações para  $4n + 4$  incógnitas<sup>3</sup>. Conforme apresentado em Sciavicco & Siciliano (1996), a forma numericamente eficiente de se determinar os coeficientes dos  $n+1$  polinômios interpolantes é a partir do cálculo das acelerações  $\ddot{P}_k(t)$ . Como o polinômio genérico  $P_k(t)$  é uma cúbica, sua segunda derivada é uma função linear no tempo que pode ser escrita como

$$\ddot{P}_k(t) = \frac{\ddot{P}_k(t_k)}{\Delta t_k}(t_{k+1} - t) + \frac{\ddot{P}_k(t_{k+1})}{\Delta t_k}(t - t_{k+1}), \quad k = 2, \dots, n+1 \quad (2)$$

com  $\Delta t_k = (t_{k+1} - t_k)$ , onde os valores a determinar são as acelerações.

Neste trabalho, a partir de (2), foi construído um sistema de equações lineares  $\mathbf{Ax} = \mathbf{b}$ , sendo  $\mathbf{x}$  o vetor com as acelerações intermediárias a determinar. A matriz  $\mathbf{A}$  é tridiagonal e idêntica para todas as juntas do manipulador, pois seus coeficientes dependem apenas dos intervalos de tempo especificados pelo usuário. O vetor  $\mathbf{b}$  é dado por termos conhecidos, associados aos tempos de cada posição. Os elementos destas matrizes são:

Diagonal principal de  $\mathbf{A}$ :

$$a_{11} = 2(\Delta t_2 + \Delta t_1) + \frac{\Delta t_1^2}{\Delta t_2} + \Delta t_1, \quad a_{kk} = 2(\Delta t_{k+1} + \Delta t_k) \quad \text{para } k = 2, \dots, n-1 \text{ e}$$

$$a_{nn} = 2(\Delta t_{n+1} + \Delta t_n) + \frac{\Delta t_{n+1}^2}{\Delta t_n} + \Delta t_{n+1}.$$

$$\text{Diagonal inferior de } \mathbf{A}: a_{21} = \Delta t_2 - \frac{\Delta t_1^2}{\Delta t_2} \quad \text{e} \quad a_{k,k-1} = \Delta t_k \quad \text{para } k = 3, \dots, n.$$

$$\text{Diagonal superior de } \mathbf{A}: a_{k-1,k} = \Delta t_{k+1} \quad \text{para } k = 1, \dots, n-2 \quad \text{e} \quad a_{n-1,n} = \Delta t_n - \frac{\Delta t_{n+1}^2}{\Delta t_n}.$$

<sup>1</sup> Para os  $n$  pontos dados do caminho têm-se  $(n - 1)$  segmentos interpoladores.

<sup>2</sup> A seqüência original  $t_1, t_2, \dots, t_n$  é reindexada como  $t_1, t_2 \equiv t_a, t_3, \dots, t_n, t_{n+1} \equiv t_b, t_{n+2}$ .

<sup>3</sup> Notar que os  $n - 2$  pontos intermediários, nomeados  $k = 3, \dots, n$ , resultam  $4(n - 2)$  equações análogas a (1).



Elementos de **b**:

$$b_1 = 6 \left[ \frac{q_3 - q_1 - \dot{q}_1 \Delta t_1 - (\ddot{q}_1 \Delta t_1^2)/3}{\Delta t_2} - q_1 - \frac{\ddot{q}_1 \Delta t_1}{2} \right]$$

$$b_2 = 6 \left[ \frac{q_4 - q_3}{\Delta t_3} - \frac{q_3 - q_1 - \dot{q}_1 \Delta t_1 - (\ddot{q}_1 \Delta t_1^2)/3}{\Delta t_2} \right]$$

$$b_k = 6 \left[ \frac{q_{k+2} - q_{k+1}}{\Delta t_{k+1}} - \frac{q_{k+1} - q_k}{\Delta t_k} \right] \quad \text{para } k = 3, \dots, n-2$$

$$b_{n-1} = 6 \left[ \frac{q_{n+2} - q_n - \dot{q}_{n+2} \Delta t_{n+1} - (\ddot{q}_{n+2} \Delta t_{n+1}^2)/3}{\Delta t_n} - \frac{q_n - q_{n-1}}{\Delta t_{n-1}} \right]$$

$$b_n = 6 \left[ q_{n+2} - \frac{\ddot{q}_{n+2} \Delta t_{n+1}}{2} - \frac{q_{n+2} - q_n - \dot{q}_{n+2} \Delta t_{n+1} - (\ddot{q}_{n+2} \Delta t_{n+1}^2)/3}{\Delta t_n} \right].$$

Resolvendo este sistema linear, obtêm-se os valores das acelerações intermediárias. Com isso as posições dos pontos virtuais são:  $q_2 = q_1 + \frac{1}{6} \ddot{P}_1(t_2) \Delta t_1^2$  e  $q_{n+1} = q_{n+2} + \frac{1}{6} \ddot{P}_n(t_{n+1}) \Delta t_{n+1}^2$ . Integrando (2) duas vezes obtêm-se os polinômios de velocidade (3) e posição (4) para cada segmento da trajetória que deve ser executada por uma junta:

$$\dot{P}_k(t) = -3\alpha_k(t_{k+1} - t)^2 + 3\beta_k(t - t_k)^2 - \gamma_k + \delta_k \quad (3)$$

$$P_k(t) = \alpha_k(t_{k+1} - t)^3 + \beta_k(t - t_k)^3 + \gamma_k(t_{k+1} - t) + \delta_k(t - t_k) \quad (4)$$

onde  $\alpha_k = \ddot{P}_k(t_k)/6\Delta t_k$ ,  $\beta_k = \ddot{P}_k(t_{k+1})/6\Delta t_k$ ,  $\gamma_k = P_k(t_k)/\Delta t_k - \frac{1}{6} \ddot{P}_k(t_k) \Delta t_k$  e  $\delta_k = P_k(t_{k+1})/\Delta t_k - \frac{1}{6} \ddot{P}_k(t_{k+1}) \Delta t_k$ .

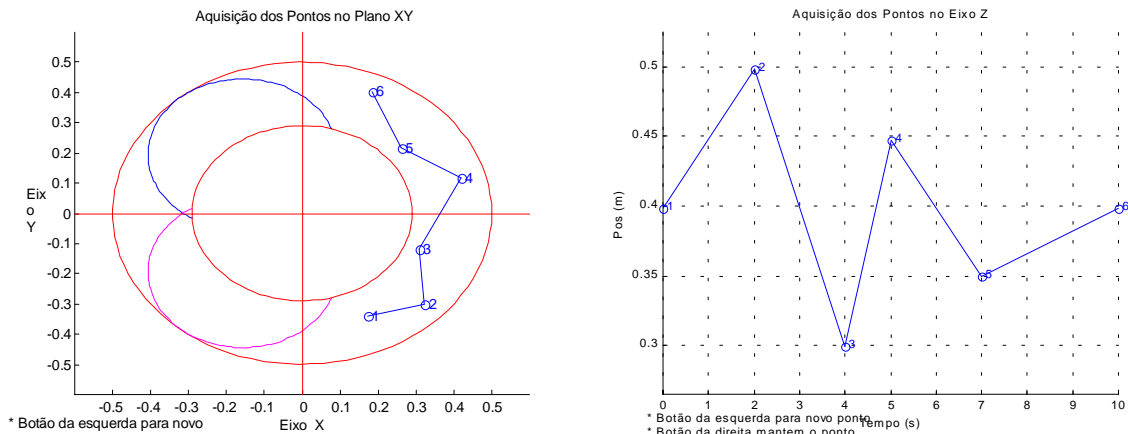
### 3. IMPLEMENTAÇÃO DE UMA INTERFACE PARA PROGRAMAÇÃO OFFLINE

O desenvolvimento da interface trata de como o usuário pode especificar, de maneira simples, um conjunto mínimo de dados que é utilizado no cálculo das trajetórias de referência. Estas informações incluem o caminho desejado – isto é, os pontos espaciais que o manipulador deve seguir – podendo também especificar parâmetros como tempo, orientação, velocidade e/ou aceleração em cada ponto do caminho. Tipicamente, esta descrição é feita no espaço cartesiano onde a tarefa a ser executada pode ser representada de forma mais “natural”.

Neste trabalho foi desenvolvida uma interface no aplicativo Matlab onde o usuário insere uma seqüência de pontos, através do *mouse*, na área de trabalho do robô, bem como os respectivos instantes de tempo e outras informações conforme a técnica de interpolação escolhida. A escolha por Matlab deve-se a dois fatores: a programação de trajetórias em XObéron requer capacidades gráficas que o sistema não dispõe e a programação *offline* permite uma análise prévia dos resultados gerados e deixe o robô livre para outras

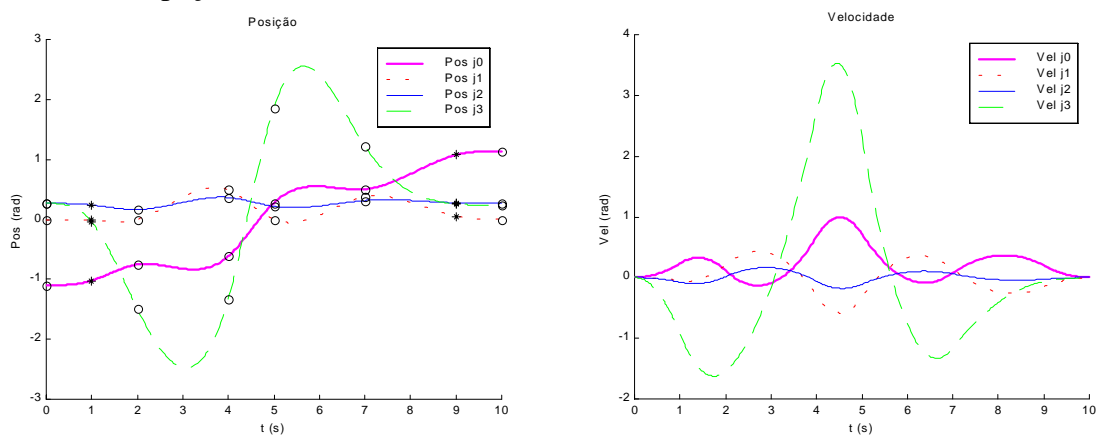
atividades, enquanto esta programação é feita. Além disso, outra necessidade nesta etapa de especificação da tarefa é a comparação e análise de resultados teóricos, sua visualização e testes, e o Matlab atende bem estes requisitos.

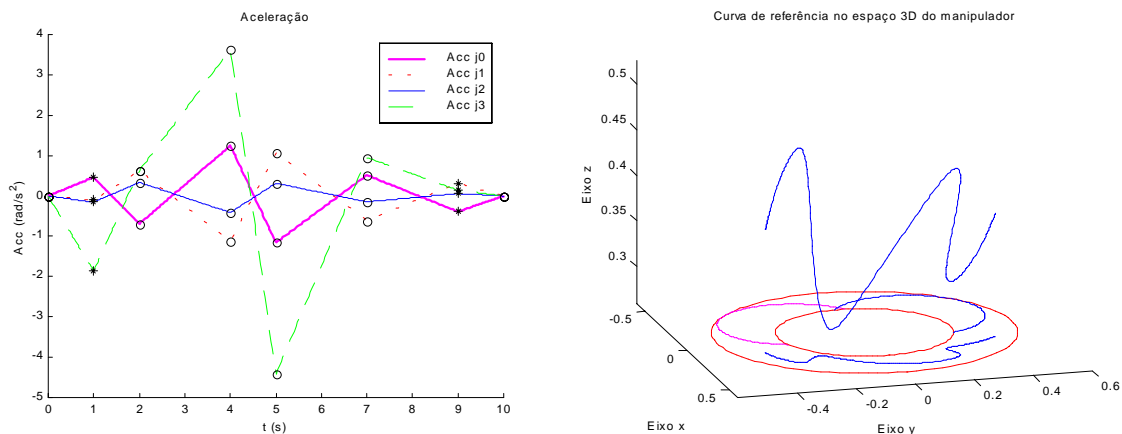
A figura 2 ilustra a inserção dos pontos no espaço de trabalho do robô no plano  $xy$  e eixo  $z$ . Os valores de referência da orientação são inseridos de forma semelhante. Esta seqüência corresponde aos pontos no espaço operacional que se deseja que o efetuador final atinja. Através da cinemática inversa estes pontos são convertidos em posições de cada junta. A partir daí, conforme o tipo de trajetória escolhido – “natural” ou por “pontos virtuais” –, são calculados os respectivos perfis de posição, velocidade e aceleração e gerados dois arquivos de saída com os resultados. Um arquivo contém os perfis de posição e velocidade amostrados a cada 1 ms para cada junta, período equivalente ao *clock* do controlador. O outro contém os coeficientes dos respectivos polinômios de posição para cada segmento da trajetória de cada junta. Um destes arquivos é posteriormente enviado ao controlador do robô para execução dos movimentos. A definição destes arquivos é discutida adiante.



**Figura 2.** Representação do espaço de trabalho do robô Inter no plano  $xy$  (esq.) e no eixo  $z$  (dir.) para aquisição dos pontos do caminho.

Na figura 3 são mostrados os perfis de posição, velocidade e aceleração no espaço de juntas do manipulador, para o caminho definido acima, utilizando a formulação dos polinômios cúbicos por “pontos virtuais” bem como a trajetória de referência do efetuador final em seu espaço de trabalho.





**Figura 3.** Perfis de posição, velocidade e aceleração no espaço de juntas calculados pelo gerador *offline* e trajetória de referência resultante no espaço operacional.

#### 4. COMUNICAÇÃO XOBERON – MATLAB

Como o aplicativo Matlab não faz parte do sistema XOberon, é preciso estabelecer uma comunicação entre estes dois ambientes de modo que se possa movimentar o robô de acordo com os resultados obtidos na fase da especificação. Uma solução proposta e implementada para este caso é a criação de um arquivo padronizado e compatível para ambos os sistemas (Matlab e XOberon), que quando carregado para o controlador do robô possa ser corretamente lido e interpretado. As informações deste arquivo são utilizadas para a posterior execução dos movimentos desejados. A transferência deste arquivo para o controlador do robô é feita através de TFTP (*trivial file transfer protocol*), em que o computador local executa o processo servidor e o armário de controle do robô o cliente.

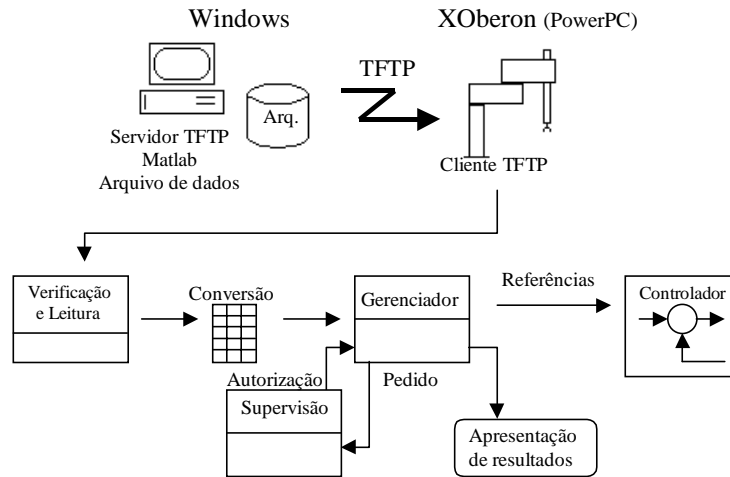
No XOberon é possível definir eventos (tarefas) e o tempo de execução destes eventos. Os dois tipos de eventos mais utilizados na programação de sistemas em tempo real são o que chamamos *main event* e *every event*. O *main event* é utilizado para implementação de tarefas que são executadas com alta prioridade porém somente quando houver tempo computacional disponível, isto é, quando não houver uma tarefa de tempo crítico sendo executada – por isto são consideradas tarefas de tempo não crítico. O *every event* implementa tarefas de tempo crítico e com a maior prioridade – neste caso a tarefa tem de ser obrigatoriamente executada e os resultados disponibilizados no tempo especificado.

No nosso caso, o objetivo é desenvolver módulos que leiam um arquivo pré-definido e já carregado para a memória do manipulador, processe adequadamente estes dados e envie sinais de referência de posição e velocidade de cada junta ao controlador do robô. Isto envolve basicamente a instalação de duas tarefas, a partir de um procedimento responsável pelo gerenciamento destas:

- uma tarefa *every event*, para o cálculo dos valores de referência e envio ao controlador, e
- uma tarefa *main event*, para supervisão dos estados do robô e a desinstalação do *every event* quando finalizada a trajetória desejada.

Para leitura e interpretação do arquivo de referência foram desenvolvidas uma série de rotinas em XOberon que executam as seguintes tarefas, mostradas de forma genérica na

figura 4: a) leitura e verificação da integridade do arquivo de dados; b) conversão dos dados de caracteres para representações numéricas reais; c) instalação do processo com o controlador escolhido; d) posicionamento do manipulador para o início da trajetória; e) envio dos valores de referência para o controlador; f) procedimentos de segurança e supervisão de processos.



**Figura 4.** Diagrama de relacionamento das rotinas do gerador de trajetórias, implementadas em XOberon.

Como são gerados dois arquivos de dados para uma mesma trajetória, conforme mencionado na seção 3, e um deles é transmitido ao controlador do robô, eles devem seguir uma padronização. Esta padronização deve ser tanto no conteúdo, isto é, em como os dados são armazenados (no nosso caso foi utilizado o padrão ASCII) como na sua organização dentro do arquivo, para que se possa saber o que cada conjunto de números representa. No caso da leitura direta de valores de referência, foi adotado o seguinte padrão:

$$\begin{bmatrix} \theta_0 & \dots & \theta_3 & \dot{\theta}_0 & \dots & \dot{\theta}_3 \\ \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ \theta_0 & \dots & \theta_3 & \dot{\theta}_0 & \dots & \dot{\theta}_3 \end{bmatrix}$$

onde cada linha representa os valores a serem enviados ao controlador a cada 1ms. É interessante ressaltar que este padrão pode ser adotado para a geração de trajetórias de qualquer perfil, ou seja, independente do método utilizado para gerá-las, desde que se utilize o controlador PD originalmente implementado ou um equivalente a este. Para o arquivo de dados composto pelos coeficientes dos polinômios de posição para cada junta, em cada segmento foi adotado o seguinte padrão:

$$\begin{bmatrix} a_{31k} & a_{21k} & a_{11k} & a_{01k} & \dots & a_{34k} & \dots & a_{04k} & t_k \\ & & & & \vdots & & & & \\ a_{31n-1} & a_{21n-1} & a_{11n-1} & a_{01n-1} & \dots & a_{34n-1} & \dots & a_{04n-1} & t_n \end{bmatrix}$$

onde  $a_{31k}$  representa o coeficiente  $a_3$  da junta 1 no  $k$ -ésimo segmento. Assim, cada linha representa um segmento de duração de  $t_k$  segundos, para as quatro juntas.

Uma potencial limitação do uso do arquivo com valores de referência é o seu tamanho, já que para cada 1s de trajetória são necessárias 1000 linhas de dados. Assim,

quanto mais demorada for a trajetória de referência, mais memória disponível deve-se ter no robô. Já para o arquivo de coeficientes pode-se considerar esta limitação como inexistente, já que os arquivos gerados são bastante pequenos.

## 5. RESULTADOS

Foram testadas trajetórias em diferentes regiões da área de trabalho do manipulador. O controle é independente por juntas, do tipo PD (Sciavicco & Siciliano 1996). Os ganhos destes controladores e as implementações podem ser vistos em Golin *et al.* (1998). Com este controlador verificou-se que a transmissão e tratamento dos dados foram feitos corretamente e que houve seguimento de trajetória. Isto comprova experimentalmente a validade das implementações.

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvida uma ferramenta gráfica para a programação *offline* de um manipulador industrial SCARA. Esta ferramenta possibilita a geração de trajetórias suaves e contínuas no espaço das juntas do manipulador, interpolando e atingindo os pontos do caminho desejado, especificados pelo usuário no espaço cartesiano. Desenvolveu-se uma metodologia para a transmissão de dados entre o Matlab e o ambiente de controle do robô (XOberon).

Por fim, este trabalho vem possibilitando a realização de outras atividades práticas com este manipulador que necessitam de resultados obtidos em aplicativos como o Matlab.

## 7. REFERÊNCIAS

- Angeles, Jorge, 1997, “Fundamentals of Robotic Mechanical Systems”, Springer-Verlag.
- Bier, C.C., Cunha, A.E.C., Martins, D., Passold, F., 1998, “Planejamento de Trajetória”, Relatório Interno – Laboratório de Robótica da UFSC.
- Chapra, S. e Canale, R., 1992, “Numerical Methods for Engineers”, McGraw-Hill, New York.
- Craig, John J., 1986, “Introduction to robotics mechanics & control”, Addison-Wesley, Reading, MA.
- Dias, A., Toledo, L. e Guenther, R., 1998, “Um Sistema CAD/CAM para a Programação Fora de Linha de Manipuladores”, V CEM-NNE (Congresso de Eng. Mecânica do Norte-Nordeste)
- Golin, J., Weihmann, L. e Guenther, R., 1998, “Manual do Usuário do Robô Inter”, documento interno do Laboratório de Robótica da UFSC.
- The Mathworks, Inc., 1997, “Matlab – Versão do Estudante – Guia do Usuário”, Makron Books, São Paulo.
- Qiulin, D. e Davies, B.J., 1987, “Surface Engineering Geometry for Computer-Aided Design and Manufacturing”, Ellis Horwood Limited.
- Sciavicco, L. e Siciliano, B., 1996, “Modeling and Control of Robot Manipulators”, McGraw-Hill, New York.
- Sedgewick, R., 1983, “Algorithms”, Addison-Wesley, Reading, MA.
- Vestli, S., 1997, “XOberon”, IfR, ETH, Zurique.

# ARQUITETURA PARA PEQUENAS E MÉDIAS EMPRESAS ORGANIZADAS HOLONICAMENTE

**Gustavo Nucci Franco**  
**Antonio Batocchio**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Fabricação, Campinas – SP – Brasil, email: [nfranco@fem.unicamp.br](mailto:nfranco@fem.unicamp.br)

## Resumo

Para que empresas sobrevivam em um ambiente de crescente competitividade, essas devem se adaptar às exigências de seu ambiente externo. Isso significa rápida incorporação de novas tecnologias, novos produtos, novas estruturas, etc., de acordo com as necessidades do mercado. Surge, então, a questão de como reagirão as pequenas e médias empresas (PMEs) frente a concorrência das grandes empresas globais. Assim, este trabalho propõe uma arquitetura que possibilite maior agilidade para PMEs. Essas empresas serão modeladas através do paradigma holônico, proporcionando-lhes diferenciais competitivos.

**Palavras chave.** Paradigma holônico, sistema baseado em agentes, pequena e média empresa, modelagem de processos de negócio.

## 1. INTRODUÇÃO

Indústrias de diversos setores têm passado por mudanças nas últimas duas décadas. Os mercados estão se tornando cada vez mais voláteis e imprevisíveis, levando a necessidade de lotes menores e demanda crescente de produtos customizados de baixo custo. Esses fatores se agravam a medida que a globalização da economia amplia o espaço de competição, aumentando a já acirrada concorrência entre as empresas. Fica evidente que aqueles que não alavancarem sua vantagem competitiva verão diluídas suas aspirações e alternativas de sobrevivência. Diante desse cenário, resta a questão de como as pequenas e médias empresas (PMEs) se posicionarão em um futuro próximo.

Novos sistemas devem ser buscados, passando as estratégias de desenvolvimento a ter uma importância cada vez maior na competitividade industrial. Mais do que um fator diferenciador, a competência tecnológica é qualificadora para as empresas que desejarem obter sucesso em um futuro próximo.

Uma resposta a esses desafios é o projeto internacional denominado Sistema Holônico de Manufatura (HMS), que vem desenvolvendo sistemas de manufatura através da integração de unidades modulares altamente flexíveis, ágeis e reusáveis. O objetivo do HMS a longo prazo é desenvolver sistemas flexíveis e adaptativos para manufatura. Essa geração de sistemas de manufatura formará fábricas distribuídas, reconfiguráveis e virtuais, nas quais homem, máquina e computador formarão blocos dinâmicos [HMS, 2000].

A partir de conclusões tiradas sobre a função dos países que ficarem a margem do processo de desenvolvimento, em 1998 formou-se no Brasil o Grupo de Pesquisa em Sistemas

Holônicos de Manufatura [GPHMS, 2000]. Trata-se de um grupo de pesquisa que visa investigar e traduzir para a realidade brasileira as tecnologias desenvolvidas a partir do paradigma holônico. Parte dos trabalhos do GPHMS diz respeito a soluções para PMEs.

Este trabalho propõe uma arquitetura para PMEs desenvolvida do estudo dos princípios desenvolvidos para o Sistema Holônico de Manufatura (HMS). Para isso, os principais princípios serão inicialmente apresentados. Os sistemas baseados em agentes serão mostrados como uma forma de se garantir a cooperação entre os elementos da arquitetura. Em seguida, o paradigma holônico será apresentado, dando bases fundamentais para que uma arquitetura para PMEs seja desenvolvida.

## 2. SISTEMAS BASEADOS EM AGENTES

Agentes são um novo paradigma para o desenvolvimento de aplicativos, podendo levar a uma revolução na engenharia de software. Atualmente o estudo de sistemas baseados em agentes tem sido foco da ciência da computação, sobretudo em seu campo da inteligência artificial (AI), mas seu interesse vêm crescendo em outras áreas.

Existem várias utilizações para o termo agente, cada uma levando a uma noção substancialmente diferente de agência. De acordo com Shardlow (1990):

‘Agentes fazem coisas, agem: é por isso que se chamam agentes’.

Trata-se de uma tarefa ativa que origina ações que afetam o ambiente, ao invés de permitirem passivamente que o ambiente os afete.

Uma característica importante no comportamento de agentes é sua autonomia. Agentes devem ser capazes de executar tarefas sem a intervenção direta de outros agentes, além de controlar suas ações e estados internos. Para isso, os agentes são dotados de uma flexibilidade que lhes permite selecionar ações que atendam aos objetivos do sistema. Assim, além de autonomia, os agentes possuem:

- *correspondência*: devem ter percepção sobre seu ambiente (o mundo físico, um usuário, um conjunto de agentes, etc.) e devem responder em tempo hábil às mudanças que ocorrem nesse ambiente.
- *proatividade*: não agem apenas em resposta a seu ambiente, devendo ser capazes de mostrar oportunismo, ser direcionados a objetivos e tomar iniciativas quando necessário.
- *sociabilidade*: devem ser capazes de interagir com outros agentes, possuindo comportamento humanos para solucionar seus problemas e ajudar outros agentes em suas atividades.

Incorporando essas características, pode-se formar sistemas com desempenho melhor, verdadeiras sociedades chamadas de sistemas baseados em agentes. A questão chave nesses é a conciliação da autonomia e da cooperação, minimizando os conflitos e chegando-se aos objetivos determinados.

### 2.1 Agentes como sistemas intencionais

Até aqui, os agentes foram associados às ações que realizam. Embora ações autônomas estejam diretamente envolvidas na sua definição, essas dificilmente podem ser critério único para definir o comportamento de um agente, uma vez que qualquer ação pode ser descrita de diversas formas. Por exemplo, ao acenar para um amigo, o braço é levantado, músculos são contraídos, neurônios são ativados, ... A análise de um agente meramente por suas ações aparentemente não é prática. Assim, deve-se buscar outras formas para definir o comportamento de um agente.

Tomando como objeto de comparação o comportamento humano, esse pode ser previsto e explicado pela atribuição de atitudes como acreditar, querer, escolher, temer, etc. Por

exemplo [Wooldridge & Jennings, 1994]: “*Janine levou seu guarda chuva porque acreditava que iria chover*” ou “*Michael trabalhou duro pois ele queria seu título de PhD*”. Essas atitudes são as noções intencionais e as entidades cujo comportamento pode ser previsto por essa atribuição foram chamadas por Dennett (1987) de sistemas intencionais.

Se um sistema intencional pode ser uma condição necessária e suficiente para descrever o comportamento humano, sua utilização na modelagem de agentes pode ser uma solução. No entanto, atribuir intenções a agentes artificiais como máquinas é questionável, merecendo uma análise e fundamentação antes de ser realizada. McCarthy (1978) argumenta que é legítimo atribuir desejos, vontade própria, intenções, consciência ou habilidades a uma máquina quando essa atribuição expressa a mesma informação sobre a máquina que se expressa sobre uma pessoa. Ainda, essa atribuição se torna útil quando ajuda no entendimento da estrutura da máquina, de seu comportamento passado e futuro.

## 2.2 O modelo BDI

As noções intencionais são ferramentas de abstração que provêm uma maneira conveniente e familiar de descrever, explicar e prever o comportamento de sistemas. Sua atribuição é mais correta para sistemas de estrutura conhecida, mas é mais útil para estruturas complexas e completamente desconhecidas. Surgem, assim, vários modelos que tentam explicar de maneira formal a racionalização dos agentes. Um dos modelos de maior aceitação, estudo e implementação é o BDI (*belief-desire-intention model*) [Bratman, 1987].

O modelo BDI foi introduzido em meados dos anos 80, sendo mantido inalterado desde então. Desde seu desenvolvimento, houve muitas alterações em áreas de interesse como a AI, fazendo com que surgissem muitas outras propostas. Ainda assim, esse modelo continua sendo muito utilizado. Segundo Georgeff et al. (1998) isso se deve a combinação de um respeitável modelo filosófico sobre o comportamento humano, várias implementações, aplicações bem sucedidas e uma semântica lógica abstrata e elegante.

O modelo BDI utiliza termos que se relacionam a crença, desejo e intenção para representar componentes habituais (estados, objetivos e ações), uma vez que os agentes, ao contrário dos objetos, consideram o trabalho com informações imperfeitas. Assim, os componentes que formam o modelo BDI são:

- *Crenças (beliefs)*: representam o componente informativo do ambiente. Em termos computacionais, informam o estado do ambiente através de valores de variáveis, bancos de dados relacionais, expressões lógicas em cálculo predicativo ou outra estrutura de dados. Devido à dinâmica do ambiente, seu não determinismo e a visão local dos agentes, esse atributo deve ser alterado de acordo com ações sensíveis.
- *Desejos (desires)*: são os objetivos que indicam o estado final a ser alcançado. Os processos em sistemas baseado em agentes são orientados a objetivo, e não a tarefas, sendo, assim, realizados de uma forma consciente e de acordo com o estado desejado. Desse modo, cria-se um processo mais flexível, capaz, inclusive, de recuperar falhas e aproveitar oportunidades não inseridas explicitamente no processo.
- *Intenções (intentions)*: formam o componente deliberativo do sistema. Uma vez que o sistema deve agir, as ações ou procedimentos apropriados devem ser selecionados entre diversas possibilidades. Trata-se de uma função, projetada de modo a permitir que o sistema atinja seus objetivos, dados os recursos disponíveis e o estado do ambiente. Suas respostas são seqüências de comandos.

Pode-se, então, pensar em um agente como um elemento que consiste de crenças sobre o mundo real, desejos que precisam ser satisfeitos e intenções a serem adotadas em resposta a eventos externos ou objetivos internos. Devido a limitação de recursos, um sistema pode armazenar planos genéricos e parametrizados para serem utilizados em situações futuras (tal



qual o ocorre com as intenções). Trata-se de uma biblioteca de *planos* semanticamente idênticos às intenções. Cada *plano* é uma especificação abstrata de seqüências possíveis de ações que podem ser utilizadas em ocasiões pré definidas. O conjunto de *planos* pode, ainda, limitar as ações de uma agente.

### 3. SISTEMAS HOLÔNICOS

O neologismo holon surgiu do trabalho de Arthur Koestler que, há mais de 30 anos, observou e descreveu propriedades importantes de sistemas complexos, a estrutura e as relações entre seus componentes. Em suas obras, Koestler discute numa visão sociológica a natureza de sistemas como o cérebro humano, sociedades e organismos vivos.

Koestler (1967) introduziu a palavra holon, combinação de *holos* (do grego todo) com o sufixo *on* (parte) para indicar *partes* de um sistema que possuem o comportamento de *todos*. Seu trabalho parte do princípio de que sistemas podem ser mais eficazes se forem compostos por subsistemas intermediários estáveis [Simon, 1966]. Naturalmente, sistemas complexos, como os animais, são sempre estruturados como uma hierarquia com vários níveis de formas estáveis. São células que formam órgãos, que por sua vez se agrupam para formar sistemas com fisiologias bem definidas, levando a um ser humano. Em seguida, percebeu que nessas hierarquias, mesmo sendo fácil de se identificar os subsistemas e seus elementos, *todos* e *partes* em um senso absoluto não existem. Assim, os holons enfatizam a natureza híbrida dos sistemas reais: são ao mesmo tempo *todos* auto assertivos e *partes* dependentes vistas de um nível superior.

Outro termo introduzido por Koestler foi holarquia, o qual representa o sistema formado por holons cooperativos, organizados de tal forma que estabelecem ambientes operacionais e interfaces externas. Etimologicamente, hierarquia é uma palavra com significado voltado a relações de subordinação, o que leva a estruturas rígidas. As holarquias são estruturas abertas, onde um todo global pode dinamicamente fazer parte de uma ou várias outras estruturas.

O paradigma holônico vem sendo estudado para que novas tecnologias possam ser desenvolvidas. Por potencialmente proverem sistemas inteligentes, flexíveis e reconfiguráveis, muitas aplicações podem surgir com a utilização dessas tecnologias.

#### 3.1 Estática de sistemas complexos

A análise de Koestler (1967) está baseada em uma descrição estática de sistemas complexos. A princípio, os holons possuem uma tendência a manter sua individualidade, uma vez que são *todos*. No entanto, devem funcionar como *partes* integrantes de um sistema maior. Desse modo, os holons possuem duas características vitais:

- *Autonomia*: a capacidade de uma entidade de criar e controlar a execução de seus próprios planos e/ou estratégias.
- *Cooperação*: o processo pelo qual um conjunto de entidades desenvolvem mutualmente planos exeqüíveis e os executam.

Assim como os agentes, os holons estão sujeitos a conflitos entre autonomia e cooperação. O equilíbrio é encontrado quando um holon balanceia suas tendências auto assertivas e integrativas. Para isso, Wyns (1999) fala na existência de um conjunto de regras que governam os holons, dando-lhes maior ou menor liberdade de ação. Ainda assim, os holons possuem flexibilidade para escolher, dentro de limites, a estratégia a ser adotada para atender aos objetivos do sistema. De acordo com o modelo BDI, isso equívale a dizer que os holons possuem um conjunto de *planos* que limitam (e ajudam) suas *intenções* de atender seus *desejos* de acordo com sua *crença* no sistema. Conclui-se que autonomia e cooperação em sistemas holônicos podem ser obtidas através de conceitos baseados em agentes.

Um dos diferenciais de um sistema holônico, o qual lhe garante aspectos próprios em relação aos sistemas baseados em agentes, é sua estrutura hierárquica. Os holons pertencem naturalmente a múltiplas hierarquias ao mesmo tempo. As holarquias são estruturas verticais em forma de árvore cujos ramos se interligam com outras holarquias, formando redes horizontais.

Sistemas holônicos devem ser capazes de associar alta eficiência com alta adaptatividade. Embora essa associação pareça ser contraditória, a solução pode ser obtida através de propriedades dinâmicas desse sistema como auto similaridade e auto organização. Assim, esse sistema se torna extremamente ágil.

### **3.2 Dinâmica de sistemas adaptativos**

A capacidade de reconfiguração com agilidade vem estabelecendo um dos grandes diferenciais de alguns modernos sistemas de manufatura: a agilidade. Em sistemas holônicos, reconfigurar significa movimentar holons entre as diversas holarquias, introduzir novos holons e extrair holons desnecessários. A reconfigurabilidade está associada às propriedades de auto similaridade e auto configuração [Wyns, 1999].

Auto similaridade é uma característica importante que reduz a complexidade do sistema como um todo, facilitando a integração de diversos elementos. Os sistemas holônicos devem possuir componentes auto similares, ou seja, devem ser formados por conjuntos de holons do mesmo tipo (básico) que possuam comportamento e interfaces semelhantes. Essa tendência a auto similaridade em sistemas complexos está relacionada à tomada de decisões e ao processamento distribuído de informações. A identidade própria de cada holon dentro de um mesmo tipo básico é conseguida através da agregação de holons relacionados, habitando suas funções específicas (especializações). Defini-se, assim, auto similaridade horizontal, como sendo aquela dentro de um mesmo nível de agregação, e similaridade vertical, entre diferentes níveis de agregação.

Enquanto um sistema distribuído, deve haver mecanismos que garantam o alcance dos objetivos globais do sistema a partir dos objetivos locais dos holons. Além disso, os holons precisam construir e manter modelos de partes do sistema que sejam relevantes. A engenharia da computação, com o desenvolvimento de arquiteturas de computadores cada vez mais complexos, indicam algumas estratégias onde indivíduos cooperativos em ambientes competitivos proporcionem uma performance global superior a de sistemas formados por indivíduos não cooperativos. Alguns desses modelos direcionam para a reconfiguração do sistema, levando à propriedade de auto organização. Um exemplo são as cada vez mais avançadas arquiteturas *plug-and-play* que se tornaram um verdadeiro fator de marketing em resposta aos árduos trabalhos de instalação de novos sistemas (periféricos, placas, aplicativos, etc.) aos antigos modelos de computadores pessoais.

## **4. MODELO PARA PMES**

O estudo do paradigma holônico pode gerar tecnologias que garantam vantagens competitivas para pequenas e médias empresas (PMEs). Uma típica PME pode ser descrita como uma estrutura casualmente holônica, onde a execução dos processos de negócio está baseada na colaboração e na autonomia de seus trabalhadores.

Toh et al. (1998) representam essa PME através de uma holarquia onde as interações são normalmente estabelecidas entre os recursos humanos, não sendo inclusos os recursos computacionais e operacionais (máquinas, equipamentos, etc.)

Um grande passo é dado com a transformação de uma PME em um sistema onde os holons são formados integrando-se homem-máquina-computador, estando esses conectados a um meio comum de comunicação. Para isso, deve ser definida uma arquitetura para o sistema,

especificando a estrutura holônica e indicando componentes, responsabilidades, dependências, interfaces, dados, interações e restrições.

#### 4.1 Estrutura do sistema

A estrutura de uma arquitetura holônica para PMEs parte da identificação das funções de negócio da empresa. Basicamente, uma PME pode ser representada em seu nível mais macro pelas funções executivas, administrativas e manufatura. Esse é, então, tomado como o primeiro nível de agregação dos holons da PME. Traduzindo essa estrutura para uma linguagem formal chega-se a figura 1, para a qual foi utilizada a UML (*Unified Modelling Language*) de Rumbaugh et al. (1997) que padroniza diagramas para orientação a objetos. O diagrama indica, de acordo com o tipo de terminação das linhas ligando os blocos e os valores associados a essas, que uma PME é formada por pelo menos um holon executivo, pelo menos um holon administrativo e pelo menos um holon de manufatura. Pode-se verificar, ainda, as interações entre os diversos holons.

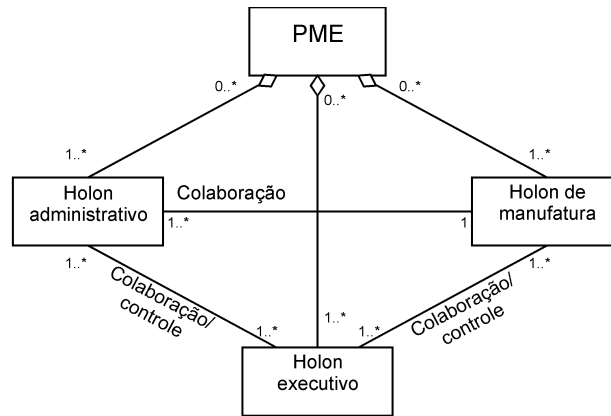


Figura 1 – Estrutura básica de uma PME holônica vista em modelo orientado a objeto

Para cada um dos holons que formam a PME, deve ser especificado um conjunto de holons básicos. Por exemplo, para o holon de manufatura, foi adotada a estrutura da arquitetura de referência PROSA (*Product-Resource-Order-Staff Architecture*) descrita por Wyns (1999) e cuja estrutura básica está representada na figura 2. De acordo com esse

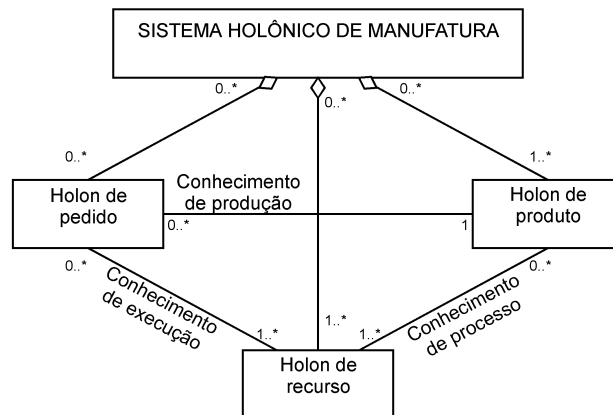


Figura 2 – Estrutura básica de um holon de manufatura segundo a PROSA [Wyns, 1999]

diagrama UML, a PROSA é construída sobre três tipos básicos de holons: holon de recurso, holon de produto e holon de pedido. As interações entre esses holons indica a base de conhecimento trocada entre esses: produção, execução e processo.

A arquitetura holônica para a PME prevê, ainda, a existência de holons de suporte, cuja função é a de auxiliar os holons básicos em funções específicas. Ainda assim, a função de tomada de decisão continua a ser de responsabilidade dos holons básicos, sendo o holon de suporte um especialista externo que provê informações suficientes. Um exemplo pode ser o holon de programação definido pela PROSA, que se comunica com os holons de pedido e os holons de recurso. O holon de programação recebe as informações dos holons de pedido, fazendo uma programação inicial que, a princípio, será seguida pelos holons de recurso. No entanto, quando a programação sugerida se torna inviável, como no caso das paradas das máquinas, os holons de recurso e pedido buscam um acordo que gere uma programação mais eficiente para a situação encontrada, retornando as informações ao holon de programação.

Para diminuir a complexidade do comportamento do sistema, os holons devem ser estruturados em hierarquias apropriadas, ou seja, devem ser criadas as agregações de acordo com as especialidades de algumas partes do sistema. Por exemplo, a PROSA define a agregação da figura 3, onde todos os holons do diagrama UML são holons de recurso (a seta indica uma relação de especialização).

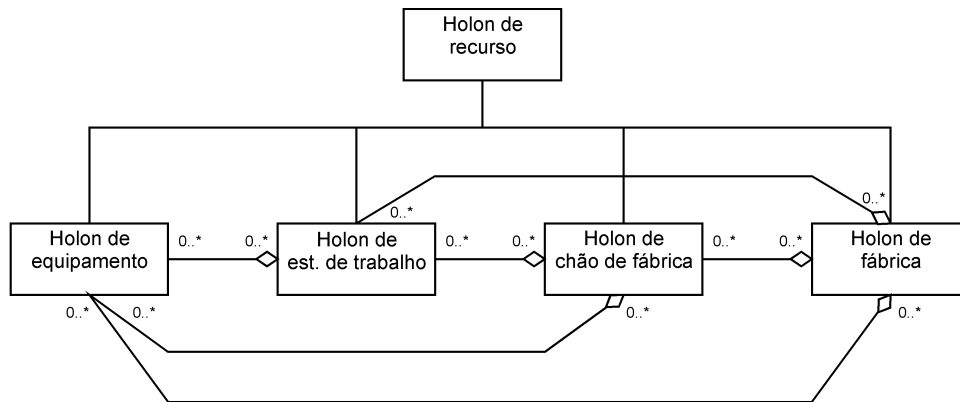


Figura 3 – Agregações do holon de recurso segundo a PROSA [Wyns, 1999]

## 4.2 Comunicação entre os holons

Uma vez definida a estrutura do sistema, os holons básicos devem ser detalhados através de modelos que determinem autonomia e cooperação entre esses e os demais holons. Dentro de uma arquitetura holônica, processos como negociação de utilização de recursos, planejamento de materiais e cálculo de custos envolvem a participação de vários holons trocando informações e serviços a fim de cumprir objetivos. Para isso, cada holon deve ter a habilidade de se comunicar com outros holons através de algum mecanismo.

Para um holon participar de uma holarquia é necessário que esse se comunique através de uma linguagem. Essa linguagem deve consistir de um protocolo e uma sintaxe para expressar as informações. Além disso, para um holon interpretar as intenções de outros holons, esse deve compartilhar um mesmo modelo de informação, ou conseguir traduzir informações entre diversos modelos, ou seja, cada linguagem deve possuir uma semântica.

A interoperabilidade é um dos pontos críticos para a implementação de sistemas distribuídos. Assim, negociar, cooperar e comunicar é um desafio a ser superado. Para isso, a teoria de sistemas baseados em agentes provê algumas soluções. Por exemplo, uma estrutura dos dados necessária pode ser definida aplicando-se o modelo BDI [Rao & Georgeff, 1995].

## 4. CONCLUSÕES

As indústrias têm observado mudanças no ambiente econômico que colocam em risco a sobrevivência de muitas empresas. Parece óbvio concluir que a atual estrutura econômica mundial cria um ambiente muito mais competitivo, o que exige mudanças organizacionais para adequar a empresa ao novo cenário.

O paradigma holônico mostra grandes potenciais para o desenvolvimento de novas tecnologias, inclusive para PMEs. Assim, um campo de muitas aplicações surge. Uma delas é o desenvolvimento de um sistema de informação que melhore o desempenho da empresa através de um ganho de agilidade. Desenvolvendo-se redes de informações a partir dos conceitos de autonomia e cooperação, pode-se chegar a sistema realmente flexíveis, reconfiguráveis e ágeis, melhorando a produtividade alcançada.

## 5. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi possível com a ajuda da Fapesp (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo), que vem financiado esta pesquisa (Fapesp #98/10840-4), e ao Recope/Finep/BID pelo financiamento dos recursos computacionais utilizados neste trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bratman, M.E., 1987, *Intentions, plans and practical reason*. Harvard University Press.
- Dennett, D.C., 1987, *The Intentional Stance*. The MIT Press.
- GPHMS, 2000, Grupo de Pesquisa em Sistemas Holônicos de Manufatura. In [www.def.fem.unicamp.br/~defhp/index.htm](http://www.def.fem.unicamp.br/~defhp/index.htm).
- HMS, 2000, Welcome to the Holonic Manufacturing System (HMS) Web Site. In [hms.ifw.uni-hannover.de](http://hms.ifw.uni-hannover.de).
- Koestler, A. *The ghost in the machine*. London: Arkana Books, 1967.
- McCarthy, J., 1978, *Ascribing mental qualities to machines*. Technical report, Stanford AI Lab.
- Rao, A.S., Georgeff, M.P., 1995, BDI Agentes: from theory to practice. In *Proceedings of the First International Conference on Multi-Agent Systems – ICMAS-95*, San Francisco (CA), USA.
- Rumbaugh, Booch & Jacobsen, 1997, *The Unified Modelling Language (UML) ver 1.0*. Rational Co., California, USA.
- Shardlow, N., 1990, Action and agency in cognitive science. Master's thesis, Department of Psychology, University of Manchester, Manchester, UK.
- Toh, K.T.K., Newman, S.T., Bell, R., 1998, An information system architecture for small metal-working companies. In *Proc. Instn. Mech. Engrs.* v.212, part B, pp. 87-103.
- Wyns, J., 1999, *Reference Architecture for Holonic Manufacturing Systems: the key to support evolution and reconfiguration*. PhD thesis, Departement Werktuigkunde Afdeling Productietechnieken, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium.
- Wooldridge, M.J., Jennings, N.R., 1994, Agent Theories, Architectures, and Languages: a survey. In *Proc. ECAI-Workshop on Agent Theories, Architectures and Languages*, Amsterdam, The Netherlands, p.1-32.

# UMA NOVA TECNOLOGIA PARA ACIONAMENTO DE MOTORES DE PASSO OPERANDO EM MICROPASSO

**Solly A . Segenreich**

**Juan Paniagua Vargas**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro – Depto. de Engenharia Mecânica- Rua Marq. São Vicente 225, 22.453-900 Rio de Janeiro – RJ

e-mail: [solly@mec.puc-rio.br](mailto:solly@mec.puc-rio.br)

## Resumo

A crescente capacidade de regulação e a possibilidade de chaveamentos precisos das correntes de fase dos motores de passo, tem possibilitado o surgimento de acionamentos em micropasso cada vez mais eficientes. Com isto, a nociva, e, muitas vezes, limitadora trepidação dos motores de passo operando em passo inteiro ou meio passo, foi grandemente reduzida, fazendo com que este tipo de motores sejam uma solução viável em quase todos os projetos de automação e robótica.

Nos acionamentos convencionais, é fundamental o acompanhamento do nível da corrente na fase do motor. Este acompanhamento, por ser realizado em níveis baixos de tensão e na presença de ruído, acaba sendo um sério inconveniente exigindo uma montagem elaborada e eventuais filtros. O presente trabalho apresenta uma proposta de um novo acionamento em que a necessidade do acompanhamento da corrente é eliminado. Os primeiros testes indicam a viabilidade do novo conceito, apresentando resultados extremamente animadores.

**Palavras-chave:** Motores de passo, Acionamentos, Micropassos.

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização de acionamentos com ceifamento de tensão, conhecidos como acionamentos *Chopper*, termo que iremos usar neste trabalho pois está incorporado ao jargão mecatrônico, e, mais recentemente, a possibilidade de atuação em regime de micropasso, fizeram com que os motores de passo passassem a ser utilizados numa ampla gama de aplicações em robótica e automação industrial, antes reservada aos servomotores CC de custo muito mais elevado.

Como é sabido, o motor de passo é um atuador do tipo digital. Na operação mais típica, a cada pulso recebido da unidade de controle, as correntes em suas fases são chaveadas e o rotor do motor avança, ou recua, um passo.

O ângulo do passo varia de motor a motor, mas, tipicamente, é de  $1,8^\circ$ . Este modo de operação confere ao motor de passo sua ampla versatilidade, tornando-o atraente para aplicações em malha aberta. Velocidade e posição são diretamente controladas pela frequência e número de pulsos enviados. Com a introdução das técnicas de micropasso, obtém-se resoluções de até  $0,09^\circ$  o que resulta ótimas qualidades de posicionamento e uma operação suave livre de trepidações. Das muitas referências sobre motores de passo destacamos algumas (Kuo,1974), (Da Silva,1989) e (Parker Co,1997).

Um problema central na tecnologia de acionamento de motores de passo, consiste na necessidade de uma precisa regulação da corrente de fase e na capacidade de chaveá-la

em alta velocidade. Isto é, em princípio, complicado, pois como as fases são enrolamentos elétricos, representam cargas indutivas que não reagem linearmente a mudança de tensão.

A limitação da corrente de fase usando simplesmente um resistor em série, mostrou-se uma solução ruim para aplicações onde a corrente deve ultrapassar 1A. Assim, os acionamentos chopperizados, antes restritos aos motores de corrente contínua, passaram a ser utilizados, no contexto de motores de passo.

Uma dificuldade inerente aos acionamentos chopperizados convencionais, é a necessidade de monitoramento da corrente de fase. Este monitoramento é feito mediante a introdução de um resistor de baixíssima resistência ( $0,2 \Omega$ ) em série com a fase, detectando-se a queda de tensão através dele. Esta tensão, proporcional à corrente, serve como informação para o corte da tensão principal.

Como o circuito chaveia correntes elevadas, existe o perigo do ruído eletromagnético gerado, contaminar a tensão de monitoramento, provocando chaveamentos em falso e fazendo com que o acionamento não opere de forma adequada.

Este problema tem sido contornado, nas placas comerciais, através de uma construção compacta e a introdução de alguns capacitores de filtragem.

O presente trabalho propõe uma alternativa em que o monitoramento da corrente é totalmente dispensado. Os primeiros testes foram realizados em janeiro de 2000, com um acionamento programado para operação em 1600 passos por volta. Os resultados obtidos, comparados com testes realizados anteriormente utilizando a tecnologia mais convencional, foram extremamente animadores.

Citamos alguns trabalhos anteriores (Ferreira et al.,1993), (Segenreich et al.,1997) e (Lima, 1997) desenvolvidos com este objetivo e que proporcionam uma leitura mais completa sobre o tema.

## 2. A TECNOLOGIA CONVENCIONAL DE ACIONAMENTO CHOPPERIZADO

O problema fundamental no acionamento de motores de passo, capazes de produzir torques em níveis desejados em automação e robótica (10 a 500 N.cm), é a necessidade de ligar e desligar correntes de fase em fração de segundos. No caso de utilização do acionamento em regime de micropasso, o problema se complica ainda mais, pois devemos produzir níveis intermediários de corrente em intervalos de tempo ainda menores.

A dificuldade neste controle decorre do fato de os enrolamentos do motor representarem cargas indutivas, o que faz com que a corrente seja uma função não linear da tensão, seguindo-a com atraso. As expressões (1) e (2) representam de forma aproximada o comportamento da corrente.

$$i = \frac{V}{R} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad (1)$$

$$\tau = \frac{L}{R} \quad (2)$$

onde:

- i - corrente
- V- tensão aplicada
- R- resistência ôhmica total
- $\tau$  - constante de tempo
- L - indutância da fase do motor

Existem duas técnicas básicas para energizar as fases. Em ambas, aplica-se uma tensão várias vezes superior à tensão nominal do motor, com o objetivo de estabelecer a corrente desejada no menor intervalo de tempo possível.

a- Limitação de Corrente por Resistência-

Consiste na colocação de um resistor em série com a fase. Este resistor tem o papel de limitar a corrente a seu valor nominal, já que a resistência ôhmica do enrolamento da fase é, em geral, baixa.

Esta técnica, a mais antiga em motores de passo, só tem sido aplicada com sucesso, para motores com pouca exigência de torque (impressoras, drivers, etc.). Nas aplicações típicas em automação ou robótica, onde a corrente de fase é superior a 1A, o resistor acaba dissipando muita potência inviabilizando sua utilização.

b- Limitação da Corrente por Ceifamento da Tensão (*chopper*)-

Neste caso, aplica-se a tensão elevada diretamente sobre a fase do motor. Quando a corrente alcança o valor desejado, a tensão é desligada fazendo com que a corrente passe a decrescer. Quando a corrente alcança um valor mínimo pré-determinado, ou após um tempo pré-fixado, a tensão é religada e o processo se repete. O fato da tensão ser ligada e desligada continuamente é que origina o nome *chopper* em inglês.

O acompanhamento da intensidade da corrente na fase é feito através da colocação de um resistor de sensoramento em série com a fase. Este resistor, tipicamente na faixa de  $0,2\Omega$ , gera uma pequena queda de potencial  $V_{sense}$ , suficiente para avaliar a corrente de fase segundo a expressão

$$i = V_{sense} / R_{sense} \quad (3)$$

Como a resistência deste resistor é muito baixa, a potência nele dissipada é desprezível.

Um acionamento chopperizado típico é mostrado na figura 1.

Imaginemos que num primeiro instante o transistor T1 está ligado. A corrente passa a circular pela fase com intensidade crescente.  $V_{sense}$  aumenta de forma proporcional a corrente até alcançar o valor máximo  $V_{sense} = V_{ref}$ . Neste ponto, o comparador A1 inverte o sinal, ressetando o flip flop FF1 e desligando o transistor. O transistor será religado na passagem da próxima frente de onda e o processo se repete. O nível médio da corrente desejada é determinado pelo de  $V_{ref}$



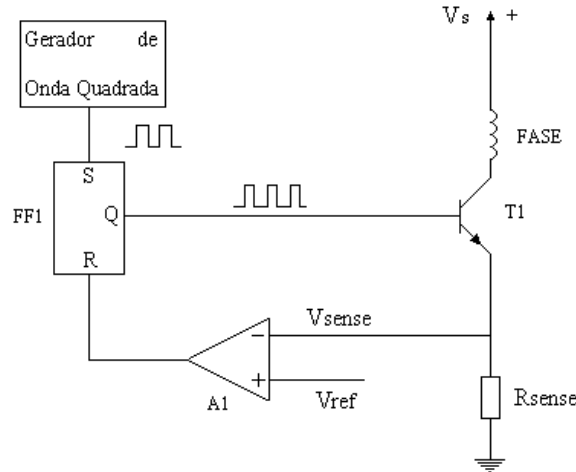


Figura 1 – Representação esquemática de um chopper convencional.

O circuito real é mais complexo pois ao invés de um único transistor, utilizam-se quatro, formando uma ponte em H, o que permite a inversão da corrente, mas o princípio de chopperização é o mesmo.

O chopper clássico aqui ilustrado, foi utilizado, originalmente, para o controle de servomotores de corrente contínua. A voltagem  $V_{sense}$  era controlada à partir de um sinal de erro representando a diferença entre a velocidade angular programada e a velocidade angular real medida por um sensor de velocidade, numa típica configuração de malha fechada.

Há cerca de vinte anos, este tipo de circuito limitador de corrente passou a ser usado com motores de passo para superar os inconvenientes da limitação de corrente via resistor em série. O nível da corrente é pré programado via  $V_{ref}$  num valor próximo ao valor nominal. Mais recentemente, com a introdução de valores de passo fracionários ou micropassos, os valores intermediários de corrente passaram a ser obtidos via uma tabela de valores para  $V_{ref}$  que podem ser gerados em tempo real por software (Lima,1997) ou armazenados em EPROMS (Paniagua,2000).

Apesar de representar um grande avanço, o chopper descrito apresenta alguns inconvenientes no acionamento de motores de passo. Os dois principais inconvenientes são os seguintes:

- a - O resistor  $R_{sense}$  deve ser de indutância nula para não interferir no processo.
- b - O chaveamento das correntes nas fases gera um ruído eletromagnético que pode contaminar  $V_{sense}$ . Consequentemente, a linha de realimentação de  $V_{sense}$  deve ser curta e bem isolada, pois o ruído eletromagnético gerado pelo chaveamento das fases, pode gerar valores falsos de  $V_{sense}$  na entrada do comparador e consequentemente desligar a tensão prematuramente.

Tendo em vista estes problemas inerentes ao chopper clássico, e, mais, o fato de que no acionamento de motores de passo, a programação dos valores de  $V_{ref}$  é definida à priori, independentemente da real operação do motor, os autores passaram a examinar possibilidade de uma alteração conceitual no arranjo do chopper eliminando, por completo,  $R_{sense}$  e, consequentemente, a necessidade de  $V_{sense}$ .

### 3. UM NOVO ACIONAMENTO CHOPPERIZADO PARA MOTORES DE PASSO SEM A UTILIZAÇÃO DE $R_{sense}$

Nesta seção descreve-se o novo acionamento em que foi eliminada a linha de realimentação de  $V_{sense}$ . A figura abaixo apresenta de forma sucinta o novo circuito.

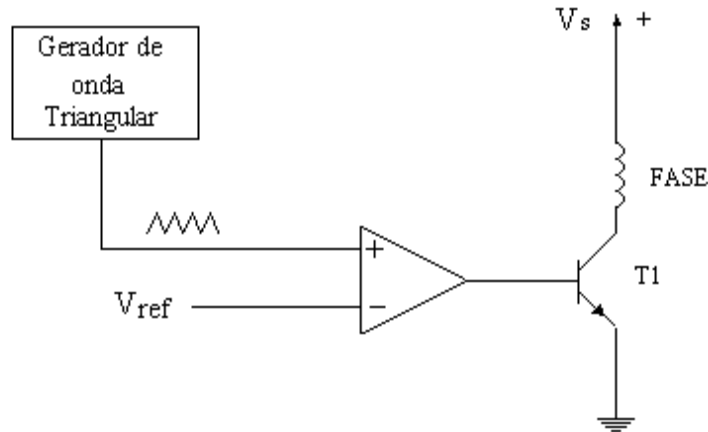


Figura 2 – Representação esquemática do chopper modificado sem  $R_{sense}$

Segundo este arranjo, a largura de pulso durante a qual o transistor conduz é determinada diretamente pelo nível de  $V_{ref}$ . A figura abaixo mostra, com maior detalhe, a geração e o controle da largura do pulso.

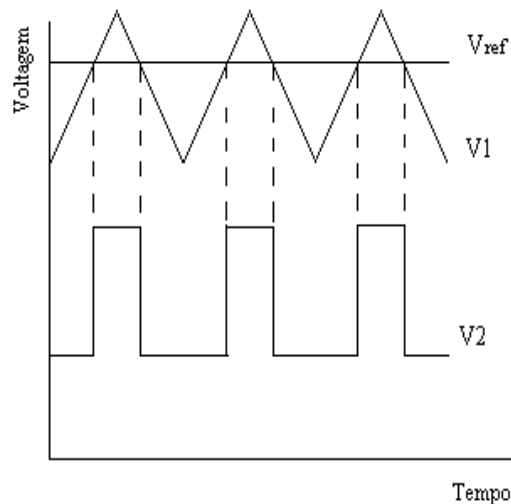


Figura 3 – Detalhe da geração dos pulsos com largura modulada por  $V_{ref}$ .

Para se testar o novo conceito foi montado um acionamento em micropasso com a resolução de 1600 passos por volta, já que dispunha-se de resultados para esta resolução

obtidos num acionamento clássico (com  $R_{\text{sense}}$ ) permitindo uma comparação. O diagrama do circuito completo é mostrado na figura 4.

O sinal de sentido e os pulsos são enviados para um contador circular. A totalização da contagem, que pode ser para frente ou para traz dependendo do sinal de sentido, gera os valores dos endereços de entrada nas duas eproms. Os valores digitais de corrente para cada fase são transferidos das eproms para dois conversores D/A que geram as duas voltagens de referência

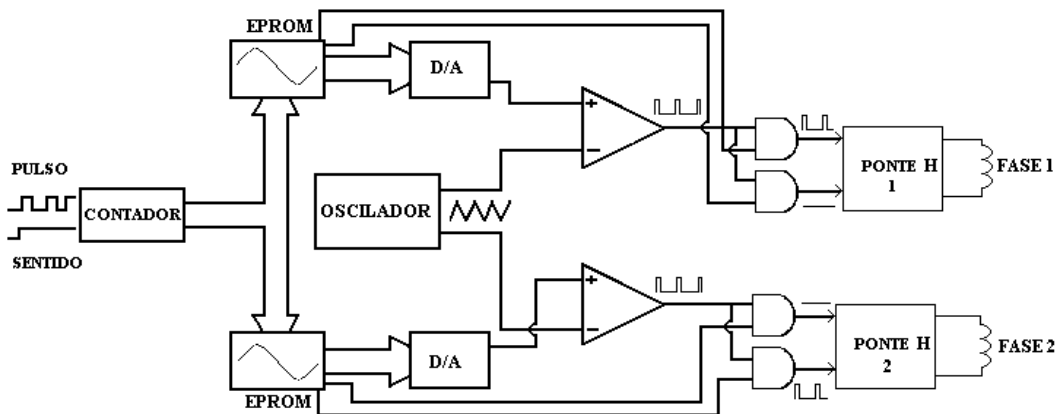


Figura 4 – Diagrama completo do chopper modificado proposto.

#### 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os testes realizados para avaliar o desempenho do novo acionamento visaram ao levantamento da curva torque limite versus velocidade do motor.

O arranjo experimental consistiu em pendurar uma massa, via corda de nylon, a uma polia acoplada ao eixo do motor, gerando um torque resistente conforme mostrado na figura abaixo.

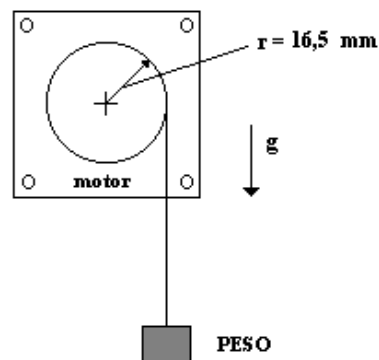


Figura 5 – Esquema de aplicação do peso para geração do torque resistente.

Para cada valor de massa, a velocidade angular era incrementada em cada corrida até detectar-se uma perda de passo (a posição angular do eixo ao final da corrida não mais coincidia com a posição inicial). Este valor de velocidade, representava o limite para aquela massa (torque).

Para se obter corridas mais confiáveis, o sistema de controle foi programado para executar quatro revoluções em cada sentido, repetindo-se o processo de forma contínua, por cinco vezes, num total de 40 revoluções completas.

Apresentamos, abaixo, os resultados para uma resolução de 1600 passos/volta para o acionamento convencional e o acionamento proposto.

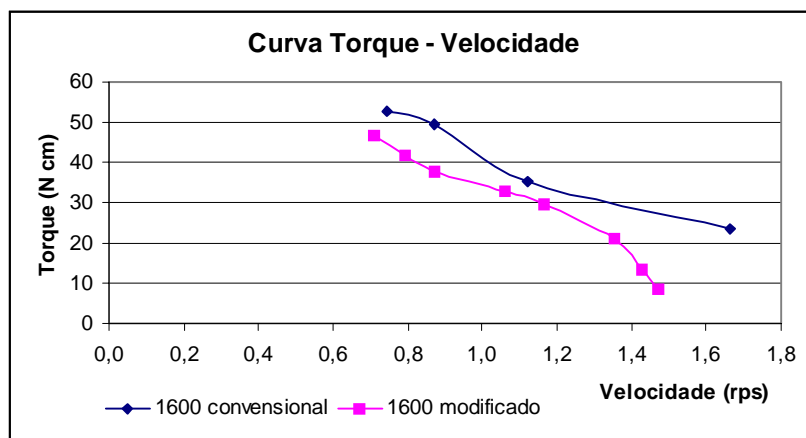


Figura 6 – Gráfico das curvas torque x velocidade angular para os dois acionamentos.

## 5. CONCLUSÕES

A análise dos resultados até agora obtidos, indicam um funcionamento suave com níveis de torque compatíveis com a tecnologia convencional. Os níveis de torque um pouco mais baixos obtidos com a nova placa, devem-se ao fato de termos limitado a largura do pulso a valores bem conservativos para não correr risco de queima de ponte o que comprometeria a obtenção dos primeiros resultados a tempo. Verificação dos sinais na entrada das pontes em H, feitas com auxílio de osciloscópio, mostram pulsos limpos sem contaminação de ruído. Cabe ressaltar que a placa resultou em menos componentes e com uma construção bem mais simples.

Testes adicionais estão sendo programados para avaliar todos os aspectos desta nova tecnologia e para otimizar os parâmetros objetivando uma melhoria adicional nas curvas torque x velocidade.

## **6. REFERÊNCIAS**

- De Silva, C.W.,1989, “Control Sensors and Actuators”, Prentice Hall, New York.
- Ferreira, C.G. e Segenreich,S. A . ,1993, “Motor de Passo- Técnica de Acionamento Anti-ressonância”, Proceedings of the 12<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Rio de Janeiro, Brazil, Vol 1, pp-417-420.
- Kuo, B.K., 1974, “Theory and Applications of Step Motors”, West Publishing Co.
- Lima, R.V., 1997, “Análise e Desenvolvimento Experimental de uma Placa de Acionamento em Micropasso”,Tese de Mestrado, Depto. de Eng. Mecânica, PUC-Rio, Rio de Janeiro, Brasil.
- Parker Compumotor Division, 1997, ”Step Motors & Sevo Motors – Systems and Control Catalog, USA.
- Segenreich, S.A ., Lima,R.V. and Barros, L.A .,1997, ” Experimental Development of a Microstepping Driver for Increased Resolution and Low Vibration”, Proceedings of DINAME 97, Angara dos Reis , Brazil. Ed. by ABCM.
- Paniagua,J.V.,2000,” Acionamento de Motores de Passo em Micropasso : Duas Tecnologias”, Versão preliminar de Tese de Mestrado a ser Defendida em março de 2000, Depto. de Eng. Mecânica, PUC-Rio, Rio de Janeiro, Brasil.

## UM SISTEMA DE VISÃO PARA RECONHECIMENTO DE PEÇAS EM UM TABULEIRO DE XADREZ

Sérgio Faustino Ribeiro

Juracy Emanuel M. da França

Marcelo Alves de Barros

José Homero Feitosa Cavalcanti

Universidade Federal da Paraíba – CCT/COPIN/NEUROLAB-CT/DTM

Av. Aprígio Veloso,882 – Campus – 58.109-970 Campina Grande, PB

E-mail: homero@dsc.ufpb.br

### Resumo

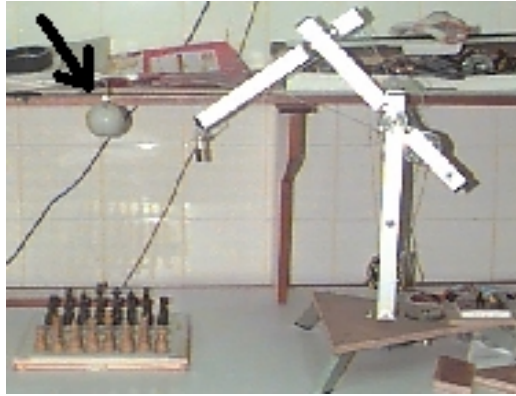
Neste trabalho apresenta-se o projeto e o desenvolvimento de um sistema de visão para detectar as peças em um tabuleiro de xadrez. A posição das peças (presença, ou ausência de peças em cada casa do tabuleiro) é transformada numa matriz simbólica que será utilizada por um sistema de controle robótico. O sistema de visão utiliza como ferramenta Redes Neurais Artificiais.

**Palavras-chave:** Visão Computacional, Inteligência Artificial, Redes Neurais Artificiais.

### 1. INTRODUÇÃO

O NEUROLAB (Laboratório de Redes Neurais Artificiais) está desenvolvendo um sistema robótico inteligente para o movimento de peças sobre um tabuleiro de xadrez, denominado AutoXad (Ferreira et ali, 1999). Na figura 1 apresenta-se a fotografia do AutoXad. O AutoXad é composto de um braço robótico, uma câmara digital QuickCam P/B (QuickCam User Guide, 1995) (ver esfera apontada por uma seta), um tabuleiro de xadrez, e um microcomputador PENTIUM utilizado para executar as tarefas de aquisição dos dados da câmara e de controle do sistema utilizando um Sistema Inteligente (Ferreira et ali, 1999).

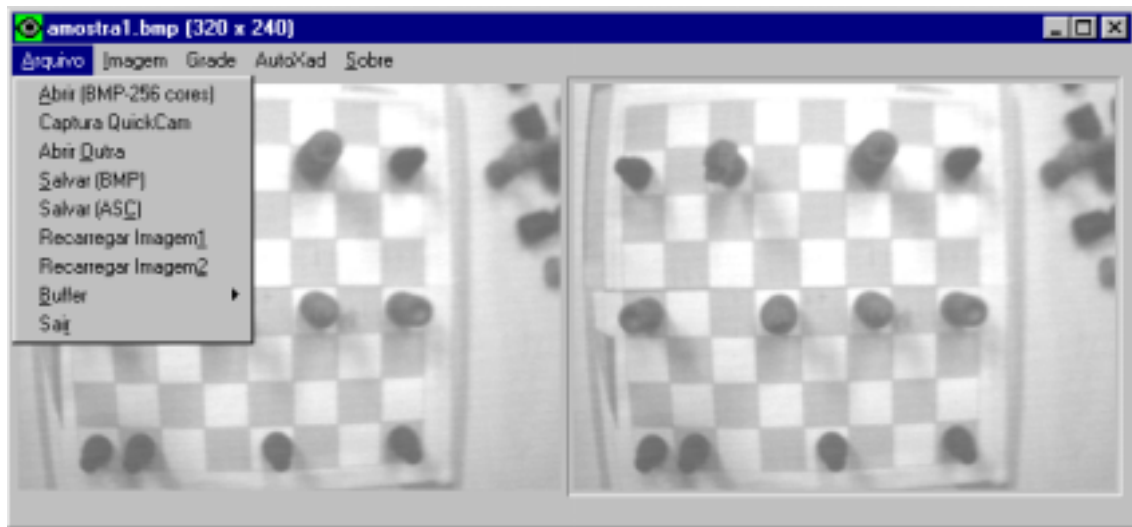
O sistema de visão utiliza um software, denominado NEUROMORFO, que realiza operações básicas de processamento de imagens tais como: cálculo de histograma, equalização, filtragem, binarização, extração de contorno (morfologia), etc (Harilack and Shapiro, 1992) (Pandya, 1995). Tais operações são realizadas sobre imagens armazenadas em arquivos do tipo BMP de 8 bits. Além disso, o NEUROMORFO é capaz de detectar as peças no tabuleiro de xadrez, utilizando redes neurais artificiais, e transferir esta informação (presença, ou ausência de peças em cada casa do tabuleiro), na forma de uma matriz simbólica, para o sistema de controle do robô.



**Figura 1.** AutoXad.

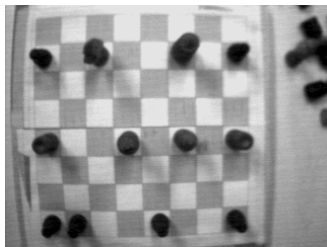
## 2. DESCRIÇÃO DO NEUROMORFO

A QuickCam possui foco de 45,5 cm para o infinito e está a uma altura de 45,7 cm em relação à superfície do tabuleiro. Cada casa do tabuleiro possui uma dimensão de 2,7cm x 2,7 cm, de tal forma que uma casa na imagem pode ser enquadrada por uma moldura de 27 x 27 pixels, havendo uma correspondência, aproximada, de 1 pixel na imagem capturada pela câmara para 1 mm na superfície do tabuleiro. Na figura 2 apresenta-se a tela principal do NEUROMORFO com uma imagem do tabuleiro de xadrez (formato BMP) obtida pela QuickCam.



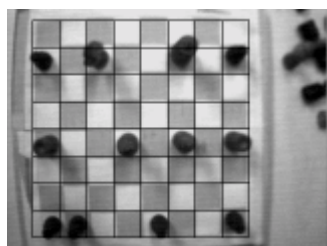
**Figura 2.** Tela principal do NEUROMORFO

O laboratório é iluminado por três lâmpadas fluorescentes. A disposição do tabuleiro em relação às lâmpadas gera uma variação da luminosidade ao longo do mesmo tal que, as casas que estão próximas à parede no fundo da imagem, na figura 3, apresentam níveis de cinza menores que as que estão na frente. A equalização da imagem é feita através do espalhamento dos níveis de cinza, multiplicando-se cada nível por um fator obtido pela divisão entre 255 e o maior nível encontrado na imagem. Na figura 3 pode-se observar a sombra das peças ao longo do tabuleiro.



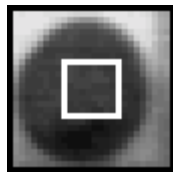
**Figura 3.** Imagem equalizada do tabuleiro de xadrez.

A imagem do tabuleiro está contida num quadrado de 216mm de lado, e a imagem da QuickCam tem a dimensão 320 x 240 pixel, isto é, a imagem contém informações redundantes. Necessitou-se isolar o tabuleiro do restante da imagem. Para isto, desenhou-se (virtualmente no computador) uma grade com as dimensões aproximadas do tabuleiro (8 x 8 casas de 27 x 27 pixels cada) e ajustada manualmente sobre o mesmo. A grade possibilita ao NEUROMORFO reconhecer as coordenadas das casas do tabuleiro de xadrez. Na figura 4 é apresentada a imagem do tabuleiro de xadrez juntamente com a grade. Observe-se que, devido à distorção na imagem gerada pela QuickCam, a grade não fica perfeitamente ajustada sobre o tabuleiro (em particular nas bordas). Observe-se também que a região central das casas do tabuleiro é a que apresenta a menor distorção, isto é, possui as informações mais relevantes.



**Figura 4.** O tabuleiro de xadrez com a grade

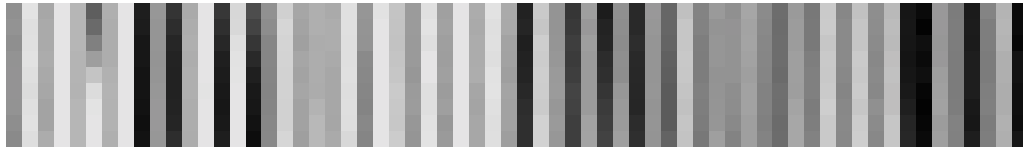
Na figura 5 apresenta-se a imagem da ampliação ("zoom" de 300%) sobre a imagem de uma peça do tabuleiro localizada na posição 4D (quarta coluna a partir da esquerda e quarta linha a partir da base do tabuleiro de xadrez da figura 3). Convencionou-se como região central da casa do tabuleiro uma área de 9 x 9 pixels (cada casa possui uma dimensão de 27 x 27) deslocada em 9 pixels a partir das coordenadas da casa (ver quadrado central na figura 5).



**Figura 5.** Ampliação da imagem de uma casa do tabuleiro

Na figura 6 apresenta-se a representação visual do conjunto de amostras extraídas do tabuleiro da figura 4, sendo que a ordem na qual a extração ocorre é da esquerda para a direita, e de cima para baixo.





**Figura 6.** Amostras extraídas do tabuleiro

### 3. ANÁLISE DA IMAGEM USANDO REDES NEURAIS ARTIFICIAIS

A análise da imagem da casa do tabuleiro feita na região central com 9 x 9 pixel (81 pixels) do quadrado da figura 5 foi feita utilizando redes neurais artificiais. Devido às características da rede neural utilizada na análise da imagem, decidiu-se reduzir a dimensão dos dados (81 pixels) a serem analisados. Calculou-se a média aritmética de cada linha da amostra de 9 X 9 pixel e obteve-se um vetor com nove valores. Este vetor foi aplicado à entrada da rede neural.

Na figura 7 apresenta-se o conteúdo do vetor (valor numérico entre 0 e 255) das casas representadas por 8TD, 8CD e 8BD. Essas casas não contêm peça e portanto são claras, apresentando níveis altos de intensidade, principalmente por estarem numa das zonas mais iluminadas do tabuleiro.

138	142	146	147	147	146	143	146	144
222	226	225	220	224	226	225	224	227
172	164	163	168	169	172	170	171	167
Sem Peça								

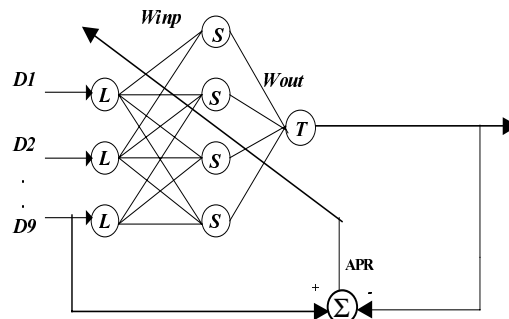
**Figura 7.** Valores dos pixels de três casas sem peças do tabuleiro

Na figura 8 mostra-se o conteúdo correspondente às três casas representadas por 7TD, 7CD e 7BD. As casas 7TD e 7BD estão ocupadas por uma peça, os níveis correspondentes à peça possuem valores muito baixos. A casa 7CD não é ocupada por uma peça.

20	18	19	21	21	24	24	29	30
152	153	153	152	150	149	150	150	152
46	38	36	34	34	36	39	46	52
Com Peça								

**Figura 8.** Valores dos pixels de três casas do tabuleiro

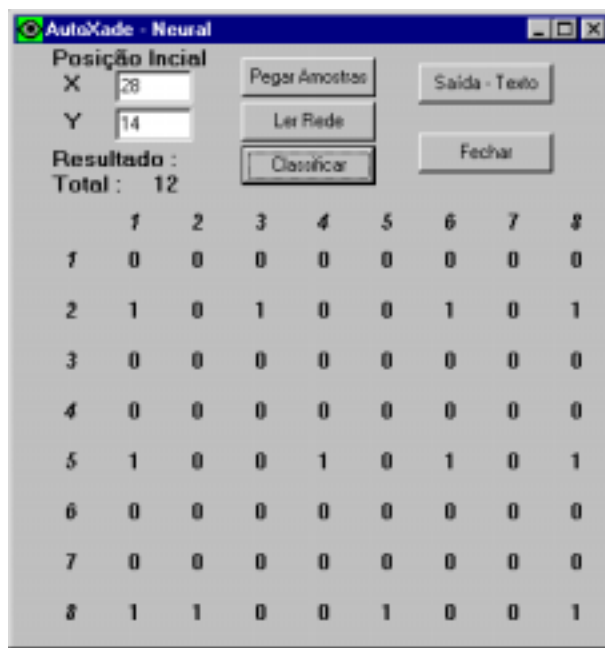
Utilizou-se uma rede neural multicamada (RNMC) (Hummelhart, 1986) com 3 camadas (figura 9). A RNMC possui 9 neurônios na camada de entrada, 8 neurônios na camada escondida, e 1 neurônio na camada de saída. Os 9 neurônios da camada de entrada possuem função de ativação linear, servindo apenas para transformar os valores da entrada em partes por unidade (peso igual a 255). Os demais neurônios da RNMC possuem função de ativação do tipo sigmóide. O treinamento dos parâmetros da rede (pesos,  $\beta$ ,  $\theta$ ,  $\sigma$ ) foi realizado usando o algoritmo da propagação retroativa do erro (APR). Tal função de ativação sigmóide é representada pela equação 1.



**Figura 9.** Rede Neural Artificial Multicamada.

$$S(X_i, \Theta, \beta, \delta) = \frac{\Theta}{[1 + \exp(-\beta(\sum X_i * Win_i + \delta))]} \quad (1)$$

Atribuíram-se os valores 1 (um) quando há uma peça sobre a casa e 0 quando não há peça (ver Figura 10). O conjunto de valores utilizados no treinamento da RNMC foram escolhidos a partir das casas centrais do tabuleiro. A rede aprenderá através do conjunto de treinamento apresentado à mesma (conjunto de vetores representando padrões). A escolha de um conjunto de treinamento que represente de forma adequada o problema visado, e tenha um tamanho adequado, é de fundamental importância para o bom desempenho da rede. Considerando tal importância, foi utilizado um conjunto de quatro imagens básicas para realizar o treinamento da rede. Escolheram-se 4 imagens de casas como conjunto básico de treinamento. As casas foram: uma casa branca sem peça, uma casa branca com peça, uma casa preta sem peça, e uma casa preta com peça. A RNMC foi treinada durante 1000 iterações utilizando as 4 amostras básicas. A seguir, foi feito o teste com a imagem do tabuleiro de xadrez apresentado na figura 4. Na figura 10 apresenta-se o resultado da classificação das casas do tabuleiro.



**Figura 10.** Classificação do tabuleiro efetuada pela RNMC

#### 4. CONCLUSÃO

A atual implementação do NEUROMORFO foi capaz de realizar a detecção das peças no tabuleiro com um grau de acerto em torno de 98%. Os erros se devem, possivelmente, às variações de iluminação no ambiente. Como se deseja um sistema robusto, está sendo analisado o uso do Sistema de Previsão Inteligente (SPI) (Melo et al, 1999) para atribuir tal robustez ao sistema. Esse novo sistema de visão poderá ser empregado em: orientação de robôs móveis, futebol de robôs, análise de imagens clínicas, etc. Futuramente, será utilizada uma versão adaptada do SPI para o reconhecimento do tipo das peças (pião, torre, cavalo, rei

e dama) sobre as casas do tabuleiro de xadrez. O NEUROMORFO foi escrito na linguagem C++ utilizando o C++ Builder da Borland.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ferreira, C.N.M.A., Ferreira, J.R.S., Cavalcanti, J.H.F., Alsina, P.J., e Franca, J.E., 1999, “Posicionamento Inteligente de um Braço Robótico” COBEM’99 - Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP.
- Harilack, R.M., e Shapiro, L.G., 1992, “Computer and Robot Vision”, Addison-Wesley Publishing Company.
- Humelhart, D.E. e Hinton , G.E. & Williams, R.J. 1986, “Learning Internal Representations by Error Propagation, Parallel Distributed Processing: Explorations in the Microstructures of Cognition”. Vol 1, D.E. Humelhart & J.L. McClelland, Cambridge, MA: MIT Press, pp. 318-362.
- Melo, H., Cavalcanti, J.H.F., Silva, J.F., e Silva, V.P.R., 1999, “Sistema de Previsão Inteligente”, CBRN - IV Congresso Brasileiro de Redes Neurais, São José dos Campos – SP.
- Pandya, A.S., e Macy, R.B., 1995, “Pattern Recognition with Neural Networks in C++”, CRC Press, e IEEE Press.
- QuickCam User Guide, 1995, Connectix Corporation, November.

## CONCEPÇÃO CINEMÁTICA DE UM MANIPULADOR PARA VOLUMES DE TRABALHO RESTRITOS

**Raul Guenther**

**Henrique Simas**

**Edson Roberto de Pieri**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Robótica, Caixa Postal 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [simas@lcmi.ufsc.br](mailto:simas@lcmi.ufsc.br); [guenther@emc.ufsc.br](mailto:guenther@emc.ufsc.br)

### Resumo

O presente artigo apresenta a concepção cinemática de um manipulador para a realização de tarefas dentro de um volume de trabalho restrito. Especificamente ele será utilizado na recuperação de regiões erodidas por cavitação em turbinas hidráulicas de grande porte. A estrutura cinemática é criada a partir da caracterização do problema, da proposição de alternativas e da análise das mesmas. Para a análise utiliza-se uma combinação de simulações numéricas com simulações em maquetes.

**Palavras chaves** : Robótica, cinemática de manipuladores.

### 1. INTRODUÇÃO

Unidades hidráulicas usadas para geração de energia elétrica são frequentemente máquinas de grande porte. Seus rotores são construídos em aço de elevada resistência, podendo apresentar mais de 9 m de diâmetro (turbinas Francis) e pesar até 200 t.

O perfil dos rotores é projetado para apresentar grande eficiência hidráulica e condições de escoamento de forma a evitar o desenvolvimento de regiões de baixa pressão onde ocorra cavitação, fenômeno que pode provocar severa erosão nas pás do rotor reduzindo sua eficiência hidráulica e comprometendo a integridade estrutural do conjunto.

Apesar dos grandes avanços na mecânica de fluidos ainda não se consegue evitar totalmente a cavitação nas turbinas. Assim, mesmo as turbinas modernas apresentam cavitação, fenômeno mais agudo nas turbinas mais antigas.

Sendo tecnicamente complexa e economicamente inviável a substituição de rotores, a erosão por cavitação precisa ser mantida sob controle. Isto é feito através do seu monitoramento e da deposição “in loco” de ligas de aço inoxidável especiais nas regiões erodidas, com a finalidade de recompor o perfil original sempre que necessário. Essa deposição é feita mediante soldagem manual.

As regiões erodidas estão dentro do canal de condução do rotor da turbina e o operador realiza a soldagem num ambiente restrito e fortemente insalubre. Além disso, as erosões ocorrem em posições bastante desfavoráveis para a soldagem, tanto do ponto de vista do soldador como para a adesão do metal fundido.

O projeto ROBOTURB tem por objetivo desenvolver um sistema automatizado para a recuperação das regiões erodidas nos rotores de turbinas hidráulicas. Pretende-se, assim, eliminar o trabalho insalubre, obter uma melhor qualidade na recuperação e com isso

prolongar sensivelmente os períodos entre as manutenções, e reduzir o custo das recuperações.

O projeto integra pesquisas na áreas de metrologia, soldagem, acionamentos e automação e está sendo desenvolvido através de uma parceria entre a Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) e a Companhia Paranaense de Energia Elétrica (COPEL). Financiado pelo PADCT, o projeto envolve os departamentos de engenharia mecânica (EMC) e de Automação e Sistemas (DAS) da UFSC, e o Laboratório Central de Pesquisa e Desenvolvimento (LACTEC) da COPEL.

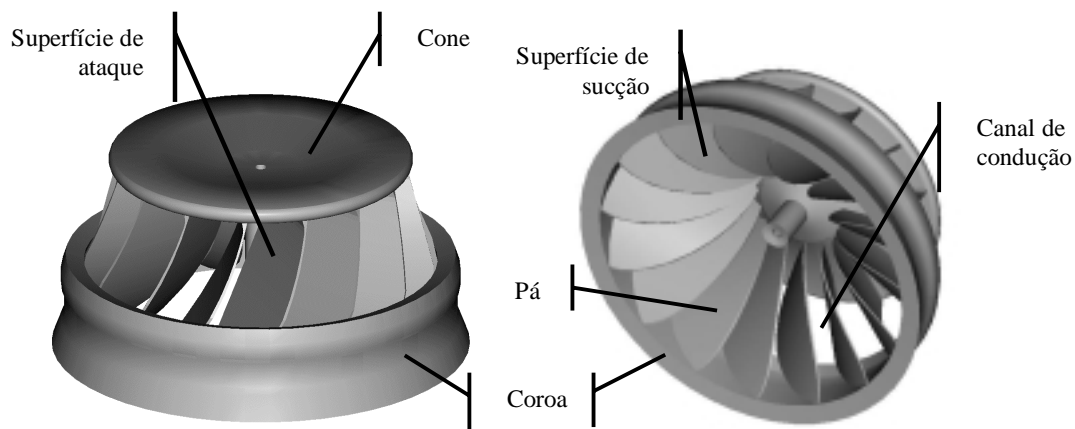
Utilizando o sistema automatizado, além de eliminar a exposição de pessoas ao ambiente insalubre, pretende-se alcançar a melhoria e a uniformização na qualidade da soldagem e, portanto, do acabamento superficial, e reduzir a quantidade de material depositada e o tempo gasto nesta operação.

O elemento central do sistema é um manipulador integrado ao processo de soldagem, com capacidade para operar no pequeno espaço restrito do canal do rotor. Esse manipulador desenvolverá também a operação de sensoriamento através da qual será feita a avaliação da forma da região erodida.

Neste trabalho apresenta-se a concepção cinemática para esse manipulador a partir da caracterização do problema realizada na seção 2 e da metodologia descrita na seção 3. As alternativas para a estrutura cinemática estudadas estão apontadas na seção 4. Os resultados das simulações estão apresentados na seção 5 e a conclusão está na seção 6.

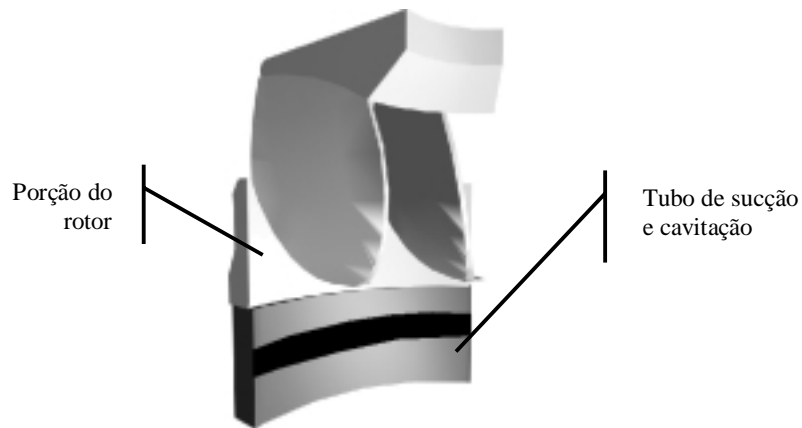
## 2. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA CINEMÁTICO

De acordo com dados levantados pelo LACTEC ao longo de diversas recuperações de turbinas, as cavitações ocorrem no canal de condução do rotor formado pelas superfícies de ataque e de sucção e limitado pela coroa (veja Fig.1).



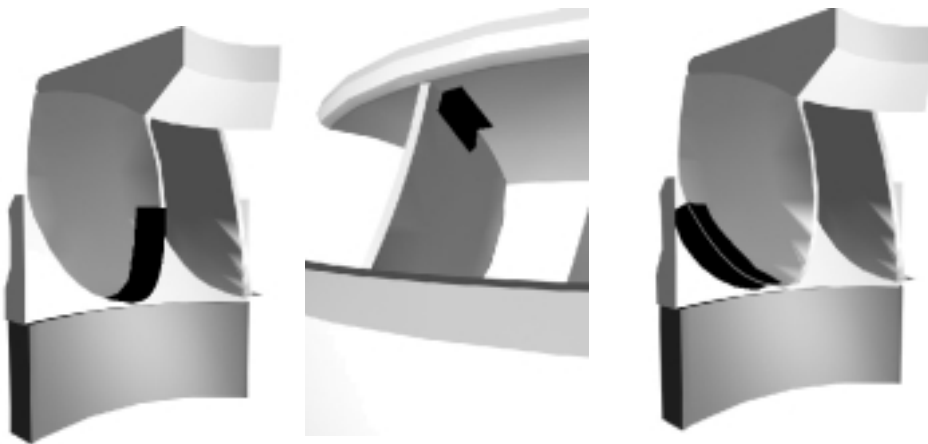
**Figura 1.** Rotor de uma turbina hidráulica

Adicionalmente existe também uma região com cavitações no tubo de sucção da turbina (Fig.2).



**Figura 2.** Vista do rotor com o tubo de sucção de uma turbina hidráulica

No canal de condução as cavitações ocorrem na superfície de sucção e na ligação desta superfície com a coroa, principalmente nas áreas mostradas na Fig.3.



**Figura 3.** Principais áreas de cavitação no canal de condução

A movimentação da tocha de soldagem ao longo da cavitação no tubo de sucção (Fig.2) é simples porque o movimento é praticamente livre da possibilidade de colisões. Nas cavitações da superfície de sucção o movimento da tocha é dentro do canal de condução e, portanto, dentro de um espaço restrito e passível de colisões.

Para executar a recuperação das cavitações o manipulador funcionará dentro do canal de condução, que pode ser caracterizado como um volume de trabalho curvo e afunilado.

Os dados fornecidos pela LACTEC permitiram verificar que as regiões cavitadas tem uma forma caracterizada pela preponderância de uma dimensão, cujo comprimento chega a 0.70 m e cuja largura é de aproximadamente 0.30 m.

O processo de soldagem para a recuperação está sendo desenvolvido pelo Labsolda-UFSC e prevê a utilização de uma tocha com duplo arame. Por isso o processo exige que o manipulador tenha seis graus de liberdade para que a tocha possa atingir todas as posições e orientações dentro do espaço de trabalho.

O sensor laser que fará o mapeamento da superfície cavitada impõem a mesma exigência cinemática.

Fica caracterizado, portanto, que o robô deve ser projetado para realizar movimentos com seis graus de liberdade ao longo de cavitações longas em um espaço de trabalho restrito.

### 3. METODOLOGIA DE ANÁLISE CINEMÁTICA

O projeto cinemático do robô foi realizado a partir do exame de diversas propostas de estruturas cinemáticas concebidas para realizar movimentos com seis graus de liberdade em um espaço de trabalho curvo e afunilado.

A análise dessas alternativas incluiu o estudo dos movimentos em cada uma das juntas, a avaliação da manipulabilidade (Sciavicco e Siciliano, 1996), a verificação das possibilidades de colisão do manipulador com as superfícies do canal de condução, e as possibilidades de fixação do robô.

Esta análise foi realizada combinando simulações numéricas em computador com simulações em maquetes em tamanho natural (1:1) das alternativas de estruturas dos robôs e do canal de condução do rotor de uma turbina característica.

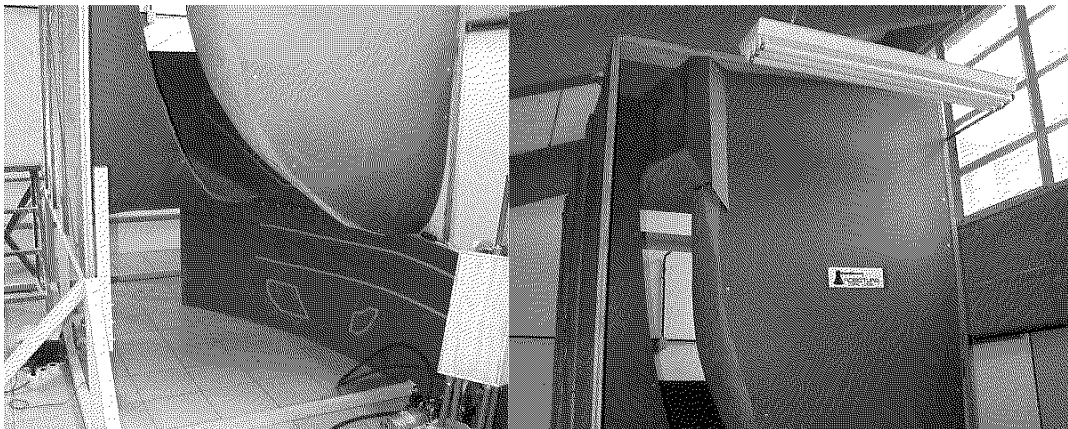
As simulações nas maquetes possibilitaram o estudo das alternativas de fixação de cada proposta de robô, e ensejaram a verificação da possibilidade de colisões. Além disso, auxiliaram na determinação das posições que as juntas do robô assumem durante o movimento ao longo das regiões cavitadas.

As simulações em computador foram preponderantes no estudo dos movimentos nas juntas.

#### 3.1. A maquete do canal de condução

A construção desta maquete foi realizada a partir da escolha de uma turbina com características representativas de uma série de instalações. Esta escolha recaiu na usina de Foz de Areia, no sul do estado do Paraná, de propriedade da COPEL.

Feita a escolha, o LACTEC levantou o perfil do canal de condução e com esses dados construiu-se a maquete do canal em fibra de vidro, apresentada na Fig.4.



**Figura 4.** Maquete do canal de condução

#### 3.2. Simulações numéricas

As simulações numéricas em computador foram desenvolvidas através da utilização combinada dos programas Matlab<sup>®</sup> 5.1, Mathematica<sup>®</sup> 3.01, 3D Studio Max<sup>®</sup>, Autocad 13<sup>®</sup>.

Com o programa Matlab<sup>®</sup> 5.1 realizou-se a simulação da cinemática direta, utilizando a metodologia de Denavit-Hartenberg (Fu et al, 1987) através da qual foram analisados os movimentos nas juntas a partir das suas posições iniciais e finais obtidas em experimentações nas maquetes.

O programa Mathematica<sup>®</sup> 3.01 foi empregado no desenvolvimento dos modelos matemáticos dos manipuladores.

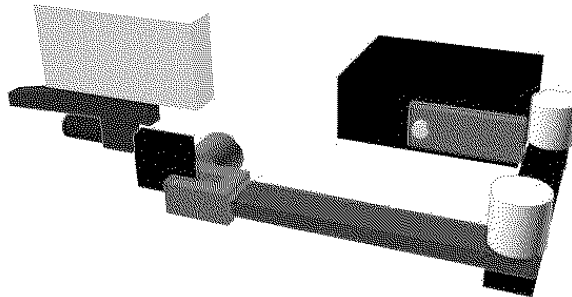
O desenho dos manipuladores foi realizado com auxílio do programa Autocad 13<sup>®</sup> e o programa 3D Studio Max<sup>®</sup> possibilitou a visualização dos movimentos em três dimensões.

#### **4. ALTERNATIVAS PARA A ESTRUTURA CINEMÁTICA**

##### **4.1. Estrutura articulada**

A estrutura articulada estudada é formada por seis juntas de rotação dispostas de na forma apresentada na Fig.5. São três juntas de rotação interligando os três primeiros elos e um punho esférico (Craig, 1986). A Fig.5 mostra também um protótipo da tocha de soldagem e do sensor acoplados à extremidade do manipulador.

Como pode ser observado da figura, a disposição dos três primeiros elos foi projetada de forma a propiciar a realização de movimentos em uma região estreita. Os elos 2 e 3 tem a função de desenvolver o movimento ao longo do comprimento da cavitação.

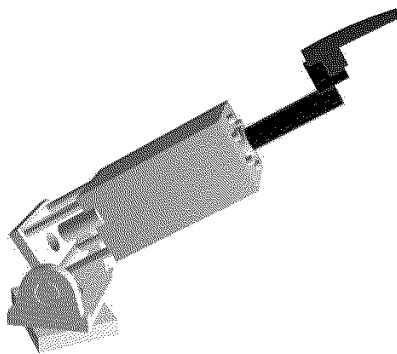


**Figura 5 – Estrutura articulada**

##### **4.2. Estrutura com junta telescópica**

A estrutura com junta telescópica estudada é formada por duas juntas de rotação seguidas de uma junta telescópica cujo corpo constitui o terceiro elo (Fig.6). À extremidade deste terceiro elo é acoplado um punho esférico.

Também neste caso a concepção da forma dos três primeiros elos buscou contemplar a necessidade de realizar movimentos em uma região restrita. Neste caso a junta telescópica tem a função de efetuar o movimento ao longo do comprimento da cavitação.



**Figura 6 – Estrutura com junta telescópica**

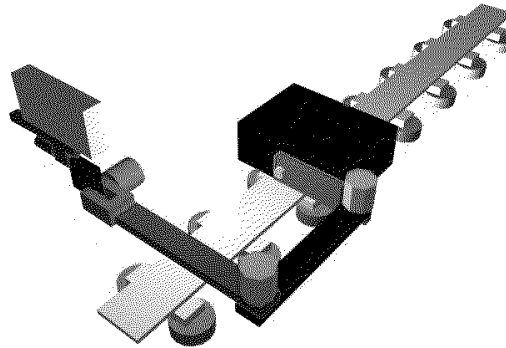


Cabe ressaltar que a junta telescópica para realizar movimentos no espaço de trabalho restrito imposto pela tarefa foi objeto de um projeto mecânico especialmente desenvolvido para aplicação no projeto Roboturb. Trata-se de um mecanismo composto por três conjuntos de fusos de esferas recirculantes que funcionam de forma acoplada. Devido à limitações dos componentes mecânicos disponíveis no mercado, essa junta telescópica resultou com dimensões que a fazem ocupar um grande volume dentro da região restrita do canal (veja Fig.8). Maiores detalhes podem ser encontrados em (Albertazzi, 1999).

#### 4.3. Estrutura articulada com trilho

Neste caso a estrutura articulada é a mesma descrita acima, com seis juntas de rotação, acrescentando-se um movimento de translação ao longo de um trilho (Fig.7).

O trilho acrescenta um grau de liberdade, torna o manipulador redundante com sete graus de liberdade, e possibilita que o movimento ao longo do comprimento da cavitação seja realizado prioritariamente pela translação ao longo do trilho.



**Figura 7** – Estrutura articulada com trilho

### 5. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Para cada uma das alternativas apresentadas na seção anterior foram construídas maquetes em madeira com movimentos semelhantes aos desejados para o manipulador.

Essas réplicas utilizadas na maquete do canal de condução permitiram a análise dos melhores pontos de fixação do manipulador, dos seus movimentos e das possibilidades de colisão.

Em todos os casos a fixação do manipulador ocorreu no tubo de sucção da turbina ou nas superfícies de sucção e de ataque do canal de condução do rotor. A escolha da localização para a fixação foi realizada de tal forma que o manipulador alcançasse toda a região a ser recuperada.

Para cada alternativa a maquete do manipulador foi fixada medindo-se as posições de suas juntas no início da operação de recuperação e no final. Esses dados foram então utilizados na simulação do movimento em computador.

Apresenta-se a seguir os resultados das simulações em maquete.

#### 5.1. Estrutura articulada

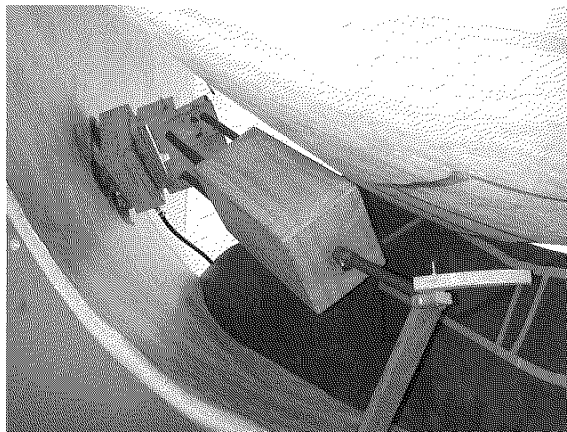
A estrutura articulada exige uma escolha judiciosa dos locais de fixação, o que dificulta sua aplicação pelo fato dessa escolha cuidadosa nem sempre ser possível “in loco”.

De acordo com o esperado e verificado nas simulações na maquete, as simulações numéricas mostraram que a movimentação maior ocorre nos elos 2 e 3. Devido a isso eles necessitam ter grandes dimensões para poder alcançar toda a região erodida.

A grande dimensão desses elos amplia a possibilidade de ocorrerem colisões do “cotovelo” que eles formam com as superfícies do canal de condução da turbina.

## 5.2. Estrutura com junta telescópica

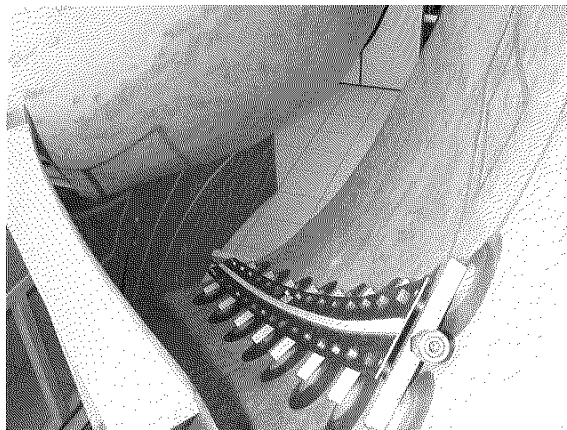
Essa estrutura também exige uma escolha criteriosa dos locais de fixação. O projeto mecânico da junta telescópica resultou em um mecanismo com dimensões externas que ocasionam colisões com as superfícies do canal de condução, conforme pode ser observado na Fig.8. Esse fato inviabiliza sua utilização.



**Figura 8** – Manipulador com junta telescópica no interior do canal de condução

## 5.3 – Estrutura articulada com trilho

A fixação do trilho pode ser feita na superfície de sucção e de ataque do canal de condução do rotor. A Fig.9 mostra o trilho fixado através de ventosas na superfície de ataque.



**Figura 9** -Trilho fixado na superfície de ataque da turbina hidráulica

A experimentação mostrou que essa alternativa não exige maiores cuidados na escolha do local de fixação do trilho, facilitando seu emprego “in loco”.

A utilização do trilho para a realização do movimento ao longo do comprimento da região erodida adequa a estrutura cinemática à forma da erosão. Com isso, o movimento a ser realizado pelos elos é menor, fazendo com que eles possam ter menores dimensões. Isso faz com que a possibilidade de colisões seja sensivelmente reduzida.

Uma vantagem adicional é que com sua fixação à uma das superfícies do canal, o trilho (flexível) assume a forma curva do volume de trabalho, facilitando a movimentação da tocha ao longo do região cavitada.

Devido a esses fatores essa é a estrutura cinemática escolhida.

## **6. CONCLUSÃO**

Este artigo descreve a concepção cinemática de um manipulador a ser empregado na recuperação de regiões erodidas pela cavitação em turbinas hidráulicas de grande porte. Apresenta-se também uma metodologia desenvolvida para proporcionar a análise cinemática e a verificação de colisões em um manipulador cujos movimentos ocorrem em um volume de trabalho restrito. Essa metodologia combina simulações numéricas com simulações em maquete. Essa combinação mostrou-se adequada, e possibilitou a definição da estrutura cinemática do manipulador.

## **7. REFERÊNCIAS**

- Sciavicco, L., Siciliano, B., 1996, “Modeling and Control of Robot Manipulators”, McGraw-Hill, New York.
- Fu, K. S., Gonzalez, R.C. , Lee, C.S.G, 1987, “Robotics, Control, Sensing, Vision, and Intelligence”, McGraw-Hill, Singapore.
- Craig, J.J. 1986, “Introduction to Robotics Mechanics & Control”, Addison-Wesley Publishing Company
- Albertazzi, A., 1999, “Relatório Projeto Roboturb” . Florianópolis.

## **AGRADECIMENTOS**

A realização desse trabalho contou com o apoio financeiro da FINEP e da COPEL e com a colaboração técnico-científica dos laboratórios de Metrologia e de Soldagem do departamento de engenharia mecânica da UFSC, e do Laboratório Central de Pesquisa e Desenvolvimento (LACTEC) da COPEL. Os autores agradecem todas as contribuições.

## **POSICIONAMENTO INTELIGENTE DE UM BRAÇO ROBÓTICO**

Cristiany N. Moscoso do Amaral Ferreira

Everaldo Fernandes Monteiro

José Homero Feitosa Cavalcanti

Universidade Federal da Paraíba – CCT/COPIN/NEUROLAB-CT/DTM

Av. Aprígio Veloso,882 – Campus – 58.109-970 Campina Grande, PB

E-mail: homero@dsc.ufpb.br

### **Resumo**

Neste trabalho descreve-se o projeto, a implementação, a montagem de um protótipo, e os resultados experimentais obtidos de um Sistema de Posicionamento Inteligente de um braço mecânico utilizado para mover as peças sobre um tabuleiro de xadrez. O Sistema é baseado em técnicas de Inteligência Artificial, utilizando Lógica Fuzzy cujas regras e axiomas foram obtidas a partir da observação (analogia) dos movimentos das mãos de um jogador (simetria) durante a manipulação das peças numa partida de xadrez. Serão apresentados alguns detalhes da construção do braço mecânico e os resultados experimentais obtidos do movimento de peças no tabuleiro de xadrez.

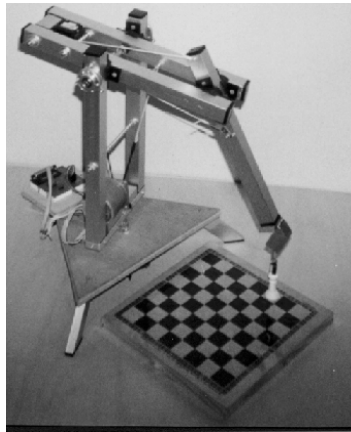
**Palavras-chave:** Sistemas Inteligentes, Robótica e Lógica Fuzzy.

### **1. INTRODUÇÃO**

Atualmente os robôs possuem liberdade para realizar determinadas tarefas de acordo com o meio a que pertencem, como por exemplo, na exploração espacial, na manipulação de amostras (ampolas) em análises biomédica e outros. Esses robôs devem perceber o meio em que estão inseridos e modificar suas ações para realizar tarefas específicas, através de um comportamento inteligente. Um dos temas de grande interesse na robótica, é o posicionamento de braços robóticos durante a execução de uma tarefa de manipulação de objetos. Muitas tarefas exigem que os movimentos sejam executados dentro de um tempo e uma trajetória rigorosamente precisos. Porém, algumas vezes as tarefas a serem executadas não necessitam de tal precisão, mas por outro lado necessitam de um grau de adaptabilidade e flexibilidade próximo aos encontrados nos seres humanos. Portanto, o estudo de técnicas que empregam a adaptabilidade em sistemas robóticos se mostra interessante principalmente quando necessita-se que esses sistemas desempenhem tarefas nocivas aos seres humanos e que apresentem um comportamento variável. A manipulação de amostras em laboratórios de análise clínica se enquadra neste tipo de tarefa. Entretanto é possível apresentar um estudo de sistemas robóticos através de problemas semelhantes com fácil adaptação para esses ambientes atípicos e que pelas próprias características, não suportam a presença de terceiros.

No nosso laboratório foi desenvolvido um manipulador robótico com três graus de liberdade que está sendo utilizado para testes experimentais de sistemas de controle inteligente (Moscoso et ali, 1999).

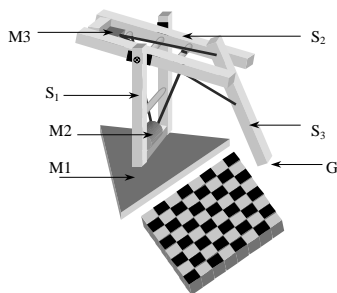
Apresenta-se um sistema robótico projetado para o posicionamento de peças de xadrez em um tabuleiro, descrevendo-se todas as partes do protótipo do manipulador robótico com três graus de liberdade e uma garra (ver figura 1), bem como o Sistema Inteligente (SI) responsável pelo controle inteligente do braço. Apresenta-se também uma análise dos resultados experimentais obtidos.



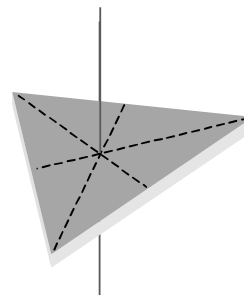
**Figura 1.** Fotografia do robô AUTOXAD

## 2. ARQUITETURA DO AUTOXAD

O AUTOXAD é composto de uma base, três braços (S1,S2 e S3) e uma garra (ver Craig, 1986), conforme ilustrado na figura 2. As juntas dos braços são acionadas por motores de passo, sendo que a junta 1, responsável pelo movimento do braço S1, gira em torno da normal ao Eixo Base (ver figura 3), executando movimentos para a direita e esquerda. A junta 2, responsável pelo movimento do braço S2, executando movimentos para cima e para baixo e a junta 3, responsável pelo movimento do braço S3, executando movimentos também para cima e para baixo. A localização dos motores (M1,M2 e M3) é ilustrada na figura 2. O motor M1 movimentava o braço S1 através de um conjunto de roldanas. O motor M2 preso a base do braço S1 movimentava o braço S2 com um sistema de transmissão por cabos, e o motor M3 preso ao braço S2 movimentava o braço S3 também com um sistema de transmissão por cabos. O braço S3 possui uma garra eletromagnética (eletroímã) em sua extremidade.



**Figura 2.** Desenho do AUTOXAD



**Figura 3.** O Eixo Base

### 3. O AMBIENTE DE TRABALHO DO AUTOXAD

Convencionou-se que a frente do tabuleiro deve ser paralela ao lado frontal do triângulo equilátero da base (ver figura 4). Além disso, a reta perpendicular a esse lado deve passar pelo centro do tabuleiro dividindo-o em dois lados (lado da dama e lado do rei). Esses posicionamentos são necessários devido a análise de simetria que será feita para especificar os estados do sistema.

O tabuleiro é formado por oito colunas e oito linhas, ou seja sessenta e quatro casas. As colunas do tabuleiro foram nomeadas como  $T_D$ ,  $C_D$ ,  $B_D$ ,  $D$ ,  $R$ ,  $B_R$ ,  $C_R$  e  $T_R$ , onde T representa a coluna da torre, C representa a coluna do cavalo, B representa a coluna do bispo, D representa a coluna da dama e R representa a coluna do rei. O subscritor  $_D$  e  $_R$  indica a representação dos lados do tabuleiro, ou seja, lado da dama e lado do rei. As linhas foram enumeradas de um a oito. Cada casa é identificada pelo número da linha e da coluna, por exemplo,  $3C_D$ ,  $5R$ ,  $8T_R$ .

Analisando-se o tabuleiro pode-se chegar a algumas conclusões, sobre, a simetria entre os dois lados. Por exemplo, se a garra do AUTOXAD estiver posicionada no ponto X, marcado na figura 5 (no encontro das linhas tracejadas), o movimento para a coluna D é simétrico ao movimento para a coluna R, pois o manipulador utilizará apenas o motor M1 (da base) para deslocar a garra a uma das duas colunas. Partindo-se dessa análise é possível observar que todas as colunas de um lado do tabuleiro possuem uma coluna simétrica. Fazendo-se, agora, uma análise nas linhas do tabuleiro observa-se que existem linhas simétricas entre os dois lados, de cada jogador, no tabuleiro. Porém, essa simetria é obtida com o movimento dos motores M2 e M3, o que dificulta a utilização desta simetria em uma implementação prática. Supondo-se que o manipulador está posicionado na casa 4R e que deseja-se movimenta-lo para a casa 4B<sub>R</sub>, então será necessário modificar o posicionamento dos braços S2 e S3, ou seja, para executar este movimento na mesma linha será necessário acionar o motor M2 para cima e M3 e para baixo. Considera-se o movimento igual para todas as colunas ( $R \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow T$ ).

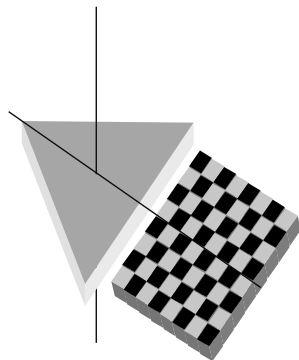


Figura 4. Posição das Estruturas

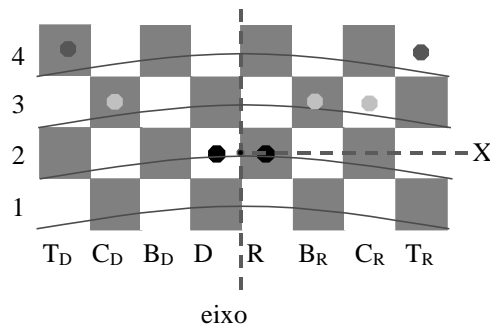
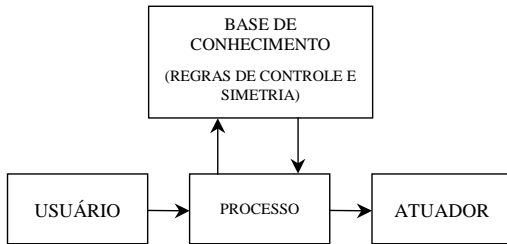


Figura 5. Casas simétricas na mesma linha

### 4. O SISTEMA INTELIGENTE (SI)

O SI é composto de uma base de conhecimento, onde estão armazenadas as informações, em forma de regras, sobre a localização de todas as casas do tabuleiro de xadrez; um módulo Fuzzy [ZAD88] que permite a inferência sobre as regras; e um módulo ATUADOR encarregado do movimento dos braços do robô. O SI foi implementado utilizando a linguagem de programação C++ Builder da Borland. A cada movimento do AUTOXAD foi associada uma meta ou objetivo. A meta do sistema foi planejada, a partir da analogia de uma

situação do mundo real, isto é, baseou-se na observação dos movimentos realizados por um jogador de xadrez. Com isso, foi possível predefinir uma seqüência de movimentos necessários para a realização da meta desejada. Definiu-se quatro estratégias: IDENTIFICA, PEGA, MOVE E SOLTA. A estratégia IDENTIFICA, localiza a posição da peça; PEGA, movimenta o robô para a posição desejada e pega a peça; MOVE, movimenta a peça para a casa desejada; e SOLTA, a garra solta a peça no lugar determinado.



**Figura 6.** O Diagrama do SI

Essas estratégias foram implementadas em forma de tarefa para que fosse possível executá-las através de um escalonamento em tempo real. A cada tarefa foi associado um descritor. Os descritores são representados pela declaração  $descr(id, st, temp, freq)$  onde,  $id$  é a identificação da tarefa;  $st$ , indica o estado da tarefa (executando=-1, bloqueada=0, e pronta=1); tempo, o tempo de ativação da tarefa em ms; e  $freq$ , intervalo de tempo em que a tarefa será novamente ativada (Cavalcanti e Alsina, 1997).

Observou-se que para que o SI possa movimentar corretamente o braço, o sistema dependerá de um conhecimento prévio de seu ambiente de trabalho, isto é, deverá ter o conhecimento do tabuleiro e suas casas, as peças utilizadas no jogo, a posição inicial da garra no tabuleiro (centro), e outras informações. Isto significa que o sistema necessita de uma base de conhecimento composta por dados e regras para que o manipulador consiga alcançar a sua meta com êxito. A base de conhecimento deverá também receber as posições simétricas existentes.

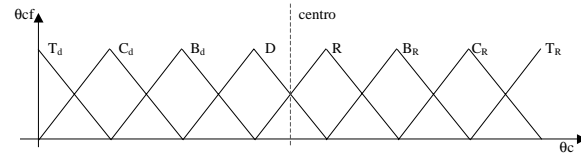
A cada movimento das peças no tabuleiro de xadrez foi associado uma casa fonte e uma casa destino. Por exemplo,  $3C_D \rightarrow 3B_R$ , indicando o movimento de uma peça vinda da terceira linha da coluna do cavalo da dama (fonte) para a terceira linha da coluna do bispo do rei (destino). Foram associados variáveis Fuzzy a essas especificações.

Para as colunas foram associadas duas variáveis, uma discreta ( $\theta_c$ ) e uma variável fuzzy ( $\theta_{cf}$ ) (variável lingüística). O conhecimento da posição de cada coluna no tabuleiro é baseada no conhecimento do tabuleiro e na função de pertinência (ver figura 7). O mesmo foi feito para o conhecimento das linhas.

## 5. Posicionamento do Eixo do Motor Base (elo L1)

O posicionamento da garra e das peças sobre o tabuleiro é verificado por um sistema de visão não descrito neste trabalho. Foram desenvolvidas algumas regras nebulosas (ver quadro 1) para o reconhecimento das casas fontes e destino durante o movimento de peças no tabuleiro.

No posicionamento da garra do ROBOXAD utilizando SIMETRIA, inicialmente deve-se especificar o posicionamento das casas fonte e destino. Por exemplo, sabendo-se que a peça\_fonte está em  $3C_D$  e a casa\_destino é  $3B_R$ , o AUTOXAD detecta que o lado\_fonte=D, o



**Figura 7.** Função de pertinência da posição da coluna

lado\_destino=R, a linha\_fonte=3, a linha\_destino=3, a coluna\_fonte=C e a coluna\_destino=B. O módulo que analisa a SIMETRIA no movimento da peça da sua casa fonte para a casa destino é apresentado na tabela 1.

**Tabela 1.** Determinação da simetria

```

SIMETRIA=0
if (posicionado) //Garra posicionada sobre uma casa
then
  if(linha_fonte == linha_destino) //Casas fonte e destino na mesma linha
  then
    if(lado_fonte != lado_destino) //Lados da dama e do rei
    then
      if(coluna_fonte==coluna_destino || coluna_fonte==R || coluna_fonte==D)
      then SIMETRIA = 1

```

Conhecendo-se a existência de SIMETRIA no movimento da garra a seguinte regra Fuzzy e sua tarefa associada representam o movimento do motor da base do AUTOXAD.

```

if (SIMETRIA==1)
then motor base (M1)

```

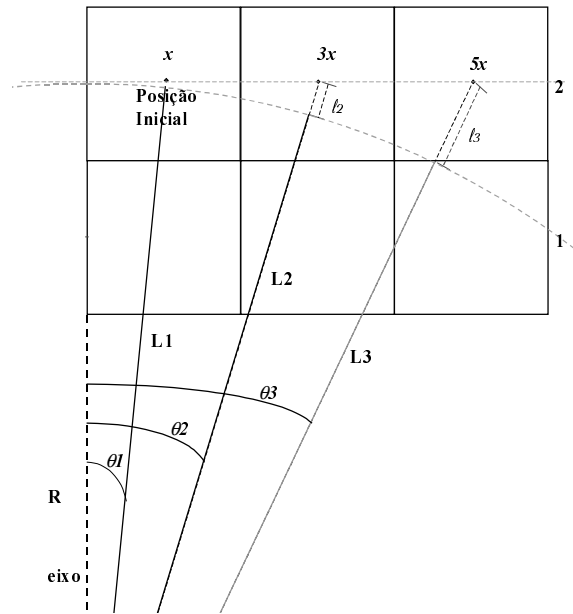
No caso de SIMETRIA=0 (não há simetria), o movimento do AUTOXAD deverá ser feito pelos motores M1, M2 e M3. Na figura 5 ilustra-se um possível movimento de peças entre as casas  $3B_R$  para  $3C_R$ . O AUTOXAD movimenta os três motores para ajustar o posicionamento da peça. Ele desloca o motor base (M1) na direção da casa\_destino. A seguir, ele movimenta o braço S2 para cima e o braço S3 para baixo, posicionando a garra sobre a casa  $3C_R$ . O mesmo tipo de movimento é feito para o posicionamento nas casas da mesma linha sem simetria.

Na figura 8 ilustra-se a representação do posicionamento da garra do manipulador em relação ao centro das casas do tabuleiro de xadrez. Denomina-se R a distância entre o eixo base e a primeira linha do tabuleiro. A variável x representa a metade do comprimento da linha ou da coluna de cada casa do tabuleiro. Supondo-se que inicialmente a garra esteja sobre o centro da casa 2R com deslocamento x no eixo X e 3x, no eixo Y. A distância da garra ao eixo base do manipulador é representada por  $L1 = \sqrt{(R + 3x)^2 + x^2}$ .

O ângulo do plano formado pelos braços L2 e L3 em relação ao eixo base é dado pela eq.1. Observe-se que se deve conhecer R e x para se encontrar o ângulo  $\theta_1$ . O motor de passo da base do AUTOXAD é conectado, via uma correia, a um disco rígido que está acoplado ao eixo da base. A relação dos raios dos círculos do motor de passo e do disco é igual a 9. Sabendo-se que o motor de passo possui um passo de 7.5 graus, necessitando de 48 passos para uma rotação, calculam-se  $D=9*48=432$  passos para uma rotação do disco (ou  $360^\circ$ ). Calculou-se 1,2 passos/grau. Por exemplo, para  $\theta=15^\circ$ , o número de passos é  $np=1,2*15=18$ passos.

$$\theta_1 = \arctg\left(\frac{x}{(R + 3x)}\right) \quad (1)$$

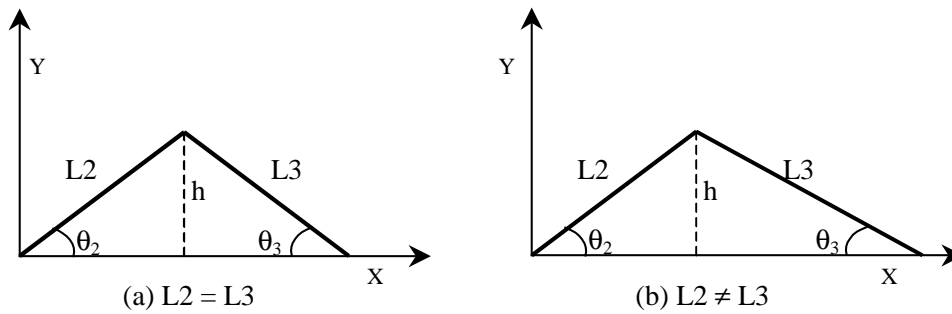




**Figura 8.** Representação do posicionamento do manipulador

### 6. Posicionamento dos Eixos dos Motores dos Elos L2 E L3

Na figura 9 apresentam-se dois desenhos no plano cartesiano dos elos L2 e L3. O plano cartesiano é perpendicular ao eixo base do AUTOXAD. Observe-se que J2 está na origem dos eixos X e Y. Considere-se que o braço L2 faz um ângulo  $\theta_2$  em relação ao eixo X e L3 faz um ângulo  $\theta_3$  em relação ao eixo X, e que a garra do braço L3 está sobre o eixo X. Na figura 9a os elos L2 e L3 possuem o mesmo comprimento, enquanto na figura 9b, eles são diferentes. Utilizando-se geometria básica consegue-se calcular os ângulos  $\theta_2$  e  $\theta_3$  sendo conhecido o ponto em que a garra encosta no eixo X. Os valores dos senos dos ângulos  $\theta_2$  e  $\theta_3$  são mostrados na eq.2 e eq.2. A partir das eq.2 e eq.2 obtém-se a relação entre os senos dos ângulos  $\theta_2$  e  $\theta_3$  mostrados na eq.2. Supondo-se conhecido  $\theta_2$ , o valor de  $\theta_3$  pode ser calculado utilizando a eq.5.



**Figura 9.** Representação do posicionamento dos elos L2 e L3 no plano cartesiano

$$\text{sen } \theta_2 = \frac{h}{L_2} \tag{2}$$

$$\text{sen } \theta_3 = \frac{h}{L_3} \tag{3}$$

$$\frac{\text{sen } \theta_2}{\text{sen } \theta_3} = \frac{L3}{L2} \quad (4)$$

$$\text{sen } \theta_3 = \frac{L2}{L3} \text{sen } \theta_2 \quad (5)$$

Para que a garra seja movida sobre o eixo X, sobre o plano em que está o tabuleiro de xadrez, os valores dos ângulos  $\theta_2$  e  $\theta_3$  devem ser iguais. Esta condição é implicitamente especificada na forma de regra Fuzzy quando  $\theta_2 = \theta_3$ . Na figura 10 apresenta-se o desenho no plano cartesiano de L2 e L3 quando a garra é movimentada sobre o plano do tabuleiro de xadrez. Se os elos L2 e L3 possuírem o mesmo comprimento, a partir da eq.5 obtém-se  $\theta_3 = \theta_2$ . A regra fuzzy mostrada na eq.6, utilizada no Sistema Inteligente do AUTOXAD, ilustra a movimentação da garra sobre o eixo X quando  $\theta_3 = \theta_2$ . A variável booleana *garra\_sobre\_eixo\_X* indica que a garra está posicionada sobre o eixo X das coordenadas cartesianas. O AUTOXAD possui braços com comprimentos iguais ( $L2=L3$ ).

$$\text{if } L2==L3 \text{ and } \theta_2==\theta_3 \text{ then } \text{garra\_sobre\_eixo\_X} \quad (6)$$

$$\text{if } \text{lado\_fonte}==\text{lado\_destino} \text{ then } \theta=\theta\_destino-\theta\_fonte \quad (7)$$

$$\text{if } \text{lado\_fonte}!=\text{lado\_destino} \text{ then } \theta=\theta\_destino+\theta\_fonte \quad (8)$$

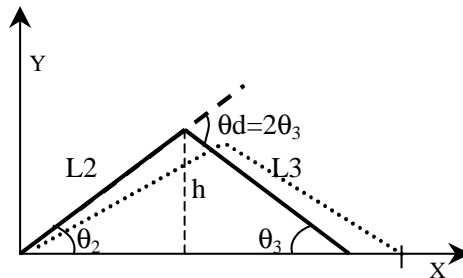


Figura 10. Movimento da garra sobre o plano

## 7. Resultados Experimentais

A figura 11 ilustra a representação do posicionamento da garra do manipulador sobre as posições fonte ( $2R$ ) e destino ( $2C_R$ ). O primeiro passo do AUTOXAD é verificar, utilizando as regras do quadro 1, se a posição\_fonte= $2R$  é simétrica em relação a posição\_destino= $2C_R$ . Após a confirmação de que as posições fonte e destino não são simétricas deve-se calcular a distância a ser percorrida pelos elos L2 e L3 e o ângulo  $\theta$  a ser rotacionado pelo elo L1 na direção da posição destino. Na tabela 2 apresentam-se os dados de posicionamento de cada posição, ou seja, os dados de posicionamento da casa fonte e os dados de posicionamento da casa destino. Com esses dados pode-se calcular o deslocamento que deve ser feito pelos elos L1, L2 e L3.

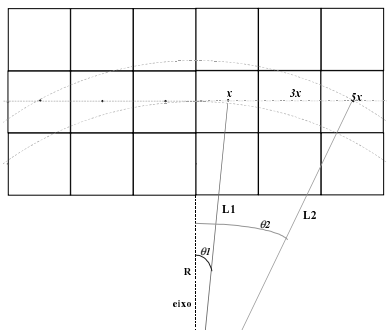


Figura 11. Representação do posicionamento da garra nas posições  $2R \rightarrow 2C_R$ .

**Tabela 2.** Coordenadas das posições 2R e 2C<sub>R</sub>.

Posição	R	x	y
Fonte	15	2	6
Destino	15	10	6

O cálculo dos deslocamentos que devem ser feito pelos elos L2 e L3 é feito com a fórmula  $\sqrt{(R+y)^2 + x^2}$ . Obtem-se como resultado: L1=21,09 cm e L2=23,26 cm. A distância a ser percorrida pelos elos L2 e L3 é dada por  $l=L2-L1$ . Obtem-se  $l=2,17$ . Sabendo-se que o deslocamento em passos de L3 é duas vezes o deslocamento de L2. Então a quantidade de passos a serem percorridos pelos motores de L2 e L3 são 4 e 8 passos respectivamente. O ângulo rotacional  $\theta_1$  é calculado pela regra fuzzy mostrada na eq.7 ( $\theta=\theta_{\text{DESTINO}}-\theta_{\text{FONTE}}$ ), então  $\theta = 20,02^\circ$ , que corresponde a 24 passos a ser percorrido pelo elo da base (ou L1).

## 8. CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentou-se o projeto, implementação e resultados experimentais obtidos do protótipo de um robô de três graus de liberdade desenvolvido para o posicionamento de um manipulador robótico a ser aplicado em laboratórios de análise clínicas. Utilizou-se um tabuleiro de jogo de xadrez como plataforma de testes do robô. Apresentou-se detalhes do Sistema Inteligente que foi desenvolvido para o controle do robô. Utilizando-se o Sistema Inteligente mostrou-se que é possível o posicionamento do braço do robô baseado na simetria das casas do tabuleiro de xadrez e no posicionamento especial dos dois últimos elos do robô. A utilização da lógica fuzzy possibilitou a representação qualitativa e quantitativa da posição dos braços do robô, permitindo o desenvolvimento de um sistema inteligente para o controle do robô. Atualmente desenvolve-se um sistema inteligente multi agente para controle deste robô.

## 9. REFERÊNCIAS

- Ferreira, C. N. M. do Amaral e Ferreira, J. . da Silva e Cavalcanti, J. H. F. e Alsina, P. J. e Franca, J. E., 1999, “Posicionamento Inteligente De Um Braço Robótico”, COBEM’99 - Congresso Brasileiro de Mecânica, Águas de Lindóia, SP.
- Cavalcanti, J. H. F. e Alsina, P. J., 1997, “Load Exchange Between two Robots”, Workshop on Intelligent Robotcs – WRI’97, Brasília, Agosto de 1997, Pp. 80-88.
- Craig, John J., 1986, “Introduction to Robotic Mechanics & Control”, Addison-Wesley Publishing Company.
- McComb, Gordon, 1987, “Robot Builder’s Bonanza 99 Inexpensive Robotics Projects”, McGrawHill. .
- Zadeh L.A., 1988, “Fuzzy Logic”, IEEE Computer Mag., pp83-93. Publicado também In: Anderson, J.A.; Rosenfeld, E. (Ed.) Neurocomputing Foundations of Researchs, pp.177-194, The MIT Press, Cambridge, USA.

- O trabalho mostra ser viável aplicar a estratégia adotada dentro do conceito de fábrica virtual.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, ao NUMA – Núcleo de Manufatura Avançada ( PRONEX ), e a SandVik do Brasil S.A.

## 7. REFERÊNCIAS

- Beard, T. “Servicio CNC de larga distancia”. MetalMecanica-International, Colômbia, v. 4, ed. 4, p. 22-24, Ago./Set. 1999.
- Bremer, C. F. “Um sistema para apoio à formação de empresas virtuais baseada em recursos de chão-de-fábrica”. Gestão&Produção, São Carlos, SP, Brasil, v. 6, n.2, p. 79-86, ago. 1999.
- Coppini, N, L., Baptista, E, A. “Alternativas de otimização dos parâmetros de corte para cenários de fabricação em usinagem”. In.: Encontro Nacional de Engenharia de Produção - ENEGEP’97, Niterói, RJ, Brasil, Anais... Out. 1998.
- Coppini, N, L., Coelho, R, T., Baptista, E, A. “Tool Optimization Expert System”. In.: Integrity – Reliability – Failure an International Conference, Porto, Portugal, Anais... July 1999.
- Diniz, A, E., Coppini, N. L., Vilella, R. C., Rodrigues, A, C. S. “Otimização das condições de usinagem em células”. Máquinas e Metais, Brasil, n.281, p. 48-54, Jun. 1989.
- DOMINGUES, M. A., NAZZONI, R. “Como a variação da velocidade de corte em tornos automáticos beneficia a produção”. Máquinas e Metais, Brasil, n.399, p. 186-192, Abril 1999.
- Elbestawi, M. A., Teltz, R. “Intelligent Machining Systems: Opportunities and Challenges”. In.: Integrity – Reliability – Failure an International Conference, Porto, Portugal, Anais... July 1999.
- Ferreira, J. C. E., Stradiotto, C. R. K., Butzke, A. U. “Parâmetros de usinagem e geração do programa NC em CAD/CAPP/CAM”. Máquinas e Metais, Brasil, n.396, p. 54-63, Jan. 1999.
- Hogarth, S. “Remote Possibilities: Machine Diagnostics at a distance”. Manufacturing Engineering, USA, v. 122, n.2, p. 70-78, Feb. 1999.
- Neves, M., Proença, A. “Evolução dos perfis de automação no Brasil”. Máquinas e Metais, Brasil, n.399, p. 83-91, Abril 1999.

A Figura 3 apresenta o fluxograma utilizado pelo *software* gerenciador e pelo sistema especialista na troca de informações através dos arquivos “PARAM.ATD” e “BACK.ATD”.

#### 4. SIMULAÇÃO DE OTIMIZAÇÃO

O ensaio realizado para validação da estratégia de comunicação adotada foi realizado no NUMA em São Carlos. Apesar de os computadores utilizados estarem localizados dentro do mesmo prédio, utilizou-se uma configuração na qual os microcomputadores estavam conectados via Internet.

O envio e o recebimento dos arquivos, "PARAM.ATD" e "BACK.ATD", foram realizados com êxito em apenas alguns segundos, apesar deste depender da velocidade do sistema de rede utilizado. No torno, simulou-se a usinagem de peças, dando início aos ciclos de usinagem para que o *software* gerenciador realizasse a contagem do número de peças usinadas e atualizasse o arquivo "PARAM.ATD". Editou-se manualmente o valor da variável responsável pela medição da peça, com o objetivo de simular o final de vida da ferramenta.

Observa-se que o sistema de monitoramento adotado consistiu em um sensor de emissão acústica, juntamente com um apalpador montado na torre de ferramentas da máquina, já existente e em utilização nos Laboratórios do NUMA. Através deste sensor é possível avaliar o progresso do desgaste da ferramenta pela variação dimensional do diâmetro do corpo de prova.

Graças as características do CNC da máquina-ferramenta utilizada, uma condição do tipo “IF...THEN...” foi possível de ser programada dentro do programa “G” para definir o momento de troca da ferramenta, como sendo aquele para o qual o sensor identificou o limite superior estabelecido para a variação dimensional do diâmetro.

Na outra extremidade, vide Figura 1, o sistema especialista TOES recebeu as informações corretamente e também não apresentou problemas no envio do arquivo "BACK.ATD" alterado. Desta forma, esta simulação permitiu-nos verificar o bom funcionamento da estratégia desenvolvida.

Propositalmente, o cabo de rede que fazia a conexão entre os microcomputadores foi desconectado com a finalidade de simular a queda da linha telefônica e com ela, a interrupção da comunicação via Internet, como resultado o torno interrompeu a fabricação aguardando a resposta do *software* gerenciador. Isto demonstrou que a fragilidade do sistema de comunicação adotado, como uma linha telefônica ou mesmo um cabo de rede, pode comprometer o sistema produtivo a ser otimizado, entretanto, este problema está sendo resolvido através do desenvolvimento de uma rotina em que a máquina-ferramenta terá um tempo máximo para o recebimento de informações do *software* gerenciador. Após este tempo limite, que deverá ser configurado em função do ambiente de rede utilizado, o *software* gerenciador liberará a máquina-ferramenta para a usinagem e somente após o restabelecimento da comunicação via rede ou Internet, da-se-á seqüência ao processo de otimização que fora interrompido, sem entretanto, comprometer a produção de peças

#### 5. CONCLUSÕES

O presente trabalho permite-nos concluir:

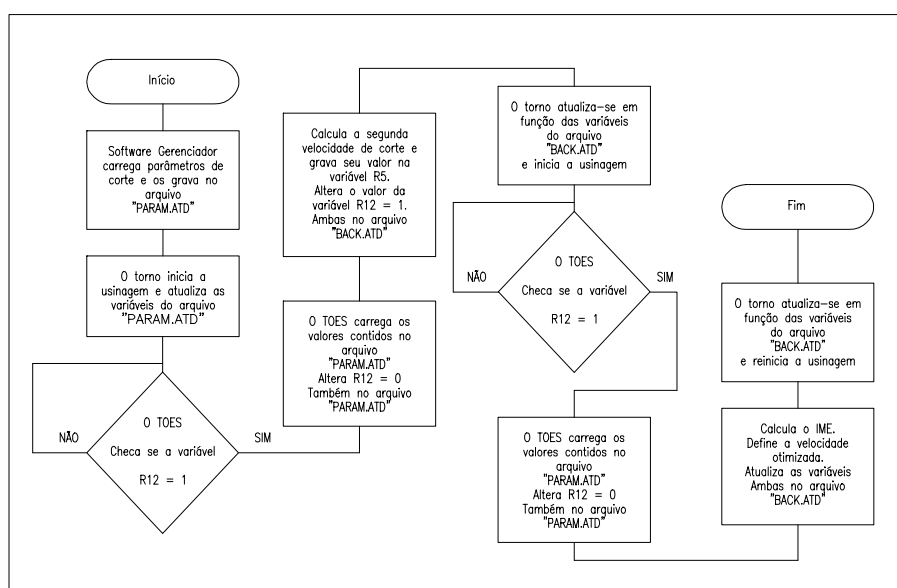
- A estratégia de comunicação desenvolvida permite obter a completa automação em otimização de processos de usinagem;
- A metodologia de otimização se mostrou adequada para sistemas automatizados;
- O processo produtivo não corre o risco de sofrer interrupções, em função da fragilidade do sistema de comunicação adotado.

O sistema especialista TOES interage com o CNC da máquina ferramenta através de dois arquivos previamente definidos, que são o arquivo “PARAM.ATD” e o arquivo “BACK.ATD”. O primeiro “PARAM.ATD” é gerado pelo *software* gerenciador e é lido pelo sistema especialista TOES. Já o TOES ao receber as informações existentes no arquivo “PARAM.ATD”, realiza os cálculos necessários e devolve os resultados gravados no arquivo “BACK.ATD”.

Ambos arquivos possuem o mesmo conteúdo, sendo que a diferença entre os nomes adotados foi determinada para evitar possíveis problemas em função de interrupções do sistema de comunicação utilizado. A estrutura do arquivo adotado, é mostrada na Figura 2.

R0	Ordem se serviço	Utilizada pelo CNC da máquina-ferramenta, no armazenamento do nome do programa CNC para a usinagem da peça.
R1	Fim de vida da ferramenta	Possui valor <i>default</i> = 0. No momento em que é decretado o final da vida da ferramenta, este valor é alterado para 1.
R2	Diferença	Armazena o valor obtido na medição da peça. A máquina utilizada possui sistema de medição através de um apalpador em conjunto com sistema de monitoramento por emissão acústica. Após a usinagem de cada peça, é realizada sua medição, através do toque do referido apalpador que encosta na peça, e cujo momento do toque é acusado pela emissão acústica. Neste momento, é armazenado o valor dimensional obtido.
R3	Reservado	Reservado para eventual uso de outros sistemas de monitoramento.
R4	Reservado	Reservado para eventual uso de outros sistemas de monitoramento.
R5	Velocidade de Corte (Vc)	Armazena o valor da velocidade de corte.
R6	Avanço de corte (fn)	Armazena o avanço de corte.
R7	Profundidade de corte (ap)	Armazena o valor da profundidade de corte.
R8	Número de peças usinadas	Armazena o número de peças usinadas. A cada início de ciclo de usinagem da peça, soma-se 1 ao valor inicial ( <i>default</i> = 0)
R9	Limite de rotação	Armazena o valor da rotação adotada como limite para a operação.
R10	Medição da peça	Armazena a dimensão limite para o decreto do final da vida da ferramenta.
R11	Reservado	Reservado para eventual uso de outros sistemas de monitoramento.
R12	Controle de liberação	Possui valor <i>default</i> = 0, neste caso, o sistema especialista TOES, ou o <i>software</i> gerenciador, lê as informações do arquivo, mas não dá prosseguimento ao processo de otimização. No momento em que o final de vida da ferramenta é decretado, este valor é alterado para 1, liberando assim, o <i>software</i> gerenciador, ou o TOES, para prosseguir com a otimização.

**Figura 2.** Estrutura dos arquivos PARAM.ATD e BACK.ATD.



**Figura 3.** Fluxograma da estratégia de comunicação.

### 3. ESTRATÉGIA DE COMUNICAÇÃO ENTRE TOES E CNC

A comunicação entre o sistema especialista TOES e o CNC da máquina ferramenta pode ser realizada basicamente via uma rede do tipo LAN (*Local Area Network*) ou uma rede do tipo WAN (*Wide Area Network*).

A rede do tipo LAN permite a conexão e compartilhamento de dados entre microcomputadores em um mesmo ambiente, como uma fábrica ou um escritório. Neste caso, o sistema especialista TOES pode ser instalado em uma máquina localizada em qualquer ponto de conexão da rede, próxima ou não da máquina ou máquinas a serem otimizadas.

Para que a otimização de um processo de usinagem seja possível de ser realizada via Internet, deve-se utilizar uma rede do tipo WAN, neste caso, o microcomputador, no qual reside o sistema especialista TOES, pode estar localizado em qualquer parte onde se tenha acesso a Internet.

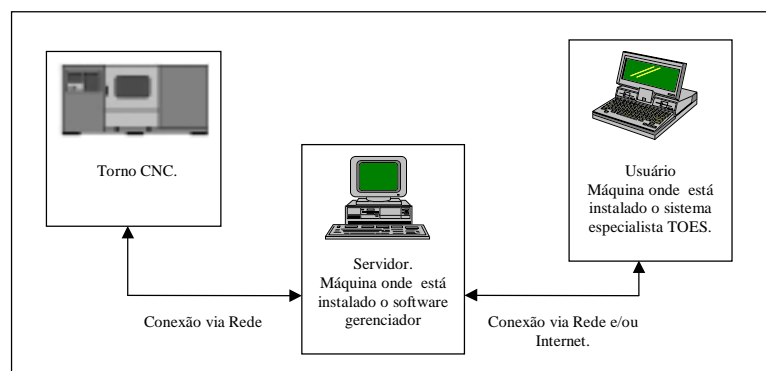
As características da máquina-ferramenta utilizada, um torno CNC INDEX pertencente ao NUMA – Núcleo de Manufatura Avançada, da Escola de Engenharia - USP de São Carlos, facilitou o desenvolvimento dos trabalhos devido ao fato de o mesmo possuir um microcomputador do tipo padrão IBM-PC, que é responsável pelo controle de seu CNC. Desta forma, uma placa de rede foi instalada neste microcomputador, permitindo assim, o compartilhamento de sua unidade de disco rígido em um ambiente de rede, LAN ou WAN.

Outra característica importante desta máquina é a possibilidade de uso de variáveis de programação dentro dos programas de usinagem desenvolvidos em linguagem “G”. Assim, é possível reservar uma variável dentro do programa “G”, sendo que o valor desta variável é definido em um arquivo externo, que possui formato texto (ASCII).

Este arquivo pode ser lido, alterado e gravado enquanto o torno realiza operações de usinagem, considerando que somente a cada início de ciclo de usinagem o CNC do torno carrega as informações nele contidas. Este arquivo também é importante para a contagem do número de peças devido ao fato de que uma rotina foi desenvolvida, em linguagem de programação disponível pelo comando numérico, para adicionar o valor 1 (um) a cada início de ciclo de trabalho, em uma variável predefinida que será apresentada mais adiante.

Um outro computador foi utilizado como servidor, também está localizado no NUMA, e faz a conexão entre o sistema especialista TOES e o CNC da máquina-ferramenta. Este servidor foi empregado para possibilitar maior segurança ao sistema. Neste foi instalado um *software* gerenciador, desenvolvido no LabView® – *software* que apresenta recursos para o desenvolvimento de aplicações de aquisição de dados.

Este gerenciador é responsável pela aquisição/recebimento de informações existentes no CNC da máquina ferramenta e no sistema especialista TOES, finalmente, tem-se o computador em que esta instalado o sistema especialista TOES. Um esquema deste sistema é mostrado em detalhes na Figura 1.



**Figura 1.** Esquema do sistema utilizado para otimização.

$$k = Zt_1 * (Vc_1)^x * tc_1 \quad (3)$$

$$x = \frac{\log\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}{\log\left(\frac{Vc_2}{Vc_1}\right)} \quad (4)$$

Onde  $tc$  é tempo de corte,  $Zt$  é o número de peças,  $Vc$  é a velocidade de corte e  $T$  é a vida da ferramenta em minutos. O índice  $_1$  representa uma situação diferente do índice  $_2$ .

E) Calcular : a velocidade de corte de mínimo custo,  $V_{c_{mc}}$ , velocidade de corte de mínimo custo limite,  $V_{c_{mcLim}}$ , e a velocidade de corte de máxima produção,  $V_{c_{m_{xp}}}$ . A  $V_{c_{mc}}$ , juntamente com a  $V_{c_{m_{xp}}}$ , compõem os extremos do IME. Já a  $V_{c_{mcLim}}$ , sempre pertencerá ao IME. Para o cálculo destas velocidades, com conseqüente determinação do IME, devem-se utilizar as equações 5, 6 e 7 descritas logo abaixo :

$$V_{c_{mc}} = \left( \frac{k * (Sh + Sm)}{60 * (x - 1) * [K_{ft} + (Sh + Sm) * T_{ft}]} \right)^{\frac{1}{x}} \quad (5)$$

$$V_{c_{mcLim}} = \left( \frac{k * (Sh + Sm)}{60 * (x - 1) * K_{ft}} \right)^{\frac{1}{x}} \quad (6)$$

$$V_{c_{m_{xp}}} = \left( \frac{k}{(x - 1) * T_{ft}} \right)^{\frac{1}{x}} \quad (7)$$

Onde  $Sh$  é o salário homem,  $Sm$  é o salário máquina,  $K_{ft}$  é o custo do ferramental e  $T_{ft}$  é o tempo de troca da ferramenta.

F) Após definição do IME, pode-se adotar a velocidade de corte otimizada para o sistema máquina-ferramenta-peça, isto pode ser realizado respeitando-se o sistema produtivo envolvido. Esta tarefa é realizada pelo TOES e não será abordada aqui por não possuir envolvimento direto com a estratégia de comunicação desenvolvida, tema principal deste trabalho.

Como pode ser observado na metodologia apresentada acima, será necessário anotar os resultados obtidos na usinagem dos lotes de peças quando varia-se a velocidade de corte. Esta tarefa pode ser realizada pelo próprio operador da máquina. Deste modo, o TOES trabalha no modo interativo.

Todos os cálculos necessários são realizados pelo TOES, entretanto, no modo interativo cabe ao operador ou responsável pela otimização do processo a alteração da velocidade de corte na máquina CNC, e também a introdução dos resultados obtidos no TOES. Porém, estas tarefas são realizadas sem interferência humana no modo de otimização automático. Portanto, a rotina de comunicação entre os microcomputadores deve apresentar confiabilidade, evitando-se assim, possíveis acidentes e prejuízos ao sistema produtivo.



O uso da Internet para realização de diagnósticos a distância, em problemas ocorridos em máquinas-ferramenta, vem ocorrendo em empresas Norte Americanas, (Hogarth, 1999) e (Beard, 1999). Nestes casos, utilizou-se de recursos de vídeo conferência para que o responsável pelo suporte técnico orientasse os clientes na outra extremidade, onde, a máquina-ferramenta apresenta problemas. Com este recurso obteve-se economia em relação aos dispêndios ocasionados por viagens, que são realizadas apenas nos casos em que o problema da máquina-ferramenta não apresentou solução adequada com o uso da nova ferramenta.

O presente trabalho objetiva apresentar a estratégia de comunicação desenvolvida que possibilita a otimização da velocidade de corte pelo TOES dentro do conceito de fábrica virtual. Para isto, apresentar-se-á a metodologia adotada para otimização do processo de usinagem, em seguida a estratégia de comunicação desenvolvida e os resultados obtidos em uma simulação de otimização em que a mesma foi testada. Finalmente, apresentam-se as conclusões que demonstram a possibilidade de seu uso na otimização do processo de usinagem em modo completamente automático.

## 2. METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO

A otimização do processo de usinagem no sistema especialista TOES baseia-se na metodologia proposta por Diniz *et al.* (1989). Esta metodologia consiste na determinação, em ambiente fabril, das constantes  $x$  e  $k$  da equação de Taylor, e conseqüentemente do IME, conforme descrito abaixo.

- A) Determinar os parâmetros de corte de acordo com os procedimentos em uso por parte do responsável pela elaboração do processo de usinagem, como a adoção de valores sugeridos por catálogos de fabricantes de ferramentas, com base na experiência do operador, ou até mesmo, recuperando-se valores armazenados em banco de dados oriundos de experimentos anteriores. Observa-se que os valores da profundidade de corte,  $ap$ , e do avanço de corte,  $fn$ , adotados, devem possuir os valores máximos possíveis em relação às restrições inerentes ao sistema máquina-ferramenta-peça.
- B) Iniciar a usinagem do primeiro lote de peças até que o final de vida da aresta da ferramenta seja decretado por um critério previamente estabelecido. Anotar o número total de peças,  $Z_{t1}$ , usinadas para a primeira aresta da ferramenta.
- C) Alterar o valor da velocidade de corte em  $\pm 20\%$  em relação a velocidade de corte utilizada para a usinagem do primeiro lote de peças. Em seguida, iniciar a usinagem do segundo lote de peças até que seja decretado o final de vida da aresta da ferramenta, pelo mesmo critério anterior. Neste momento deve-se anotar o número de peças usinadas,  $Z_{t2}$ , para a segunda aresta da ferramenta.
- D) Após a realização da usinagem obtêm-se os valores da vida da ferramenta expressos em número de peças, em que para  $V_{c1}$ , obteve-se  $Z_{t1}$ , e para  $V_{c2}$ , obteve-se  $Z_{t2}$ . Assim é possível a determinação das constantes  $x$  e  $k$  através das equações 2 e 3. É importante observar que a vida da ferramenta também pode ser expressa em comprimento de corte, em metros, ou em tempo, em minutos. Nos casos em que a vida da ferramenta for expressa em comprimento de corte, pode-se também utilizar as equações 2 e 3. Entretanto, em situações em que a vida da ferramenta for expressa em tempo, deve-se utilizar a equação 4 para o cálculo da constante  $x$ , juntamente com a equação 3 para o cálculo da constante  $k$ .

$$x = \frac{\log\left(\frac{Z_{t1}}{Z_{t2}}\right)}{\log\left(\frac{V_{c2}}{V_{c1}}\right)} + 1 \quad (2)$$

processistas e/ou engenheiros de processo, buscando-se assim, reduzir principalmente os tempos de corte com conseqüente redução do tempo de fabricação da peça. Destaca-se que o emprego de novas ferramentas de corte normalmente respeita as condições sugeridas pelo catálogo do fabricante. São pouco frequentes os relatos sobre a otimização dos parâmetros de corte para a ferramenta de corte em uso.

Tratando-se de parâmetros de corte, pode-se otimizar a profundidade de corte,  $ap$ , o avanço,  $fn$ , e a velocidade de corte,  $vc$ . A profundidade de corte é adotada em função de restrições físicas inerentes à peça, ferramenta e/ou máquina-ferramenta tais como: a camada de sobremetal a ser retirada, o fio de corte da ferramenta, a potência da máquina-ferramenta e outros limitantes referentes aos dispositivos de fixação da peça. Assim sendo, procura-se empregar a maior profundidade de corte possível entre estas restrições.

O avanço é definido basicamente em função do acabamento superficial desejado, desta forma, sua utilização está limitada à faixas de avanço que atendam a este requisito.

Já a velocidade de corte apresenta grande flexibilidade com relação à sua otimização, apesar de seu efeito negativo em relação à vida da ferramenta. Entretanto, otimizando-se a velocidade de corte com base no intervalo de máxima eficiência, IME, podem-se obter melhores resultados com relação aos custos e tempos produtivos (Coppini & Baptista, 1998).

Logo, pode-se otimizar o processo de usinagem do sistema máquina-ferramenta-peça em uso, através de seus parâmetros de corte. Para que a otimização apresente resultados coerentes com o sistema envolvido, as constantes  $x$  e  $k$  da equação de vida de Taylor devem ser determinadas em ambiente fabril (equação 1).

$$T * v^x = K \quad (1)$$

Onde  $T$  é a vida de ferramenta,  $v$  é a velocidade de corte.

Entretanto, a constante necessidade de obtenção de dados relativos ao processo de usinagem, aliada à necessidade de resolução de cálculos complexos para a obtenção destas constantes, tem afastado o emprego desta técnica por parte de processistas. Este problema pode ser resolvido através do emprego de sistemas especialistas de usinagem.

Um sistema especialista, o TOES – *Tool Optimization Expert System*, foi especialmente desenvolvido para a otimização da velocidade de corte em ambiente fabril, respeitando-se o cenário produtivo em que é executado o processo alvo da otimização (Coppini *et al*, 1999).

Este sistema pode ser utilizado de modo interativo ou de modo automático. O modo interativo é aquele em que o operador, ou pessoa responsável pela otimização do processo, alimenta o sistema com os resultados oriundos da usinagem e aguarda o resultado calculado pelo TOES.

Visando o aproveitamento dos avanços tecnológicos obtidos na área de tecnologia da informação, principalmente no que diz respeito à Internet, desenvolveu-se uma estratégia que possibilita a interação entre o TOES e o CNC. Esta foi definida de modo que o TOES e o CNC podem estar situados em localidades diferentes, numa mesma fábrica, ou até mesmo, separados por milhares de quilômetros. Deste modo, é possível realizar a otimização de um processo de usinagem através da Internet dentro do conceito de fábrica virtual, de maneira completamente automática.

O modo automático é aquele em que a otimização é realizada sem qualquer intervenção humana, pois, os dados sobre o processo produtivo são previamente cadastrados, assim como no modo interativo, mas neste caso, o sistema especialista recebe as informações complementares necessárias à otimização do processo de usinagem diretamente do CNC da máquina-ferramenta.

## OTIMIZAÇÃO DO PROCESSO DE USINAGEM APLICADO DENTRO DO CONCEITO DE FÁBRICA VIRTUAL

**Elesandro Antonio Baptista** <sup>(1)</sup>

**Reginaldo Teixeira Coelho** <sup>(2)</sup>

**Nivaldo Lemos Coppini** <sup>(1)</sup>

<sup>(1)</sup> Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção - FEMP

<sup>(1)</sup> Universidade Metodista de Piracicaba – UNIMEP - E-mail: m9803057@unimep.br

<sup>(2)</sup> NUMA - Núcleo de manufatura avançada - Escola de Engenharia de São Carlos

<sup>(2)</sup> Universidade de São Paulo - USP - E-mail: rtcoelho@sc.usp.br

### RESUMO

A otimização dos processos produtivos tem recebido especial atenção por parte das indústrias nos dias de hoje, visto o aumento da concorrência propiciado, principalmente, pela globalização. Com o objetivo de proporcionar ganho de competitividade em processos de usinagem, desenvolveu-se o TOES – *Tool Optimization Expert System*. Um sistema especialista que possibilita a otimização da velocidade de corte em ambiente fabril, respeitando-se o cenário produtivo e o sistema máquina-ferramenta-peça envolvidos na otimização. Para possibilitar o emprego do TOES em fábricas virtuais, desenvolveu-se uma estratégia para comunicação entre TOES e CNC (Comando Numérico Computadorizado). O presente trabalho objetiva apresentar as estratégias utilizadas para o interfaceamento entre sistema especialista e CNC, que possibilitaram a otimização dos parâmetros de corte de maneira automática, inclusive via rede ou Internet, dentro do conceito de fábrica virtual. Os resultados de testes preliminares permitem concluir que a estratégia utilizada foi adequada, apesar da fragilidade do sistema de comunicação utilizado.

**Palavras-chave:** Otimização, Sistemas Especialistas, Fábrica Virtual

### 1. INTRODUÇÃO

Os recentes avanços tecnológicos propiciaram considerável ganho de competitividade para as indústrias manufatureiras, principalmente para as indústrias dos países desenvolvidos que possuem acesso, normalmente mais rápido e em primeira mão, às novas tecnologias. Somando-se a este fato o advento da globalização, tem-se atualmente no Brasil um mercado altamente agressivo, e em muitos casos predatório, com relação à competitividade imposta por produtos importados.

Este novo cenário desencadeou uma corrida, principalmente por parte das indústrias nacionais, em direção à atualização tecnológica. Buscando-se, assim, diminuir o atraso tecnológico existente em relação às indústrias dos países desenvolvidos, e garantir sua sobrevivência (Neves & Proença, 1999).

Em indústrias manufatureiras que possuem, entre seus processos produtivos, processos de usinagem, sempre buscou-se a otimização do processo de fabricação. O emprego de novos dispositivos de fixação, de sujeição, de novas ferramentas de corte, ou até mesmo, o emprego de máquinas mais evoluídas tecnologicamente, são recursos normalmente empregados por

## MEDIÇÃO DA DIREÇÃO E INTENSIDADE DO VENTO UTILIZANDO UM ANEMÔMETRO INTELIGENTE

José Homero Feitosa Cavalcanti

Joelson Nogueira de Carvalho

Everaldo Fernandes Monteiro

José Felício da Silva

Universidade Federal da Paraíba - CCT/DSC/COPIN/NEUROLAB – CT/DTM

Rua Aprígio Veloso, 882 - Campus II - 58109-790 - Campina Grande - PB

E-mail: homero@dsc.ufpb.br

### Resumo

Este artigo apresenta o projeto e detalhes obtidos da construção de um anemômetro projetado para detectar as variações da direção e da intensidade dos ventos. Também são apresentados resultados obtidos da aferição do anemômetro utilizando Lógica Fuzzy.

**Palavras-chave:** Anemômetro, Sistemas Inteligente e Lógica Fuzzy.

### 1. INTRODUÇÃO

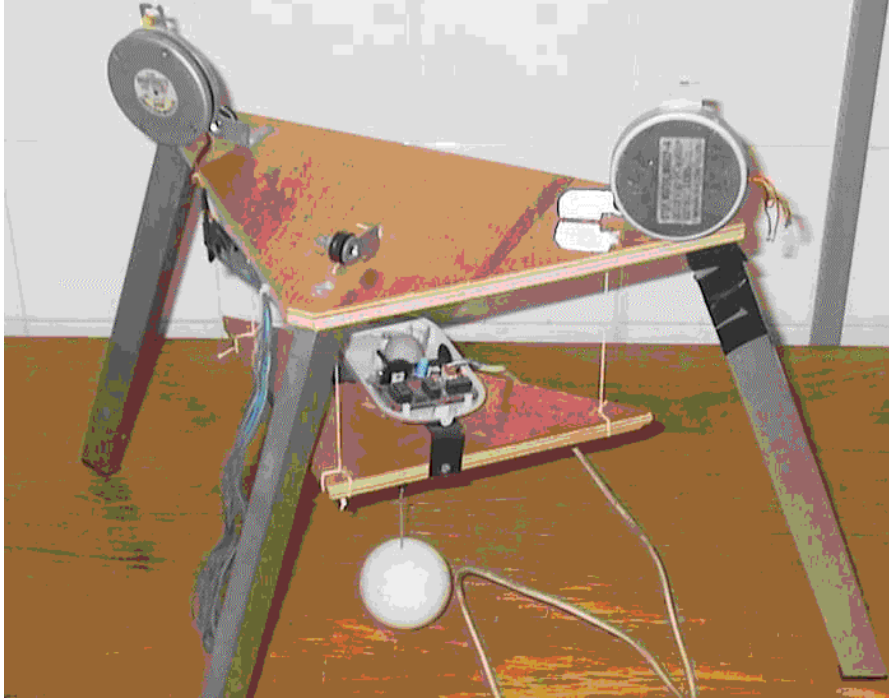
No mundo atual são importantes as informações sobre o tempo e principalmente sobre a direção e a intensidade dos ventos. A energia eólica é a energia que se pode obter a partir da força do vento. Para bem utiliza-la deve-se conhecer a direção, intensidade e a regularidade dos ventos utilizando anemômetros. Existem diversos tipos de anemômetros desenvolvidos para aplicações específicas que fornecem a direção (figura 1.a) e intensidade (figura 1.b) dos ventos. Esses anemômetros são de difícil utilização e geralmente exigem placas de aquisição de dados e softwares em tempo real, recurso geralmente de alto custo e difíceis de serem utilizados.



**Figura1.** Anemômetro, direção e intensidade do vento

Diversos pesquisadores têm desenvolvido sistemas de aquisição de dados e análise utilizando microcomputadores. Por exemplo, Araújo (1989) apresentou o projeto e a implementação de um sistema de aquisição, construção de uma base de dados, e processamento de dados meteorológicos utilizando microcomputador. Ele monitorou, utilizando microcomputador, as características de regime do vento disponível em uma determinada região.

O nosso laboratório está engajado em pesquisas que necessitam de instrumentos de medição de baixo custo e que utilizem as interfaces padrão dos microcomputadores do tipo IBM PC. A partir dos resultados obtidos do desenvolvimento de um sistema estabilizador de planos (Cavalcanti et al, 1999), desenvolveu-se um novo modelo de anemômetro, denominado BIRUTA, que é um sistema experimental para medição da direção e intensidade do vento usando Lógica Fuzzy e microcomputadores. Na figura 2 apresenta-se a fotografia do sistema BIRUTA.

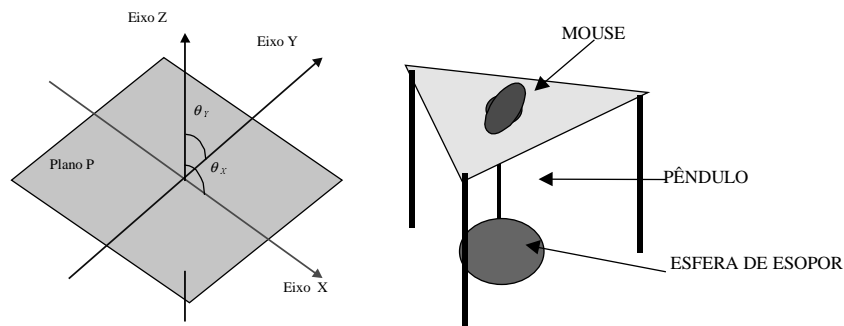


**Figura 2.** O sistema BIRUTA

Neste trabalho inicialmente descreve-se sucintamente o sistema BIRUTA. A seguir, apresenta-se o software desenvolvido para obtenção dos dados da direção e intensidade do vento e se apresentam resultados preliminares da aferição deste instrumento utilizando a Lógica Fuzzy (Zadeh, 1988, 1965). Por último, conclui-se este trabalho com comentários e sugestões para trabalhos futuros.

## 2. O SISTEMA BIRUTA

A detecção da intensidade e da direção do vento foi feita com um pêndulo com uma bola de isopor acoplada à extremidade do seu braço. No lado direito da figura 3 apresenta-se o desenho do protótipo do sistema BIRUTA, no seu lado esquerdo mostra-se o desenho do sistema de eixos cartesianos definidos pelo pêndulo.



**Figura 3.** O Sistema BIRUTA

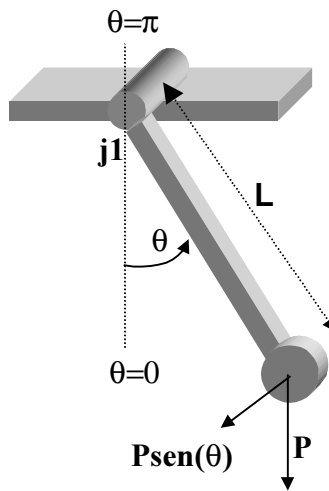
O pêndulo está localizado onde passa o eixo imaginário Z, considera-se que o braço do pêndulo tem comprimento fixo e apenas os valores dos eixos X e Y podem variar. Havendo uma mudança na intensidade ou direção do vento, o pêndulo se move. O movimento do pêndulo é feito sobre os eixos X e Y do plano. Utilizou-se o periférico "mouse" dos microcomputadores como o registrador de coordenadas X e Y do pêndulo. O pêndulo permanece sempre no sentido vertical. Quando o vento muda, o pêndulo sofre a sua ação, o dispositivo giratório do mouse registra em tempo real a magnitude da variação dos eixos em termos de unidades de coordenadas. A partir das coordenadas X e Y fornecidas pelo "mouse" o software gera o vetor intensidade e direção do vento.

### 3. ANÁLISE DOS DADOS

Na figura 4 apresenta-se esquematicamente um pêndulo simples cujo comportamento dinâmico é descrito matematicamente pela equação diferencial não linear mostrada na eq.1. Na eq.1 t é o tempo na forma contínua, Tl(t) é torque de carga, P é o peso do pêndulo, L é o comprimento do pêndulo,  $\theta(t)$  é o ângulo entre o pêndulo e a vertical, g é a aceleração da gravidade. Observe-se que o pêndulo necessita de um torque externo ( $T_e > T_l$ ) para se movimentar. Considerando-se a aceleração do pêndulo igual a zero, o torque para movimentar o pêndulo é apresentado na eq.2.

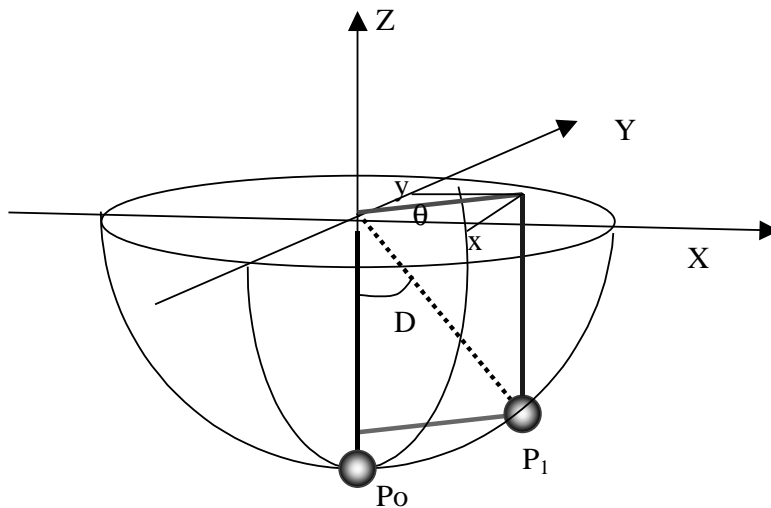
$$Tl(t) = \frac{1}{2}(P/g)L \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + PL\text{sen}(\theta(t)) \quad (1)$$

$$Tl(t) = PL\text{sen}(\theta(t)) \quad (2)$$



**Figura 4.** O Pêndulo Simples

Os dados obtidos do mouse indicam movimentos do pêndulo nos eixos X e Y. Esses dados devem ser transformados em intensidade e direção do vento. O movimento do pêndulo no sistema BIRUTA está representado na figura 5, na área formada pela semi-esfera de raio L, igual ao comprimento do pêndulo. A distância da bola presa ao pêndulo ao eixo Z será dada pela eq.3, e o ângulo entre o pêndulo e os eixos X e Y é dado pela eq.4. O eixo Y do mouse foi orientado na direção norte e sul, e o eixo X foi orientado na direção oeste e leste.



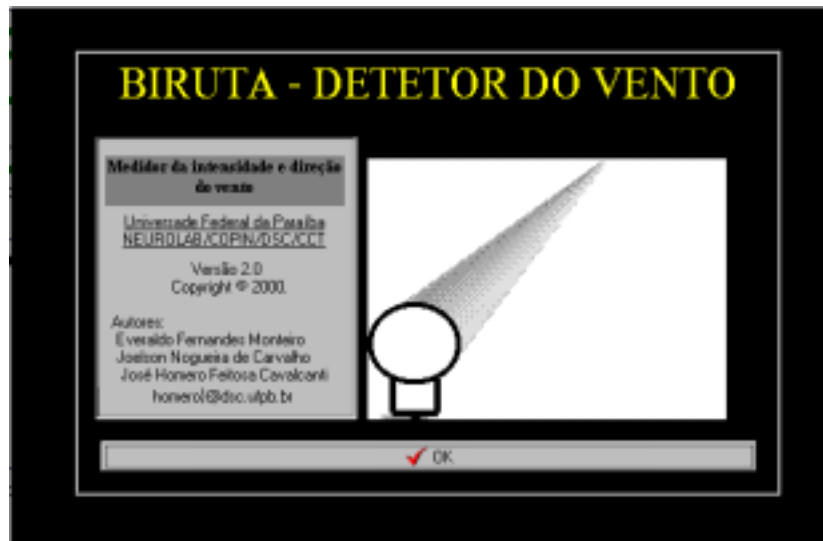
**Figura 5.** Detecção de intensidade e direção do vento

$$D = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (3)$$

$$\theta = \arctg(Y/X) \quad (4)$$

#### 4. O SISTEMA DETECTOR DE POSIÇÃO DO BIRUTA

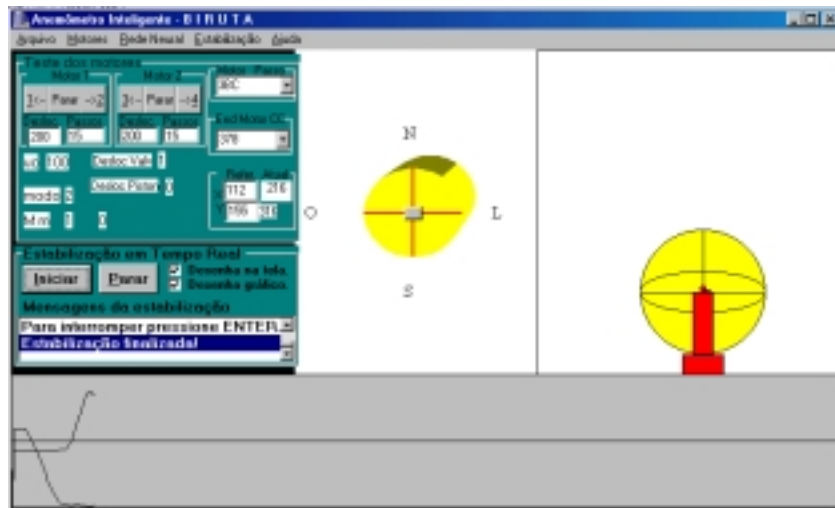
Foi implementada uma interface visual gráfica para permitir, em um monitor de vídeo, o acompanhamento de todo o processo de estabilização do plano. Na figura 6 é apresentada a tela inicial do BIRUTA.



**Figura 6.** Tela inicial do BIRUTA

Na figura 7 apresenta-se a tela de trabalho do BIRUTA. Na sua parte superior esquerda são colocadas as informações para controle dos motores de passo, escolha das portas paralelas do microcomputador, e posicionamento do mouse (bloco Refer Atual). Os motores de passo serão usados para correção da posição ou proteção do anemômetro. Na parte superior central está localizado o eixo de coordenadas em que se movimenta o indicador de posição do mouse. Na parte inferior direita da figura 7 localiza-se um globo com um pêndulo que indica, em tempo real, a posição atual do pêndulo em que está acoplada a bola de isopor. A faixa inferior da figura é utilizada para traçar as curvas das posições X e Y do mouse obtidos experimentalmente. Os resultados apresentados na faixa inferior indicam que o pêndulo inicialmente estava em repouso, a seguir, o pêndulo, impulsionado pelo vento, se movimenta na direção do eixo X sem quase movimento na direção do eixo Y. O pêndulo permanece

alguns instantes posicionado sobre o eixo Y e começa a se movimentar na direção do eixo X até que fique posicionado como mostrado na figura 7.



**Figura 7.** Tela principal do Sistema BIRUTA

## 5. TRANSFORMAÇÃO DOS DADOS

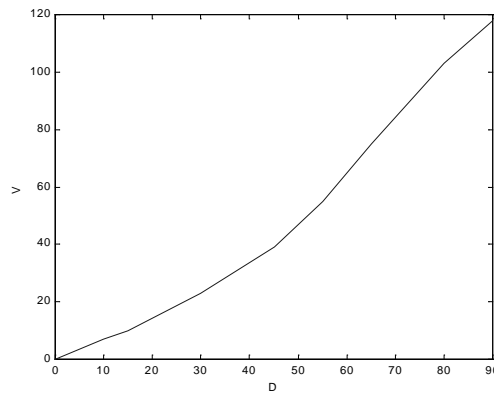
O NEUROLAB, o laboratório que desenvolveu o sistema BIRUTA, ainda não dispõe de equipamentos padrões (Silva et al, 1999) para a aferição do anemômetro. Decidiu-se fazer uma aferição quantitativa e qualitativa utilizando a Lógica Fuzzy (Zadeh, 1965 e 1988). Decidiu-se testar o anemômetro utilizando resultados obtidos da sua exposição ao ar deslocado por um carro, numa estrada em linha reta, em diferentes velocidades. Supôs-se que era zero a velocidade do vento na estrada. Utilizou-se um pêndulo com 10cm de comprimento.

**Tabela 1.** Velocidade do vento e deslocamento do pêndulo

#	X(cm)	Y(cm)	D(cm)	V(km/h)
1	0.0	0.0	0.0	0.0
2	6.0	8.0	10.0	7.00
3	9.0	12.0	15.0	10.00
4	18.0	24.0	30.0	23.00
5	27.0	36.0	45.0	39.00
6	33.0	44.0	55.0	55.00
7	35.0	54.0	65.0	75.00
8	48.0	64.0	80.0	103.00
9	54.0	72.0	90.0	118.00

Na Tabela 1 apresentam-se 9 amostras obtidas experimentalmente com um microcomputador “Lap Top” acoplado ao sistema BIRUTA. Na coluna 1 apresentam-se os números das amostras, nas colunas 2 e 3 apresentam-se os deslocamentos no eixo X e Y detectados pelo mouse,, na coluna 4 apresentam-se o valor da inclinação do pêndulo dado pela eq.3, na coluna 5 apresentam-se as velocidades em que foram observados os deslocamentos do pêndulo. Na figura 8, baseado na Tabela 1, apresenta-se a o gráfico da velocidade do vento (velocidade do carro) em função da distância D indicada pela eq.3.

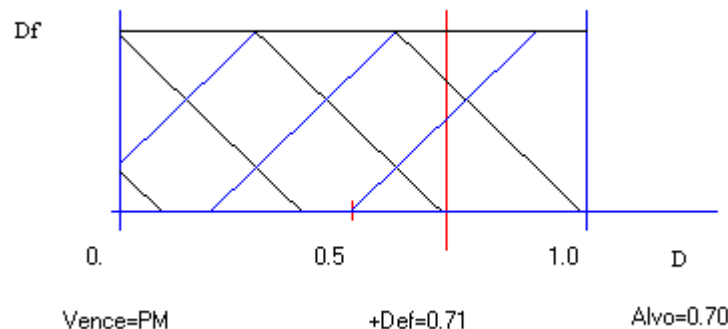




**Figura 8.** Velocidade do vento (V) em função da distância (D)

### 5.1 Análise e aferição do instrumento - qualitativo

Atribuiu-se uma variável fuzzy ( $D_f$ ) para representar a intensidade do vento. Associaram-se diferentes valores lingüísticos para  $D_f$  (zero (ZE), pequeno (PP), médio (PM) e grande (PG)). Na figura 9 são apresentadas as curvas das funções de pertinência (escolhidas heurísticamente) da variável fuzzy  $D_f$ . Na figura 9 o valor de D foi denominado alvo (valor 0.7). No cálculo qualitativo de D, inicialmente D é calculado usando a eq.3. A seguir, o valor de D é transformado em por unidade (p.u.) com peso base 100 (comprimento do braço do pêndulo em milímetro). O valor qualitativo fuzzy (variáveis lingüísticas) de  $D_f$  é calculado usando a operação união do conjunto fuzzy. A função de pertinência de  $D_f$  vencedora é a que tem maior valor. Na figura 9 o alvo é uma reta perpendicular à abscissa no ponto  $D=0.7$ . Neste ponto a função de pertinência vencedora é a PM (maior valor). Portanto,  $D_f=PM$  para  $D=0.7$ .



**Figura 9.** Funções de pertencimento de  $D_f$ .

### 5.2 Análise e aferição do instrumento - quantitativo

No cálculo quantitativo de D, utilizando a “defuzzyficação” da variável fuzzy da velocidade do vento, inicialmente D é calculado usando a eq.3. A seguir ele é normalizado entre zero e um com peso 100. Na Tabela 2 são mostrados os valores discretos atribuídos às variáveis lingüísticas de  $D_f$  utilizados na “defuzzyficação” de  $D_f$ . A seguir, a partir da figura 9, utilizando o centro de gravidade como mostrado na eq.5 com  $\mu_i$  representado as funções de pertencimento e  $w_i$  representando os pesos. Usando-se os pesos da tabela 2, calculou-se o valor “defuzzyficado” de  $D_f$ , denominado  $D_d$ , que é mostrado como  $+Def=0.71$  na figura 9. Para  $D=0.7$ , obteve-se  $\mu_1=0.0$ ,  $\mu_2=0.3$ ,  $\mu_3=0.8$  e  $\mu_4=1.0$ . A partir da Tabela 2 obtém-se  $w_1=0.0$ ;  $w_2=0.3$ ;  $w_3=0.7$  e  $w_4=1.0$ . Obteve-se para a intensidade do vento  $D_d=+Def=0.71$ .

$$I = \frac{\sum_{i=1}^4 \mu_i w_i}{\sum_{i=1}^4 \mu_i} \quad (5)$$

Tabela 2. Pesos das variáveis lingüísticas

ZE	PP	PM	PG
0.	0.3	0.7	1.0

Os valores da velocidade do vento obtidos experimentalmente foi normalizado e desenhados na figura 10 (retas verdes perpendiculares à abscissa com altura proporcional à velocidade do vento). A seguir, fez-se a “defuzzyficação” dos valores de Dd para 20 pontos regularmente espaçados na abscissa da figura 10 (ver curva em vermelho).

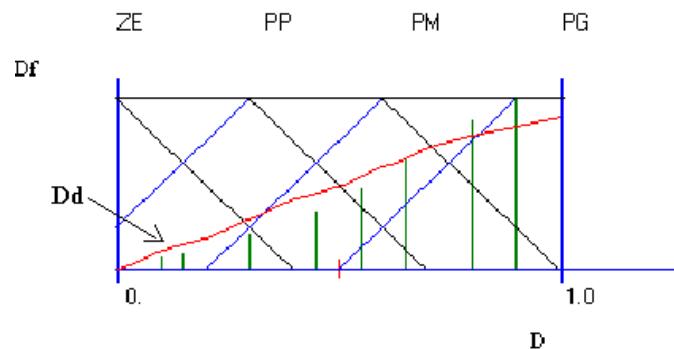


Figura 10. Variável fuzzy Df

Observe-se, na figura 10, que os valores de Dd (curva vermelha) não coincidem (em alguns pontos) com os pontos da velocidade do vento V (retas de cor verde). Definido-se  $E=V-Dd$ , desenvolveu-se um algoritmo, mostrado abaixo, para a adaptação das funções de pertinência da velocidade do vento, no intuito de tornar a curva de Dd igual a curva de V. Na tabela 3 apresentam-se os resultados finais da adaptação dos pesos das funções de pertinência da variável fuzzy da velocidade do vento. Na figura 11 apresenta-se o gráfico da variável fuzzy velocidade em função do valor de deslocamento do pêndulo obtido após a adaptação dos pesos das funções de pertinência. Observe-se que é mínima a diferença entre os pontos reais e os fornecidos utilizando a “defuzzyficação”.

Faça 1000 vezes

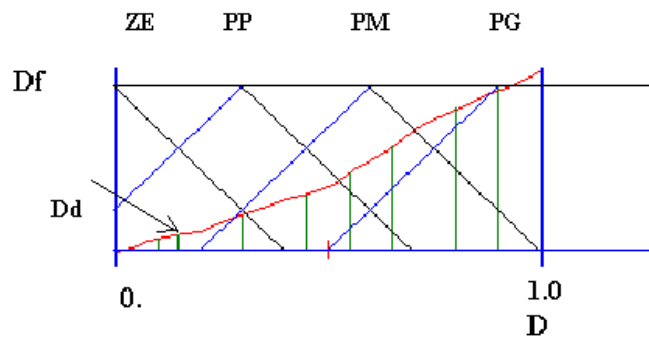
```

{
  Para cada ponto V na abscissa
  {
    calcule Dd;//Valor discreto de D (eq.3)
    E=V-Dd;
    Calcule a função vencedora  $\mu_i$  usando a operação união;
    Adapte o peso da função de pertinência vencedora com  $W_{ik+1}=W_{ik}+hE$ 
  }
}

```

Tabela 3. Pesos das variáveis lingüísticas após adaptação

ZE	PP	PM	PG
0.	0.2	0.5	1.1



**Figura 11.** Resultado da aferição do anemômetro

## 6. CONCLUSÃO

Apresentou-se o projeto, implementação e resultados experimentais de um novo anemômetro utilizando dispositivos de interface padrão de microcomputadores. Mostrou-se a aferição deste novo tipo anemômetro utilizando Lógica Fuzzy o que permitiu a representação qualitativa e quantitativa da velocidade do vento. Futuramente será desenvolvido um software que permitirá o direcionamento do anemômetro (utilizando motores de passo) que o protegerá de falhas devido à intensidade do vento. Também será melhorado o algoritmo de adaptação do anemômetro pela inclusão da modificação do posicionamento e da declividade das funções de pertinência da variável fuzzy que representa a velocidade do vento.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ferreira, J. R. da Silva, Carvalho, J. N. de, Cavalcanti, J. H. F., e Monteiro, E. F., 1999 “Sistema Estabilizador de Planos – SESPLA”, COBEM’99 - Congresso Brasileiro de Mecânica, Águas de Lindóia, SP.
- Silva, T.M. & Lima, W.S. & Célere, S.W., 1999 “**Proposta de um Tipo Particular de Anemômetro de Fio Quente: Projeto e Calibração**”, COBEM’99 - Congresso Brasileiro de Mecânica, Águas de Lindóia, SP.
- Araújo, G. M. B. de, 1989, **Aquisição e processamento de dados para sistema eólico**, Dissertação de Mestrado, COPELE (Coordenação de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica), Departamento de Engenharia Elétrica da UFPB.
- Zadeh, Lotfi A., 1988, **Fuzzy Logic**, IEEE Computer Mag. April 1988, pp83-93. Republicado por J.A. Anderson & E. Rosenfeld, **Neurocomputing Foundations of Researchs**, MIT Press, Cambridge, Massachusets, USA, 1988. Pp.177-194.
- Zadeh, L.A., 1965, **Fuzzy Sets**, Information and Control, 1965, 8, pp.28-44.

## BIBLIOTECA DE CD

José Homero Feitosa. Cavalcanti  
Marcelo Cavalcanti Rodrigues  
Everaldo Fernandes Monteiro  
Universidade Federal da Paraíba - CCT/DSC/COPIN/NEUROLAB – CT/DTM  
Rua Aprígio Veloso, 882 - Campus II - 58109-790 - Campina Grande - PB  
E-mail: homero@dsc.ufpb.br

### Resumo

Neste trabalho apresenta-se o projeto e detalhes de um protótipo de um sistema robótico utilizado na automação de uma Biblioteca de *Compact Disk*. O sistema é constituído de dois manipuladores robóticos, um para movimentar a torre de CD e o outro para movimentar os CD.

**Palavras-chave:** Sistemas Inteligente, Robótica, Robôs Cooperantes.

### 1. INTRODUÇÃO

A automação atualmente é uma realidade que está presente nos mais variados processos, desde o processo de fabricação de veículos, empregando altíssima tecnologia, até processos menores como o controle de acervos bibliográficos através de sistemas computacionais. As bibliotecas e os setores de arquivos das empresas possuem microcomputadores que são normalmente utilizados para o controle cadastral dos seus acervos, mas que quase sempre nunca são utilizados no arquivamento e resgate deles.

O estudo de aplicações para desempenhar essas tarefas se faz importante, pois uma grande parte das revistas técnicas e científicas, assim como os congressos, simpósios, conferências e outros, estarem publicando seus periódicos e anais em *compact disks* (CD). Além disso, os microcomputadores, utilizados nas bibliotecas, geralmente são equipados com monitores coloridos, discos rígidos de grande capacidade de armazenamento, interface para acesso a internet, kit multimídia e outros, o que facilita a implantação do sistema robótico.

O volume de CD nas bibliotecas atualmente atinge uma quantidade significativa. Eles geralmente são armazenados precariamente em torres de CD de baixo custo ou estantes sem padronização, o que dificulta o arquivamento e resgate dos CD. A necessidade de um processo automatizado para uma biblioteca de CD (CDTECA) conduziu ao desenvolvimento de um sistema robótico para desempenhar tal função. Esse sistema robótico pode ser construído de uma forma que permita a interação entre dois robôs ou entre o robô e um homem.

Diversos pesquisadores têm apresentado resultados experimentais obtidos com sistemas em que existe a cooperação entre dois robôs e entre um homem e um robô. Por exemplo, Fujisawa et al (1994) apresentam uma sucinta relação de trabalhos referentes a interação entre o homem e o robô manipulador. Osumi & Arai (1994) apresentam diversos tipos de algoritmos desenvolvidos para controle de robôs cooperativos

O robô proposto neste trabalho, denominado MOVECD, é composto de dois manipuladores, um deles é utilizado para movimentar a torre de CD (robô POSIÇÃO) e o outro para manipular o CD (robô PEGACD). O sistema de controle inteligente (SCI) controla o robô através de técnicas de Inteligência Artificial.

A seguir apresenta-se a metodologia de desenvolvimento do sistema MOVECD, as características dos dois robôs, o desenvolvimento do SCI para o MOVECD, a operação do MOVECD sem o robô POSIÇÃO, a operação do MOVECD com o usuário simulando o robô POSIÇÃO, e a operação do MOVECD com o robô POSIÇÃO. Finalmente, conclui-se este trabalho com comentários sobre os resultados experimentais obtidos das experimentações realizadas e se sugerem melhoramentos para futuras implementações.

## 2. METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA

Na figura 1 apresenta-se a fotografia do protótipo do MOVECD. Nessa figura, a torre de CD está no lado esquerdo, o elevador na parte central, e o trilho na parte inferior da figura. Na figura 2 apresenta-se a fotografia da garra do MOVECD.

O projeto, o desenvolvimento e a construção do protótipo do MOVECD foram feitos a partir da observação (analogia) da forma como um usuário manipula (coloca/retira) um CD numa torre de CD. Observaram-se três diferentes estratégias de manipulação dos CD:

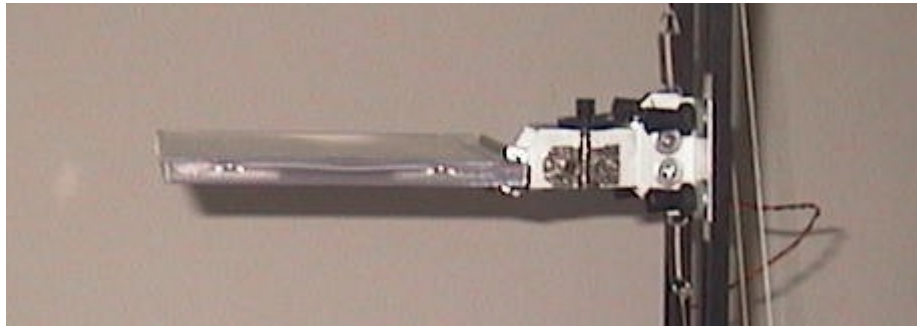
a)O usuário, além de olhar, utiliza as suas duas mãos para manipular o CD. Ele apóia uma das mãos sobre a torre de CD (robô POSIÇÃO) e com a outra mão (robô PEGACD) - utilizando os dedos polegar, indicador e médio- posiciona o CD e o coloca/retira da sua locação;

b)O usuário, sem olhar para a torre de CD, utiliza as suas duas mãos para manipular o CD, ele apóia uma das mãos sobre a torre de CD (robô POSIÇÃO) e com a outra mão (robô PEGACD) -utilizando os dedos polegar, indicador e médio- posiciona o CD e o coloca/retira da sua locação;

c)O usuário, sem olhar para a torre de CD, utiliza uma das mãos para manipular o CD (robô PEGACD) -utilizando os dedos polegar, indicador e médio- posiciona o CD e o coloca/retira da sua locação;



**Figura1.** Protótipo do MOVECD



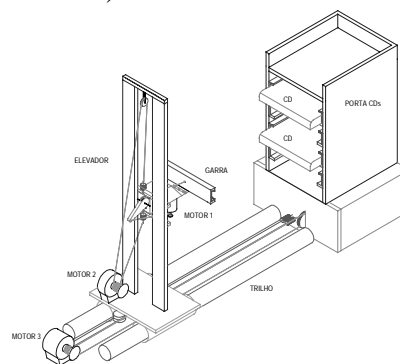
**Figura 2.** A garra do MOVECD

### 3. CARACTERÍSTICAS DO MOVECD

Na figura 3 apresenta-se o desenho estilizado do PEGACD composto de um manipulador de CD, denominado PEGACD, e de uma torre de CD com um manipulador, denominado POSIÇÃO. Na torre de CD, desenhada à direita na figura 3, existem locações apropriadas para o armazenamento dos CD, inclusive o topo da torre.

O robô POSIÇÃO possui somente um grau de liberdade, que pode ser representado por um operador ou por um motor elétrico que gira a torre de CD e um detector de posição. O movimento do robô POSIÇÃO deve ser sincronizado com os do robô PEGACD.

O PEGACD possui uma garra que permite segurar o CD, um mini elevador que é utilizado para movimentar para cima e para baixo a garra do PEGACD, e um trilho para aproximação do elevador à torre dos CD. A garra do PEGACD é movimentada por um motor elétrico de passo (MOTOR1) que pode estar no estado ativo (segurar o CD) ou inativo (soltar o CD). O elevador do PEGACD é movido por um motor elétrico de passo (MOTOR2), ele se encarrega de posicionar a garra na altura da locação do CD na torre. O elevador do PEGACD é montado sobre uma plataforma que se move sobre trilhos. A plataforma é movimentada por um motor elétrico de passo (MOTOR3).



**Figura 3.** O PEGACD

### 4. O SISTEMA DE CONTROLE INTELIGENTE

Para o MOVECD foram desenvolvidas operações gerais de movimentos dos CD. Por exemplo, retirar um CD da sua locação na torre e colocá-lo sobre o topo da torre (TORRE-TOPO), retirar um CD do topo da torre e colocá-lo sobre uma locação na torre (TOPOTORRE). Para ilustrar a operação básica do MOVECD escolheu-se a tarefa de retirar um CD da sua locação na torre e a seguir, colocá-lo sobre a torre (TORRETOPO). Essa operação pode ser feita de três maneiras: 1) sem utilizar o robô POSIÇÃO; 2) o usuário simulando o robô POSIÇÃO; 3) utilizando o robô POSIÇÃO.

Para o SCI inicialmente desenvolveu-se um executivo em tempo real semelhante ao apresentado em Cavalcanti & Alsina (1997), foram implementadas diversas tarefas para se-

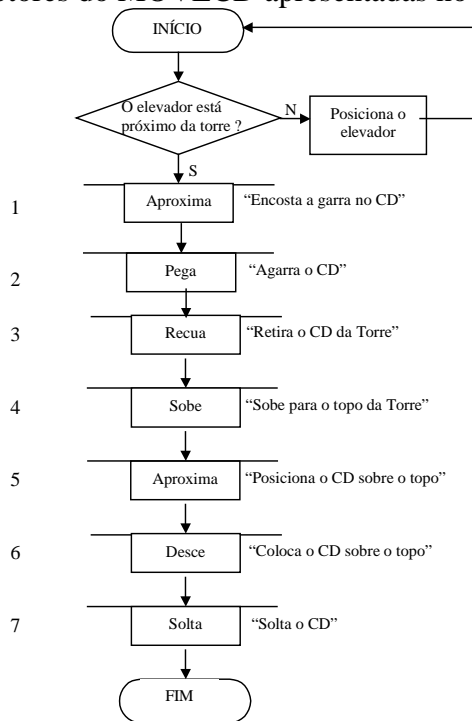
rem executadas em tempo real durante a fase de operação do PEGACD. Algumas tarefas são descritas na Tabela 1.

**Tabela 1.** Tarefas desenvolvidas para o MOVECD

Nome	Descrição da Tarefa
MOTOR1(S)	Pega (S=1) ou Solta (S=0) o CD
MOTOR2(S,n)	Sobe (S=1) ou Desce (S=0) a garra n cm
MOTOR3(S,n)	Aproxima (S=1) ou Recua (S=0) o elevador
ESPERA(n)	Espera n segundos pela acomodação do CD.

## 5. O MOVECD SEM O ROBÔ POSIÇÃO

Nessa estratégia de movimento considera-se que não existe o robô POSIÇÃO e a torre de CD permaneceu fixa durante o experimento em tempo real. Inicialmente foram feitos vários testes experimentais, em malha aberta, com o MOVECD. A partir desses testes definiu-se a seqüência de acionamento dos motores do MOVECD apresentadas no fluxograma da figura 4.



**Figura 4.** Operação TORRETOPO

Mesmo utilizando motores de passo nas juntas do robô PEGACD o índice de acerto foi baixíssimo, com um valor abaixo de 10%. A falha no posicionamento deveu-se a construção da garra, folgas nos elos dos motores, etc. A tela de trabalho do MOVECD, apresentada na figura 5, foi obtida durante o posicionamento do CD na operação TORRETOPO. A seqüência de ativação dos motores está apresentada no fluxograma da figura 4. No início da operação a garra deve ser posicionada a 1 cm da torre. Estando posicionada, confirmada pela pergunta “O elevador está próximo da torre?”, é iniciada a operação TORRETOPO descrita no fluxograma da figura 4. Cada etapa da figura 4 está representada na figura 5 numeradas de 1 a 7.

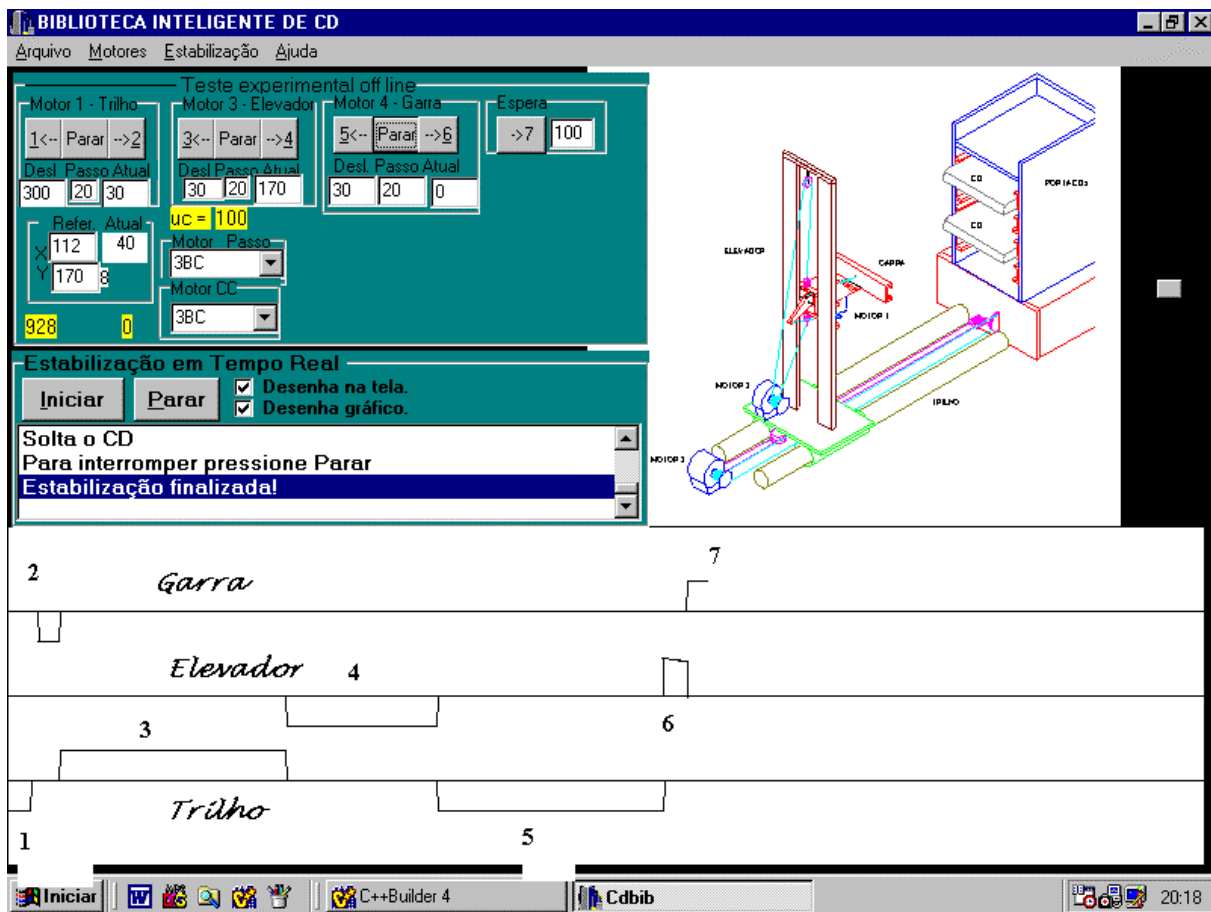


Figura 5. Tela principal obtida na operação TORRETOPO com torre fixa

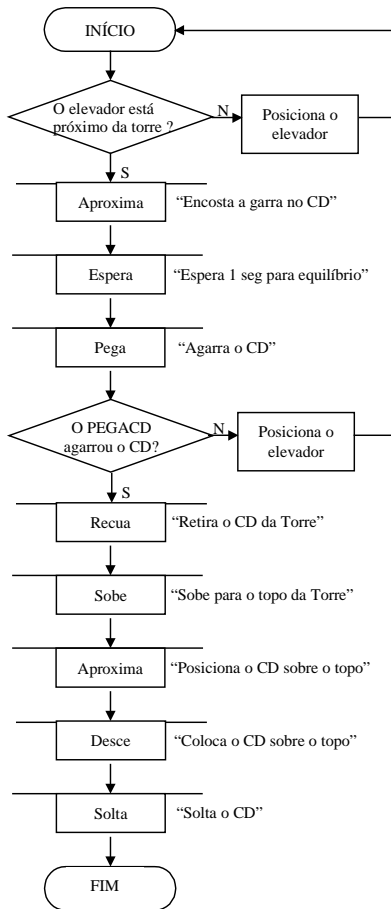
## 6. O MOVECD COM O USUÁRIO SIMULANDO O ROBÔ POSIÇÃO

A estratégia de manipulação dos CD que utiliza a mão do usuário exige a cooperação “offline” entre o PEGACD e o operador. Essa característica de operação exigiu o desenvolvimento de um Sistema Controle Inteligente Híbrido (SCIH) que opera em tempo real e “off line”. O fluxograma da figura 6 ilustra o funcionamento do SCIH. A comunicação entre o SCIH e o usuário (simulando o robô POSIÇÃO) é feita por meio de perguntas e respostas, enquanto que as operações do PEGACD são executadas em tempo real por meio de tarefas.

No início o PEGACD está em repouso, o elevador se encontra próximo (1cm) da torre, a garra está na altura da locação fonte do CD (bloco Início). A seguir, o SCIH pergunta ao usuário se o PEGACD está convenientemente posicionado: se não estiver é ativada a operação de posicionamento do elevador; se estiver, são ativadas as tarefas e a seqüência de movimentos do PEGACD. A tarefa Aproxima é representada pela tarefa MOTOR3(1,1cm) que movimenta o elevador sobre o trilho para a aproximação. A seguir, para esperar o posicionamento correto (equilíbrio dinâmico) da torre -posicionamento feito pelo usuário-, é acionada a tarefa Espera (1s). Estando o elevador corretamente posicionado e a garra encostada ao CD, é acionada a tarefa Pega, que é representada pela tarefa MOTOR1(1). A seguir, mudando de operação em tempo real para operação “offline”, o SCIH pergunta ao usuário se o robô PEGACD agarrou corretamente o CD: se a resposta for não, será ativada a operação para o posicionamento e manipulação correta do CD; se a resposta for sim, o SCIH ativará uma seqüência de tarefas em tempo real para transportar o CD ao topo da torre (seqüência semelhante a já anali-



sada). Os resultados experimentais obtidos nesta estratégia de movimento são semelhantes aos resultados experimentais obtidos na estratégia sem o robô POSIÇÃO cujos resultados estão apresentados na figura 5 (exceto a tarefa Espera). O índice de acerto foi baixo, com um valor em torno de 50% no movimento TORRETOPO com esta estratégia.



**Figura 6.** Operação geral TORRETOPO

## 7. O MOVECD COM OS DOIS ROBÔS

O PEGACD deve retirar um CD da sua locação na torre e a seguir, colocá-lo sobre a torre, e vice-versa. Essas operações devem ser feitas em tempo real e de uma forma cooperante pelos dois manipuladores (PEGACD e POSIÇÃO). Essa característica de operação utiliza um Sistema Controle Inteligente (SCI) que opera totalmente em tempo real. A seqüência de execução e interação entre os dois robôs é semelhante à apresentada no fluxograma da Figura 6 (trocando-se o usuário pelo robô POSIÇÃO). Neste trabalho não foram apresentados os resultados dos testes experimentais da operação conjunta dos dois robôs manipuladores.

## 8. CONCLUSÃO

Apresentou-se o projeto, implementação e resultados experimentais obtidos de um protótipo de robô a ser aplicado numa biblioteca de CD. Apresentaram-se duas novas abordagens de robôs cooperantes, uma que utiliza a interação com o operador e a outra composta de dois robôs que interagem para colocar/retirar CD de uma biblioteca de CD. Apresentou-se o projeto e implementação do protótipo do robô, descrevendo-se o funcionamento do sistema inteligente de controle do MOVECD. Devido a garra que sustenta o CD as operações de colo-

car/retirar CD da sua locação na torre nem sempre foi feito com sucesso com as duas estratégias apresentadas neste trabalho.

Atualmente está sendo testada a estratégia de movimento do MOVECD com os dois robôs manipuladores. No futuro será utilizada uma câmara digital para a visualização dos movimentos do PEGACD. Além disso, está sendo desenvolvida uma nova garra que possibilitará o funcionamento, sem erro de posicionamento, do PEGACD.

## **9. AGRADECIMENTOS**

Agradecemos à FINEP pelo financiamento em parte desta pesquisa. Subprojeto “Construção de um robô para controle de uma biblioteca de robôs”, FINEP/FNDCT/PROGRAMA/BID/CCT/UFPB, referência 1798/98.

## **10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Cavalcanti, J.H.F. & Alsina, P.J., (1997) “Load Exchange Between Two Robots”, Workshop on Intelligent Robotics – WRI’97, Brasília, Pp. 80-88.
- Craig, J.J., (1986) “Introduction to Robotics – Mechanics & Control”, Addison Wesley Publishing Company, USA.
- Groover, M.P. & Weiss, M. & Nagel, R.N. & Oldrey, N.G. (1989) “Robótica”, MacGraw-Hill, São Paulo.
- Fujisawa, Y. & Kosuge, K. (1994), “Manipulator for Man-Robot Cooperation”, Fuzzy Logic Technology and Applications, Ed. Robert Marks II, pp 168-172.
- Osumi, H. & Arai, T. (1994) “Cooperative Control Between Two Position-controlled Manipulators”, Proceedings of 1994 IEEE International Conference On Robotics and Automation, Vol.2, San Diego, California, USA, pp1509-1514.

## NEW ADAPTIVE METHOD OF PARAMETERS ESTIMATION FOR INDUCTION MOTOR DRIVES USING FUZZY LOGIC

**Sergio Shimura**

**Waldir Po**

**Universidade de São Paulo – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo,  
Departamento de Engenharia Eletrônica, São Paulo, SP, Brasil. E-mail:  
[sshimura@usp.br](mailto:sshimura@usp.br)**

### **Abstract**

A new approach to estimating induction motor parameters from measured quantities for speed-sensorless control is described. The reference model comprises two parts: in the first section, the rotor speed is determined. Next, the stator currents are calculated and compared to the real measures. The error is used in a Fuzzy system to correct the rotor and stator resistances. The method also includes an off-line estimation of the initial parameters and estimation of load torque and moment of inertia. Computer simulations are compared with experimental results to demonstrate the effectiveness of this method.

**Keywords:** Parameter Estimation , Induction Motor, Fuzzy Logic.

### **1. INTRODUCTION**

High-performance motion control applications require exact knowledge of the electrical and mechanical motor parameters such as resistances, inductances and moment of inertia. Combined with measured voltages and currents the motor driver is able to calculate the rotor and stator fluxes, estimate rotor speed and adjust the control parameters so the optimum performance is maintained. Rotor and stator resistance are very sensitive to temperature variations and errors in these resistances highly affect speed and fluxes estimation in open loop (Kanmachi & Takahashi, 1995) and closed loop approaches (Tamai et al., 1987; Schauder, 1989). Different implementations and techniques have been proposed to obtain a more robust system like MRAS (Peng; Fukao 1994), and EKF (Wade et al., 1997). The main inconvenience of these systems is the need of high speed A/D converters due to high frequency injection in torque control and PWM operation.

Fuzzy Logic and Neural Networks were recently introduced in speed estimation (Krzeminski, 1995; Ben-Brahim, 1995) but these methods still presents high estimation errors at low speeds. To overcome this problem, this paper presents a new adaptive method of electrical and mechanical parameter estimation with  $R_s$  (stator resistance) and  $R_r$  (rotor resistance) correction by a Fuzzy Logic system. By using two equations, one little sensitive to rotor resistance variations and the other little sensitive to stator resistance variations, the estimator is robust and it is not restricted to PWM operation or high frequency injection in torque control as other methods are.

Experimental tests are performed in a 1/3 hp induction motor drive to validate the models.

## 2. PROPOSED METHOD

The proposed method has a stator current estimator and a Fuzzy Logic corrector in the adaptive mechanism. The current estimator has two parts: the first estimates the rotor speed and the second, the stator currents. The difference between estimated and measured currents is used to correct the stator and rotor resistances for the adjustable model.

### 2.1 Proposed scheme

Two equations are used by the rotor speed estimator: one is derived from the steady state equations and the other derived from the dynamic equations of the motor model. The equations are obtained so that the steady state equation output is not affected by  $R_s$  variations and the transient equation output is not affected by  $R_r$  variations. These characteristics are used by the system to determine the correction of the resistance parameters.

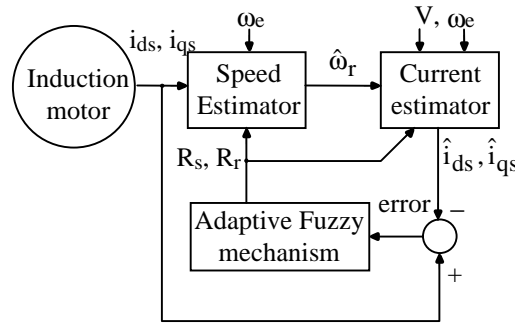


Figure 2.1: Proposed adaptive estimator

### 2.2 Stator current estimator

The following equations of the induction motor dynamic model in synchronous reference frame is used to estimate the stator currents, using as inputs, the motor parameters, synchronous and estimated rotor speeds, and stator voltages.

$$\lambda_{ds} = L_s \cdot i_{ds} + L_m \cdot i_{dr} \quad (2.1)$$

$$\lambda_{qs} = L_s \cdot i_{qs} + L_m \cdot i_{qr} \quad (2.2)$$

$$\lambda_{dr} = L_m \cdot i_{ds} + L_r \cdot i_{dr} \quad (2.3)$$

$$\lambda_{qr} = L_m \cdot i_{qs} + L_r \cdot i_{qr} \quad (2.4)$$

$$\lambda_{ds} = 1/p \cdot [v_{ds} - R_s \cdot i_{ds} + \omega_e \cdot \lambda_{qs}] \quad (2.5)$$

$$\lambda_{dr} = 1/p \cdot [v_{dr} - R_r \cdot i_{dr} + (\omega_e - \omega_r) \cdot \lambda_{qr}] \quad (2.6)$$

$$\lambda_{qs} = 1/p \cdot [v_{qs} - R_s \cdot i_{qs} - \omega_e \cdot \lambda_{ds}] \quad (2.7)$$

$$\lambda_{qr} = 1/p \cdot [v_{qr} - R_r \cdot i_{qr} - (\omega_e - \omega_r) \cdot \lambda_{dr}] \quad (2.8)$$

$$C_e = 3/2 \cdot P \cdot L_m \cdot (i_{qs} \cdot i_{dr} - i_{ds} \cdot i_{qr}) \quad (2.9)$$

$$\sigma = 1 - L_m^2 / (L_r \cdot L_s) \quad (2.10)$$

where:  $\lambda_{ds}, \lambda_{qs}$  = d- and q-axis stator fluxes  
 $\lambda_{dr}, \lambda_{qr}$  = d- and q-axis rotor fluxes  
 $i_{ds}, i_{qs}$  = d- and q-axis stator currents  
 $i_{dr}, i_{qr}$  = d- and q-axis rotor currents  
 $v_{ds}, v_{qs}$  = d- and q-axis stator voltages  
 $v_{dr}, v_{qr}$  = d- and q-axis rotor voltages  
 $\sigma$  = leakage coefficient

$L_s, L_m, L_r$  = stator, magnetizing and rotor inductances  
 $R_r, R_s$  = rotor and stator resistances  
 $P$  = number of poles  
 $p$  = differential operator  
 $\omega_e, \omega_r$  = synchronous and rotor speed  
 $T_e$  = electromagnetic torque

## 2.3 Rotor speed estimator

### 2.3.1 Steady state equation

By eliminating  $i_{qr}$  from (2.4) and (2.8) and assuming  $v_{qr} = 0$  for squirrel-cage induction motor:

$$(\omega_e - \omega_r) = \frac{1}{\lambda_{dr}} \cdot \left[ -p\lambda_{qr} - R_r \cdot \frac{\lambda_{qr}}{L_r} + R_r \cdot \frac{L_m}{L_r} \cdot i_{qs} \right] \quad (2.11)$$

In steady state,  $p\lambda_{qr} \approx 0$  and  $|\lambda_{qr}| \ll |L_m \cdot i_{qs}|$  can be assumed. Then (2.11) can be rewritten as:

$$(\omega_e - \omega_r) = \frac{R_r \cdot L_m}{L_r} \cdot \frac{i_{qs}}{\lambda_{dr}} \quad (2.12)$$

Solving for  $\lambda_{dr}$  from (2.1) and (2.3) and substituting in (2.12):

$$\omega_r = \omega_e - \frac{K_1 \cdot i_{qs}}{(K_2 - i_{ds})} \quad (2.13)$$

where  $K_1$  e  $K_2$  are fixed values and given by  $\frac{L_m^2 \cdot R_r}{L_r^2 \cdot L_s \cdot \sigma}$  and  $\frac{1}{L_s \cdot \sigma} \cdot \lambda_{ds}$ , respectively.

From (2.7), assuming  $p\lambda_{qs} \approx 0$  for the steady state condition and  $R_s \cdot i_{qs} \ll v_{qs}$  (negligible ohmic losses), then the flux  $\lambda_{ds}$  is calculated as:

$$\lambda_{ds} = v_{qs} / \omega_e \quad (2.14)$$

The equation (2.13) estimates rotor speed directly from the measured currents and integrators are not required, thus making it easy to implement.

### 2.3.2 Transient equation

Solving (2.6) and (2.8) for  $\omega_r$  and eliminating  $R_r$ , the transient equation is obtained (Kanmachi & Takahashi, 1995):

$$\omega_r = \omega_e - \left( \frac{p\lambda_{dr} \cdot i_{qr} - p\lambda_{qr} \cdot i_{dr}}{\lambda_{dr} \cdot i_{dr} + \lambda_{qr} \cdot i_{qr}} \right) \quad (2.15)$$

The rotor fluxes ( $\lambda_{dr}$  and  $\lambda_{qr}$ ) and rotor currents ( $i_{dr}$  and  $i_{qr}$ ) can be calculated from measured voltages and currents.

## 2.4 Fuzzy estimator of $R_s$ and $R_r$

The Fuzzy estimator uses the stator current error to determine the correction  $\Delta R_s$  or  $\Delta R_r$  added to the parameters  $R_s$  and  $R_r$ , respectively.  $\Delta R_s$  is calculated in the steady state condition and  $\Delta R_r$ , in the transient condition. The feedback mechanism is used to minimize the stator current error.

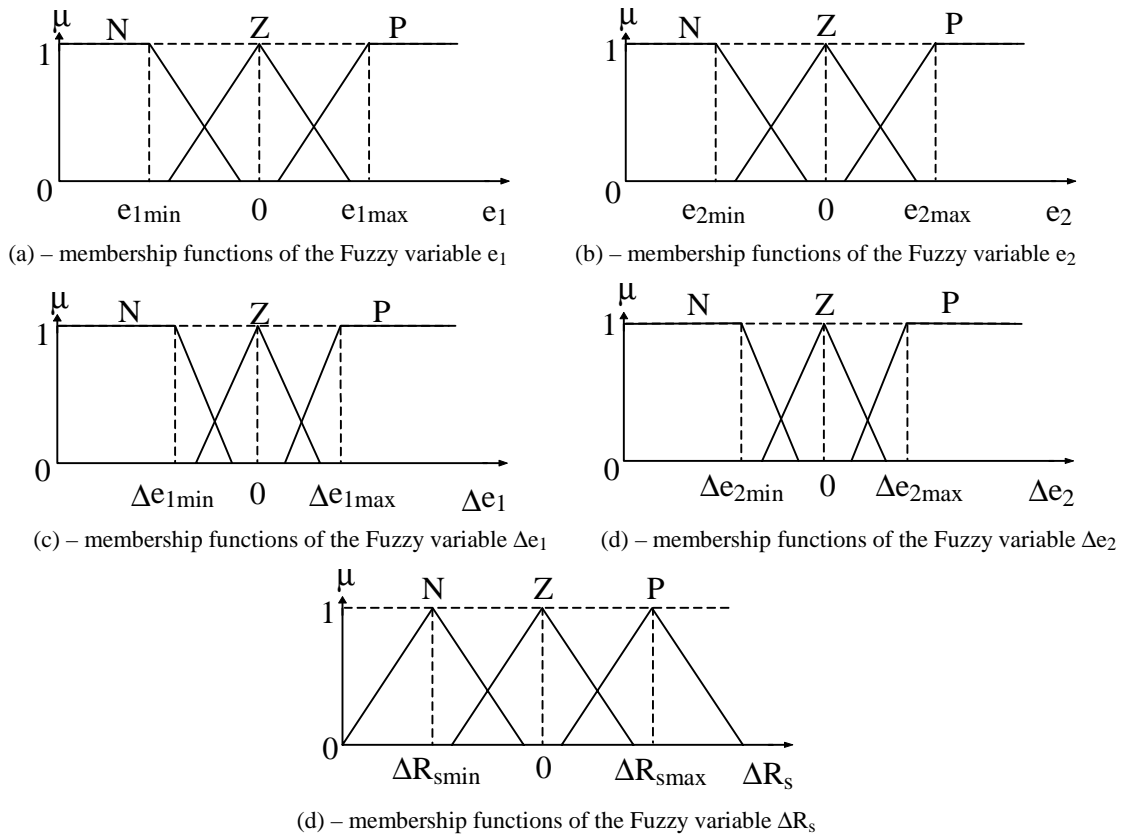
Each input and output variable has 3 Fuzzy sets: positive (P), negative (N) and zero (Z).

### 2.4.1 $R_s$ estimator

Four input variables ( $e_1$ ,  $e_2$ ,  $\Delta e_1$  and  $\Delta e_2$ ) and one output variable ( $\Delta R_s$ ) are defined for the  $R_s$  estimator. Figure 2.2 shows the membership functions of these Fuzzy variables,

defined as follows:  $e_1$  and  $\Delta e_1$  are the  $i_{ds}$  current error and its derivative, respectively;  $e_2$  and  $\Delta e_2$  are the  $i_{qs}$  current error and its derivative, respectively; and  $\Delta R_s$  is the correction added to the variable  $R_s$ .

Tables 2.1 and 2.2 summarizes the rule sets used by the Fuzzy estimator.



**Figure 2.2:** membership functions of the Fuzzy variables  $e_1$ ,  $e_2$ ,  $\Delta e_1$ ,  $\Delta e_2$  and  $\Delta R_s$

**Table 2.1:** Rule set table for the inputs  $e_1$  and  $e_2$

$e_2 \backslash e_1$	N	Z	P
N	–	–	P
Z	–	Z	–
P	N	–	–

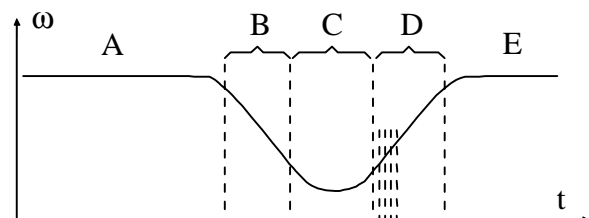
**Table 2.2:** Rule set table for the inputs  $\Delta e_1$  and  $\Delta e_2$

$\Delta e_2 \backslash \Delta e_1$	N	Z	P
N	–	–	P
Z	–	Z	–
P	N	–	–

## 2.4.2 $R_r$ estimator

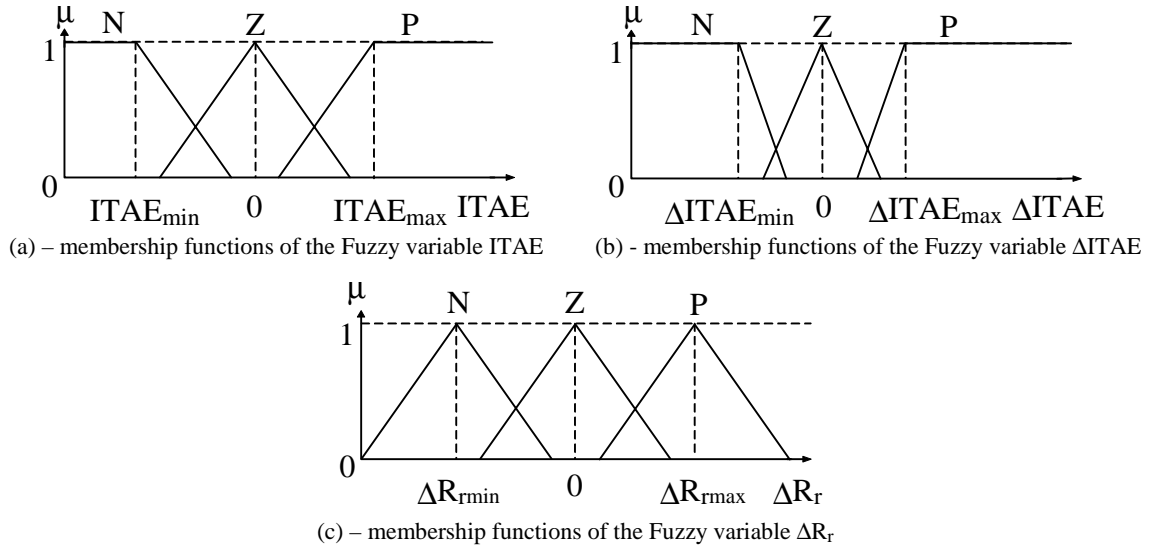
**Table 2.3:** Rule set table for the inputs ITAE and  $\Delta$ ITAE

$\Delta$ ITAE \ ITAE	N	Z	P
N	–	–	P
Z	–	Z	–
P	N	–	–



**Figure 2.4:** Moment of inertia estimation

The process to estimate de  $R_r$  is similar to the one used to estimate  $R_s$ . The difference is that this system uses as input variables an error function ITAE and its derivative,  $\Delta$ ITAE. Figure 2.3 shows the correspondent membership functions and table 2.3, the rule sets.



**Figure 2.3:** membership functions of the Fuzzy variables ITAE,  $\Delta$ ITAE and  $\Delta R_r$

## 2.5 Estimation of moment of inertia and load torque

From the general electromechanical equation at time (k):

$$T_e(k) = I \cdot \dot{\omega}(k) + T_l(k) \quad (2.16)$$

where  $T_e$  is the electromagnetic torque,  $\dot{\omega}$  is the angular acceleration,  $I$  is the moment of inertia and  $T_l$ , the load torque.

And at time (k+1):

$$T_e(k+1) = I \cdot \dot{\omega}(k+1) + T_l(k+1) \quad (2.17)$$

Subtracting (2.16) from (2.17) and assuming that there is no variation in load torque, the following equation is obtained for the moment of inertia  $I$ :

$$I = \frac{T_e(k+1) - T_e(k)}{\dot{\omega}(k+1) - \dot{\omega}(k)} \quad (2.18)$$

In the proposed method, a variation in produced torque is necessary in order to calculate the result of equation (2.18). In interval time B,  $T_e(k) = 0$  and  $\dot{\omega}(k)$  is measured. Electromagnetic torque is reapplied after B (C, D and E).  $T_e(k+1)$  and  $\dot{\omega}(k+1)$  are measured in interval D.

Once the moment of inertia is known, the load torque can be calculated using (2.19):

$$T_l = T_e(k) - I \cdot \dot{\omega}(k) \quad (2.19)$$

To attenuate the effects of torsional vibrations and make the acceleration signal usable, it must be heavily filtered. The electromagnetic torque must also be filtered so the same time delay is created. The amount of filtering is not crucial as long as they are in phase with each other and adequately filtered from the effects of torsional vibrations.

## 2.6 Initial parameters calculation

The initial parameters are calculated using the usual free run, rotor locked and direct current tests. The free run and rotor locked tests gives the stator currents  $i_{ds0}$  and  $i_{qs0}$  and  $i_{dsL}$  and  $i_{qsL}$ , respectively. The electric parameters of the dynamic model are calculated by (2.20), (2.21) and (2.22), assuming a known relation between  $X_s$  and  $X_r$ . The stator resistance is obtained in the direct current test.

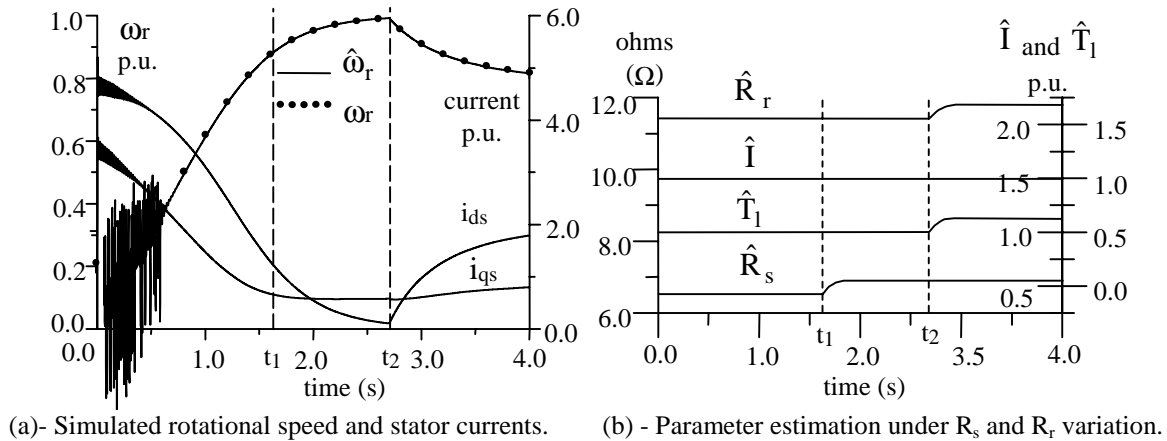
$$R_r = \frac{v_{qs} \cdot i_{qs}}{(i_{ds}^2 + i_{qs}^2)} - R_s \quad (2.20)$$

$$X_m = \frac{v_{qs0}^2}{v_{qs0} \cdot i_{ds0} - (i_{ds0}^2 + i_{qs0}^2) \cdot X_s} \cdot \frac{1}{1 + \frac{X_s}{X_m}} \quad (2.21)$$

$$X_s = \frac{v_{qsL} \cdot i_{dsL}}{(i_{dsL}^2 + i_{qsL}^2) \cdot \left(1 + \frac{X_s}{X_r} + \frac{X_s}{X_m}\right)} \cdot \left(\frac{X_s}{X_r} + \frac{X_s}{X_m}\right) \quad (2.22)$$

## 3. SIMULATION RESULTS

### 3.2 Response to $R_s$ and $R_r$ variation



**Figure 3.2:** System response to  $R_s$  and  $R_r$  variation.

Figure 3.2 shows the estimation results of +20% variation in both resistances simultaneously. The test conditions were  $v_s = 0.22$  p.u.,  $\omega_s = 1$  p.u. and torque step of  $T_l = 0.37$  p.u. at  $t_2 = 2.7$  s. The stator resistance, is updated during interval time  $t_1$  to  $t_2$ , when equation (2.13) is used; and rotor resistance is updated after time  $t_2$  when (2.15) is used.

Under these simulated conditions, the estimated speed error is less than 1% in the steady state condition and less than 0.3% in the transient condition.

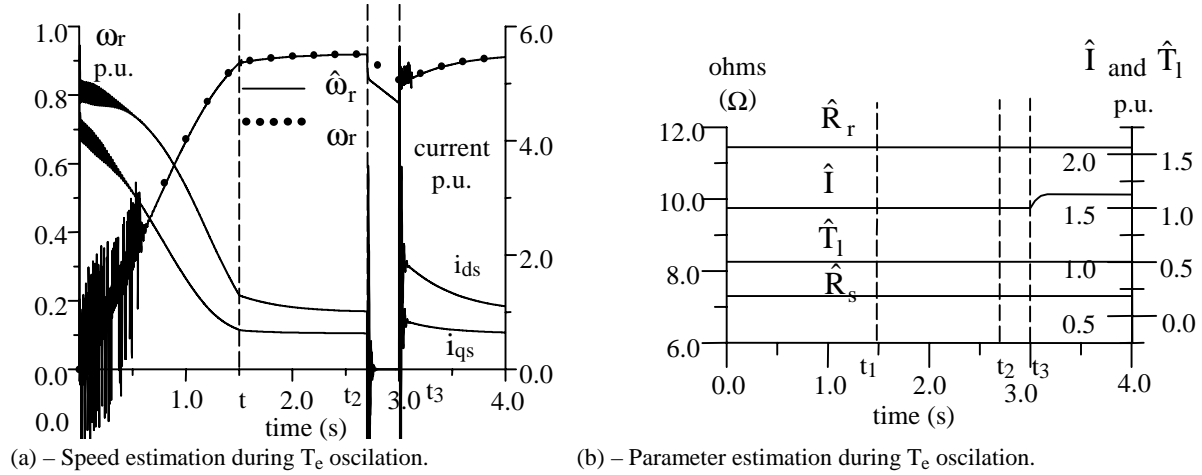
### 3.3 Estimation of moment of inertia

Figure 3.3 shows how the estimated parameters behave under the estimation of moment of inertia. At  $t_1 = 1.5$  s, the load torque of 0.37 p.u. magnitude is applied. The produced



electromagnetic torque is removed at  $t_2 = 2.7\text{s}$  and reapplied at  $t_3 = 3.0\text{s}$ . During the interval time between  $t_2$  and  $t_3$ ,  $\hat{\omega}(k)$  is sampled and after  $t_3$ ,  $\hat{\omega}(k+1)$  is sampled.

The transient equation is used in the interval time  $0\text{s}$  to  $t_1$ . Between  $t_2$  and  $t_3$ , the error in the speed estimation is higher than the error observed in other intervals because the stators currents are close to zero. If this interval is not considered, the maximum error in speed estimation is less than 0.10% during steady state and less than 0.01% during transient.



**Figure 3.3:** estimation of moment of inertia.

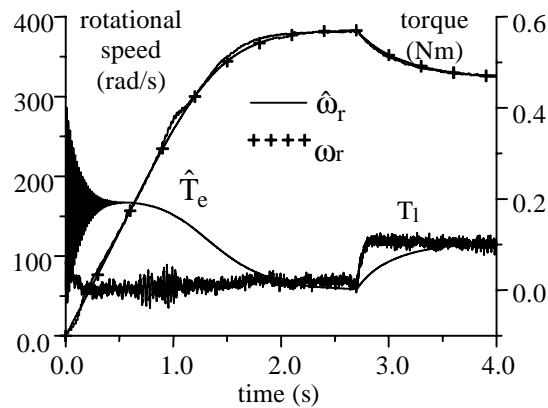
#### 4. EXPERIMENTAL RESULTS

**Table 4.1:** Electrical and mechanical parameters of the induction motor - 220V – 1/3 hp

$R_s = 6.500 \Omega$	$L_m = 546.184547 \text{ mH}$	Nominal current = 0.376 A
$R_r = 9.137 \Omega$	$Z_b = 584.15 \Omega$	Number of poles = 2
$L_s = 556.400662 \text{ mH}$	$L_{ls} = 10.21612 \text{ mH}$	Nominal speed = 3500 rpm
$L_r = 569.942954 \text{ mH}$	$L_{lr} = 23.75841 \text{ mH}$	$I$ (motor and load) = $7.72 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

##### 4.1 Simulation and experimental results comparison

Figure 4.1 shows both the real and estimated speed, for comparison, along with the estimated produced torque  $\hat{T}_e$  and the real load torque  $T_1$ . The data were obtained under free run. The actual voltages, currents and torque were measured in the test bench.



**Figure 4.1:** Measured and estimated rotational speed, and produced torque  $\hat{T}_e$  and load torque  $T_1$ .

## 4.2 Response of the new speed estimator

The new speed estimator for steady state (2.13) was tested in free-run and in variable speed (figure 4.7).

The results of the proposed estimator are close to the real measures for speeds above 0.6 p.u. as shown on figure 4.6. The measured speed errors are 0.3% during no-load condition and 0.9% after the load torque is applied.

In the variable speed test, shown on figure 4.7, the estimated speed was also close to the real measures: the speed error was between 0.3%, with  $\omega_e = 405$  rad/s, and 2.0%, with  $\omega_e = 257$  rad/s.

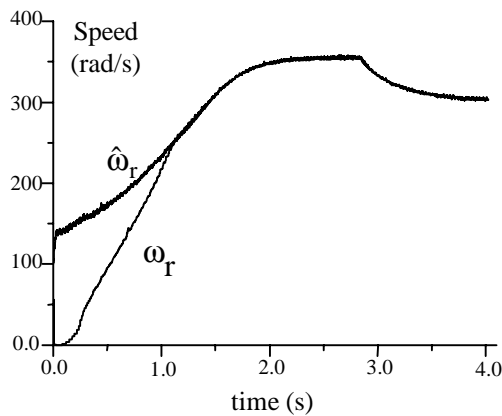


Figure 4.6: Actual and estimated rotational speed

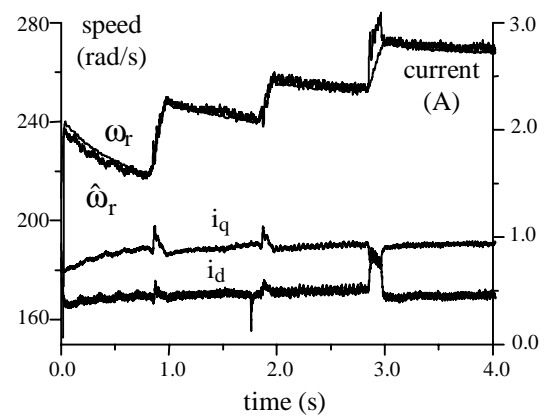


Figure 4.7: Actual and estimated speeds for various  $\omega_e$

## 5. CONCLUSIONS AND FINAL ANALYSIS

A new parameter estimation method using Fuzzy Logic correction of  $R_s$  and  $R_r$  was presented. This work also includes the initial parameter determination and estimation of speed, moment of inertia and load torque. Using direct current, free run and rotor lock tests, the initial parameters can be calculated. The estimation and correction of parameters is possible using simple algorithms.

The new system was evaluated through computer simulations and validated by experimental results. In the computer simulations the maximum observed error in the steady state condition was 0.3% and in the transient condition was 0.2% for 50% variation in both  $R_r$  and  $R_s$ . The experimental results using a 1/3 hp three-phase induction motor showed error between 0.3% with no load and  $\omega_e = 405$  rad/s, and 2.0% with load and  $\omega_e = 257$  rad/s.

This new method can be simplified for using in low cost induction motor drivers through the implementation of the steady state equation (2.13) alone, which proved to give good results over a wide range of speeds.

## BIBLIOGRAPHY

- Ben-Brahim, L., 1995, "Motor speed identification via neural networks". IEEE Industry Applications Society Magazine, pp. 28-32.
- Kanmachi, T.; Takahashi, I., 1995, "Sensor-less speed control of an induction motor". IEEE Industry Applications Magazine, pp. 22-27.
- Krzeminski, Z., 1995, "Estimation of induction motor speed in fuzzy logic system". EPE '95. European Conference on Power Electronics and Applications, 6., Sevilla. S.I., EPFL, v.3, pp. 563-568.

- Peng, F.; Fukao, T., 1994, "Robust speed identification for speed-sensorless vector control of induction motors". IEEE Transactions on Industry Applications, v.30, n.5, pp. 1234-1240.
- Schauder, C., 1989, "Adaptive speed identification for vector control of induction motors without rotational transducers". Proceedings IEEE/IAS Annual Meeting, 24. San Diego, S.I., IEEE, pp. 493-499.
- Tamai, S.; Sugimoto, H.; Yano, M., 1987, "Speed sensorless vector control of induction motor with model reference adaptive system". IEEE/IAS Annual Meeting, 22. Atlanta. S.I., IEEE, pp. 189-195.
- Wade, S.; Dunnigan, M. W.; Williams, B. W., 1997, "Improving the accuracy of the rotor resistance estimate for vector-controlled induction machines". IEE Proceedings - Electric Power Applications. v.144, n.5, pp. 285-294.

# AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS OPERACIONAIS DO CICLO TÉRMICO DE UMA PLANTA FRIGORÍFICA DE GRANDE PORTE

Orozimbo A. A Rego (Universidade Federal de Uberlândia)  
Cassius Ricardo Nasc. Ferreira (aluno mestrado UFU)

## Resumo

No presente trabalho é analisado o comportamento do COP de uma planta frigorífica de grande porte em função de parâmetros operacionais da instalação. A avaliação é feita através da simulação numérica do ciclo térmico, que opera com amônia como fluido frigorífico, realiza a compressão em estágios com resfriamento intermediário e subresfriamento e produz frio em três níveis de temperatura de evaporação. São apresentados e analisados resultados que avaliam os processos de compressão e de condensação e da distribuição da carga térmica em diferentes temperaturas.

**Palavras-chave:** Refrigeração, Simulação Numérica.

## 1 . INTRODUÇÃO

No presente trabalho são apresentados resultado para o COP, Coeficiente de Performance, da planta frigorífica de uma industria de carnes de grande porte instalada no município de Uberlândia - MG .

O estudo do COP , obtido através de um modelo que simula a planta , tem por finalidade estabelecer parâmetros de operação para as propriedades termodinâmicas do ciclo frigorifico que opera com amônia .

O modelo permite também estabelecer estratégias de operação da fabrica , que produz embutidos , defumados , alimentos “in natura” e outros produtos , em diversos níveis de produção e temperaturas , visando diminuir os custos para a produção do frio necessário , através de valores adequados para o COP da instalação .

A planta frigorifica foi concebida originalmente para atender uma carga térmica de aproximadamente 4000 KW para uma fabrica que fazia abate de bovinos e suínos para industrialização e de comercialização das carnes mais nobres. Devido a alteração no mercado a fabrica tem abatido apenas suínos , não processando carnes “in natura”, fazendo com que a demanda de frio diminua , apesar das instalações atualmente também estarem sendo utilizadas para o congelamento de carcaças de frango . Essa demanda corresponde atualmente a em torno de 60% da capacidade de produção de frio instalada.

## 2 . DESCRIÇÃO DA PLANTA ESTUDADA

A Figura 1 apresenta de maneira esquemática a planta frigorifica que opera com amônia num ciclo de compressão em estágios com resfriamento intermediário e subresfriamento e com três níveis de temperatura de evaporação nos separadores de liquido . A condensação é feita num único nível de pressão através de uma bateria de condensadores evaporativos.

Os separadores de líquido são montados cada um com dois vasos em paralelo , que permite a operação e a manutenção adequada dos mesmos .

No separador de líquido SL1 , a amônia opera a uma temperatura que oscila em torno dos  $-45^{\circ}\text{C}$  e é bombeada para atender a demanda de frio dos túneis de choque térmico de carcaças, nos túneis de congelamento helicoidais e nos túneis contínuos longitudinais, que operam com temperaturas internas em torno dos  $-35^{\circ}\text{C}$ .

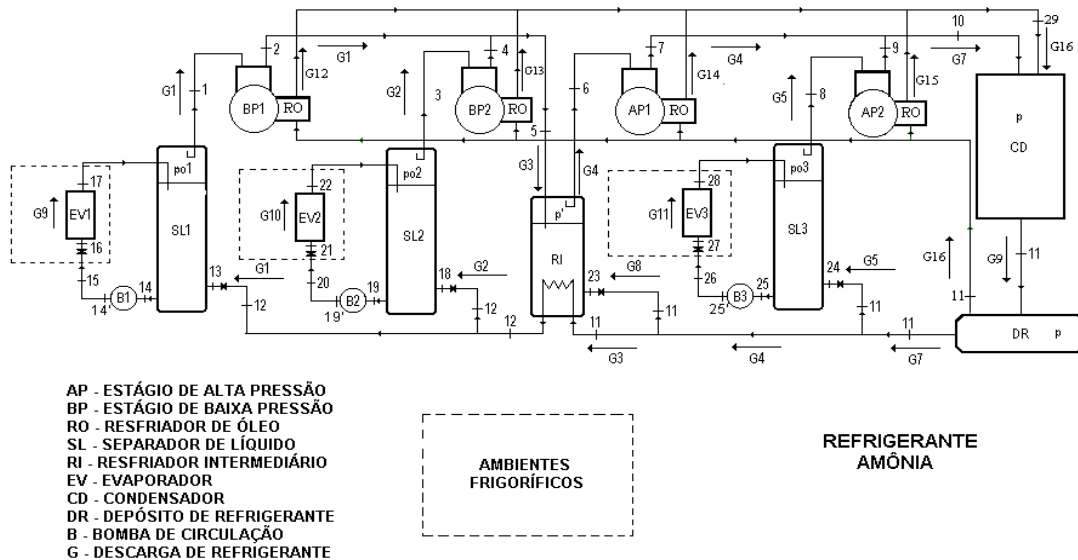
O segundo separador SL2 , opera a  $-35^{\circ}\text{C}$  aproximadamente e fornece amônia a esta temperatura para as câmaras de estocagem de produtos , essas câmaras , em número de 100 aproximadamente na fabrica , operam em diversos níveis de temperatura variando de  $-30^{\circ}\text{C}$  até  $5^{\circ}\text{C}$  .

O separador de líquido SL3 opera a  $-12^{\circ}\text{C}$  e a amônia produzida é utilizada basicamente para a produção de água gelada com glicol a aproximadamente  $0^{\circ}\text{C}$  .

Essa água gelada é utilizada em “ fan - coils” , para o condicionamento do ar dos ambientes da fabrica ( abate , desossa , industrialização e circulação ) que operam com temperatura e umidade controladas.

Nos dois primeiros níveis de evaporação (  $-45^{\circ}\text{C}$  e  $-35^{\circ}\text{C}$  ) , a compressão é feita em dois estágios , primeiro dos separadores de líquidos para o resfriador intermediário , e deste para o condensador e depósito de refrigerante .

No nível de evaporação de (  $-12^{\circ}\text{C}$  ) a compressão é feita num único estágio do separador de líquido para o condensador .



**Figura 1** – Esquema da instalação

A amônia que alimenta os dois primeiros separadores de líquido sofre um processo de sub-resfriamento no resfriador intermediário, 11 para 12, o que não ocorre no terceiro separador .

Os estágios de compressão são realizados por compressores de parafuso , instalados em paralelo com a refrigeração do óleo lubrificante sendo feita por amônia a alta pressão que é depois recondensada .

A instalação esta devidamente instrumentalizada em termos industriais, para atender os aspectos de controle de operação do sistema, sendo que a carga de refrigerante nos compressores é regulada , de acordo com a demanda de frio , pelo nível de pressão nos separadores de líquido.

### 3. O MODELO

O modelo desenvolvido permite avaliar para o ciclo, o coeficiente de performance teórico, COP, definido por:

$$\text{COP} = ( \text{CT}_1 + \text{CT}_2 + \text{CT}_3 ) / ( \text{PBP}_1 + \text{PBP}_2 + \text{PAP}_1 + \text{PAP}_2 )$$

onde:

$\text{CT}_i$  = Carga térmica atendida pelo separador de líquido SL<sub>i</sub>.

$\text{PBP}_i$  = Potência teórica consumida no estágio de baixa pressão BP<sub>i</sub>.

$\text{PAP}_i$  = Potência teórica consumida no estágio de alta pressão AP<sub>i</sub>.

O modelo foi desenvolvido através do balanço de energia nos diversos componentes do ciclo para regime permanente de onde foram obtidos também os valores das potencias consumidas , calores trocados nos equipamentos e fluxos de refrigerante nos diferentes pontos do ciclo .

Não estão apresentados resultados neste trabalho , mas o modelo permite também estimar a potência consumida nos processos de bombeamento de amônia com base na perda de carga das linhas e do fluxo de amônia necessário para se executar o processo de resfriamento do óleo lubrificante dos compressores.

### 4. RESULTADOS

Com a finalidade de se visualizar os níveis de operação do ciclo, a Tabela 1 apresenta os valores das propriedades termodinâmicas dos diversos pontos do ciclo. Os valores das pressões e temperaturas foram obtidos através de instrumentação existente na planta e as demais, entalpia, entropia, volume específico e título através de software apropriado. Como ilustração, foram estimadas as perdas de carga nas linhas de circulação de amônia.

A Tabela 2 fornece os valores das descargas de refrigerante nos diversos pontos do ciclo, obtidos considerando-se as cargas térmicas originais de projetos nos separadores de líquido, SL1, SL2 e SL3, respectivamente de 300, 300 e 400 Toneladas de Refrigeração (TR). Para esta situação, o COP teórico calculado do ciclo foi de 3,904.

Os valores das descargas de circulação de amônia nos evaporadores, EV1, EV2 e EV3, foram obtidos admitindo-se uma taxa de evaporação nos mesmos respectivamente de 10%, 12% e 5%.

**Tabela 1- Propriedades termodinâmicas do ciclo da instalação**

<b>PONTO</b>	<b>P (BAR)</b>	<b>T (°C)</b>	<b>H (KJ/KG)</b>	<b>S (KJ/KG.°C)</b>	<b>V (M3/KG)</b>	<b>X</b>
1	0,544	-45	1383	6,061	2,011	1
2	2,681	40	1553	5,93	0,5566	-
3	0,9298	-35	1399	5,874	1,219	1
4	2,681	31	1532	5,864	0,539	-
5	2,681	35,53	1542	5,897	0,5479	-
6	2,681	-12	1432	5,508	0,4516	1
7	11,71	80	1610	5,413	0,1375	-
8	2,681	-12	1432	5,508	0,4516	1
9	11,71	80	1610	5,413	0,1375	-
10	11,71	80	1610	5,413	0,1375	-
11	11,71	24	296,1	1,113	0,001655	-
12	11,71	14	247,7	0,9469	0,001616	-
13	0,544	-45	247,7	1,087	0,3864	0,1915
14	0,544	-45	-21,05	-0,09116	0,001438	0
15	2,044	-45	-20,84	-0,09116	0,001438	-
16	0,544	-45	-20,84	-0,09021	0,001747	0,000154
17	0,544	-45	119,3	0,524	0,2024	0,1
18	0,9298	-35	247,7	0,2015	0,1643	-
19	0,9298	-35	21,4	0,09066	0,001463	0
20	2,13	-35	21,57	0,09066	0,001463	-
21	0,9298	-35	21,57	0,0914	0,001618	0,000128
22	0,9298	-35	186,7	0,7847	0,1476	0,12
23	2,681	-12	296,1	1,16	0,06077	0,1316
24	2,681	-12	296,1	1,16	0,06077	0,1316
25	2,681	-12	124	0,5007	0,001528	0
26	3,781	-12	124,2	0,5007	0,001528	-
27	2,681	-12	124,2	0,5013	0,001586	0,000129
28	2,681	-12	189,4	0,7511	0,02403	0,05
29	11,71	30	1469	0,5213	0,1175	-

As descargas de amônia nos resfriadores de óleo foram estimadas através de balanço térmico e determinado o fluxo de amônia necessário para retirar o calor durante o processo de compressão atingindo-se as temperaturas de recalque medidas.

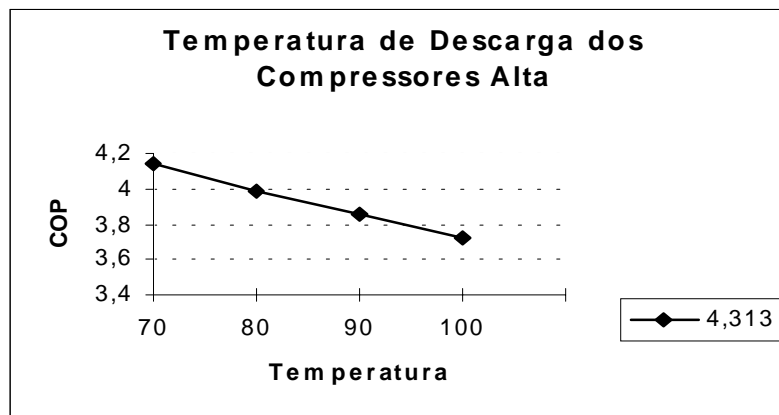
A partir deste ciclo básico e utilizando-se o modelo desenvolvido, apresenta-se á seguir uma análise da influência de alguns parâmetros de operação no COP da instalação.

Um importante fator a ser analisado são as condições de resfriamento do processo de compressão. A intensidade deste resfriamento é influenciada por condições de projeto, de operação e, fica diretamente caracterizada pela temperatura de descarga do compressor. Quanto mais baixos esses valores, mais intenso terá sido o processo de refrigeração. As Figuras 2 e 3 a seguir, apresentam respectivamente as variações do COP da instalação, em função das temperaturas de descarga dos compressores de alta e de baixa.

**Tabela 2** – Vazão de amônia nos pontos da instalação de acordo com a Figura 1

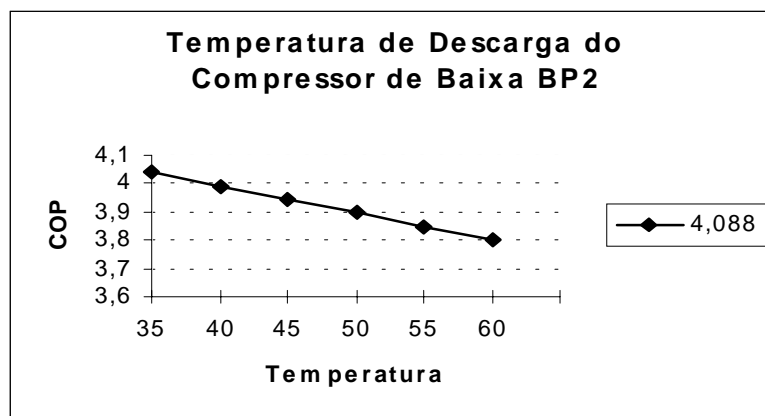
NÚMERO	VAZÃO (KG/HR)
1	3342
2	3294
3	6636
4	7694
5	4453
7	12147
8	929,8
9	27058
10	22965
11	77529
12	119,6
13	9,217
14	224,1
15	129,7
16	482,6

Pode-se constatar através da Figura 2 que uma variação de 30°C na temperatura de descarga dos compressores de alta pode significar teoricamente, uma variação de 12% no COP. A variação imposta no processo de resfriamento do estágio de baixa pressão, Figura 3, como esperado, influi de maneira menos significativa naquele coeficiente.



**Figura 2** – Influência do resfriamento nos estágios de alta pressão AP1 e AP2.

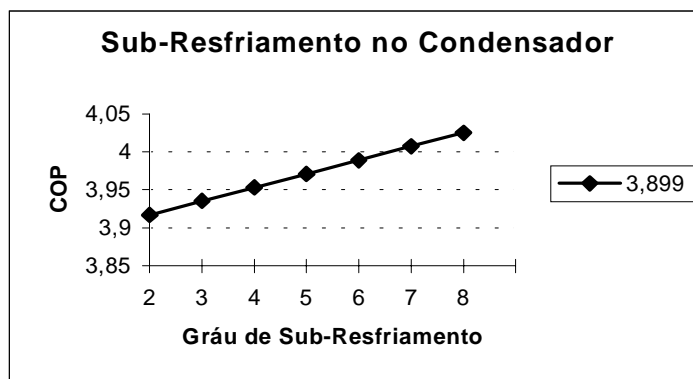




**Figura 3** – Influência do resfriamento no estágio de baixa pressão BP2

As condições climáticas, temperatura e umidade relativa, além de influir de maneira bastante significativa na carga térmica da instalação, provocam alterações significativas no processo de condensação do ciclo frigorífico por operar com condensadores evaporativos.

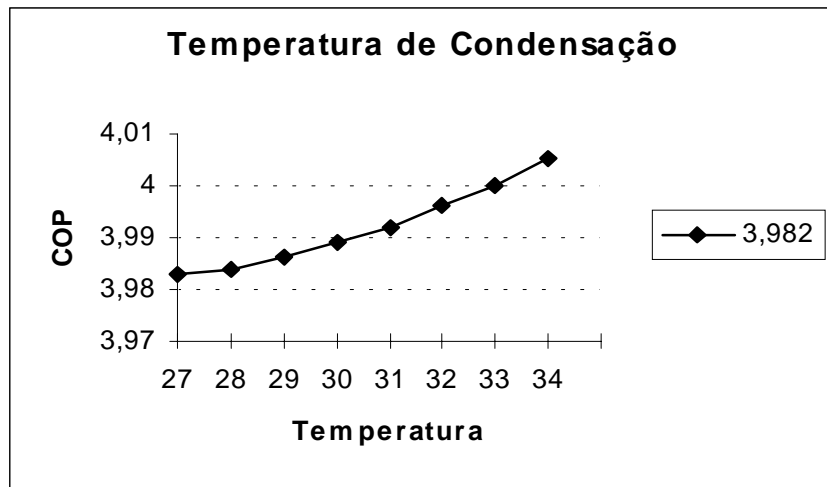
A Figura 4 ilustra a variação no COP da instalação como função do grau de subresfriamento no condensador causado por possíveis condições de operação.



**Figura 4** – Influência do subresfriamento no condensador

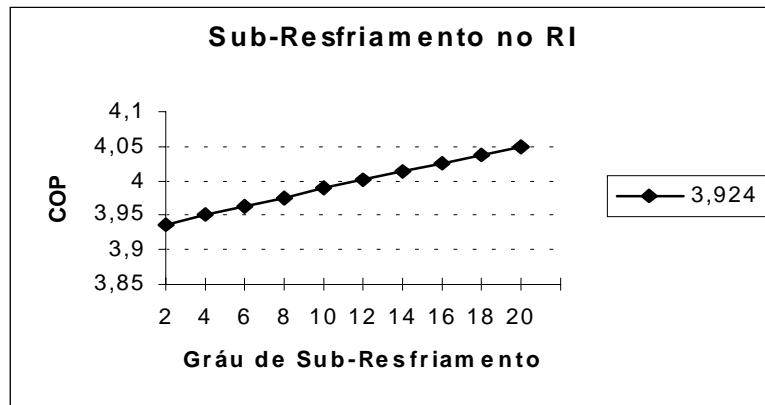
Já a Figura 5, mostra a variação do COP com a temperatura de condensação que pode ser conseguida através de regulação no sistema.

Pode-se constatar que, para as faixas de variação de temperaturas possíveis de serem conseguidas, as condições de condensação influem de maneira menos significativa no COP do que a maneira como é realizada o processo de resfriamento da compressão.



**Figura 5** – Influência da temperatura de condensação

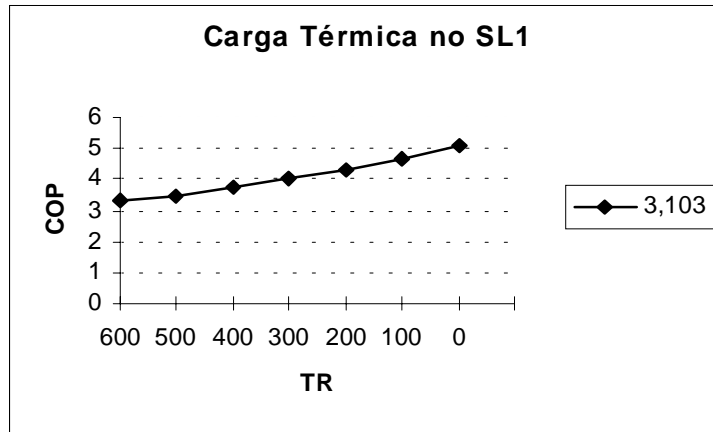
A variação das condições de subresfriamento no resfriador intermediário influem pouco no COP como pode ser constatado através da Figura 6 onde uma variação de 18°C no valor do grau de subresfriamento, implica numa variação de 2% no COP.



**Figura 6** – Influência do subresfriamento no resfriador intermediário

Uma outra análise que pode ser feita utilizando o modelo, é da possível transferência de carga térmica de um nível de temperatura de evaporação para outro. Isto pode ser feito, por exemplo, transferindo o local de processamento de produtos quando possível.

A figura 7 mostra o ganho no COP da instalação ao transferirmos gradativamente a carga térmica do separador de líquido SL1 para o SL3 que opera com temperatura de evaporação mais alta.



**Figura 7** – Influência dos níveis de temperatura da carga térmica

Esta influência é bastante significativa ao constatarmos através da Figura 7 que o valor do COP pode variar até 30%.

## 5. CONCLUSÃO

Apesar da simplicidade do modelo, desenvolvido para uma situação de regime permanente, o mesmo permite avaliações preliminares que podem contribuir na tomada de decisões no que diz respeito a parâmetros térmicos de operação e de estratégia de produção da fábrica visando diminuir os custos com energia elétrica na produção do frio. Esta análise preliminar permite também constatar a importância da refrigeração no processo de compressão. O modelo está sendo aprimorado considerando o regime não regular de operação do ciclo e incluindo no mesmo outros equipamentos, sistemas e a carga térmica nos diversos pontos de consumo de frio.

## 6. REFERÊNCIAS

- Stoecker, W.F. e Jones, W.J.; “Refrigeração e Ar Condicionado”; Ed. McGraw-Hill, São Paulo, 1996
- Van Wylen, G.J., “Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Ed. McGraw-Hill, São Paulo, 1996
- EES, Engineering Equation Solver, 1999.
- ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume, “American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta GA., 1991.
- Stoecker, W.F., “Design of Thermal Systems”, 2<sup>nd</sup> ed., McGraw-Hill, NY, 1989.
- Sonntag, R., Borgnakke, C. e Van Wylen, G., “Fundamental of Thermodynamics”, 5<sup>th</sup> ed., John Wiley & Sons, NY, 1999.

# METODOLOGIA SISTEMÁTICA PARA ESPECIFICAÇÃO DE ROBÔS

**Vanderley de Vasconcelos**  
**Silvério Ferreira da Silva Júnior**

Comissão Nacional de Energia Nuclear – CNEN, Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear – CDTN, C.P. 941, 30.161-970, Belo Horizonte, MG, Brasil.

E-mail: [vasconv@urano.cdtm.br](mailto:vasconv@urano.cdtm.br)

## Resumo

A especificação de robôs envolve o conhecimento de inúmeras áreas, tais como mecânica, eletrônica, computação, controle, instrumentação, cinemática, dinâmica, aquisição de sinais, simulação e segurança. Tudo isto sem falar dos conhecimentos específicos das aplicações a que se destinam. A dificuldade de encontrar profissionais com estas qualificações levou ao desenvolvimento de uma metodologia sistemática para a especificação de robôs, baseada em técnicas de análise e projeto estruturado de sistemas informatizados, bem como modelagem e simulação de processos. A filosofia da metodologia é dividir o processo de especificação do robô em seis etapas: *projeto pré-conceitual*; *projeto conceitual*; *projeto lógico*; *projeto físico*; *simulação computacional*; e *definição dos parâmetros do sistema*. Neste trabalho apresenta-se a utilização desta metodologia para a especificação de um robô para operar em um sistema de ensaio automatizado idealizado para realizar a inspeção ultra-sônica das soldas de um vaso de pressão de classe nuclear.

**Palavras chaves:** robôs, especificação, metodologia, análise de sistemas, simulação

## 1. INTRODUÇÃO

A especificação de robôs é uma tarefa multidisciplinar que envolve o conhecimento de inúmeras áreas, tais como mecânica, eletrônica, computação, controle, instrumentação, cinemática, dinâmica, aquisição de sinais, simulação e segurança, além dos conhecimentos específicos das aplicações a que se destinam. A dificuldade de encontrar profissionais, ou mesmo equipes, com todas estas qualificações, levou ao desenvolvimento de uma metodologia sistemática para a especificação de robôs, baseada em técnicas de análise e projeto estruturado de sistemas informatizados, bem como modelagem e simulação de processos. Separando-se a complexa tarefa de especificação em etapas mais simples, iniciando-se pela identificação do QUE o sistema irá fazer e detalhando-se, em etapas subsequentes, COMO ele irá realizar suas tarefas, aumentam-se as chances de definição de um robô mais adequado à aplicação. A contínua interação da equipe de especificação com os clientes e usuários finais, através do uso de ferramentas gráficas, como Diagrama de Fluxo de Dados e modelagem de sólidos, além de auxiliar na elaboração de documentos conjuntos, é fundamental para a correta identificação dos conceitos de projeto, ambiente de trabalho e parâmetros técnicos do robô.

## 2. METODOLOGIA DESENVOLVIDA

A filosofia básica da metodologia desenvolvida é dividir o processo de especificação em seis etapas: *projeto pré-conceitual; projeto conceitual; projeto lógico; projeto físico; simulação computacional; e definição de parâmetros do sistema.*

### 2.1 Projeto pré-conceitual

Esta etapa deve retratar as necessidades específicas do usuário ou cliente do sistema. Deve reunir informações que suportem as decisões do grupo de especificação e permitam a definição dos dispositivos, equipamentos e *softwares* necessários para realizar as funções propostas para o sistema. É de fundamental importância que os usuários do sistema, estejam conscientizados de que eles, como interessados no sistema, devem desenvolver todos os esforços para que a pré-conceituação caracterize perfeitamente as suas reais necessidades, uma vez que ela será o elemento de suporte para as decisões do grupo de especificação.

Nesta pré-conceituação, deve ser editada uma documentação, a ser aprovada pelo usuário, contendo os seguintes itens: *objetivos; benefícios; dificuldades; escopo e abrangência; principais saídas; interligações com outros sistemas; principais arquivos; e estimativas.*

Nesta fase, é bastante útil a elaboração de um Diagrama de Contexto (Gane & Sarson, 1984), identificando as principais entradas e saídas, bem como as interfaces externas do sistema. O Diagrama de Contexto é uma primeira representação de um sistema, mostrado como um grande processo, interagindo com o ambiente em que está inserido. O ambiente de um sistema, meio externo ou em torno do sistema, é delimitado pelos elementos externos que exercem influência sobre o comportamento do sistema (operador, equipamentos, *hardware* e *software* externos, etc.), fornecendo dados ou utilizando suas informações. Neste tipo de diagrama, as entidades externas, que estabelecem uma fronteira entre o sistema e o ambiente externo, estão ligadas ao sistema através dos fluxos de dados.

### 2.2 Projeto conceitual

Nesta etapa, o que se pretende é produzir um documento contendo os conceitos, segundo a ótica dos usuários, isto é, contendo os detalhes necessários a uma caracterização, a mais completa possível, dos objetivos do sistema. O conteúdo deste documento, gerado através de uma contínua interação entre o grupo que fará a especificação do sistema e os usuários, passa a servir como compromisso contratual assumido entre as partes.

Os documentos consolidados e redigidos nesta etapa devem ser aprovados pelos usuários e conter os seguintes itens: *objetivos; conceitos básicos; modelo conceitual; dicionário de dados; e elos de comunicação.*

Nesta fase, os *objetivos* devem ser apresentados de acordo com uma visão funcional da área interessada, isto é, devem ser identificadas as funções que o sistema deverá realizar, procurando-se definir o **QUE** fazer e não **COMO** fazer, descrevendo, portanto, as funções e não seus detalhes de operação.

Deve ser feito o detalhamento do modelo conceitual do sistema, isto é, os Diagramas de Fluxo de Dados de primeiro nível – DFDs (Gane, 1990)(Gane & Sarson, 1984)(Mershon & Dendyna, 1997) e, em alguns casos, os DFDs de segundo nível. Os DFDs contêm funções, fluxos, depósitos de dados e entidades externas, detalhando, em níveis crescentes, o processo e os fluxos de dados identificados no Diagrama de Contexto. As funções identificadas representam as

ações que o sistema deverá executar, independente de como elas serão executadas, inclusive aquelas que serão executadas de forma manual ou interativa. Em um DFD, uma função pode ser entendida como um componente do sistema onde somente os dados de entrada e os dados de saída são conhecidos, sem ainda um conhecimento explícito a respeito do processamento interno de transformação dos dados de entrada em dados de saída (Christóvão, 1999). Nestes diagramas, os depósitos de dados se referem às estruturas de dados lógicos e não aos meios físicos para armazenamento e recuperação das informações. Os fluxos de dados são utilizados para mostrar o movimento de conjuntos de informações de um ponto a outro do sistema.

### 2.3 Projeto lógico

Nesta fase, a partir dos DFDs já obtidos no projeto conceitual, detalha-se, por meio de refinamentos sucessivos, um conjunto de DFDs até um nível onde as funções básicas do sistema estejam totalmente identificadas. Neste conjunto, deverá ser o mais nivelado possível, isto é, as funções deverão ser apresentadas com o mesmo nível de detalhe. Neste ponto, mantém-se a visão lógica, mas deve-se especificar integralmente o sistema.

Com base no projeto conceitual do sistema, deve ser detalhado, no dicionário de dados, o conteúdo dos arquivos e fluxos identificados no refinamento do projeto lógico. Nesta fase, se necessário, deve-se definir os dados em termos de entidades e relacionamentos entre elas, normalizar as definições de arquivos, obtendo-se em termos lógicos, a definição da base de dados requerida pelo sistema.

Devem, também, ser analisadas as diversas alternativas de automatização do sistema, estabelecendo-se as etapas que deverão ser totalmente automatizadas e aquelas que deverão ser realizadas interativamente, bem como as interfaces entre os vários sistemas, automatizados ou não. Deve-se levar em conta os recursos humanos e materiais envolvidos em cada uma das alternativas apresentadas.

O documento gerado no final desta etapa, contendo o *modelo lógico*, a *definição dos dados*, as *definições das funções* e as *definições de fronteiras com outros sistemas*, deve ser aprovado em reunião entre a equipe de especificação e o usuário.

### 2.4 Projeto físico

Nesta etapa, deve ser caracterizada a dependência entre as funções identificadas no projeto lógico e definidos os esquemas de controle, recuperação (em caso de falhas) e segurança. O objetivo é transformar-se o modelo lógico em um modelo físico, determinando **COMO** o sistema deverá funcionar. O foco é a eficiência do sistema, tendo por base o seu desempenho. O modelo físico idealizado deve incorporar a solução proposta nas fases anteriores, de acordo com os recursos tecnológicos disponíveis. Inclui a identificação de módulos e a sua integração, bem como uma descrição formal das partes do sistema que serão manuais e a identificação de como os usuários irão interagir com a parte automatizada do sistema. O modelo físico dos dados deve corresponder à forma com que os dados serão implementados nos dispositivos de armazenamento existentes.

A especificação da interface homem-máquina é de grande importância para satisfazer as necessidades dos usuários em relação ao sistema e a participação destes, na sua especificação, é fundamental. Entre as atividades envolvidas, destacam-se a escolha dos dispositivos de entrada e saída, o formato de todas as formas de entradas e saídas (telas, relatórios, etc.) e a apresentação da seqüência e temporização das entradas e saídas.

É também importante a definição dos critérios de *backup* e da consistência dos dados de entrada e saída do sistema. No detalhamento do dicionário de dados e dos arquivos, devem ser definidas as informações a serem obtidas, manipuladas e armazenadas pelo sistema. Deve ser realizada a identificação dos programas e equipamentos necessários para a implementação do sistema, que realizam as funções lógicas identificadas. Nesta etapa, deve ser feito o detalhamento de como executar as funções lógicas identificadas no projeto lógico.

O documento gerado no final desta etapa, contendo o *modelo físico*, a *interligação entre os sistemas envolvidos*, e os *sistemas de controle, recuperação e segurança*, deve ser aprovado, em reunião entre a equipe de especificação e o usuário.

## **2.5 Simulação computacional do sistema**

A solução proposta no projeto físico do sistema automatizado utilizando robô deve ser avaliada através da sua simulação computacional utilizando-se, por exemplo, o *software* de modelagem de robôs Workspace<sup>®</sup> (Robot Simulation LTD., 1998).

## **2.6 Definição dos parâmetros de especificação do sistema**

Devem ser definidos os parâmetros de especificação do robô, os quais são importantes para a aplicação a que se destina. Deverão ser definidos, por exemplo: número de graus de liberdade; número de braços; dimensões dos braços (comprimentos e seções transversais); espaço de trabalho (“*workspace*”); capacidade (carga máxima suportada e número de elementos que podem ser acoplados no atuador final); peso máximo do sistema completo; mecanismos de fixação e movimentação dos pontos de apoio do robô; velocidade máxima de movimentação do atuador final; velocidade de aquisição de dados sobre as trajetórias em tempo real; aceleração máxima; precisão e exatidão do sistema de posicionamento; tipos dos mecanismos de acionamento das juntas, adaptados às condições de trabalho e requisitos de nível de ruído; métodos de controle de posição do robô; capacidade de armazenamento de dados do sistema de controle; capacidade da fonte de alimentação; linguagens de programação; interface com programas de simulação de robôs, como o Workspace<sup>®</sup>, permitindo programação “*off-line*”; interface do robô com o computador; temperatura e ambiente de operação; tempo de inspeção do sistema automatizado; tolerância do sistema a ruídos; dispositivos para evitar a entrada de água no manipulador e sistemas associados, quando for o caso; empuxo dos sistemas que ficarão submersos, se for o caso (cabos de comunicação, energia, sinais de vídeo, tubulações de ar comprimido, etc.); garantia, em termos de número de horas de operação, e procedimentos de testes e manutenção periódica. A aplicabilidade dos parâmetros listados e a necessidade de especificação de parâmetros adicionais deverão ser definidas para cada caso.

## **3. EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA METODOLOGIA**

Na Figura 1, é apresentado um exemplo fictício de um Diagrama de Contexto, parte do *projeto pré-conceitual*, para um sistema automatizado de inspeção ultra-sônica de vasos de pressão de classe nuclear. Como possíveis informações que deverão ser obtidas junto ao usuário, neste exemplo, para elaborar a documentação necessária para esta fase, podem ser mencionadas: grau de automação necessário para as tarefas de inspeção; necessidade de análise automatizada dos sinais de ultra-som pelo sistema, gerando automaticamente um relatório de defeitos ou não conformidades; procedimentos genéricos de inspeção; principais problemas operacionais e de

segurança radiológica e convencional encontrados durante a inspeção; tipos de equipamentos, componentes e regiões a serem inspecionados (vasos de pressão, bocais, soldas, etc.); tipos de inspeções a serem realizadas (em tempo real ou não, interna e/ou externa, etc.); dificuldade de acesso dos equipamentos de inspeção; disponibilidade de recursos no local de inspeção (energia elétrica, ar comprimido, instalações para descontaminação, etc.); flexibilidade necessária para atender demandas de inspeção (inspeções durante a montagem dos equipamentos, inspeções em serviço, inspeções em reatores de testes ou de submarinos, etc.); necessidade de interface com sistemas já existentes (sistemas de aquisição de dados, sistemas de posicionamento, instrumentação de ultra-som, bem como, *hardware* e *software* de uma maneira geral); filosofia do sistema de posicionamento dos transdutores de ultra-som (se visual, interativo, automatizado, com pontos de controle, etc.). Neste exemplo, este tipo de informação, de caráter geral, influenciará na definição do conceito do sistema de inspeção a ser especificado, e deverá ser obtido o quanto antes possível.

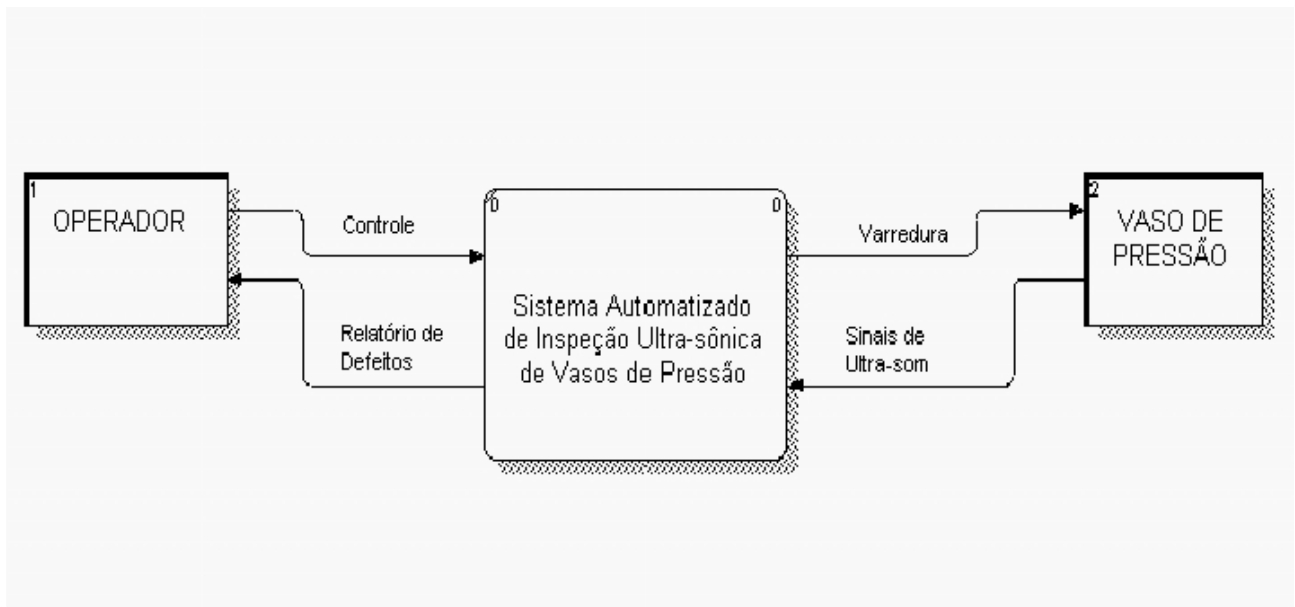


Figura 1 - Exemplo fictício de um diagrama de contexto para um sistema automatizado para inspeção ultra-sônica de vaso de pressão.

Na Figura 2 é mostrado um DFD de primeiro nível, parte do projeto conceitual do exemplo analisado. O que se procura obter, com a utilização deste tipo de diagrama, é uma visão geral do sistema, de modo a permitir que o usuário analise se os objetivos do sistema serão atingidos, sem no entanto se perder nos aspectos operacionais. Nesta fase, um dicionário de dados deve ser inicializado, através da descrição do fluxo de dados e arquivos, até o nível de elementos (dados individuais que não podem mais ser decompostos em outros conjuntos de dados), sem entretanto descrever, ainda, estes elementos individualmente.

O sistema deverá se comunicar com o ambiente externo por meio dos fluxos de dados identificados no diagrama de contexto, que darão origem aos *elos de comunicação*, que se caracterizam como dados, sinais, relatórios, telas, documentos, arquivos, etc. Nesta etapa, devem ser definidos os arquivos e fluxos de dados que farão as interfaces com outros sistemas.



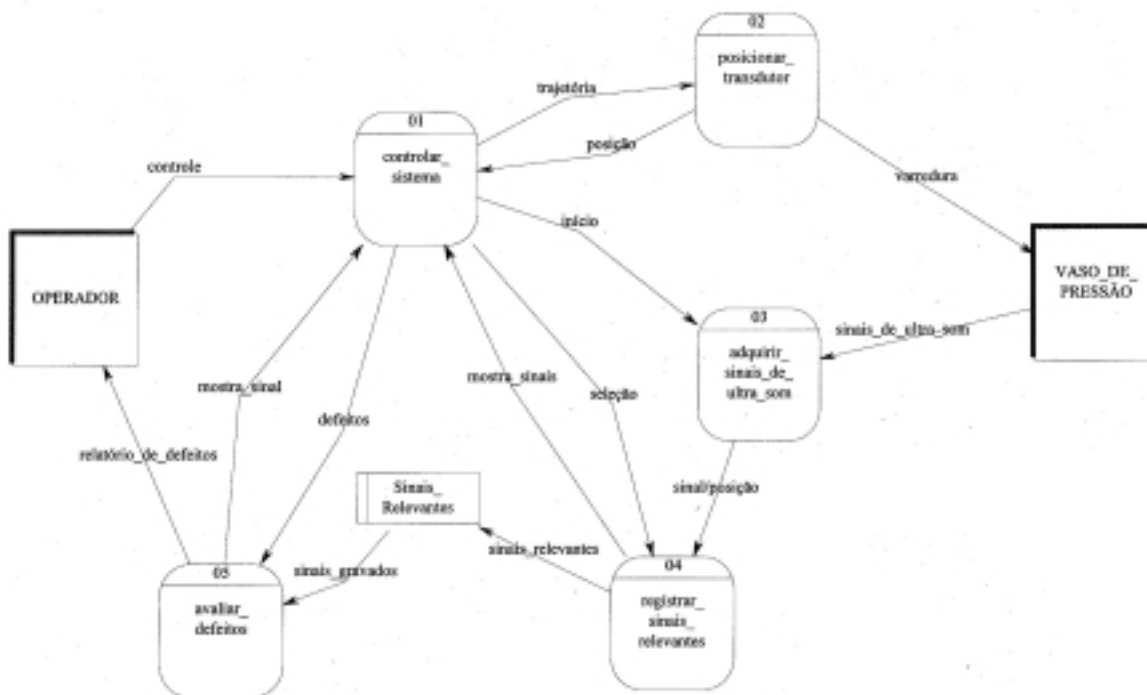


Figura 2 - Exemplo fictício de um DFD, de primeiro nível, para um sistema automatizado de inspeção ultra-sônica de vasos de pressão.

No *projeto conceitual* devem também ser definidos os conceitos básicos resumindo o conjunto de termos e idéias que são fundamentais para o conhecimento dos requisitos para o sistema. Nos parâmetros básicos, devem constar a definição de fatores condicionantes ou medidas que influenciem a especificação ou a operação do sistema. Deve ser definido, por exemplo, se as inspeções serão submersas e se deverão ser acompanhadas de um sistema de visualização com câmera de vídeo para auxiliar no posicionamento dos transdutores de ultra-som, evitar obstáculos e realizar os ensaios. Deverá, também, ser definida se haverá a necessidade de exame visual das regiões internas do vaso de pressão e de equipamentos específicos para esta tarefa. Os requisitos de inspeção para cada região, bem como os acessórios internos que dificultam o acesso a essas regiões, devem ser identificados. Devem ser relacionadas as condições de realização dos ensaios que influenciem na especificação dos materiais, componentes e equipamentos, como, por exemplo, a presença de radiação gama e nêutrons no ambiente de trabalho do robô.

Devem ser levantadas, nesta etapa do projeto, a legislação e as normas relacionadas, por exemplo, com os critérios de segurança referentes ao uso de robótica e à inspeção de instalações nucleares (códigos ASME – “The American Society of Mechanical Engineers”, normas da NRC – “Nuclear Regulatory Commission”, CFR – “Code of Federal Regulations”, CNEN – Comissão Nacional de Energia Nuclear, manuais de garantia da qualidade, programas, manuais e procedimentos de inspeção, etc.).

Deve ser definido se os usuários do sistema trabalham, por exemplo, basicamente com pesquisa e desenvolvimento e, além das tarefas rotineiras de inspeções para monitoração e reparos, deverão realizar ensaios fora de rotina para verificar influências de parâmetros de funcionamento específicos no aparecimento e evolução de trincas no vaso de pressão, bocais e suas soldas. Devem ser levantados os conceitos e os parâmetros básicos do sistema, por meio de entrevistas e reuniões com os usuários finais e com os gerentes responsáveis, bem como através da análise de informações técnicas de sistemas semelhantes existentes.

No *projeto lógico* do exemplo apresentado deve ser verificado se existe a necessidade de manter arquivos contendo informações de inspeções anteriores, possibilitando, por exemplo, o acompanhamento da evolução de trincas. Deve ser verificado se é necessário ter-se usuários com diferentes níveis de acesso, controlados através de senhas. Em caso afirmativo, devem ser estabelecidos, nesta etapa, os diferentes comandos, dados de entrada e dados de saída aplicáveis a cada nível de usuário. As entradas necessárias podem ser, por exemplo, as opções de controle, as informações relativas a destino, trajetória e programação do manipulador robótico. As possíveis saídas do sistema automatizado podem ser o movimento para o destino selecionado pelo usuário, as imagens obtidas por eventuais câmeras de vídeo, as informações periódicas sobre a posição dos transdutores de ultra-som e os sinais de ultra-som. A descrição detalhada do dicionário de dados nesta etapa será fundamental para as definições do projeto físico a seguir.

No *projeto físico*, devem ser abordados os aspectos de segurança relativos aos operadores e à instalação que esteja sendo inspecionada, bem como à integridade dos equipamentos utilizados, tanto durante a instalação e retirada do sistema de inspeção no vaso, quanto durante as inspeções. Como o sistema constituído pelo manipulador robótico e os equipamentos de ultra-som deverão trabalhar em inspeção dentro do vaso do reator, as preocupações com a segurança convencional, durante as inspeções, estarão restritas aos possíveis danos causados ao vaso do reator, seus componentes e ao próprio sistema. Assim, a segurança da operação do manipulador robótico deverá ser garantida, por exemplo, através de: limitação de tamanho, carga e velocidade do manipulador robótico; sistema de monitoração via câmera de vídeo; parada de emergência; consideração das condições de trabalho na especificação do sistema de inspeção (temperatura, radiação, ambiente corrosivo, etc.); sistema para evitar choques com obstáculos; redundância no sistema, para fixação do manipulador robótico ao vaso e projeto dos sistemas, levando-se em conta o critério de falha segura.

São também importantes, no projeto físico, informações como a forma de fixação da base do manipulador na parte superior das paredes cilíndricas do vaso, com proteção para evitar a queda do sistema no vaso; valor do empuxo dos componentes do braço, da base e câmara de controle para evitar cargas no sistema de fixação da base; e pressão positiva no interior destes componentes para evitar entrada de água, em caso de falhas.

As informações adicionais, listadas a seguir, constituem partes importantes do projeto físico e devem auxiliar na especificação do sistema: necessidade de vedação para os transdutores, sistemas elétricos e mecânicos; tempo máximo de inspeção, para não danificar os equipamentos e minimizar os riscos de exposição radiológica aos operadores; percentual das regiões do vaso de pressão a ser inspecionado; frequência de inspeção; necessidade de dispositivos para transporte e armazenamento do sistema de inspeção; relação entre velocidade de varredura, precisão e exatidão do sistema de posicionamento, características dos transdutores e programa de inspeção e interface entre sistema de posicionamento e transdutores.

Na etapa de *simulação computacional* do sistema devem ser modelados, neste exemplo, o manipulador robótico (ou sistema de posicionamento), os transdutores de ultra-som, o vaso de pressão, os bocais e as soldas a serem inspecionadas.

A integração dos modelos geométricos dos sistemas envolvidos e a simulação computacional dos movimentos necessários à inspeção ultra-sônica, das diversas regiões e soldas definidas, terá importante papel na definição do conceito do sistema de movimentação dos transdutores de ultrassom e dos diversos parâmetros de especificação do sistema.

#### **4. CONCLUSÕES**

A metodologia apresentada neste trabalho para especificação de robôs foi utilizada para a especificação de um robô para operar em um sistema fictício de ensaio automatizado de inspeção ultra-sônica de soldas de um vaso de pressão de classe nuclear. A subdivisão da complexa tarefa de especificação em etapas mais simples e a documentação dos compromissos assumidos entre a equipe de especificação e o usuário é uma contribuição importante no sentido de se obter a melhor alternativa para o sistema automatizado. Componentes como vasos de pressão de reatores nucleares, tubos dos geradores de vapor e tubulações de seus circuitos primários, são inspecionados por métodos de ensaios não destrutivos, com o auxílio de sistemas de ensaio automatizados. Para estas aplicações, a tarefa de especificação de robôs adquire uma grande importância.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem ao CDTN/CNEM – Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear/Comissão Nacional de Energia Nuclear e ao CTMSP – Centro Tecnológico da Marinha, São Paulo, o apoio ao desenvolvimento deste trabalho.

#### **6. REFERÊNCIAS**

- Christóvão, M.T., 1999, “Conceitos Básicos de Análise Essencial”, CDTN/CNEN, Belo Horizonte, MG (Nota Interna NI-AL3-02/99).
- Christóvão, M.T., Batista, J.R. e Jabace, A.C., 1999, “Metodologia de Desenvolvimento de Sistemas”, CDTN/CNEN, Belo Horizonte, MG (Nota Interna NI-AL3-01/99).
- Gane, C., 1990, “O Relatório Gane”, Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro.
- Gane, C. e Sarson, T., 1984, “Análise Estruturada de Sistemas”, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- Kiebel, G.R., 1993, “An approach to software quality assurance for robotic inspection systems”. Proceedings, 41<sup>st</sup> Conference on Robotics and Remote Systems, p-51-55.
- Mershon, J.D. and Bendyna, N., 1997, “BPWin Methods Guide”, Logic Works, Berkely, California.
- Oliveira, J.E.L., Maestrelli, N.C. e Miguel, P.A.C., 1999, Sistema de classificação e codificação para seleção de robôs. “Metodologia”, Maio, pp 24-31.
- Robot Simulation LTD., 1998, “Workspace 4 - Educational user guide manual”, Newcastle-upon-Tyne, United Kingdom.
- Shakeri, C., Brown, D.C. and Noori, M.N., 1997, “A knowledge design tool for the concurrent design of robots”. Wisconsin University, ([http://me.wpi.edu/~cirrus/Publicat... Engineering/](http://me.wpi.edu/~cirrus/Publicat...))

# METODOLOGIA PARA A MODELAGEM DE SISTEMAS DE ELEVADORES EM EDIFÍCIOS INTELIGENTES

**Gladys Bastidas Gustin**  
**Paulo Eigi Miyagi**  
**Diolino Dos Santos Filho**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Dinâmicos, 05508-900 São Paulo, SP, Brasil. E-mail: [gladysbg@usp.br](mailto:gladysbg@usp.br)

## Resumo

O sistema de elevadores é um recurso fundamental para o transporte vertical de pessoas e bens e, constitui um componente imprescindível dos edifícios inteligentes. Neste contexto, sua integração com outros sistemas prediais, sua disponibilidade e a eficiência do seu serviço, devem ser objetos de cuidadosa análise em função de sua influência no desempenho e produtividade de todo o edifício e das atividades dos usuários do mesmo. Considerando estes aspectos e o fato destes sistemas terem um comportamento dinâmico definido principalmente pela ocorrência de eventos discretos, o presente trabalho introduz uma metodologia para a modelagem destes sistemas baseada em redes de Petri interpretadas.

**Palavras-chave:** Redes de Petri, Edifícios inteligentes, Sistemas de elevadores, Modelagem de sistemas a eventos discretos.

## 1. INTRODUÇÃO

As demandas atuais de maior eficiência, produtividade e segurança, têm-se convertido em considerações cada vez mais relevantes no projeto de sistemas. Neste contexto, observa-se que para o caso específico dos edifícios inteligentes, novas metodologias estão sendo desenvolvidas no sentido de considerar peculiaridades relacionadas à funcionalidade que se deseja associar ao edifício. De acordo com estas abordagens, o comportamento e interação dos usuários que utilizam um determinado edifício devem ser considerados, permitindo incrementar a produtividade destes neste ambiente, uma vez que o prédio estaria assim, mais apto a atender às suas necessidades (Finley et al., 1991).

Nos projetos mais recentes para construção de edifícios inteligentes procura-se a instalação de sistemas automatizados, cuja função é a realização autônoma e integrada das diversas funções e serviços existentes em seus ambientes. A maior parte destes sistemas possuem como característica um comportamento dinâmico definido através das mudanças de estados devido à ocorrência de eventos discretos. A classe de sistemas definida por esse comportamento é denominada Sistemas a Eventos Discretos – SED (Ramadge & Wonham, 1989) para os quais têm sido desenvolvidas várias técnicas (Redes de Petri, Cadeias de Markov, Teoria de filas, Álgebra mini-max, Máquinas de estados, etc.) para sua modelagem, análise, controle e projeto. Entre estas técnicas uma de comprovada eficiência para sistemas desta natureza é a baseada na teoria de redes de Petri (Peterson, 1981). Os principais sistemas onde esta técnica é aplicada são: sistemas de comunicações, sistemas de software, sistemas de

manufatura e mais recentemente nos sistemas prediais (Gomes, 1997). Esta técnica consiste em utilizar as redes de Petri e suas extensões, para a modelagem gráfica da estrutura do sistema e do seu comportamento dinâmico. Entretanto, na modelagem de sistemas complexos e com diferentes níveis hierárquicos se evidencia um detrimento em uma de suas principais características: sua visualização gráfica. Assim é adequado considerar que a modelagem seja realizada usando interpretações não formais, seguida de procedimentos de detalhamento gradativo e com interpretações formais. É neste contexto que as técnicas do PFS (*Production Flow Schema*) e do MFG (*Mark Flow Graph*) (Miyagi, 1996) foram desenvolvidas. O PFS e o MFG são extensões interpretadas das redes de Petri, próprias para aplicação em diferentes níveis de modelagem, análise e controle de SED. Este procedimento é denominado metodologia PFS/MFG.

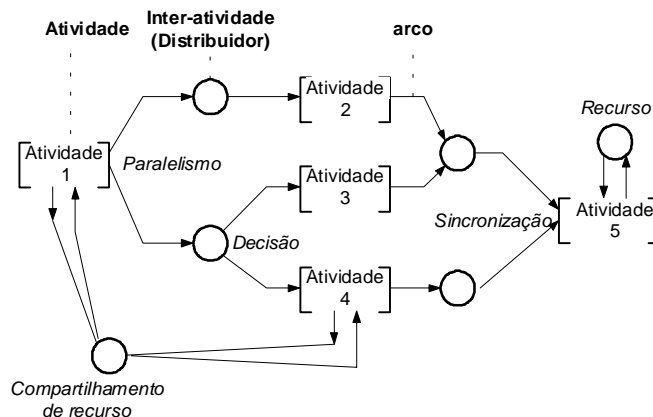
Assim, o objetivo deste trabalho é introduzir uma metodologia de modelagem de sistemas de elevadores em edifícios inteligentes, mediante o uso do PFS/MFG, que considere a integração deste com outros sistemas prediais, e sirva de auxílio para o projeto destes sistemas.

## 2. REDES DE PETRI

### 2.1 Metodologia PFS/MFG

A metodologia PFS/MFG consiste num procedimento sistemático e racional baseado na interpretação da abordagem hierárquica de redes de Petri. Inicialmente o modelo conceitual (representando um alto nível de abstração do sistema e sem consideração de sua dinâmica) do sistema é desenvolvido através do PFS. Nesta etapa o propósito é modelar as principais características das funções que serão consideradas no sistema, isto é, a ênfase está na identificação dos componentes ativos e passivos do sistema, assim como do fluxo de itens (pessoas, material e/ou informação) entre estes elementos. Para a modelagem do comportamento dinâmico do sistema, o modelo em PFS é convertido progressivamente em um modelo em MFG, isto é, uma classe de rede de Petri interpretada que detalha a dinâmica das diversas partes do sistema (Miyagi, 1996).

Os elementos estruturais de um PFS estão representados na fig. 1. São eles: a) *atividade* que representa os componentes ativos; b) *Inter-atividade ou distribuidor* que representa os componentes passivos e c) *arco orientado* que indica a relação lógica entre os componentes do sistema. O PFS não possui o conceito de marcação.

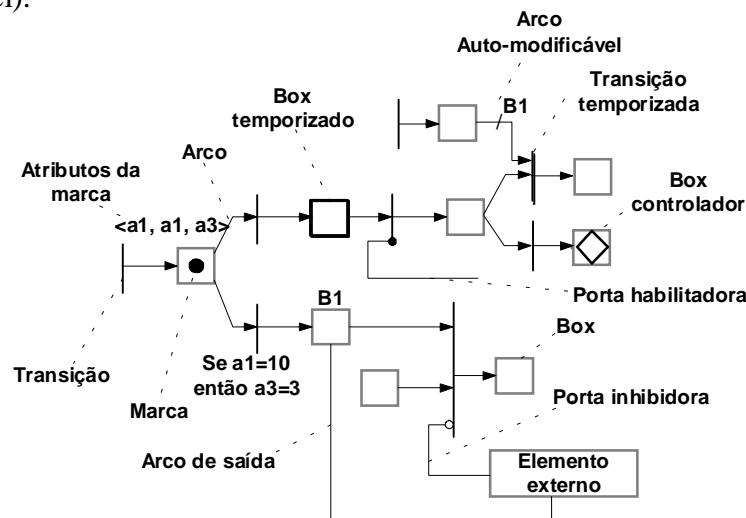


**Figura 1.** Exemplo de um modelo em PFS com a identificação de seus elementos estruturais e algumas das características de SEDs que é capaz de modelar.

Para a descrição funcional (da dinâmica) do sistema, os elementos do grafo PFS são então detalhados. Este detalhamento pode gerar sub-grafos totalmente em PFS ou sub-grafos híbridos (PFS/MFG) com alguns elementos em PFS e outros em MFG ou, sub-grafos inteiramente em MFG. Os elementos estruturais do MFG (ilustrados na fig. 2) são: a) *marcas*: que indicam a manutenção de condições; b) *boxes*: que representam condições (pré e pós-condições) que podem estar associadas ao modo de operação ou à disponibilidade de um recurso do sistema. Estes são chamados *boxes temporizados* quando consideram um intervalo de tempo de manutenção de marcas em seu interior; c) *transições*: correspondem a um evento que causa a mudança de estado do sistema. Estas podem ter inscrições que representam regras adicionais de disparo. Quando nesta é considerado o decorrer do tempo, a transição é chamada de *transição temporizada*; d) *arcos*: os quais estabelecem relações causais entre os eventos e as condições ou vice-versa; f). *portas*: que habilitam ou inibem a ocorrência dos eventos correspondentes as transições, sendo denominadas *habilitadoras* ou *inibidoras* segundo seja o caso; g) *arco de sinal de saída*: permitem a representação explícita da interação do grafo com elementos externos do modelo. Destaca-se que no MFG, é usado o conceito de marcação (distribuição dinâmica das *marcas*), e é através deste que se reflete a dinâmica dos estados do sistema.

Além disso, o MFG apresenta extensões que incrementam o seu poder de modelagem e adicionam novos elementos a este, algumas destas extensões são: o E-MFG (Santos, 1993) que possui uma hierarquia no processo de disparo das *transições*, e é composto por a) *marcas com atributos*; b) *boxes controladores*: os quais executam atribuições de valores aos atributos de uma marca; c) *regras de produção nas transições* e d) *filtros dos atributos nos arcos* e o MFG auto-modificável (Gustin, 1999) que permite alterar dinamicamente a estrutura do modelo em função do estado atual do sistema, através do uso de *arcos auto-modificáveis* cujos pesos, dependem da marcação em lugares específicos definidos previamente (vide fig. 2).

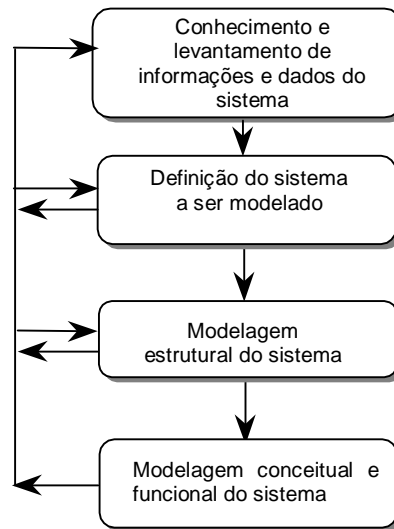
Esta metodologia permite assim que, através de uma visão macro (genérica) e conceitual do sistema, os diferentes sub-sistemas e suas funções sejam detalhados até o nível de interface com os dispositivos físicos instalados no edifício. Este nível de detalhe facilita o controle (nível de hardware e conexões) do sistema e explicita sua implementação computacional (controle programável).



**Figura 2.** Exemplo de um modelo em MFG e algumas das suas extensões com a identificação de seus elementos estruturais.

### 3. METODOLOGIA DE MODELAGEM

A metodologia para a modelagem de sistemas de elevadores pode ser dividida nas etapas gerais ilustradas na fig. 3. Em cada etapa é considerada a avaliação da mesma e o retorno a uma etapa anterior de ser necessário.



**Figura 3.** Metodologia para a modelagem de sistemas de elevadores em edifícios inteligentes.

#### *Etapa 1: Conhecimento e levantamento de informações e dados do sistema*

Esta etapa tem como finalidade identificar as características do sistema que permitam a sua definição. Aqui devem considerar-se os requisitos e funções necessárias do sistema.

Nesta etapa procura-se conhecer o sistema de elevadores, através do levantamento de informações (tanto do edifício, como do sistema propriamente dito), para realizar uma análise preliminar e identificar os dados relevantes ao sistema, pertinentes para a modelagem do mesmo e que permitam caracterizar quantitativamente os elementos deste, tanto para o caso de um edifício existente ou para um em fase de projeto.

#### *Etapa 2: Definição do sistema a ser modelado*

Nesta etapa, as informações levantadas são analisadas e avalia-se a validade e viabilidade técnica do atendimento das necessidades, considerando as normas relacionadas com os sistemas de elevadores e o tipo e função do prédio onde são instalados, além da tecnologia disponível, para se ter uma definição precisa do que é requerido.

Estas considerações permitem também que nesta etapa, sejam definidas as estratégias de controle a serem implementadas no sistema.

#### *Etapa 3: Modelagem estrutural do sistema*

Esta etapa consiste no desenvolvimento do modelo estrutural do sistema de elevadores, onde são identificadas as partes que o compõem, considerando-o dentro do contexto dos edifícios inteligentes e levando em conta a arquitetura de controle adotada para o sistema.

Nesta etapa o sistema é abordado de forma bipartida, dado que este pode ser representado mediante a inter-conexão de dois subsistemas fundamentais que se comunicam cooperativamente, estes subsistemas representam a parte operativa relacionada ao objeto de controle (cabins dos elevadores) e a parte de controle relacionada ao sistema de controle.

Esta decomposição permite tratar mais adequadamente a complexidade do sistema de elevadores para a construção do modelo global do sistema.

#### *Etapa 4: Modelagem conceitual e funcional do sistema*

Nesta etapa a modelagem de cada um dos elementos do modelo estrutural do sistema é realizada de forma sistemática e hierárquica. Inicialmente, aborda-se a modelagem conceitual

para então através de um refinamento do mesmo, obter seu modelo funcional. Assim, primeiramente aborda-se o sistema em um nível de abstração que não considera o seu comportamento dinâmico e, posteriormente realiza-se o detalhamento dos modelos.

Para esta etapa é adotada como ferramenta a metodologia PFS/MFG, pelas suas características e eficiência no desenvolvimento de modelos.

## **4. ESTUDO DE CASO**

### **4.1 Prédio dos ambulatórios (PAMB-HC)**

O estudo de caso considerado neste trabalho refere-se à modelagem do sistema de elevadores do prédio dos ambulatórios (PAMB) do Hospital das Clínicas da Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo (HC-FMUSP). Este é formado por 6 institutos (Central, Coração, Pediatria, Ortopedia, Psiquiatria e Medicina Nuclear) e mais 6 hospitais auxiliares. O prédio do PAMB faz parte do Instituto Central.

A seguir é apresentada a modelagem do sistema de elevadores do PAMB, resultante da aplicação da metodologia descrita.

#### *Etapa 1: Conhecimento e levantamento de informações e dados do sistema*

Inicialmente foi identificada a função do sistema de elevadores dentro do PAMB: possibilitar o transporte vertical de pacientes, visitantes, funcionários da área de saúde e funcionários em geral, além evidentemente de equipamentos e outras cargas móveis.

Algumas das informações levantadas foram:

- O edifício do PAMB possui uma área construída de cerca de 116.000 m<sup>2</sup> e, é composto por 11 andares e mais 7 andares técnicos (interandares).

- O PAMB conta com 12 elevadores de uso geral (5 grupos) e 2 elevadores para manutenção, distribuídos em quatro blocos de circulação (A, B, C, D)

#### *Etapa 2: Definição do sistema a ser modelado*

Segundo a norma brasileira para este tipo de edifícios (hospitais), deve-se ter em conta entre outras as seguintes especificações:

- Os elevadores de pacientes servindo a mais de quatro andares devem ter comando automático coletivo.

- Deve existir pelo menos, um elevador adaptável para as manobras do corpo de bombeiros.

- O sistema de elevadores deverá contar com estratégias adequadas em caso de incêndio e falta de energia.

A análise das informações levantadas do sistema e, a consideração das normas que existem para hospitais, resultaram na especificação e descrição da seqüência de eventos requerida para cada uma das seguintes estratégias (detalhes das estratégias podem ser encontrados em (Barney, 1985; Elevator world, 1990)) de funcionamento e integração do sistema de elevadores com outros sistemas prediais:

Estratégia duplex/triplex (de atendimento aos usuários);

Estratégia para tráfego de pico de subida (de atendimento aos usuários);

Estratégia para tráfego de pico de descida (de atendimento aos usuários);

Estratégia em caso de incêndio;

Estratégia em caso de falta de energia;

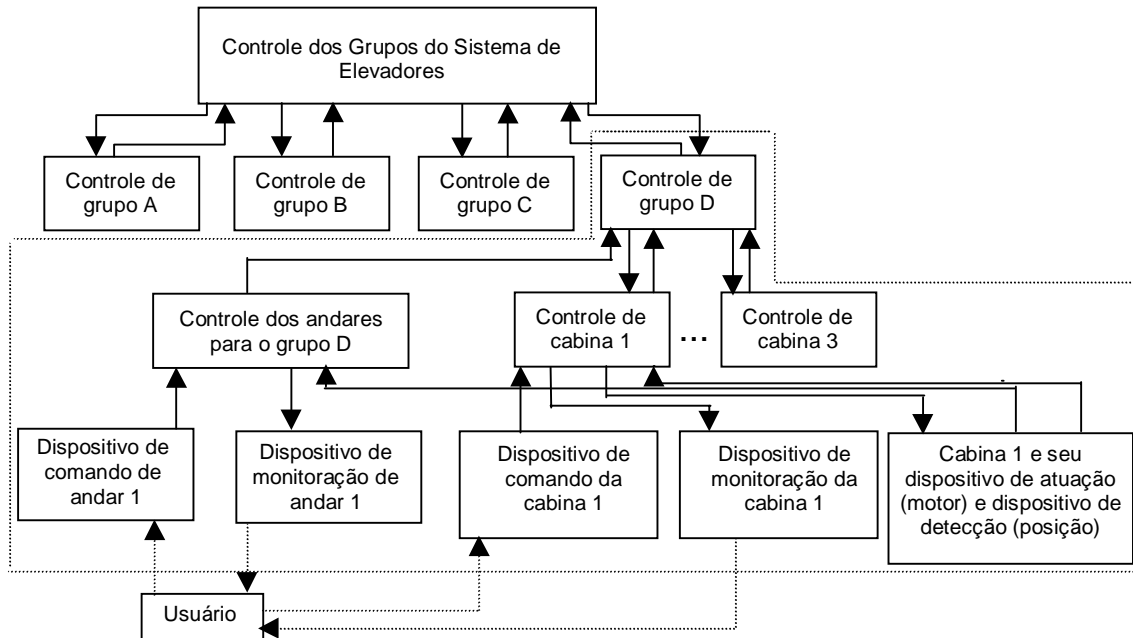
Estratégia para manutenção preventiva;

Estratégia em caso de falha.

#### *Etapa 3: Modelagem estrutural do sistema*



O modelo estrutural do PAMB é apresentado na fig. 4. Nele são identificados (linha tracejada) tanto os elementos que pertencem a um grupo (grupo D) como as partes que correspondem a cada cabina (cabina 1) do grupo (relacionados com os blocos de circulação A,B,C e D).



**Figura 4.** Modelo estrutural do sistema de elevadores do PAMB.

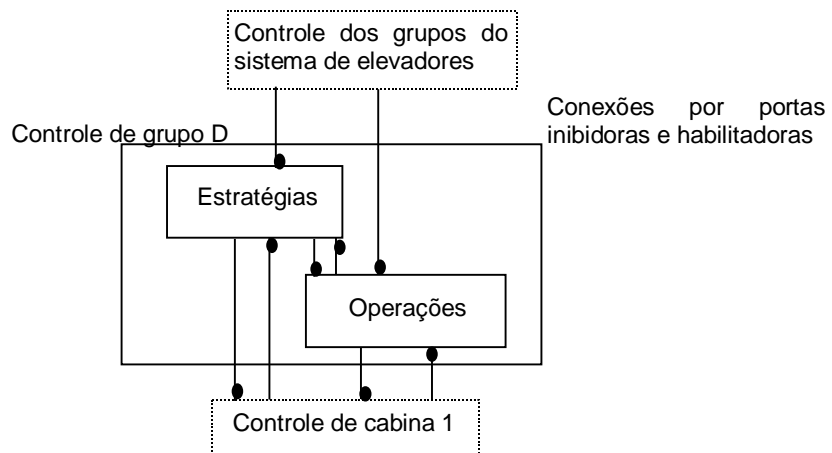
*Etapa 4: Modelagem conceitual e funcional do sistema de elevadores*

Os modelos conceitual e funcional do sistema de elevadores do PAMB são desenvolvidos de acordo com as informações e a definição do sistema e segundo o modelo estrutural. Assim a modelagem conceitual considera cada um dos elementos estruturais do sistema em uma abordagem *top - down*. Esta modelagem é realizada usando o PFS e o MFG e suas extensões.

Considerando a complexidade do modelo completo do sistema de elevadores do PAMB, devido ao número de elevadores e andares envolvidos e, com a finalidade de exemplificar modelos mais compactos e de fácil entendimento, serão apresentados aqui apenas alguns dos modelos mais gerais e representativos do sistema.

*- Modelagem do controle de grupo*

Neste nível são consideradas duas partes: as estratégias a serem executadas pelo grupo, e as operações sobre os controles de cabina. (vide fig. 5).

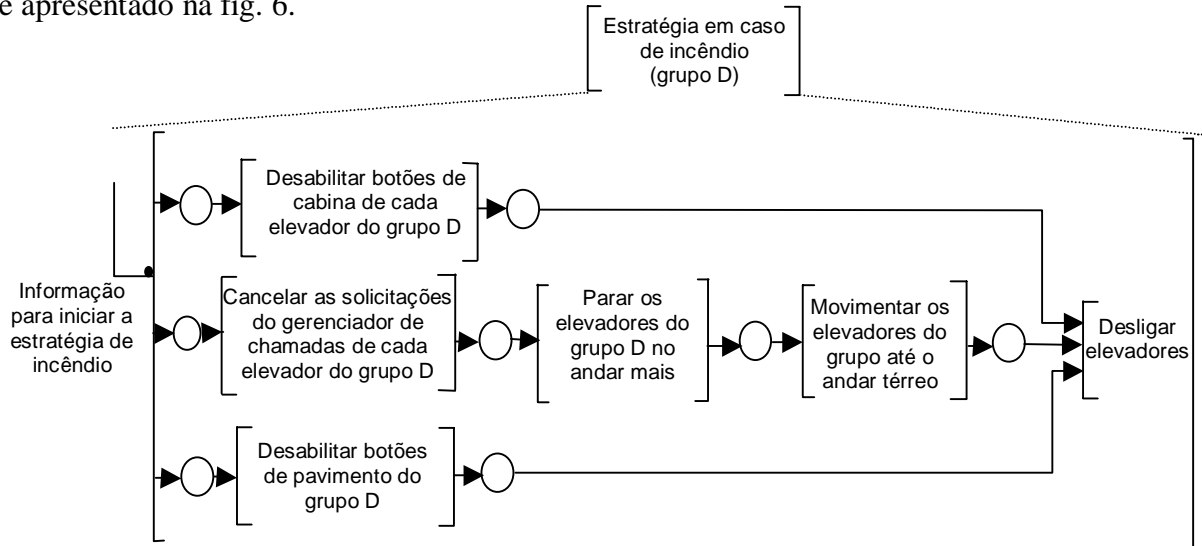


**Figura 5.** Esquema das atividades realizadas pelo controle de grupo D.

Um modelo desta parte é apresentado a seguir:

*Modelagem das estratégias*

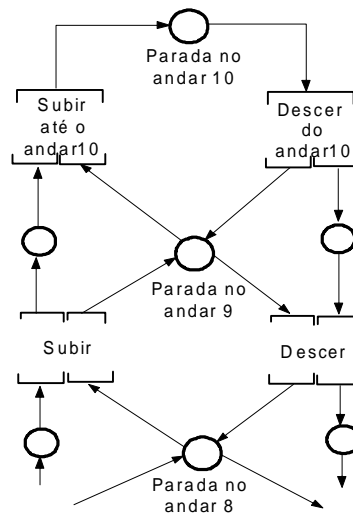
Um exemplo da modelagem das estratégias correspondente à estratégia em caso de incêndio, é apresentado na fig. 6.



**Figura 6.** Modelo em PFS da estratégia em caso de incêndio para o grupo D.

*- Modelagem do objeto de controle (cabina e dispositivo de atuação)*

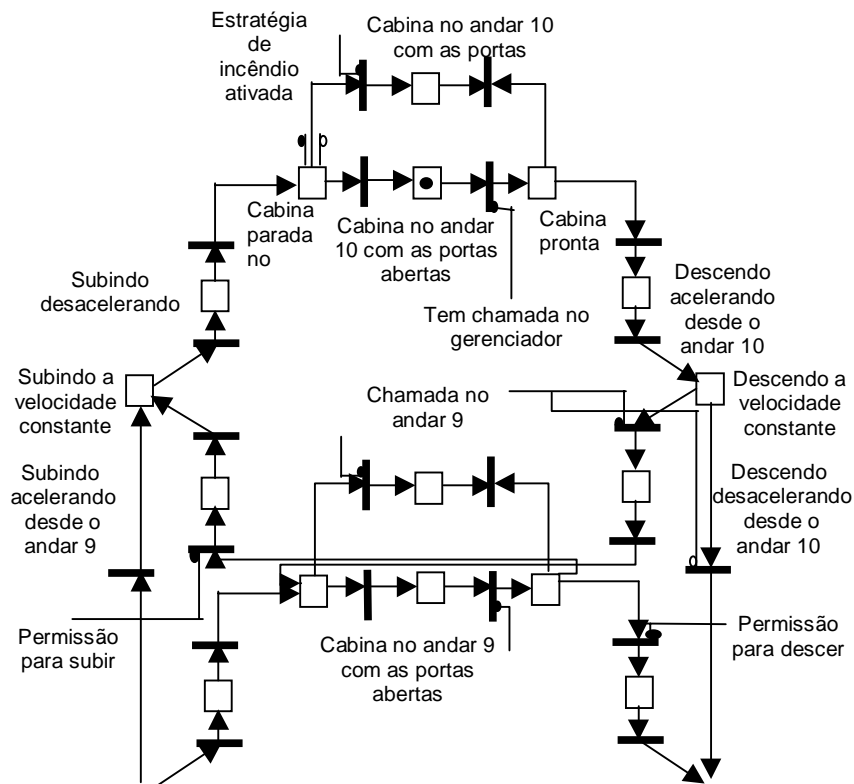
No nível do objeto de controle, são identificadas duas *atividades* básicas para cada elevador: [subir], [descer] e um elemento *inter-atividade* que representa a parada nos andares (vide fig. 7).



**Figura 7.** Modelo em MFG do objeto de controle (cabina 1).

A partir do modelo conceitual em PFS desenvolve-se um modelo MFG através de refinamentos das atividades consideradas. Este modelo é apresentado na fig. 8.

Como ilustrado nos modelos apresentados o detalhamento sucessivo das atividades permite a construção do modelo completo do sistema, ao explicitar as interações entre os diferentes dispositivos dos sistemas, e identificar os sinais de controle do sistema e os parâmetros de entrada/saída da programação. Desta forma a presente abordagem confirma ser efetiva para o projeto de integração dos sistemas de elevadores com outros sistemas prediais.



**Figura 8.** Modelo em MFG do objeto de controle (cabina 1).

## 5. CONCLUSÕES

No trabalho foi proposta uma metodologia para a modelagem de sistemas de elevadores através do uso das redes de Petri e suas extensões, mediante a utilização da metodologia PFS/MFG, visando o apoio ao projeto destes sistemas em edifícios inteligentes. Para demonstrar a efetividade da metodologia, foi considerado como estudo de caso um prédio hospitalar (PAMB), no qual a modelagem resultou satisfatória ao permitir o estudo da dinâmica e a integração do sistema de elevadores com outros sistemas prediais, a geração da especificação funcional de todo o sistema (objeto e controle e sistema de controle) e explicitar as interações entre os diferentes dispositivos deste.

A metodologia PFS/MFG também confirmou através da especificação do modelo funcional do sistema, ser efetiva para definir as funções de controle para o projeto de controladores programáveis, facilitando desta forma a implementação do controle, além da integração com outros sistemas.

## Agradecimentos

Os autores agradecem as entidades que auxiliam diferentes partes desta pesquisa: HC-FMUSP, FSP-USP, CNPq e FAPESP.

## 6. REFERÊNCIAS

- Barney, G. C; Dos Santos, S. M., 1985, Elevator Traffic Analysis, Design and Control. Ellis Horwood Limited, Chichester.

- ELEVATOR WORLD, 1990, *Educational Package and Reference Library*, v. 1, Mobile, Editor Elevator World Educational Division.
- Finley, M.R.; Karakura, A.; Nbogni, R, 1991, Survey of intelligent buildings concepts, *IEEE Communications Magazine*, vol 29, n. 4, pp. 18-23.
- Gomes, L.F., 1997, Redes de Petri reactivas e hierárquicas - integração de formalismos no projecto de sistemas reactivos de tempo-real, Tese de Doutoramento, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, Portugal.
- Gustin, G. B., 1999, Aplicação de redes de Petri interpretadas na modelagem de sistemas de elevadores em edifícios inteligentes. *Dissertação de mestrado*, Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Miyagi, P.E., 1996, Controle Programável, Editora Edgard Blücher, São Paulo.
- Peterson, J.L., 1981, Petri Net Theory and The Modeling of Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- Ramadge, P.J. & Wonham, W.M.,1989, The control of discrete event systems, *Proceedings of the IEEE*, vol.77, n. 1.
- Santos, D., 1993, Proposta do Mark Flow Graph estendido para a modelagem e controle de sistemas integrados de manufatura. *Dissertação de mestrado*, Universidade de São Paulo, São Paulo.

# **MODELAGEM DE SISTEMA DE MOVIMENTAÇÃO DE MATERIAIS UTILIZANDO-SE UMA ABORDAGEM HÍBRIDA (ORIENTADA A PROCESSOS E A OBJETOS)**

**Fabrcio Junqueira**

**Paulo Eigi Miyagi**

**Diolino José dos Santos Filho**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Depto. de Eng. Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: fabri@usp.br

## **Resumo**

Considera-se os sistemas de movimentação de materiais (tanto interno como de distribuição) em empresas de manufatura um dos elementos chave para a sua competitividade, pois dela depende a flexibilidade da produção e uma distribuição eficiente dos produtos. Desta forma, procura-se estudar ferramentas que permitam a modelagem e análise destes sistemas. Uma das ferramentas que tem se demonstrado efetiva para esta finalidade são as Redes de Petri Interpretadas como o E-MFG (Enhanced Mark Flow Graph). Assim, procura-se, neste trabalho, abordar o E-MFG de uma forma híbrida (orientada a processo e a objeto), visando-se aumentar a sua capacidade de modelagem de sistemas de movimentação de materiais.

**Palavras-chave:** E-MFG, Redes de Petri, Modelagem de Processos, Sistemas de Movimentação de Materiais.

## **1. INTRODUÇÃO**

Muitas empresas estão procurando ferramentas que as ajudem a melhorar a eficiência de seus sistemas produtivos, ou seja, torná-los eficazes e permanecerem competitivas. Dentre as várias ferramentas aplicáveis para esta finalidade, pode-se destacar o E-MFG (Enhanced Mark Flow Graph) – uma Rede de Petri Interpretada para aplicação em sistemas de manufatura – que vem demonstrando ser eficaz tanto na modelagem de sistemas produtivos como na especificação do controle destes sistemas, possibilitando a execução de simulações para análise de desempenho e implementação do controle (Santos Filho, 1993; 1995).

Dentre os requisitos mais importantes para ser competitivo estão a agilidade na resposta às necessidades do mercado – responder num curto espaço de tempo – e a flexibilidade na produção, ou seja, poder alterar o seu mix de produtos em produção com rapidez. Para tanto, as linhas de produção não podem ser rígidas, ou seja, dedicadas a apenas um produto ou família de produtos, é necessário mobilidade e intercambialidade de recursos. Para se garantir esta mobilidade utilizam-se transportadores de alta flexibilidade tais como VATs (Veículos Autônomos de Transporte) que incluem os veículos guiados pelo homem e cujas características de autonomia e versatilidade não têm sido adequadamente modeladas quando o enfoque é orientado apenas ao processo (Inamasu, 1995; Santos Filho, 1998). Desta forma, o que se apresenta aqui é uma contribuição à solução deste problema.

## 2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Antes de introduzir o conceito de modelagem híbrida (orientada a objeto e orientada para processos) utilizando-se Redes de Petri interpretadas, tal como o E-MFG, apresenta-se os conceitos de objetos e do E-MFG.

### 2.1 Objetos

A definição de objetos baseia-se em três conceitos fundamentais (Cantù, 1995):

- classes – é um tipo<sup>1</sup> de dado definido pelo usuário, o qual tem um estado<sup>2</sup>, uma representação<sup>3</sup> ou algumas operações<sup>4</sup> ou comportamentos. Uma classe possui alguns dados internos e alguns métodos<sup>5</sup>, na forma de procedimentos ou funções. Uma classe usualmente descreve as características genéricas e o comportamento de uma série de objetos<sup>6</sup> muito semelhantes;
- heranças – é a possibilidade de se definir um novo tipo a partir de uma já existente;
- polimorfismo – indica a capacidade de um objeto assumir várias formas, ou seja, permite-se que se referencie objetos de classes diferentes por meio da mesma variável.

Destes, os mais relevantes para este estudo são os dois primeiros por possibilitarem, respectivamente, o encapsulamento de “dados” e por possibilitar a utilização dos modelos existentes na confecção de outros modelos mais complexos.

Esta abordagem possibilita definir os elementos apenas uma vez, evitando-se duplicação de definições de elementos e facilitando futuras alterações dos modelos pois quando se altera, por exemplo, a estrutura de uma classe, todos os objetos que forem baseados nesta – que herdaram as suas características – são atualizadas automaticamente.

### 2.2 O E-MFG

O E-MFG (Santos Filho, 1993; 1995) é uma extensão do MFG (Hasegawa, 1988; Miyagi, 1985; 1996). Este, assim com o MFG, é uma ferramenta de modelagem do comportamento dinâmico de sistemas de controle de equipamentos e sistemas de manufatura, com capacidade para representar assincronismo, seqüencialização, paralelismo, concorrência e intertravamentos. Este é composto pelos seguintes elementos:

- elementos do MFG (Miyagi, 1985):
  - *box*: indica uma condição e é representado por um bloco quadrado (figura 1 (a));

---

<sup>1</sup> Os tipos determinam os valores que uma variável pode assumir (Cantù, 1995).

<sup>2</sup> Focando-se um componente do sistema de movimentação, o transportador, teria-se os seguintes estados: parado, movimentando-se, carregando ou descarregando.

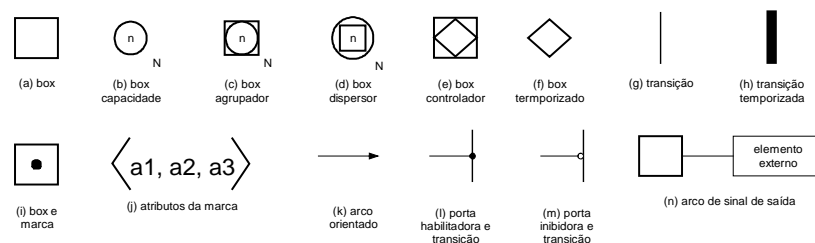
<sup>3</sup> Como representação, focando-se o transportador, poderia-se ter a sua representação em E-MFG, indicando os seus possíveis estados e dinâmica (ver figura 9 como exemplo).

<sup>4</sup> Ainda com relação ao transportador, poderia-se considerar as operações de carga e descarga de materiais.

<sup>5</sup> Como exemplo de método, pode-se citar as respostas às instruções para parar / movimentar e instruções para carregar / descarregar materiais.

<sup>6</sup> Objeto é uma instância de uma classe, em outras palavras, é uma variável do tipo de dados definido pela classe (Cantù, 1995).

- *transição*: representa a ocorrência de eventos e admite inscrições que representam regras adicionais restritivas para a evolução do estado do sistema (figura 1 (g));
- *marcas*: indicam a manutenção de uma condição (figura 1 (i)), podem ser individualizadas por *atributos* (figura 1 (j)), onde pode-se associar diversas informações referentes ao produto, ao processo, etc., podendo este assumir qualquer tipo;
- *arcos orientados*: estabelecem uma relação causal entre os eventos e as condições, podem conter inscrições variáveis que manipulam a transmissão dos *atributos* das *marcas* individuais (figura 1 (k));
- *arcos de sinal de saída*: podem transmitir informações aos dispositivos externos relativas ao estado dos *boxes*. Esta informação é derivada dos *atributos* da *marca* existente no respectivo *box*, através da especificação de inscrições variáveis nestes *arcos* (figura 1 (n)).
- elementos derivados de macro-representações:
  - *box capacidade*: é um macro elemento correspondendo a um grafo MFG com N elementos *box*, onde o símbolo N indica a sua capacidade, ou seja, quantos elementos *box* foram combinados para gerar o *box capacidade* (figura 1 (b));
  - *box agrupador*: um macro elemento correspondendo a um grafo MFG de uma operação de montagem (figura 1 (c));
  - *box dispersor*: um macro elemento correspondendo a um grafo MFG de uma operação de desmontagem (figura 1 (d)).
- elementos derivados de Redes de Petri Coloridas e outras extensões (Santos Filho, 1993):
  - *box temporizador*: quando uma *marca* aparece neste tipo de *box*, ela deve necessariamente permanecer neste *box* um intervalo de tempo, o qual pode ser determinado a partir de alguns dos *atributos* (figura 1 (f));
  - *transição temporizada*: uma vez que todas as condições de disparo estejam satisfeitas, esta *transição* só dispara após decorrido um intervalo de tempo. Se durante este tempo uma das condições deixa de ser satisfeita, a contagem do tempo é anulada. Será reiniciada somente após todas as condições estarem novamente satisfeitas (figura 1 (h));
  - *marca individual composta*: é uma *marca* simples que contém os *atributos* referentes à composição de várias *marcas* individuais simples;
  - *box controlador*: *box* onde se associa um conjunto de regras para a atualização dos *atributos* das *marcas*, as quais são regras de produção do tipo “se...então” referentes ao estado dos *atributos* e a atualização destes (figura 1 (e));
  - *portas habilitadoras / inibidoras*: portas que habilitam (figura 1 (l)) ou inibem (figura 1 (m)), respectivamente, a ocorrência de eventos. Esta condição adicional é especificada através de inscrições fixas relacionadas aos *atributos* agregados às *marcas*.



**Figura 1.** Elementos do E-MFG

Para efetuar a modelagem utilizando o E-MFG, devem ser observados os seguintes pontos:

- os *boxes* e as *transições* são necessariamente conectados de forma intercalada através dos *arcos orientados*.
- não existe limite para o número de *arcos* que entram ou saem dos *boxes* e das *transições*. Mas, em um par *transição-box* ou *transição-origem* da porta externa, pode existir apenas um *arco*.
- as *portas* e *arcos de sinal de saída* são formas de representação explícita das condições de controle.

A dinâmica de um sistema modelado em E-MFG é descrita através das regras de disparo das transições que alteram as marcações no grafo. Para mais detalhes destas regras consultar Miyagi [1996] ou Santos Filho [1993].

### 3. MODELAGEM HÍBRIDA E ESTUDO DE CASO

Afim de se apresentar a abordagem de modelagem híbrida (orientada a processo e a objeto), apresenta-se o exemplo de um sistema de movimentação de materiais utilizando-se inicialmente a metodologia orientada para processo na modelagem e em seguida a metodologia híbrida (orientada para processos e para objetos).

#### 3.1 Formulação do problema

O problema enfoca a movimentação de materiais entre unidades produtivas (que podem ser máquinas, prédios de uma mesma empresa ou entre empresas) – que serão designadas como *nós* – através de transportadores de alta flexibilidade – VATs. Sempre que existe a necessidade de transporte, o sistema produtivo (que não está sendo abordado neste trabalho) comunica esta necessidade a uma unidade de controle, informando o *nó* de origem e o *nó* de destino do material, e esta designa um transportador para realizar a movimentação do material (figura 2). Na figura 3 ilustra-se uma representação de várias unidades produtivas – *nós* – e os possíveis caminhos entre elas – *arcos*.

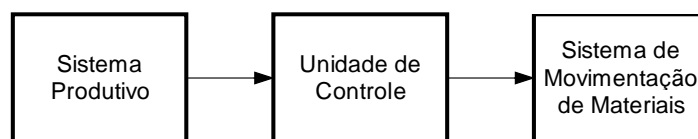


Figura 2. Fluxo de informações.

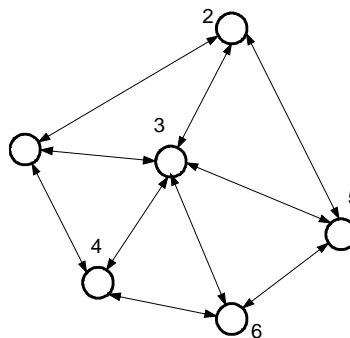


Figura 3. Modelo da malha de movimentação.



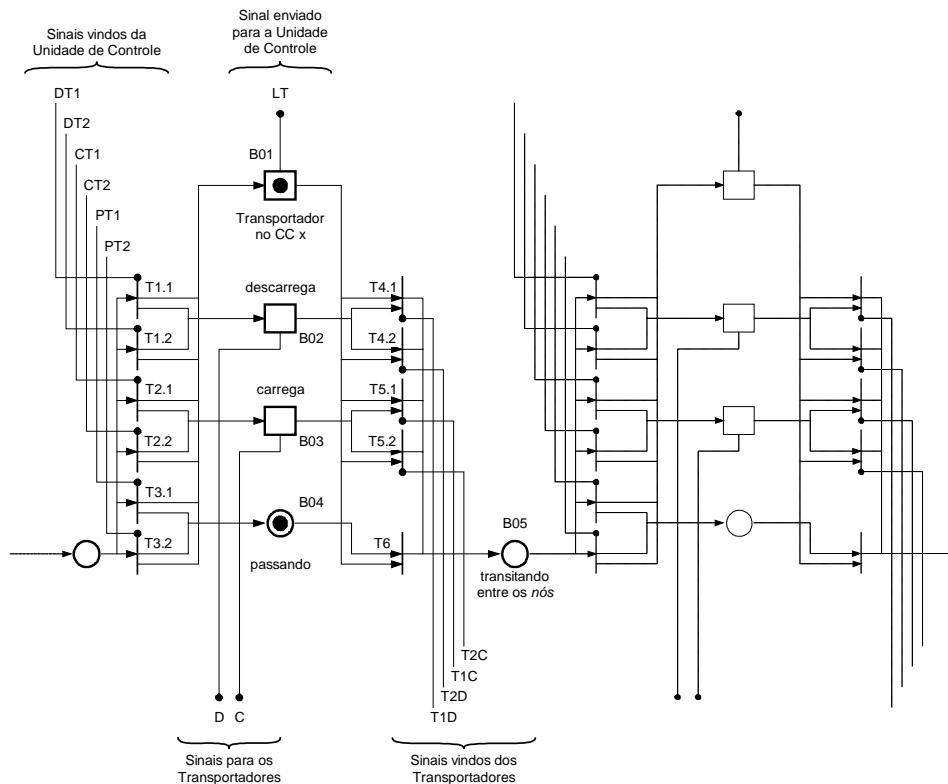
Nas próximas seções serão abordados os modelos dos elementos constituintes deste sistema: os *nós* e os transportadores.

### 3.2 Modelagem orientada para processos

Nesta modelagem, os modelos dos *nós* e dos transportadores são tradicionalmente desenvolvidos separadamente e interligados através de *portas* e *arcos de sinal de saída* (do E-MFG). Os transportadores são modelados por *marcas* que percorrem a malha de movimentação e, conseqüentemente, passam pelos *nós*, e possuem *atributos* para a sua identificação.

O modelo da figura 4 ilustra a representação de um *nó* da malha de transporte, onde o transportador pode estar:

- passando pelo *nó*;
- carregando um material no *nó* para ser transportado;
- descarregando um material que acabou de ser transportado.



**Figura 4.** Representação da malha de movimentação utilizando-se o E-MFG, destacando-se a representação de um *nó* da malha.

Na ilustração da figura 4 as *marcas* indicam para a unidade de controle a localização do transportador e o que ele está fazendo – neste caso, passando pelo *nó*. As *transições* T1.i, T2.i e T3.i (onde *i* indica o número de transportador, ou seja, para *n* transportadores existirá *n* *transições* do tipo T1, *n* do tipo T2 e *n* do tipo T3) são habilitadas pela unidade de controle e são responsáveis, respectivamente, por: operação em que o transportador deixa o material sendo transportado; operação que o transportador carrega um material para ser transportado e operação que transportador passa direto pelo *nó*. Já as *transições* T4.i e T5.i são *transições* que disparam quando as respectivas operações de descarga e carga forem concluídas (mais

uma vez,  $n$  transportadores implicam em  $n$  transições T4 e  $n$  transições T5). Esta característica pode ser observada na figura 6.

O mesmo acontece no modelo dos transportadores (figura 5)– o número de transições T01.i, T02.i, T03.i, T04.i, T05.i e T09.i é proporcional ao número de nós presentes na malha de movimentação (figura 7).

Esta abordagem permite que as inter-relações entre os modelos sejam evidenciadas, porém, sempre que se necessitar de uma mudança como a inclusão de um novo transportador ou mesmo um novo nó à malha, é necessário alterar todas as relações entre os componentes. Este inconveniente motivou a adoção da modelagem híbrida a seguir descrita.

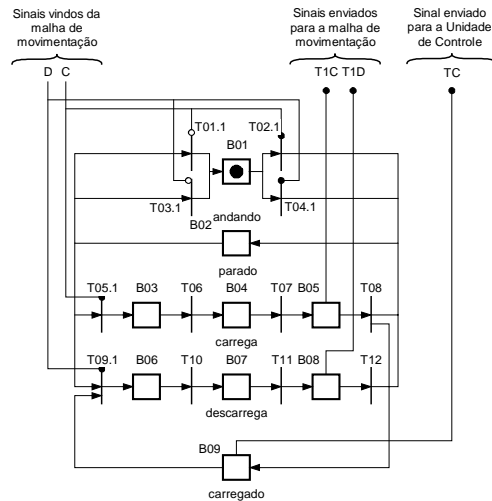


Figura 5. Representação do elemento transportador.

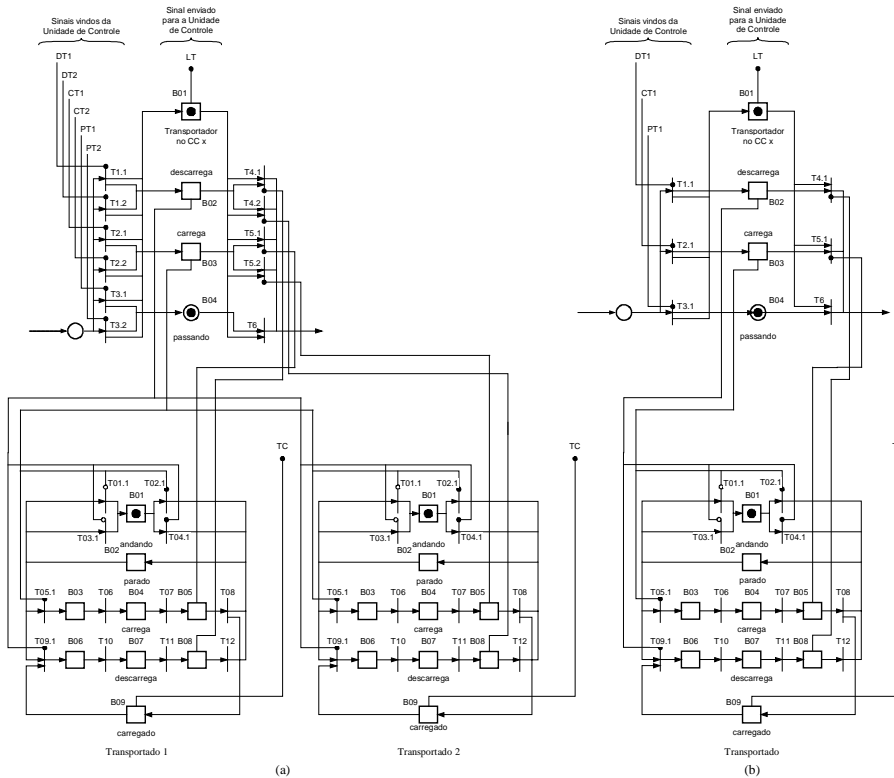
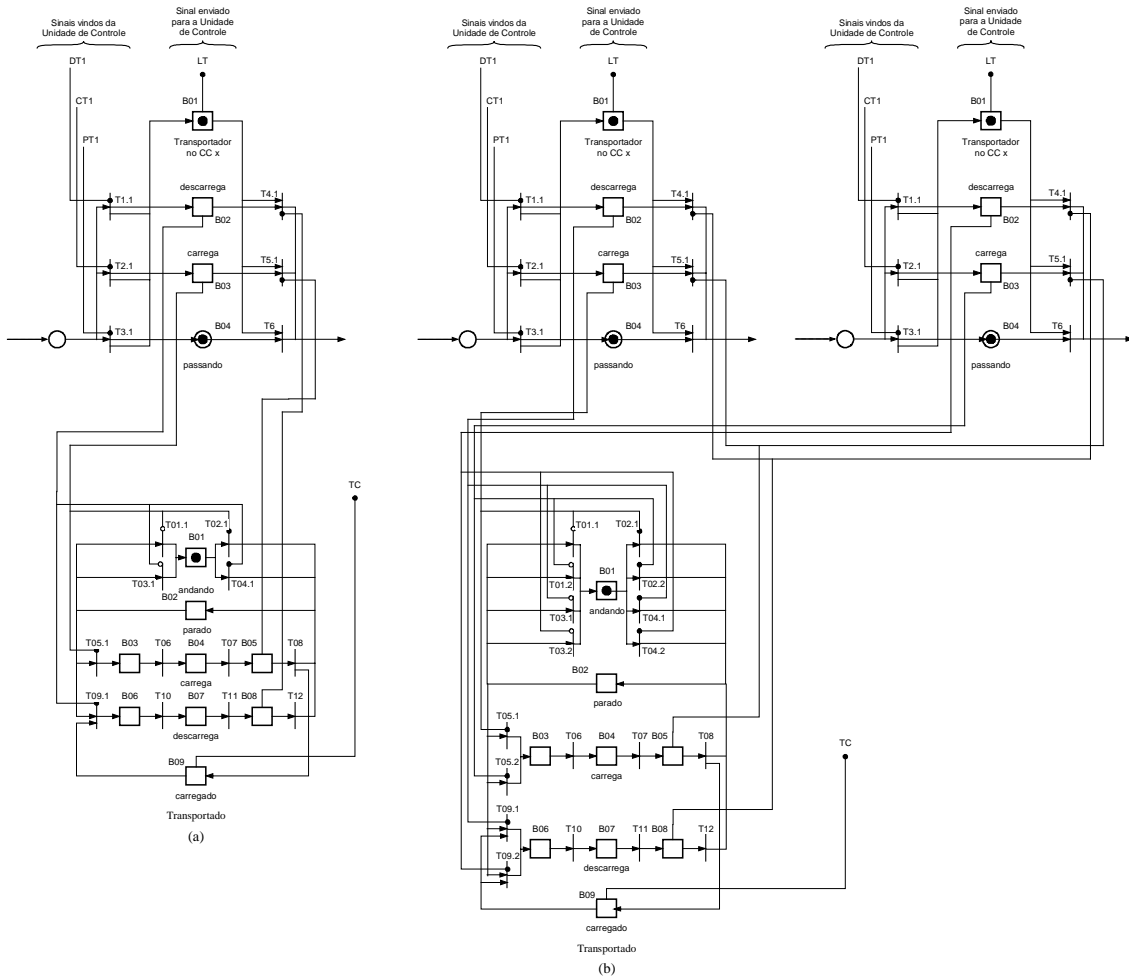


Figura 6. Exemplo de mudanças necessárias na representação dos nós ao se variar o número de transportadores: (a) o modelo com 2 transportadores; (b) o modelo com um transportador.



**Figura 7.** Exemplo de mudanças necessárias na representação dos transportadores ao se variar o número de nós: (a) o modelo com um nó e (b) o modelo com dois nós.

### 3.3 Modelagem híbrida (orientada para processos e para objetos)

Nesta abordagem apenas as interações entre a unidade de controle e os nós é feita através de *arcos de sinal de saída* e *portas*. As interações entre os nós e os transportadores passam a ser realizadas através de *box controladores* que alteram os *atributos* da *marca* e, conseqüentemente, interagem com o modelo do transportador.

Para tanto, a *marca* (figura 8), ao invés de apenas identificar o transportador, passa a ser composta de dois *macro atributos*: “instrução” e “transportador”.

$$\langle \text{marca} \rangle \equiv \langle \langle \text{instrução} \rangle, \langle \text{transportador} \rangle \rangle$$

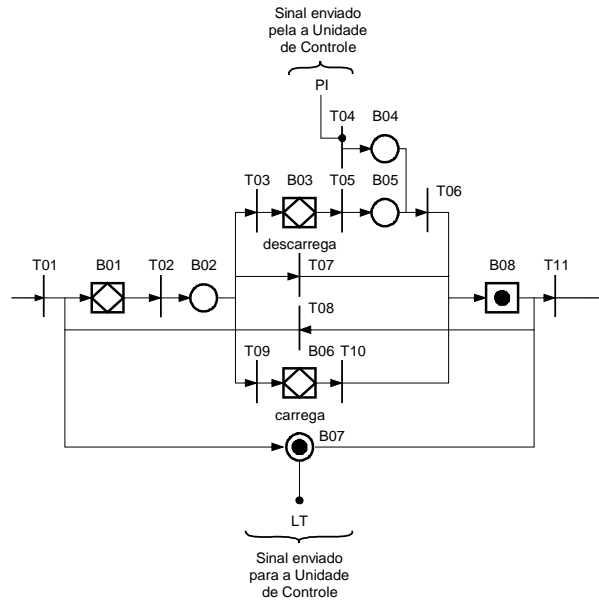
Estes *atributos* em conjunto com filtros nos *arcos* orientados eliminam a necessidade de um novo conjunto de *transições* para cada novo transportador inserido no modelo como acontecia na modelagem orientada para processos (figura 4).

O *macro atributo* “instrução” é composto de 3 *atributos*:

- origem – indica o nó onde o transportador deverá pegar o material;
- destino – indica o nó onde se deve deixar o material;

- rota a ser tomada – é uma lista de *nós* indicando a trajetória que o transportador deve realizar.

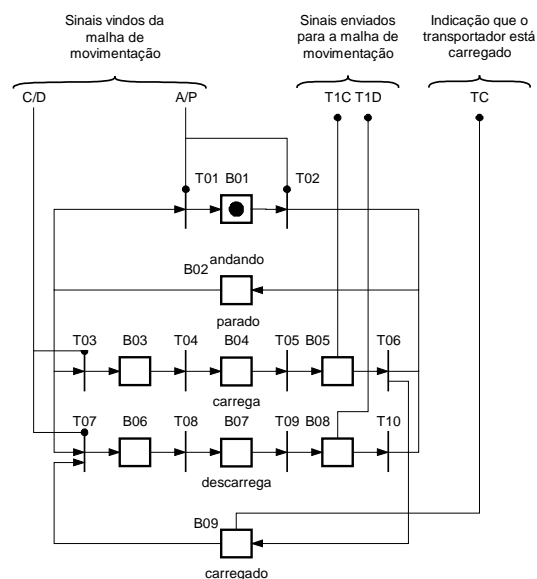
$\langle \text{instrução} \rangle \equiv \langle \text{origem, destino, rota a ser tomada} \rangle$



**Figura 8.** Nova representação de um *nó* da malha de movimentação.

Sempre que um transportador descarrega um material, este fica aguardando, em B05 (figura 8), uma nova requisição de transporte. O *macro atributo* “instrução” é passado pela unidade de controle para o *nó* através de uma *porta* – PI – e deste para o transportador através de um dos filtros nos *arcos orientados* que chegam na forma de porta habilitadora à *transição* T06 (figura 8), fazendo com que haja a combinação dos *atributos* da *marcas* presentes nos *boxes* B04 e B05, originando como resultado uma *marca* em B08.

O modelo do transportador, visto na figura 5, também sofre alterações (figura 9).



**Figura 9.** Nova representação do elemento transportador.

Assim, não mais é necessário um conjunto de *transições* para cada *nó* da malha de movimentação – como no modelo da figura 5 – pois o grafo (figura 9) passa a ser encapsulado em uma *marca* e seus *arcos de sinal de saída* e *portas* passam a ser vinculados aos *atributos* do *macro atributo* “transportador”. Desta forma, as *portas* (C/D e A/P) são habilitadas pelos *box-controladores* B03 ou B06 (figura 8).

$$\langle \text{transportador} \rangle \equiv \langle \text{Transp. i, C/D, A/P, T1C, T1D, TC, grafo} \rangle$$

#### 4. COMENTÁRIOS FINAIS

A proposta de encapsular modelos E-MFG (tem-se neste caso o transportador) e associar seus *arcos de sinal de saída* e *portas* (*gates*) com os *atributos* de uma *marca*, ou seja, inserir um grafo E-MFG dentro da *marca* faz com que as conexões anteriormente necessárias através de *arcos de sinal de saída* e *portas* passem a ser associadas à alteração de *atributos* da *marca* utilizando-se *box controladores* e o fluxo das *marcas* passa a ser direcionado pelos *atributos* e filtros contidos nos *arcos orientados*.

Esta nova abordagem permite que vários transportadores sejam incluídos ao modelo sem a necessidade de se incluir novos *arcos de sinal de saída* e/ou *portas*, bastando para isto definir uma nova *marca* contendo o objeto previamente encapsulado. Algo semelhante pode ser feito com os *nós* que passam a ter que ser conectados com os demais *nós* e com o sistema de controle. Disponibiliza-se assim uma técnica onde os usuários podem ter maior flexibilidade e agilidade no trato com o modelo, possibilitando, por exemplo, a simulação de desempenho do sistemas com *n* transportadores, sem se ter a necessidade de grandes alterações do modelo – apenas a inclusão de uma nova *marca*.

Outra característica que o modelo passa a apresentar é o conceito de herança das linguagens orientadas a objeto pois se necessitar considerar outras características para o transportador como sua capacidade de reboque, basta inserir um novo atributo à classe transportador definindo-se esta capacidade.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio dado pela FAPESP e pelo CNPq ao presente trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Cantù, M., 1995, Dominando o Delphi – “A Bíblia”. São Paulo. Makron Books do Brasil Editora Ltda.
- Hasegawa, K.; et al., 1988, Application of the Mark Flow Graph to Represent discrete Event Production Systems and System Control. Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers, SICE, Tokyo, Japão, v.24, n.1, p.69-75, ISSN 0453-4654.
- Inamasu, R. Y., 1995, Modelo de FMS: Uma Plataforma para Simulação e Planejamento. Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.
- Miyagi, P.E., 1985, A Study on MFG Based Programming Method for Robots. Dissertação de Mestrado, Tokyo Institute of Technology, Tokyo.
- Miyagi, P.E., 1996, Controle Programável - Fundamentos do Controle de Sistemas a Eventos Discretos. Editora Edgard Blücher, São Paulo.
- Reisig, W., 1992, A Primer in Petri Design. Springer-Verlag, Berlin.
- Santos Filho, D.J., 1993, Proposta do Mark Flow Graph Estendido para a Modelagem e Controle de Sistemas Integrados de Manufatura. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo.

- Santos Filho, D. J. & Miyagi, P. E., 1995, Enhanced Mark Flow Graph to Control Flexible Manufacturing Systems. *Jornal of The Brazilian Society of Mechanical Sciences, ABCM*, Rio de Janeiro, RJ, v.17, n.2, p.232-248, ISSN 0100-7386.
- Santos Filho, D.J., 1998, *Sistemas Antropocêntricos de Produção Baseado em Redes de Petri Interpretadas*. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo.

# TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM FLUIDOS PSEUDOPLÁSTICOS TERMODEPENDENTES

**Ivan Azevedo Cardoso**

**Michel Lebouche**

**Rene Devienne**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná

Faculdade de Engenharia Mecânica

Caixa Postal 5030; CEP 80061-990 Curitiba PR

E-mail: ivanac@rla01.pucpr.br

## **Resumo**

Apresentamos resultados da transferência de calor e perda de carga para fluidos pseudoplásticos em escoamento laminar no interior de tubos cilíndricos. Foi utilizado o modelo da lei de potência de Ostwald para caracterizar os fluidos. Estes fluidos são resfriados em um trocador de calor bitubular por um outro fluido em escoamento turbulento externo em contracorrente e a baixa temperatura. Foi desenvolvido um método de forma a determinar os valores dos coeficientes locais de troca de calor. As variações dos números de Nusselt associados podem ser aproximadas usando a abscissa adimensional  $X_+ = 2z/(D.Pe)$ . Os dados experimentais mostram que os números de Nusselt são fortemente dependentes da diferença entre a temperatura de entrada do fluido pseudoplástico  $T_e$  e as temperaturas da parede  $T_w(z)$ . Este último fenômeno, atribuído às variações dos índices de consistência  $K$  e reológico  $n$  com a temperatura, pode ser mostrado pelas evoluções dos perfis de velocidades axiais que são determinados pelo efeito Doppler pela anemometria laser. Uma correlação muito simples aparece como aceitável em nossa faixa de variação experimental. Comparações com um código numérico também são propostas.

**Palavras chave:** Fluidos não newtonianos; Reologia; Transferência de Calor; Termodependência.

## **1. INTRODUÇÃO**

É bem conhecido que quando há envolvimento de fluidos não-newtonianos o projeto de trocadores de calor não é uma operação simples. Este problema está primariamente ligado às indústrias de alimentos ou químicas quando os produtos a serem tratados podem exibir comportamento reológico complexo. Além do mais, tais fluidos como extrato de tomate e purês de frutas geralmente apresentam alta viscosidade aparente de tal forma que aparecem situações para as quais o regime térmico nunca é estabelecido dentro do trocador de calor. Isto é particularmente válido no caso do resfriamento com um aumento da complexidade. Projetistas de plantas térmicas podem achar muitos estudos experimentais e teóricos na literatura. Ver por exemplo, os seguintes artigos: Oliver e Jenson (1964), Christiansen *et al.*(1966), Forest e Wilkinson (1977), Popovska e Wilkinson (1977). Estes autores analisaram o efeito de tal

fenômeno como:

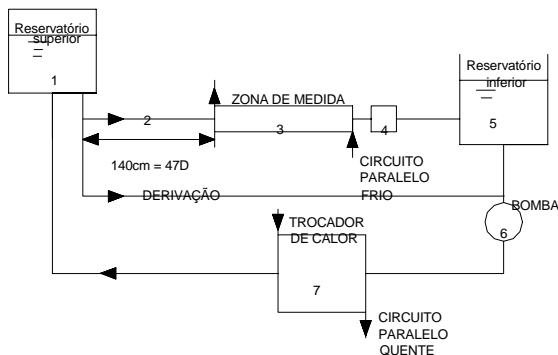
- (1) termodependência, também extensivamente tratada no caso de aquecimento, ver, por exemplo, Sieder e Tate (1936), Metzner *et al.*(1957), Joshi e Bergles (1982);
- (2) dissipação viscosa, que pode ser de grande importância em processos de resfriamento devido ao fato de que nessas situações a transferência de energia é geralmente fraca;
- (3) convecção natural.

Apresentamos alguns resultados ligados aos coeficientes de transferência de calor entre um fluido pseudoplástico, chamado de fluido de trabalho, e uma parede resfriada por um fluido newtoniano. A geometria testada corresponde aos escoamentos em contracorrente no interior de um tubo horizontal para o fluido de trabalho e dentro de um espaço anular concêntrico para o fluido de resfriamento. O fluxo de calor e a temperatura de parede variam ao longo do tubo. Este estudo pode fornecer resultados práticos para os trocadores de calor.

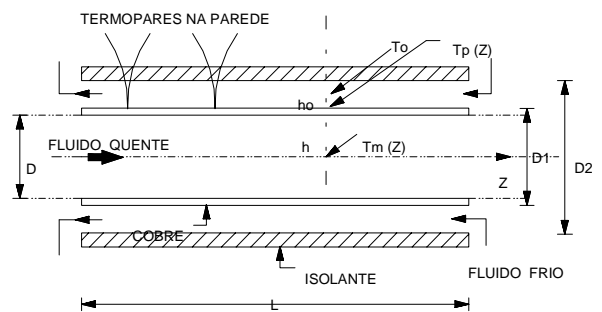
## 2. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

### 2.1 Instalação experimental

É constituída essencialmente de um sistema que permita o escoamento de fluido quente em um circuito fechado (veja fig. 1). Este escoamento é impulsionado por uma bomba helicoidal, que foi escolhida para evitar excessivo cisalhamento. Um tubo de seção inicial de 47 diâmetros foi colocado à entrada, de forma a permitir a estabilização do perfil de velocidade para qualquer vazão, esta sendo medida por um medidor eletromagnético. O comprimento de entrada hidrodinâmica pode ser avaliado pela equação:  $L/D \approx Re_g/10$  e, de fato, nossos consistentes produtos levam a baixos números de Reynolds ( $<30$ ) de tal forma que o campo e velocidades se desenvolve muito rapidamente.  $Re_g$  é o número de Reynolds generalizado definido por  $Re_g = 1/\Delta^n \rho V_d^{2-n} D^n / 8^{n-1} K$  onde  $\Delta$  é a correção do gradiente de velocidade na parede definido por  $\Delta = (3n + 1)/4n$ ,  $V_d$  é a velocidade média axial e  $\rho$  é a massa específica.



**Figura 1.** Esquema Geral da Instalação



**Figura 2.** Detalhes da Zona de Medida

A temperatura média de entrada  $T_e$  pode ser controlada por um trocador de calor, e é medida por um termopar com precisão de  $\pm 0,1$  K. A região observada é composta essencialmente de um tubo de cobre horizontal de 3,2 m de comprimento, através do qual flui o líquido quente (ver fig. 2). Foram inseridos 40 termopares Chromel-Alumel ao longo da parede do tubo, que foram então conectados a uma central de medidas, alguns dos quais foram fixados acima e abaixo na mesma seção para controlar a eventual ocorrência de convecção natural. O



líquido de resfriamento externo (uma mistura de água e etileno glicol) flui em uma seção anular ( $D_1 = 35$  mm,  $D_2 = 72$  mm). Devido a sua composição química a temperatura média do fluido frio pode chegar a  $-10$  °C. A entrada e a saída deste fluido é feita por três guias radiais. As temperaturas de entrada e saída do líquido frio foram medidas com termômetros de platina capazes de medir essas diferenças tipicamente pequenas de temperaturas. A medida da vazão deste líquido frio permite-nos estimar a potência total trocada. De fato, a temperatura média de entrada e a vazão permanecem constantes (ver tabela 1, que indica também as características principais da instalação).

Os perfis de velocidade axial na entrada e na saída são medidos por anemometria Doppler.

**Tabela 1.** Principais Características da Instalação

Diâmetro interno do tubo	$D = 0,034$ m	Número total de termopares	41
Comprimento da zona resfriada	106.D	Número de Reynolds	$0 \rightarrow 30$
Vazão do fluido quente	$Q = 0 \rightarrow 2,2$ m <sup>3</sup> /h	Vazão do fluido frio	2,2 m <sup>3</sup> /s
Velocidade média	$V_d = 0 \rightarrow 0,47$ m/s	Temperatura de entrada do fluido quente	$18 \rightarrow 52$ °C
Potência total trocada	$\phi = 0 \rightarrow 3,1$ kW	Temperatura de entrada do fluido frio	$-6,5$ °C

## 2.2 Fluidos testados

Foram utilizadas soluções aquosas de carboximetilcelulose (c.m.c.) com uma concentração de 4 % em peso. O comportamento reológico foi medido por meio de um reômetro com tensão controlada equipado com geometria cone-prato (diâmetro = 4 cm, ângulo = 4°). Os diagramas da figura 3 mostram claramente que a lei de potência  $\tau = K \dot{\gamma}^n$ , onde  $\tau$  é a tensão de cisalhamento, somente pode ser aplicada em certas faixas de gradientes de velocidades  $\dot{\gamma}$  que devem ser especificadas - uma lei de potência exata corresponderia a linhas retas. Na presente situação, restringimos nossa faixa para:  $10 - 150$  s<sup>-1</sup>, que serão os valores limites considerados em nosso experimento.

As dependências da temperatura do índice de consistência  $K$  e do índice reológico  $n$  foram medidas com exatidão (ver fig. 4). No domínio de temperatura considerado aqui, a lei exponencial parece ser suficiente (ver fig. 4), que é:  $K = a \exp(-bT) = 42,2 \exp(-0,049T)$ ;  $n = a' \exp(-b'T) = 0,43 \exp(0,0096 T)$ . Note que, contrariamente ao caso usual, no presente estudo, é necessário considerar a variação de  $n$  com a temperatura, devido a que as formas dos perfis de velocidade na entrada dependem do índice  $n$  (ver na subsecção comparação com resultados numéricos).

## 2.3 Avaliação dos coeficientes locais de troca de calor

O coeficiente de troca de calor para o fluido pseudoplástico  $h = h(z)$  é definido por:

$$h(z) = \varphi(z) / \{T_m(z) - T_w(z)\} \quad (1)$$

onde  $\varphi(z)$  é a densidade de fluxo local de calor para a superfície interna do tubo de cobre.  $T_m(z)$ ,  $T_w(z)$  são, respectivamente, as temperaturas média e de parede (ver fig 2) com:

$$T_m(z) = T_e + \frac{1}{\rho \cdot c_p Q_0} \int_0^z \varphi(z') \cdot \pi \cdot D \cdot dz' \quad (2)$$

Para o fluido de resfriamento externo, podemos escrever:

$$h_0 = \varphi'(z) / \{T_w(z) - T_0(z)\} \quad (3)$$

sendo  $\varphi'(z)$  a densidade de fluxo de calor local para a superfície externa do tubo de cobre.

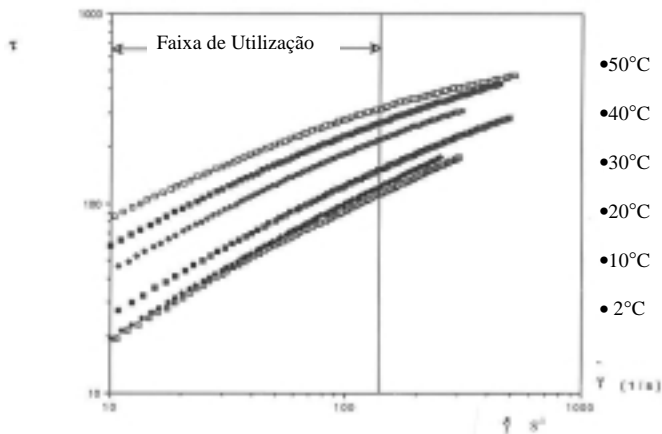
O fluxo de calor axial no interior da parede pode ser negligenciado, de tal forma que  $D_1 \cdot \varphi'(z) = D \cdot \varphi(z)$ . Aqui,  $T_0(z)$  é a temperatura média do fluido frio. Isto conduz a:

$$h(z) = h_0 \cdot (D_1/D) \cdot [T_w(z) - T_0(z)] / [T_m(z) - T_w(z)] \quad (4)$$

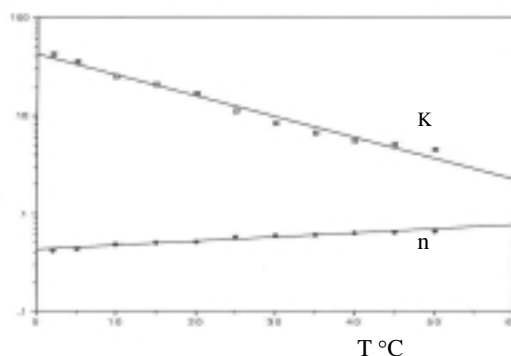
O fluido de resfriamento sofre apenas pequenas variações de temperatura, e devido ao regime turbulento de escoamento, o coeficiente  $h_0$  pode ser assumido como constante ao longo do tubo e pode ser estimado de um balanço de energia na potência total de calor trocada  $\phi$ :

$$\phi = \int_0^L \varphi'(z) \cdot \pi \cdot D_1 \cdot dz = h_0 \int_0^L \{T_w(z) - T_0(z)\} \pi \cdot D_1 \cdot dz \quad (5)$$

com  $\phi = \rho \cdot C_{p0} \cdot Q_0 \cdot (T_{o,0} - T_{i,0})$ , obtido por um balanço de calor da água fria. Aqui  $Q_0$ ,  $T_{o,0}$ ,  $T_{i,0}$  são, respectivamente, a vazão e as temperaturas de entrada e saída para o fluido frio:  $T_{o,0} = T_o(0)$ ,  $T_{i,0} = T_o(L)$ . Os resultados são representados por meio do número de Nusselt local, definido como  $Nu = h \cdot D / \lambda$ .  $\lambda$ , a condutividade térmica, sendo tomada como igual à da água.  $C_p$  é o calor específico do fluido de trabalho, e  $C_{p0}$  é o calor específico do fluido frio.

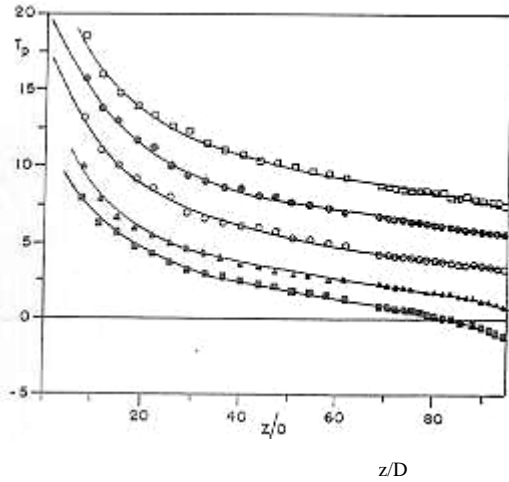


**Figura 3.** Variações da tensão de cisalhamento  $\tau$  em função do gradiente de velocidade  $\dot{\gamma}$  para diferentes temperaturas

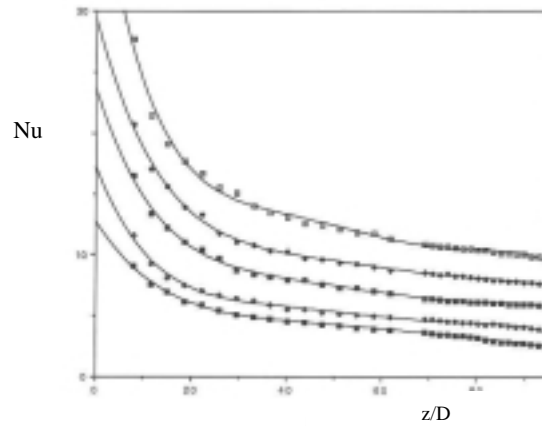


**Figura 4.** Evolução dos índices de consistência  $K$  e  $n$  com a temperatura.

### 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

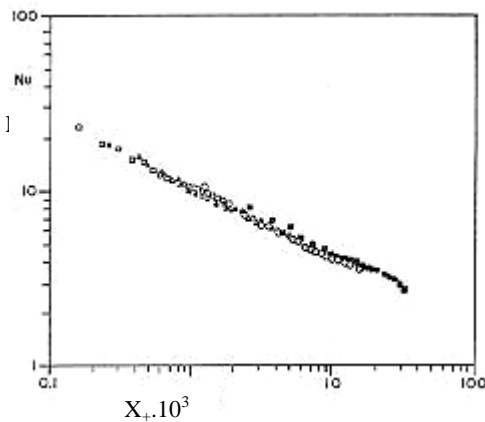


**Figura 5.** Temperatura de parede  $T_w$  em função da abscissa reduzida  $z/D$  para vazões diferentes e uma temperatura média de entrada  $T_e = 35\text{ C}$  ( $\square$  1200 l/h  $Re_g=12,1$ ;  $\bullet$  750 l/h  $Re_g=6,2$ ;  $\circ$  450 l/h  $Re_g= 3,1$ ;  $\blacktriangle$  150 l/h  $Re_g=0,7$ ;  $\blacksquare$  75 l/h  $Re_g= 0,2$ )

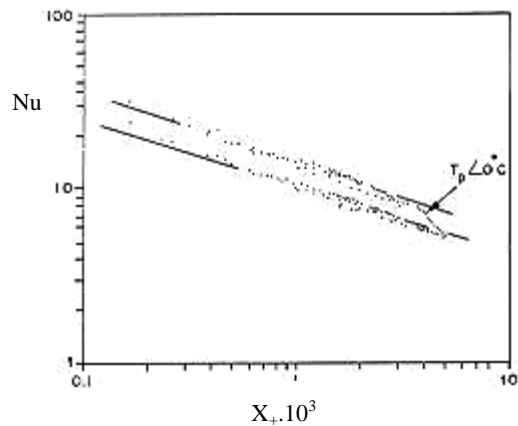


**Figura 6.** Número de Nusselt em função da abscissa axial  $z/D$  para vazões diferentes e uma temperatura média de entrada  $T_e= 52\text{ C}$  ( $\square$  1200 l/h  $Re_g= 18,7$ ;  $\bullet$  750 l/h  $Re_g=10$ ;  $\blacksquare$  450 l/h  $Re_g= 5,2$ ;  $\triangle$  150 l/h  $Re_g= 1,3$ ;  $\blacktriangle$  75 l/h  $Re_g= 0,5$ )

A fig. 5 ilustra um exemplo de evolução da temperatura de parede; estas variações parecem ser grandes; além disso, é possível distinguir um decréscimo da inclinação quando a temperatura cai abaixo do ponto de congelamento. A fig. 6 mostra um exemplo das variações dos números de Nusselt, e indica claramente que estamos numa situação de comportamento assintótico. Podemos considerar as variações da posição axial e da vazão utilizando a variável usual  $X_+ = 2.z / (D.Pe)$ , uma abscissa axial adimensional (ver fig. 7). Note que o número de Peclet ( $Pe = \rho V_d D C_p / \lambda$ ) não contém informação a respeito do comportamento reológico e que esta análise permanece razoável para todos os valores das temperaturas de entrada  $T_e$ .



**Figura 7.** Número de Nusselt em função de  $X_+=2z/D/Pe$  (representação logarítmica) para uma temperatura média de entrada  $T_e=52^\circ\text{C}$  ( $\square$  1200 l/h  $Re_g=18,7$ ;  $\blacktriangle$  750 l/h  $Re_g=10$ ;  $\circ$  150 l/h  $Re_g=1,3$ ;  $\blacksquare$  75 l/h  $Re_g=0,5$ ).  
Por outro lado, deve ser notado que as  $\nu$



**Figura 8:** Número de Nusselt em função de  $X_+=2z/D/Pe$  (representação logarítmica) para diferentes temperaturas médias de entrada  $T_e$  e uma vazão fixa (1200 l/h)  $\blacksquare T_e= 52^\circ\text{ C}$ ,  $n= 0,68$ ;  $\circ T_e= 35^\circ\text{ C}$ ,  $n= 0,60$ ;  $\bullet T_e= 18^\circ\text{ C}$ ,  $n=0,51$

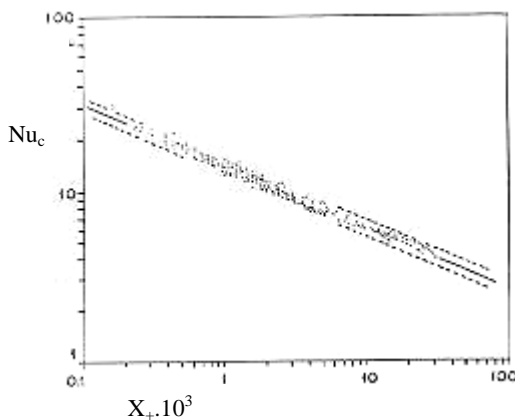
dependentes desta temperatura de entrada  $T_e$  (ver fig. 9). Este efeito pode ser atribuído à termodependência. O valor do expoente de  $X_+$  foi achado como sendo 0,36, sendo este o valor médio para todos os pontos experimentais. Ele é muito próximo do valor de  $1/3$  achado no trabalho de Levêque (1928),  $Nu = 1,41 (Gz)^{1/3}$  onde  $Gz$  é o número de Graetz definido por  $Gz = \pi/4 Pe/z/D$ .

### 3.2 O modelo.

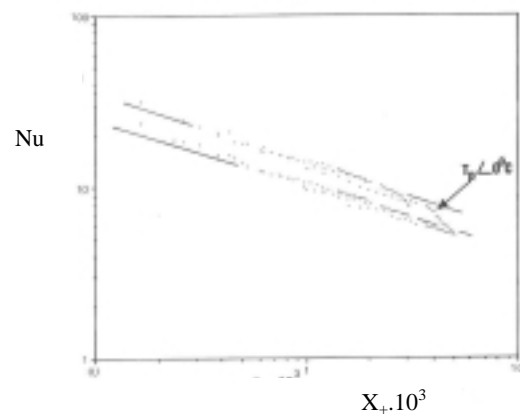
Como usual, a correlação acima foi ajustada multiplicando-a por dois fatores de correção. O primeiro fator, escrito como  $\Delta^{1/3} = \{(3n+1)/(4n)\}^{1/3}$  descreve o caráter não-newtoniano do fluido e foi introduzido por Pigford (1955). Para obter uma equação prática, nós escolhemos  $n$  para corresponder à temperatura de entrada. Esta correção está na maioria em 7%, que é, portanto, insuficiente para reagrupar todas as curvas de Nusselt em uma. Isto é explicado pelo fato que o efeito negativo ( $T_e \uparrow, n \uparrow, \dot{\gamma}_w \downarrow$ ) adiciona a outro efeito negativo causado pelo aumento progressivo da viscosidade aparente. Este aumento é causado pelo resfriamento ao longo da parede, que conduz a uma variação no gradiente de velocidade (como mostrado posteriormente na subsecção Comparação com os resultados numéricos). Esta variação torna-se maior à medida que a temperatura de entrada  $T_e$  aumenta.

Torna-se necessário, portanto, um segundo fator que é relacionado com as variações da temperatura de parede e mais especificamente com a termodependência. No presente estudo, não temos nem o fluxo parietal constante nem uma temperatura de parede constante. Podemos considerar que a temperatura média não varia muito ao longo de nosso conduto. Escreve-se:  $K_m/K_w \approx K_e/K_w$ , onde o índice de consistência  $K_e$  é à temperatura de entrada do fluido. Um raciocínio similar já foi utilizado, por exemplo, por Metzner e Gluck (1959), Mizushina *et al.* (1967), Mahalingham *et al.* (1975). Das observações acima, propomos uma correlação única que engloba toda nossa gama de resultados (total de 450 pontos) excluindo os pontos em que existem os efeitos da congelção:

$$Nu = 1,15 [(3n + 1)/4n]^{1/3} \cdot [K_m / K_w]^{0,16} (X_+)^{-0,36} \quad (4)$$



**Figura 9.** Variações globais do número de Nusselt corrigido  $Nu_c = Nu / \{ [K_m/K_w]^{0,16} \}$  em função de  $X_+ = 2z/D/Pe$ ; todos os pontos experimentais; - correlação proposta (inclinação de  $-0,36$ ); largura da faixa .... =

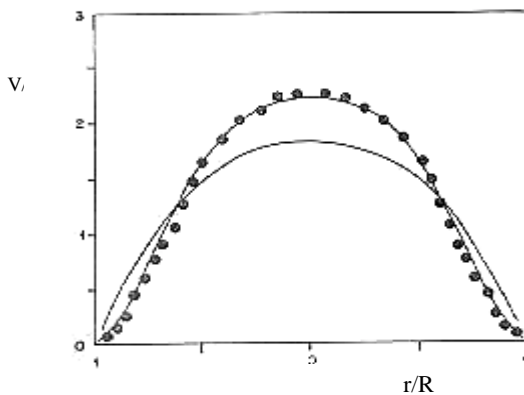


**Figura 10.** Comparação entre os resultados experimentais e numéricos; . pontos experimentais; - - curvas numéricas (na superior  $T_e = 52$  C, a inferior  $T_e = 18$  C)

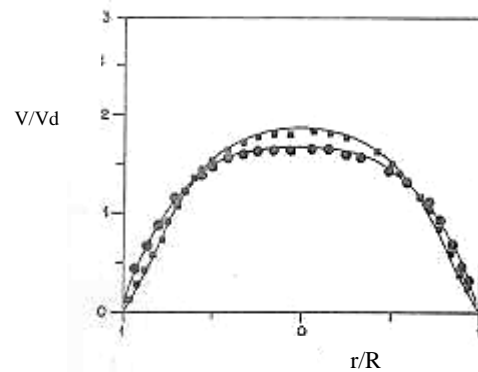
### 3.3 Comparação com os resultados numéricos

Foi utilizado um programa numérico desenvolvido por El Ouardighi *et al.*(1989), que resolve o sistema de equações dos campos dinâmico e térmico e levou-se em consideração as variações dos parâmetros com a temperatura. Foi possível introduzir a distribuição de temperaturas de parede resultante dos experimentos. Neste caso, o programa fornece a densidade de fluxo de calor local  $\phi(z)$ . Uma comparação pode ser feita com as curvas de Nusselt obtidas experimentalmente. A concordância parece ser boa (ver fig. 10), com exceção dos pontos correspondentes a  $T_w < 0$  °C para os quais aparece o congelamento. A determinação dos perfis axiais de velocidade na saída leva-nos a uma segunda comparação e mostra o seguinte efeito já observado por Scirocco *et al.*(1985): a queda na temperatura de parede causa um aumento na viscosidade aparente perto da parede, que portanto muda a estrutura do escoamento pela introdução da componente da velocidade radial na direção do centro do cilindro.

As figs. 11 e 12 mostram que esta variação é muito mais importante para altas temperaturas de parede, que explica a influência negativa da temperatura de entrada  $T_e$  nos valores dos números de Nusselt.



**Figura 11.** Evolução da velocidade axial  $V/V_d$  (para  $T_e = 52$  C, 1200 l/h); determinações numéricas; • valores experimentais na saída



**Figura 12.** Evolução da velocidade axial  $V/V_d$  (para  $T_e = 35$  °C, 1200 l/h); determinações numéricas; • valores experimentais na entrada; ■ valores experimentais na saída

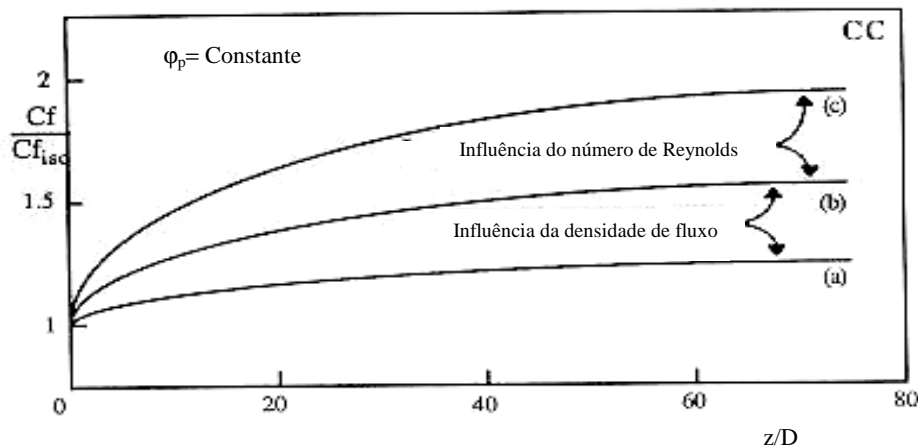
### 3.1 Perdas da Carga

O conhecimento das leis de perda de carga nos condutos industriais é muito importante para o dimensionamento das instalações. Para os fluidos não-termodependentes, o cálculo das perdas de carga em tubos se obtém formalmente, ao menos para o escoamento estabelecido. O mesmo não acontece para os fluidos termodependentes. Nesta parte veremos uma aplicação de nosso programa numérico estudando a influência da termodependência sobre a perda de carga.

Em geral associamos ao gradiente de pressão local o coeficiente de atrito local  $Cf_{iso}$  (caso isotérmico) definido por:  $Cf_{iso} = 2 |\tau_p| / [\rho (V_d)^2]$ . Utilizando o perfil de velocidade para um fluido de Ostwald em regime dinâmico estabelecido para um determinado gradiente de pressão deduz-se facilmente que  $Cf_{iso} = 16 / Re_g$ .

Em presença de resfriamento, os fluidos termodependentes apresentam um aumento de suas viscosidades ou de suas consistências. A resistência ao escoamento é então mais forte e resulta uma perda de carga superior àquela que teríamos se o fluido não fosse termodependente. Então

a fração entre o gradiente de pressão e o gradiente de pressão no caso isotérmico é superior a 1. Como no caso isotérmico, definindo o coeficiente de atrito local não-isotérmico  $C_f$ , representa-se então a evolução da fração ( $C_f/C_{f_{iso}}$ ) ao longo do conduto:  $C_f/C_{f_{iso}} = (dp/dx)/(dp/dx)_{iso} > 1$ . Nas figuras 13 e 14 apresentamos os resultados numéricos da perda de carga considerando os dois casos de condições limites puras: fluxo de calor constante na parede ou temperatura de parede constante. As figuras mostram a evolução do coeficiente de atrito ao longo do conduto. Nota-se à medida que se penetra na zona resfriada, as perdas de carga aumentam. Com efeito, uma diminuição da temperatura parietal aumenta a viscosidade aparente, aumentando a resistência ao escoamento, provocando um crescimento do coeficiente local de atrito. Nota-se também que este efeito é mais pronunciado no início da zona resfriada; este resultado esperado se explica pela presença de fortes gradientes térmicos nesta zona. As mesmas figuras mostram também a influência da potência de resfriamento sobre as perdas de carga (curva a, b). Assim a um dado número de Reynolds, um aumento da densidade de fluxo (fig. 13) ou uma diminuição da temperatura de parede (fig. 14) provoca um aumento do atrito e conseqüentemente perdas de carga mais importantes. Isto se explica pelo crescimento da viscosidade aparente. Finalmente, as mesmas figuras mostram a influência do número de Reynolds sobre as perdas de carga (curvas b,c). Assim à densidade de fluxo constante (fig.13) ou à temperatura de parede constante (fig.14), um aumento do número de Reynolds leva a uma diminuição da perda de carga; isto se explica pelo aumento da componente da velocidade axial que reduz o efeito do resfriamento.



**Figura 13.** Evolução do coeficiente de atrito ao longo do conduto.

1°) Influência da densidade de fluxo  $Re_g = 100$

a)  $\phi_p = 5 \text{ KW/m}^2$

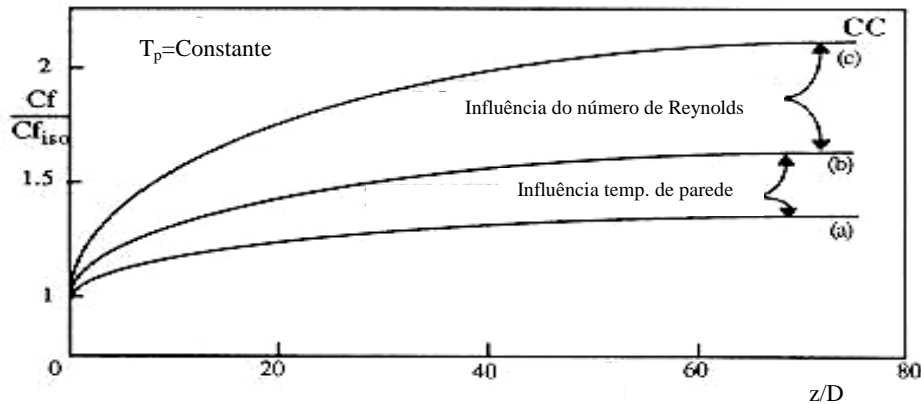
b)  $\phi_p = 10 \text{ KW/ m}^2$

2°) Influência do número de Reynolds:

$\phi_p = 10 \text{ KW/ m}^2$

b)  $Re_g = 100$

c)  $Re_g = 50$



**Figura 14 .** Evolução do coeficiente de atrito ao longo do conduto ( $T_e = 50^\circ\text{C}$ )  
 1°) Influência da temperatura de parede  $Re_g = 50$  2°) Influência do número de Reynolds

- a)  $T_p - T_e = -20^\circ\text{C}$   
 b)  $T_p - T_e = -40^\circ\text{C}$

2°) Influência do número de Reynolds

- $T_p - T_e = -40^\circ\text{C}$   
 b)  $Re_g = 50$   
 c)  $Re_g = 25$

#### 4. CONCLUSÃO

Estudamos o escoamento de um material pseudoplástico resfriado por um fluxo turbulento em contracorrente, que é de considerável interesse prático. Este estudo mostrou que é possível determinar os valores locais do coeficiente de transferência de calor. A evolução da temperatura medida e o fluxo calculado indicam que estamos longe da hipótese comum de que estas quantidades permanecem constantes. Além do mais, parece necessário levar em consideração a interação entre os campos térmico e dinâmico, que conduz a uma análise mais complexa. Usando um código numérico existente no laboratório pudemos comparar os resultados experimentais com os numéricos e estender nosso estudo para a perda de carga.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Christiansen, E. B., Jensen, G. E., and Tao, F. S. 1966. "Laminar flow heat transfer". AICHE J., 12, pp.1196-1202
- El Ouardighi, A., Van Tuan, N. et Lebouché, M. 1989. "Ecoulement et transfert de chaleur par convection forcée pour un fluide non Newtonien thermodépendant". C.R. Acad. Sci. Paris, pp. 91-99
- Forest, G. and Wilkinson, W. L. 1977. "Laminar Heat Transfer to Power Law Fluids in Tubes with Constant Wall Temperature". Trans. Inst. Chem. Eng., 51, pp. 331-337
- Joshi, S. D. and Bergles, a. e. 1982. "Heat transfer Laminar Flow of non-newtonian Fluids in Tubes. J. Heat Transfer", 3, pp. 51-56
- Mahalingham, R., Tilton, L. O. and Coulson, J. M. 1975. "Heat Transfer in Laminar Flow of non-Newtonian Fluids". Chem. Eng. Sci., 30, pp. 921-929

- Metzner, A. B. and Gluck, D. F. 1959. "Heat Transfer to non-Newtonian fluids under Laminar-Flow Conditions". Chem. Eng. Sci., 12, pp. 185-190
- Metzner, A. B., Vaughn, R. D. and Houghton, G. L. 1957. "Heat Transfer to non-Newtonian Fluids". AIChE J., 3, pp. 92-100
- Mizushima, T., Ito, R., Kuriwake, Y. and Yahikagawa, K. 1967. "Boundary-layer heat transfer in a circular tube to Newtonian and non-Newtonian Fluids". Kagaku-Kogaku Ronbunshu, 31, pp. 250-256
- Oliver, D. R. and Jenson, V. G. 1964. "Heat transfer to pseudoplastic fluids in laminar flow in horizontal Tubes". Chem, Eng. Sci., 19, pp. 115-129
- Popovska, F. and Wilkinson, W. L, 1977. "Laminar heat transfer to Newtonian and non-Newtonian fluids in Tubes". Chem. Eng. Sci., 32, pp. 1155-1164
- Scirocco, V., Devienne, R. and Lebouché, M. 1985. "Ecoulement et transfert de chaleur pour un fluide pseudoplastique dans la zone d'entrée d'un tube". Int J. Heat Mass Transfer, 28, pp. 91-99
- Sieder, E. N. and Tate, G. E. 1936. "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes". Ind. Eng. Chem. Research. 28, pp. 1429-1435.
- Levêque, 1928, J. Ann. Mines, Paris, Vol. 13, pp. 305-381.



# **SOBRE A MODELAGEM E O CONTROLE DE ROBÔS MANIPULADORES**

**Sebastião Cícero Pinheiro Gomes**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande

Departamento de Matemática

e-mail: [dmtscpg@super.furg.br](mailto:dmtscpg@super.furg.br); <http://www.dmat.furg.br/numa>

## **Resumo**

A dinâmica de robôs manipuladores com vários graus de liberdade é não-linear e bastante complexa. Além dos acoplamentos entre as diversas partes (elos) do manipulador, existem efeitos dinâmicos internos aos atuadores, tais como elasticidade e atritos não-lineares, os quais contribuem sensivelmente para o acréscimo da complexidade do modelo, dificultando também a eficiência das leis de controle. A fim de avaliar estes problemas, três diferentes técnicas de controle são testadas, emitindo-se ao final, sobre cada uma delas, conclusões sobre desempenho, estabilidade e complexidade computacional.

**Palavras chave:** Modelagem, Atritos, Atuadores, Controle, Robustez.

## **1. INTRODUÇÃO**

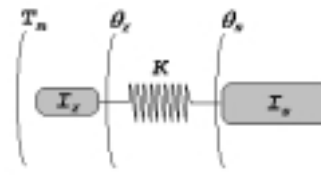
Existe uma grande quantidade de trabalhos científicos sobre teoria de controle em geral, com aplicações diversas, entre as quais a robôs manipuladores (Ferretti *et. al.*, 1998; Park *et. al.*, 1998). Em sua maioria, os modelos dinâmicos em geral são simplificados, principalmente com relação à dinâmica dos atuadores. Isto resulta num fato relativamente comum: quando se parte para alguma implementação prática, os resultados de simulação das leis de controle diferem por vezes sensivelmente dos encontrados na experimentação, sendo necessários ajustes nos parâmetros de controle, os quais são conseguidos em exaustivos testes experimentais (Armstrong, 1988). Com o objetivo de contornar este problema, desenvolveu-se um simulador baseado em modelos dinâmicos bastante realistas e comprovados experimentalmente. Trata-se do Simulador com Interface para Manipuladores (SIM, versão 1.0, <http://www.dmat.furg.br/numa>). Objetiva-se com isso diminuir diferenças entre simulações e experimentos, fato que contribui também para o desenvolvimento de leis de controle com condições reais de implementação. Aproveitando a existência do simulador, três técnicas de controle foram então implementadas e testadas, ressaltando-se ao final as principais conclusões resultantes destas simulações.

## **2. MODELAGEM DINÂMICA**

O conhecimento de modelos dinâmicos realistas é fundamental para testar, em simulação, a eficiência de leis de controle para robôs manipuladores. O modelo dinâmico global do manipulador, considerado no presente trabalho, é constituído de uma parte relativa à dinâmica dos atuadores, e outra relativa à estrutura, conforme será explicitado a seguir.

## 2.1 Modelo dos atuadores

Um atuador robótico do tipo moto-reductor, pode ser considerado como um elemento transmissor de movimento com uma certa elasticidade interna, conforme a figura abaixo.



**Figura 1.** Atuador com um modo flexível.

$I_r$  é a inércia do rotor,  $K$  a constante elástica interna e  $I_s$  a inércia da carga acoplada à saída do reductor.  $T_m$ ,  $\theta_r$  e  $\theta_s$  são o torque motor e as posições angulares do rotor e carga respectivamente. Uma equação diferencial representando a dinâmica deste atuador pode ser facilmente obtida, ficando a mesma sob a forma (considera-se o atuador isoladamente, de forma que não há torques atuando sobre a saída do reductor):

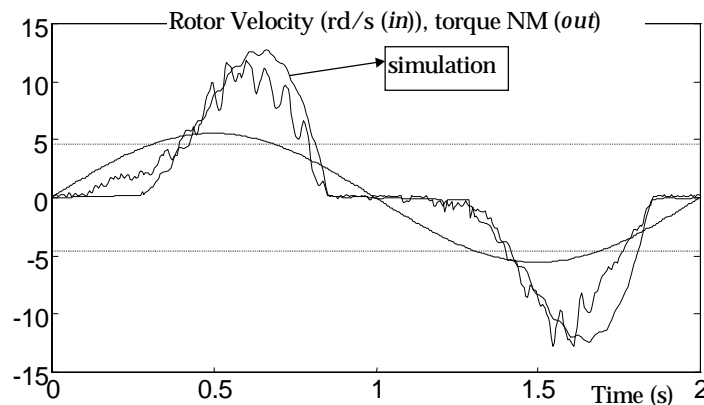
$$I_r \ddot{\theta}_r + \frac{K}{n^2} (\theta_r - n\theta_s) = T_m - T_{at} \quad (1)$$

$$I_s \ddot{\theta}_s - K \left( \frac{\theta_r}{n} - \theta_s \right) = 0$$

$T_{at}$  corresponde ao torque de atrito não-linear, considerado aqui como atuante totalmente no lado rotor e escrito sob a forma:

$$T_{at} = f_v^* \dot{\theta}_r \quad (2)$$

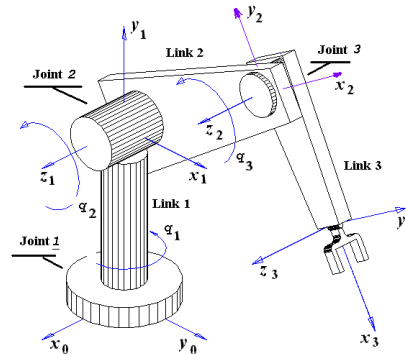
$f_v^*$  é o coeficiente de atrito viscoso variável (Gomes *et al.*, 1992; Gomes, 1995), o qual é função das variáveis de estado e também do torque motor. Este modelo representa bem o fenômeno conhecido em literatura inglesa pelos nomes *stick* e *slip*, muito presente em mecanismos de transmissão de movimento. A figura 2 mostra uma simulação sobreposta a um resultado experimental. Foi aplicado um torque motor senoidal de pequena amplitude, pouco superior aos torques de atrito estático, positivo e negativo, representados por retas horizontais na figura. Pode-se visualizar claramente o modo *stick*: a velocidade rotor vai a zero e só abandona esta situação (modo *slip*) quando o torque motor torna-se superior ao atrito estático.



**Figura 2.** Simulação e resultado experimental com o *harmonic-drive* e torque motor senoidal.

## 2.2 Modelo estrutural

Idealizou-se um manipulador a três graus de liberdade para a realização dos testes, conforme esquema mostrado na figura seguinte .



**Figura 3.** Manipulador com três graus de liberdade idealizado para a realização de simulações.

O processo de modelagem de uma estrutura rígida poli-articulada, como é o caso do manipulador da figura 3, já é bem conhecido e não oferece nenhum problema (Grover *et al.*, 1988, Craig, *et al.*, 1986). Utiliza-se em geral o formalismo de Euler-Lagrange (Meirovith, 1970), que necessita das energias cinética e potencial do sistema. Além das massas das articulações e carga terminal, considerou-se também as massas dos elos, levando-se em conta inclusive a energia cinética rotacional de cada massa do sistema. A equação diferencial matricial representando o modelo global (atuadores e estrutura) possui então a seguinte forma :

$$[I(\vec{X})]\ddot{\vec{X}} + \vec{f}(\vec{X}, \dot{\vec{X}}) + [f_v(\vec{X}, \dot{\vec{X}}, \vec{T}_m)]\dot{\vec{X}} + \vec{g}(\vec{X}) + [K]\vec{X} = \vec{T}_m \quad (3)$$

onde  $\vec{X} = (\theta_{r1} \ q_1 \ \theta_{r2} \ q_2 \ \theta_{r3} \ q_3)^T$ ,  $\theta_{r1}$ ,  $\theta_{r2}$  e  $\theta_{r3}$  sendo as posições angulares dos rotores dos moto-redutores 1, 2 e 3 respectivamente, assim como  $q_1$ ,  $q_2$  e  $q_3$  as posições angulares dos respectivos elos (posições angulares nas saídas dos redutores de velocidade). O vetor com os torques motores possui a forma:  $\vec{T}_m = (T_{m1} \ 0 \ T_{m2} \ 0 \ T_{m3} \ 0)^T$ , onde  $T_{m1}$ ,  $T_{m2}$  e  $T_{m3}$  são os torques aplicados nos rotores 1, 2 e 3. Os outros termos que aparecem na equação (3) possuem a seguinte definição:

- $[I(\vec{X})]$  é a matriz de inércia do sistema;
- $\vec{f}(\vec{X}, \dot{\vec{X}})$  o vetor com os torques de natureza Coriolis - centrífugos;
- $[f_v(\vec{X}, \dot{\vec{X}}, \vec{T}_m)]$  a matriz diagonal com os coeficientes de atrito viscoso variáveis (Gomes, 1995);
- $\vec{g}(\vec{X})$  o vetor com os torques de natureza gravitacional;
- $[K]$  a matriz com as constantes elásticas dos moto - redutores;

A equação (3) deixa claro que ao modelo estrutural acrescentaram-se as equações dos modelos das três articulações, incluindo-se assim os modos de vibração dos rotores, com toda a implicação de atritos não-lineares considerados nos modelos.

### 3. TRAJETÓRIAS DE REFERÊNCIA

Adotou-se, neste trabalho, as trajetórias de referência exponenciais, propostas em (Gomes *et al.*, 1998). A posição, velocidade e aceleração angulares desejadas são funções do tempo ( $t$ ), das posições angulares inicial e final ( $q_i$  e  $q_f$ ) de cada elo do manipulador, e do tempo final ( $t_f$ ), sob a forma:

$$q^d(t) = (q_f - q_i) \left[ 1 - e^{-\left(\frac{bt^N}{(t_f + \varepsilon - t)^M}\right)} \right] + q_i \quad (4)$$

Considerando-se  $N = M = b = 1$  e  $\varepsilon = 0$ , tem-se a velocidade e a aceleração sob as formas:

$$\dot{q}^d(t) = (q_f - q_i) e^{-\left(\frac{t}{t_f - t}\right)} \left( \frac{t_f}{(t_f - t)^2} \right) \quad (5)$$

$$\ddot{q}^d(t) = \frac{(q_f - q_i) \left( -\frac{1}{(t_f - t)} - \frac{t}{(t_f - t)^2} \right) e^{-\left(\frac{t}{t_f - t}\right)} t_f}{(t_f - t)^2} + \frac{2(q_f - q_i) e^{-\left(\frac{t}{t_f - t}\right)} t_f}{(t_f - t)^3} \quad (6)$$

Estas equações são válidas para  $0 \leq t < t_f$  (o tempo inicial é suposto nulo). Para  $t \geq t_f$ , assume-se que  $q^d = q_f$  e  $\dot{q}^d = \ddot{q}^d = 0$ .

### 4. LEIS DE CONTROLE

A seguir são apresentadas três técnicas de controle (Spong *et al.*, 1999): uma conhecida como dinâmica inversa, sendo não-linear e multivariável; duas outras baseadas na estratégia de controle independente das juntas.

#### 4.1 Controle independente das juntas (*feedforward disturbance cancellation*)

Negligenciando as flexibilidades internas aos atuadores, a equação (3) pode ser desmembrada em duas, uma para a dinâmica estrutural e outra para a dinâmica dos atuadores:

$$\begin{aligned} D(\vec{q})\ddot{\vec{q}} + \vec{H}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) &= \vec{\tau} \\ I_r \ddot{\theta}_r + C_r \dot{\theta}_r &= \vec{T}_m - \vec{\tau} \end{aligned} \quad (7)$$

onde  $H(\vec{q}, \dot{\vec{q}})$  corresponde aos torques coriolis-centrífugos e gravitacionais.  $C_r$  é uma matriz diagonal com coeficientes constantes de atrito viscoso (o atrito é considerado linear para o projeto dos ganhos do controlador). Escrevendo o sistema (7) sob a forma de  $2n$  equações ( $k = 1, 2, \dots, n$ ), onde  $n$  é o número de graus de liberdade, tem-se:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n d_{jk}(\vec{q}) \ddot{q}_j + h_k(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) &= \tau_k \\ I_{rk} \ddot{\theta}_{rk} + c_{rk} \dot{\theta}_{rk} &= T_{mk} - \frac{1}{n_k} \tau_k \end{aligned} \quad (8)$$

Como a elasticidade interna foi negligenciada,  $q_k = \theta_{rk}/n_k$ , onde  $n_k$  corresponde ao índice de redução da  $k$ -ésima articulação. As equações (8) então permitem que se escreva a seguinte equação:

$$\left[ I_{rk} + \frac{1}{n_k^2} d_{kk}(q) \right] \ddot{\theta}_{rk} + c_{rk} \dot{\theta}_{rk} = T_{mk} - \frac{1}{n_k} \underbrace{\left[ \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^n d_{jk}(\vec{q}) \ddot{q}_j + h_k(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \right]}_{p_k} \quad (9)$$

Tomando uma aproximação média para o termo

$$\left[ I_{rk} + \frac{1}{n_k^2} d_{kk}(\vec{q}) \right] = I_k = \text{constante}, \quad (10)$$

a equação (9) torna-se:

$$I_k \ddot{\theta}_{rk} + c_{rk} \dot{\theta}_{rk} = T_{mk} - p_k \quad (11)$$

O torque de controle da  $k$ -ésima articulação possui então a seguinte forma:

$$T_{mk} = K_{pk} (\theta_k^d - \theta_{rk}) + K_{dk} (\dot{\theta}_k^d - \dot{\theta}_{rk}) + K_{ik} \int_0^t (\theta_k^d - \theta_{rk}) dt + \hat{p}_k \quad (12)$$

onde

$$\hat{p}_k = \frac{1}{n_k} \left[ \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^n d_{jk}(\vec{q}) \ddot{q}_j^d + h_k(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) \right] \quad (13)$$

Supondo que  $\hat{p}_k \approx p_k$ , a substituição das equações (12) e (13) na equação (11) torna esta última linear, facilitando assim o projeto dos ganhos  $K_{pk}$ ,  $K_{dk}$  e  $K_{ik}$ .

No caso do controle a altos ganhos implementado neste trabalho, considerou-se que o  $\hat{p}_k$  contém apenas os termos relativos aos torques gravitacionais:

$$T_{mk} = K_{pk} (\theta_k^d - \theta_{rk}) + K_{dk} (\dot{\theta}_k^d - \dot{\theta}_{rk}) + K_{ik} \int_0^t (\theta_k^d - \theta_{rk}) dt + \underbrace{\frac{1}{n_k} g_k(\vec{q})}_{\hat{p}_k} \quad (14)$$

Neste caso, os ganhos realmente necessitam ser maiores a fim de compensar tanto a aproximação da equação (10), quanto as diferenças mais significativas entre  $\hat{p}_k$  (equação (14)) e  $p_k$  (equação (9)).

## 4.2 Controle multivariável (dinâmica inversa)

Negligenciando os atritos não-lineares e as elasticidades internas dos atuadores, a equação (3) pode ser escrita sob a forma (Spong *et al.*, 1989):

$$D[\vec{q}] \ddot{\vec{q}} + \vec{H}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) = \vec{T}_m \quad (15)$$

onde o  $H(\vec{q}, \dot{\vec{q}})$  contém os termos Coriolis-centrífugos e gravitacionais. Nesta técnica de controle, o vetor com os torques motores possui a forma:

$$\vec{T}_m = \vec{H}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}) + \vec{T}_c \quad (16)$$

onde

$$T_c = [D(\vec{q})] \ddot{\vec{q}}^d + [K_p] (\vec{q}^d - \vec{q}) + [K_d] (\dot{\vec{q}}^d - \dot{\vec{q}}) + K_i \int_0^t (\vec{q}^d - \vec{q}) dt \quad (17)$$

Substituindo as equações (16) e (17) na (15), obtém-se uma equação matricial linear de segunda ordem para o erro  $\vec{e} = \vec{q}^d - \vec{q}$ , podendo-se então facilmente projetar as matrizes de ganhos  $[K_p]$ ,  $[K_d]$  e  $[K_i]$  de forma que o erro tenda para zero com a velocidade e o amortecimento desejados.

## 5. SIMULAÇÕES

A primeira simulação mostra resultados (figura 4) com o controle por dinâmica inversa. Mostram-se as posições de referência (curvas tracejadas) e as posições de saída, nas situações com (gráficos do lado esquerdo) e sem (gráficos do lado direito) componente integral na lei de controle. Percebe-se portanto que, sem a utilização da componente integral, existem importantes erros de estado estacionário (o resultado para as outras técnicas de controle é semelhante), devido principalmente aos atritos não lineares nos atuadores.

Na figura 5 vê-se a velocidade rotor, desejada e de saída, bem como o torque motor, em duas situações: 5 ms e 30 ms como passo de discretização. Comportamento com tendência à instabilidade acontece a partir de 30 ms de passo. Ressalta-se, portanto, a importância de uma escolha criteriosa para o passo de discretização da lei de controle, principalmente em função de modos de alta frequência devidos à elasticidade interna aos atuadores.

As figuras 6, 7 e 8 têm o objetivo de avaliar o desempenho das técnicas de controle em presença de uma diminuição substancial do tempo final de trajetória ( $t_f$ ), que de 1 segundo passa para 0.5 segundos. Nesta situação, as velocidades aumentam, fazendo crescer os torques inerciais e Coriolis-centrífugos. Foram adotados os seguintes códigos nas figuras para identificar as leis de controle: cont. 1 (dinâmica inversa); cont. 2 (*feedforward cancellation*); cont. 3 (altos ganhos e compensação gravitacional). Em todas vêem-se a posição angular da base (referência (curva tracejada) e de saída) e a velocidade rotor da base (referência (curva tracejada) e de saída). Como os ganhos foram ajustados para um bom desempenho com 1 segundo de tempo final de trajetória, há uma perda de desempenho, principalmente no cont. 2, sendo que o melhor resultado foi obtido com o cont. 3.

É muito comum, principalmente em aplicações industriais, manipuladores com garras na extremidade e que suspendem objetos, transportando-os para outras posições. Portanto, a carga terminal acaba variando a sua massa, sendo necessário que o controlador seja robusto em estabilidade e desempenho para com esta variação. As figuras 9, 10 e 11 mostram resultados de simulações abordando este aspecto. O tempo final  $t_f$  continuou 0.5 s, enquanto que a massa da carga terminal foi multiplicada por dez. Pode-se perceber uma perda geral de desempenho, uma vez que os ganhos foram projetados para um valor específico da massa da carga terminal, e um tempo final de trajetória de 1 s. O pior resultado foi obtido com o controle *feedforward cancellation* (cont. 2). Nos casos em que o tempo final de trajetória é o de projeto (1 s), a ampliação da massa provoca apenas pequenas perdas em termos de desempenho, conforme pode ser verificado na figura 12.

## 6. CONCLUSÕES

Resumidamente, podem ser extraídas as seguintes conclusões do presente trabalho:

- É fundamental que o modelo dinâmico do manipulador leve em conta os atritos não-lineares existentes nas articulações, sendo este um fator determinante, que afeta sensivelmente o grau de realismo e o caráter preditivo das simulações. O modelo para os torques de atrito utilizado no presente trabalho foi bastante testado experimentalmente, mostrando-se sempre muito realista;
- A tabela seguinte resume as conclusões sobre comparações entre as três técnicas de controle avaliadas. Levou-se em conta os seguintes critérios: robustez ao desempenho (precisão das respostas, mesmo em presença de diminuição do tempo final de trajetória e de variações paramétricas); estabilidade a variações paramétricas e a dinâmicas negligenciadas nos modelos nominais de base para as leis de controle (deve ser lembrado que as simulações foram realizadas com o modelo global da equação (3)); complexidade para efeito de implementação computacional em tempo real.;

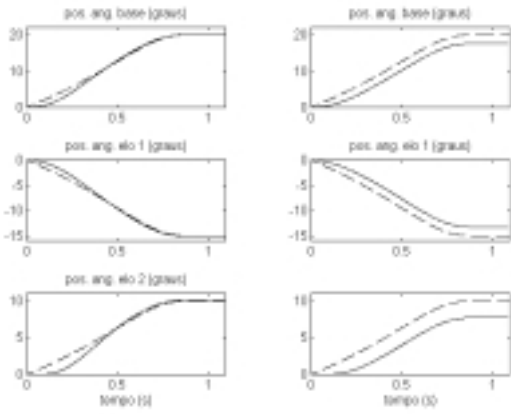
**Tabela 1.** Resumo das conclusões sobre a comparação entre as técnicas de controle.

	Cont. 1	Cont. 2	Cont. 3
Desempenho	bom	regular	bom
Estabilidade	bom	bom	bom
Complexidade	alta	média	baixa

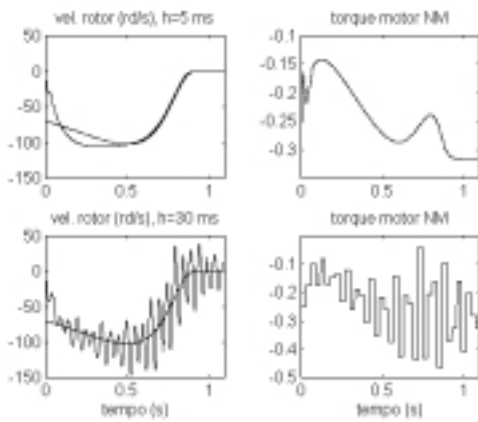
- O que garante a boa robustez a estabilidade é o retorno colocalizado das velocidades dos rotores, nas componentes derivativas presentes em todas as técnicas de controle;

## REFERÊNCIAS

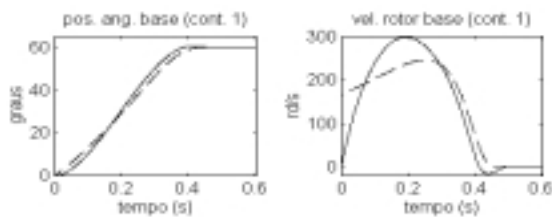
- Armstrong, B. S. R., 1988. Dynamics for robot control: friction modeling and ensuring excitation during parameter identification. PhD thesis, Stanford University.
- Craig, J. J., 1986, Introduction to robotics, mechanics and control. Addison Wesley.
- Ferretti, G.; Magnani, G.; Rocco, P., 1998. Compensation of motor torque disturbances in industrial robots. In IEEE Robotics and Automation Conference, pg. 2995-3001.
- Gomes, S. C. P. and Chrétien, J.P., 1992, Dynamic modeling and friction compensated control of a robot manipulator joint. In IEEE Robotics and Automation Conference, pg. 1450-55.
- Gomes, S. C. P. e Bier, C. C., 1998. Estudo sobre trajetórias de referência para o controle de robôs manipuladores. Congresso Brasileiro de Automática, CD-ROM, Uberlândia, MG.
- Gomes, S. C. P, 1995, Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores. In XIII COBEM, CD-ROM, Belo Horizonte.
- Groover, M. P.; Weiss, M.; Nagel, R. N. and Odrey, N. G., 1989, Robótica, tecnologia e programação. McGraw-Hill.
- Meirovith, M., 1970, Methods of analytical dynamics. McGraw-Hill.
- Park, J.; Chung, W. and Youm, Y., 1998. Analytic nonlinear  $H^\infty$  optimal control for robotic manipulators. In IEEE Robotics and Automation Conference, pg. 2709-15.
- Spong, M. W. and Vidyasagar, M., 1989, Robot dynamic and control. John Wiley and Sons.



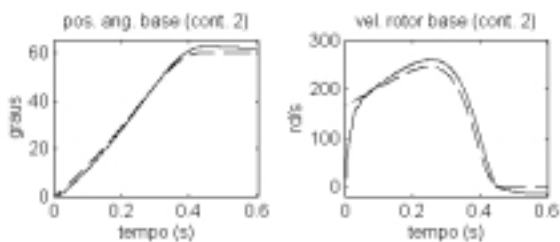
**Figura 4.** Simulações com e sem a utilização de componente de controle integral.



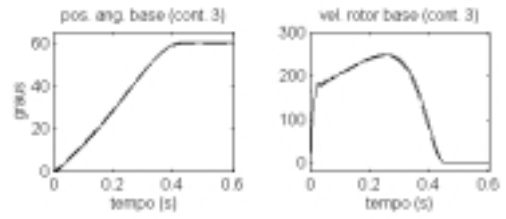
**Figura 5.** Simulações com a dinâmica inversa (resultados para o elo 2), com diferentes passos de discretização.



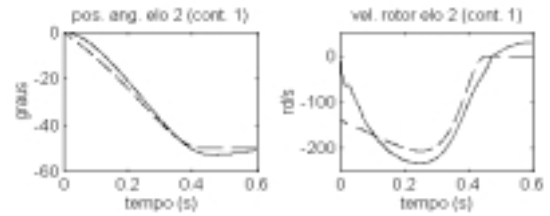
**Figura 6.** Controle por dinâmica inversa, e tempo final de trajetória  $t_f = 0.5$  s.



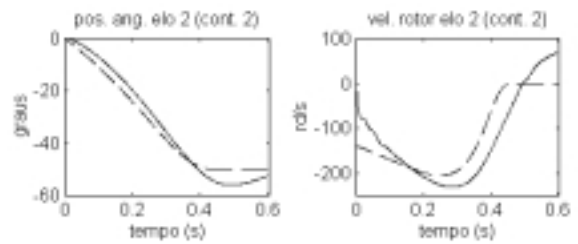
**Figura 7.** Controle *feedforward cancellation*, e tempo final de trajetória  $t_f = 0.5$  s.



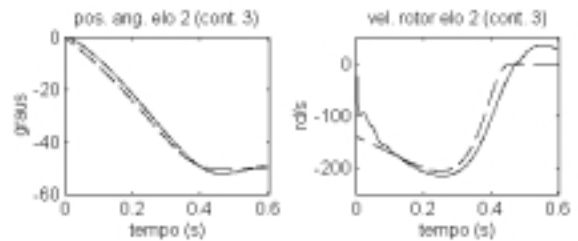
**Figura 8.** Altos ganhos e compensação gravitacional, com  $t_f = 0.5$  s.



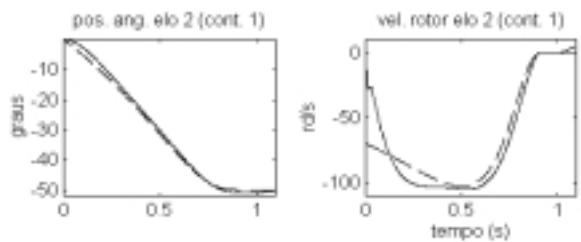
**Figura 9.** Dinâmica inversa, com  $t_f = 0.5$  s e a massa da carga terminal dez vezes maior do que a nominal ( $M_c = 10M_{CN}$ ).



**Figura 10.** *Feedforward cancellation*,  $t_f = 0.5$  s e  $M_c = 10M_{CN}$ .



**Figura 11.** Altos ganhos e compensação gravitacional,  $t_f = 0.5$  s e  $M_c = 10M_{CN}$ .



**Figura 12.** Dinâmica inversa, com  $t_f = 1$  s, e  $M_c = 10M_{CN}$ .



## MULTIVARIABLE CONTROL FOR MULTI INPUT - MULTI OUTPUT COOLING MACHINES BASED ON VAPOR COMPRESSION

**José Maria Gálvez, Ph.D.**

**Agostinho Gomes da Silva, M.Sc.**

Department of Mechanical Engineering, Federal University of Minas Gerais, Brazil.

Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha, 31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brazil.

Phone: +55 31 499-5236. Fax: +55 31 443-3783. E-mail: jmgm@dedalus.lcc.ufmg.br.

### **Abstract**

Traditionally, cooling machines are usually operated as open loop systems. With the just arrived world-wide energy crisis, the search for new energy-saving cooling systems has been intensified. Recently, several improvements have been proposed by the technical community but most of these new techniques are related with new device technology. Variable speed compressors and electronic expansion valves are among the most successful device improvements. The researcher's expectancy points to new automatic control schemes for the next generation of cooling machines, however, some difficulties must be solved before new schemes can be used in practice. The feedback control design is a difficult task due to the cross coupling among the process variables. This paper presents a new control scheme that allows to control the freezing power and the superheating in an independent way. It explains a control design procedure performed in the frequency domain. Finally, it shows simulation results, which validate the design procedure.

**Keywords:** Cooling Systems, Multivariable Control, Frequency Domain.

### **1. INTRODUCTION**

The improvement of power consumption efficiency of industrial devices is one of the main issues for the incoming century. In the first century of the industrial age, the world population has virtually exploded, nature has been almost destroyed and energy resources have been almost depleted. In spite of that, the human living comfort has become a necessity for most of the whole world population even for the third world people. It is a fact that the next decades are going to testify a continuous and strenuous search for new devices and technologies to save energy resources.

The energy consumption by heating and cooling systems in commercial and industrial buildings corresponds to 50% of the world energy consumption (Imbabi, 1990). The operation of heating and cooling systems in commercial and industrial buildings still is an inefficient and high-energy consumption process (Shoureshi, 1993).

It is already known that the solution for the poor operation of heating and cooling systems relies on the proper choice and design of automatic controllers. Low cost controllers such as On/Off control and PID control are currently used as the standard controllers in the heating, ventilation and air conditioning (HVAC) industry. However, their low energy efficiency causes an extra undesired energy burning.

An important fact that causes the control low energy efficiency is that most designs are only capable of dealing with constant thermal loads, which is not the general case. In practice, thermal loads are time varying. The temperature sensor location is another difficult in the control field of heating and cooling devices. The natural position for the temperature sensor is close to, or even inside, the target environment. In practice, to avoid the inclusion of time delays in the control loop, the temperature sensor is usually located close to the heat source (sink). Furthermore, conventional single-input single-output (SISO) control of cooling machines is not capable of controlling the freezing power and super-heating independently (I/O cross coupling).

To deal with the control problem of time varying processes, time delays and I/O cross coupling, several control strategies have been proposed by the control community. Among them, robust control, adaptive control and intelligent control are the most important. A drawback of these sophisticated alternatives is that they are usually expensive and required advanced computational resources.

To face time-varying thermal loads, control loop time delays and I/O cross coupling, new-low cost multi-input multi-output (MIMO) control strategies must be explored. This paper introduces a MIMO control scheme that permits the independent control of the output variables of cooling machines based on the vapor compression cycle. Figure 1 shows the schematic diagram of a cooling machine of this type.

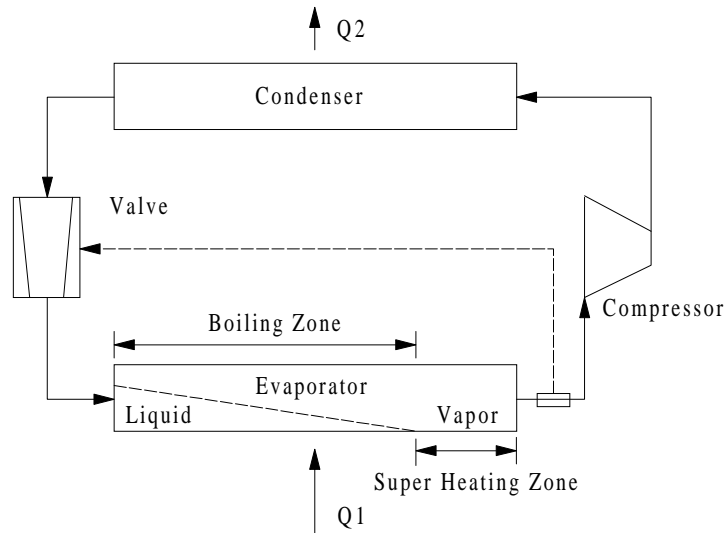


Figure 1. The Cooling System.

## 2. THE COOLING SYSTEM

This paper focus in the control of the system constituted by the expansion valve, evaporator and compressor (Figure 1). In this case, the system dynamics is defined by a matrix transfer function of the form:

$$\begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} MFR(s) \\ VFR(s) \end{bmatrix} \quad (1)$$

The system inputs are the expansion valve opening position, which defines the mass flow rate (MFR) and the compressor speed, which controls the volume flow rate (VFR). The system outputs are the super heating,  $\Delta T$ , and the freezing power,  $Q_1$ , (Figure 2).

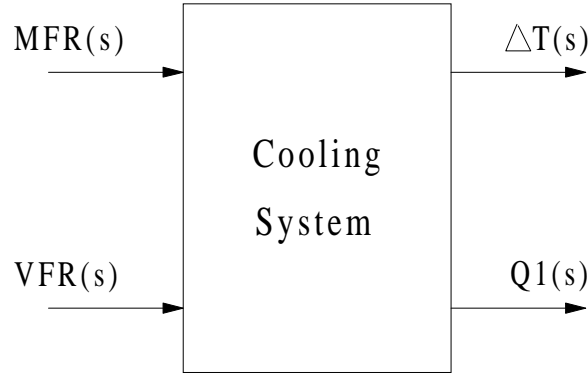


Figure 2. The Open Loop System.

Equation 1 can be written as:

$$[Y(s)] = [G(s)][U(s)] \quad (2)$$

with

$$[G(s)] = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix}$$

and

$$[Y(s)] = \begin{bmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix}$$

$$[U(s)] = \begin{bmatrix} U_1(s) \\ U_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} MFR(s) \\ VFR(s) \end{bmatrix}$$

Ideally, the opening of the expansion valve would be used to regulate the super heating and the velocity of the variable-speed compressor would be used to control the generation of freezing power (Figure 3 with  $G_{12}(s) = G_{21}(s) = 0$ ), unfortunately, this is not the case.

A strong cross coupling interaction among inputs and outputs is a characteristic of these systems, which means that  $G_{12}(s)$  and  $G_{21}(s)$  can not be neglected in practice. This can be easily

understood since each output is a function of both inputs (the valve opening position and the compressor velocity), as shown in Figure 3.

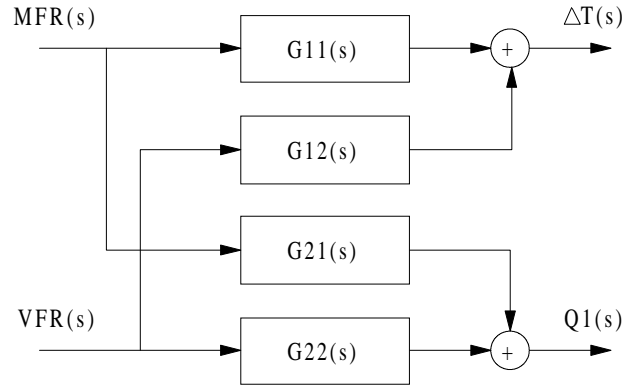


Figure 3. The Cooling System Cross Coupling.

### 3. MODEL STRUCTURE AND VALIDATION

Several linear and non-linear computational models can be found in the technical literature (Koury, 1998, Machado, 1996, Rocha, 1995 & Outtagarts, 1994). Considering the work by Machado (1986) a 2x2 MIMO model structure was chosen for the cooling machine:

$$[Y(s)] = [G(s)] [U(s)] = \begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} MFR(s) \\ VFR(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

where

$$G_{11}(s) = K_{11} \frac{1}{T_{I_{11}} s + 1} \quad G_{12}(s) = K_{12} \frac{(T_{2_{12}} s + 1)}{(T_{I_{12}} s + 1)}$$

$$G_{21}(s) = K_{21} \frac{(T_{3_{21}} s + 1)}{(T_{I_{21}} s + 1)(T_{2_{21}} s + 1)} \quad G_{22}(s) = K_{22} \frac{(T_{3_{22}} s + 1)}{(T_{I_{22}} s + 1)(T_{2_{22}} s + 1)}$$

The model identification procedure (Machado, 1996) led to:

$$[G(s)] = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-5.62}{(45s+1)} & \frac{-2.49(-70s+1)}{(59.52s+1)} \\ \frac{33.89(-36.37s+1)}{(25.65s+1)(67.79s+1)} & \frac{22.20(630s+1)}{(80s+1)(90s+1)} \end{bmatrix}$$

#### 4. THE MIMO CONTROLLER

The structure of a MIMO output feedback control law was defined as:

$$[U(s)] = [K(s)] [E(s)] = [K(s)] [R(s) - Y(s)] \quad (4)$$

where

$$[K(s)] = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix}$$

and

$$[R(s)] = \begin{bmatrix} \Delta T(s) \text{ Setpoint} \\ Q_1(s) \text{ Setpoint} \end{bmatrix}$$

Figure 4 shows the MIMO controller structure:

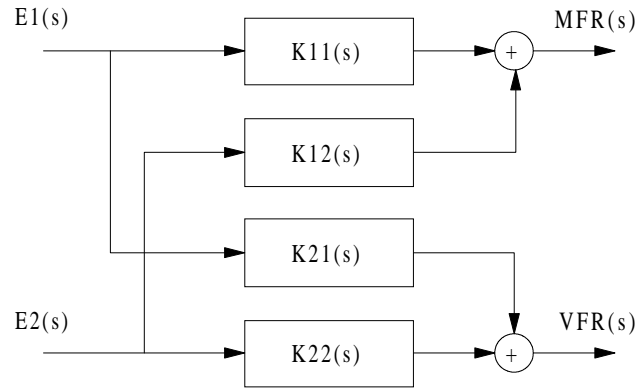


Figure 4. The MIMO Controller Implementation.

The controller tuning procedure led to the following control law:

$$[K(s)] = \begin{bmatrix} K_{11}(s) & K_{12}(s) \\ K_{21}(s) & K_{22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1.0952s - 0.0219}{s} & \frac{-0.6133s - 0.0123}{s} \\ \frac{1.6719s + 0.0334}{s} & \frac{1.3867s + 0.0277}{s} \end{bmatrix}$$

Finally, the closed loop transfer function can be determine by (Francis, 1987):

$$T(s) = [I + G(s)K(s)]^{-1}G(s)K(s) \quad (5)$$

It should be noticed that, the entry  $K_{ij}(s)$  has the general form of the of a SISO classical PI controller. The designed controller leads to a closed loop transfer function that can be approximated (at low frequencies) by the diagonal matrix transfer function of the form:

$$[Y(s)] \cong \begin{bmatrix} T_{11}(s) & 0 \\ 0 & T_{22}(s) \end{bmatrix} [R(s)] \Leftrightarrow \begin{bmatrix} \Delta T(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} \cong \begin{bmatrix} T_{11}(s) & 0 \\ 0 & T_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta T(s) \text{ Setpoint} \\ Q_1(s) \text{ Setpoint} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Equation 6 shows the main feature of the proposed controller (due to the space limitation the full form of Equation 6 was omitted), the close loop system is diagonal dominant at low frequency. This fact allows the control of the superheating and freezing power to be independent. Figure 5 shows the block diagram for the closed loop system.

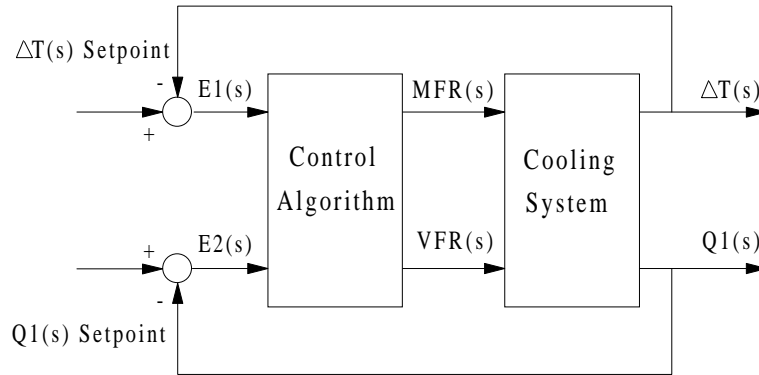


Figure 5. The Closed Loop System.

## 5. SIMULATION RESULTS

Simulation results are presented here to illustrated the controller performance. Figure 6 presents the system open loop responses. It shows the super-heating (quadrant II) and freezing power (quadrant IV) time responses. It can be observed (in quadrants I and III) the strong effect of the I/O cross coupling. In the ideal case, the time responses shown in quadrants I and III should remain in zero for all time or at least return to zero at steady state. Figure 7 shows the system closed loop responses. It shows the super-heating (quadrant II) and freezing power (quadrant IV) closed loop time responses to a unit step. In Figure 7 also shows (in quadrants I and III) that the effects of the I/O cross coupling were eliminated by the proposed control law.

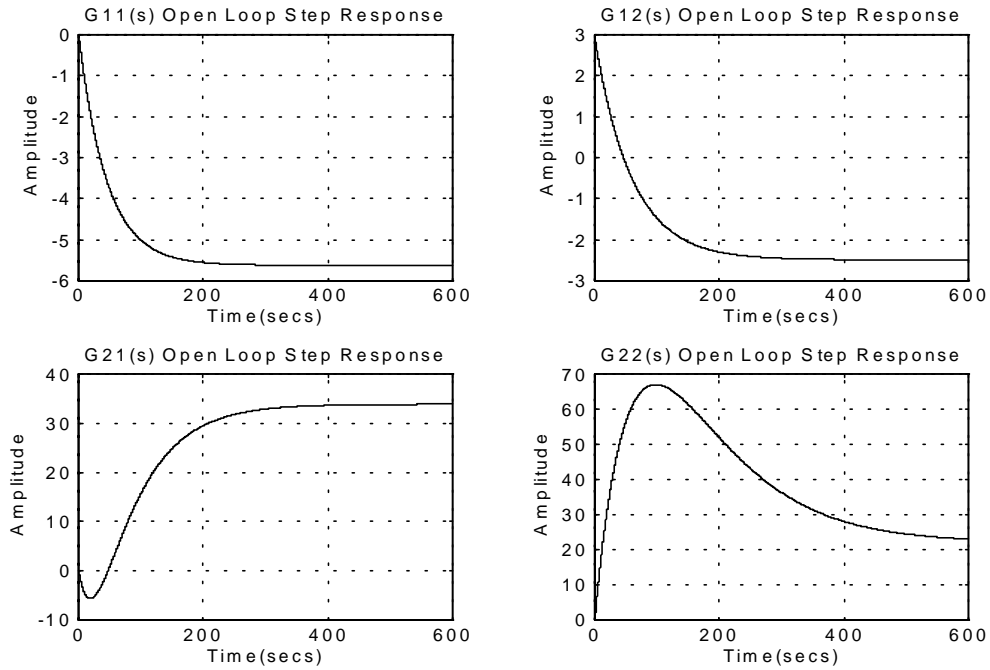


Figure 6. Open Loop Step Responses.

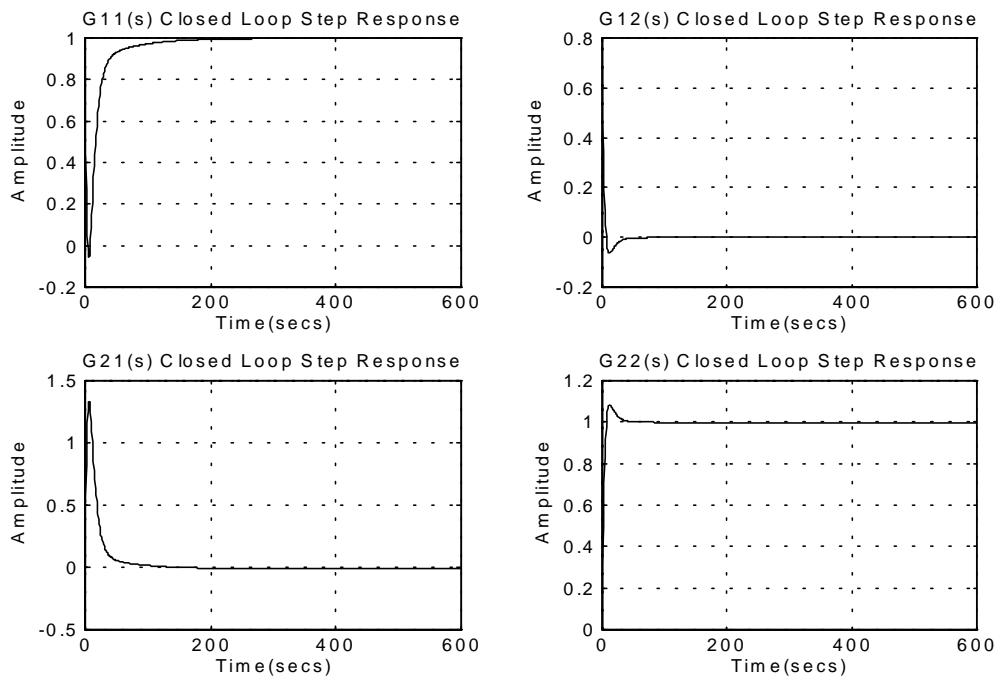


Figure 7. Closed Loop Step Responses.

## 6. FINAL COMMENTS

Traditionally, classical on-off controllers for cooling machines have shown to be inefficient for energy saving purposes (Rocha, 1995; Machado, 1996). Variable compressor speed operation has recently emerged as the solution for the energy consumption minimization problem. The searching for an inexpensive compressor speed controller is currently on the focus of the attention of the control community and although some fine results can be found in the technical literature the final solution is still under investigation.

This paper shown that independent control of superheating and freezing power in a cooling system based on vapor compression is a feasible task. A MIMO controller for a cooling machine was designed and implemented in computer simulation. The potential of the proposed MIMO controller for saving energy and keeping comfort was verified through simulation.

Further research has to be done including the plant non linearity to assess the full capability of the proposed scheme.

## 7. REFERENCES

- Arguello-Serrano, B. & Vélez-Reyes, A., "Nonlinear Control of a Heating, Ventilating, and Air Conditioning System with Thermal Load Estimation", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 7, pp. 56-63, January 1999.
- Grosdidier, P. and Morari, M., "Interactions Measurements for Systems under Decentralized Control", *Automatica*, vol. 22, pp. 309-319, 1986.
- Imbabi, M.S., "Computer Validation of Scale Model Test for Building Energy Simulation", *Int. J. Energy Res.*, vol. 14, pp. 727-736, 1990.
- Machado, L., *Modele de Simulation et Etude Experimentale d'un Evaporateur de Machine Frigorifique en Regime Transitoire*, L'Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, France, 1996.
- McAvoy, T. J., "Interaction Analysis - Principles and Applications", Instrument Society of America, 1983.
- Mees, A.I., "Achieving Diagonal Dominance", *Systems and Control Letters*, vol. 1, pp. 155-158, 1981.
- Outtagarts, A., *Comportement Dynamique d'un Evaporateur de Machine Frigorifique Alimente par un Detendeur Electronique*, L'Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, France, 1994.
- Rocha, R., *Contribuição ao Estudo de um Sistema de Refrigeração com Compressor Operando a Velocidade Variável*, Dissertação de Mestrado, PPGEE-UFGM, Brasil, 1995.
- Stoecker, W.F. & Jones, J.W., *Refrigeration and Air Conditioning*, McGraw-Hill Book Company, 1982.



# MOBILE ROBOT NAVIGATION BASED ON POTENTIAL FIELD

Allan Aminadab André Freire Soares

Pablo Javier Alsina

Universidade Federal do Rio Grande do Norte – Centro de Tecnologia – Departamento de Engenharia Elétrica

59072-970 - Natal - RN – Brasil

E-mail: [aminadab@leca.ufrn.br](mailto:aminadab@leca.ufrn.br) , [pablo@leca.ufrn.br](mailto:pablo@leca.ufrn.br)

## Abstract

This paper presents a case study of mobile robot obstacle avoidance based on the potential field method. Attractive and Repulsive Potential field functions, which are associated to the robot goal and the environment obstacles respectively, are described. The motion planning and obstacle avoidance of a soccer player robot are studied and simulation results are shown. The involved problems are discussed and future work perspectives are proposed.

**Keywords:** Mobile Robot, Navigation, Potential Field.

## 1. INTRODUCTION

The capability of planning its own motion in order to achieve a given task is a fundamental condition for any implementation of an autonomous robot system.

Let the robot be a single rigid body  $\mathbf{A}$  moving in a Euclidean work space  $\mathbf{W} \in \mathbf{R}^2$  populated of fixed rigid objects (obstacles)  $\mathbf{B}_1, \dots, \mathbf{B}_q$ . In its simplest form, the motion planning problem can be stated as (Latombe, 1998):

*Given an initial configuration (position and orientation)  $q_{ini} = (x_{ini}, y_{ini}, \theta_{ini})$  and a goal configuration  $q_{goal} = (x_{goal}, y_{goal}, \theta_{goal})$  of  $\mathbf{A}$  in  $\mathbf{W}$ , generate a path  $\tau$  specifying a continuous sequence of configurations  $q$  of the robot  $\mathbf{A}$ , starting at  $q_{ini}$  and terminating at  $q_{goal}$ , avoiding contact with the obstacles  $\mathbf{B}_i$ 's. Return this path, if it exists, or report failure otherwise.*

There are several techniques that provide means of solving this problem, however, not all of them solve the problem in its general case. Despite of particular differences, all these methods can be grouped in three general approaches: *Roadmap* (Nilsson, 1969), (Ó'Dúnlaing & et al, 1983), *Cell Decomposition* (Schwartz & et al, 1987), (Brooks & Lozano-Pérez, 1983) and *Potential Field* (Khatib, 1986), (Koditschek, 1989). In the first two approaches, the motion planning problem is reduced to the search of a shortest path in a *connectivity graph*, which captures the global topological properties of the workspace. On the other hand, potential field methods are based on a completely different idea. The robot movement is guided by the influence of an *artificial potential field*  $U(q)$ , function of the robot configuration  $q$ , whose local variations reflect in some degree the structure of the free space. In most implementations, the potential function is defined as a sum of an attractive potential,

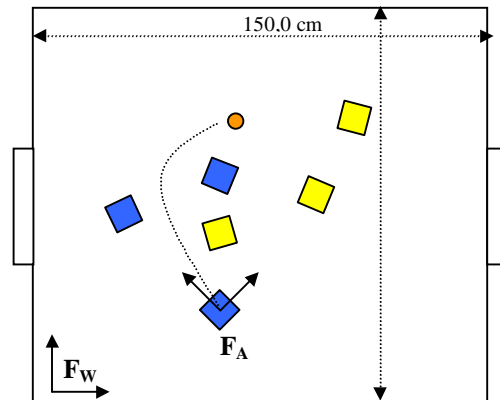
which pulls the robot toward the goal, and a repulsive potential, which pushes the robot away from the obstacles.

In this paper, a case study of mobile robot motion planning and obstacle avoidance based on the potential field method is presented. The studied case is the motion planning and obstacle avoidance of a soccer player robot. Section 2 gives a brief description of the problem. Section 3 describes the implementation issues of the potential field method. Simulation results are shown and analyzed in Section 4. The final conclusions and perspectives for future works are given in Section 5.

## 2. DESCRIPTION OF THE PROBLEM

The problem under study is the motion planning and obstacle avoidance of a soccer player robot according to the FIRA robot competition rules. In this competition, two teams are in contend. Each team consists in three soccer players, which are mobile robots of cube format, with a size of  $7.5 \times 7.5 \times 7.5 \text{ cm}^3$ . The workspace is a rectangle of  $130 \times 150 \text{ cm}^2$ , as shown in Figure 1. Thus, the navigation problem can be considered as a two dimensional one. The robot configuration can be parameterized as  $q = (x, y, \theta)$ , where  $(x, y)$  represents the position of the origin of the robot coordinate frame  $F_A$  (which is fixed on the center of the axis of its drive wheels), expressed with respect to the workspace coordinate frame  $F_W$ . Similarly, the coordinate  $\theta$  represents the orientation angle of the robot frame with respect to the workspace frame. Due to cinematic constraints of the robot, the orientation  $\theta$  must always be tangent to the trajectory (differential drive model (Borenstein et al., 1996)). The configurations of the robots and the ball are captured by a PC-based vision system, by means of a camera localized over the workspace.

In a first approach, the navigation problem to be solved by the robot is the following: to find a path from its actual configuration until the goal configuration, avoiding the obstacles (the other five robots). In this case, the goal configuration will be the ball position. In a simplified initial version of the problem, the other robots will be considered as obstacles in fixed positions.



**Figure 1.** The robot and its Workspace

## 3. THE POTENTIAL FIELD METHOD

The potential field method was originally proposed for on-line collision avoidance in unstructured environments, when the robots does not have a prior model of the obstacles, sensing them on-line, as in the case of robot soccer. Navigation methods based in this approach are quite efficient, reasonably reliable and fast in a wide range of situations. In this

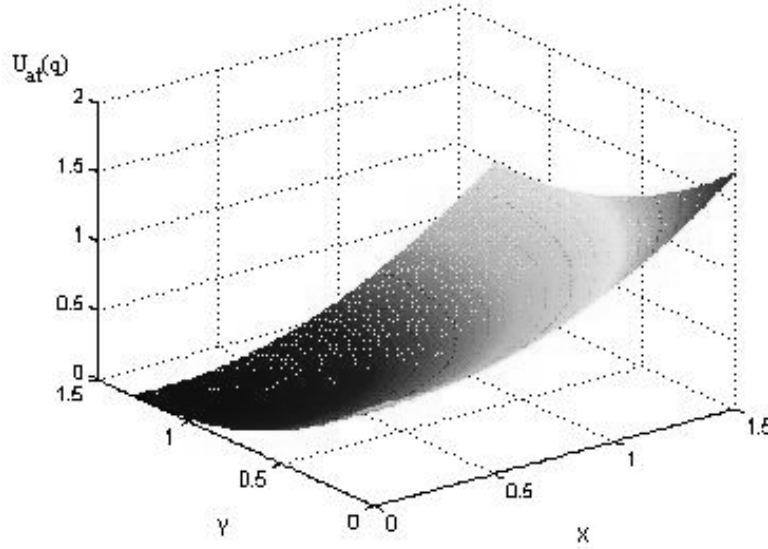
method, the robot is treated as particle under the influence of an artificial potential field. The potential function is expressed as the sum of an attractive potential  $U_{at}(q)$ , pulling the robot to the goal, and a repulsive potential  $U_{rep}(q)$ , pushing the robot away from the obstacles:

$$U(q) = U_{at}(q) + U_{rep}(q) \quad (1)$$

The attractive potential function can be considered as a "valley" of the potential surface. It is defined as a parabolic surface with a global minimum of the potential function at  $q_g$ :

$$U_{at}(q) = \frac{1}{2} \hat{\xi} \left\| q - q_{goal} \right\|^2 \quad (2)$$

where  $\xi$  is a positive gain. The attractive potential function is shown in Figure 2.



**Figure 2.** The attractive potential surface

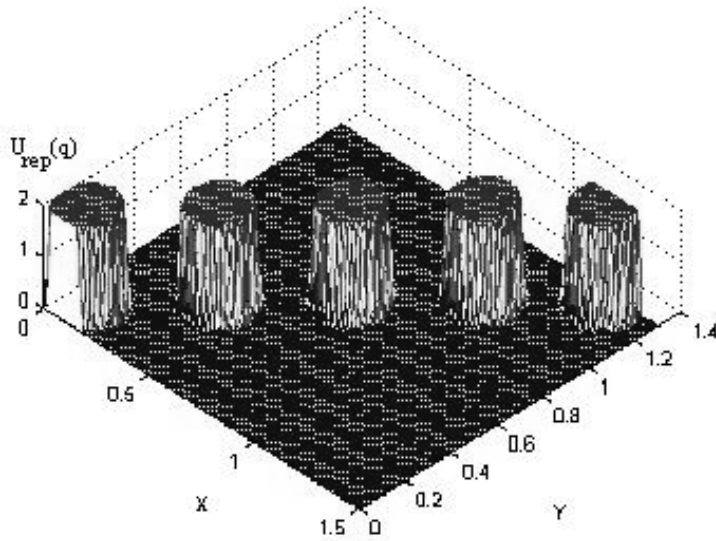
The repulsive potential forms a potential barrier around the obstacles, which impedes the robot to collide with them. The repulsive potential created by each obstacle  $B_i$  is defined by:

$$U_{B_i}(q) = \begin{cases} \frac{1}{2} \eta \left( \frac{1}{d_B(q)} - \frac{1}{d_{B_0}} \right)^2 & \text{if } d_B(q) \leq d_{B_0} \\ 0 & \text{if } d_B(q) > d_{B_0} \end{cases} \quad (3)$$

where  $\eta$  is a positive gain and  $d_B(q)$  is the minimum distance from the robot (at configuration  $q$ ) to the obstacle (at configuration  $q_B$ ). The positive parameter  $d_{B_0}$  is the *distance of influence* of the obstacle. Beyond this distance, the potential created by the obstacle is null, having no effect on the robot. For this reason, the potential field methods are often referred to as local methods. The potential function grows in the neighborhood of the obstacle and tends to infinity as the robot gets closer to its boundaries. The repulsive potential acting over the robot is the sum of the potentials created by each of the obstacles:

$$U_{rep}(q) = \sum U_{B_i}(q) \quad (4)$$

The Repulsive potential function is shown in Figure 3.

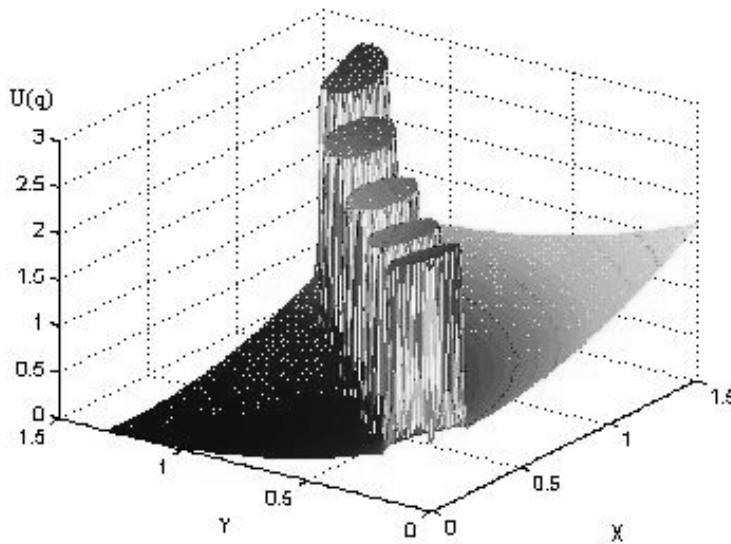


**Figure 3.** The repulsive potential surface

The potential field approach belongs to the family of *steepest descent* optimization methods. At each iteration, the most promising direction for robot motion is the direction of the artificial force induced by the potential function:

$$\vec{F}(q) = -\vec{\nabla}U(q) \quad (5)$$

Thus, the robot follows the negated gradient of the potential function, descending from the "mountains", which are created by the obstacles, to the "valley" created by the goal in the potential surface. This potential function is depicted in Figure 4.



**Figure 4.** The potential surface

At each iteration  $i$ , the new configuration,  $q_{i+1}$ , is obtained from the previous one,  $q_i$ , through a small displacement  $\delta_i$ , in the direction of the artificial force:

$$q_{i+1} = q_i + \ddot{a}_i \cdot \frac{\bar{F}(q)}{\|\bar{F}(q)\|} \quad (6)$$

Since, due to cinematic constraints, the robot orientation must be tangent to the path, the expression above is applied only to the position coordinates. The robot orientation at each iteration was obtained from the direction of the segment lying the actual position  $(x_i, y_i)$  to the next position  $(x_{i+1}, y_{i+1})$ .

#### 4. SIMULATION RESULTS

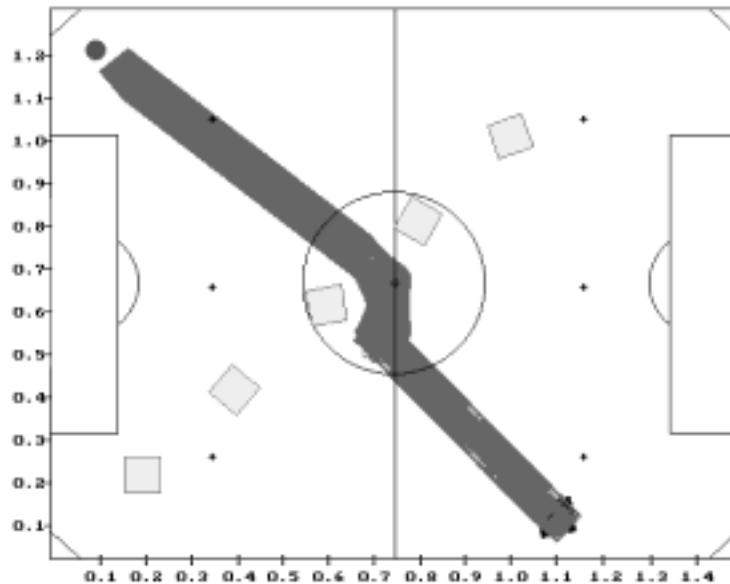
In order to investigate the feasibility of the potential field method in motion planning and obstacle avoidance of the soccer player robot, simulation experiments were performed. The parameters were obtained by trial-and-error, and their best found values are shown in Table I.

**Table I.** Control Parameters

Parameter	Value
$\xi$	1.00
$\eta$	2.82
$d_{B0}$	0.14 m
$\delta_i$	0.0008 m

##### *Experiment I:*

In the first experiment, the robot, in the configuration  $(1.1m, 0.1m, 100^\circ)$ , must reach the ball, in the position  $(0.1m, 1.2m)$ , avoiding the obstacles located at positions:  $(0.2, 0.2)$ ,  $(0.4, 0.4)$ ,  $(0.6, 0.6)$ ,  $(0.8, 0.8)$  and  $(1.0, 1.0)$ . In this situation, the obstacles are between the robot and the ball, but there is enough space to allow the robot pass through them. The obtained results for this experiment are shown in Figure 5.



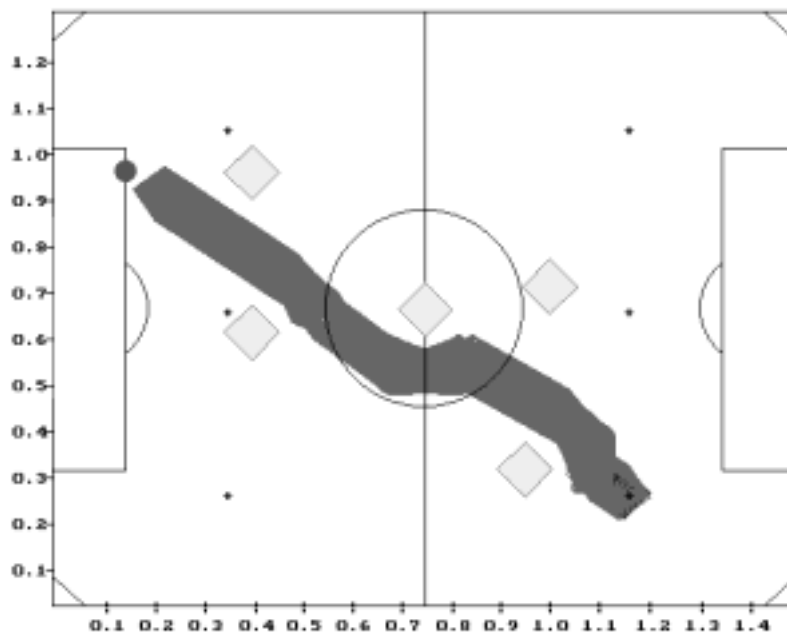
**Figure 5.** Experiment I

It can be noted from Fig. 5 that the robot is attracted by the goal until reach the distance of influence of the obstacle, being repelled by it. In this case, the robot contours the obstacle without any problem, reaching the goal.

### *Experiment II:*

A more difficult situation was simulated in experiment II. The initial position of the robot, ball and obstacle are respectively: (1.15,0.25), (0.15,0.95), (0.95,0.30), (1.00,0.75), (0.75,0.65), (0.40,0.60) and (0.40,0.95). In this situation, the robot has several obstacles between it and the ball. Also, the ball is not visible from the robot initial position, as shown in Figure 6.

Again, although this obstacle configuration is more unfavorable than the previous one, the robot found a free path to the goal, despite of the multiple obstacles between its initial position and the ball. When the robot approaches the distance of influence of an obstacle, the repulsive potential impede the collision, and the robot passes around its neighborhood.

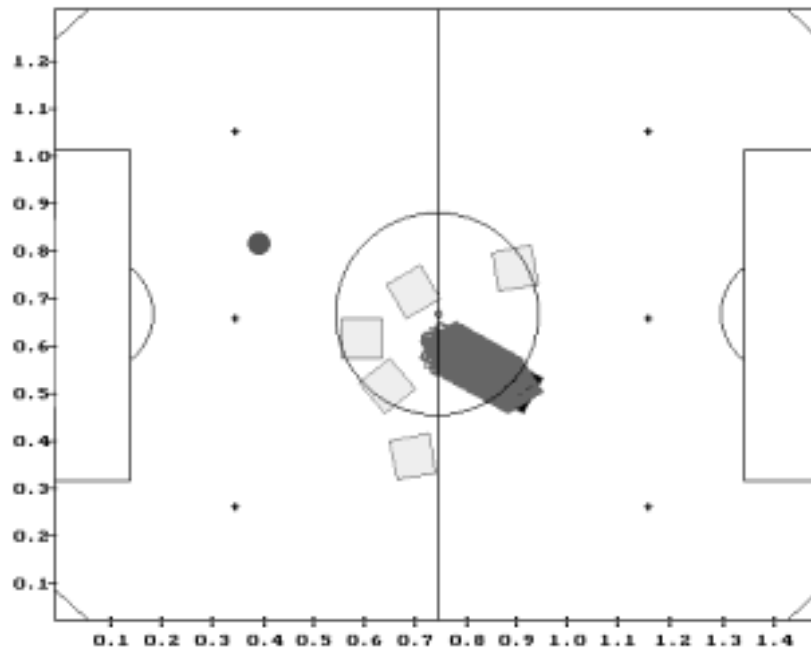


**Figure 6.** Experiment II

### *Experiment III*

In this case, a worst case situation was studied. The Robot, in the initial position (0.85,0.45), is surrounded by a barrier formed by the other five robots, which are in the positions (0.95,0.75), (0.70,0.70), (0.60,0.60), (0.65,0.50) and (0.70,0.35). The ball is in the position (0.40,0.80), behind the obstacle barrier. The corresponding simulation results are shown in Figure 7.

As shown in Figure 7, the robot cannot pass through the potential barrier created by the obstacles and gets stuck in the resulting local minimum. This problem was expected, since the potential field approach is, in fact, a steepest descent optimization method and no technique was utilized to escape the local minimum.



**Figure 7.** Experiment III

Although local minima are a serious problem in steepest descent-based optimization methods, there is not the case in present situation. In fact, the potential field method won't be utilized alone. A higher hierarchy control instance will be utilized to generate intermediate goals according to a predefined game strategy. The function of the studied potential field technique in the robot navigation will be essentially the obstacle avoidance and, according to these previous simulation results, the method seems to achieve this objective in an efficient and reliable way.

For simplicity, in this previous study, the direction in which the robot approaches to the goal was not taken in consideration. Currently, a modification of the potential function in order to treat with the approaching direction is under study. The idea is to include preferential directions in the attractive potential function by establishing a "ditch" in the potential surface on the approaching side of the goal and a potential barrier in the opposite side. It is expected that, with this artifice, the robot will contour the goal and will approach it from the right side.

## 5. CONCLUSION

In this paper, the application of the potential field method to the motion planning of a soccer player robot was studied. The obtained simulation results suggest that this method can be applied to implement a reliable and efficient robot obstacle avoidance capability. In extreme worst case situations, problems with local minima were observed, but this is not really a great impediment for the application of this method to the case under study, since it will be utilized together with a higher control level that will define intermediate goals according to a game strategy. So, it is expected that mainly of the difficulties due to local minima will be solved. A modification on the potential function is under study in order to include the goal approaching direction on the motion planning.

For simplicity, the movement of the other robots was not taken in consideration. In future works, the method will be modified to take into account the predicted movements of the obstacles.

Currently, a robot soccer team is under construction in the Robot Laboratory of the Electrical Engineering Department of the UFRN and the studied technique will be implemented in the real robots.

## 6. REFERENCES

- Borenstein, J., Everett, H. R. & Feng, L., 1996, "Navigating Mobile Robots - System and Techniques". A. K. Peters, Ltd. USA.
- Brooks, R. A. & Lozano-Pérez, T., 1983, "A Subdivision Algorithm in Configuration Space for Find Path with Rotation". Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Conference on Artificial Intelligence. Karlsruhe, FRG, pp. 799-806.
- Khatib, O, 1986, "Real-Time Obstacle Avoidance for Manipulators and Mobile Robots". International Journal of Robotic Research. Vol. 5, No. 1, pp. 90-98.
- Koditschek, 1989, D. E., "Robot Planning and Control via Potential Functions". in The Robotics Review 1, MIT Press.
- Latombe, J. C., 1998, "Robot Motion Planning". Kluwer Academic Publishers, USA, 5<sup>th</sup> printing.
- Nilsson, N. J., 1969, "A Mobile Automaton: An Application of Artificial Intelligent Techniques". Proceedings of the 1<sup>th</sup> International Joint Conference on Artificial Intelligence. Washington D.C., USA, pp. 509-520.
- Ó'Dúnlaing, C., Sharir, M. & Yap, C. K., 1983, "Retraction: A New Approach to Motion Planning". Proceedings of the 15<sup>th</sup> ACM Symposium on the Theory of Computing. Boston, USA, pp. 207-220.
- Schwartz, J. T., Sharir, M & Hopcroft, J., 1987, "Planning, Geometry and Complexity of Robot Motion ". Ablex, Norwood, NJ, USA.



## DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA O APOIO DO ENSINO DE METROLOGIA DIMENSIONAL MECÂNICA

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Robson Cristiano de Campos**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [bianchi@bauru.unesp.br](mailto:bianchi@bauru.unesp.br).

### Resumo

Neste trabalho foi desenvolvido um software que possibilita o ensino da medição dos erros dimensionais mecânicos, sem a utilização física de instrumentos de medição. O software procura estimular o usuário a ser autodidata, onde o avanço da informática permitirá que profissionais/alunos possam aprender através de computadores, utilizando o professor apenas para esclarecer dúvidas que o programa não esclareça.

**Palavras-chave:** Metrologia, ensino, software

### 1. INTRODUÇÃO

Atualmente, têm-se dado cada vez mais atenção ao estudo da prática de metrologia, devido à tendência no mercado em busca de qualidade e competitividade. A metrologia é uma ciência exata que tem como meta quantificar o valor de uma medida dimensional.

A metrologia dimensional mecânica pode ser dividida em dois grandes ramos, sendo que um é responsável pelas medidas muito precisas, também conhecida de mecânica fina, que se refere a microgeometria. Esta parte da metrologia utiliza aparelhos sofisticados em geral caros, como o rugosímetros, medidores de circularidade, dentre outros.

O outro ramo da metrologia é de medidas macrogeométricas. Para a obtenção destas medidas, os instrumentos utilizados nestas práticas, são normalmente menos sofisticados e menos caros que os utilizados nas medições microgeométricas. Nas medições macrogeométricas, os instrumentos de medição mais utilizados são: paquímetros, micrômetros, relógios comparadores, blocos padrões etc.

No entanto, a simples obtenção destes equipamentos não significa necessariamente que a realização da quantificação de uma medida dimensional seja fácil. Na verdade o profissional que irá executar estas medidas, deverá possuir bons conhecimentos teóricos e práticos sobre metrologia.

Nas instituições de ensino e em pequenas empresas tem-se dificuldade para a realização de práticas de laboratório devido ao elevado custo dos equipamentos e instrumentos de medição, além de serem delicados.

Neste sentido, foi desenvolvido um software capaz de realizar a simulação destas práticas, bem como avaliar o usuário, permitindo que este interaja com o software e possa testar os

seus conhecimentos. Além disso o software desenvolvido apresenta páginas gráficas com exemplos práticos e resumos da teoria sobre o erro a ser medido, permitindo que o usuário possa esclarecer as suas dúvidas.

## 2. Descrição do Software

O software foi desenvolvido na Linguagem Visual Basic 3.0 podendo ser utilizado tanto no ambiente Windows 3.1 como no Windows 95. O programa contém explicações teóricas, simulações de medições e exercícios práticos para avaliar os conhecimentos do usuário com relação aos erros de forma, posição, orientação e batida.

A seguir serão apresentadas as principais telas deste software, contendo explicações sucintas a respeito de seu funcionamento e interação gráfica com o usuário.

### 2.1 Tela de Apresentação

A tela de apresentação, mostrada na figura 1, é um menu de escolha. Nela encontram-se pequenos menus com erros de forma, orientação, batida, posição, bibliografia e saída.



Figura 1 - Tela de apresentação dos submenus

Para o usuário aprender ou esclarecer as possíveis dúvidas sobre qualquer um dos um erros geométricos, proposto pelo software, basta o usuário clicar com o mouse sobre o assunto referente. Por exemplo: um usuário que deseja obter informações sobre o erro de circularidade, basta clicar o submenu, doravante denominado botão, de circularidade no menu de erros de forma.

Caso o usuário deseje sair do software, basta apenas clicar o ícone de saída, que permanece sempre posicionado ao lado direito da tela de apresentação (vide figura 1).

## 3 Erros de Forma

O menu de escolha dos erros de forma, apresenta algumas práticas que podem ser acionadas pelo usuário na seqüência que for mais conveniente. Clicando-se qualquer um dos

botões deste menu, o usuário terá acesso imediato à simulação, teoria e prática da referida medição.

O menu de erros de forma é composto por retilidade (ou diferença de reta), circularidade, cilindridade, planicidade, linha e superfície qualquer.

### 3.1 Tela de Retilidade

A tela de retilidade, apresentada na figura 2, é composta por um pequeno menu de escolha, uma animação gráfica e, na parte superior, uma explicação sucinta do procedimento da medição utilizando-se como instrumentos de medição um relógio comparador e um desempenho.

Uma animação gráfica mostra o procedimento prático para realizar a medição de retilidade. Isto é feito, colocando-se a peça a ser medida sobre o desempenho e em seguida passa-se o relógio comparador sobre a peça. Durante esta operação os valores do erro, ponto a ponto, são registrados, para delimitar o campo de tolerância.

No menu de escolha denominado de "Controles", o usuário poderá escolher três opções para a realização da prática de um exercício aleatório monitorado pelo computador, aprofundar-se mais os conceitos teóricos sobre este tipo de erro ou voltar para a tela de apresentação.

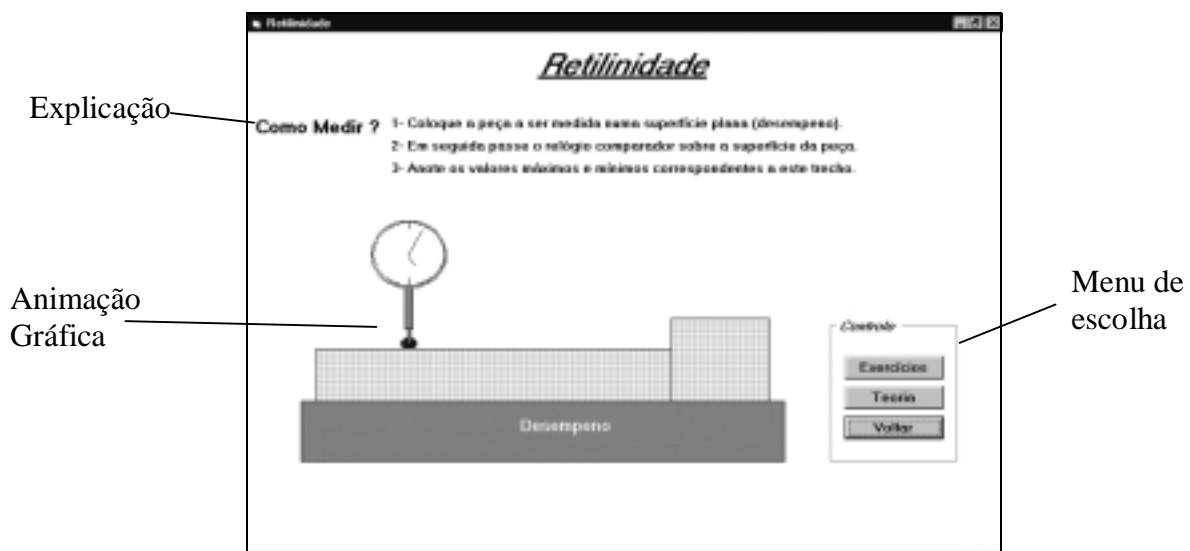


Figura 2 - Tela de retilidade.

### 3.2 Tela de Planicidade

Clicando-se sobre o botão planicidade aparecerá a tela de planicidade, apresentada na figura 3, que é composta por animação gráfica, teoria e exercícios.

A animação gráfica mostra o relógio comparador deslocando-se sobre a superfície de uma peça. Esta deve estar posicionada sobre três apoios num mesmo plano. Estes apoios não são alinhados numa mesma direção e também não são coincidentes afim de se obter um plano de referência. Isto é obtido com a utilização de três "macaquinhos" posicionados numa mesma altura, com relação a superfície que se deseja medir. É importante ressaltar que devido as limitações gráficas do Visual Basic 3.0, não foi possível realizar uma animação espacial, ou seja, com profundidade. Portanto o usuário deverá considerar que os três "macaquinhos" não estão localizados numa mesma linha.

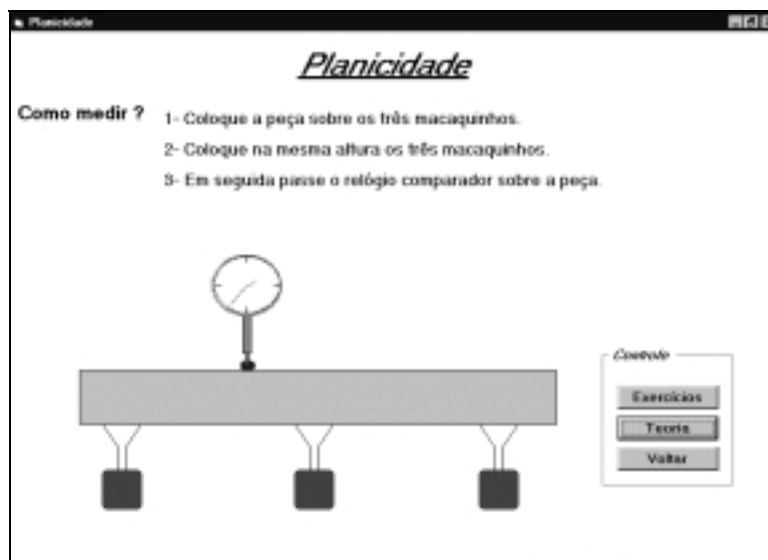


Figura 3 - Tela de planicidade

### 3.3 Tela de Circularidade

Acionando-se a tela de circularidade, o usuário irá se deparar com a animação gráfica de uma medição de erro de circularidade.

A tela de circularidade, apresentada na figura 4, mostra o relógio comparador posicionado na parte superior de uma peça (com geometria cilíndrica), vista de frente. A prática é realizada girando-se a peça em torno de seu centro, ao mesmo tempo em que um relógio comparador registra o perfil geométrico desta. Também é oferecida neste caso a opção do usuário acessar a parte de teoria e/ou exercício proposto.

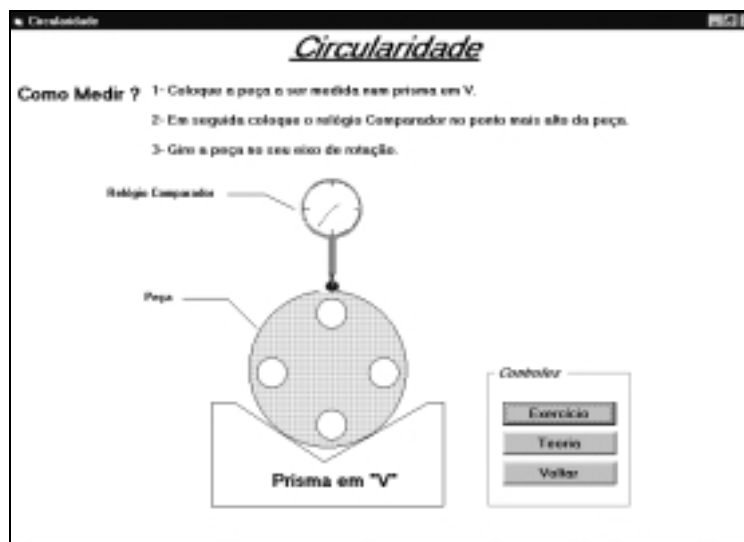


Figura 4 - Tela de circularidade.

### 3.4 Tela de Cilindricidade

A tela de cilindridade mostra uma peça em rotação, posicionada entre eixos. Durante o movimento de rotação, um relógio comparador translada sobre a peça no sentido longitudinal,

registrando os pontos que representam o perfil geométrico da peça para neste caso. Isto resulta num campo de tolerância cilíndrico.

Devido aos recursos gráficos disponíveis e a posição em que a peça se encontra, torna-se difícil de se demonstrar que a peça está rotacionando em torno do seu eixo central. Para evitar possíveis confusões, colocou-se uma observação na parte inferior da peça alertando sobre este fato e uma seta indicando a rotação da peça, conforme mostra a figura 5.

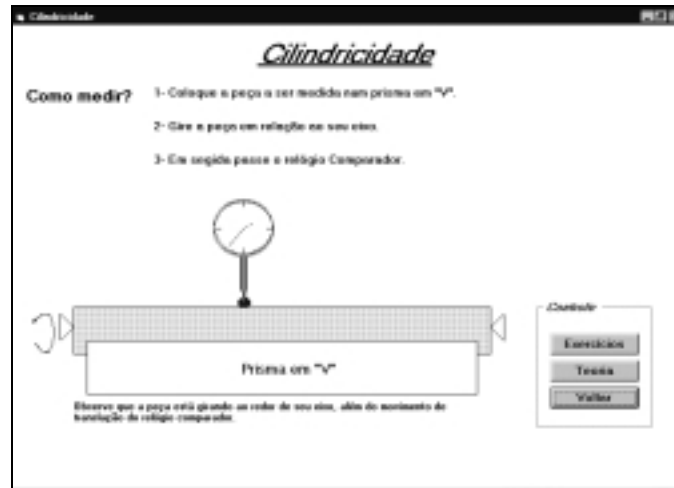


Figura 5 - Tela de cilindricidade.

### 3.5 Telas de Linha e Superfície Qualquer

Estas duas práticas ficaram substancialmente comprometidas na parte de sua animação gráfica e de seus respectivos exercícios devido a limitação gráfica na representação tridimensional dos instrumentos de medida, pelas limitações da linguagem Visual Basic versão 3.0, em animar o relógio comparador para percorrer as direções horizontal, vertical e diagonal.

Como as práticas de linha e superfície qualquer requerem trajetórias diferentes das convencionais, não foi possível a sua realização. Espera-se para um futuro breve o surgimento de uma nova versão do Visual Basic, onde isto se torne possível.

No entanto, o usuário poderá ter acesso às teorias de linha qualquer e superfície qualquer. Cada uma destas apresentará informações teóricas referentes a cada caso, do procedimento para a obtenção do campo de tolerância e um exemplo de cada, conforme pode ser observado nas figuras 6 e 7.



Figura 6 - Tela de linha qualquer

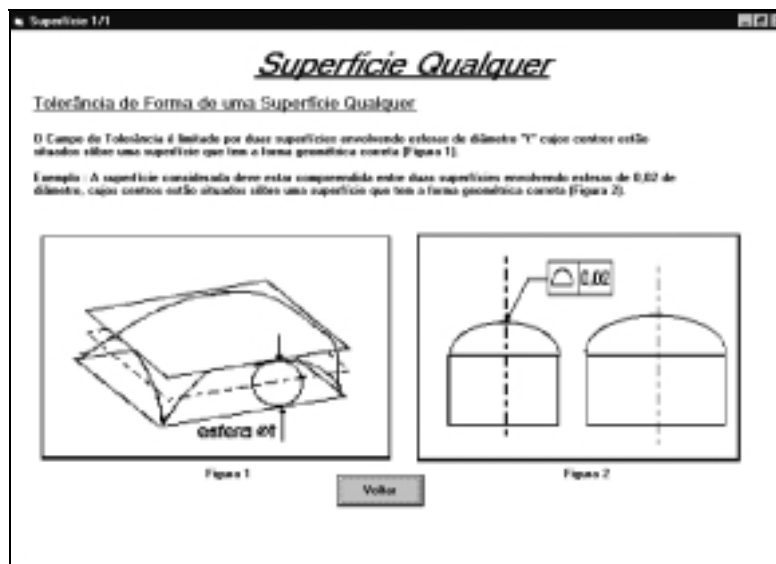


Figura 7 - Tela de superfície qualquer

## 4 Erros de Orientação

De forma similar ao que foi realizado no item que trata dos erros de forma, o usuário também poderá melhorar os seus conhecimentos sobre os erros de orientação. Este tipo de desvio de posição é definido para elementos (linhas ou superfícies) que têm pontos em comum através de intersecção de suas linhas ou superfícies, os quais são classificados em: paralelismo, perpendicularismo e inclinação.

### 4.1 Tela de Paralelismo

Ao entrar na tela de paralelismo, o usuário assistirá os passos principais para a realização da medição deste erro. Para a realização desta prática, inicialmente, uma peça cilíndrica vazada é encaixada no pino que está paralelo ao desempenho, conforme é apresentado nas figuras 8 e 9.

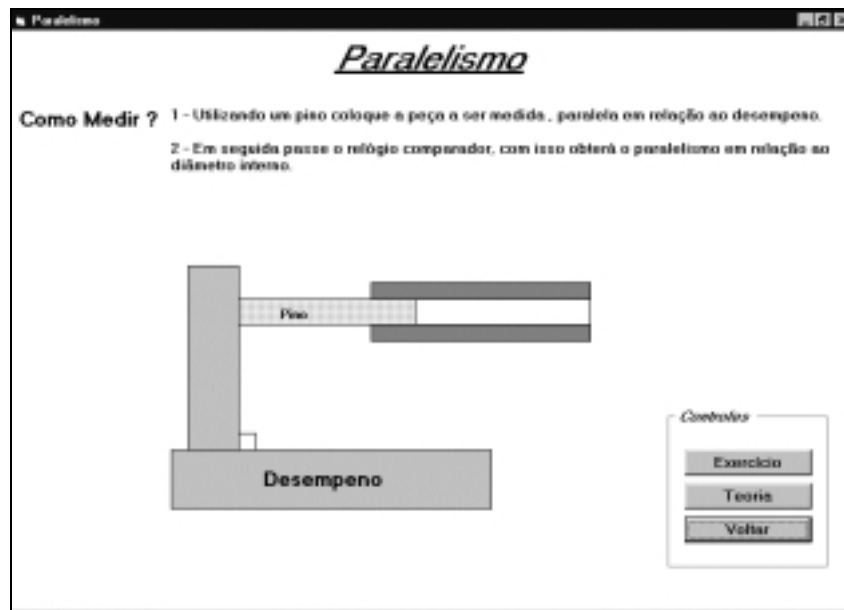


Figura 8 - Encaixando a peça no pino

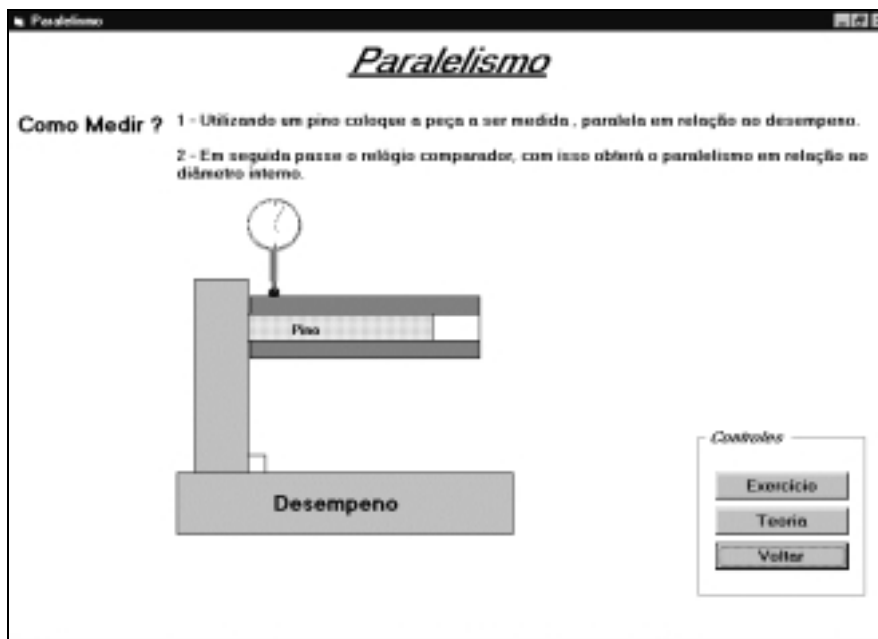


Figura 9 - Medindo o erro de paralelismo

Em seguida, passe-se o relógio comparador na superfície externa da peça, e assim terá realizado a medição de paralelismo da superfície externa em comparação a superfície interna.

## 4.2 Tela de Perpendicularidade

Na tela de perpendicularidade, o usuário terá acesso aos principais passos para realizar uma medição de perpendicularismo.

Inicialmente deve-se posicionar a peça de forma cilíndrica vazada no pino, conforme mostra a figura 10, e em seguida deve-se passar o relógio comparador na superfície que deseja verificar o erro de perpendicularismo, apresentado na figura 11.

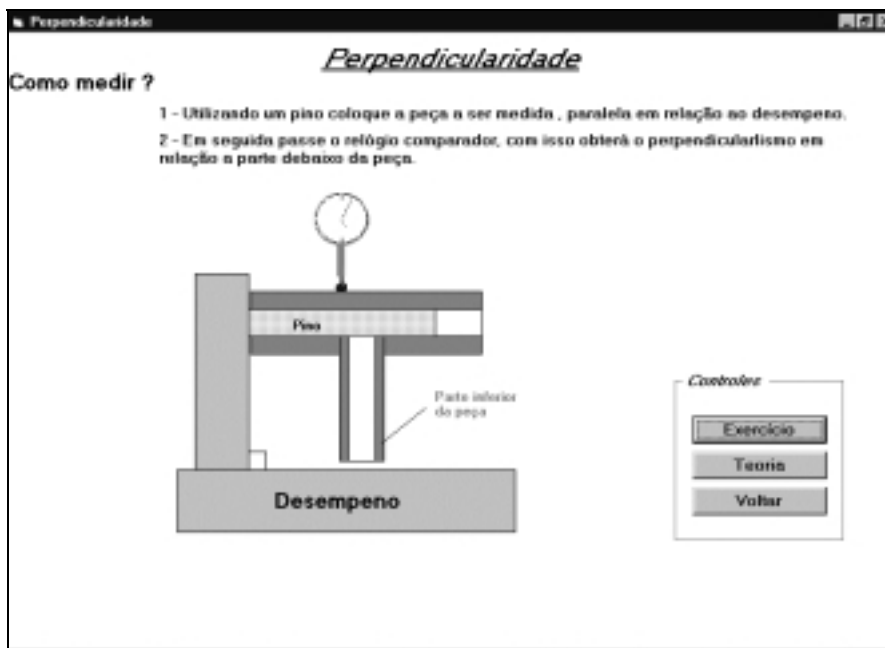


Figura 11 - Relógio comparador passando sobre a peça

## 5 - CONCLUSÕES

Este software é um protótipo autodidático, que tem como diretriz principal o ensino de metrologia relacionado as práticas de erros de forma, orientação, batida e posição nas instituições educacionais técnicas.

O software apresenta as seguintes vantagens:

- Proteção contra a pirataria, devido ao sistema de senha;
- Possui todas as telas e imagens dos erros de forma, posição, orientação e batida;
- Permite e obriga que o usuário obedeça a ordem dos passos preestabelecida para a realização da prática, com a necessidade de ativar e desativar os botões necessários;
- Monitora os passos do usuário e o avalia;

A interação entre software e usuário é amigável, tornando-se este software um “video-game educativo”, facilitando a aprendizagem.

## 7 - REFERÊNCIAS

AGOSTINHO, O. L., RODRIGUES, A. C. S., LIRANI, J. Tolerância, ajuste, desvios e análise de dimensões. São Paulo: Edgard Blücher, 1981. SCHNEIDER, C.A.; FLESCHE, C. A.; Apostila metrológica dimensional básica. Universidade Federal de Santa Catarina, 1985.

ABNT NBR ISO 10012-1. Requisitos de garantia da qualidade para equipamento de medição. 1993.

FURUKAWA, S., BIANCHI, E.C. Aspectos teóricos e práticos em metrologia dimensional mecânica e de forma. Bauru: Faculdade de Engenharia e Tecnologia, UNESP, Câmpus de Bauru, 1995, 89p. (Mimeogr.).

LIRANI, João; Introdução à metrologia industrial. Universidade de São Paulo, São Carlos, 1985.

WHITEHOUSE, D.J. Hand book of surface metrology. Bristol: Institute of Physics, 1994.



## ARQUITETURA DOS SISTEMAS DE MANUFATURA

**Eng. Marcelo Moretti Fioroni<sup>1</sup>**

**Prof. Dr. Antônio Batocchio<sup>2</sup>**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Fabricação, Caixa Postal 6122, CEP: 13083-970, Campinas/SP, Brasil;  
Fone: (019) 788-3290; FAX: (019) 289-3722. E-mail: mfioroni@mii.zaz.com.br<sup>1</sup>,  
batocchi@fem.unicamp.br<sup>2</sup>

### Resumo

A comunidade acadêmica e industrial vem obtendo resultados expressivos no desenvolvimento dos sistemas de manufatura, em uma busca constante para satisfazer os crescentes anseios do público consumidor. Propostas como o Sistema Ágil e o Sistema Holônico, buscam conjugar grande personalização de produtos com boa velocidade de resposta e baixo custo. O sistema Ágil engloba várias tecnologias, como agentes inteligentes na manufatura, algoritmos genéticos e inteligência artificial. Já os Sistemas Holônicos buscam atingir um novo patamar de flexibilidade e agilidade, trabalhando com uma organização semelhante à encontrada nos sistemas orgânicos, onde as células se apresentam como estruturas estáveis e auto-suficientes, que se agrupam formando estruturas maiores, os tecidos, de estabilidade equivalente. Na mesma velocidade em que avançam a tecnologia e os sistemas de manufatura, novas arquiteturas para estes sistemas são rapidamente criadas. O presente artigo reúne as propostas mais recentes ou relevantes e discute suas características, tecendo uma comparação entre elas e oferecendo uma visão abrangente. Indica também as tendências atualmente perceptíveis na proposição de novas arquiteturas capazes de atender à manufatura do próximo milênio.

**Palavras-chave:** Sistemas de Manufatura, Arquitetura dos Sistemas de Manufatura, Manufatura Ágil, Sistema Holônico de Manufatura

### 1. INTRODUÇÃO

É fato notório que a globalização está impondo novas exigências de produção para as empresas. O mercado está cada vez mais exigente quanto à qualidade dos produtos e exige também uma crescente personalização. Cada consumidor deseja que o produto esteja adaptado às suas próprias necessidades. Neste ambiente, a inovação deixa de ser algo apenas desejável para tornar-se regra. As conseqüências disto para a indústria é que seus sistemas de manufatura precisam ser capazes de fabricar produtos personalizados, em lotes pequenos, rapidamente, a um baixo custo e mantendo os níveis de qualidade. Para conseguir tal resultado, novos sistemas de manufatura tem sido propostos pelas instituições de pesquisa com o apoio da indústria.

Cada vez mais automatizados, os sistemas de manufatura atuais lançam mão do que há de mais avançado em termos de tecnologia, fazendo uso intensivo de computadores, redes de comunicação e procedimentos robotizados. A arquitetura dos sistemas de manufatura reflete fielmente as características do mercado atendido por ele. Um exemplo disso é o modelo de

linha de produção criado por Henry Ford para a fabricação do “Ford T”, cujo objetivo era produzir o mais rapidamente possível, para um mercado que não se importava com a personalização e onde havia grande demanda pelo produto (automóvel).

Neste trabalho, pretende-se mostrar uma retrospectiva sobre a arquitetura dos sistemas de manufatura até os tempos atuais, acompanhando seu gradativo avanço na busca constante de atender à sociedade de consumo da época. Nota-se claramente que a tarefa de atender ao mercado foi ficando cada vez mais complexa e árdua, exigindo um desenvolvimento crescente de novos sistemas. Nos tempos atuais, onde o mercado atingiu níveis de exigência nunca vistos antes, a comunidade científica e empresarial se desdobra para criar sistemas de manufatura capazes de atender a demanda atual e futura. Para enfrentar este grande desafio algumas iniciativas tem sido criadas, como o IMS - Intelligent Manufacturing Systems Consortium (IMS, 1999), que pretende criar o estado da arte em sistemas de manufatura. Apresenta-se aqui algumas propostas já elaboradas para estes sistemas e suas respectivas arquiteturas, como os sistemas de manufatura ágil e o sistema holônico de manufatura, uma das propostas do supracitado IMS, e que se encontra atualmente em estudo no Brasil pelo GPHMS – Grupo de Pesquisa em Sistema Holônico de Manufatura, sediado na Unicamp (Batocchio & Fioroni, 1999).

## **2. DEFINIÇÃO DE ARQUITETURA PARA SISTEMAS DE MANUFATURA**

Conforme explicado por Wyns *et al.*(1996) a arquitetura de um sistema de manufatura é o resultado do projeto do sistema, onde são especificadas as funções dos componentes, suas interfaces, interações e restrições. Tem por objetivo descrever de forma resumida toda a complexidade dinâmica de um sistema através de modelos simples. Entre as vantagens da definição de uma arquitetura, cita-se (Wyns, 1996):

- Fornecendo uma abstração do sistema complexo de forma simples, a arquitetura auxilia o projetista a definir as interfaces e interações entre os diversos componentes;
- Quando é necessária uma alteração no processo, reduz-se o impacto das mudanças pela possibilidade de focalizar apenas as áreas que necessitam de maiores mudanças;
- A arquitetura indica os componentes vitais para o sistema, os quais não deverão ser alterados quando da adaptação deste sistema para novos usos, caso em que se estaria aplicando uma arquitetura diferente. Comparando com a arquitetura de edificações, seria como mudar as paredes de sustentação de uma casa;
- A arquitetura é um meio de comunicação importante durante o processo de projetar ou reprojeter o sistema, fornecendo base para discussões entre as partes envolvidas.

À semelhança da arquitetura de edificações, a arquitetura de sistemas de manufatura também pode ser apresentada de várias maneiras. No caso de um prédio, sua arquitetura é apresentada aos clientes na forma de uma maquete, mas quando apresentada à construtora, são fornecidas várias outras informações, como materiais utilizados, locais de passagem de fios, etc. Assim, de uma arquitetura de sistema de manufatura, espera-se conseguir:

- Uma terminologia unificada, sem ambigüidades e conhecida por todos os envolvidos;
- Simplicidade no projeto do sistema, permitindo um desenvolvimento fácil e rápido da sua arquitetura;
- Maior qualidade no desenvolvimento dos sistemas, por se basearem em conceitos confiáveis, já comprovados pela arquitetura;
- Interfaceamento e a possibilidade de reaproveitamento de módulos da arquitetura em diferentes projetos ou gerações de sistemas;
- Desenvolvimento ou implementação de tarefas que podem ser divididas entre diferentes times, permitindo que cada um aplique suas melhores especialidades ou equipamentos;

- Fácil identificação das soluções utilizadas. A arquitetura precisa indicar e justificar claramente quando e como cada estágio do desenvolvimento recebeu implementações de engenharia.

A arquitetura de um sistema pode ser formulada no estilo descritivo ou prescritivo. O estilo descritivo define uma codificação particular dos elementos de projeto e é usado durante as discussões entre o projetista e o cliente. O estilo prescritivo se limita a apresentar os elementos e suas configurações. Este estilo é aquele usado nos planos de construção de um edifício, nos quais o construtor se baseia para realizar seu trabalho.

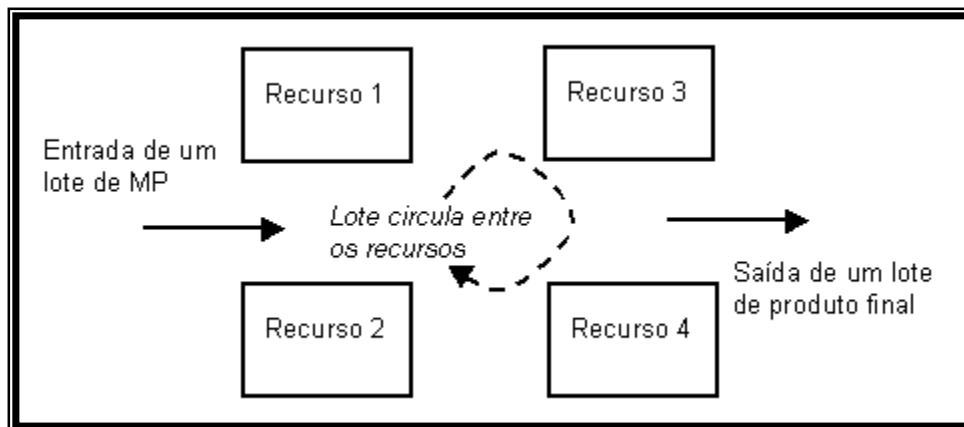
Neste estudo, as arquiteturas são apresentadas no estilo descritivo, de modo a permitir seu fácil entendimento e viabilizar sua abordagem neste estudo.

### 3. OS SISTEMAS DE MANUFATURA PROPOSTOS ATÉ A ATUALIDADE

Os sistemas de fabricação existem desde os primórdios da humanidade, quando o homem começou a perceber que poderia realizar melhor suas tarefas com o auxílio de instrumentos. Prova disso é a descoberta arqueológica de uma "fábrica" de ferramentas no Quênia com a idade de 2,34 milhões de anos, conforme noticiado na Folha de São Paulo (1999). O homem evoluiu muito desde então, e a busca por melhores meios de realizar seus trabalhos permaneceu.

#### 3.1 O Sistema Funcional

Um dos primeiros sistemas de fabricação elaborados foi o chamado "Sistema Funcional", onde os recursos fabris da empresa com a mesma função são agrupados em setores. Desta forma, a matéria prima é transportada em lotes ao longo dos diferentes setores, onde sofre operações específicas em cada um deles. É caracterizado pela sua grande flexibilidade, já que qualquer operação pode ser feita em qualquer ordem. Também é pouco suscetível a paradas de produção devido a quebras de máquinas, e o seu agrupamento facilita o treinamento da mão de obra. O sistema funcional apresenta tempo de fabricação longo, dificuldade na manutenção da qualidade do produto e no gerenciamento do sistema, que se torna muito complexo. Uma grande quantidade de estoque intermediário é necessário para o seu funcionamento, o que exige um investimento considerável (Batocchio, 1992).



**Figura 1.** Funcionamento de um Sistema Funcional

Trata-se do sistema adequado para a fabricação de lotes pequenos, e prazos de entrega curtos. É o sistema ideal quando os produtos a serem fabricados são muito diversificados, ou são alterados freqüentemente. A Figura 1 apresenta esquematicamente o funcionamento deste

sistema, onde os recursos representam uma ou mais máquinas de mesmo tipo ou pessoas, onde ocorre uma das etapas de fabricação

### 3.2 Sistema em Linha

Quando os produtos a serem fabricados tem pequena variação e exigem muitas operações, surgem empecilhos para a fabricação pelo sistema funcional. Para este caso, foi desenvolvido o sistema de fabricação em linha, no qual os diferentes equipamentos permanecem dispostos na seqüência das operações exigidas para a fabricação do produto. Desta forma, obtêm-se uma boa velocidade de fabricação, permitindo atender rapidamente aos pedidos para grandes quantidades (Batocchio, 1992).

Os pontos fracos deste sistema residem na sua grande sensibilidade a problemas na linha. Uma máquina quebrada pode interromper completamente a produção. Outro ponto negativo é a sua baixa flexibilidade e alto custo de implantação, que o tornam aplicável apenas quando a empresa possui vários produtos similares com tempo de vida alto. A representação esquemática deste sistema é apresentada na Figura 2.

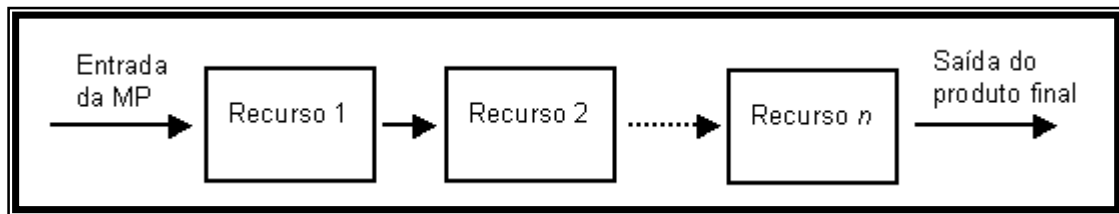


Figura 2. Funcionamento de um Sistema em Linha

### 3.3 Sistema Celular

O sistema celular destina-se à fabricação de peças que tenham certa similaridade, em lotes pequenos. Caracteriza-se pelo agrupamento de todas as máquinas usadas para a fabricação de um determinado "grupo" ou "família" de peças, as quais sofrem operações em todas ou algumas destas máquinas. O agrupamento de máquinas é chamado "célula" (Batocchio, 1992).

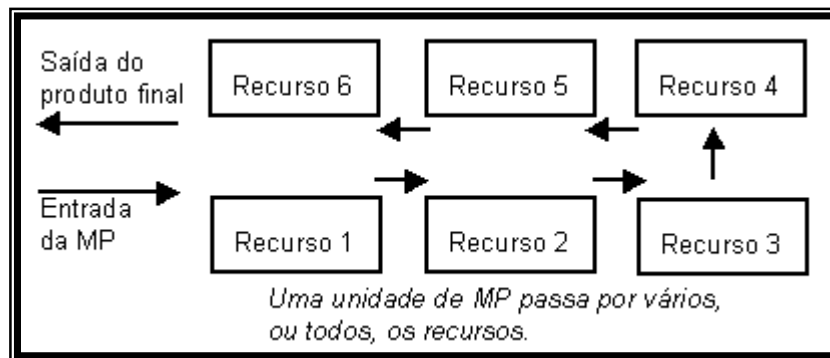


Figura 3. Funcionamento de um Sistema Celular

O sistema celular apresenta as vantagens de reduzir os estoques intermediários, permitir a fabricação de lotes pequenos, aproveitamento ótimo da mão de obra e equipamentos, e permitir a manutenção de altos níveis de qualidade. Suas desvantagens ficam por conta de sua também grande sensibilidade a imprevistos como quebras de máquina, paradas para manutenção, ou acontecimentos semelhantes; flexibilidade relativamente baixa, pois se

houver uma variação muito grande no desenho da peça a ser fabricada, a célula passa a não mais ser capaz de produzi-la, seja pela ausência de uma determinada máquina, ou um processo que passa a ser muito demorado, prejudicando a fabricação das outras peças do grupo. A Figura 3 ilustra o funcionamento de um sistema celular. A matéria-prima, em seu processo de fabricação, passa por várias ou todas as máquinas. Este sistema é aplicado atualmente na “manufatura enxuta” (Lean Manufacturing), principalmente quando o produto é pequeno e manipulável por operadores.

### 3.4 FMS – Sistemas de Manufatura Flexível

O avanço da tecnologia, que proporcionou novos recursos fabris como robôs, centros de usinagem automatizados e etc. O conceito de FMS envolve um alto nível de automação, onde a fabricação é realizada por centros de usinagem multifuncionais e robôs dotados de ferramentas. A transferência entre as máquinas é feita por veículos robotizados (AGVs) e o posicionamento/setup das máquinas é realizado por robôs manipuladores ou similares. A matéria prima, produtos acabados, ferramentas a até produtos em estágio intermediário são armazenados em um armazém automatizado. Todos estes elementos são ligados a um computador central que coordena todas as ações e recebe ordens de fabricação diretamente do escritório central (Asai & Takashima, 1994).

Desta forma, a produção segue rigorosamente as tendências detectadas pela pesquisa de mercado e é capaz de mudar rapidamente, passando a fabricar um produto diferente. Isto caracteriza sua flexibilidade. A Figura 5 mostra um esquema do funcionamento de um sistema FMS.

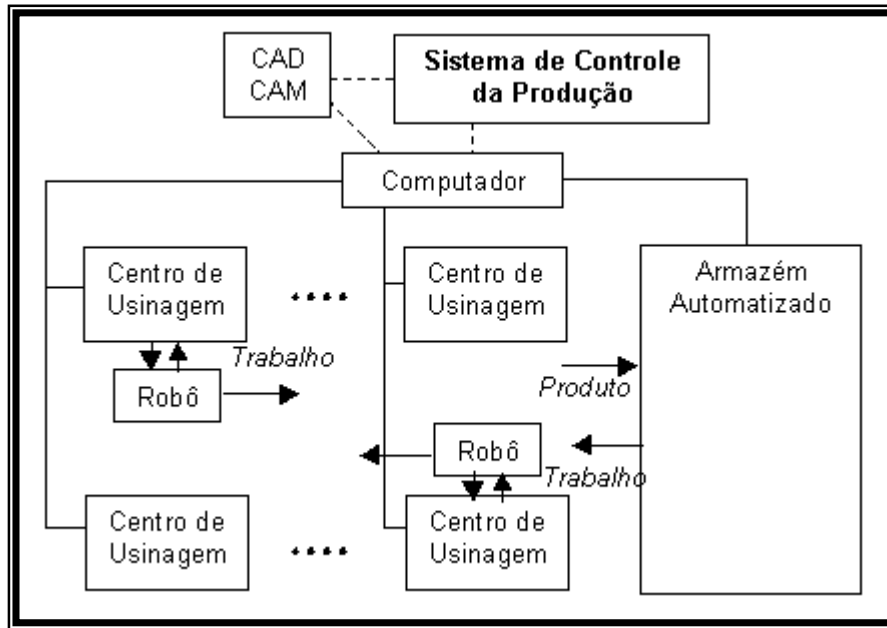


Figura 5. Funcionamento de um sistema FMS (Asai & Takashima, 1994)

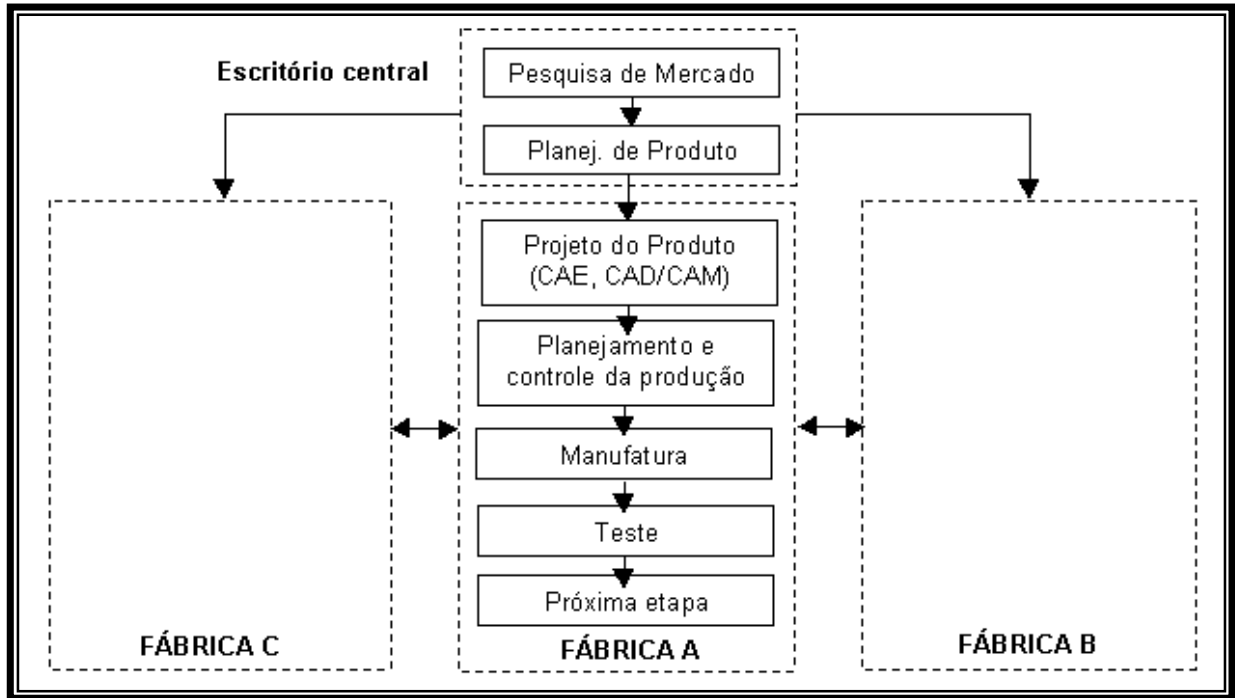
### 3.5 CIM – Manufatura Integrada por Computador

Com o avanço em constante aceleração da informática e a disponibilidade cada vez maior dos computadores, estes começaram a encontrar aplicação nas empresas. O desenvolvimento de softwares para CAE, CAD/CAM acelerou ainda mais este processo.

O uso dos computadores permitiu uma maior integração entre os diversos departamentos das empresas através de redes informatizadas. Otimizou processos e permitiu um

gerenciamento mais eficiente dos recursos da empresa. Segundo Asai & Takashima (1994), existem dois tipos de CIM:

- “CIM in series”, que descreve uma aplicação vertical dos computadores, cobrindo operações de pesquisa de mercado, planejamento de produto e projeto, planejamento da produção e controle, teste e distribuição;
- “Cross CIM”, que descreve uma aplicação horizontal dos computadores, que se constitui em ligações bidirecionais entre todas as fábricas e unidades da empresa com o escritório central automatizado, que centraliza as informações e decisões.



**Figura 4.** Funcionamento de um sistema CIM (Asai & Takashima, 1994)

A Figura 4 apresenta um diagrama do funcionamento de uma empresa utilizando o CIM. O escritório central coordena as ações das fábricas, de acordo com as tendências detectadas pela pesquisa de mercado.

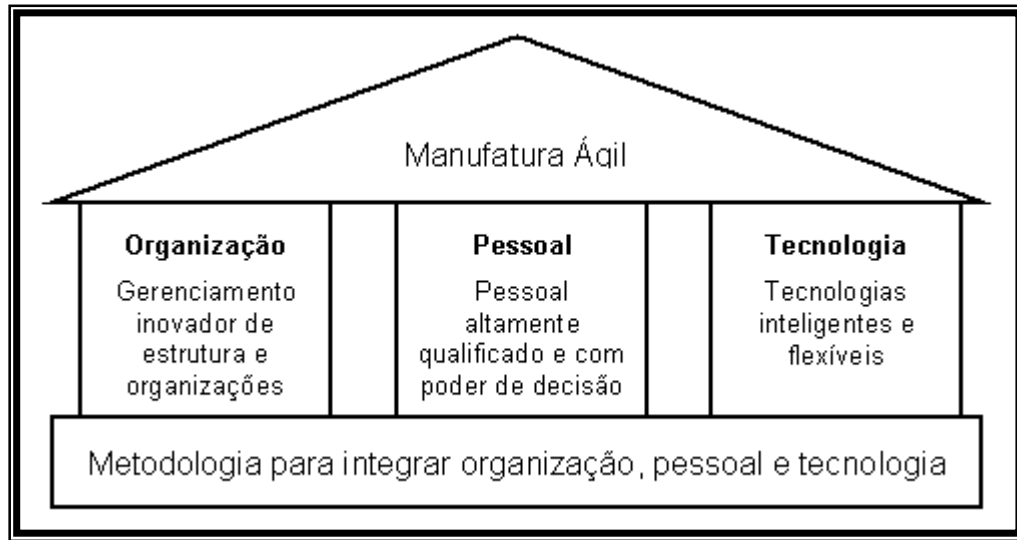
## 4. AS PROPOSTAS PARA O PRÓXIMO SÉCULO

Na busca pelo sistema de manufatura capaz de atender aos crescentes anseios do mercado, novos sistemas tem sido desenvolvidos ou propostos. A grande variedade de propostas torna inviável a apresentação de todas neste espaço. Devido a isto, apresenta-se a proposta mais “amadurecida” e já aplicada em algumas empresas, que é o Sistema de Manufatura Ágil, e uma das propostas mais promissoras para o próximo século, que é o Sistema Holônico de Manufatura.

### 4.1 Sistema de Manufatura Ágil

O conceito de Manufatura Ágil é bastante abrangente e envolve todos os aspectos da empresa. A estrutura da manufatura Ágil é suportada por três recursos principais: gerenciamento inovador de organizações, recursos humanos altamente capacitados e com poder de decisão, e tecnologias inteligentes e flexíveis (Kidd, 1995). A agilidade é alcançada através da integração destes três recursos em um sistema coordenado e independente. Em

termos simples, a manufatura ágil pode ser considerada como a integração entre a organização, pessoal altamente capacitado e tecnologias avançadas, visando alcançar cooperação e inovação para fornecer aos seus clientes produtos personalizados e de alta qualidade. Este conceito é ilustrado na Figura 6.



**Figura 6.** Estrutura da manufatura Ágil (Kidd, 1994)

Outra definição de manufatura Ágil é fornecida por Wandmacher (1994): “A habilidade de prosperar em um ambiente de contínua e inflexível mudança”. Os “três recursos” citados por Kidd (1994) tem sido desenvolvidos separadamente para atingir o conceito de agilidade, e várias empresas os tem aplicado com sucesso. Atualmente, a maioria das empresas de tecnologia aplicam o conceito de Manufatura Ágil. No Brasil existem exemplos bastante claros entre as empresas provedoras de acesso e serviços para Internet. Neste mercado o ambiente de mudanças é evidente. No início, o serviço era cobrado por um número fixo de horas, cujo excesso incidia em taxas maiores. Logo a seguir veio o acesso ilimitado, onde o cliente não tinha mais limite de horas pagando um preço fixo. O ponto culminante foi o acesso gratuito, onde simplesmente não há mais cobrança do serviço de acesso. Tudo isso em um espaço de apenas 7 anos.

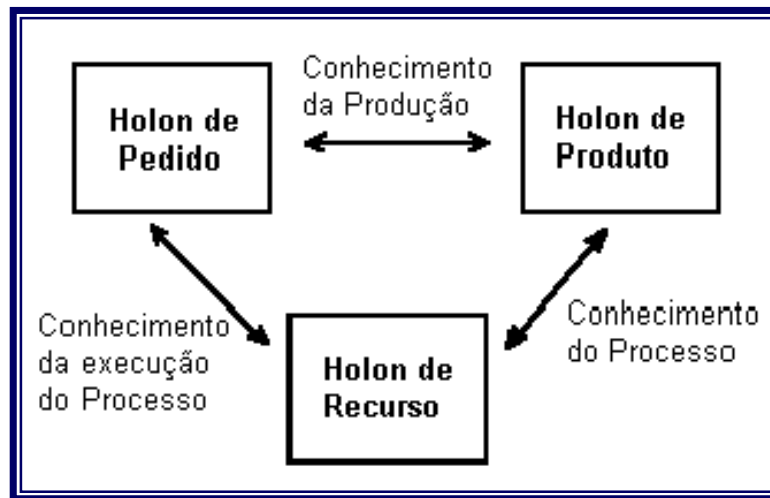
#### 4.2 Sistema Holônico de Manufatura

O HMS – Holonic Manufacturing System é um dos temas em estudo pelo IMS (1999). Trata-se de um sistema que busca atingir a estabilidade e capacidade de reação encontrada nos sistemas orgânicos e sociais. É baseado nas observações do filósofo alemão Arthur Koestler, que propôs a palavra “holon” como a representação de uma estrutura que é independente e estável, mas é parte integrante de uma estrutura maior, também estável e independente, como as células orgânicas que se unem, formando os tecidos (Wyns, 1996).

Uma arquitetura de referência foi proposta por Wyns (1999), chamada PROSA, que divide o sistema de manufatura em três “holons” principais: um holon de produto, responsável pela informação sobre o produto (método de fabricação, materiais e ferramentas necessários, nível de qualidade, etc.), um holon de recurso, que abrange os recursos à disposição da empresa (pessoal, máquinas, energia elétrica, meios de transporte, etc.) e um holon de pedido, que representa o pedido do cliente dentro do sistema (prazo de entrega, tipo de produto, etc.). Um diagrama explicativo da arquitetura PROSA está apresentado na Figura 7

Adicionalmente a estes três holons, são agregados holons secundários, chamados de especialistas, que assumem tarefas específicas. Por exemplo, um holon especialista de seqüenciamento poderia fornecer informações para os holons de pedido e recurso, de modo a capacitá-los a tomar as melhores decisões.

O sistema holônico agrega as características de um controle hierárquico e de um heterárquico. No exemplo anterior, os holons trabalham de forma independente, recebendo as informações do holon especialista de seqüenciamento como “conselhos”, não como um comando, de forma que quando ocorre um evento imprevisto, este ignora os “conselhos” e toma suas próprias decisões.



**Figura 7.** Estrutura da arquitetura PROSA (Wyns, 1999)

## 5. COMPARAÇÕES E CONSIDERAÇÕES

Analisando-se todos os sistemas apresentados de forma seqüencial, nota-se que cresceu ao longo do tempo a preocupação em atender aos anseios do cliente. Há um grande contraste entre o sistema em linha, usado por Ford para fabricar o Ford “T”, que era um produto sem qualquer variação ou personalização, e os sistemas aplicados atualmente, buscando fabricar um produto diferente para cada cliente, de forma a atender seus anseios pessoais.

Nos sistemas mais antigos, o componente cliente nem mesmo aparece. Este começa a aparecer no sistema CIM, como o elemento “pesquisa de mercado”, que busca encontrar uma tendência. Esta tendência tem a intenção de determinar grupos de pessoas com as mesmas necessidades, o que iria gerar a criação de um novo produto. Já no sistema Ágil, a ligação com o cliente já é mais estreita, colocando toda a empresa a seu serviço, buscando atender ao seu desejo individual e não mais de um grupo de pessoas consideradas “iguais”.

No sistema holônico, este conceito vai além, colocando o desejo do cliente como parte essencial do próprio sistema de manufatura (“holon de pedido”). Como nos explicam Batocchio *et al.* (1999), o Sistema Holônico de Manufatura reúne componentes importantes do sistema Ágil e de outros sistemas, podendo ser considerado em um nível mais elevado do que o da manufatura ágil.

## 6. CONCLUSÕES

Esta análise torna claro que os sistemas de manufatura a serem desenvolvidos futuramente deverão ter sua estrutura cada vez mais centralizada no cliente, buscando



estabelecer com este uma ligação cada vez mais estreita e permitindo a ele um controle cada vez maior sobre o resultado final do sistema de manufatura, que é o produto.

Os sistemas que não tiverem foco no cliente certamente estarão fadados ao fracasso. Está claro que o mercado assumiu uma tendência irreversível.

As novas tecnologias disponibilizadas e popularizadas atualmente, como a Internet, são capazes de estreitar o relacionamento empresa-cliente, e devem ser aproveitadas nos novos sistemas de manufatura.

## **7. AGRADECIMENTOS**

Os agradecimentos dos autores à FAPESP pela manutenção de uma bolsa de mestrado a um dos autores e ao RECOPE/FINEP/BID pelos recursos computacionais disponibilizados a este trabalho.

## **8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- "Arqueologia" - Folha de São Paulo, Caderno Mais!, p.11 - 09/05/1999.
- Asai, K. and Takashima, S., "Manufacturing, Automation Systems and CIM Factories", Chapman & Hall, Japan, 1994.
- Batocchio, A. – "Tecnologia de Grupo", Apostila do curso IM190 - Unicamp - SP. 1992.
- Batocchio, A. and Fioroni, M. M., "GPHMS Home Page – Grupo de Pesquisa em Sistema Holônico de Manufatura" [online]. Disponível na Internet via WWW. URL: <http://www.fem.unicamp.br/~defhp/index.htm> . Arquivo consultado em 11 de dezembro de 1999.
- Batocchio, A., Fioroni, M. M.; Georges, M. R. R.; Souza, A. C.; Rosa, A. B. and Franco, G. N., "Manufatura Ágil X Sistema Holônico de Manufatura", Apresentado no IV SBAI - Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente, São Paulo, SP, 08-10 de Setembro de 1999.
- IMS, "IMS – Intelligent Manufacturing Systems Home Page" [online]. Disponível na Internet via WWW. URL: <http://www.ims.org> . Arquivo consultado em 11 de dezembro de 1999.
- Kidd, P. T., "Agile Manufacturing – Forging New Frontiers", Addison-Wesley, England, 1994.
- Wandmacher, R. R., "Information Management as a Key to Agile Manufacturing", presented at Manufacturing Information Systems, Detroit, October 24, 1994.
- Wyns, J., Brussel, H. V., Valkenaers, P. and Bongaerts, L., "Workstation Architecture in Holonic Manufacturing Systems", presented at 28<sup>th</sup> CIRP International Seminar in Manufacturing Systems, may 15-17, 1996, Johannesburg, South Africa, p220-231. "Cirp Journal on Manufacturing Systems", Vol.26, No 4.
- Wyns, J., "Reference Architecture for Holonic Manufacturing Systems: PROSA", Doctoral Thesis, Katholieke Universiteit Leuven, Mechanical Engineering Dept., Belgium, 1999.

## UM ESTUDO SOBRE CONTROLE ROBUSTO DE ESTRUTURAS FLEXÍVEIS ATIVADAS POR ESCOAMENTO DE FLUIDOS

**Celiane Costa Machado**

**Sebastião Cícero Pinheiro Gomes**

**Álvaro Luiz De Bortoli**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Matemática, 96201-900, Rio Grande, RS, Brasil, E-mail:[mmaccm@super.furg.br](mailto:mmaccm@super.furg.br), E-mail:[dmtscpg@super.furg.br](mailto:dmtscpg@super.furg.br)

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PPGMAp, 91509-900, Porto Alegre, RS, Brasil, E-mail:[dbortoli@mat.ufrgs.br](mailto:dbortoli@mat.ufrgs.br).

### Resumo

O presente trabalho apresenta uma abordagem sobre o desenvolvimento de controladores para atenuar de forma ativa as vibrações de uma estrutura flexível sujeita a uma perturbação externa, oriunda do escoamento de um fluido em contato com a estrutura. Desenvolveu-se, inicialmente, um controlador robusto com a técnica LQG/LTR (*Linear Quadratic Gaussian / Loop Transfer Recovery*). Simulações foram realizadas, verificando-se características de robustez na rejeição da perturbação externa devida ao fluido e na rejeição de ruídos de medida, considerando a planta nominal igual à real. A mesma robustez não se verificou quando foram realizadas variações paramétricas entre as plantas nominal e real. Foi desenvolvido, ainda, um outro controlador por alocação de pólos do regulador e do filtro. Este último controlador foi projetado de forma que a malha direta obedeça às barreiras de robustez da estabilidade e do desempenho. Os resultados foram bons, tendo-se verificado robustez da estabilidade em presença de significativas variações paramétricas entre as plantas nominal e real.

**Palavras-chave:** Modelagem, Manipulador, Flexível, Controle, Robustez.

### 1. INTRODUÇÃO

O controle de estruturas flexíveis tem sido um assunto bastante pesquisado nos últimos vinte anos, devendo-se este interesse principalmente às aplicações espaciais (Kim *et al.*, 1997) e (Xie *et al.*, 1997). A maioria das aplicações concentra-se no controle de robôs manipuladores com elos flexíveis (Cannon *et al.*, 1984), (Kojima, 1990) e (Schmitz, 1985). Mais recentemente, trabalhos já indicam para a necessidade de se desenvolver controladores robustos para estruturas flexíveis (Soares, 1997) e (Vincent, 1996). Os trabalhos citados anteriormente utilizam controle ativo, embora também existam estudos sobre a utilização de controle passivo (Furusho *et al.*, 1997). Apesar de todas as pesquisas já realizadas, trata-se de um assunto que está longe de ser

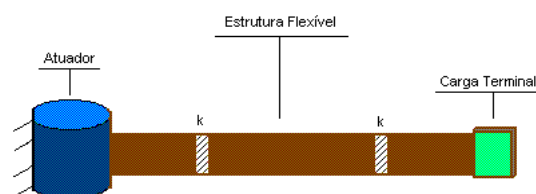
totalmente dominado, existindo ainda diversos desafios científicos que se tornam objetivos a serem vencidos pela comunidade que pesquisa este assunto. Este trabalho pretende abordar um destes desafios: controlar uma estrutura flexível sujeita a perturbações externas. Estas perturbações são consideradas aqui como provenientes do escoamento de um fluido interagindo com a estrutura. Situações práticas semelhantes a esta aqui tratada em teoria podem acontecer, por exemplo, em robótica sub-aquática (Watonabe *et al.*, 1998). Em aplicações práticas também há, geralmente, dificuldades técnicas em instrumentalizar a planta física com muitos sensores, além de evidentemente encarecer o projeto. Considerou-se então no presente trabalho, que apenas a posição angular do rotor ou cubo (atuador na Fig. 1) era observada, fato que impõe dificuldades extras ao projeto de controladores que idealmente deveriam ter o retorno do estado completo para o caso de estruturas flexíveis. Desenvolveu-se controladores baseados na técnica LQG/LTR (Cruz, 1996) e ainda, baseados em alocação de pólos com estimação de estado. Os controladores foram desenvolvidos considerando-se o modelo nominal da planta sem a presença do fluido, que entra nas simulações como uma perturbação externa. Além desta perturbação, realizou-se também simulações considerando-se variações em parâmetros tais como massa específica da estrutura e módulo de elasticidade, variações estas com relação ao modelo nominal que serviu de base para o projeto dos controladores. O objetivo final foi o de testar tanto a robustez ao desempenho quanto à estabilidade.

## 2. MODELAGEM DINÂMICA FLUIDO-ESTRUTURA

A estrutura considerada no presente artigo é constituída de uma lâmina flexível articulada em uma extremidade (atuador) e livre na outra. Esta estrutura ainda está sujeita ao contato com um fluido escoando a uma determinada velocidade.

### 2.1 Modelo Estrutural

Existem alguns formalismos para modelagem de estruturas flexíveis (Boyer *et al.*, 1998). Podem ser citados por exemplo, o formalismo modal analítico, o discreto e o que assume formas polinomiais para as deformações elásticas. Em (Pereira, 1999) existe um estudo comparativo entre diversos formalismos, sendo uma das conclusões o fato do formalismo discreto ser uma abordagem simples e bem representativa. Neste trabalho considerou-se portanto o formalismo discreto, que recebe o nome em idioma inglês de *lumped mass approach*. A flexibilidade contínua é aproximada por uma discreta a partir de duas articulações fictícias, conforme indicado na Fig. 1. Neste caso, os primeiros dois modos flexíveis estarão presentes. Em (Gomes & Chrétien, 1992) existem mais detalhes sobre este tipo de modelagem estrutural.



**Figura 1.** Estrutura flexível e sua aproximação discreta.

Sendo  $L$  o comprimento do braço, a primeira articulação fictícia encontra-se a  $L/4$  do atuador e a segunda a  $L/2$  da primeira, conforme a Fig. 1. A constante  $k$  é obtida a partir da expressão:  $k = nEI/L$ , onde  $n$  é o número de articulações fictícias, enquanto que  $EI$  é o módulo

de elasticidade vezes o momento de inércia da seção reta. O lagrangeano do sistema é determinado e com ele obtém-se as equações da dinâmica a partir do formalismo de Euler-Lagrange. Considerando-se pequenas deformações angulares nas articulações fictícias, obtém-se então o modelo linearizado, o qual escrito na forma de estado é representado pela seguinte equação:

$$\dot{x} = Ax + BTm \quad (1)$$

O vetor de estado é composto pelas três posições angulares referentes ao rotor e ângulos na primeira e segunda articulação fictícia, bem como das respectivas velocidades angulares. Portanto, são seis variáveis de estado.  $Tm$  é o torque aplicado no rotor. A única observação considerada é a posição angular do rotor:

$$y = Cx; \quad C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (2)$$

## 2.2 Modelo do Fluido

Considerou-se um modelo bastante simplificado para o fluido uma vez que o objetivo não era o de se conseguir extrema precisão para a interação fluido estrutura e sim, o de averiguar se o sistema se manteria estável em presença de uma perturbação externa não prevista no projeto do controlador. Admitindo que a estrutura forma um ângulo de ataque com a direção do fluxo, o fluido provoca uma força que atua perpendicularmente à mesma. Esta força pode ser decomposta em duas componentes,  $F_x$  e  $F_y$ . A primeira,  $F_x$ , age na direção do escoamento (força de arrasto) e a segunda,  $F_y$ , age perpendicularmente a esta direção (força de sustentação). Considerando-se um ângulo de ataque pequeno  $F_x$  é, então, aproximadamente nula. Assim, segundo o modelo considerado, (Hughes & Brighton, 1974) e (Schlichting, 1960), as forças exercidas pelo fluido na estrutura possuem a seguinte forma:

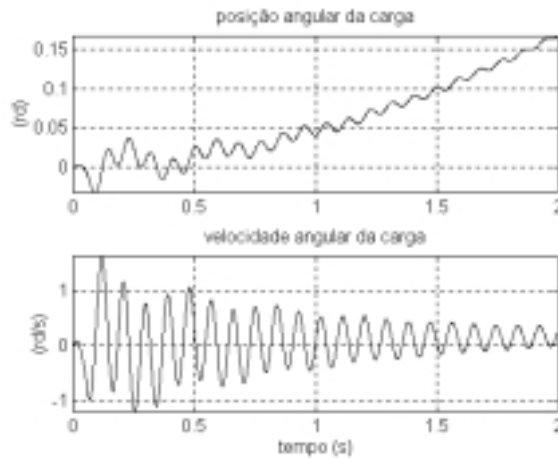
$$\begin{aligned} F_y &= \frac{1}{2} \rho v^2 A_p C_l \\ F_x &= 0.05 F_y \approx 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$C_l = 2\pi \sin(\alpha)$ , onde  $\alpha$  é o ângulo de ataque e  $C_l$  o coeficiente de sustentação.  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $v$  a velocidade de escoamento e  $A_p$  a área projetada (corda por comprimento). A força  $F_y$  causa torques nas articulações gerando um vetor de perturbações  $p$ , ficando então a dinâmica descrita sob a forma:

$$\dot{x} = Ax + BTm + Dp \quad (4)$$

A Figura 2 mostra uma simulação em malha aberta. O torque motor, durante os primeiros 0,05 s foi de 8 Nm, nos próximos 0,05 s de -8 Nm, sendo zero no restante do tempo. A velocidade do fluido e o ângulo de ataque foram 10 m/s e 5°, respectivamente, valores mantidos para todas as simulações realizadas no trabalho. Observa-se que, devido a presença do fluido, as velocidades não se estabilizam no zero e a estrutura toda se desloca uma vez que a mesma é articulada em uma extremidade e livre na outra.

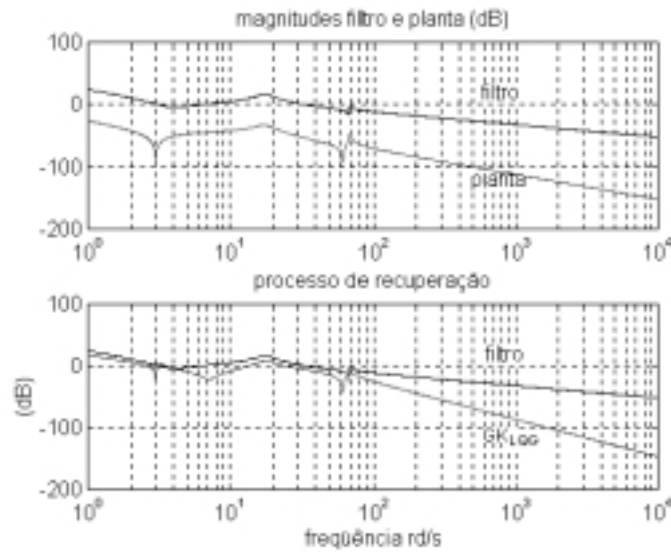
Um outro modelo para o cálculo da perturbação externa devido ao fluido também foi desenvolvido, baseado nas equações do escoamento potencial e os torques obtidos são ligeiramente diferentes daqueles obtidos pelo modelo aqui apresentado, não provocando diferenças significativas no comportamento das vibrações da estrutura.



**Figura 2.** Simulação em malha aberta (velocidade do fluido = 10 m/s).

### 3. PROJETO DE CONTROLE

Inicialmente projetou-se um controlador LQG/LTR, adotando-se como critério uma largura de faixa do controlador aproximadamente duas vezes o primeiro modo de vibração do sistema, conforme mostrado na Fig. 3.



**Figura 3.** Respostas em frequência relativas ao projeto LQG/LTR (processo de recuperação com  $\rho=10^{-6}$ ).

Um segundo controlador foi projetado por meio de alocação de pólos do regulador e do filtro de forma que a malha direta obedeça às especificações, na forma de barreiras de robustez do desempenho e da estabilidade. Esta técnica de alocação de pólos encontra-se descrita em maiores detalhes em (Franklin & Powell, 1995). Resumidamente, o controle é dado pela expressão:

$$Tm = -K_r \hat{x} \quad (5)$$

onde  $\hat{x}$  corresponde ao estado estimado a partir da equação:

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + BTm + K_f(y - C\hat{x}). \quad (6)$$

Assumindo-se que  $s_1, s_2, \dots, s_6$  são os pólos do regulador (raízes de  $[A - BK_r]$ ) e  $\alpha_c(s) = (s - s_1)(s - s_2) \dots (s - s_6)$  o respectivo polinômio característico, o vetor de ganhos do regulador pode ser obtido a partir da expressão:

$$K_r = [0 \ 0 \ \dots \ 0 \ 1] M_c^{-1} \alpha_c(A) \quad (7)$$

onde  $M_c = [B \ AB \ A^2B \ \dots \ A^{n-1}B]$  corresponde à matriz de controlabilidade ( $M_c$  deve ser inversível). Processo semelhante pode ser utilizado para a obtenção dos ganhos do estimador. Assumindo-se que  $\alpha_e(s) = (s - \beta_1)(s - \beta_2) \dots (s - \beta_6)$  é polinômio característico de  $[A - K_f C]$ , os ganhos do estimador são obtidos a partir da seguinte expressão:

$$K_f = \alpha_e(A) \vartheta^{-1} [0 \ 0 \ \dots \ 1]^T \quad (8)$$

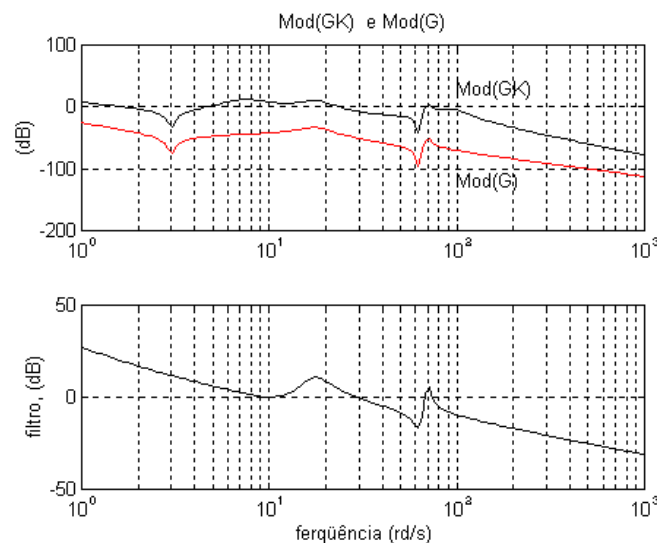
onde  $\vartheta = [C \ CA \ CA^2 \ \dots \ CA^{n-1}]$  corresponde à matriz de observabilidade (também deve ser inversível).

Um projeto foi então desenvolvido por meio da técnica de alocação de pólos, objetivando boa robustez do compensador como um todo. A Fig. 4 mostra a resposta em freqüência, na qual pode-se constatar que o decaimento  $|GK|$  começou em aproximadamente  $25 \text{ rd/s}$ , acentuando-se definitivamente em aproximadamente  $100 \text{ rd/s}$  permitindo que as barreiras de robustez da estabilidade e do desempenho sejam obedecidas.

A Tabela 1 mostra os pólos da planta, do filtro e do regulador. Pode-se observar que houve no projeto uma preocupação específica com a baixa freqüência, fato que propicia que se obtenha respostas como a mostrada na Fig. 4.

**Tabela 1.** Pólos da planta  $[\lambda_i(A)]$ , do regulador  $[\lambda_i(A - BK_r)]$  e do filtro  $[\lambda_i(A - K_f C)]$ .

Sistema	Pólos
Planta	$-1,816 \pm 69,5678i$ ; $-2,3636 \pm 17,4717i$ ; $0,0000$ ; $-0,1426$
Regulador	$-5,1054 \pm 97,0057i$ ; $-3,0167 \pm 23,9909i$ ; $-2,0005 \pm 0,3491i$
Filtro	$-3,7390 \pm 69,5655i$ ; $-9,4267 \pm 17,5048i$ ; $-3,9852 \pm 0,4192i$



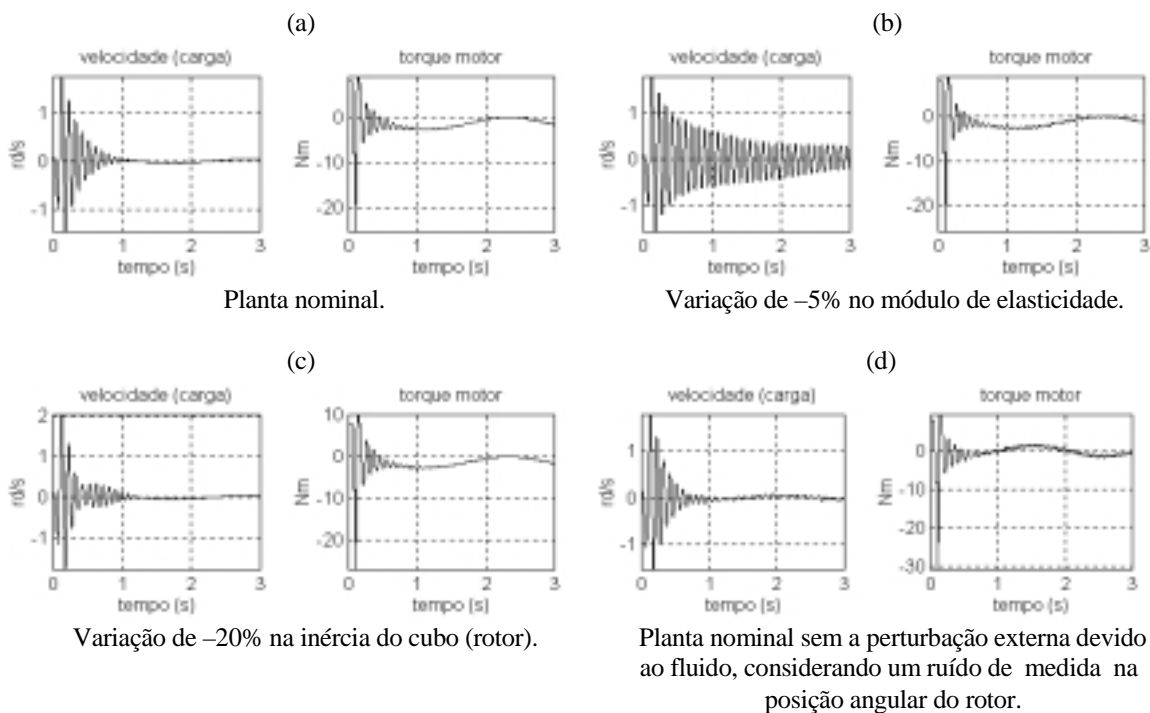
**Figura 4.** Projeto por alocação de pólos com características de robustez.

#### 4. SIMULAÇÕES E ANÁLISE DE RESULTADOS

As simulações mostradas a seguir foram feitas com a mesma ativação em malha aberta seguida da aplicação do controle vista na Fig. 2. A única diferença agora é que a partir desta ativação aplicou-se a lei de controle obtida por meio dos projetos apresentados anteriormente.

As Figs. 5, (a)-(d), referem-se a resultados de simulações obtidos por meio do projeto LQG/LTR, considerando a perturbação externa devida ao fluido, com exceção do resultado mostrado na Fig. 5 (a). A Fig. 5 (a), mostra resultados de uma simulação da planta nominal, indicando que o controlador mostrou-se robusto à perturbação externa causada pelo fluido, já que a estabilidade foi mantida. A simulação da Fig. 5 (b) contém uma variação de  $-5\%$  no parâmetro módulo de elasticidade estrutural e evidencia um significativo acréscimo na amplitude das oscilações, indicadoras de perda de desempenho.

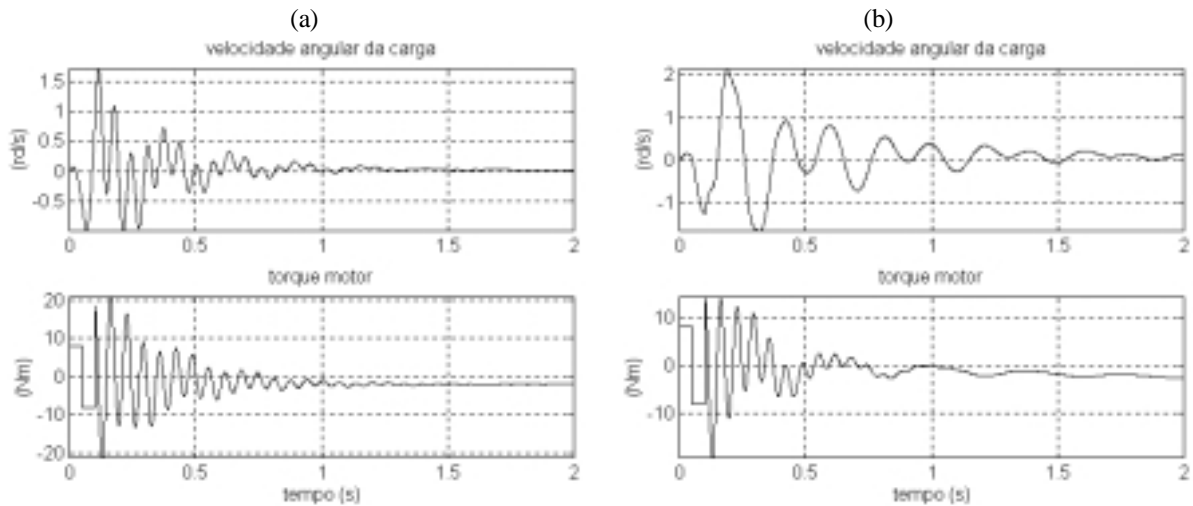
Na Fig. 5 (c), que corresponde a uma variação de  $-20\%$  na inércia do cubo, pode-se observar que a estabilidade e o desempenho foram mantidos. A Fig. 5 (d) é o resultado de uma simulação considerando um ruído de medida na posição angular do rotor, sem levar em conta a perturbação devida ao fluido. Pode-se perceber que o sistema se mantém estável aparecendo oscilações de pequena amplitude na velocidade da carga, oriundas das oscilações no torque de controle em razão da presença do ruído de medida.



**Figura 5.** Simulações com o projeto LQG/LTR.

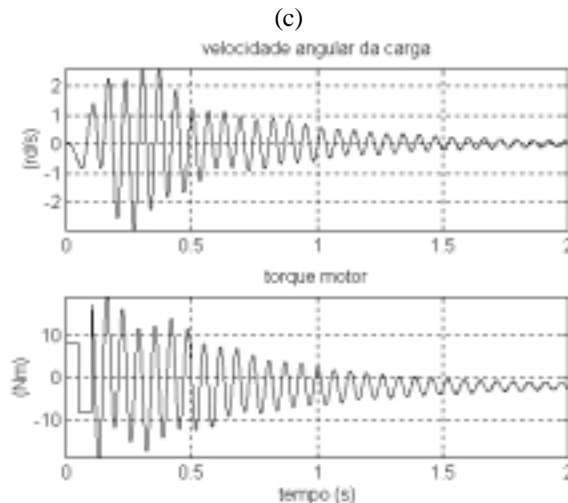
As Figs. 6, (a)-(c), referem-se a resultados de simulações obtidos por meio do projeto por alocação de pólos. A Fig. 6 (a), apresenta resultados considerando-se a planta real igual à nominal. Pode-se perceber que as vibrações da carga são atenuadas em aproximadamente 1 segundo e o torque de controle se estabiliza em um nível constante abaixo de zero para compensar os torques oriundos do contato do fluido com a estrutura.

As Figs. 6 (b) e 6 (c) são resultados de simulações com variações de  $-80\%$  no módulo de elasticidade e  $-40\%$  na massa específica da estrutura, respectivamente. Pode-se notar que em ambos os casos o sistema se mantém estável e os torques tendem a se estabilizar a um nível constante.



Planta nominal.

Varição de  $-80\%$  no módulo de elasticidade.



Varição de  $-40\%$  na massa específica da estrutura.

**Figura 6.** Simulações com o projeto por alocação de pólos.

## 5. CONCLUSÕES

Investigou-se no presente trabalho, diferentes estratégias de controle para atenuar vibrações em uma estrutura flexível ativada continuamente pelo escoamento de um fluido. Impôs-se ao problema a restrição importante de que apenas a posição angular do rotor era observada. Pode-se extrair as seguintes observações como principais conclusões:

- o projeto LQG/LTR apresentou bons resultados quanto à robustez na rejeição da perturbação externa e na rejeição de ruídos de medida considerando a planta nominal igual à real, porém não se conseguiu bons resultados quando foram consideradas variações em alguns dos parâmetros, conclusão evidentemente válida apenas para esta aplicação;
- utilizando-se alocação de pólos para o regulador e para o filtro e ainda, respeitando-se barreiras de robustez ao desempenho e à estabilidade, é possível a obtenção de bons resultados em presença de significativas variações paramétricas.

Indicações de trabalhos futuros seriam a investigação de outras técnicas de controle robusto aplicadas ao mesmo problema e ainda, a investigação sobre o efeito de não linearidades dos atuadores como possíveis diminuidoras de desempenho. Além disso, uma análise mais detalhada



da perturbação causada pelo fluido pode ser obtida via solução das equações de Navier-Stokes.

## REFERÊNCIAS

- Boyer, F., Glandais, N. and Khalil, W., 1998, “Consistent first and second Order Dynamic Model of Flexible Manipulators”, IEEE Robotics and Automation Conference, May, Leuven, Belgium.
- Cannon, R. H. Jr. and Schmitz, E., 1984, “Initial Experiments on the End-Point Control of a Flexible One-Link Robot”, The International of Robotics Research, Stanford, California.
- Chrétien, J. P. et Alazard, D., 1991, “Modélisation des chaînes polyarticulées flexibles: comparaison de trois techniques de mise en équation”. Rapport D.R.E.T./D.E.R.A. n.-2/7735, CERT, Toulouse.
- Cruz, J. J., 1996, “Controle Linear Robusto Multivariável”, EDUSP.
- Franklin, G. F., Powell, J. D., 1995, “Feedback Control of Dynamic Systems”, Addison-Wesley Publishing Company.
- Furusho, J., Zhang, G. and Sakaguchi, M., 1997, “Vibration Suppression Control of Robot Arms Using a Homogeneous-Type Electrorheological Fluid”, IEEE Robotics and Automation Conference, April, Albuquerque, New México.
- Gomes, S. C. P. and Chrétien, J. P., 1992, “Dynamic modeling and friction compensated control of a 1 d.o.f. rigid or flexible manipulator”. In proceedings of Microdynamic et Pointage de Grande Précision, CNES, 1er Symposium International, November, Nice, France.
- Hughes, W. F., Brighton, J., 1974, “Dinâmica de Fluidos”, McGraw-Hill do Brasil, Coleção Shaum.
- Kim, J-S, Suzuki, K., Yamano, M. and Uchiyama, M., 1997, “Vibration Suppression Control of Constrained Spatial Flexible Manipulators”, IEEE Robotics and Automation Conference, April, Albuquerque, New México.
- Kojima, H., 1990, “Dynamic Finite Element Analysis of the Position Control System of a Two-Link Horizontal Flexible Robot”, Journal of Robotics & Mechatronics, Tenjin-cho, Japan.
- Pereira, A. E. L., 1999, “Um Estudo Sobre Modelagem Matemática de Estruturas Flexíveis”, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, Brasil.
- Schlichting, H., 1960, “Boundary Layer Theory”, McGraw-Hill, New York.
- Schmitz, E., 1985, “Experiments on the End-Point Control of a very Flexible One-link Manipulator”, Ph.D. Thesis, Stanford, California, Unite States.
- Soares, A. M. S., 1997, “Modelagem e identificação experimental de estruturas flexíveis”. Tese de Doutorado, ITA, São José dos Campos, Brasil.
- Vincent, S., 1996, “Complémentarité d’actionneurs pour la commande active des structures flexibles. Study of actuators harmony for active control of flexible structures”.Thèse de Doctorat ENSAE, Spécialité Automatique, CERT, Toulouse.
- Xie, H-P, Kalaycioglu, S. and Patel R. V., 1997, “Control Shuttle Remote Manipulator Systems”, IEEE Robotics and Automation Conference, April, Albuquerque, New México.
- Watanabe, K., Suzuki, H., Tao, Q. and Yoshida, K., 1998, “Basic Research on Underwater Docking of Flexible Structures”, IEEE Robotics and Automation Conference, May, Leuven, Belgium.

## UM ESTUDO SOBRE MODELAGEM MATEMÁTICA DE ESTRUTURAS FLEXÍVEIS (PARTE II)

**Adriana Elisa Ladeira Pereira**  
**Sebastião Cícero Pinheiro Gomes**  
**Álvaro Luiz De Bortoli**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Dep. de Matemática, CEP: 96201-900, Rio Grande, RS, Brasil, E-mail: [mmaaelp@super.furg.br](mailto:mmaaelp@super.furg.br), [dmtscpg@super.furg.br](mailto:dmtscpg@super.furg.br)  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PPGMAp, CEP: 91509-900, Porto Alegre, RS, Brasil, E-mail: [dbortoli@mat.ufrgs.br](mailto:dbortoli@mat.ufrgs.br)

### Resumo

Este trabalho é uma continuação da Parte I, constituindo-se num estudo sobre técnicas de modelagem de estruturas do tipo manipulador mecânico com elo flexível. A motivação para a sua realização é o conhecimento de um modelo dinâmico preditivo e realista que pode ser de grande auxílio ao projeto de controladores com condições reais de implementação prática. Este artigo contém a segunda parte do estudo sobre diversas técnicas de modelagem dinâmica de uma estrutura do tipo manipulador flexível. Duas técnicas de modelagem dinâmica utilizando o formalismo dos Modos Assumidos são desenvolvidas e analisadas, tendo-se utilizado funções de formas polinomiais e oriundas dos modos exatos da estrutura. Comparações de respostas em frequência entre as funções de transferência analíticas (Parte I) e as funções de transferência obtidas com as duas técnicas citadas são realizadas, extraíndo-se ao final conclusões sobre estes formalismos de modelagem.

**Palavras Chave:** Robótica, flexível, modelagem, dinâmica, controle.

### 1. INTRODUÇÃO

No presente artigo são desenvolvidas e analisadas mais duas técnicas de modelagem dinâmica para o manipulador flexível considerado na Parte I. Trata-se do Método dos Modos Assumidos com duas diferentes funções de forma: analíticas (modos exatos do problema) e polinomiais, confundindo-se neste último caso com o Método dos Elementos Finitos. No Método dos Modos Assumidos com funções de forma exatas, inicialmente toda a teoria é desenvolvida detalhadamente até a determinação das formas próprias para cada modo de vibração. O conhecimento das frequências naturais e das formas de cada modo possibilita a determinação das equações da dinâmica do sistema. As funções de transferência, nos casos colocado e não colocado, são obtidas e suas respostas frequenciais são, então, comparadas com as respostas obtidas das funções de transferência analíticas (Parte I). Ao utilizar-se funções de forma polinomiais faz-se, inicialmente, o desenvolvimento teórico. Posteriormente são realizadas comparações também com o estudo analítico apresentado anteriormente.

### 2. O MÉTODO DOS MODOS ASSUMIDOS COM FUNÇÕES DE FORMAS EXATAS

Considere-se as equações diferenciais obtidas após a transformação de variáveis sugerida por Brakwel (Schmitz, 1985).

$$I_r \ddot{\theta}(t) + \rho \int_0^l x \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx + m_c l \ddot{y}(l, t) = T_m \quad (1)$$

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}(x, t) + \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}(x, t) = 0 \quad (2)$$

com as respectivas condições de contorno:

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(x, t) \Big|_{x=0} + T_m - I_r \ddot{\theta} = 0$$

$$y(x, t) \Big|_{x=0} = y(0, t) = w(0, t) + 0\theta(t) = 0 \quad (3)$$

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(x, t) \Big|_{x=l} = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(l, t) = 0$$

$$EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}(x, t) \Big|_{x=l} = m_c \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}(x, t) \Big|_{x=l}.$$

Uma forma de resolver as equações (1) e (2) é a partir da expansão da função  $y(x, t)$  como uma série finita na forma (Meirovitch, 1967):

$$y(x, t) = \sum_{i=0}^n \phi_i(x) q_i(t), \quad (4)$$

sendo

$$\theta(t) = \sum_{i=0}^n \theta_i q_i(t); \quad \theta_i = \frac{d\phi_i}{dx} \Big|_{x=0} \quad (5)$$

Aqui  $\phi_i(x)$  são as funções de forma exatas,  $q_i(t)$  são as coordenadas generalizadas dependentes do tempo,  $\theta_i(t)$  são as amplitudes modais do movimento rotacional da estrutura e  $n$  é um número finito igual ao número dos modos de vibração que se deseja incluir no modelo.

As funções  $\phi_i(x)$  utilizadas nesta parte do trabalho devem satisfazer às condições de contorno e à equação diferencial associada ao problema. Com a equação (4), a equação (2) pode ser escrita na forma:

$$\frac{l^4}{\phi_i(x)} \frac{d^4 \phi_i}{dx^4} = - \frac{\rho l^4}{EI} \frac{1}{q_i(t)} \frac{d^2 q_i}{dt^2} = \lambda_i^4. \quad (6)$$

Dessa forma, separa-se o problema original em dois problemas desacoplados, um somente temporal e o outro espacial.

O Problema temporal pode ser escrito como:

$$\frac{d^2 q_i}{dt^2} + w_i^2 q_i(t) = 0, \quad (7)$$

onde  $w_i^2 = \frac{EI}{\rho l^4} \lambda_i^4$ , sendo que este problema admite solução na forma:

$$q_i(t) = C e^{j w_i t}, \quad (8)$$

sendo  $C$  uma constante.

O problema espacial pode ser escrito como:

$$\frac{d^4 \phi_i}{dx^4} - \beta_i^4 \phi_i(x) = 0, \quad (9)$$

onde  $\beta_i = \frac{\lambda_i}{l}$ , sendo que este problema admite solução na forma:

$$\phi_i(x) = C_{1i} \text{sen}(\beta_i x) + C_{2i} \text{cos}(\beta_i x) + C_{3i} \text{senh}(\beta_i x) + C_{4i} \text{cosh}(\beta_i x), \quad (10)$$

sendo as constantes  $C_{1i}$ ,  $C_{2i}$ ,  $C_{3i}$  e  $C_{4i}$  determinadas pelas condições de contorno (3), expressas agora na variável  $\phi_i(x)$ .

Das condições de contorno, obtém-se:

$$\begin{cases} EI\beta_i(C_{4i} - C_{2i}) + I_r w_i^2(C_{1i} + C_{3i}) = 0 \\ C_{2i} + C_{4i} = 0 \\ -C_{1i} \sin(\beta_i l) - C_{2i} \cos(\beta_i l) + C_{3i} \sinh(\beta_i l) + C_{4i} \cosh(\beta_i l) = 0 \\ C_{1i}(-EI\beta_i^3 \cos(\beta_i l) + m_c w_i^2 \sin(\beta_i l)) + C_{2i}(EI\beta_i^3 \sin(\beta_i l) + m_c w_i^2 \cos(\beta_i l)) + \\ + C_{3i}(EI\beta_i^3 \cosh(\beta_i l) + m_c w_i^2 \sinh(\beta_i l)) + C_{4i}(EI\beta_i^3 \sinh(\beta_i l) + m_c w_i^2 \cosh(\beta_i l)) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Resolvendo-se este sistema, encontram-se as constantes  $C_{1i}$ ,  $C_{2i}$  e  $C_{3i}$  em função da constante  $C_{4i}$ , resultando na equação:

$$\begin{aligned} & \left[ \left( \frac{2EI\beta_i \sin(\beta_i l) + I_r w_i^2 (\cos(\beta_i l) + \cosh(\beta_i l))}{I_r w_i^2 (\sin(\beta_i l) + \sinh(\beta_i l))} - \frac{2EI\beta_i}{I_r w_i^2} \right) (-EI\beta_i^3 \cos(\beta_i l) + m_c w_i^2 \sin(\beta_i l)) + \right. \\ & \left. - \left( \frac{2EI\beta_i \sin(\beta_i l) + I_r w_i^2 (\cos(\beta_i l) + \cosh(\beta_i l))}{I_r w_i^2 (\sin(\beta_i l) + \sinh(\beta_i l))} \right) (EI\beta_i^3 \cosh(\beta_i l) + m_c w_i^2 \sinh(\beta_i l)) + \right. \\ & \left. + EI\beta_i^3 (\sinh(\beta_i l) - \sin(\beta_i l)) + m_c w_i^2 (\cosh(\beta_i l) - \cos(\beta_i l)) \right] C_{4i} = \Phi(\beta_i) C_{4i} = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Portanto, para que  $C_{4i}$  seja diferente de zero (solução não trivial) é necessário que os termos entre colchetes sejam nulos, ou seja:

$$\Phi(\beta_i) = 0, \quad (13)$$

sendo esta equação usada para determinar os valores dos  $\beta_i$  e, a partir destes valores, determinam-se os  $\lambda_i$ , pois  $\lambda_i = \beta_i l$ . As primeiras três raízes não nulas desta equação foram encontradas utilizando-se o Método Numérico da Bissecção, com oito dígitos significativos de precisão:

$$\beta_1 = 1.522638; \beta_2 = 2.615733; \beta_3 = 4.432305,$$

o que implica em

$$\lambda_1 = 2.45144718; \lambda_2 = 4.21133013; \lambda_3 = 7.13601105.$$

As demais constantes presentes na equação (10) são relativas aos parâmetros estruturais, tendo-se utilizado os mesmos valores numéricos da Parte I. Como

$$w_i = \pm \sqrt{\frac{EI}{\rho l^4}} \lambda_i^2, \quad (14)$$

as frequências dos três primeiros modos de vibração são:

$$w_1 = 17.50942188 \text{ rd/s}; w_2 = 51.67329338 \text{ rd/s}; w_3 = 148.36715 \text{ rd/s}.$$

Pode-se escrever então:

$$\phi_i(x) = C_{4i} [M \sin(\beta_i x) - \cos(\beta_i x) + N \sinh(\beta_i x) + \cosh(\beta_i x)] \quad (15)$$

sendo:

$$\begin{aligned} M &= \frac{(2EI\beta_i \sin(\beta_i l) + I_r w_i^2 (\cos(\beta_i l) + \cosh(\beta_i l)))}{I_r w_i^2 (\sin(\beta_i l) + \sinh(\beta_i l))} - \frac{2EI\beta_i}{I_r w_i^2} \\ N &= -\frac{(2EI\beta_i \sin(\beta_i l) + I_r w_i^2 (\cos(\beta_i l) + \cosh(\beta_i l)))}{I_r w_i^2 (\sin(\beta_i l) + \sinh(\beta_i l))}. \end{aligned}$$

Porém,  $\phi_i(x)$  deve satisfazer à seguinte condição de ortogonalidade (Pereira, 1999):

$$\int_0^l [\phi_i(x)]^2 \rho dx + I_r \left[ \frac{d\phi_i}{dx}(0) \right]^2 + m_c [\phi_i(l)]^2 = I_T, \quad (16)$$

onde :

$$I_T = I_r + I_B + m_c l^2 \text{ e } I_B = \frac{\rho l^3}{3},$$

sendo  $I_T$  correspondente à inércia total de corpo rígido da estrutura. Portanto, aplicando-se a condição (16), chega-se à equação:

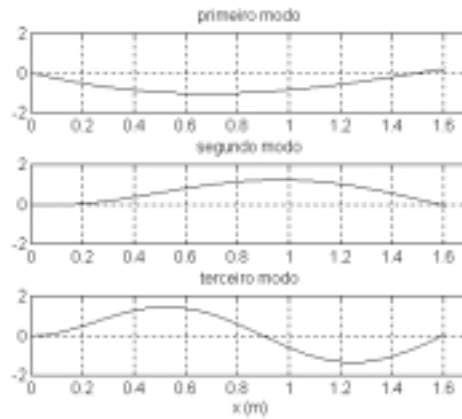
$$\begin{aligned}
C_{4i}^2 \left\{ \rho \left[ M^2 \left( \frac{l}{2} - \frac{1}{4\beta_i} \operatorname{sen}(2\beta_i l) \right) - \frac{M}{2\beta_i} (1 - \cos(2\beta_i l)) + \frac{l}{2} + \frac{1}{4\beta_i} \operatorname{sen}(2\beta_i l) + \right. \right. \\
+ \frac{MN}{\beta_i} (\cosh(\beta_i l) \operatorname{sen}(\beta_i l) - \operatorname{senh}(\beta_i l) \cos(\beta_i l)) + \frac{M}{\beta_i} (1 + \operatorname{senh}(\beta_i l) \operatorname{sen}(\beta_i l) - \cosh(\beta_i l) \cos(\beta_i l)) + \\
- \frac{N}{\beta_i} (\operatorname{senh}(\beta_i l) \operatorname{sen}(\beta_i l) + \cos(\beta_i l) \cosh(\beta_i l) - 1) - \frac{1}{\beta_i} (\operatorname{sen}(\beta_i l) \cosh(\beta_i l) + \operatorname{senh}(\beta_i l) \cos(\beta_i l)) + \\
+ N^2 \left( -\frac{l}{2} + \frac{1}{4\beta_i} \operatorname{senh}(2\beta_i l) \right) + \frac{N}{2\beta_i} (\cosh(2\beta_i l) - 1) + \frac{l}{2} + \frac{1}{4\beta_i} \operatorname{senh}(2\beta_i l) \left. \right] + I_T \beta_i^2 (M + N)^2 + \\
+ m_c (M \operatorname{sen}(\beta_i l) - \cos(\beta_i l) + N \operatorname{senh}(\beta_i l) + \cosh(\beta_i l))^2 \left. \right\} = C_{4i}^2 K_i(\beta_i) = I_T
\end{aligned} \quad (17)$$

Portanto, a partir da equação acima, pode-se determinar analiticamente o valor da constante  $C_{4i}$  na forma:

$$C_{4i}^2 K_i(\beta_i) = I_T \Rightarrow C_{4i} = \pm \sqrt{\frac{I_T}{K_i(\beta_i)}}, \quad (18)$$

ou seja, para cada  $\beta_i$  tem-se um  $K_i$  e uma conseqüente constante  $C_{4i}$ .

A partir destas constantes e dos valores dos  $\beta_i, i = 1, 2, 3$ , são determinadas as funções de forma, cujos gráficos são mostrados na Figura 1.



**Figura 1** Gráficos das funções de forma

## 2.1 Obtenção do modelo dinâmico

O Lagrangeano do sistema pode ser escrito sob a forma (Pereira, 1999):

$$L = \frac{1}{2} \sum_{i=0}^3 I_T \dot{q}_i^2 - \frac{1}{2} \sum_{i=0}^3 I_T w_i^2 q_i^2 + T_m \left( \sum_{i=0}^3 \frac{d\phi_i(0)}{dx} q_i \right), \quad (19)$$

aplicando-se então as equações de Euler-Lagrange, chega-se ao sistema:

$$\dot{\vec{X}} = A\vec{X} + BT_m, \quad (20)$$

onde

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -w_1^2 & 0 & 0 & 0 & -2\xi_1 w_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -w_2^2 & 0 & 0 & 0 & -2\xi_2 w_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -w_3^2 & 0 & 0 & 0 & -2\xi_3 w_3 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{d\phi_1}{dx}(0) & \frac{d\phi_2}{dx}(0) & \frac{d\phi_3}{dx}(0) \end{bmatrix}^T,$$

$$X = [q_0 \quad q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad \dot{q}_0 \quad \dot{q}_1 \quad \dot{q}_2 \quad \dot{q}_3]^T$$

e  $\xi_i, i=1,2,3$ , correspondem às razões de amortecimento, as quais serão diferentes de zero caso se considere o amortecimento natural da estrutura (estes valores podem ser identificados a partir de experimentos em malha aberta).

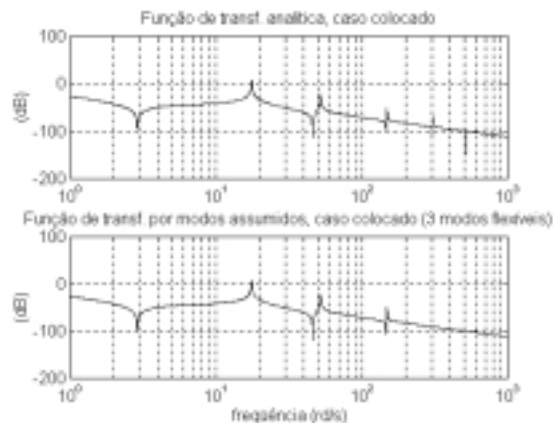
A matriz de observação, para o caso colocado, possui a seguinte forma (observa-se a velocidade do rotor):

$$C_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{d\phi_1}{dx}(0) & \frac{d\phi_2}{dx}(0) & \frac{d\phi_3}{dx}(0) \end{bmatrix},$$

Para o caso não colocado, observa-se a posição  $y(l,t)$  da carga terminal e portanto, a matriz de observação será:

$$C_{nc} = [l \quad \phi_1(l) \quad \phi_2(l) \quad \phi_3(l) \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

A Figura 2 contém as respostas em frequência das funções de transferência analítica (Parte I) e por Modos Assumidos com Funções de Forma Exatas, para o caso colocado. A fim de garantir uma comparação mais efetiva com o resultado analítico, o amortecimento estrutural foi negligenciado, assumindo-se as razões de amortecimento ( $\xi_i, i=1,2,3$ ) nulas. Analisando-se esta figura, observa-se a perfeita coincidência com o resultado analítico, ou seja, os três primeiros zeros e pólos são idênticos nos dois resultados. Deve-se ressaltar que se utilizou, como funções de forma, os modos exatos do problema e apenas neste caso, o método dos modos assumidos se confunde com a solução exata apresentada na Parte I.



**Figura 2** Funções de Transferência Analítica e por Modos Assumidos (caso colocado).

### 3. O MÉTODO DOS MODOS ASSUMIDOS (FUNÇÕES DE FORMA POLINOMIAIS)

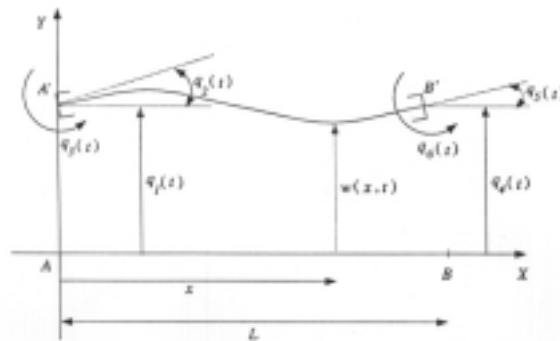
Neste caso, as funções de forma são polinômios, confundindo-se assim com o método dos elementos finitos. No caso clássico, o elemento geralmente é de terceira ordem. Esta técnica é inconveniente por necessitar de um número grande de elementos, a fim de minimizar o efeito de uma modelagem incorreta das deformações correspondentes ao primeiro elemento finito (conectado ao rotor) e ao último (conectado à carga), ampliando assim a complexidade do modelo (Pereira, 1999).

#### 3.1 Utilização de uma aproximação polinomial do quinto grau

Para superar as dificuldades do método clássico citado anteriormente, Chrétien (Chrétien, 1990) propôs a utilização de um único elemento, mas com uma deformação aproximada por um polinômio do quinto grau. Considere-se uma estrutura elementar, conforme mostrada na Figura 3. Este elemento possui o comprimento total da estrutura flexível, pois se considera um único elemento finito. Dois parâmetros cinemáticos são introduzidos:

$$q_3(t) = \frac{M_{fA}}{EI}; q_6(t) = \frac{M_{fB}}{EI},$$

onde  $M_{fA}$  e  $M_{fB}$  são os momentos fletores nas extremidades da estrutura elementar.



**Figura 3** Estrutura elementar com a representação de seis parâmetros cinemáticos.

A expressão para a deformação da estrutura possui a forma:

$$w(x,t) = a_0(t) + a_1(t)x + a_2(t)x^2 + a_3(t)x^3 + a_4(t)x^4 + a_5(t)x^5, \quad (21)$$

com as seguintes condições de contorno:

$$a) w(0,t) = q_1(t); b) \frac{\partial w}{\partial x}(0,t) = q_2(t);$$

$$c) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(0,t) = q_3(t); d) w(l,t) = q_4(t);$$

$$e) \frac{\partial w}{\partial x}(l,t) = q_5(t); f) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(l,t) = q_6(t).$$

Aplicando-se as condições de contorno, obtém-se a deformação na forma:

$$w(x,t) = \sum_{i=1}^6 \phi_i(x)q_i(t), \quad (22)$$

onde

$$\phi_1(x) = 1 - \frac{10x^3}{l^3} + \frac{15x^4}{l^4} - \frac{6x^5}{l^5}; \phi_2(x) = x - \frac{6x^3}{l^2} + \frac{8x^4}{l^3} - \frac{3x^5}{l^4}; \phi_3(x) = \frac{x^2}{2} - \frac{3x^3}{2l} + \frac{3x^4}{2l^2} - \frac{x^5}{2l^3};$$

$$\phi_4(x) = \frac{10x^3}{l^3} - \frac{15x^4}{l^4} + \frac{6x^5}{l^5}; \phi_5(x) = -\frac{4x^3}{l^2} + \frac{7x^4}{l^3} - \frac{3x^5}{l^4}; \phi_6(x) = \frac{x^3}{2l} - \frac{x^4}{l^2} + \frac{x^5}{2l^3}.$$

As expressões para calcular as energias cinética e potencial são as mesmas do caso analítico (Parte I), mas considerando que  $\theta = q_2$ . A aplicação das equações de Euler-Lagrange possibilita a obtenção do modelo dinâmico na forma:

$$[m][\dot{q}] + [k][q] = [S], \quad (23)$$

onde os elementos da matriz  $[m]$  são dados por (Pereira, 1999):

$$m_{ij} = \int_0^l \rho \phi_i(x) \phi_j(x) dx + m_c \phi_i(l) \phi_j(l), (i, j) \neq 2;$$

$$m_{i2} = m_{2i} = \int_0^l \rho [\phi_2(x) + x] \phi_i(x) dx + m_c [\phi_2(l) + l] \phi_i(l), i \neq 2;$$

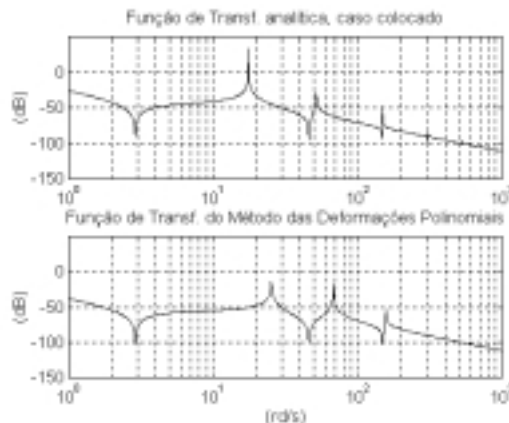
$$m_{22} = \int_0^l \rho \{[\phi_2(x) + 2x] \phi_2(x) + x^2\} dx + m_c \{[\phi_2(l) + 2l] \phi_2(l) + l^2\} + I_T.$$

os elementos da matriz  $[k]$  são:

$$k_{ij} = \int_0^l EI \frac{d^2 \phi_i}{dx^2} \frac{d^2 \phi_j}{dx^2} dx, i = 1, \dots, 6 \quad j = 1, \dots, 6.$$

e  $[S]$  é o vetor com os esforços externos.

Na Figura 4 mostra-se os três primeiros modos de vibração no gráfico da função de transferência do Método dos Modos Assumidos com funções de forma polinomiais. Verifica-se ainda que os zeros são muito próximos dos três primeiros zeros encontrados na função de transferência analítica. Percebe-se também que os dois primeiros pólos encontram-se deslocados para a direita com relação aos dois primeiros pólos analíticos e que o terceiro pólo coincide aproximadamente com o terceiro pólo analítico.



**Figura 4** Funções de Transferência Analítica e do Método dos Modos Assumidos com Funções de Forma Polinomiais (caso colocado).



## 4. CONCLUSÕES

### **Sobre o Método dos Modos Assumidos (modos exatos)**

- Trata-se da técnica que apresentou o melhor desempenho pois, conforme já esperado, não há erros com relação ao resultado exato (funções de transferência analíticas);
- Encontrar as funções de forma, neste caso dos modos exatos, não é um processo exatamente simples, principalmente porque o mesmo não depende somente das condições geométricas de contorno e há a necessidade também da utilização de uma condição de ortogonalidade;
- Ao contrário do formalismo discreto, este método deve apresentar grande complexidade na determinação do modelo de estruturas com vários elos flexíveis, principalmente em razão de dificuldades na obtenção das funções de forma, dificuldades estas oriundas da complexidade envolvida no trabalho com as condições de contorno.

### **Sobre o Método dos Modos Assumidos (funções de forma polinomiais)**

- Esta técnica apresenta um bom desempenho quando um grande número de elementos clássicos de terceira ordem é considerado. Porém, este elevado número de elementos amplia em muito a complexidade do modelo;
- Testou-se, então, qual seria o desempenho de um modelo obtido a partir de um único elemento de quinta ordem. Os resultados mostraram erros muito pequenos nos zeros, mas erros significativos nos pólos;
- Algum erro já era esperado uma vez que as funções de forma (analiticamente constituídas de funções trigonométricas do tipo seno, seno hiperbólico, etc.) são aproximadas por funções polinomiais.

## 5. REFERÊNCIAS

- Chrétien, J. P. 1990 “Modélisation des Chaînes Polyarticulés Flexibles: Synthèse Bibliographique”, Rapport D. R. E. T./ D. E. R. <sup>a</sup> n-1/7735, Toulouse, França.
- Meirovitch, L., 1967 “Analytical Methods in Vibrations”, The Macmillan Company, New York.
- Pereira, A. E. L., 1999, “Um Estudo Sobre Modelagem Matemática de Estruturas Flexíveis”, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.
- Schimtz, E., 1985, “Experiments on the End-Point Control of a very Flexible One-Link Manipulator”, PhD. Thesis, Satnford, california, Unite States.

# UM ESTUDO SOBRE A MODELAGEM MATEMÁTICA DE ESTRUTURAS FLEXÍVEIS (PARTE I)

**Adriana Elisa Ladeira Pereira**  
**Sebastião Cícero Pinheiro Gomes**  
**Álvaro Luiz De Bortoli**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Dep. de Matemática, CEP 96201-900, Rio Grande, RS, Brasil, E-mail: [mmaaelp@super.furg.br](mailto:mmaaelp@super.furg.br), [dmtscpg@super.furg.br](mailto:dmtscpg@super.furg.br)  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PPGMAp, CEP 91509-900, Porto Alegre, RS, Brasil, E-mail: [dbortoli@mat.ufrgs.br](mailto:dbortoli@mat.ufrgs.br)

## Resumo

Controlar estruturas flexíveis, com o intuito de atenuar vibrações de forma ativa, é um problema complexo. Isto deve-se principalmente ao atuador estar colocado em uma extremidade, enquanto se deseja atenuar vibrações na outra extremidade da estrutura, existindo toda uma dinâmica flexível entre o atuador e o sensor a partir do qual a vibração é medida. Neste sentido, o conhecimento de um modelo dinâmico preditivo e realista pode ser de grande auxílio ao projeto de controladores com condições reais de implementação prática. Estes problemas motivaram a realização deste trabalho, o qual contém um estudo analítico detalhado do problema de modelagem dinâmica de uma estrutura do tipo manipulador flexível. Nesta primeira parte, uma técnica de modelagem é desenvolvida e analisada, tratando-se do Formalismo Discreto. Comparações de respostas em frequência entre as funções de transferência analítica e do modelo discreto são realizadas, concluindo-se ao final sobre a precisão e simplicidade deste primeiro formalismo de modelagem dinâmica estudado.

**Palavras-chave:** Modelagem, Manipulador, Flexível, Vibrações, Robótica.

## 1. INTRODUÇÃO

A partir dos anos oitenta, o estudo sobre o controle de estruturas flexíveis tem se intensificado, principalmente motivado por aplicações na robótica flexível (De Luca et al., 1998), (Isogai et al., 1999), (Kim, et al., 1997). Neste artigo serão desenvolvidas as equações dinâmicas governantes do movimento de uma estrutura que consiste em uma lâmina flexível, acoplada em uma extremidade a um atuador do tipo motor elétrico, a partir do qual é aplicado um torque de controle (Figura 1). Na outra extremidade existe uma massa constante, denominada de carga terminal. Serão ainda deduzidas as funções de transferência analíticas (exatas) e as funções de transferência a partir da abordagem discreta, para que se possa fazer comparações entre as mesmas.



**Figura 1.** Estrutura flexível

## 2. ESTUDO ANALÍTICO

Considera-se, inicialmente, uma estrutura flexível de comprimento  $l$  (Figura 2), fixa na extremidade onde se localiza o rotor, no qual é aplicado um torque  $T_m$ , e livre na outra extremidade na qual é colocada uma carga, sendo  $I_r$  a inércia do rotor e  $m_c$  a massa da carga (de momento de inércia rotacional desprezível).

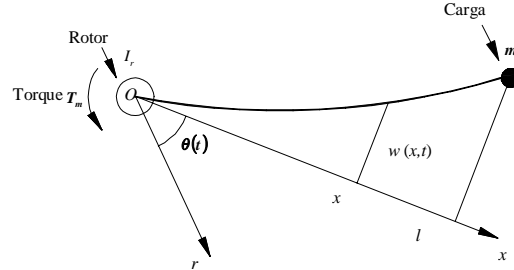


Figura 2. Estrutura flexível.

### 2.1 Equações da Dinâmica

As equações das Energias Cinética e Potencial são dadas por (Schmitz, 1985):

$$E_c = \frac{1}{2} I_r \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \int_0^l \left( \frac{\partial w}{\partial t} + x \dot{\theta} \right)^2 \rho dx + \frac{m_c}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial t} + x \dot{\theta} \right)^2 \Big|_{x=l}, \quad (1)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x,t) \right)^2 dx, \quad (2)$$

onde  $\rho$  é a massa por unidade de comprimento da linha elástica,  $E$  é o Módulo d'Young e  $I$  é o momento de inércia da área da secção transversal da estrutura. Foram negligenciados esforços de cisalhamento na estrutura quando esta se deforma, hipótese não restritiva para estruturas delgadas conforme a considerada neste trabalho.

Pelo Princípio de Hamilton (Meirovitch, 1967), obtém-se as seguintes equações do movimento:

$$(I_r + I_B) \ddot{\theta}(t) + \rho \int_0^l x \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} dx + m_c l (\ddot{w}(l,t) + l \ddot{\theta}(t)) = T_m, \quad (3)$$

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x,t) + \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x,t) + \rho x \ddot{\theta}(t) = 0, \quad (4)$$

com as seguintes condições de contorno (Schmitz, 1985):

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x,t) \Big|_{x=0} + T_m - I_r \ddot{\theta} &= 0 \\ w(x,t) \Big|_{x=0} = w(0,t) &= 0 \\ EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x,t) \Big|_{x=l} = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(l,t) &= 0 \\ EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3}(x,t) \Big|_{x=l} = m_c \left( \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + x \ddot{\theta} \right) \Big|_{x=l} & \end{aligned} \quad (5)$$

Considerando-se a transformação de variável sugerida por Brakwel (Soares, 1997):

$$y(x,t) = w(x,t) + x \theta(t), \quad (6)$$

resulta o sistema em função da variável  $y(x,t)$ :

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}(x,t) + \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}(x,t) = 0, \quad (7)$$

$$I_r \ddot{\theta}(t) + \rho \int_0^l x \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx + m_c l \ddot{y}(l,t) = T_m, \quad (8)$$

com as respectivas condições de contorno:

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(x, t) \Big|_{x=0} + T_m - I_r \ddot{\theta} = 0$$

$$y(x, t) \Big|_{x=0} = y(0, t) = w(0, t) + 0.\theta(t) = 0 \quad . \quad (9)$$

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(x, t) \Big|_{x=l} = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(l, t) = 0$$

$$EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}(x, t) \Big|_{x=l} = m_c \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}(x, t) \Big|_{x=l}$$

Aplicando-se a Transformada de Laplace na equação (7), resulta em:

$$\frac{d^4 \bar{y}}{dx^4} - \beta^4 \bar{y} = 0 \quad , \quad (10)$$

sendo  $\beta^4 = -\frac{\rho}{EI} s^2$  e  $\lambda = \beta l$  , com as seguintes condições de contorno:

$$\bar{y}(0, s) = 0$$

$$EI \frac{d^2 \bar{y}}{dx^2} \Big|_{x=0} + \bar{T}(s) = I_r s^2 \frac{d\bar{y}}{dx} \Big|_{x=0} \quad , \quad (11)$$

$$EI \frac{d^2 \bar{y}}{dx^2} \Big|_{x=l} = 0$$

$$EI \frac{d^3 \bar{y}}{dx^3} \Big|_{x=l} = m_c s^2 \bar{y} \Big|_{x=l}$$

onde  $\bar{T}(s)$  é a transformada de Laplace de  $T_m(t)$ . A solução geral de (10) é dada na forma:

$$\bar{y} = A \operatorname{sen}(\beta x) + B \operatorname{senh}(\beta x) + C \cos(\beta x) + D \operatorname{cosh}(\beta x) \quad (12)$$

É fácil demonstrar ainda que (Pereira, 1999):

$$\bar{\theta}(s) = \frac{\partial \bar{y}(0, s)}{\partial x} \quad (13)$$

e

$$y_i(s) = \bar{y}(l, s) \quad (14)$$

onde  $y_i(s)$  é a transformada de Laplace da posição da carga.

Aplicando-se à equação (12) as condições de contorno (11), resulta no sistema:

$$M(\lambda) \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \end{bmatrix} = -\frac{1}{EI\beta^2} \begin{bmatrix} \bar{T} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad , \quad (15)$$

onde:

$$M(\lambda) = \begin{bmatrix} \varepsilon \lambda^3 & \varepsilon \lambda^3 & -2 \\ -\operatorname{sen} \lambda & \operatorname{senh} \lambda & -(\cos \lambda + \operatorname{cosh} \lambda) \\ -(\cos \lambda + \eta \lambda \operatorname{sen} \lambda) & \operatorname{cosh} \lambda + \eta \lambda \operatorname{senh} \lambda & \operatorname{sen} \lambda - \operatorname{senh} \lambda + \eta \lambda (\cos \lambda - \operatorname{cosh} \lambda) \end{bmatrix} \quad ,$$

$D = -C$  ,  $\varepsilon = \frac{I_r}{3I_B}$  e  $\eta = \frac{m_c l^2}{3I_B}$  , sendo  $I_r$  o momento de inércia do rotor e  $I_B$  o momento de inércia

da lâmina. As constantes  $A$  ,  $B$  ,  $C$  e  $D$  são obtidas da solução de (15), sendo funções de  $\lambda$  e de  $\bar{T}(s)$ . Substituindo-as na solução geral (12), obtém-se  $\bar{y}(s)$  em função de  $\lambda$  e de  $\bar{T}(s)$ .

## 2.2 Funções de Transferência Analíticas

Os pólos das funções de transferência são as raízes da equação  $D(\lambda) = 0$ , sendo  $D(\lambda)$  obtido pelo determinante da matriz  $M(\lambda)$ , que em série de Taylor pode ser escrito como (Pereira, 1999):

$$D(\lambda) = \frac{4}{3} \lambda^3 (1 + 3\varepsilon + 3\eta) \prod_{i=0}^{i=\infty} \left( 1 - \frac{\lambda^4}{\lambda_i^4} \right) = \frac{4}{3} \lambda^3 (1 + 3\varepsilon + 3\eta) \prod_{i=1}^{i=\infty} \left( 1 + \frac{w_i^2}{w_i^2} \right) \quad (16)$$

sendo  $w_i = \sqrt{\frac{EI}{\rho l^4}} \lambda_i, i = 1, 2, \dots, \infty$  e  $\lambda_i, i = 1, 2, \dots, \infty$  as raízes de  $D(\lambda) = 0$ .

### 2.2.1 Função de Transferência no caso colocado

No caso colocado, observa-se a posição angular do rotor, ou seja, a observação é feita no mesmo local onde está sendo aplicado o torque motor. As equações (12) e (13) permitem a obtenção do numerador da função de transferência neste caso (Pereira, 1999), o qual possui a forma:

$$N_\theta(\lambda) = -\frac{2}{EI\beta} [1 + \cos \lambda \sinh \lambda + n\lambda(\sinh \lambda \cos \lambda - \sin \lambda \cosh \lambda)] \quad (17)$$

A função de transferência pode então ser escrita como:

$$\frac{\bar{\theta}(s)}{\bar{T}(s)} = \frac{N_\theta(\lambda)}{D(\lambda)} = \frac{1}{I_T s^2} \prod_{i=1}^{i=\infty} \left( \frac{1 + \frac{s^2}{\Omega_i^2}}{1 + \frac{s^2}{w_i^2}} \right), \quad (18)$$

onde  $I_T = I_B + I_r + m_c l^2$  é o momento de inércia de corpo rígido.

### 2.2.2 Função de Transferência do caso não colocado

No caso não colocado, observa-se a posição angular da carga, ou seja, a observação é feita num local diferente do qual está sendo aplicado o torque motor. As equações (12) e (14) permitem a obtenção do numerador da função de transferência neste caso, sob a forma [Pereira, 1999]:

$$N_{y_i}(\lambda) = -\frac{2}{EI\beta^2} (\sin \lambda + \sinh \lambda) \quad (19)$$

A função de transferência pode então ser escrita como:

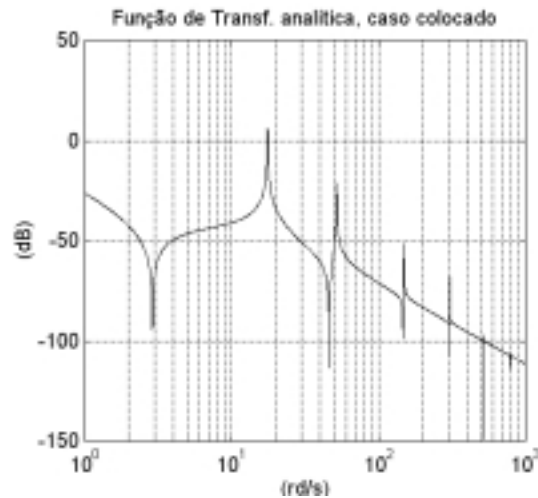
$$\frac{\bar{y}_i(s)}{\bar{T}(s)} = \frac{N_{y_i}(\lambda)}{D(\lambda)} = \frac{l}{I_T s^2} \prod_{i=1}^{i=\infty} \left( \frac{1 - \frac{s^2}{\alpha_i^2}}{1 + \frac{s^2}{w_i^2}} \right). \quad (20)$$

## 2.3 Gráficos das Funções de Transferência

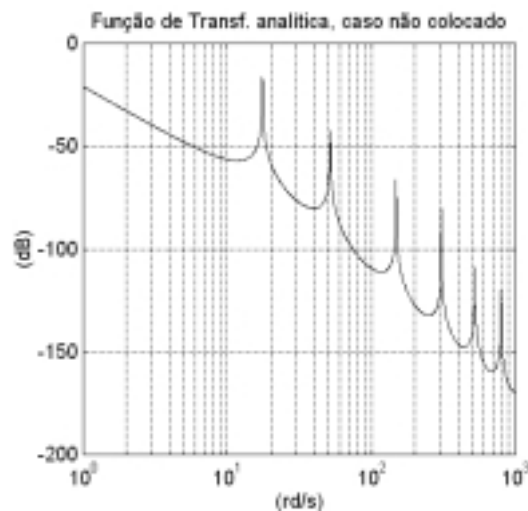
Considerando-se os parâmetros de um manipulador flexível real apresentado em (Gomes e Chrétien, 1992a), foram traçadas as respostas em frequência das funções de transferência analíticas nos casos colocado e não colocado, vistas nas figuras 3 e 4 respectivamente.

Na Figura 3 verifica-se a presença de picos que representam os valores nos quais a função de transferência do caso colocado tende a mais infinito, equivalentes, portanto, aos pares de pólos complexos e conjugados em malha aberta. Percebe-se também a existência de pontos nos quais a função de transferência tende a menos infinito, correspondentes aos pares de zeros complexos e conjugados em malha aberta. Trata-se, portanto, de um sistema de fase mínima.

Na Figura 4 identifica-se a presença de picos, representando os pares de pólos complexos e conjugados em malha aberta e verifica-se a ausência de zeros complexos uma vez que, no caso não colocado, o sistema é de fase não mínima.



**Figura 3.** Gráfico da Função de Transferência Analítica (caso colocado).



**Figura 4.** Gráfico da Função de Transferência Analítica (Caso não colocado).

### 3. ABORDAGEM DISCRETA

Na Abordagem Discreta, a estrutura de flexibilidade contínua é dividida em partes rígidas conectadas por elementos flexíveis chamados de articulações fictícias, sendo que neste artigo será considerado o caso em que a estrutura de comprimento  $l$  é dividida em quatro partes rígidas, ou seja, são colocadas três articulações fictícias, conforme mostra a Figura 5.

As partes rígidas (elos) têm massas concentradas nos centros de massa, ou seja,  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$ ,  $(x_3, y_3)$  e  $(x_4, y_4)$  (coordenadas dos centros de massa dos elos de massas  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  e  $m_4$  respectivamente), enquanto  $(x_c, y_c)$  são as coordenadas do centro de massa

da carga de massa  $m_c$ . Conforme observa-se na Figura 5,  $k$  é a constante elástica dada por (Gomes e Chrétien, 1992 b):  $k = \frac{nEI}{l}$ , onde  $n$  é o número de articulações fictícias,  $EI$  é o módulo d'Young multiplicado pela inércia da seção reta.

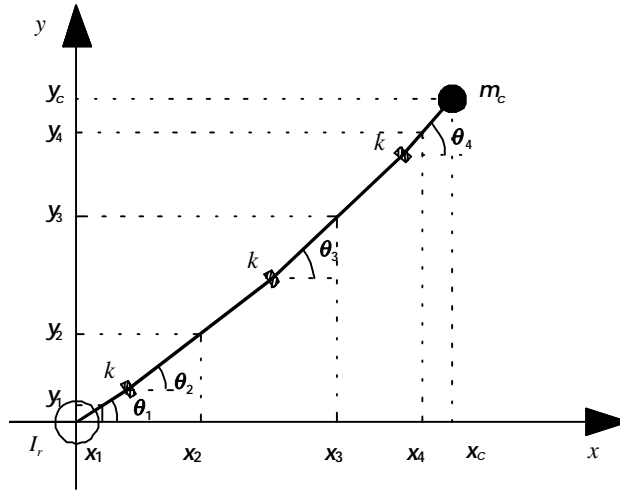


Figura 5. Estrutura dividida em quatro partes rígidas.

### 3.1 Modelo com três modos flexíveis

Será desenvolvida a modelagem matemática para o caso citado, ou seja, para uma estrutura flexível dividida em quatro partes rígidas com três articulações fictícias (ver Figura 5).

Neste caso, as Energias Cinética e Potencial são escritas na forma:

$$E_c = \frac{1}{2} I_r \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{1}{2} m_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2) + \frac{1}{2} m_c (\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2) \quad (21)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k (\theta_2 - \theta_1)^2 + \frac{1}{2} k (\theta_3 - \theta_2)^2 + \frac{1}{2} k (\theta_4 - \theta_3)^2. \quad (22)$$

Aplicando-se as equações de Euler-Lagrange, obtém-se o seguinte sistema:

$$[I] \ddot{\vec{\theta}} + [C_{at}] \dot{\vec{\theta}} + [K] \vec{\theta} = \vec{T}_m, \quad (23)$$

onde:

$$I = \begin{bmatrix} I_r + \frac{l^2}{64} \left( \frac{m_1}{4} + m_2 + m_3 + m_4 + m_c \right) & \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 + m_c \right) & \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_3}{2} + m_4 + m_c \right) & \frac{l^2}{64} \left( \frac{m_4}{2} + m_c \right) \\ \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 + m_c \right) & \frac{9l^2}{64} \left( \frac{m_2}{4} + m_3 + m_4 + m_c \right) & \frac{9l^2}{64} \left( \frac{m_3}{2} + m_4 + m_c \right) & \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_4}{2} + m_c \right) \\ \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_3}{2} + m_4 + m_c \right) & \frac{9l^2}{64} \left( \frac{m_3}{2} + m_4 + m_c \right) & \frac{9l^2}{64} \left( \frac{m_3}{4} + m_4 + m_c \right) & \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_4}{2} + m_c \right) \\ \frac{l^2}{64} \left( \frac{m_4}{2} + m_c \right) & \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_4}{2} + m_c \right) & \frac{3l^2}{64} \left( \frac{m_4}{2} + m_c \right) & \frac{l^2}{64} \left( \frac{m_4}{4} + m_c \right) \end{bmatrix}$$

$$C_{at} = \begin{bmatrix} c_r + c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix}, \quad K = \begin{bmatrix} k & -k & 0 & 0 \\ -k & 2k & -k & 0 \\ 0 & -k & 2k & -k \\ 0 & 0 & -k & k \end{bmatrix}, \quad \vec{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \end{bmatrix} \text{ e } \vec{T}_m = \begin{bmatrix} T_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

### 3.2 Funções de Transferência (sistema 3af)

Considerando-se o sistema de equações diferenciais na forma de estado e um vetor de observações

$$\dot{X} = AX + Bu; Y = CX \quad (24)$$

e tomando-se a Transformada de Laplace deste sistema, obtém-se:

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B \quad (25)$$

onde  $G(s)$  é a função de transferência, sendo o numerador e o denominador desta função dois polinômios em  $s$ , onde as raízes do denominador são os autovalores da matriz  $A$  (pólos de  $G(s)$ ), sendo as raízes do numerador os zeros de  $G(s)$ .

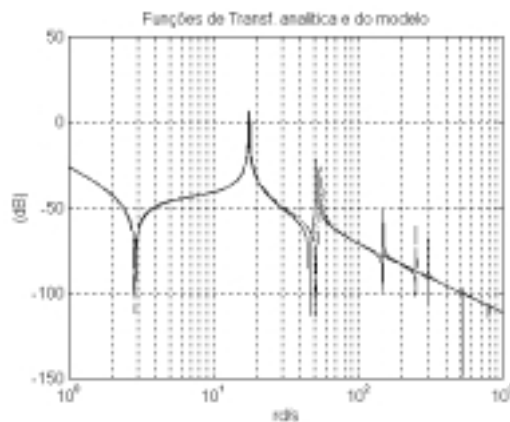
A matriz  $C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$  permite a observação da posição angular do rotor, tratando-se portanto do caso colocado, para o qual a função de transferência possui a forma:

$$\frac{\theta_1}{T_m}(s) = \frac{\sum_{i=0}^6 \chi_i s^i}{\sum_{j=0}^8 \gamma_j s^j} \approx \frac{1}{I_T s^2} \frac{\left(1 + \frac{s^2}{\Omega_1^2}\right) \left(1 + \frac{s^2}{\Omega_2^2}\right) \left(1 + \frac{s^2}{\Omega_3^2}\right)}{\left(1 + \frac{s^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 + \frac{s^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 + \frac{s^2}{\omega_3^2}\right)} \quad (26)$$

Considerando-se a matriz de observação  $C = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$ , observa-se a posição da carga terminal, sendo a função de transferência, neste caso não colocado:

$$\frac{\theta_4}{T_m}(s) = \frac{\sum_{i=0}^6 \xi_i s^i}{\sum_{j=0}^8 \psi_j s^j} \approx \frac{1}{I_T s^2} \frac{\left(1 - \frac{s^2}{\Omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{s^2}{\Omega_2^2}\right) \left(1 - \frac{s^2}{\Omega_3^2}\right)}{\left(1 + \frac{s^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 + \frac{s^2}{\omega_2^2}\right) \left(1 + \frac{s^2}{\omega_3^2}\right)} \quad (27)$$

Na Figura 6 observa-se a função de transferência do modelo discreto sobreposta ao resultado analítico (Figura 3), para o caso colocado. Verifica-se que os dois primeiros pares de pólos e zeros se aproximam bem dos dois primeiros pares de pólos e zeros observados na Função de Transferência Analítica. Já o terceiro par pólo-zero do caso Discreto é intermediário aos terceiro e quarto pares de pólos e zeros do caso analítico.



**Figura 6** Funções de Transferência Analítica e do Modelo Discreto com 3 modos flexíveis(caso colocado-3af), sendo negligenciados os torques de atrito do Modelo Discreto.



## 4. CONCLUSÕES

### Sobre o Estudo Analítico

- As funções de transferência analíticas são fundamentais para a aferição dos modelos dinâmicos encontrados a partir de diferentes técnicas;
- Com estas funções de transferência obtém-se as respostas frequenciais as quais revelam os pólos (comum aos casos colocado e não colocado) e os zeros (específicos para cada caso);

### Sobre o Formalismo Discreto

- Trata-se da mais simples das técnicas em termos matemáticos uma vez que, não há a necessidade de se trabalhar com equações diferenciais parciais, nem, obviamente, com as conseqüentes condições de contorno;
- Esta técnica mostrou ser bem representativa até os primeiros dois modos de vibração, sendo que o mesmo não acontece a partir do terceiro modo, isto para valores iguais das constantes elásticas das articulações fictícias (conforme considerado neste trabalho);
- Devido a sua simplicidade, o Formalismo Discreto apresenta facilidades na obtenção de modelos dinâmicos e cinemáticos para manipuladores com vários elos flexíveis, o mesmo não acontecendo com os demais formalismos vistos na continuação deste trabalho (parte II).

## 5. REFERÊNCIAS

- De Luca, A., Panzieri, S. and Ulivi, G., 1998, "Stable Inversion Control for Flexible Link Manipulators", IEEE-International Conference on Robotics and Automation, Leuven, Belgium.
- Gomes, S. C. P. and Chrétien, J. P., 1992 a, "Dynamic modeling and friction compensated control of a robot manipulator joint", IEEE-International Conference on Robotic and Automation.
- Gomes, S. C. P. and Chrétien, J. P., 1992 b, "Dynamic modeling and friction compensated control of 1 d. o. f. rigid or flexible manipulator", In Microdynamic et Pointage de Grande Précision, CNES, 1er Symposium International.
- Isogai, M., Arai, F., and Fukuda, T., 1999, "Modeling and Vibration Control with Neural Network for Flexible Multi-Link Structures", IEEE-International Conference on Robotics and Automation, Nice, France.
- Kim, J., Suzuki, K., Yamano, M. and Uchiyama M., 1997, "Vibration Suppression Control of Constrained Spatial Flexible Manipulators", IEEE-International Conference on Robotics and Automation, Albuquerque, New México.
- Meirovitch, L., 1967, "Analytical Methods in Vibrations", The Macmillan Company, New York.
- Pereira, A. E. L., 1999, "Um Estudo Sobre Modelagem Matemática de Estruturas Flexíveis", Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.
- Schmitz, E., 1985, "Experiments on the End-Point Control of a very Flexible One-link Manipulator", Ph.D. Thesis, Stanford, California, Unite States.
- Soares, A. M. S., 1997, "Modelagem e Identificação Experimental de Estruturas Flexíveis", Tese de Doutorado, ITA, São José dos Campos, Brasil.

## TELEROBÓTICA : TELEOPERAÇÃO DO ROBÔ ABB IRB 2000 VIA WWW

**Alberto José Álvares**

**Luís Felipe de Aguiar Paulinyi**

GRACO - Grupo de Automação e Controle, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, UnB, CEP 70910-900 Brasília - DF, Brasil, E-mail: alvares@graco.unb.br

### Resumo

A telerobótica permite que sistemas robóticos sejam controlados remotamente, eliminando a necessidade da presença humana no local. Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema para controlar remotamente o Robô Industrial com seis graus de liberdade IRB 2000 da Asea Brown Boveri utilizando a Internet como via de controle. O controlador do Robô ABB IRB 2000 tem incorporado um sistema de controle remoto através da interface serial RS-232 baseado em 42 funções. Utiliza-se desta capacidade de comunicação remota, interligando o sistema em rede de comunicação local utilizando o protocolo TCP/IP (Transport Control Protocol/Internet Protocol). O sistema é baseado em uma arquitetura Cliente/Servidor, tendo como servidor uma plataforma UNIX (Linux), que disponibiliza o serviço WWW (World Wide Web), que será acessado pelo cliente utilizando um browser (Netscape ou Explorer). O sistema de teleoperação desenvolvido está disponível no endereço <http://webrobot.graco.unb.br>. São abordados aspectos referentes à segurança e ao tempo de resposta do Robô ao Servidor WWW. Por outro lado, serviços como inicialização do Robô, iniciar programa, ligar e desligar Robô, dowload e upload de programas, entre outros, são plenamente satisfeitos.

**Palavras-chave:** TeleRobótica, Internet, Teleoperação, Robótica, Mecatrônica

### 1. INTRODUÇÃO

Sistemas robóticos teleoperados têm sido amplamente aplicados em automação de fábricas, exploração espacial, exploração submarina, aplicações militares, etc., podendo realizar uma série de tarefas sem a presença e interferência humana. Sistemas como o Mars Pathfinder (Goodall, 1997), são capazes de tomar algumas decisões independentemente. O controle desses sistemas é feito remotamente, e comandos são transmitidos por uma grande diversidade de meios tais como o rádio, microondas e redes de computadores. A TeleRobótica utilizando a Internet como *link* de comunicação é um novo campo de pesquisa que se desenvolve na área da Teleoperação tendo muitos grupos de pesquisa atuando nesta promissora área da Telemática (Monteiro *et al.*, 1997), em função, principalmente, dos baixos custos de acesso à Internet.

As vantagens de se utilizar a rede de comunicação Internet como via de controle deve-se a sua versatilidade, pois disponibiliza ao usuário uma série de serviços, tais como FTP (*File Transport Protocol*), TELNET, WWW (*World Wide Web*), *Electronic Mail*, permitindo a transmissão de informações de maneira simples, além de ter uma vasta distribuição em todo mundo, sendo um meio bastante acessível e possuindo uma interface com muitos recursos multimídia, de fácil manipulação e baixo custo. Todas essas características têm sido favoráveis ao aparecimento de vários sistemas robóticos controlados via Internet. O Telerobot da Austrália (<http://telerobot.mech.uwa.edu.au>) é um sistema robótico teleoperado pela internet que permite a manipulação de objetos utilizando-se de uma garra (Taylor & Trevelyan, 1995). O RobWebCam do GRACO - Grupo de Automação e Controle da Universidade de Brasília (<http://www.graco.unb.br/robwebcam>), permite o controle remoto de um manipulador para posicionar uma câmera de vídeo transmitindo imagem de vídeo em tempo real (Álvares & Romariz, 1998).

A Telerobótica pode ser definida como sendo uma área da Telemática e da Robótica voltada à teleoperação de sistemas robóticos utilizando-se de um *link* de comunicação (Klauss *et al.*, 1997). Uma nova terminologia esta sendo empregada no caso de se utilizar a Rede de Comunicação Internet como *link* de telecomunicações. Neste caso, designa-se de sistemas *World Wide Web Robots*, *WebRobots* ou simplesmente

*Internet Robots*. Esta terminologia é válida para aplicações que utilizam Robôs Industriais, Manipuladores, *Pan-Tilt*, Máquinas de Comando Numérico e outros equipamentos industriais similares.

Este trabalho tem como objetivo a implementação de uma interface utilizando os recursos do ambiente WWW para controlar remotamente o Robô ABB IRB 2000, tendo a Internet como via de controle.

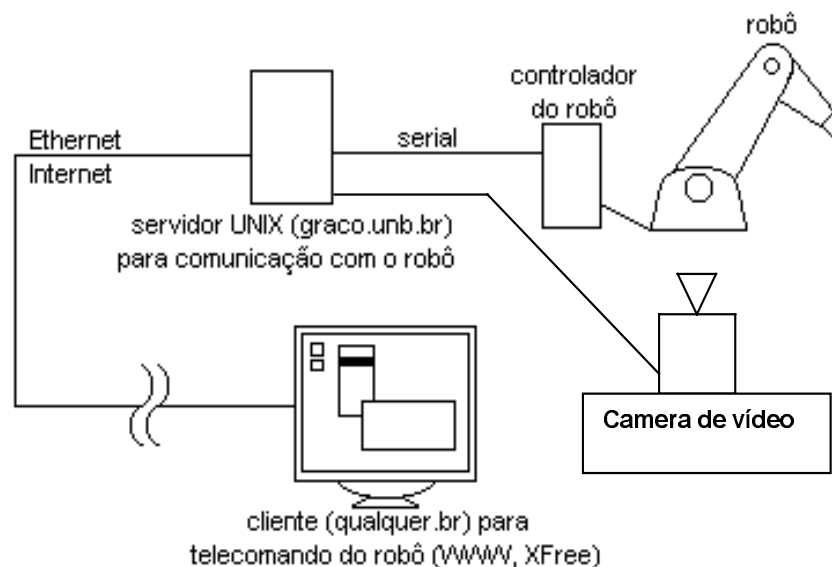
## 2. ARQUITETURA DO SISTEMA

O controlador do Robô ABB IRB 2000 tem incorporado um sistema de controle remoto via interface serial RS-232 baseado em 42 funções. Este trabalho utiliza-se desta capacidade de comunicação remota interligando o sistema, em rede local de comunicação, utilizando o protocolo TCP/IP (*Transport Control Protocol/Internet Protocol*). O sistema concebido é baseado na arquitetura cliente/servidor, tendo como servidor uma plataforma UNIX (Linux) que disponibiliza o serviço WWW, que será acessado pelo cliente utilizando um *browser* (Netscape ou Explorer). O servidor WWW conectado ao Robô via interface serial disponibiliza as funções de controle. A teleoperação é monitorada através da captura de imagem em tempo real e informações/status do Robô são enviadas pelo seu controlador. A metodologia utilizada para implementação do sistema de teleoperação via Internet é baseada em Álvares & Romariz (1999).

### 2.1 Módulos WebCam e WebRobot: requisitos para teleoperação

Sistemas teleoperados remotamente necessitam de dados e/ou imagens do objeto de controle, bem como, da transmissão de comandos através de um *link* de comunicação, que neste caso é baseado em conexão via Rede de Comunicação (Schilling *et al.*, 1997), através do Protocolo Internet (IP). A figura 1 apresenta a arquitetura do sistema, onde o Servidor Unix HTTP (*Hypertext Transfer Protocol*) disponibiliza dois tipos de serviços básicos, que estão representados na figura 1 através de dois módulos:

- . WebCam: Visualização do objeto teleoperado, através de vídeo e/ou imagem;
- . WebRobot: Disponibilização de funções de controle remoto do objeto teleoperado.



**Figura 1.** Arquitetura do sistema de teleoperação via Internet: WebCam e WebRobot.

**Servidor WebCam: visualização do objeto teleoperado.** Este módulo é responsável pela captura de imagens em tempo real do Robô, utilizando-se da tecnologia WebCam ou WebVideo (Wolf & Froitzheim, 1997). É utilizado o sistema RobWebCam desenvolvido no GRACO em 1997 (Álvares & Romariz, 1998) como servidor WebCam.

O sistema de vídeo é baseado na SunVideo (Sun, 1994) que possibilita a captura, digitalização e compressão em formato JPEG (Joint Photographic Experts Group) de um sinal de vídeo NTSC ou PAL não modularizado (composto ou S-Vídeo). Assim, utilizou-se a plataforma Solaris como WebCam. Cabe destacar que o sistema RobWebCam tem um manipulador (*Pan-tilt*) que pode posicionar a câmera para possibilitar uma melhor monitoração do ambiente (Álvares & Romariz, 1998 e 1999).

**Servidor WebRobot: funções de controle remoto do objeto teleoperado.** A fim de teleoperar o Robô utiliza-se o protocolo de comunicação ADLP-10 da ABB através de uma interface de comunicação serial conectado ao Servidor HTTP - WebRobot. O servidor WebRobot é implementado no sistema operacional Linux.

O mecanismo de acesso às funções do objeto teleoperado é baseado em programas CGI (*Common Gateway Interface*) e HTML (*Hypertext Markup Language*). Para cada função disponibilizada pelo protocolo de comunicação do Robô existe um programa CGI que é acessado no servidor WebRobot pelo cliente utilizando-se de um *browser* WWW.

## 2.2 Definição dos subsistemas para a interface de teleoperação

A partir da arquitetura definida para o sistema implementou-se o ambiente de teleoperação em uma plataforma multiusuário utilizando o Sistema Operacional Linux e Solaris, desenvolvendo-se três subsistemas de interface com o usuário (fig. 2):

- interface cliente/servidor (Páginas visualizadas com *Browser*);
- interface de comunicação servidor/controlador do Robô (Servidor HTTP - WebRobot);
- interface de monitoração visual do sistema (Servidor HTTP - WebCam).

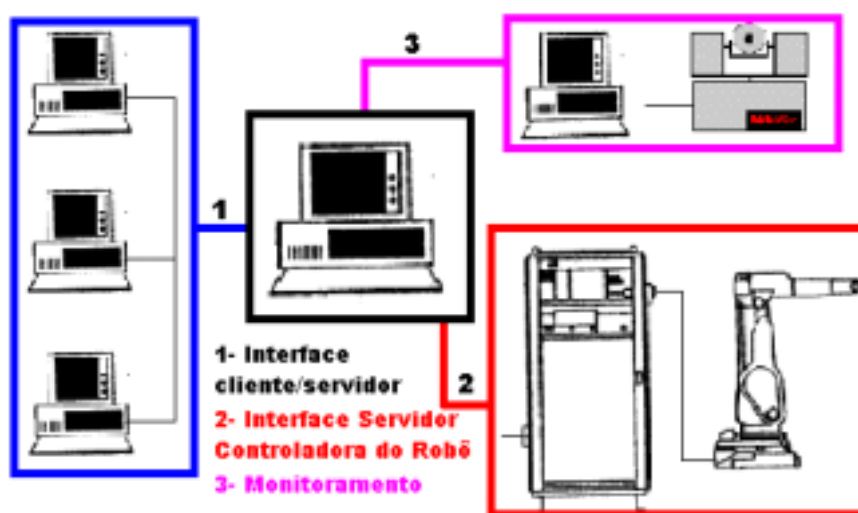


Figura 2. Subsistemas do sistema telerobótico RobWebLink (*Robot Web Link*).

**Interface cliente e servidor.** A utilização do protocolo TCP/IP, Internet/Intranet (Eckel & Hare, 1995), para a comunicação entre o cliente e o servidor é bastante atrativa devido a sua presença no mundo inteiro, através da Internet. Há alguns problemas quando se utiliza o protocolo TCP/IP, pois a aplicação pode sofrer atrasos (*delays*) não apresentando um tempo determinístico de acesso, o que não é desejável para aplicações em tempo real.

A utilização de servidor WWW apresenta uma interface rica e simples de ser utilizada. Os clientes/navegadores apresentam texto, gráficos, vídeo e áudio, permitindo uma comunicação multimídia entre cliente e servidor. O cliente acessa o servidor UNIX via WWW, e de maneira interativa define as tarefas a serem executadas pelo Robô, que retornará uma confirmação ou negação da execução para o cliente, bem como, uma imagem em tempo real do ambiente onde se encontra o Robô.

**Servidor e controlador.** O Robô ABB IRB 2000 dispõe de uma porta serial para a comunicação com um computador pessoal (*Computer Link*) através do protocolo ADLP-10 (*ABB Data Link Protocol*) (ABB Robotics, 1993), utilizando comunicação assíncrona entre o servidor UNIX e o controlador do Robô, com palavras de oito *bits*, paridade e *stop bit*. A função básica do protocolo é estabelecer a comunicação, coordenando o envio e recebimento de dados, enviados em bloco. Cada bloco de dados é composto de um telegrama, que por sua vez é descrito pela biblioteca ARAP (*ABB Robot Aplicacion Protocol*). O

procedimento de comunicação é somente aplicável ponto-a-ponto, ou seja, a comunicação de duas unidades de equipamento onde uma é superior a outra (*master/slave*).

A biblioteca ARAP é composta de 42 funções de troca de dados entre o Robô e o computador, descrevendo a forma como os dados e respostas do Robô são enviados e códigos de erro que podem ocorrer em uma transmissão de dados.

**Monitoramento.** Para garantir a segurança na execução das funções de comando, além das respostas enviadas pelo controlador do Robô, é necessário o monitoramento através da captura de imagens em tempo real. Outro fator importante para a segurança é verificar quais são os usuários que estão acessando o servidor e controla-lo por meio de senhas.

O monitoramento por vídeo é feito por uma câmera (Sun, 1994) conectada a um servidor que envia as imagens via WWW. A realimentação gráfica é viável quando se utiliza velocidade de transmissão acima de 64 Kbps.

### 3. SISTEMA ROBWEBLINK (*ROBOT WEB LINK*): IMPLEMENTAÇÃO

#### 3.1 Especificação do hardware: WebRobot

O hardware utilizado para o sistema é composto pelo Robô ABB IRB 2000, pelos servidores WWW (Linux e Solaris) e pelo cliente que acessará os servidores que controlam a teleoperação do Robô, a captura de imagem e posicionamento da câmera que possibilita a realimentação visual.

O modelo IRB 2000 da Asea Brown Boveri, é um manipulador industrial equipado com funções para soldagem a arco, com seis graus de liberdade, capacidade máxima de carga de 10 kg e sua linguagem de programação nativa é a ARLA.

Os servidores UNIX são: um computador pessoal com o sistema operacional (*OS*) Linux e uma Workstation Sparc20 com OS Solaris 2.6.

#### 3.2 Descrição do protocolo ADLP-10/ARAP

O protocolo ADLP-10 é um procedimento para comunicação assíncrona entre duas estações com um sistema de hierarquia, transmissão assíncrona serial no modo *half-duplex*, possibilidade de início de transmissão por ambos os lados (superior e subordinado). O quadro de dados é composto por: palavra de 8 *bits* + 1 *bit* de paridade + 1 *stop bit*. A função básica do ADLP-10 é estabelecer a comunicação verificando o envio e recebimento de mensagens, que são divididas em blocos, garantindo a integridade dos dados transmitidos. A verificação da integridade é feita através da paridade e pela soma de checagem do bloco. Cada bloco de dados é composto de um telegrama, descrito pela biblioteca ARAP.

**O protocolo ADLP-10.** O protocolo de comunicação define alguns sinais que podem ser utilizados por qualquer uma das estações (computador ou Robô) para iniciar uma comunicação. Cada sinal tem uma função durante o processo de comunicação. Se os sinais não forem enviados de maneira correta a comunicação é interrompida.

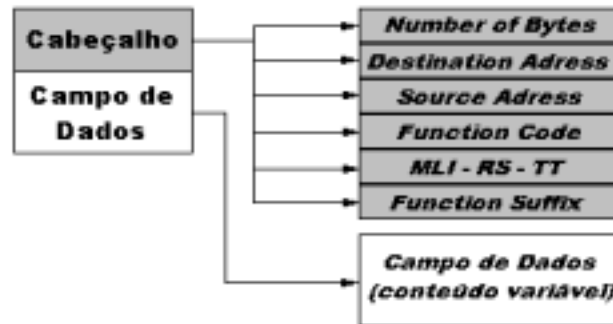
Para iniciar a comunicação a estação envia um ENQ (*enquiry*) dessa forma ela espera uma resposta da outra estação para verificar se ela está pronta para continuar o processo de comunicação. As respostas possíveis são: ACK (*acknowledge*) que a estação receptora responde quando está pronta para comunicar-se; WACK (*wait and acknoeledge*) indica que a estação receptora está funcionando mas não está pronta para a comunicação; RVI (*reverse interrupt*) indica que a estação deseja enviar a mensagem e não recebê-la; NAK (*negative acknowledgement*) indica que a estação receptora não reconhece a comunicação.

Para o controle do telegrama existem outros sinais: DLE (*Data Link Escape*) indica quando inicia e quando termina o campo de dados do telegrama, STX (*Start of text*) verifica a paridade do envio de mensagens podendo ser par ou ímpar e EOT (*End of Transmission*) que finaliza a comunicação entre as estações.

**A biblioteca ARAP.** A Biblioteca ARAP descreve 42 funções de troca de dados entre o Robô e o

computador e a formatação dos telegramas de envio de dados e de recebimento, bem como, os códigos de erro respondidos pelo Robô.

Um telegrama sempre consiste de um Cabeçalho e um Campo de Dados. Todos os dados enviados pelo telegrama são enviados na forma binária. O Cabeçalho sempre possui o mesmo número de *bytes* e é composto por campos que estão sempre na mesma posição. O campo de dados possui tamanho e conteúdo variável dependendo da função a ser executada. O cabeçalho contém informações a respeito do tamanho do telegrama e do tipo do telegrama. O código da função a ser executada, pode ser visualizado na estrutura do telegrama na figura 3.



**Figura 3.** Estrutura do telegrama definido pela biblioteca ARAP.

O *Number of Bytes* ou NOB determina o número de *bytes* pelos quais o telegrama é composto. Este ocupa dois *bytes* do cabeçalho.

O *Destination Adress* determina quem será o a estação receptora do telegrama, utiliza-se normalmente 1 para o Robô e zero para o computador, esse *byte* (*byte 2*) é semelhante ao *Source Adress* que determina a estação que enviou o telegrama.

O *Function Code* especifica o número da função a ser executada. As funções foram divididas em três grupos de operações básicas: *as funções de programa, as funções de leitura e as funções de escrita.*

Os valores para *MLI* (Message Length Indicator), *RS* (Response Status) e *TT* (Telegram Type) são alinhados e enviados como um único *byte*. O *MLI* refere-se ao comprimento do telegrama (se possui ou não uma continuação). O *RS* comunica se a resposta é ou não um código de erro. O *TT* indica se o telegrama é um comando, uma resposta ou uma mensagem espontânea enviada pelo Robô. O *Function Suffix* é específico para cada função dando opções para o uso daquela função.

A tabela 1 apresenta todas as funções de programa da biblioteca ARAP que tem como função o gerenciamento de programas da memória do Robô.

**Tabela 1.** Funções de programas da biblioteca ARAP

Funções de Programa	Saída
Transfer of program/block SC→IRB	Transfere um programa ou bloco do computador para a memória do Robô
Start of robot program	Inicia um programa presente na memória do Robô
Stop of robot program	Para imediatamente a execução de um programa
Request from SC which programs are contained in the robot memory	Lista os programas existentes na memória do Robô e mostra o espaço livre de memória
Erase a specific program in robot memory from SC	Apaga um programa da memória do Robô
Request from SC for loading a program from floppy	Carrega um programa da unidade de disco flexível do Robô
Transfer of program from IRB to SC	Transfere um programa da memória do Robô para o computador

As funções de leitura, descritas na tabela 2, têm por objetivo reportar ao usuário as configurações do Robô.

Observa-se que os valores são enviados em binário e o limite é 256, no exemplo em que o programa executado é o programa 2000, que é obtido pela justaposição do *byte* 8 e 9 formando o binário 11111010000 que é o número 2000 na base 2. O valor do *function suffix* pode ser 1 ou 0. 0 para iniciar um programa do começo e 1 para iniciar um programa do ponto onde a última execução havia parado.

Funções de escrita, descritas na tabela 3, permitem que se modifiquem as configurações do Robô.

**Tabela 2. Funções de Leitura da biblioteca ARAP**

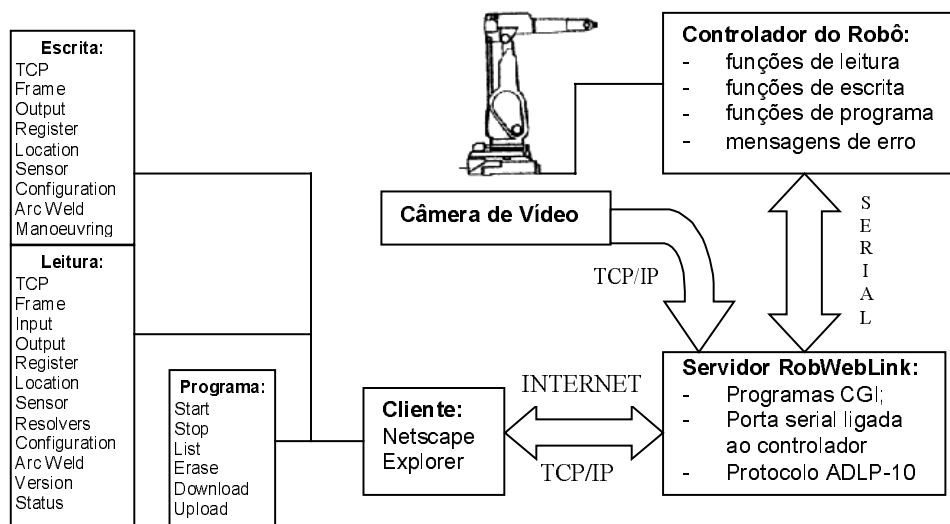
Funções de Leitura	Saída
Reading of TCP register data	Coordenadas de um TCP específico
Reading of location register	Valores de um Location Register específico
Reading of register data	Valores de um Register Data específico
Reading of sensor register data	Valor de Sensor Register específico
Reading of digital inputs	Entradas digitais
Reading of digital outputs	Saídas digitais
Reading of configuration data	Dados de configuração do Robô
Reading of frame register data	Valores de um Frame específico
Status request	Posição do Robô e modo de operação
Reading of arc-weld data	Leitura dos dados de soldagem
Reading of analogue inputs	Entradas Analógicas do Robô
Reading of analogue outputs	Saídas Analógicas do Robô
Reading of ARAP version	Versão da Biblioteca ARAP do Robô
Reading of resolver offsets	Offsets do Resolver

**Tabela 3. Funções de escrita da biblioteca ARAP**

Função de Escrita	Saída
Writing of TCP register data	Modifica coordenadas de um TCP específico
Writing of location register data	Modifica o valor de um Location Register específico
Writing of register data	Modifica o valor de um Register específico
Writing of sensor register data	Modifica o valor de um Sensor específico
Writing of digital output value	Modifica o valor de uma saída digital específico
Writing of configuration data	Modifica a configuração
Writing of frame register data	Modifica o valor de um frame específico
Change of robot operation mode	Modifica o modo de operação do Robô
Manoeuvring of IRB	Movimenta o Robô
Writing of arc weld data	Modifica os dados de soldagem
Writing of analogue output value	Modifica a saída analógica

### 3.3 Especificação do software de teleoperação do Robô: interface RobWebLink

As funções especificadas pela biblioteca ARAP foram divididas em três grupos, conforme apresentado na figura 4.



**Figura 4.** Arquitetura, fluxo de dados e funções disponibilizadas pelo RobWebLink.

Através das *funções de leitura* são obtidos os dados de configuração e memória do Robô. Com as *funções de escrita* o usuário pode alterar as configurações. Com as *funções de programa* o usuário pode fazer

*uploads* e *downloads* de programas, bem como executar programas que estejam na memória do Robô.

O cliente acessa a *homepage* com uma tela de comando dividida em *frames* correspondentes as funções, bem como às várias informações referentes ao Robô. Cada função possui uma página WWW correspondente, que descreve o funcionamento da função e pede para que o usuário defina os parâmetros da função. A leitura desses parâmetros é feita por um CGI, programado em C da GNU. A interface entre o servidor e o controlador do Robô estabelece a comunicação segundo o protocolo ADLP-10, enviando via RS232C os telegramas e recebendo suas respectivas respostas ou mensagens de erro, que são apresentadas no formato html e visualizadas na tela de comando.

#### 4. IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA ROBWEBLINK (<http://webrobot.graco.unb.br>)

O sistema implementado é baseado em uma arquitetura cliente/servidor em plataforma UNIX, utilizando o Sistema Operacional Linux e um servidor HTTP para a disponibilizar o serviço WWW. Para o monitoramento utiliza-se o sistema RobWebCam (Álvares & Romariz, 1998).

##### 4.1 Interface cliente/servidor

Foi desenvolvida uma Interface com o usuário onde são controladas todas as funções (Figura 5). Através dos menus pode-se acessar os arquivos correspondentes às funções da biblioteca ARAP. Foi criado um arquivo HTML para cada função que pode ser executada pelo Robô, que aparece na *tela de funções*. Há um *menu de opções* que permite ativar a realimentação gráfica. A *tela de status* permite que o estado do Robô apareça na tela (posição, modo de operação e configurações principais). A *tela de envio* (caixa de envio) apresenta o telegrama a ser enviado, podendo ser corrigido ou editado antes do envio. A tela de recebimento mostra o campo de dados do telegrama recebido do Robô. A figura 6 apresenta a tela principal do Sistema RobWebLink, onde podem ser visualizados nos frames superiores os menus onde o usuário seleciona as funções. Na segunda linha de *frames* as três janelas são: a janela de status, a janela de realimentação gráfica e a janela de função. Na terceira linha estão as janelas de envio e recebimento de mensagens.

Utilizaram-se os formulários eletrônicos do HTML para permitir o envio de parâmetros necessários em cada uma das diferentes funções. Cada função é tratada individualmente por um CGI, de forma modular.

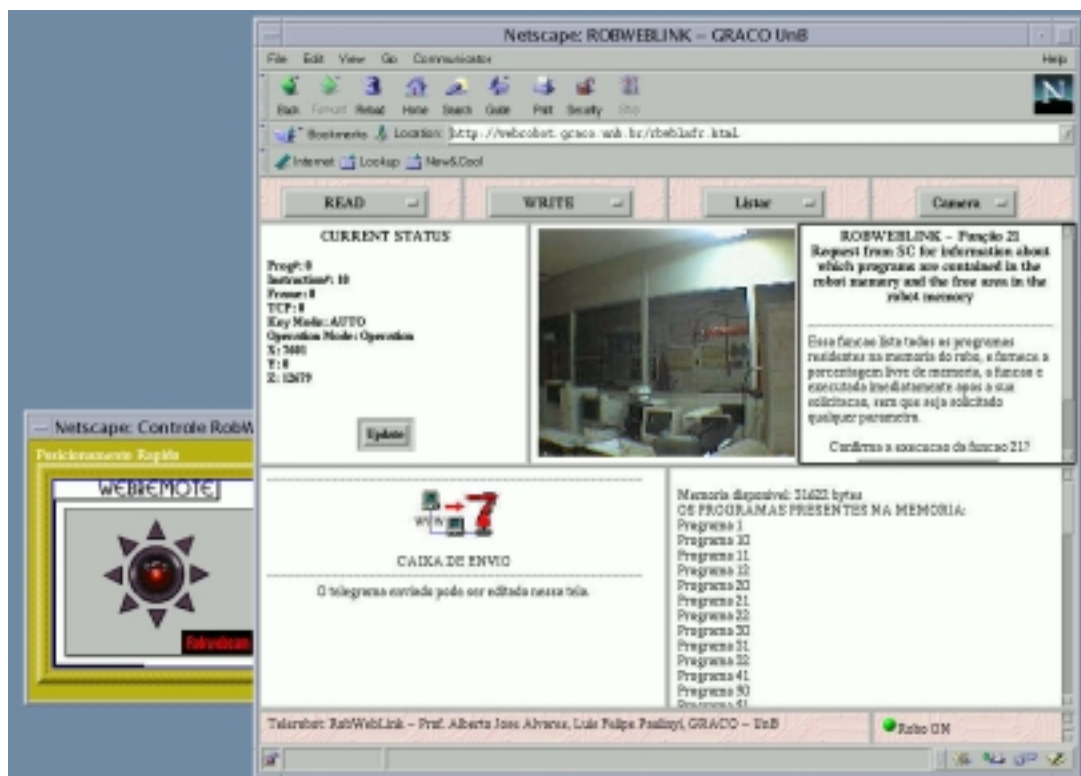


Figura 5. Sistema RobWebLink: interface com o usuário (<http://webrobot.graco.unb.br>).



## 4.2 Servidor e Controlador

O sistema foi desenvolvido em C++ da GNU para Linux. Desenvolveram-se os programas para serem executados via WWW/HTTP por programas CGI, que implementam o protocolo ADLP/10. Desta forma cada uma das funções tem o seu programa correspondente. Cada programa CGI possui módulos que realizam as seguintes tarefas: *Leitura dos dados enviados pelo formulário; Montagem do Telegrama a ser enviado; Inicialização da Porta Serial; Estabelecimento da comunicação com o Robô; Envio e recebimento de Telegramas; Verificação do telegrama recebido; Montagem da Homepage que será apresentada ao usuário com a resposta.*

## 4.3 Monitoramento - RobWebCam (<http://www.graco.unb.br/robwebcam>)

Foi utilizado o sistema RobWebCam (Álvares & Romariz, 1998) para monitoração visual da operação do sistema. O usuário pode acessar o menu de opções e movimentar a câmera através de um *joystick* virtual (figura 5). O ideal seria ter várias câmeras em várias posições diferentes para que o usuário escolhesse a melhor visão, detalhada e/ou global.

## 5. RESTRIÇÕES DO PROTOCOLO INTERNET (TCP/IP) E SEGURANÇA

Como a Internet apresenta limitação de largura de banda, aplicações em tempo real para captura de vídeo apresentam sérias restrições. Para vencer estas restrições é necessário utilizar compressão de dados e conexão de grande velocidade à Internet.

Outra limitação é o *delay* (atraso) inerente ao protocolo TCP, pois os pacotes enviados não necessariamente estão na mesma ordem dos pacotes recebidos pelo cliente, o que não é desejável para aplicações em tempo real.

Esta restrição pode ser resolvida adicionando algum grau de autonomia para a aplicação, no caso um Robô, de tal forma a contornar situações de emergência, bem como, situações perigosas. Este nível de autonomia é obtido localmente no Servidor WebRobot, que deve monitorar estas condições limites (Hirzinger *et al.*, 1997).

Apesar dos datagramas com informações de controle enviados para o Robô pelo cliente via Protocolo TCP/IP serem pequenos, da ordem de 2 a 3 Kbytes, o Protocolo TCP não garante aplicações em tempo real. Uma alternativa para o futuro é utilizar o Protocolo RTP (*Real-Time Transport Protocol*) para aplicações em tempo real (Melchioris, 1996). A partir do momento que o usuário execute um programa o sistema exige uma verificação de senhas.

## 6. CONCLUSÕES

O trabalho situa-se na área de teleoperação apresentando o desenvolvimento do sistema RobWebLink. O sistema apresentou bons resultados no que concernem as funções diretamente relacionadas ao controle do Robô através do seu protocolo de comunicação, por requerer arquivos de 1 a 2 Kbytes de tamanho para implementar estas funções. Entretanto, a realimentação através de vídeo exige maior largura de banda para aplicações em tempo real. Utilizou-se o sistema RobWebCam como servidor para captura de vídeo (WebCam). Uma opção seria a utilização de Realidade Virtual ao invés de se utilizar sinal de vídeo, através de VRML (Melchioris, 1996).

O sistema comprovou sua operacionalidade, conectando o cliente ao servidor WWW e este ao Robô, permitindo o envio e o recebimento de informações. É necessário levar em conta os aspectos referentes à segurança. Uma resposta do Robô ao servidor pode ser degradada em função de atrasos de comunicação entre o servidor e o cliente. Assim, os aspectos de tempo real têm grande importância de acordo com o nível de segurança exigido. A evolução do sistema é prevista para integração a uma Célula Flexível de Soldagem.

## 7. REFERÊNCIAS

Álvares, A. J. & Romariz, L. J., 1999, "TeleRobótica: Metodologia Para o Desenvolvimento de Sistemas Robóticos Teleoperados Via Internet", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de

- Lindóia, S.P., 22-26 de Novembro.
- Álvares, A. J. & Romariz, L. J., 1998, "Desenvolvimento de um Manipulador com Dois Graus de Liberdade Controlado Remotamente Via Internet", V Congresso de Engenharia Mecânica Norte e Nordeste, Fortaleza, 27-30 de Outubro, pp. 529-536.
- Eckel, G. & Hare, C., 1995, "Building a Linux Internet Server", New Riders Publishing, Indianapolis.
- Goodall, K., "Mars Pathfinder - Welcome to Mars, <http://mars.jpl.nasa.gov/default>.
- Hirzinger, G. et al, 1997, "Teleoperating Space Robots - Impact for the Design of Industrial Robots", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Portugal, July 12-16, pp. 250-256.
- Melchior, C., 1996, "Sistemas Interpessoais de Videoconferência (mbone)", <http://www.penta.ufrgs.br/~crisina/mbone/ti/indiceti.htm>.
- Monteiro F. et al, 1997, "Teleoperating a Mobile Robot - a Solution Based on Java Language", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Portugal, July 12-16, pp. 263-267.
- Robotics, ABB., 1993, "Computer Link/ADLP-10/ARAP S3", Reference Manual.
- Schilling, K., Roth, H. and Lieb, R., 1997, "Teleoperations of Rovers - From Mars to Education", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Portugal, July 12-16, pp. 257-262.
- Sun, 1994, "Sun Video User's Guide".
- Taylor, K. & Trevelyan, J., 1995, "A Telerobot on the World Wide Web", National Conference of the Australian Robot Association, Melbourne, July 5-7, <http://telerobot.mech.uwa.edu.au>.
- Wolf, H. & Froitzheim, K., 1997, "Webvideo - A Tool for WWW Based Teleoperation", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Portugal, July 12-16, pp. 268-273.

# DESENVOLVIMENTO DE UM ROBÔ MÓVEL AUTÔNOMO TELEOPERADO VIA INTERNET

**Sérgio Roberto Gonsalves Tourino**

**Alberto José Álvares**

Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de Automação e Controle, 70910-900, Brasília, DF., Brasil. E-mail: tourino@graco.unb.br.

## Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um Robô Móvel Autônomo controlado remotamente via *Internet* utilizando o sistema operacional *Linux* como plataforma de controle e comunicação. A locomoção é realizada através de motores de passo, controlados por um *driver* de potência e programas em linguagem C. Sua estrutura foi fabricada em alumínio, consistindo em um chassi com três níveis: o primeiro contendo motores e alimentação elétrica (baterias ou alimentação externa). O segundo abrigando uma placa-mãe *Pentium* (responsável pelo controle do sistema) e uma placa de Rede *Ethernet*. O terceiro nível é constituído por um *link* de comunicação via rádio/*Internet* (Adaptador *Ethernet*) e uma câmera CCD (*Charge Coupled Device*). O controle via *Internet* é realizado através de uma interface Java/CGI (*Common Gateway Interface*) que envia os comandos do usuário para o sistema de navegação do robô (via rádio) tendo uma realimentação através de um sistema de captura de vídeo baseado em uma *WebCam*.

**Palavras-chave:** Robótica Móvel, Mecatrônica, Teleoperação, Internet, Telerobótica.

## 1. INTRODUÇÃO

A existência de ambientes insalubres ou impróprios à ação humana, como centrais nucleares, levou ao desenvolvimento de sistemas remotos de operação. Entre esses sistemas encontra-se grande aplicação na soldagem remota, onde tochas TIG (*Tungsten Inert Gas*) são utilizadas para a soldagem de tubulações em ambientes radioativos (Parmar, 1996). Com uma outra abordagem tecnológica, a utilização de robôs móveis para visualização e monitoramento de ambientes perigosos também alcança grande desenvolvimento. Recentemente, pesquisadores (Nehmzow, 1996) estudam o controle de robôs móveis através da utilização da *Internet* como veículo de transmissão de dados, com fins de pesquisa acadêmica.

Este artigo apresenta os resultados do desenvolvimento de um sistema robótico móvel e sua interface de teleoperação.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA

São descritos neste tópico o sistema de navegação desenvolvido para o robô, assim como a arquitetura de teleoperação utilizada no projeto baseada na metodologia de desenvolvimento

de sistemas robóticos teleoperados via Internet proposta por (Álvares, 1999).

## 2.1 Algoritmo de Navegação

A função do sistema de navegação de um robô móvel é a geração de trajetórias, permitindo que o mesmo seja capaz de realizar os objetivos definidos pelo usuário. Para isso o robô obtém dados externos do sistema de sensores e, por comparação com um mapa interno, o melhor trajeto é obtido, sendo então usado pelo robô para alcançar seus objetivos.

Diversas metodologias são usadas para a geração de trajetórias (Jones, 1999), destacando-se as redes neurais artificiais, a lógica *fuzzy* ou nebulosa, e o método dos campos potenciais (Benporad, 1996).

A analogia de campos potenciais define forças fictícias de campo atuando sobre o robô (Tourino, 1999). O movimento do robô é então direcionado como resposta a essas forças. Pretende-se, com esta metodologia, obter trajetórias capazes de desviar o robô de obstáculos conhecidos pelo sistema e alcançar um objetivo pré-definido pelo controlador ou pelo usuário. Foram definidas duas forças fictícias gerais que atuam sobre o robô:

- uma força atrativa, gerada pelo objetivo, denominada  $F_d$ ;
- forças repulsivas, geradas pelos obstáculos, denominada de  $F_o$ ;

Definidas as forças, a trajetória do robô é obtida seguindo-se a direção da força fictícia resultante em um deslocamento de comprimento  $d$ . Neste novo ponto é então calculada a nova resultante das forças e o robô sofre novo deslocamento, reiniciando o processo até que o objetivo seja alcançado.

### Forças Atrativas

A força atrativa é modelada como um escoamento elementar do tipo sorvedouro, gerando uma força no sentido do robô para o destino.

### Forças Repulsivas

As forças repulsivas (figura 1) são modeladas com base em dois escoamentos elementares: fontes, responsáveis pela repulsão, e vórtices, responsáveis pelo movimento do robô ao redor do obstáculo.

### Força Resultante sobre o Robô

Para um ambiente com diversos obstáculos tem-se o efeito combinado das forças fictícias. Os componentes  $F_x$  e  $F_y$  da força são então calculados através das expressões:

$$\begin{aligned} F_x &= S.r_d \cdot \cos \theta_d + \sum_{i=1}^n \left( \frac{f \cdot \cos \theta_i}{r_i^2} - \frac{v \cdot \sin \theta_i}{r_i^2} \right) \\ F_y &= S.r_d \cdot \sin \theta_d + \sum_{i=1}^n \left( \frac{f \cdot \sin \theta_i}{r_i^2} + \frac{v \cdot \cos \theta_i}{r_i^2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

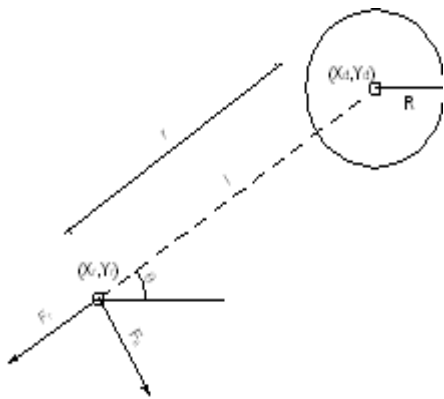
onde tem-se as seguintes variáveis:

S      Intensidade atrativa

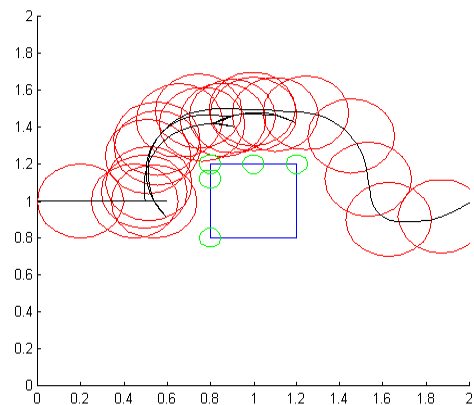
- f      Intensidade repulsiva
- v      Intensidade de vórtice
- $r_d, r_i$       Distância ao destino / obstáculo
- $\theta_d, \theta_i$       Ângulo em relação ao destino / obstáculo

A nova posição do robô é então obtida a partir da posição antiga, da direção de movimento e da distância deslocada.

A figura 2 mostra um resultado simulado obtido através do algoritmo, para um caso de obstáculo reconhecido por um sistema de sensores de toque. O retângulo representa o obstáculo real no ambiente, os pequenos círculos na superfície do mesmo representam os obstáculos virtuais, e os grandes círculos representam as posições ocupadas pelo robô durante o seu deslocamento.



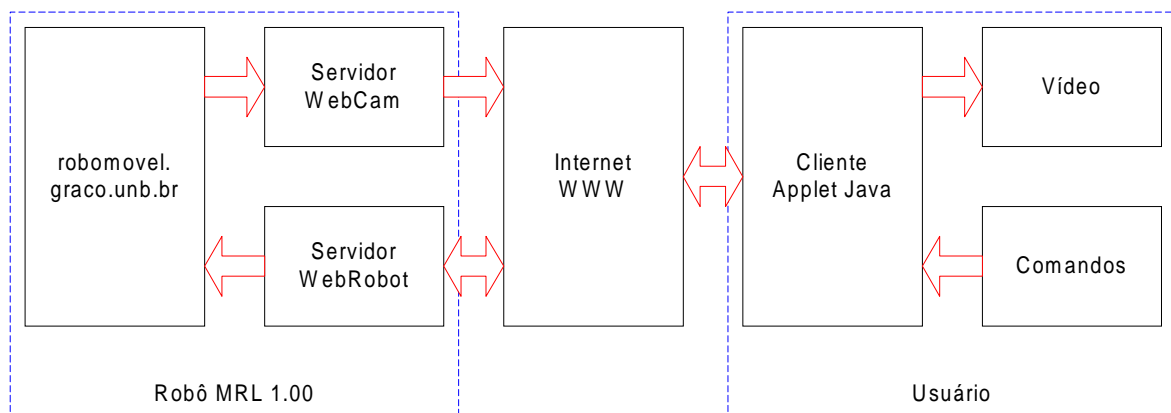
**Figura 1.** Modelo da força repulsiva.



**Figura 2.** Trajetória obtida pelo algoritmo de navegação.

## 2.2 Arquitetura de Teleoperação

A arquitetura do sistema baseia-se no modelo cliente-servidor, que divide as atribuições do sistema em um servidor, representado pela página HTML (*Hiper Text Markup Language*) e programas CGI localizados no robô móvel; e o cliente, representado pelo *applet* Java, funcionando no *browser* do usuário. Entre o cliente e o servidor encontra-se a rede *Internet*, que permite a comunicação entre os módulos (figura 3).



**Figura 3.** Arquitetura do sistema de teleoperação.

O servidor MRL é composto de dois módulos principais (Álvares, 1999):

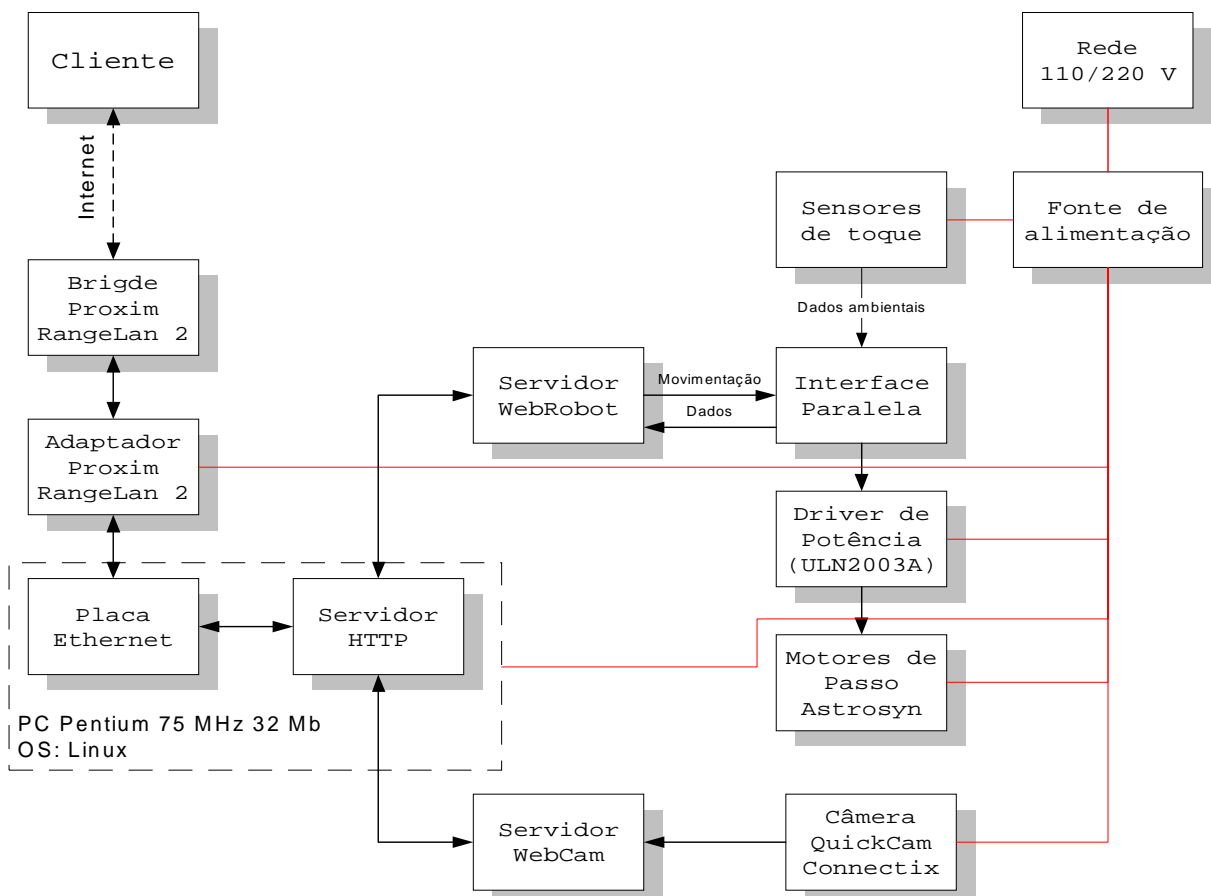
- WebCam: visualização do ambiente remoto através de vídeo;
- WebRobot: controle do sistema teleoperado.

O *applet* Java, carregado no *browser* do usuário no instante que o mesmo acessa a página HTML do sistema (<http://robomovel.graco.unb.br>), é responsável pelo envio de comandos de movimentação do robô, através de requisições a programas CGI-BIN, desenvolvidos em linguagem C, localizados no servidor. O servidor, além de processar os comandos CGI, é responsável pela captura de vídeo *WebCam* (Connectix, 1986) e o envio das imagens para o *browser*. Tem-se, assim, uma interação entre o usuário e o ambiente em que o robô se encontra.

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

#### 3.1 Implementação Física

A estrutura desenvolvida visa a modularização (figura 4), sendo organizada em três níveis: na parte inferior (primeiro nível) encontram-se os sistemas de movimentação, sensorial e energia; no segundo nível tem-se o controlador (placa mãe de um *Pentium* de 75 Mhz); e no terceiro nível o sistema de comunicação e vídeo (figura 5a).

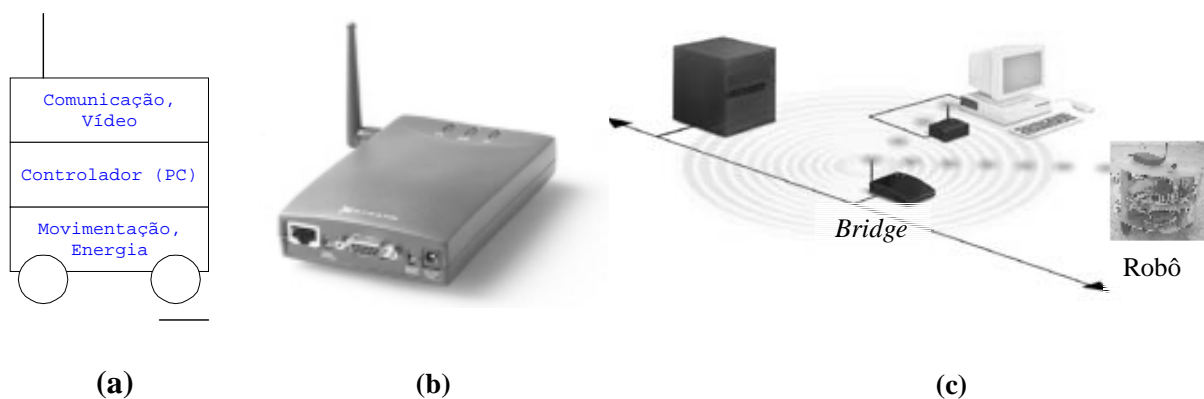


**Figura 4.** Módulos integrantes do sistema.

O sistema de locomoção é composto por um conjunto de motores de passo, que controlam os movimentos do robô através do deslocamento diferencial de duas rodas. Uma terceira roda de borracha é utilizada como apoio do conjunto. Os motores são alimentados

através de um *driver* de potência, baseado no *chip* ULN 2003A (Gadre, 1998) e no transistor TIP 120. Este *driver* é controlado através da interface paralela do módulo controlador.

O sistema de alimentação é representado por uma fonte de tensão de computador ligada à rede elétrica, colocada na parte posterior do nível inferior. Uma implementação futura incluirá a utilização de baterias recarregáveis para permitir uma maior autonomia do sistema. Ainda no primeiro nível estão presentes duas “antenas” ou *whiskers* que funcionam como sensores de toque para o reconhecimento de obstáculos pelo robô. São utilizados sensores binários, tipo liga-desliga, conectados às entradas da interface paralela do controlador. No futuro serão utilizados sensores para medição de distâncias ultrasônico e infravermelho com saída TTL (*Transistor-Transistor Logic*) conectados diretamente à interface paralela.



**Figura 5.** (a)Arquitetura física do robô desenvolvido ; (b) Adaptador Ethernet utilizado no robô móvel (RangeLan 2 7921, Proxim). (c) Arquitetura de comunicação utilizada no robô móvel.

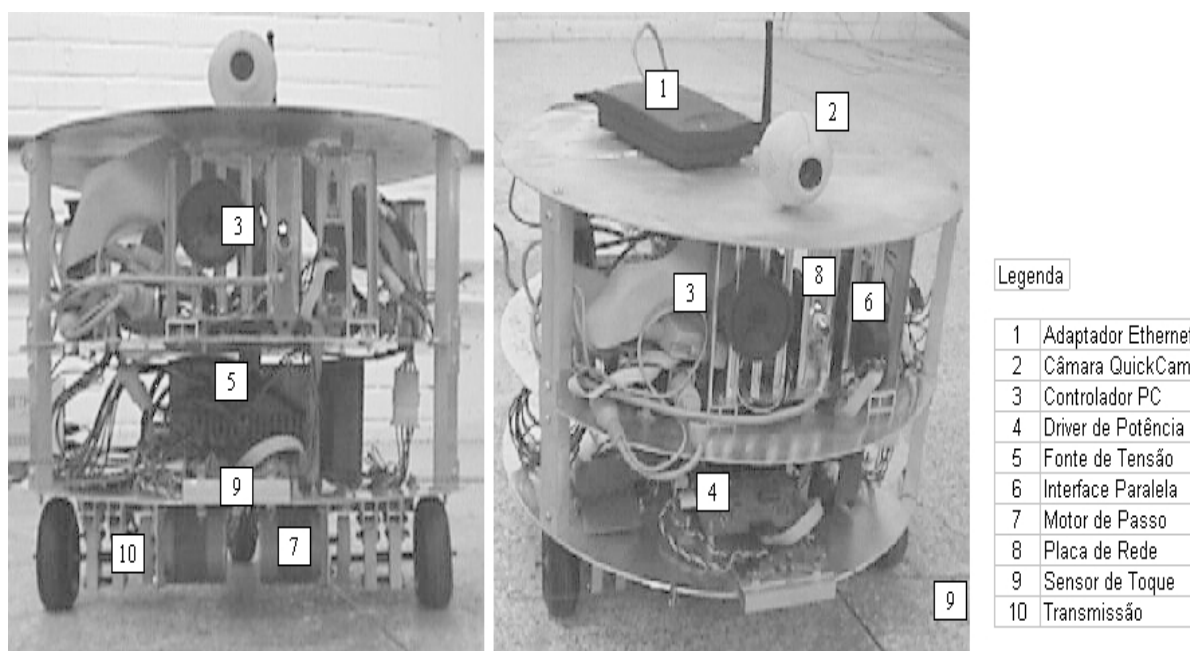
O controlador é representado por um computador pessoal tipo PC (*Personal Computer*) *Pentium*, funcionando sob o sistema operacional *Linux* e programado através da linguagem C.

O sistema de comunicação utilizado (terceiro nível) baseia-se em um rádio adaptador *Ethernet* da Proxim (figura 5b), que conecta-se a um *bridge* (RangeLan2 7510, Proxim) presente no laboratório, interligando o sistema à rede *Internet*. A utilização de um sistema de rádio para a comunicação com o robô deu-se devido aos seguintes fatores: mobilidade, ou seja, um sistema robótico móvel não deve possuir cabos ligando-o a uma base fixa; e sistemas a rádio são adequados para pequenas distâncias (300 m), entre o adaptador e o *bridge*, ou para maiores distâncias utilizando antenas mais potentes e vários repetidores/*bridge* em um ambiente de células, similar à telefonia celular.

A figura 5c apresenta a infraestrutura de comunicação utilizada no laboratório do GRACO, incluindo o servidor, o robô móvel desenvolvido e o robô Nomad XR4000 (Nomadic, 1999), também integrante do ambiente do laboratório de robótica móvel. Observa-se que o *bridge* é a parte responsável pela interconexão entre os diversos adaptadores móveis à rede local do laboratório e a *Internet*.

A captura de imagens é realizada através de uma câmera tipo *WebCam* (Álvares, 1998), que envia suas imagens através de um *driver* para páginas HTML (Hiper Text Markup Language) ou aplicativos Java. A compressão das imagens no formato JPEG é realizada via software da câmera, que envia as imagens diretamente para o *browser*, onde é feita automaticamente a animação das imagens recebidas.

A figura 6 apresenta fotos do robô desenvolvido, onde podem ser observados os módulos descritos anteriormente.



**Figura 6.** Robô móvel desenvolvido no GRACO (MRL 1.00).

### 3.2 GUI (Graphical User Interface) Para Teleoperação

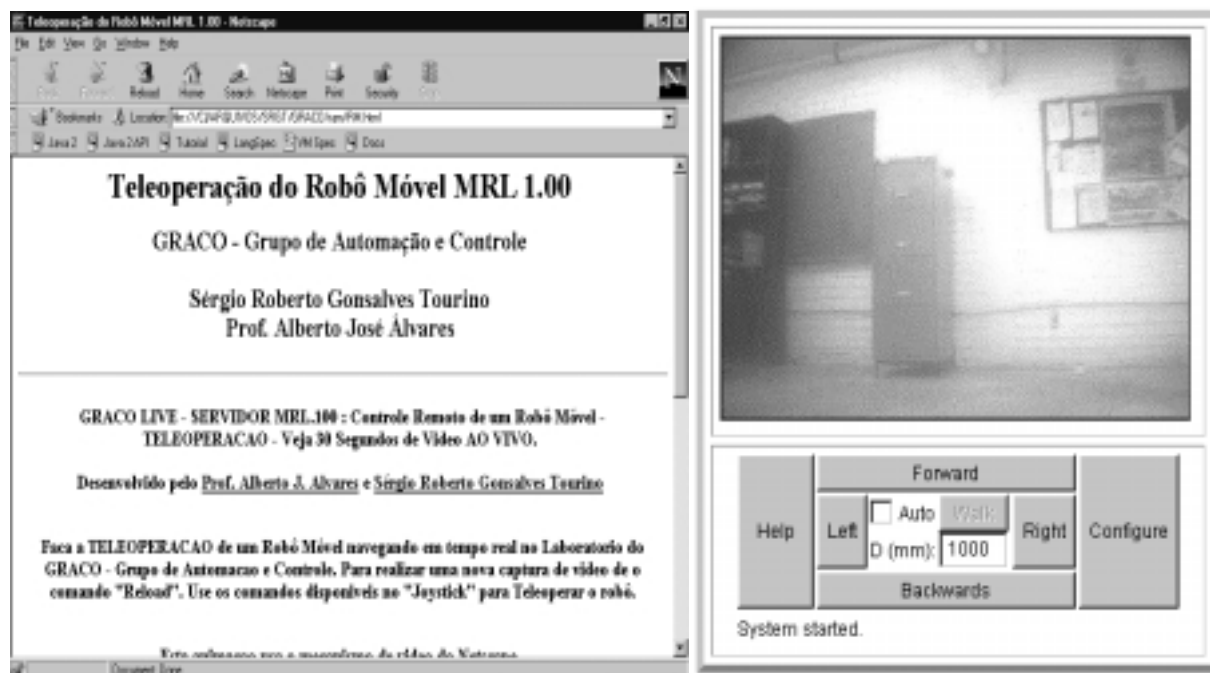
A interface de teleoperação (GUI) desenvolvida é baseada na linguagem de programação Java, permitindo uma boa interação usuário-robô. São utilizados quatro botões que controlam a translação e a rotação do robô, no plano XY, e um quinto botão responsável pela implementação do algoritmo de navegação autônoma. A figura 7a apresenta a página de entrada do sistema na Internet.

Na figura 7b pode ser vista a interface desenvolvida. Na parte superior do console encontra-se a imagem recebida pela câmera localizada no robô, o que possibilita a visualização do ambiente remoto.

A parte inferior do console é responsável pelo controle posicional do robô. Destaca-se nesta parte o botão *Walk*, responsável pela navegação autônoma do sistema. Assim, se o usuário deseja que o robô caminhe 3 metros adiante, evitando possíveis obstáculos, deve ajustar a distância D para 3000 mm, ativar o sistema autônomo através do *checkbox* Auto, e enviar o comando através do botão *Walk*. O robô tentará então, utilizando seus sensores de toque, navegar de forma autônoma até o ponto final desejado, a 3 metros a frente.

Ainda na parte inferior são localizados dois botões, *Help* e *Configure*, responsáveis, respectivamente, pela abertura de uma janela de ajuda ao usuário, contendo instruções sobre o funcionamento do sistema; e pela configuração de aspectos relativos à recepção da imagem, como luminosidade e qualidade, permitindo assim uma melhor interação usuário-ambiente remoto.





(a)

(b)

**Figura 7.** (a) Página HTML de teleoperação; (b) *Applet* Java desenvolvido para a teleoperação.

#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A aplicação de sistemas robóticos de teleoperação implica a utilização de um sistema em tempo real. Entretanto, o ambiente WWW e o protocolo TCP/IP não são adequados para aplicações em tempo real, devido à sua limitação de largura de banda (para transmissão de vídeo) e o *delay* (atraso) do envio dos pacotes TCP entre servidor e cliente. Parte desses problemas podem ser reduzidos através do uso de imagens JPG (compactadas) e a implementação de um certo grau de autonomia no robô (sensoriamento e navegação autônoma), inseridos no sistema desenvolvido.

A utilização do *Linux* como sistema operacional foi guiada pela capacidade deste de prover serviços gerais (como conexão Internet, HTTP) assim como permitir, através da linguagem C, controle sobre dispositivos como sensores e motores. A sua robustez e confiabilidade, quando comparados a outros sistemas operacionais, tornam-no adequado a aplicações em robótica.

A necessidade de aplicação em tempo real, internamente ao robô, para gerenciar simultaneamente captura de vídeo e navegação, foi implementada através da definição de prioridades para os processos: assim, o processo responsável pela navegação é disparado com maior prioridade que os demais processos, garantindo a segurança do sistema, embora reduzindo a transmissão das imagens capturadas. Uma outra abordagem possível para o problema seria a utilização da extensão de tempo real para o Linux (Barabanov, 1996), o que permitiria uma melhor aplicação do sistema ao controle do robô.

O algoritmo de navegação implementado foi simulado através do *software* MatLab, sendo realizados testes em diversas configurações de obstáculos, com a simulação de um sistema de sensores de toque. Verificou-se uma boa estabilidade do método, embora em alguns casos o sistema demore a convergir. A futura substituição dos sensores de toque para sensores do tipo *sonar* no robô é compatível com o algoritmo implementado, já tendo sido inclusive realizados testes do mesmo nessa nova configuração.

## 5. CONCLUSÕES

Embora composto por diversos subsistemas interconectados, o robô móvel desenvolvido mostrou-se adequado para a proposta de desenvolvimento de um sistema simples e barato de robótica móvel voltado para aplicações didáticas e de pesquisa na área de Teleoperação. A sua tecnologia pode ser aplicada para utilizações diversas, como inspeção de sistemas industriais, ou mesmo aplicações em televigilância. A utilização da *Internet* como meio de transmissão de dados entre a GUI (em Java/html) e o robô mostra-se adequada, e permite que o sistema seja amplamente disponível para usuários, sem limitações geográficas. Os tempos de resposta do sistema estão associados à largura de banda do acesso a *Internet* tendo melhor desempenho para conexões mais rápidas. A evolução do sistema está prevista e será utilizado um *Kernel Linux* em Tempo Real (Barabanov, 1996) para permitir um controle mais adequado dos acionamentos.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao apoio financeiro dado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF), que permitiu que o trabalho fosse realizado, e aos alunos do curso de Engenharia Mecatrônica Thiago Belardi e Gustavo Fleury, pelo auxílio prestado durante o desenvolvimento do projeto.

## 7. REFERÊNCIAS

- Álvares, A. J. & Romariz, L. J., 1999, “TeleRobótica: Metodologia Para o Desenvolvimento de Sistemas Robóticos Teleoperados Via Internet”, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, S.P., 22-26 de Novembro.
- Álvares, A. J. & Romariz, L. J., 1998, “Desenvolvimento de um Manipulador com Dois Graus de Liberdade Controlado Remotamente Via Internet”, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte e Nordeste, Fortaleza, 27-30 de Outubro, pp. 529-536.
- Barabanov, M., 1996, “Real-Time Linux” Disponível na Internet via WWW. URL: <http://www.rtlinux.org>
- Benporad, A. De Luca, A. Oriolo, G. 1996. “Local Incremental Planning for a Car-Like Robot Navigating among Obstacles”, Proceedings of the 1996 IEEE, Mineapolis.
- Connectix, 1996, “QuickCam Color – Guia do Usuário”.
- Everett, H. R., 1995, “Sensors for Mobile Robots, Theory and Application”, A. K. Peters, Massachusetts. USA.
- Gadre, D. 1998. “Programming the Parallel Port: Interfacing The PC for Data Acquisition and Process Control”, R&D Publishing.
- Jones, J. L, Seiger, B. A., Flynn, A. M. 1999. “Mobile Robots: Inspiration to Implementation.” A K Peters. Massachusetts. USA.
- Nehmzow, U. Bühlmeier, A. Dürer, H. 1996. “Remote Control of Mobile Robot via Internet”, Manchester.
- Nomadic Technologies, 1999, “XR4000 Mobile Robot”, Disponível na Internet via WWW, URL: <http://www.robots.com/products.htm>.
- Parmar, R. S., 1995, “Welding Processes and Technology”, Khanna Publishers, Delhi.
- Tourino, S. R. G. Álvares, A. J. 1999. “Algoritmo de Navegação para Robôs Autônomos Móveis”, VI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Brasília.
- Zhai, S. Milgram, P., 1991, “A Telerobotic Virtual Control System”, Proc. SPIE. Boston.

# DESENVOLVIMENTO DE UM ROBÔ MÓVEL AUTÔNOMO TELEOPERADO VIA INTERNET

**Sérgio Roberto Gonsalves Tourino**

**Alberto José Álvares**

Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de Automação e Controle, 70910-900, Brasília, DF., Brasil. E-mail: tourino@graco.unb.br.

## Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um Robô Móvel Autônomo controlado remotamente via *Internet* utilizando o sistema operacional *Linux* como plataforma de controle e comunicação. A locomoção é realizada através de motores de passo, controlados por um *driver* de potência e programas em linguagem C. Sua estrutura foi fabricada em alumínio, consistindo em um chassi com três níveis: o primeiro contendo motores e alimentação elétrica (baterias ou alimentação externa). O segundo abrigando uma placa-mãe *Pentium* (responsável pelo controle do sistema) e uma placa de Rede *Ethernet*. O terceiro nível é constituído por um *link* de comunicação via rádio/*Internet* (Adaptador *Ethernet*) e uma câmera CCD (*Charge Coupled Device*). O controle via *Internet* é realizado através de uma interface Java/CGI (*Common Gateway Interface*) que envia os comandos do usuário para o sistema de navegação do robô (via rádio) tendo uma realimentação através de um sistema de captura de vídeo baseado em uma *WebCam*.

**Palavras-chave:** Robótica Móvel, Mecatrônica, Teleoperação, Internet, Telerobótica.

## 1. INTRODUÇÃO

A existência de ambientes insalubres ou impróprios à ação humana, como centrais nucleares, levou ao desenvolvimento de sistemas remotos de operação. Entre esses sistemas encontra-se grande aplicação na soldagem remota, onde tochas TIG (*Tungsten Inert Gas*) são utilizadas para a soldagem de tubulações em ambientes radioativos (Parmar, 1996). Com uma outra abordagem tecnológica, a utilização de robôs móveis para visualização e monitoramento de ambientes perigosos também alcança grande desenvolvimento. Recentemente, pesquisadores (Nehmzow, 1996) estudam o controle de robôs móveis através da utilização da *Internet* como veículo de transmissão de dados, com fins de pesquisa acadêmica.

Este artigo apresenta os resultados do desenvolvimento de um sistema robótico móvel e sua interface de teleoperação.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA

São descritos neste tópico o sistema de navegação desenvolvido para o robô, assim como a arquitetura de teleoperação utilizada no projeto baseada na metodologia de desenvolvimento

de sistemas robóticos teleoperados via Internet proposta por (Álvares, 1999).

## 2.1 Algoritmo de Navegação

A função do sistema de navegação de um robô móvel é a geração de trajetórias, permitindo que o mesmo seja capaz de realizar os objetivos definidos pelo usuário. Para isso o robô obtém dados externos do sistema de sensores e, por comparação com um mapa interno, o melhor trajeto é obtido, sendo então usado pelo robô para alcançar seus objetivos.

Diversas metodologias são usadas para a geração de trajetórias (Jones, 1999), destacando-se as redes neurais artificiais, a lógica *fuzzy* ou nebulosa, e o método dos campos potenciais (Benporad, 1996).

A analogia de campos potenciais define forças fictícias de campo atuando sobre o robô (Tourino, 1999). O movimento do robô é então direcionado como resposta a essas forças. Pretende-se, com esta metodologia, obter trajetórias capazes de desviar o robô de obstáculos conhecidos pelo sistema e alcançar um objetivo pré-definido pelo controlador ou pelo usuário. Foram definidas duas forças fictícias gerais que atuam sobre o robô:

- uma força atrativa, gerada pelo objetivo, denominada  $F_d$ ;
- forças repulsivas, geradas pelos obstáculos, denominada de  $F_o$ ;

Definidas as forças, a trajetória do robô é obtida seguindo-se a direção da força fictícia resultante em um deslocamento de comprimento  $d$ . Neste novo ponto é então calculada a nova resultante das forças e o robô sofre novo deslocamento, reiniciando o processo até que o objetivo seja alcançado.

### Forças Atrativas

A força atrativa é modelada como um escoamento elementar do tipo sorvedouro, gerando uma força no sentido do robô para o destino.

### Forças Repulsivas

As forças repulsivas (figura 1) são modeladas com base em dois escoamentos elementares: fontes, responsáveis pela repulsão, e vórtices, responsáveis pelo movimento do robô ao redor do obstáculo.

### Força Resultante sobre o Robô

Para um ambiente com diversos obstáculos tem-se o efeito combinado das forças fictícias. Os componentes  $F_x$  e  $F_y$  da força são então calculados através das expressões:

$$\begin{aligned} F_x &= S.r_d \cdot \cos \theta_d + \sum_{i=1}^n \left( \frac{f \cdot \cos \theta_i}{r_i^2} - \frac{v \cdot \sin \theta_i}{r_i^2} \right) \\ F_y &= S.r_d \cdot \sin \theta_d + \sum_{i=1}^n \left( \frac{f \cdot \sin \theta_i}{r_i^2} + \frac{v \cdot \cos \theta_i}{r_i^2} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

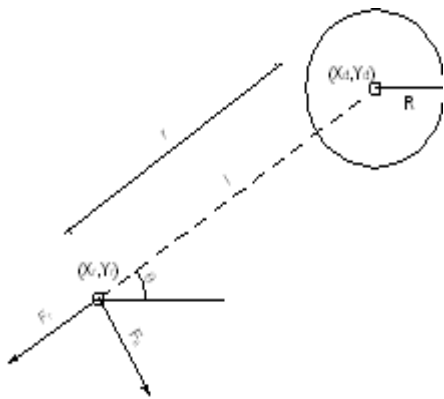
onde tem-se as seguintes variáveis:

S      Intensidade atrativa

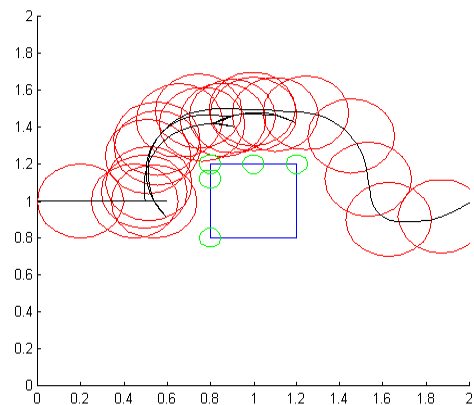
- f      Intensidade repulsiva
- v      Intensidade de vórtice
- $r_d, r_i$       Distância ao destino / obstáculo
- $\theta_d, \theta_i$       Ângulo em relação ao destino / obstáculo

A nova posição do robô é então obtida a partir da posição antiga, da direção de movimento e da distância deslocada.

A figura 2 mostra um resultado simulado obtido através do algoritmo, para um caso de obstáculo reconhecido por um sistema de sensores de toque. O retângulo representa o obstáculo real no ambiente, os pequenos círculos na superfície do mesmo representam os obstáculos virtuais, e os grandes círculos representam as posições ocupadas pelo robô durante o seu deslocamento.



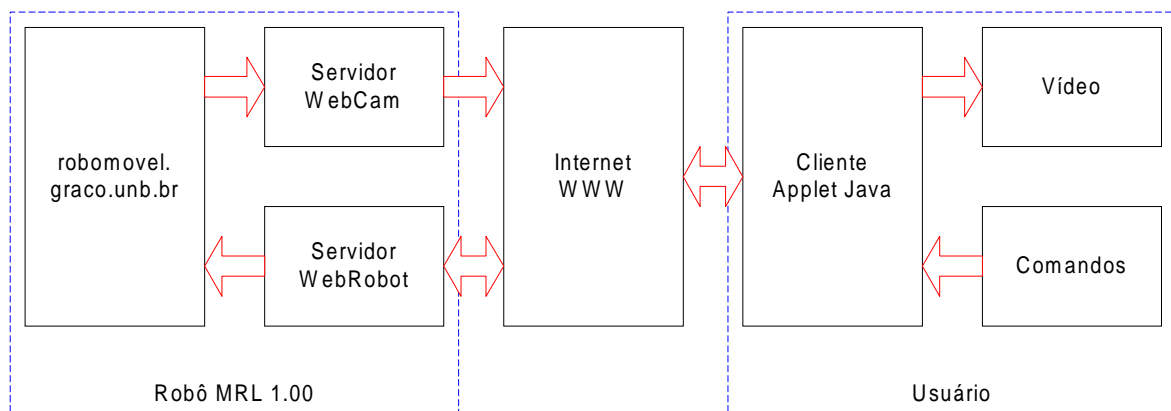
**Figura 1.** Modelo da força repulsiva.



**Figura 2.** Trajetória obtida pelo algoritmo de navegação.

## 2.2 Arquitetura de Teleoperação

A arquitetura do sistema baseia-se no modelo cliente-servidor, que divide as atribuições do sistema em um servidor, representado pela página HTML (*Hiper Text Markup Language*) e programas CGI localizados no robô móvel; e o cliente, representado pelo *applet* Java, funcionando no *browser* do usuário. Entre o cliente e o servidor encontra-se a rede *Internet*, que permite a comunicação entre os módulos (figura 3).



**Figura 3.** Arquitetura do sistema de teleoperação.

O servidor MRL é composto de dois módulos principais (Álvares, 1999):

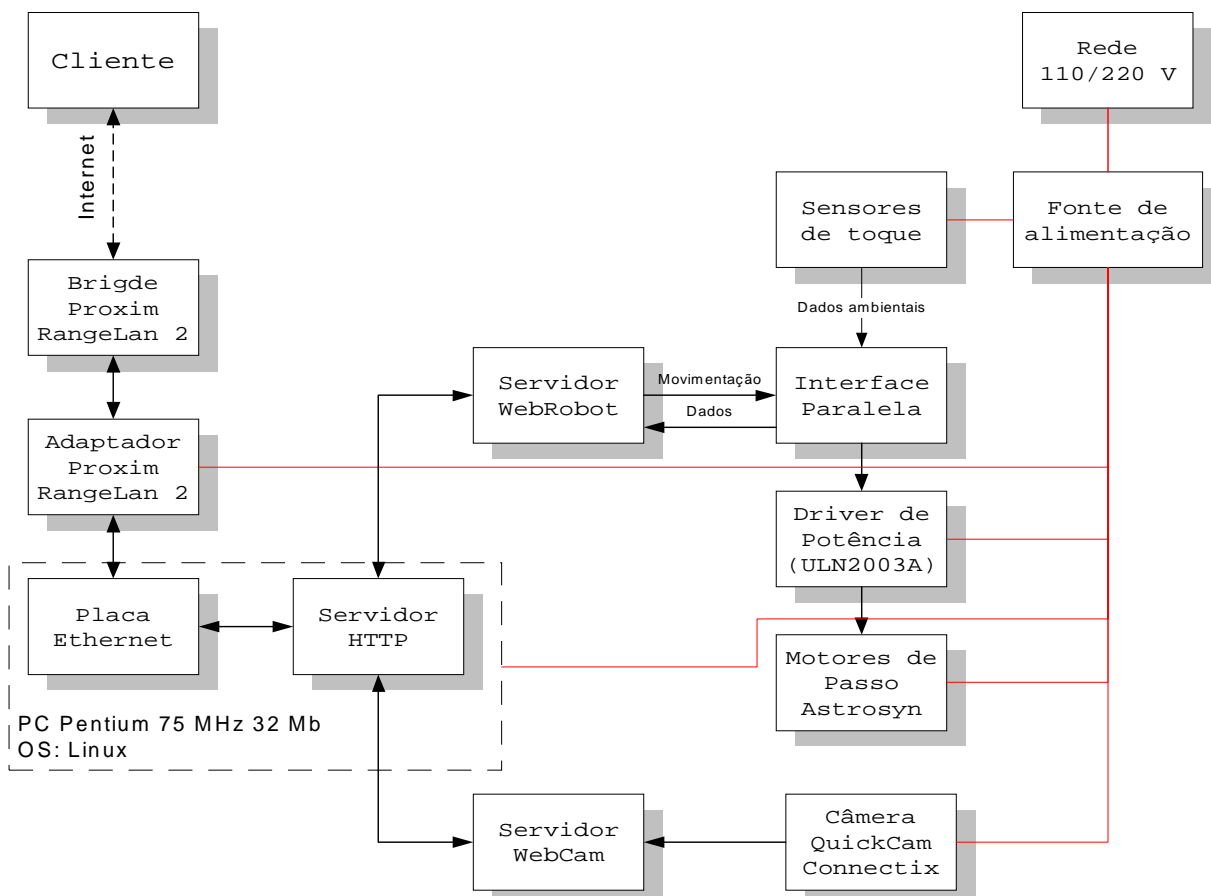
- WebCam: visualização do ambiente remoto através de vídeo;
- WebRobot: controle do sistema teleoperado.

O *applet* Java, carregado no *browser* do usuário no instante que o mesmo acessa a página HTML do sistema (<http://robomovel.graco.unb.br>), é responsável pelo envio de comandos de movimentação do robô, através de requisições a programas CGI-BIN, desenvolvidos em linguagem C, localizados no servidor. O servidor, além de processar os comandos CGI, é responsável pela captura de vídeo *WebCam* (Connectix, 1986) e o envio das imagens para o *browser*. Tem-se, assim, uma interação entre o usuário e o ambiente em que o robô se encontra.

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

#### 3.1 Implementação Física

A estrutura desenvolvida visa a modularização (figura 4), sendo organizada em três níveis: na parte inferior (primeiro nível) encontram-se os sistemas de movimentação, sensorial e energia; no segundo nível tem-se o controlador (placa mãe de um *Pentium* de 75 Mhz); e no terceiro nível o sistema de comunicação e vídeo (figura 5a).

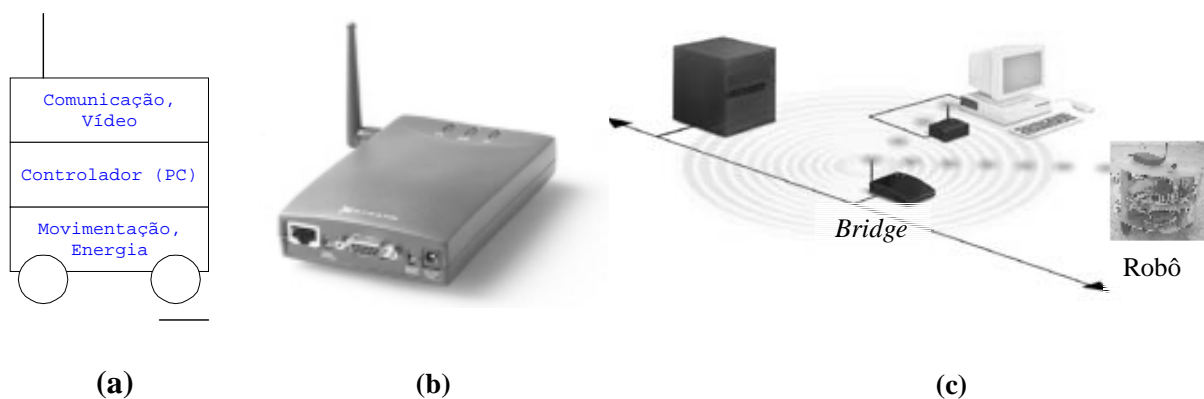


**Figura 4.** Módulos integrantes do sistema.

O sistema de locomoção é composto por um conjunto de motores de passo, que controlam os movimentos do robô através do deslocamento diferencial de duas rodas. Uma terceira roda de borracha é utilizada como apoio do conjunto. Os motores são alimentados

através de um *driver* de potência, baseado no *chip* ULN 2003A (Gadre, 1998) e no transistor TIP 120. Este *driver* é controlado através da interface paralela do módulo controlador.

O sistema de alimentação é representado por uma fonte de tensão de computador ligada à rede elétrica, colocada na parte posterior do nível inferior. Uma implementação futura incluirá a utilização de baterias recarregáveis para permitir uma maior autonomia do sistema. Ainda no primeiro nível estão presentes duas “antenas” ou *whiskers* que funcionam como sensores de toque para o reconhecimento de obstáculos pelo robô. São utilizados sensores binários, tipo liga-desliga, conectados às entradas da interface paralela do controlador. No futuro serão utilizados sensores para medição de distâncias ultrasônico e infravermelho com saída TTL (*Transistor-Transistor Logic*) conectados diretamente à interface paralela.



**Figura 5.** (a)Arquitetura física do robô desenvolvido ; (b) Adaptador Ethernet utilizado no robô móvel (RangeLan 2 7921, Proxim). (c) Arquitetura de comunicação utilizada no robô móvel.

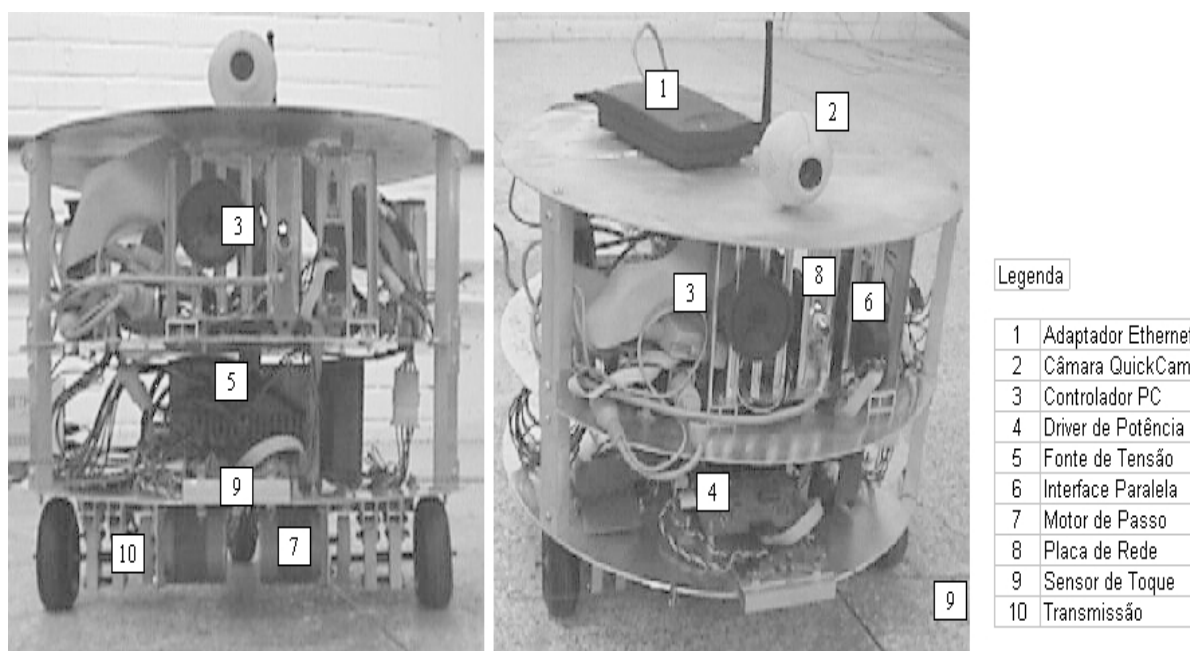
O controlador é representado por um computador pessoal tipo PC (*Personal Computer*) *Pentium*, funcionando sob o sistema operacional *Linux* e programado através da linguagem C.

O sistema de comunicação utilizado (terceiro nível) baseia-se em um rádio adaptador *Ethernet* da Proxim (figura 5b), que conecta-se a um *bridge* (RangeLan2 7510, Proxim) presente no laboratório, interligando o sistema à rede *Internet*. A utilização de um sistema de rádio para a comunicação com o robô deu-se devido aos seguintes fatores: mobilidade, ou seja, um sistema robótico móvel não deve possuir cabos ligando-o a uma base fixa; e sistemas a rádio são adequados para pequenas distâncias (300 m), entre o adaptador e o *bridge*, ou para maiores distâncias utilizando antenas mais potentes e vários repetidores/*bridge* em um ambiente de células, similar à telefonia celular.

A figura 5c apresenta a infraestrutura de comunicação utilizada no laboratório do GRACO, incluindo o servidor, o robô móvel desenvolvido e o robô Nomad XR4000 (Nomadic, 1999), também integrante do ambiente do laboratório de robótica móvel. Observa-se que o *bridge* é a parte responsável pela interconexão entre os diversos adaptadores móveis à rede local do laboratório e a *Internet*.

A captura de imagens é realizada através de uma câmera tipo *WebCam* (Álvares, 1998), que envia suas imagens através de um *driver* para páginas HTML (Hiper Text Markup Language) ou aplicativos Java. A compressão das imagens no formato JPEG é realizada via software da câmera, que envia as imagens diretamente para o *browser*, onde é feita automaticamente a animação das imagens recebidas.

A figura 6 apresenta fotos do robô desenvolvido, onde podem ser observados os módulos descritos anteriormente.



**Figura 6.** Robô móvel desenvolvido no GRACO (MRL 1.00).

### 3.2 GUI (Graphical User Interface) Para Teleoperação

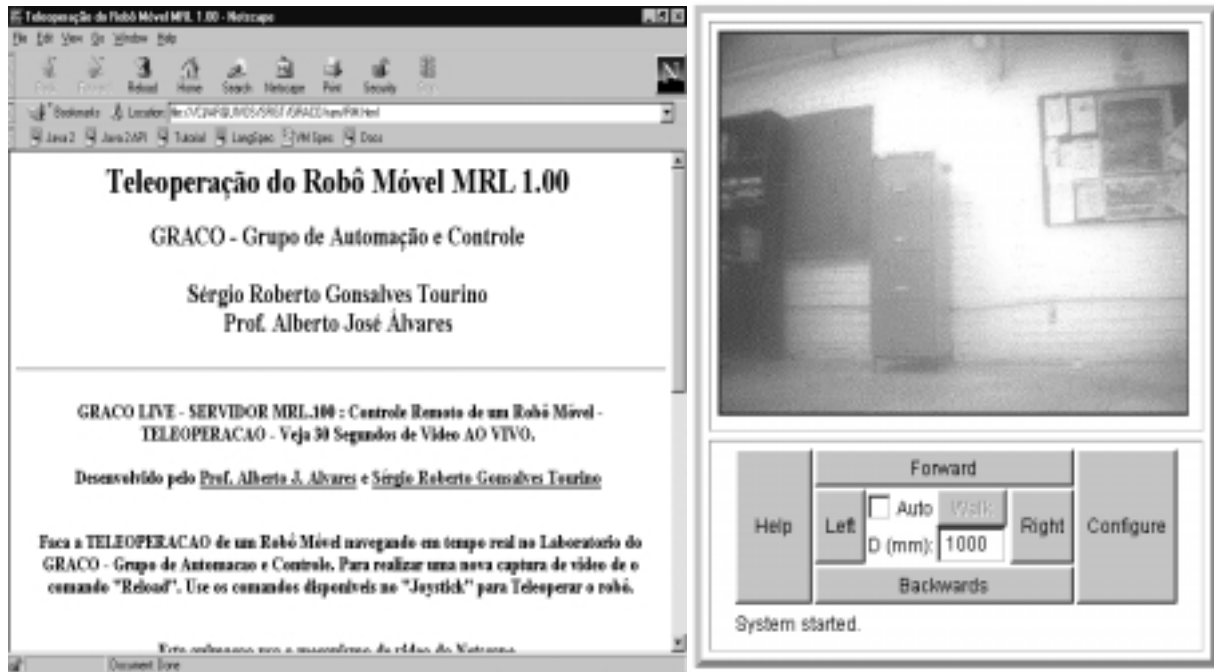
A interface de teleoperação (GUI) desenvolvida é baseada na linguagem de programação Java, permitindo uma boa interação usuário-robô. São utilizados quatro botões que controlam a translação e a rotação do robô, no plano XY, e um quinto botão responsável pela implementação do algoritmo de navegação autônoma. A figura 7a apresenta a página de entrada do sistema na Internet.

Na figura 7b pode ser vista a interface desenvolvida. Na parte superior do console encontra-se a imagem recebida pela câmera localizada no robô, o que possibilita a visualização do ambiente remoto.

A parte inferior do console é responsável pelo controle posicional do robô. Destaca-se nesta parte o botão *Walk*, responsável pela navegação autônoma do sistema. Assim, se o usuário deseja que o robô caminhe 3 metros adiante, evitando possíveis obstáculos, deve ajustar a distância D para 3000 mm, ativar o sistema autônomo através do *checkbox* Auto, e enviar o comando através do botão *Walk*. O robô tentará então, utilizando seus sensores de toque, navegar de forma autônoma até o ponto final desejado, a 3 metros a frente.

Ainda na parte inferior são localizados dois botões, *Help* e *Configure*, responsáveis, respectivamente, pela abertura de uma janela de ajuda ao usuário, contendo instruções sobre o funcionamento do sistema; e pela configuração de aspectos relativos à recepção da imagem, como luminosidade e qualidade, permitindo assim uma melhor interação usuário-ambiente remoto.





(a)

(b)

**Figura 7.** (a) Página HTML de teleoperação; (b) *Applet* Java desenvolvido para a teleoperação.

#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A aplicação de sistemas robóticos de teleoperação implica a utilização de um sistema em tempo real. Entretanto, o ambiente WWW e o protocolo TCP/IP não são adequados para aplicações em tempo real, devido à sua limitação de largura de banda (para transmissão de vídeo) e o *delay* (atraso) do envio dos pacotes TCP entre servidor e cliente. Parte desses problemas podem ser reduzidos através do uso de imagens JPG (compactadas) e a implementação de um certo grau de autonomia no robô (sensoriamento e navegação autônoma), inseridos no sistema desenvolvido.

A utilização do *Linux* como sistema operacional foi guiada pela capacidade deste de prover serviços gerais (como conexão Internet, HTTP) assim como permitir, através da linguagem C, controle sobre dispositivos como sensores e motores. A sua robustez e confiabilidade, quando comparados a outros sistemas operacionais, tornam-no adequado a aplicações em robótica.

A necessidade de aplicação em tempo real, internamente ao robô, para gerenciar simultaneamente captura de vídeo e navegação, foi implementada através da definição de prioridades para os processos: assim, o processo responsável pela navegação é disparado com maior prioridade que os demais processos, garantindo a segurança do sistema, embora reduzindo a transmissão das imagens capturadas. Uma outra abordagem possível para o problema seria a utilização da extensão de tempo real para o Linux (Barabanov, 1996), o que permitiria uma melhor aplicação do sistema ao controle do robô.

O algoritmo de navegação implementado foi simulado através do *software* MatLab, sendo realizados testes em diversas configurações de obstáculos, com a simulação de um sistema de sensores de toque. Verificou-se uma boa estabilidade do método, embora em alguns casos o sistema demore a convergir. A futura substituição dos sensores de toque para sensores do tipo *sonar* no robô é compatível com o algoritmo implementado, já tendo sido inclusive realizados testes do mesmo nessa nova configuração.

## 5. CONCLUSÕES

Embora composto por diversos subsistemas interconectados, o robô móvel desenvolvido mostrou-se adequado para a proposta de desenvolvimento de um sistema simples e barato de robótica móvel voltado para aplicações didáticas e de pesquisa na área de Teleoperação. A sua tecnologia pode ser aplicada para utilizações diversas, como inspeção de sistemas industriais, ou mesmo aplicações em televigilância. A utilização da *Internet* como meio de transmissão de dados entre a GUI (em Java/html) e o robô mostra-se adequada, e permite que o sistema seja amplamente disponível para usuários, sem limitações geográficas. Os tempos de resposta do sistema estão associados à largura de banda do acesso a *Internet* tendo melhor desempenho para conexões mais rápidas. A evolução do sistema está prevista e será utilizado um *Kernel Linux* em Tempo Real (Barabanov, 1996) para permitir um controle mais adequado dos acionamentos.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao apoio financeiro dado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF), que permitiu que o trabalho fosse realizado, e aos alunos do curso de Engenharia Mecatrônica Thiago Belardi e Gustavo Fleury, pelo auxílio prestado durante o desenvolvimento do projeto.

## 7. REFERÊNCIAS

- Álvares, A. J. & Romariz, L. J., 1999, “TeleRobótica: Metodologia Para o Desenvolvimento de Sistemas Robóticos Teleoperados Via Internet”, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, S.P., 22-26 de Novembro.
- Álvares, A. J. & Romariz, L. J., 1998, “Desenvolvimento de um Manipulador com Dois Graus de Liberdade Controlado Remotamente Via Internet”, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte e Nordeste, Fortaleza, 27-30 de Outubro, pp. 529-536.
- Barabanov, M., 1996, “Real-Time Linux” Disponível na Internet via WWW. URL: <http://www.rtlinux.org>
- Benporad, A. De Luca, A. Oriolo, G. 1996. “Local Incremental Planning for a Car-Like Robot Navigating among Obstacles”, Proceedings of the 1996 IEEE, Mineapolis.
- Connectix, 1996, “QuickCam Color – Guia do Usuário”.
- Everett, H. R., 1995, “Sensors for Mobile Robots, Theory and Application”, A. K. Peters, Massachusetts. USA.
- Gadre, D. 1998. “Programming the Parallel Port: Interfacing The PC for Data Acquisition and Process Control”, R&D Publishing.
- Jones, J. L, Seiger, B. A., Flynn, A. M. 1999. “Mobile Robots: Inspiration to Implementation.” A K Peters. Massachusetts. USA.
- Nehmzow, U. Bühlmeier, A. Dürer, H. 1996. “Remote Control of Mobile Robot via Internet”, Manchester.
- Nomadic Technologies, 1999, “XR4000 Mobile Robot”, Disponível na Internet via WWW, URL: <http://www.robots.com/products.htm>.
- Parmar, R. S., 1995, “Welding Processes and Technology”, Khanna Publishers, Delhi.
- Tourino, S. R. G. Álvares, A. J. 1999. “Algoritmo de Navegação para Robôs Autônomos Móveis”, VI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Brasília.
- Zhai, S. Milgram, P., 1991, “A Telerobotic Virtual Control System”, Proc. SPIE. Boston.

# ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM CONTROLADOR A ESTRUTURA VARIÁVEL E COMPENSAÇÃO DE ATRITO APLICADOS EM UM ROBÔ INDUSTRIAL

**Alejandro Rafael Garcia Ramirez**

**Francisco Javier Triveño Vargas**

**Edson Roberto de Pieri**

Universidade Federal de Santa Catarina, Laboratório de Controle e Microinformática, Depto. de Engenharia Elétrica, P.O. Box 476, 88045-900 Florianópolis, SC, BRASIL.  
E-mails: ramirez@lcmi.ufsc.br, vargas@lcmi.ufsc.br, edson@lcmi.ufsc.br

## Resumo

Neste trabalho é realizado um estudo experimental sobre o controle a estrutura variável por modos deslizantes e compensação de atrito aplicado em um robô industrial tipo SCARA. Resultados experimentais que gerencia e controla os módulos de operação Os resultados experimentais alcançados são a principal contribuição deste trabalho.

**Palavras chave:** Robot control, sliding mode dynamics, sliding control, variable structure controllers, joint friction.

## 1 Introdução

Existe uma exigência natural visando aprimorar a tecnologia de construção e controle de robôs manipuladores, de forma que eles possam desempenhar tarefas mais complexas. Assim, o estudo das leis de controle de robôs manipuladores constitui uma área ainda aberta à pesquisa. Uma técnica que tem se mostrado eficiente é o Controle a Estrutura Variável (Utkin, 1977). Esta técnica garante robustez ante perturbações e incertezas nos parâmetros do modelo do robô. Os primeiros trabalhos surgiram na antiga União Soviética e as primeiras aplicações no ocidente aconteceram na década de 70. Diversos pesquisadores realizaram o estudo e aplicação desta técnica em diversas áreas, incluindo a robótica, ver por exemplo, (Bailey and Arapostathis, 1987; De Carlo et al., 1988; Guenther and Hsu, 1993; Amaral et al., 1998).

Um problema a ressaltar nos sistemas de controle de robôs manipuladores, é que eles seriam mais simples se os atuadores fossem lineares. Na realidade, os atritos presentes nos redutores de velocidade fazem com que o torque aplicado no rotor não seja transmitido à estrutura de forma linear. O conhecimento do modelo do atrito é então essencial para o desenvolvimento das leis de controle (Gomes, 1995; Kircanski and Goldenberg, 1997).

Neste trabalho é realizado um estudo experimental sobre o controle de posição a estrutura variável de robôs manipuladores baseado na metodologia desenvolvida em (Bailey and Arapostathis, 1987). Experimentos são realizados em um robô manipulador industrial tipo SCARA, produzido pelo ETH-Suíça. Através dos resultados demonstra-se a importância da compensação do atrito, a qual constitui um aporte à lei de controle apresentada.

## 2 Controle a Estrutura Variável

O controle por modos deslizantes utiliza uma lei de controle chaveada a alta velocidade cujo objetivo é dirigir a trajetória de estados do sistema a uma superfície especificada durante a fase do projeto, chamada de superfície de deslizamento. Uma vez que a trajetória dos estados do sistema alcança esta superfície, mantém-se nela para todos os tempos subsequentes, deslizando sobre ela até o equilíbrio (Utkin, 1977).

O controle aplicado faz com que os vetores tangentes à trajetória do sistema apontem à superfície de deslizamento, conduzindo e confinando os estados sobre a superfície. Se diz que os estados deslizam nesta superfície (Utkin, 1977).

Um sistema não-linear de ordem  $n$  expresso na sua forma regular, pode ser controlado por uma lei de controle a estrutura variável de ordem  $m$ . Isto é representado através da seguinte equação (Utkin, 1977):

$$\dot{x} = f(x, t, u), \quad x \in \mathcal{R}^n, \quad u \in \mathcal{R}^m \quad (1)$$

e a lei de controle chaveada é dada por:

$$u_i(x, t) = \begin{cases} u_i^+, & s_i(x, t) < 0 \\ u_i^-, & s_i(x, t) > 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$i = 1 \dots m$$

onde  $s_i(x, t)$  é uma função escalar do vetor de estado, sendo que o conjunto de funções  $s_i(x, t) = 0$  definem uma hipersuperfície no espaço de estados para onde a trajetória do sistema deve ser conduzida (Utkin, 1977).

### 2.1 Camada Limite e Chaveamento

Devido ao chaveamento extremamente rápido da lei de controle, é comum a ocorrência de um fenômeno denominado *chattering*. No caso ideal, uma vez que a trajetória de estados atinja a superfície  $S(x, t) = 0$  em um instante  $t_i$  ela permanece deslizando nesta superfície para todos os tempos subsequentes (Utkin, 1977).

Entretanto, nos casos reais, a limitação física da velocidade de resposta dos atuadores, tais como atraso, zona morta etc., implicam que a condição ideal para o modo deslizante não é alcançada. Ocorre então uma oscilação da trajetória de estados em torno da superfície de deslizamento. com *chattering* (De Carlo et al., 1988).

Para reduzir o efeito do *chattering* tem-se adotado o conceito de *camada limite*. Tal conceito considera não somente o deslizamento ocorrendo na superfície, mas ao longo de uma vizinhança em torno da superfície de deslizamento (Utkin, 1977).

O que deseja-se obter através da aplicação da camada limite é um chaveamento *mais suave*, em relação ao chaveamento extremamente rápido da lei de controle. Assim, a equação (2) é alterada para adotar a seguinte forma (De Carlo et al., 1988):

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\epsilon}\right) = \begin{cases} \text{sign}(s), & \text{se } |s| \geq \epsilon \\ \frac{s}{\epsilon}, & \text{se } |s| < \epsilon \end{cases} \quad (3)$$

## 3 Modelo do Robô

As equações que descrevem o comportamento dinâmico de um robô manipulador aparecem descritas em diversos trabalhos, ver por exemplo, (Asada and Slotine, 1986; Yoshikawa,

1990).

$$M(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) = u \quad (4)$$

onde  $\theta$  é o vetor das posições angulares de dimensão  $n \times 1$ ;  $\dot{\theta}$  é o vetor das velocidades angulares de dimensão  $n \times 1$ ;  $M(\theta)$ ,  $C(\theta, \dot{\theta})$  e  $G(\theta)$  são as matrizes de inércia, força centrípeta e de coriolis, e a força gravitacional, respectivamente. Sendo  $u$  o vetor de forças generalizadas aplicadas em cada uma das juntas.

O robô usado nos experimentos (ver figura 1) tem 4 graus de liberdade, do tipo SCARA. Foi construído pelo ETH de Suíça para fins de pesquisa em controle de força-posição.



Figure 1: Robô SCARA

Neste trabalho estamos interessados apenas nas duas primeiras juntas do robô, as quais têm uma dinâmica similar a de um robô planar.

A tabela 1 mostra os valores nominais dos parâmetros do robô:

Table 1: Parâmetros do robô

Parâmetros	<i>Elo 0</i>	<i>Elo 1</i>
Inércia ( $kgm^2$ )	0.23	0.16
Massa ( $kg$ )	15	12
Longitude ( $m$ )	0.25	0.25
Centro de massa ( $m$ )	0.10	0.18

## 4 Projeto do Controlador

A seguir são definidas as etapas para a implementação do controlador a estrutura variável. Os passos do projeto estão baseados na metodologia apresentada em (Bailey and Arapostathis, 1987).

## 4.1 Projeto da superfície de deslizamento

A superfície de deslizamento é uma função linear dos estados do sistema:

$$s_i(x, t) = s_i(\theta, \dot{\theta}, t) = c_i[\theta_i - \theta_{d_i}] + [\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{d_i}] \quad (5)$$

tal que  $c_i > 0$  são constantes; e  $\theta_i$ ,  $\dot{\theta}_i$ ,  $\theta_{d_i}$ ,  $\dot{\theta}_{d_i}$  são as posições obtidas e desejadas em cada uma das juntas. Os erros de posição e velocidade são definidos como:

$$\begin{aligned} \tilde{\theta}_i &= \theta_i(t) - \theta_{d_i}(t) \\ \tilde{\dot{\theta}}_i &= \dot{\theta}_i(t) - \dot{\theta}_{d_i}(t) \end{aligned} \quad (6)$$

## 4.2 Projeto da lei de controle

Os ganhos do controlador são dados pela seguinte expressão:

$$K_i = \sum_{j=1}^2 [\bar{M}_{ij} | \ddot{\theta}_{d_j} - c_j \tilde{\dot{\theta}} | + \bar{C}_{ij} | \dot{\theta}_j - s_j |] + \xi_i \quad (7)$$

onde  $\xi_i$  é um vetor de projeto,  $\bar{M}_{ij}$  e  $\bar{C}_{ij}$  são as componentes das matrizes de inércia e coriolis, obtidas a partir do modelo dinâmico do robô (Bailey and Arapostathis, 1987):

$$\bar{M}_{ij} = \max M_{ij}(\theta) \quad | \quad \bar{C}_{ij} = \max \bar{C}_{ij}(\theta, \dot{\theta}) \quad (8)$$

### 4.2.1 Lei de controle

A lei de controle é:

$$u_i = -K_i \text{sign}(s_i) \quad (9)$$

onde  $u_i$  são os torques de controle aplicados em cada uma das juntas do robô.

### 4.2.2 Lei de controle com camada limite

Para a redução do *chattering* a lei de controle é modificada pela seguinte função saturação:

$$u_i = -K_i \text{sat}\left(\frac{s_i}{\epsilon}\right) \quad (10)$$

tal que  $K_i$  são os ganhos definidos na equação (7); e  $s_i$  é definida como em (5).

A equação (10) é modificada para incluir um termo para a compensação do atrito nas juntas do robô:

$$u_i = -K_i \text{sat}\left(\frac{s_i}{\epsilon}\right) + F_i(x) \quad (11)$$

tal que  $F_i(x)$  representa o torque devido ao atrito.

## 5 Modelagem do atrito

A função  $F_i(x)$  da equação (11) usualmente tem duas componentes, sendo que uma representa o atrito estático, e a outra, o atrito viscoso.

$$F(x) = B \dot{\theta} + C \text{sign}(\dot{\theta}) \quad (12)$$

onde  $B$  e  $C$  são os coeficientes de atrito viscoso e estático respectivamente.

Em particular, neste trabalho a expressão (13) permite determinar os torques para a compensação do atrito. Cabe ressaltar que a função  $F$  e os coeficientes  $a$ ,  $b$ ,  $c$  são diferentes para cada tipo de robô e, em geral, são conhecidos no módulo de controle do robô.

$$F = offset + sign(\dot{\theta}) (a + b abs(\dot{\theta}))(1 - e^{-c abs(\dot{\theta})}) \quad (13)$$

A tabela 2 mostra os valores dos coeficientes utilizados na compensação de atrito. Os coeficientes  $a$  e  $b$  acompanham a parcela viscosa do atrito, e o  $c$ , a estática. Também são mostrados os valores de  $c_i$  (ganhos da superfície) e de  $\epsilon_i$  para a redução do chattering.

Table 2: Coeficientes da lei de controle

Coeficientes	<i>Junta0</i>	<i>Junta1</i>
Offset	0.3	-0.5
a	12	5.9
b	6	2.3
c	10	10
$c_i$	10	10
$\epsilon_i$	0.3	0.5

Cabe ressaltar que na literatura são descritas outras formas de modelagem de atrito, ver por exemplo (Gomes, 1995). Isto será objeto de estudo em trabalhos futuros.

## 6 Resultados experimentais

A figura 2 mostra de forma simplificada a instalação experimental utilizada.

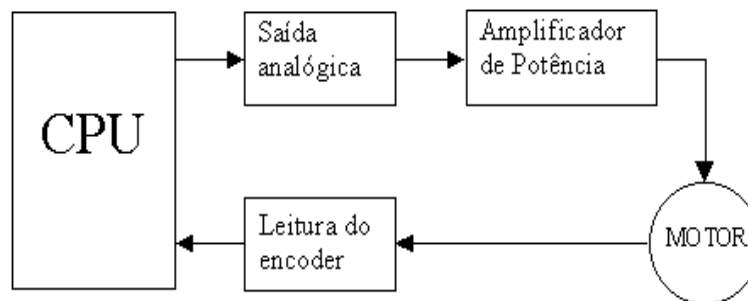


Figure 2: Estrutura de controle

O controle é implementado na forma de algoritmo no bloco CPU (Unidade Central de Processamento, neste caso o PC), sendo que a linguagem de programação do robô é XOberon<sup>1</sup> (Reiser, 1991). Existem diversos módulos que acompanham o robô e que permitem a geração de trajetórias, leituras das posições e velocidades nas juntas,

<sup>1</sup>XOberon é uma extensão da linguagem Oberon. Permite uma programação em estilo orientado a objeto com característica de tempo real.

compensação do atrito, transformações de coordenadas, leituras a partir de um sensor de força, entre outras funções. Estes módulos são abertos e podem ser reprogramados (Weihmann, 1999).

Basicamente, o algoritmo de controle gera um torque para cada junta com o objetivo de compensar os erros de posição e velocidade na trajetória desejada. Estes torques são então convertidos em tensão e aplicados nos motores do robô. A leitura das posições das juntas é realizada através de codificadores angulares (*encoders*), os quais entregam o valor lido ao algoritmo de controle, onde é determinado o torque que vai ser aplicado para reduzir o erro de seguimento, repetindo-se o processo.

O período de amostragem é de  $1ms$ , que é suficientemente pequeno em relação às velocidades de operação projetadas, e em relação aos ganhos do controlador e da superfície. Estes ganhos foram ajustados experimentalmente. O valor da camada limite foi obtido considerando as limitações físicas dos atuadores, como mostra a tabela 3.

Table 3: Constantes de tempo dos motores

Constantes	<i>Junta0</i>	<i>Juntas1, 2, 3</i>
Elétrica ( $ms$ )	1.1	2.1
Mecânica ( $ms$ )	1.4	1.7

Na figura 3 mostra-se a aplicação da lei de controle (10) (Bailey and Arapostathis, 1987) para uma trajetória *spline* de quinta ordem projetada para a junta 0 do robô, enquanto a junta 1 permanece parada. Observa-se a presença de erros de seguimento, pois o robô não acompanha a trajetória desejada.

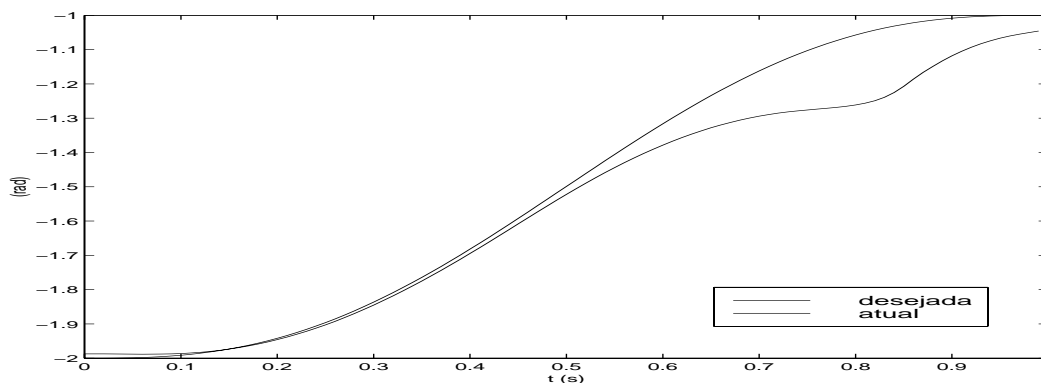


Figure 3: Trajetória de posição e posição desejada

Na figura 4 mostra-se a aplicação da lei de controle (10) (Bailey and Arapostathis, 1987) para uma trajetória *spline* de quinta ordem projetada agora para a junta 1 do robô, enquanto a junta 0 permanece parada. Observa-se a presença de erros de seguimento consideráveis.

Nas figuras 5 e 6 mostra-se o resultado da aplicação da lei de controle (11), nas mesmas trajetórias projetadas para cada junta de maneira independente. Neste caso foi



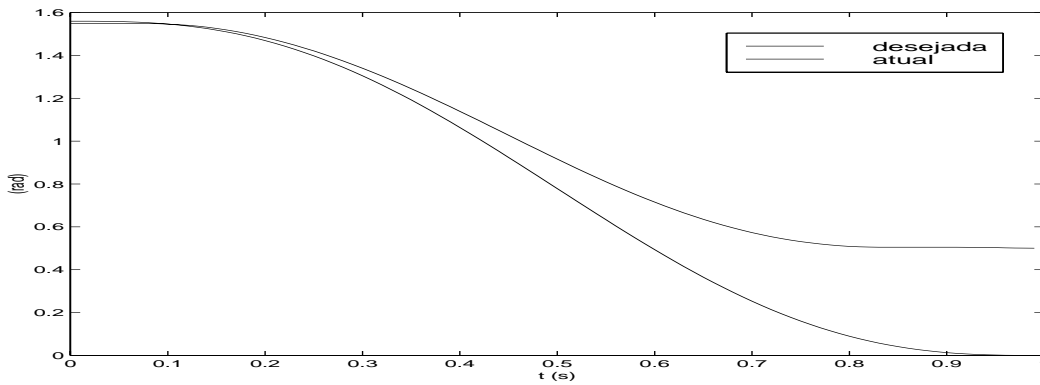


Figure 4: Trajetória de posição e posição desejada

modificada a lei de controle proposta em (Bailey and Arapostathis, 1987) para incluir o termo da compensação de atrito considerando a equação (13). Observa-se a diminuição significativa dos erros de seguimento em ambas as juntas, pois o robô acompanha as trajetórias desejadas.

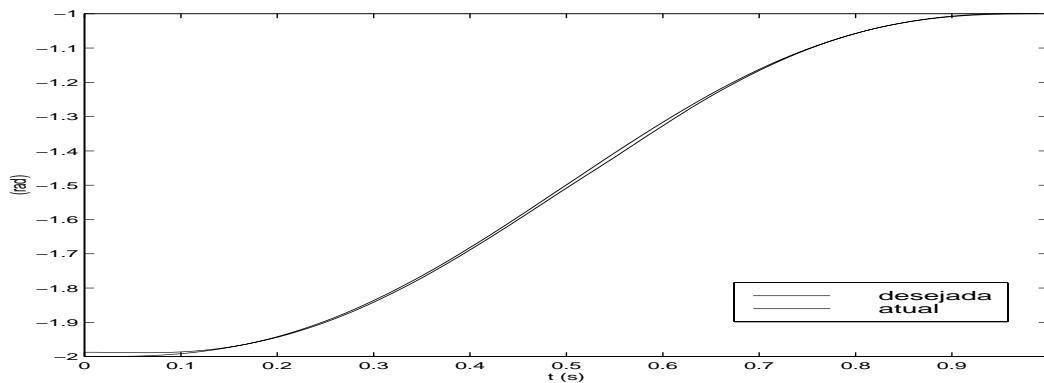


Figure 5: Trajetória de posição e posição desejada

Nas figuras 7 e 8 mostra-se a aplicação da lei de controle (10) considerando as mesmas trajetórias dos testes anteriores, só que agora projetadas simultaneamente nas juntas do robô. Observa-se, novamente, a presença de erros de seguimento quando não é compensado o atrito presente nas juntas.

Nas figuras 9 e 10 mostra-se a aplicação da lei de controle (11) considerando as mesmas trajetórias das figuras 7 e 8, projetadas simultaneamente nas juntas 0 e 1 do robô.

Observa-se a redução sinificativa dos erros de seguimento quando é compensado o atrito presente nas juntas

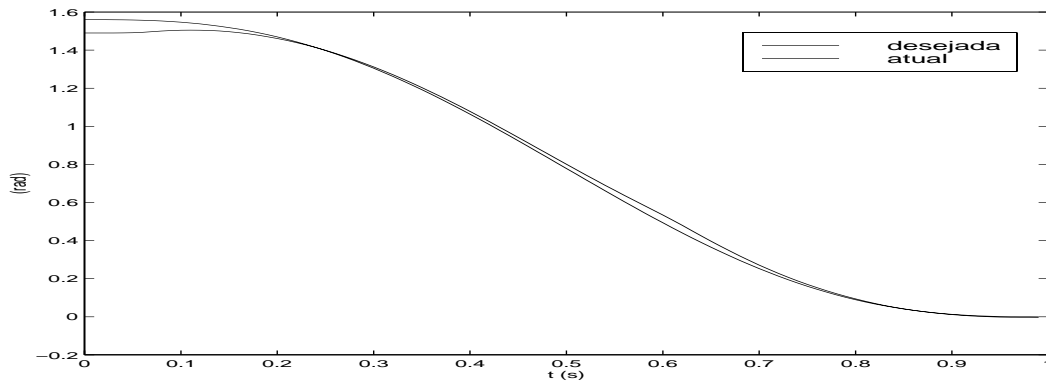


Figure 6: Trajetória de posição e posição desejada

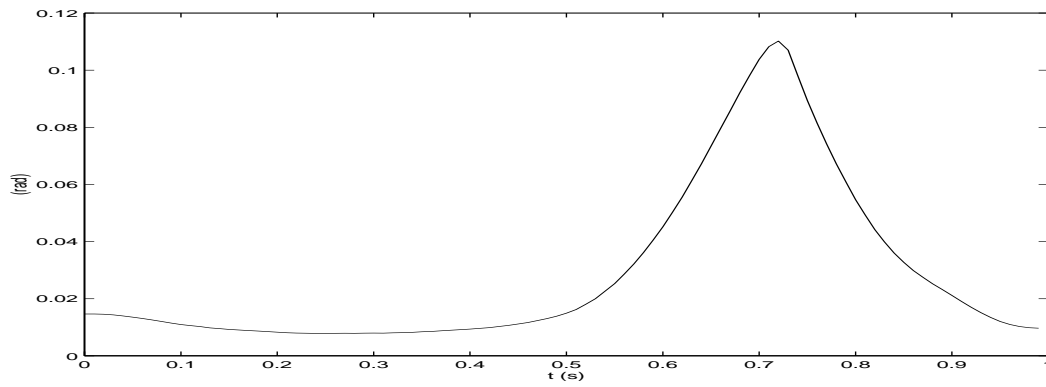


Figure 7: Erros de posição na junta 0

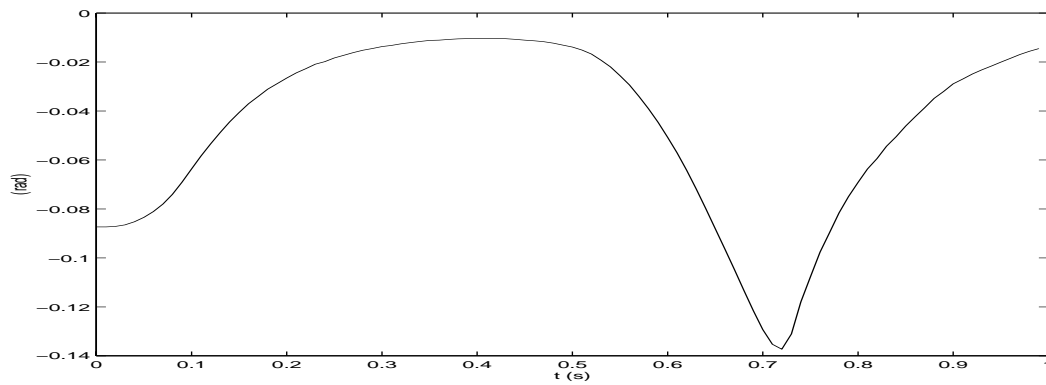


Figure 8: Erros de posição na junta 1

## 7 Conclusões

Foi avaliada experimentalmente a estratégia de controle descrita em (Bailey and Arapostathis, 1987) nas duas primeiras juntas de um robô industrial tipo SCARA. Considerando os erros de posição que surgiram na realização dos testes, foi aperfeiçoada esta metodologia incluindo o termo para compensação de atrito (estático e dinâmico), o qual implicou numa considerável melhoria no desempenho do robô. Este trabalho mostrou a importância desta dinâmica, a qual usualmente não é considerada no modelo do robô nem nas leis de controle, mas que pode afetar a qualidade do controle e o desempenho do robô industrial. Trabalhos futuros estão dirigidos ao estudo e implementação de outras formas de modelagem de atrito, incluindo a extensão destes resultados em robôs com transmissões flexíveis.

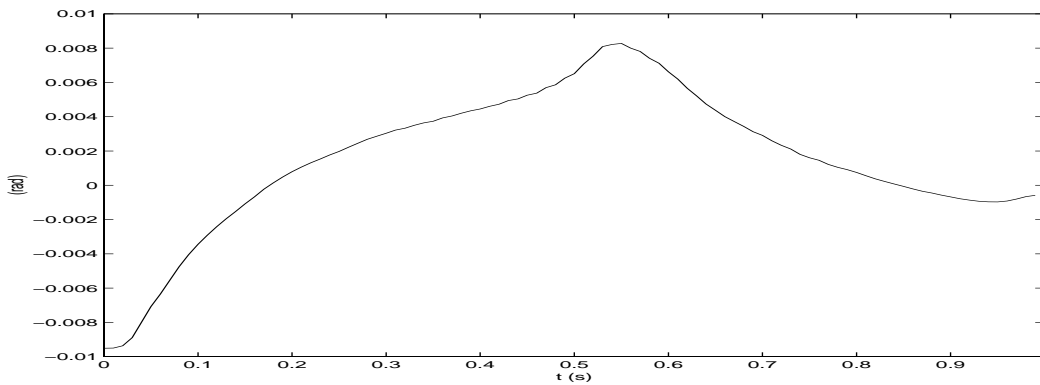


Figure 9: Erros de posição na junta 0

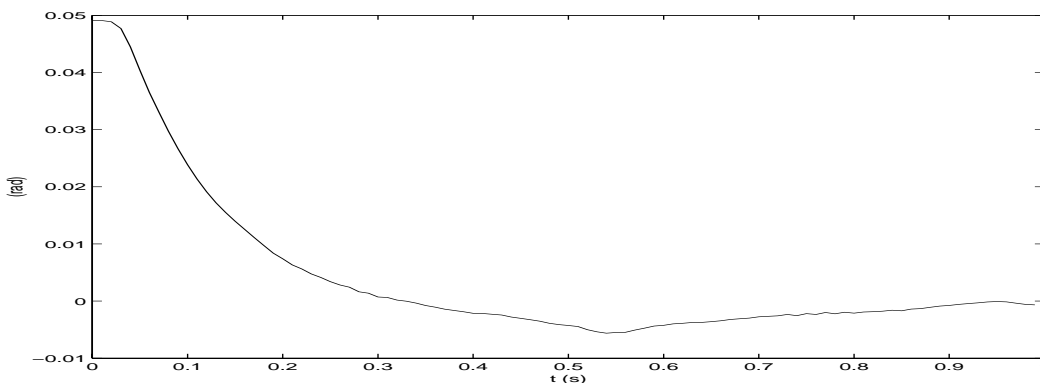


Figure 10: Erros de posição na junta 1

## 8 Agradecimentos

Agradecemos à CAPES pelo suporte material e financeiro, o qual possibilitou a realização deste trabalho.

## References

- Amaral, S. D., De Pieri, E. R. and Guenther, R. (1998). Controle a estrutura variável de um robô manipulador em ambiente cinemático, *Congreso Brasileiro de Automática* **3**(1): 1113–1118.
- Asada, H. and Slotine, J. E. (1986). *Robot Analysis and Control*, Jonh Willey and Sons, New York.
- Bailey, E. and Arapostathis, A. (1987). Simple sliding mode control scheme applied to robot manipulators, *International Journal of Control* **45**(4): 1197–1209.
- De Carlo, R. A., Stanislaw, H. Z. and Mathews, G. P. (1988). Variable structure control of nonlinear multivariable systems a tutorial, *IEEE Proceedings* **76**(4): 212–232.
- Gomes, S. C. P. (1995). An experimental study of nonlinear stiffness, hysteresis, and friction effects in robot joints with harmonic drives and torque sensors, *Congreso Brasileiro de Engenharia Mecânica* pp. 1–10.
- Guenther, R. and Hsu, L. (1993). Variable struture adaptative cascade control of rigid-link electrically driven robot manipulators, *Proceedings of IEEE Conference on Decision and Control*.
- Kircanski, N. M. and Goldenberg, A. A. (1997). Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores, *The International Journal of Robotics Research* **16**(2): 214–239.
- Reiser, M. (1991). *The Oberon System: User Guide and Programer's Manual*, ACC Press, Inc., New York.
- Utkin, V. I. (1977). Variable structure with sliding modes, *IEEE Transactions on Automatic Control* **1**(1): 212–222.
- Weihmann, L. (1999). *Módulos de operação do Robô Inter e linguagem de programação XOberon*, Disertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.
- Yoshikawa, T. (1990). *Foundations of Robotics Analysis and Control*, The MIT Press, EUA.

# MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM ROBÔ BÍPEDE

## **Daniel Carmona de Campos**

Universidade Estadual de Campinas – Departamento de Mecânica Computacional.

## **Carlos André Dias Bezerra**

Universidade Federal do Ceará – Departamento de Engenharia Mecânica. cadb@ufc.br

## **Douglas Eduardo Zampieri**

## **André Mendeleck**

Universidade Estadual de Campinas – Departamento de Mecânica Computacional.

## **Resumo**

A necessidade de locomoção em ambientes sujeitos a alterações dinâmicas é uma realidade. O robô bípede vem atender a estas necessidades, pois tem a capacidade de locomoção em ambiente tridimensional, onde os robôs móveis com rodas geralmente não podem acessar. O objetivo deste trabalho é a concepção, modelagem cinemática e simulação de um robô móvel do tipo bípede, semelhante à uma estrutura antropomórfica com três rotações por perna. Metodologicamente o trabalho será dividido em duas etapas: determinação das equações do modelo cinemático, através das restrições do sistema mecânico e simulação do movimento do robô bípede em código MATLAB<sup>®</sup>.

**Palavras-chave:** Robô Bípede, Modelo Cinemático, Estrutura Híbrida, Simulação Computacional.

## **1. INTRODUÇÃO**

A substituição de mão de obra humana por sistemas automatizados e autômatos junto à sociedade é uma tendência decorrente da evolução tecnológica no mundo moderno. O estudo da locomoção sobre pernas é um dos mais desafiantes problemas relacionados com a robótica, pois os robôs que se locomovem sobre duas pernas são menos estáveis do que os robôs móveis com mais de 2 pernas, quadrúpedes e hexápodes, por exemplo.

Ao longo dos últimos anos, muitos pesquisadores têm sido atraídos para a área de sistemas robóticos bípedes (Raibert, 1986) devido a sua semelhança antropomórfica e ao potencial de mobilidade similar a do ser humano, que o permite subir escadas, andar em áreas contendo obstáculos, superfícies inclinadas e rugosas e até mesmo andar sem atuadores (McGeer, 1990). Além disso, os robôs bípedes apresentam potencial para uso em áreas perigosas ao ser humano, uso militar, reabilitação de deficientes físicos entre outros. Todavia, nenhum dos robôs bípedes até agora estudados apresentam a mobilidade e destreza humana (Lum *et al.*, 1999), pois os modelos usados são simplificados através da redução do número de graus de liberdade, da substituição das juntas por uniões de rotação e ao se considerar os segmentos como corpos rígidos (Popovic *et al.*, 1999).

Desde 1968 (Frank, 1968) várias técnicas de modelagem e controle têm sido propostas (Hemami and Wyman, 1979; Raibert; 1986; Furusho and Masubuchi, 1986 e Vukobratovic *et al.*, 1990) para solucionar o principal problema inerente ao robô bípede, que é a sua instabilidade durante a fase em que somente um pé está em contato com o chão. Porém, foi

somente em 1973 que o primeiro robô bípede, o WL-5, foi projetado, construído e citado na literatura científica por Kato e seus colegas (Kato *et al.*, 1974).

O modo de andar de um robô bípede é obtido através do movimento alternado de suas pernas, excetuando-se os robôs que pulam (Raibert, 1986). Pode-se dizer que o modo de andar (*gait*) é constituído por duas etapas distintas: bi-apoiada (*Stance fase*) quando os dois pés do robô bípede estão em contato com o chão e balanço (*Balance fase*) quando somente um dos pés está apoiado no chão. Nesta última etapa a perna que não se encontra apoiada é denominada de perna em balanço (*Swinging leg*).

Propõe-se neste trabalho obter o modelo cinemático de um robô bípede, bem como simular seu modo de andar, quantificando as variações de suas grandezas cinemáticas. A partir das equações que definem a cinemática da estrutura do robô bípede, será obtida a posição, a velocidade e a aceleração do centro de gravidade de cada segmento que compõe o robô. A simulação será realizada no software MATLAB<sup>®</sup>. Através de gráficos será analisado o movimento do robô, utilizando como parâmetros a posição dos segmentos ao longo do tempo, bem como suas velocidades e acelerações e a variação dos ângulos de cada junta.

## 2. MODELAGEM CINEMÁTICA DO ROBÔ BÍPEDE

O robô bípede (figura 1), a ser simulado computacionalmente, é constituído por 7 corpos: pé direito – segmento 1, canela direita – segmento 2, coxa direita – segmento 3, bacia – segmento 4, coxa esquerda – segmento 5, canela esquerda – segmento 6 e pé esquerdo – segmento 7. Todas 6 juntas de união entre os segmentos são de rotação, com 1 grau de liberdade, sendo desprezado o atrito entre elas. Cada junta é movida por um atuador independente.

O modo de andar do robô bípede neste trabalho será considerado simétrico e periódico. O robô sairá da posição inicial, que corresponde aos pés juntos e pernas eretas e após o segundo passo entrará em regime permanente.

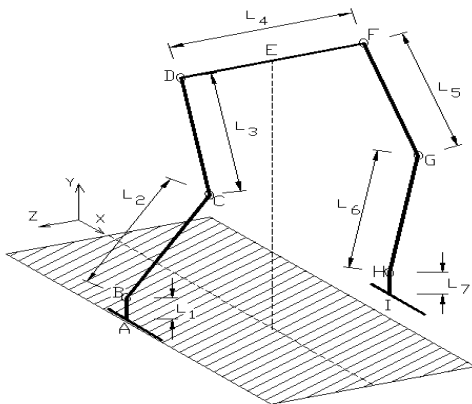


Figura 1. Vista 3D do robô bípede

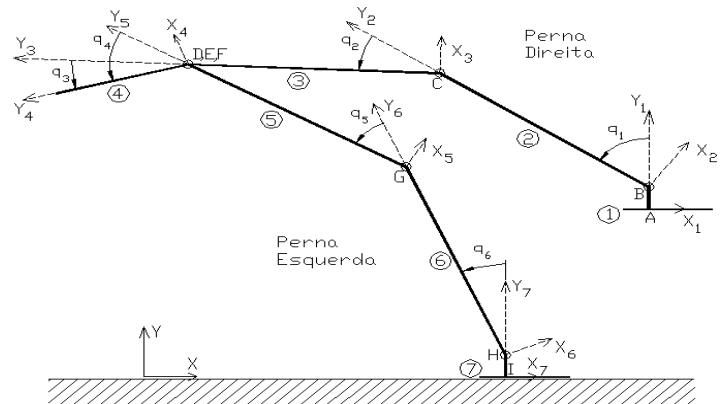


Figura 2. Bases móveis do robô bípede (Mita *et al.*, 1984)

O modelo matemático que descreve o movimento do robô bípede é obtido a partir dos seus parâmetros geométricos de acordo com as figuras 1 e 2. A bacia, representada pelo segmento D, E, F, é articulada ( $q_3$ ,  $q_4$ ) em relação às duas pernas, servindo de suporte às mesmas.

Neste trabalho os centros de gravidade de cada segmento estão posicionados nas juntas, pois a massa dos atuadores é relativamente grande em relação a massa de cada segmento.

Com relação aos pés, estes sempre se mantêm paralelos ao solo, ou seja, não sofrem nenhuma rotação ao longo de todo movimento. Mesmo em balanço, o pé permanecerá paralelo através de controle local (*local feedback*, Mita *et al.*, 1984) de um atuador.

As coordenadas generalizadas neste modelo são representadas pelos ângulos relativos  $q_i$  ( $i=1,\dots,6$ ), todos definidos como positivos na direção de Z inercial (figura 2). Estes ângulos são dados por rotações das base móveis  $B_i$  ( $i=1,\dots,7$ ), uma em relação a outra ( $q_1$  é a rotação da base B2 em Z em relação a B1, por exemplo). Cada base é solidária a seu respectivo segmento. Assim a base B3 é solidária ao corpo 3 (coxa direita) e assim por diante.

Quando o robô bípede realiza um passo, o sistema mecânico que o descreve possui 5 graus de liberdade, cuja equação de restrição é dada por

$$q_1 + q_2 + q_3 - q_4 - q_5 - q_6 = 0 \quad (1)$$

Para o caso do pé direito fixo ao chão,  $q_6$  é determinado em função das outras coordenadas, enquanto que no caso do pé esquerdo fixo ao chão, a incógnita será  $q_1$ . Esta simplificação é possível, já que os pés sempre estão paralelos entre si.

Considera-se na simulação que o robô bípede se locomove em uma superfície plana e horizontal, que o impacto entre o pé e o chão é perfeitamente inelástico e que não existe deslizamento entre os pés do robô e a superfície de locomoção. Além disso, considera-se o movimento somente no plano sagital, que é o plano perpendicular ao eixo Z formado pelos eixos XY.

A partir dos parâmetros das figuras 1 e 2, pode-se obter as coordenadas do centro de gravidade das juntas de cada segmento em relação ao referencial inercial.

Considerando-se o pé esquerdo em balanço (pé direito como suporte), obtém-se:

$$\begin{aligned} x_{AI} &= -l_2 \sin(q_1) - l_3 \sin(q_1 + q_2) + l_5 \sin(q_1 + q_2 + q_3 - q_4) + l_6 \sin(q_1 + q_2 + q_3 - q_4 - q_5) \\ y_{AI} &= l_1 + l_2 \cos(q_1) + l_3 \cos(q_1 + q_2) - l_5 \cos(q_1 + q_2 + q_3 - q_4) - l_6 \sin(q_1 + q_2 + q_3 - q_4 - q_5) - l_7 \\ z_{AI} &= -l_4 \end{aligned} \quad (2)$$

A equação representa a posição do ponto I a partir do ponto A na base inercial. Mas também descreve a posição dos outros pontos, já que o robô nesta situação é uma cadeia cinemática aberta, bastando eliminar coerentemente alguns termos da equação.

Analogamente, considerando-se o pé direito em balanço (pé esquerdo como suporte), obtém-se:

$$\begin{aligned} x_{IA} &= -l_6 \sin(q_6) - l_5 \sin(q_5 + q_6) + l_3 \sin(-q_3 + q_4 + q_5 + q_6) + l_2 \sin(-q_2 - q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \\ y_{IA} &= l_7 + l_6 \cos(q_6) + l_5 \cos(q_5 + q_6) - l_3 \cos(-q_3 + q_4 + q_5 + q_6) - l_2 \cos(-q_2 - q_3 + q_4 + q_5 + q_6) - l_1 \\ z_{IA} &= l_4 \end{aligned} \quad (3)$$

Observa-se que o sistema é simétrico, pois as equações tem o mesmo formato, variando-se apenas os índices.

Para se obter as velocidades e as acelerações, basta derivar sucessivamente as equações (2) e (3) em relação ao tempo. Estas passagens serão omitidas neste trabalho.

### 3. SIMULAÇÃO

As simulações foram realizadas em código MATLAB<sup>®</sup> e representam a trajetória dos centros de gravidade de cada segmento. Como não existe rotação de nenhum segmento em relação ao eixo X ou Y, o movimento se limita ao plano XY.

Foi adotada a cinemática inversa como metodologia para movimentação do robô, ou seja, foi estabelecida a trajetória dos pés (pontos A e I) e da cintura (pontos D, E e F). Uma vez estabelecida a trajetória do pé em balanço e da bacia e o tempo de cada, pode-se calcular a posição dos joelhos e de todos os ângulos  $q_i$  em cada instante de tempo, pois como o robô bípede em balanço é um sistema de 5 graus de liberdade, ao se estabelecer a posição do pé e da bacia, 4 restrições foram estabelecidas (coordenadas X e Y de cada um) e, assumindo-se que a bacia não sofre rotação em relação ao sistema inercial, o sistema se torna totalmente determinado.

Para a determinação da melhor trajetória a ser seguida em função do acionamento das juntas, Vukobratovic *et al.* (1990) adotaram o modelo humano, ou seja, foram obtidos dados através de medições do modo de andar de pessoas. Bay e Hemami (1987) utilizaram o Gerador Central de Padrões (CPG) para gerar movimentos rítmicos das pernas. Katoh e Mori (1984) usaram um par de osciladores de van der Pol para gerar padrões de passos para o robô bípede BIPMAN. Cheng e Lin (1997) propuseram um algoritmo genético para a determinação da trajetória ótima.

Neste trabalho, foi estabelecida por trajetória dos pés em cada passo (*step*) meia senóide ou meia elipse. Especificando-se o ponto de início, a amplitude (altura do chão) e a distância em X de cada passo, a trajetória do pé se torna totalmente conhecida, tanto para a função senoidal, quanto para função elíptica (figuras 3 e 4). Considerou-se também que tanto a bacia quanto o pés possuem velocidades lineares constantes na direção X e que a fase bi-apoiada é instantânea.

Dos diversos robôs bípedes já construídos, observou-se que a bacia em alguns casos mantém-se com uma distância constante em relação ao solo. No entanto ao se observar o modo de andar humano, nota-se que existe uma variação de altura periódica em relação ao chão. Assim neste trabalho foi estabelecido que a bacia percorre uma trajetória senoidal em Y de pequena amplitude e, portanto, mantém uma altura média constante em relação ao solo. O mínimo desta função senoidal ocorre quando os dois pés estão apoiados no solo e seu máximo ocorre durante o balanço quando a bacia está na mesma vertical do centro do pé de apoio, semelhante ao modo de andar humano, conforme pode-se observar nas figuras 3 e 4.

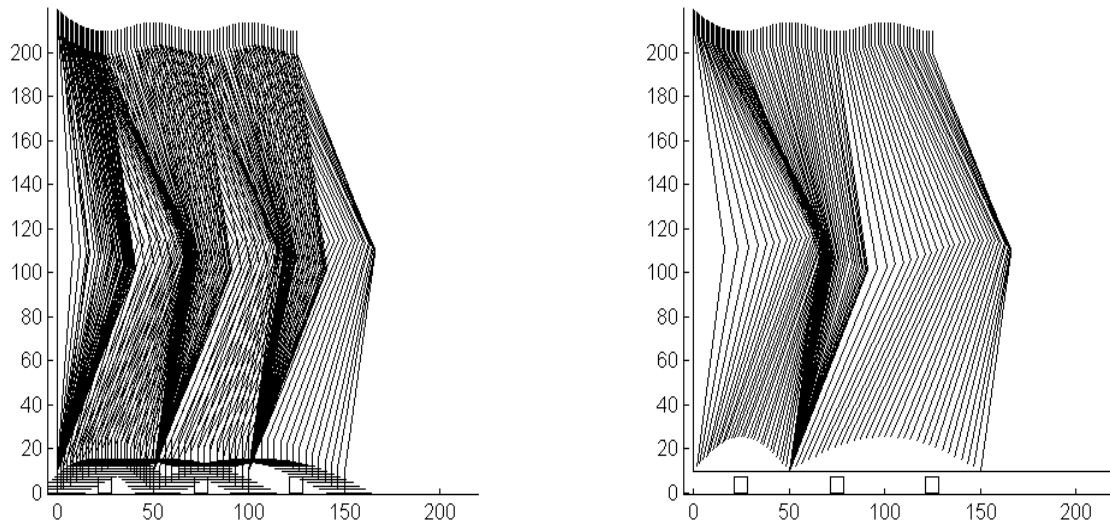
#### 4. RESULTADOS

Nas simulações utilizou-se os seguintes valores:

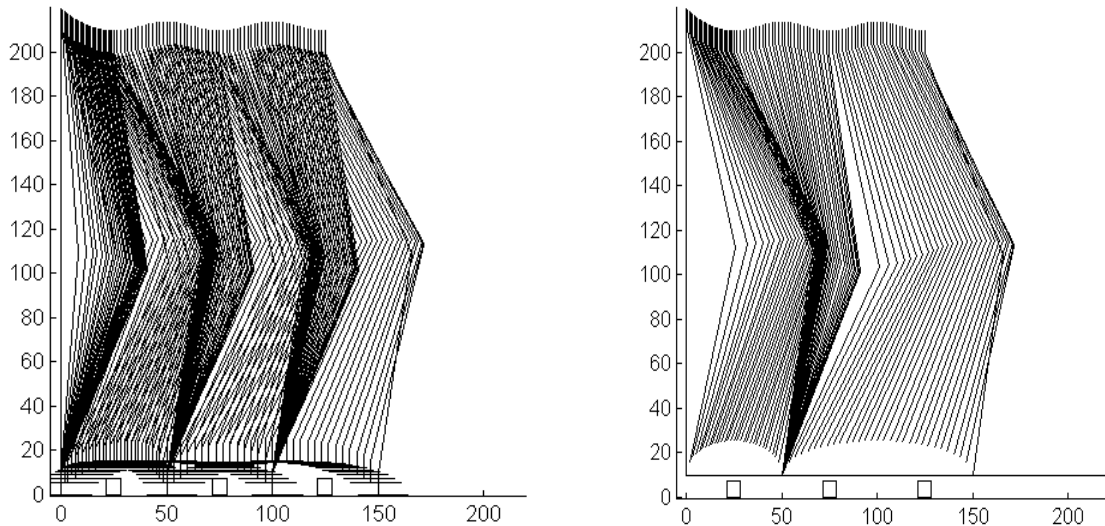
- *pernas*  $l_2 = l_3 = l_5 = l_6 = 100$  mm
- *pés*  $l_1 = l_7 = 10$  mm  
comprimento da ponta dos pés = 15 mm
- *bacia* altura mínima da bacia em relação ao solo = 200 mm  
amplitude de oscilação da bacia = 2 mm
- *obstáculos* 7 por 7 mm
- *passos* amplitude dos passos (altura máxima do solo) = 15 mm  
distância de um passo em X (regime permanente) = 50 mm  
distância de um passo em X (regime transitório) = 25 mm  
período de 1 passo = 1 s
- *iterações* 30 por passo

Substituindo-se os parâmetros acima nas equações anteriores obtém-se as figuras 3 e 4.





**Figura 3.** Modo de andar, trajetória Senoidal do pé (Figura 3b perna esquerda) [mm]



**Figura 4.** Modo de andar, trajetória Elíptica do pé (Figura 4b perna esquerda) [mm]

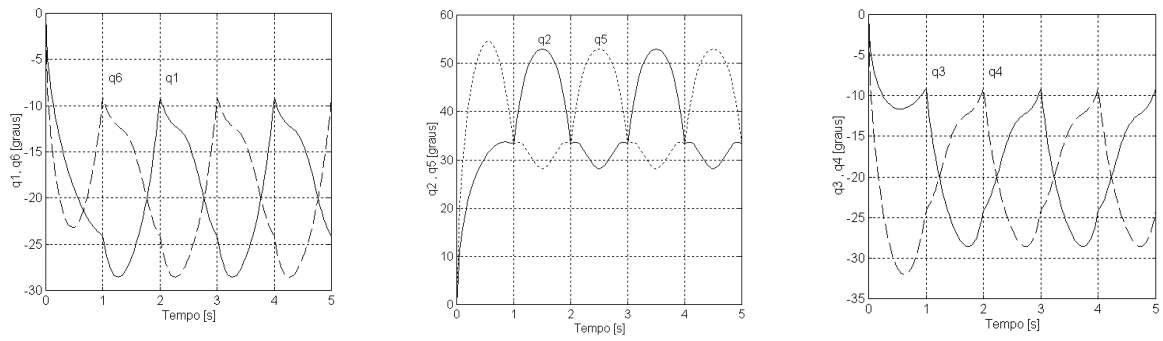
Como pode ser observado nas figuras 3b e 4b, para ambas as curvas a amplitude em Y e a distância de cada passo em X são as mesmas.

Nota-se, também, nas figuras 5 e 6 que para ambas trajetórias ocorre a mesma periodicidade para os ângulos de juntas simétricas, como era de se esperar. Além disso, verifica-se não existir grandes diferenças entre ambas trajetórias.

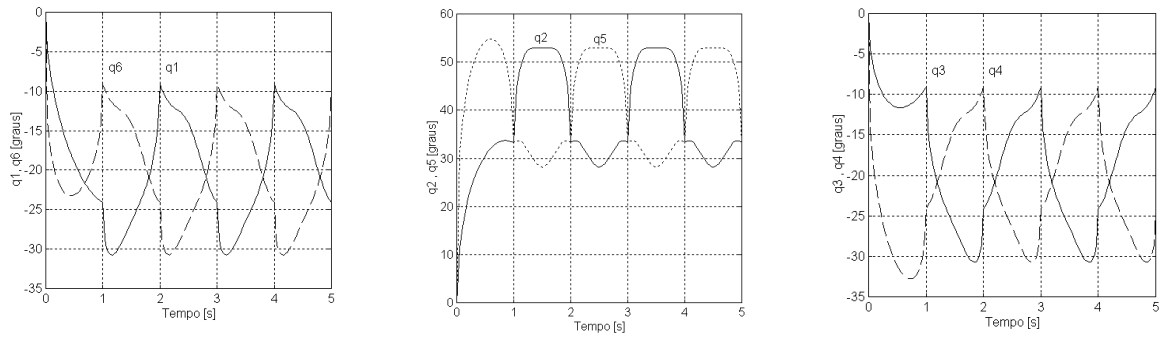
As figuras 7 e 10 mostram o deslocamento das juntas em função do tempo. O deslocamento de cada junta  $j$  ( $j=A, \dots, I$ ) é representado por  $P_{jx}$  para deslocamento na direção inercial X e  $P_{jy}$ , para deslocamento na direção Y. Mais uma vez, pode-se observar a simetria das juntas B e H (tornozelos) e C e G (joelhos). As juntas A e I também são simétricas, mas não foram apresentadas pois seus gráficos são semelhantes a B e H, respectivamente.

De modo análogo, nas figuras 8 e 11 as velocidades são representadas por  $V_{jx}$  e  $V_{jy}$  e nas figuras 9 e 12 as acelerações por  $A_{jx}$  e  $A_{jy}$ .

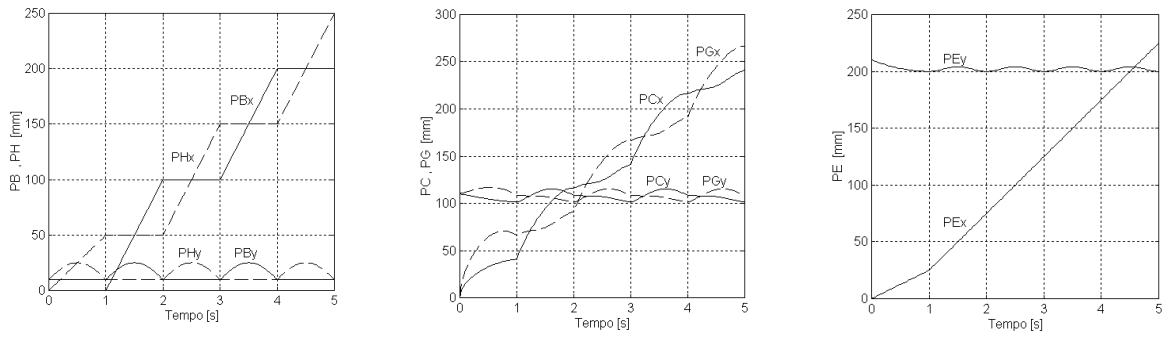
Durante a transição que a perna em balanço passa da perna direita para a perna esquerda, ou vice-versa, ocorrem impactos que causam descontinuidades nas equações de movimento do modelo físico (Lum *et al*, 1999).



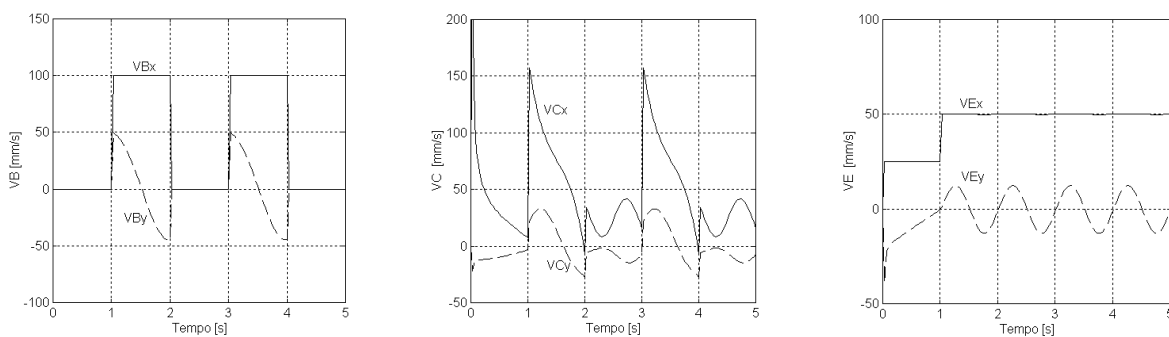
**Figura 5.** Ângulos  $q_i$  x tempo (pés com trajetória Senoidal)



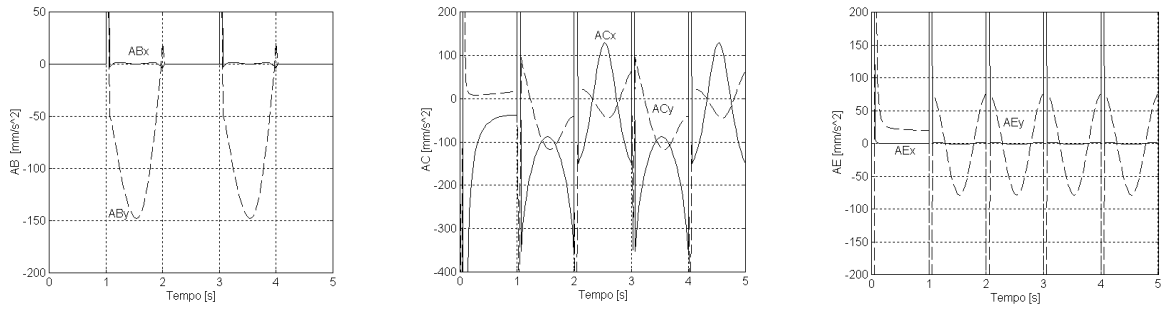
**Figura 6.** Ângulos  $q_i$  x tempo (pés com trajetória Elíptica)



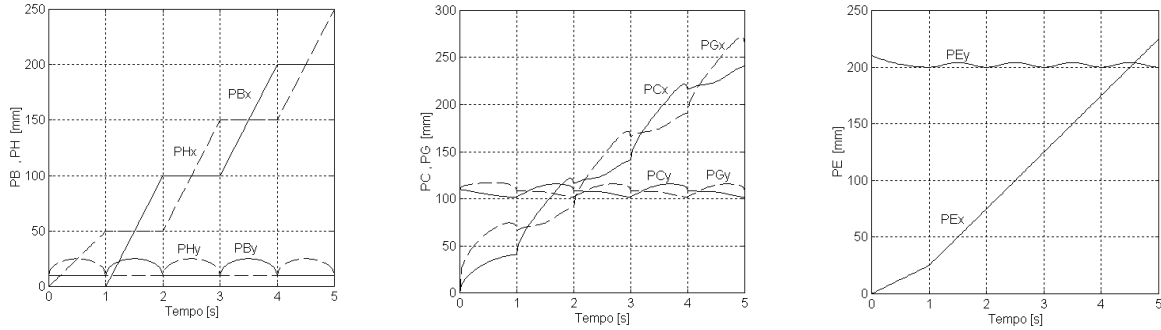
**Figura 7.** Deslocamento das juntas x tempo (pés com trajetória Senoidal)



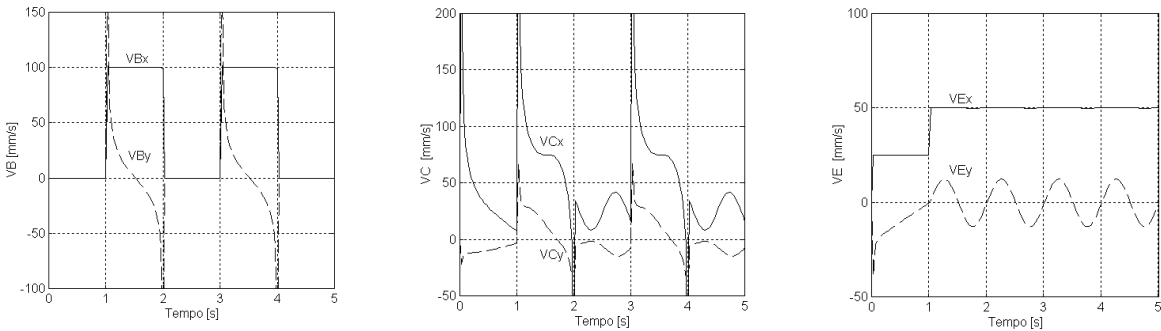
**Figura 8.** Velocidade das juntas x tempo (pés com trajetória Senoidal)



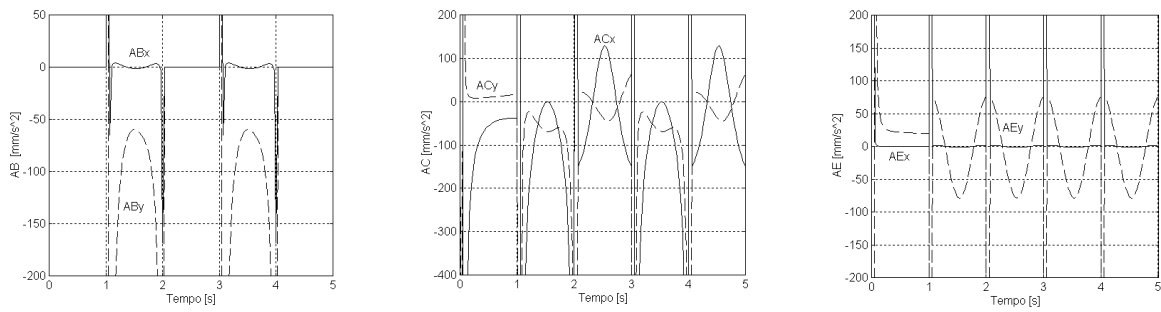
**Figura 9.** Aceleração das juntas x tempo (pés com trajetória Senoidal)



**Figura 10.** Deslocamento das juntas x tempo (pés com trajetória Elíptica)



**Figura 11.** Velocidade das juntas x tempo (pés com trajetória Elíptica)



**Figura 12.** Aceleração das juntas x tempo (pés com trajetória Elíptica)<sup>1</sup>

Como os pontos B e H são simétricos, tanto a velocidade quanto a aceleração só foram apresentadas para a junta B, já que as curvas de H são idênticas apenas deslocadas em fase no tempo em regime permanente. O raciocínio é similar para as juntas C e G.

<sup>1</sup> As variações de ABx, por exemplo, entre os instantes 1 e 2, 3 e 4 devem-se ao pequeno número de iterações ( $ABx_{teórico} = 0$ ), já que tanto as acelerações como as velocidades são obtidas a partir de cálculos discretos dos deslocamentos.

A velocidade do ponto E (bacia) na direção X em regime permanente é constante em 50 mm/s e a velocidade do pé (ponto B ou H) varia entre 0 e 100 mm/s dependendo do instante de tempo, mas a cada 2 s (ou dois passos) a velocidade média de B ou H também é igual a 50 mm/s, mostrando que tanto o pé como a bacia apresentam mesma velocidade média.

## 5. CONCLUSÃO

A simulação apresentada permitiu validar o modelo proposto para o modo de andar do robô bípede com 7 segmentos no plano sagital. Através da mesma pôde-se visualizar a trajetória realizada por cada junta do robô, bem como obter a velocidade e aceleração das mesmas.

A função que gerou o padrão para o modo de andar não é única (trajetória dos pés Senoidal ou Elíptica). Esta função pode ser modificada para capacitar ao robô bípede transpor obstáculos específicos, ou desenvolver maiores velocidades. A função Senoidal demonstrou ser mais suave que a elíptica, pois tanto os gráficos de velocidade como de aceleração demonstraram ter menores variações e, portanto, menores impactos envolvidos.

## 6. AGRADECIMENTOS

À FAPESP (Proc. 99/09602-4) e à CAPES pelas bolsas concedidas.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bay, J.S. and Hemami, H., 1987, "Modeling of a neural pattern generator with coupled nonlinear oscillators". IEEE Transactions on Biomedical Engineering, Vol. 34, no. 4
- Cheng, M. Y. and Lin, C. S., 1997, "Genetic algorithm for control design of biped locomotion", Journal of Robotics Systems, 14(5), pp. 365-373.
- Frank, A. A., 1968, "Automatic control systems for legged locomotion machines", Ph.D. Thesis, University of Southern California.
- Furusho, J. and Masubuchi, M., 1986, "Control of a dynamical biped locomotion system for a steady walking", J. of Dyn. Systems Meas. And Control. Transaction of ASME, 108, 111-118.
- Lum, H.K., Zribi, M. And Soh, Y.C., 1999, "Planning and control of a biped robot". International Journal of Engineering Science. Vol. 37, pp. 1319-1349.
- Kato, I., *et al.*, 1974, "Information-power machine with senses and limbs" in 1<sup>st</sup> CISM-IFTToMM Symp. On Theory and Practice of Robots and Manipulators, Springer – Verlag.
- Katoh, R. and Mori, M., 1984, "Control method of biped locomotion giving asymptotic stability of trajectory". Automatica, vol. 20, no. 4, pp. 405-414.
- McGeer, T., 1990, "Passive walking with knees". Proceedings of the IEEE Conference on Robotics and Automation, vol. 2, pp. 1640-1645.
- Mita, T., *et al.*, 1984, "Realization of high speed biped using modern control theory". International J. Control, vol. 40, no. 1, 107-119
- Popovic, D., *et al.*, 1999, "Optimal control of walking with functional electrical stimulation study". IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering, Vol. 7, no. 1, March.
- Raibert, M.H., 1996, "Legged Robots that balance". MIT Press, Cambridge, MA.
- Vukobratovic, M., *et al.*, 1990, "Scientific fundamentals of robotics 7. Biped locomotion: Dynamics stability, control and application", Springer – Verlag.

# AUTOMAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE POSICIONAMENTO SUBMICROMÉTRICO

**Gilva Altair Rossi de Jesus**

**Carlos Alberto Martin**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 31270-901,  
Belo Horizonte-MG, Brasil. E-mail : [gilva@vesper.demec.ufmg.br](mailto:gilva@vesper.demec.ufmg.br)

## Resumo

Este artigo apresenta a automação e a técnica de controle de posição empregada em um sistema de posicionamento que utiliza um módulo CNC (comando numérico computadorizado) de arquitetura semi-aberta. É empregada a estratégia de controle PI-D+*feedforward* de velocidade e aceleração no controle da posição e a técnica de posicionamento de pólos é empregada na sintonia do controlador de tal modo a se obter um erro de posicionamento na ordem submicrométrica. A automação de importantes eventos na planta é realizada de forma que se tenha uma operação segura do sistema de posicionamento, o qual, futuramente, irá compor um torno de ultra-precisão. Ensaios de seguimento de trajetória realizados no sistema de posicionamento são apresentados

**Palavras-chave:** Sistema de controle, controlador PID, controlador *feedforward*, posicionamento de pólos, posicionamento de precisão.

## 1. INTRODUÇÃO

A crescente necessidade de componentes com qualidade superficial nanométrica e incerteza dimensional submicrométrica vem impulsionando pesquisas na área de desenvolvimento de máquinas-ferramentas de ultra-precisão. Com o emprego da tecnologia de ultra-precisão obtém-se componentes tais como cilindros para fotocopiadoras, lentes especiais para câmaras fotográficas, espelhos planos utilizados em sistemas de medição laser, etc., os quais devem possuir incerteza dimensional entre 0,2  $\mu\text{m}$  até 10 nm e rugosidade menor ou igual a 25 nm (Schroeter, 1997). A usinagem de ultra-precisão, capaz de produzir componentes com tais características, emprega ferramentas de diamante monocristalino de elevada precisão em máquinas-ferramenta especialmente projetadas para esta função e sob condições controladas de temperatura, umidade e meio ambiente.

Uma máquina-ferramenta de ultra-precisão requer um sistema de posicionamento com uma estrutura eletro-mecânica capaz de proporcionar erro de posicionamento (posição desejada menos posição real - quando o posicionar está parado) na ordem submicrométrica e erro de seguimento ( posição desejada menos posição real - quando o posicionador está em

movimento) também submicrométrico. Na seção 2 deste artigo é apresentada a estrutura eletro-mecânica do sistema de posicionamento que, futuramente, irá compor um torno de ultra-precisão. Na seção 3 são apresentados o módulo de controle CNC, a implementação dos itens de segurança e o sistema de controle de posição. A técnica de posicionamento de pólos empregado em sintonia do controlador é mostrada na seção 4 e por fim, alguns ensaios são apresentados.

## 2. O SISTEMA DE POSICIONAMENTO ZX

O sistema de posicionamento é composto por dois eixos com estrutura eletro-mecânicas diferentes. No eixo Z do posicionador, mostrado na figura 1(a), são utilizadas duas guias cilíndricas aerostáticas e um servo-motor translativo CC sem escovas (De Jesus, 1999). Com isso, obtém-se um eixo cujo movimento será sem contato mecânico entre parte móvel (carro) e fixa, e conseqüentemente, com atrito desprezível. Além disso, dispensa o uso de conversores de movimento rotacional para translacional e de acoplamentos, de modo que o eixo fica livre de problemas como folgas e elasticidade e com isso a rigidez entre motor e eixo é maior, o que permite obter respostas mais rápidas e melhor precisão. Como sistema de medição utilizou-se uma escala opto-eletrônica com resolução de 50 nm. Quando energizado, o motor gera uma força que irá fazer com que o carro se deslize sobre as guias cilíndricas aerostáticas. A escala opto-eletrônica, presa ao carro, irá realimentar o valor medido de posição para o controlador de posição.

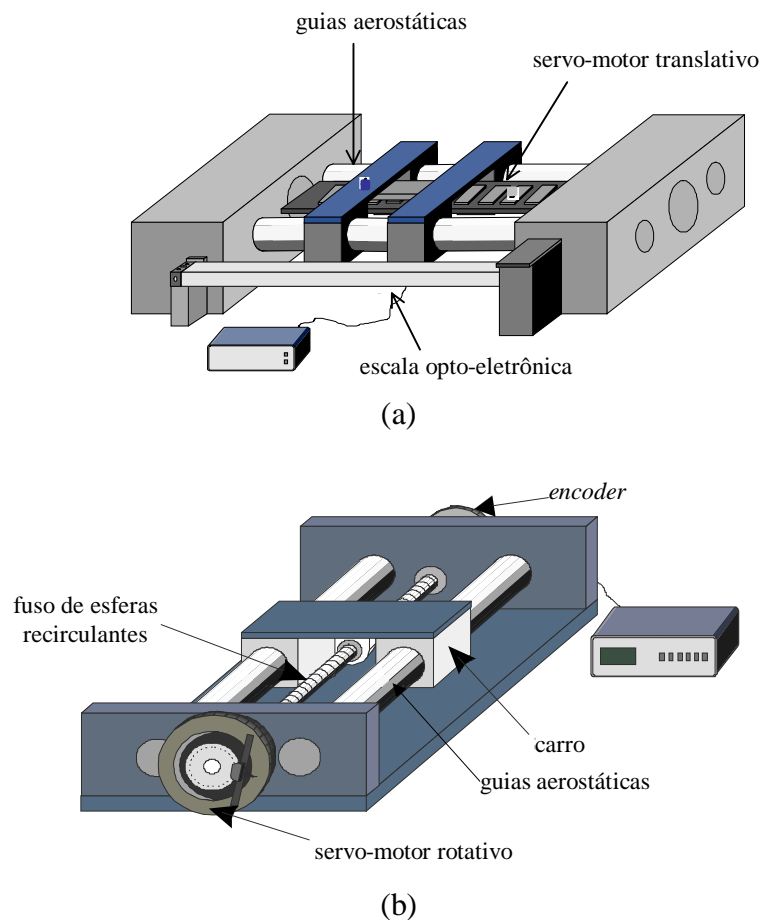
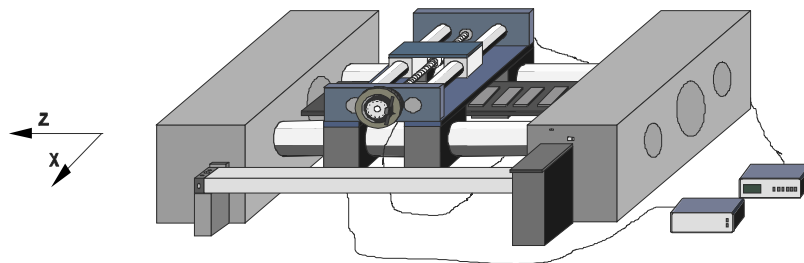


Figura 1 : (a) Eixo Z e (b) Eixo X

No eixo X, mostrado na figura 1(b), também foram utilizadas as guias aerostáticas, no entanto, optou-se por um servo-motor sem escovas CC, rotativo e sem carcaça, montado diretamente no fuso de esferas recirculantes de precisão. O servo-motor aciona o fuso, que através da castanha, transmite o movimento translativo a um carro sustentado por um par de guias aerostáticas. É utilizado um *encoder* que provê uma resolução linear de 0,77 nm. A figura 2 apresenta o esquema dos dois eixos sobrepostos. A estrutura eletro-mecânica do eixo Z permite avaliar a eficiência de servo-motores translativos neste tipo de aplicação e comparar com uma estrutura mais conhecida, ou seja, eixos que empregam servo-motores rotativos juntamente com fusos de esferas recirculantes (Slocum, 1992).



**Figura 2** : Sistema de Posicionamento - Eixo Z e X

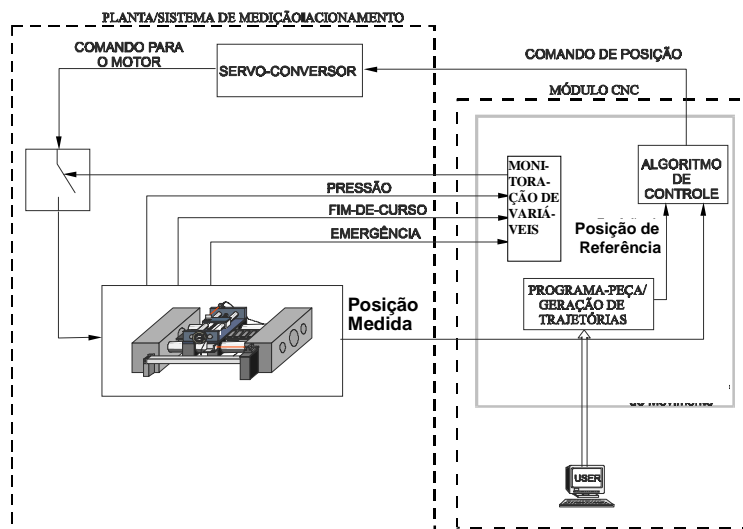
Para monitorar o sistema de posicionamento e controlar a posição de cada um dos eixos é utilizado um módulo de controle CNC, o qual possui o seu próprio processador aritmético (DSP – *Digital Signal Processor*) e banco de memórias.

### 3. O MÓDULO CNC

O módulo CNC tem como tarefas principais : (1) converter as informações de geometria espacial (comandos de entrada) em comandos para os dispositivos de acionamento (comandos de saída); (2) controlar a posição e velocidade dos eixos; (3) monitorar variáveis medidas na máquina; (4) e gerar perfis de trajetórias com diferentes níveis de complexidade (interpolação linear, circular, cúbica e spline).

A figura 3 mostra o fluxo principal de sinais entre o módulo CNC e a planta, e ilustra suas principais funções. O programa-peça, desenvolvido pelo usuário de acordo com a trajetória desejada, ao ser executado, passa ao algoritmo de controle o valor da referência de posição desejada. O algoritmo de controle simultaneamente recebe o valor da posição medida. Baseado na diferença entre estes dois valores (erro de posição), o algoritmo de controle irá calcular o valor do sinal de comando para o respectivo acionamento. Simultaneamente, o módulo CNC monitora a pressão das guias aerostáticas, limites de curso, emergência e falha do servo-conversor e poderá desabilitar o acionamento do eixo Z ou X se houver necessidade.

É importante lembrar que os comandos de posição somente serão executados com exatidão se o sistema de controle do eixo envolvido estiver corretamente ajustado (ou seja, de forma a minimizar o erro de posicionamento), pois é função do algoritmo de controle de posição fazer com que a posição medida seja igual à posição de referência. No item 4 será mostrado uma técnica de ajuste do sistema de controle.



**Figura 3** : Fluxo de Sinais entre Módulo CNC e Posicionador

### 3.1 - Monitoração de Variáveis

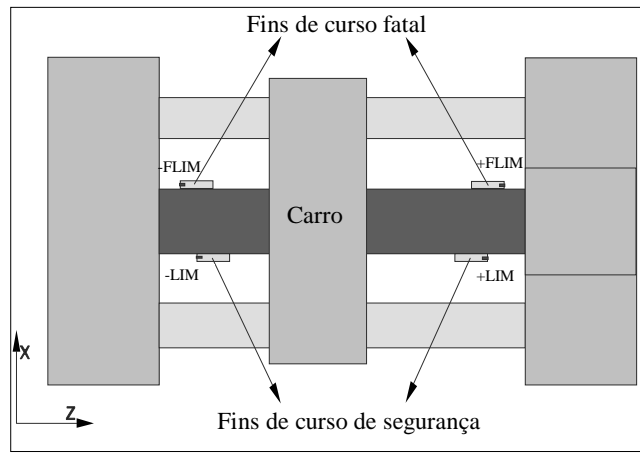
Antes de se colocar um eixo em operação é necessário implementar alguns itens de segurança a fim de proteger os elementos que compõem o sistema de posicionamento e garantir o seu funcionamento adequado. Os programas de monitoração supervisionam sinais provenientes do sistema de posicionamento e executam medidas de segurança sempre que necessário. A seguir é apresentada a implementação da monitoração dos fins-de-curso do eixo Z.

Em cada eixo foram instalados quatro interruptores de movimento, dois em cada extremidade do eixo, que irão atuar como fins-de-curso fatal e de segurança. A figura 4(a) mostra a disposição de tais interruptores no eixo Z, e um esquema semelhante à este é implementado no eixo X. Os sinais elétricos provenientes dos interruptores são conectados ao módulo CNC, através de um circuito elétrico envolvendo relés (figura 4(b)). No CNC, um programa especialmente desenvolvido monitora estes sinais.

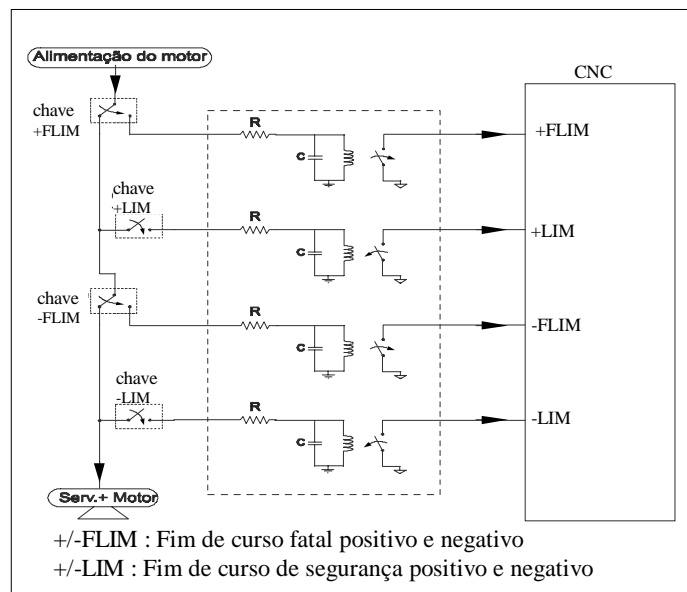
Durante a movimentação, assim que o carro do posicionador atingir uns dos fins de curso de segurança, positivo ou negativo, o CNC irá interromper o movimento, mantendo o carro do posicionador fixo naquela posição. O operador é avisado, através de uma mensagem na tela do computador, que o fim-de-curso de segurança foi atingido. Caso ocorra do primeiro fim-de-curso ser atingido pelo carro e mesmo assim, por alguma falha, o movimento continuar, o carro irá tocar o segundo interruptor, isto é, o fim-de-curso fatal. Quando isso ocorrer, a alimentação do motor é cortada (figura 4(b)).

A pressão do ar comprimido utilizado nas guias aerostáticas também é monitorada. Quando a pressão do ar cair abaixo do valor permitido (5 bar) é acionado um circuito semelhante ao mostrado na figura 4(b), que interrompe o funcionamento do motor, além de avisar ao operador, através de uma mensagem na tela. Também para o interruptor de emergência um esquema semelhante é implementado. Desta forma, garante-se que somente quando todas as condições forem favoráveis, o posicionador irá operar. Este mesmo procedimento é repetido para os dois eixos envolvidos.





(a)

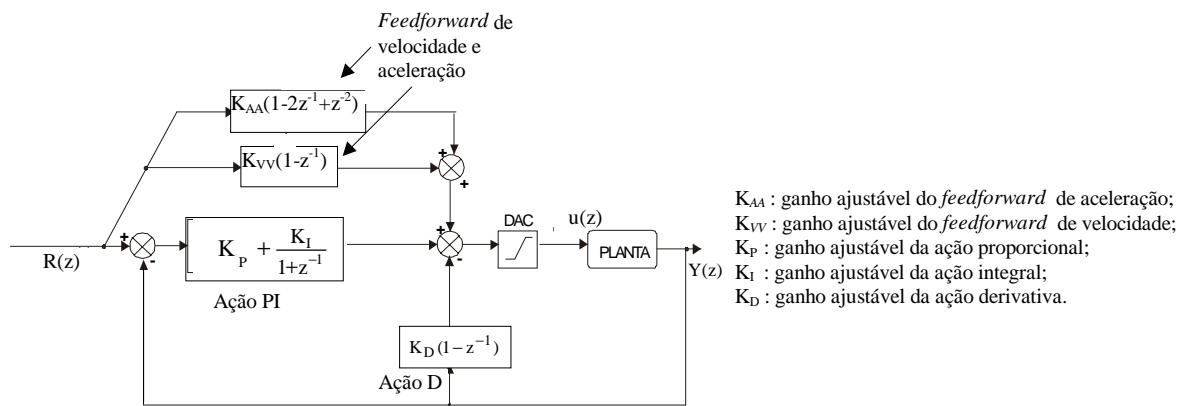


(b)

**Figura 4** : (a) Fins-de-curso localizados no Eixo Z e (b) Diagrama Esquemático do Circuito de Relés

### 3.2 Algoritmo de Controle

A figura 5 mostra o diagrama de blocos da malha de controle de posição do eixo Z. A malha de controle do eixo X é constituída por subsistemas similares, no entanto, com outras características, conforme apresentado na seção anterior. O comportamento estático e dinâmico da resposta do sistema (posição medida), avaliado através do erro de posicionamento, rapidez de resposta e padrão de oscilação dependerá da lei de controle aplicada à planta e dos ajustes de seus coeficientes. No caso em questão, o algoritmo de controle de posição é do tipo proporcional-integral-derivativo juntamente com a ação *feedforward* (FF) de velocidade e aceleração (PI-D+FF).



**Figura 5** : Diagrama de Blocos da Malha Fechada com Controlador PI-D+FF

O ganho proporcional ( $K_p$ ) influi na rapidez e conseqüentemente na rigidez e estabilidade da resposta, um ganho muito alto aumenta a velocidade de resposta do sistema, a rigidez aumenta, e o sistema fica mais próximo à instabilidade. Já o termo integral ( $K_i$ ) permite reduzir o erro de regime estacionário e o termo derivativo ( $K_d$ ) atua sobre o amortecimento do sistema. Uma ação derivativa muito forte poderá amplificar o ruído do sistema, e uma ação integral muito forte poderá causar um aumento na sobre-passagem (Delta Tau, 1991). Além de erro de posicionamento mínimo e sobre-passagem nula, deseja-se que o sistema de posicionamento apresente uma alta rigidez, de forma a reduzir o máximo possível o aumento no erro de posicionamento devido à variação dos esforços de usinagem introduzidos pela peça (durante a usinagem) e devido às perturbações provenientes da própria máquina e do meio externo.

Na ação FF de velocidade, o ganho  $K_{vv}$  atua na redução de erros de seguimento (de posição) proporcionais à velocidade comandada, acarretados pelo amortecimento viscoso do sistema. Já a ação FF de aceleração é necessária para se reduzir os erros de seguimento proporcionais à aceleração comandada, acarretados pela inércia do sistema. Conforme mostrado na figura 5, as ações FF de velocidade e de aceleração são somadas ao comando de torque do motor, as quais são proporcionais à velocidade e aceleração comandadas, respectivamente. A velocidade comandada é obtida através da derivada da posição comandada ( $R(z)$ ). A aceleração comandada é obtida através da segunda derivada da posição comandada.

#### 4. SINTONIA ATRAVÉS DE POSICIONAMENTO DE PÓLOS

Obtido o modelo matemático da planta, constituída pelo servo-motor, pela mecânica do posicionador (transmissão, guias, etc.) e pelo sistema de medição de posição, é possível aplicar a teoria de controle clássico juntamente com a técnica de posicionamento de pólos a fim de se obter os ajustes do controlador ((Santina, 1996), (Ogata, 1995) e (Vásquez, 1994)). O modelo matemático da planta é obtido através do método de identificação dos mínimos quadrados não recursivos, o qual utiliza dados obtidos em ensaios realizados na planta. Para isso, o sistema em malha aberta é excitado com um sinal randômico e então, a entrada (referência de posição) e os dados de saída (posição) são usados no algoritmo dos mínimos quadrados não recursivos para se obter os parâmetros do modelo matemático (De Jesus, 1999). O modelo de cada eixo é de segunda ordem, e pode ser representado pela seguinte função de transferência :

$$G(z) = \frac{b_0 z}{z^2 + a_1 z + a_2} \quad (1)$$

onde,  $G(z)$  é a função de transferência da planta, no domínio  $z$ ;  $b_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$  são os parâmetros do modelo matemático identificado; e  $z$  é o operador da transformada  $z$ . A função de transferência em malha fechada é obtida através da figura 5. A equação característica, dada pelo denominador da função de transferência em malha fechada, fornece os pólos do sistema em malha fechada, ou seja :

$$\text{Eq. Caract.} = Z^3 + (a_1 + b_0 K_D - 1)z^2 + (a_2 - a_1 - b_0 K_D - b_0 K_P)z - (a_2 - b_0 K_D) \quad (2)$$

Empregando a técnica de posicionamento de pólos, pode-se impor os valores dos pólos da função de transferência da malha fechada e em seguida calcula-se quais valores de ajustes do PI-D fazem com que aqueles pólos se verifiquem. Como a equação característica (eq. 2) é de terceiro grau, o sistema possui três pólos. Sejam  $(\lambda_1, \lambda_2$  e  $\lambda_3)$  o conjunto de pólos desejados. Logo, a equação característica desejada pode ser escrita como :

$$\Delta(\lambda) = \lambda^3 - (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3)\lambda^2 + (\lambda_1\lambda_2 + \lambda_1\lambda_3 + \lambda_2\lambda_3)\lambda - \lambda_1\lambda_2\lambda_3 \quad (3)$$

Comparando as equações (2) e (3), tem-se que :

$$K_P = \frac{-(a_1 + b_0 K_D - a_2 + \lambda_1\lambda_2 + \lambda_1\lambda_3 + \lambda_2\lambda_3)}{b_0} \quad (4)$$

$$K_I = \frac{-(a_1 - b_0 K_D + 1 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3)}{b_0} - K_P \quad (5)$$

$$K_D = \frac{a_2 - (\lambda_1\lambda_2\lambda_3)}{b_0} \quad (6)$$

Através das equações 4, 5 e 6, calcula-se os valores dos ajustes do PI-D de forma a se obter pólos do sistema em malha fechada iguais a  $\lambda_1, \lambda_2$  e  $\lambda_3$ . Os ajustes da ação FF são feitos baseando-se na função de transferência que relaciona erro e o sinal de saída do sistema em malha fechada, a qual é obtida através da figura 5 :

$$E(z) = R(z) - Y(z) \quad (7)$$

O sinal de referência,  $R(z)$ , será uma rampa ou parábola, pois tais entradas compõem grande parte das possíveis trajetórias que um posicionador deve ser capaz de realizar. Aplicando o teorema do valor final na equação (7), obtém o valor do erro em regime permanente, isto é:

$$e_{SS} = \lim_{Z \rightarrow 1} (z - 1)E(z) \quad (8)$$

Para se obter  $e_{SS}$  nulo sem interferir na dinâmica do sistema, considera-se que o sistema de controle não possua ação integral e calcula-se os ganhos do FF que eliminam o erro de seguimento devido a entrada rampa e parábola. Portanto, para o controlador P-D+FF, aplicando o teorema do valor final, obtém-se o seguinte resultado para entrada rampa :

$$e_{SS} = \frac{T_S (1 - a_2 + b_0 K_D - b_0 K_{VV})}{b_0 K_I} \quad (9)$$

onde  $T_S$  é o tempo de amostragem do sistema de controle. Para se ter  $e_{SS}=0$  , tem-se que :

$$K_{VV} = \frac{1 - a_2 + b_0 K_D}{b_0} \quad (10)$$

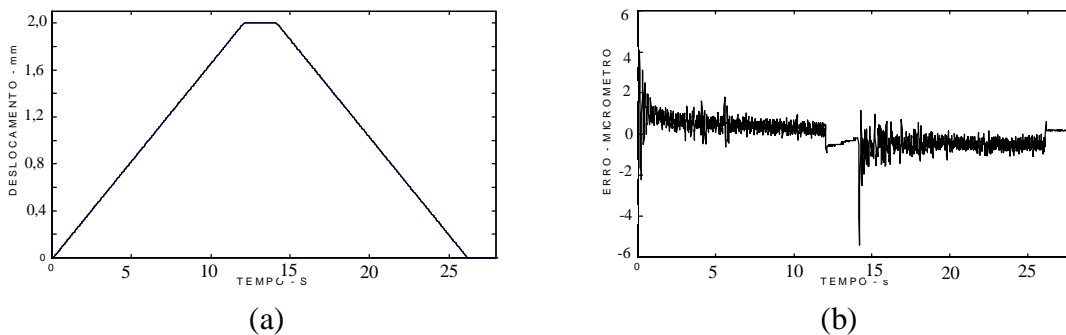
Repetindo o procedimento para entrada parabólica, obtém-se :

$$K_{AA} = \frac{1}{b_0} \quad (11)$$

Em resumo, no procedimento adotado aqui, primeiro determina-se os ganhos do PI-D através da técnica de posicionamento de pólos ( equações 4,5 e 6) e em seguida, determina-se os ganhos do FF que eliminam o erro devido à rampa e parábola (equações 10 e 11).

## 5. ENSAIOS DE POSICIONAMENTO

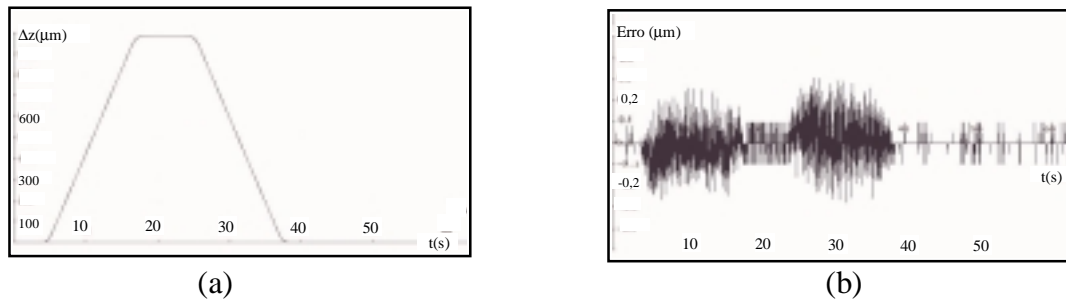
Inicialmente são apresentados os ensaios de posicionamento realizados no eixo Z. No ensaio mostrado na figura 6(a), o eixo Z se desloca 2 mm, permanece parado por alguns segundos e depois retorna ao ponto de partida. O gráfico mostrado na figura 6(b) mostra o erro (trajetória comandada menos a trajetória medida), o qual atinge o valor máximo de  $\pm 4\mu\text{m}$ . Analisando a curva de erro (figura 6(b)), nota-se que o sistema apresenta um comportamento oscilatório na partida do movimento (no tempo zero e no tempo próximo à 14 s). Tal comportamento é causado pelo ajuste inadequado do controlador PI-D+FF. A seguir são apresentados outros resultados com novos ajustes do controlador.



**Figura 6 :** Ensaio de posicionamento - Eixo Z - Velocidade de 10 mm/min

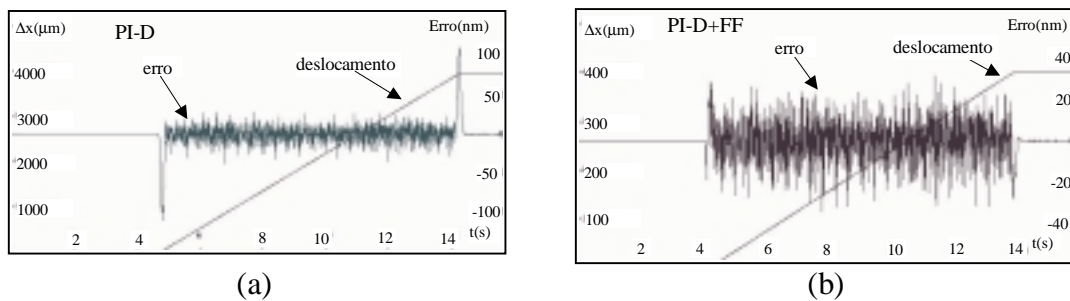
Sintonizando o controlador PI-D+FF conforme mostrado na seção 4 e repetindo o ensaio anterior, obteve-se um erro consideravelmente menor (figura 7). Os pólos são escolhidos baseado nos valores desejados de  $\zeta$  (fator de amortecimento) e  $\omega_N$  (frequência natural). Escolhendo o pólo dominante de tal forma que a frequência natural seja igual a 7 vezes a

frequência natural do sistema em malha aberta e  $\zeta$  igual a 0,9 obteve-se um erro máximo de  $\pm 0,4 \mu\text{m}$  ( figura 7(b)).



**Figura 7** : Ensaio de posicionamento - Eixo Z - Velocidade de 10 mm/min

Os ensaios realizados no eixo X são apresentados na figura 8. A figura 8(a) mostra as curvas de deslocamento comandado sobreposta à curva de deslocamento medido (1) e também mostra o erro de seguimento (2). No ensaio mostrado na figura 8(a) não foi incluída a ação de controle FF (o controlador é somente PI-D) e nota-se a presença de erros elevados na partida e chegada. A figura 8(b) mostra o mesmo ensaio quando se inclui a ação de controle FF. Nota-se que o erro na partida e chegada foram reduzidos. E portanto, o erro máximo que atingia  $\pm 100 \text{ nm}$ , caiu para  $\pm 30 \text{ nm}$  após a inclusão do FF. Nos dois casos, os pólos são escolhidos de tal forma que  $\zeta$  seja igual a 0,9 e a frequência natural seja igual a 7 vezes a frequência natural do sistema em malha aberta.



**Figura 8** : Ensaio de posicionamento - Eixo X - Velocidade de 25 mm/min

## 6. CONCLUSÃO

Neste artigo foi apresentada a automação de itens de segurança de um sistema de posicionamento e o sistema de controle de posição do mesmo. Os ensaios apresentados foram realizados após a aplicação da teoria de controle clássico juntamente com a técnica de posicionamento de pólos na sintonia do controlador de posição tipo PI-D+FF. Utilizando este procedimento foi possível alcançar erros de posicionamento na ordem submicrométrica, além de permitir verificar, experimentalmente, o efeito de diferentes escolhas de pólos no erro de posicionamento.

## 7. REFERÊNCIAS

- Delta Tau Inc., “Programmable Motion Advanced Controller User’s Guide”, USA, 1991

- De Jesus, G. A. R., “Uma Contribuição para o Desenvolvimento e Controle de Sistemas de Posicionamento Submicrométricos.”, Tese de Doutorado, Depto. Eng. Mec., Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.
- Ljung L., “The Control Handbook “, - System Identification - Editor William S. Levine - CRC Press /IEEE Press - 1996.
- Ogata, K; “Discrete-Time Control Systems”- Prentice Hall International Editions – 1995.
- Purquério, B. M., Porto, A. J. V., Jasinevicius, R. G., “O Torneamento de Ultraprecisão já é possível também no Brasil” - Máquinas e Metais, 1994, pp 106-114.
- Rao, G. S., Ro, P. I., “Submicrometer Control of a traction drive using state feedback and estimation “, Precision Engineering, 17, pp 124-130, 1995.
- Santana, M.S.; Stubberud A.R.; Hostetter, G.H., “Design Methods for Discrete-Time, Linear Time-Invariant Systems “ - The Control Handbook - Editor William S. Levine - CRC Press /IEEE Press - 1996.
- Schei, T. S., “Automatic Tuning of PID Controllers Based on Transfer Function Estimation”, Automatica, Vol. 30, No.12, 1994.
- Schroeter, R. B.; “Usinagem de Ultraprecisão de Elementos Ópticos Transmissivos no Espectro Infravermelho” - Tese de Doutorado - UFSC - 1997.
- Slocum, A. H. . “Precision Machine Design”. Prentice Hall, 1992.
- Vásquez, J. A. R., “Desenvolvimento de um Posicionador de Ultra-Precisão”. Dissertação de Mestrado - UFSC - 1994.

# THEORY AND EXPERIMENTAL RESULTS ON MAP BUILDING USING LASER SCANNERS AND AN AUTONOMOUS MOBILE ROBOT – SmartROB-2

**Marcelo Becker**

State University of Campinas, School of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Design, PO Box 6051, 13089-970, Campinas – SP, Brazil, Email: becker@fem.unicamp.br

**Felix Wullschleger**

Swiss Federal Institute of Technology, Institute of Robotics, ETH Center - IfR, CLA H-15.1, CH-8092, Zurich, Switzerland, Email: wullschl@ifr.mavt.ethz.ch

## **Abstract:**

This article relates researches on Map-Building technique for mobile robots in unknown environments. Map-Building consists on: through sensors data, extract features from the environment and build a map that will be used by the robot to self-localize, plan paths and avoid obstacles in this environment. Our approach uses an algorithm for line and segment extraction and a simplified EKF (Extended Kalman Filter) for localization. We implemented this approach on a real platform, the mobile robot SmartROB-2, equipped with two SICK Laser Scanners and the real-time system XOberon. The results obtained were encouraging, nevertheless some problems were found due to the simplifications adopted. Solutions have been discussed with other researchers and a new approach is in progress.

**Keywords:** Map-Building, Stochastic Map, Laser Scanners, and Mobile Robots.

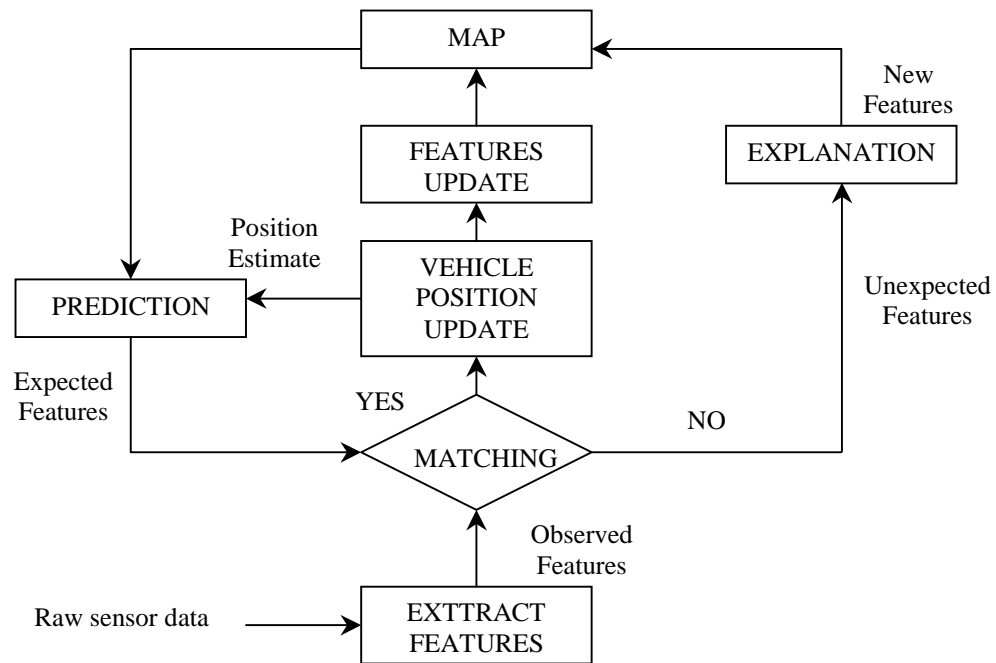
## **1. INTRODUCTION**

Autonomous vehicles are programmable systems performing a multitude of tasks. Today, they are intended for material handling, transportation, decontamination, fire fighting, rescuing and many other hazardous activities. Therefore, the basic problem to produce an autonomous vehicle is a robot navigation problem that can be summarized by the following three questions: “Where is the vehicle?”, “Where is it going?” and “How should it get there?” (Leonard & Durrant-Whyte, 1992). The first question is one of localization, the second and third ones are essentially those of specifying a goal and being able to plan a path that results in achieving this goal, avoiding any obstacle that is in its path (path planning and obstacle avoidance). As the answer of the first question is a precursor to obtain the path planning and obstacle avoidance behaviors in autonomous vehicles, our paper focus this problem.

*A priori* model maps are rarely available, costly to obtain, and when they are available, they usually introduce inaccuracies in the planning tasks (Castellanos *et al.*, 1999). An automatic construction of the map of the environment, in which the robot navigates, using the robot itself would be desirable. Previous work in navigation for mobile robots has tended to treat the problems of localization, obstacle avoidance, and map building in isolation. Nevertheless, since the beginning of 90's years, one of the major motivations for the researchers in this area is the unified approach to navigation, i.e. simultaneous map building and localization. Such procedure is desirable because avoid rely on odometry or hand measuring of sensing locations, nevertheless has a high computational price, due to the necessity of maintain all environment previous observations during the exploration phase.

## 2. SIMULTANEOUS MAP-BUILDING AND SELF-LOCALIZATION

The aim of Map-Building is to produce and update autonomously maps of environments. This map will be used by the robot for self-localization in the environment without the need of modifying the environment (e.g. use of artificial beacon systems, code bars on the walls, etc.). To build autonomously a map of an environment consists basically on the following steps: Get data of the environment through some kind of sensor (e.g. optical sensors, ultrasonic, sonar, and laser); extract features from the sensory data; match observed features to the best fitting equivalent from the map; localize the robot with the matched features; match features with their re-prediction based on the robot new position; and, update the map features with their matched re-observation and store unmatched features as new ones (see Figure 1).



**Figure 1** – Block diagram for simultaneous map building and localization.

There are many different approaches used to estimate the position of the robot during the map-building procedure. In this work, the basic tool that we used to localize the robot while it is building the map was the extended Kalman filter (EKF). Kalman filtering techniques have been used extensively to solve problems in localization, not only in robotic applications, but also, for other applications of navigation (for more details about EKF, see: Crowley, 1989, Leonard & Durrant-Whyte, 1992, and Grewal & Andrews, 1993).

The representation of the spatial information adopted was the called *stochastic map*. This representation is an exact mathematical approach to the simultaneous localization and map building problem, originally addressed by Smith *et al.* (1990), and contains the estimates of relationships among objects in the map, their uncertainties, and their inter-dependencies, given by all the available information provided by the sensors. In order to aid the comprehension of the EKF, the stochastic map, and the procedure and simplifications adopted in this work, the following terms are defined. A *spatial relationship* is represented by the vector of its *spatial variables*,  $x$ . Then, the position of the robot can be described by its coordinates,  $x$  and  $y$ , in a two dimensional Cartesian reference frame and by its orientation,  $\phi$ , given as a rotation about the  $z$  axis:



$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ \phi \end{bmatrix} \quad (1)$$

An *uncertain* spatial relationship can be represented by a *probabilistic distribution*:

$$P(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (2)$$

The uncertain spatial relationships are modeled by estimating the first two moments of its probability distribution, i.e. the mean,  $\hat{\mathbf{x}}$ , and the covariance,  $C(\mathbf{x})$ , defined as:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}} &\stackrel{\Delta}{=} E(\mathbf{x}) \\ \tilde{\mathbf{x}} &\stackrel{\Delta}{=} \mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}} \\ C(\mathbf{x}) &\stackrel{\Delta}{=} E(\tilde{\mathbf{x}} \tilde{\mathbf{x}}^T) \end{aligned} \quad (3)$$

Where  $E$  is the expectation operator, and  $\tilde{\mathbf{x}}$  is the derivation from the mean. For the mobile robot, these terms are:

$$\hat{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{y} \\ \hat{\phi} \end{bmatrix} \quad C(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \sigma_x^2 & \sigma_{xy} & \sigma_{x\phi} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y^2 & \sigma_{y\phi} \\ \sigma_{x\phi} & \sigma_{y\phi} & \sigma_\phi^2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

The diagonal elements of the covariance matrix are just the variances of the spatial variables, while the off-diagonal elements are the covariances between the spatial variables. To model a system of  $n$  uncertain spatial relationships, it is necessary to construct the vector of all spatial variables, which is called as the *system state vector*. As before, the mean of the mean of the state vector,  $\hat{\mathbf{x}}$ , and the *system covariance matrix*,  $C(\mathbf{x})$ , are estimated.

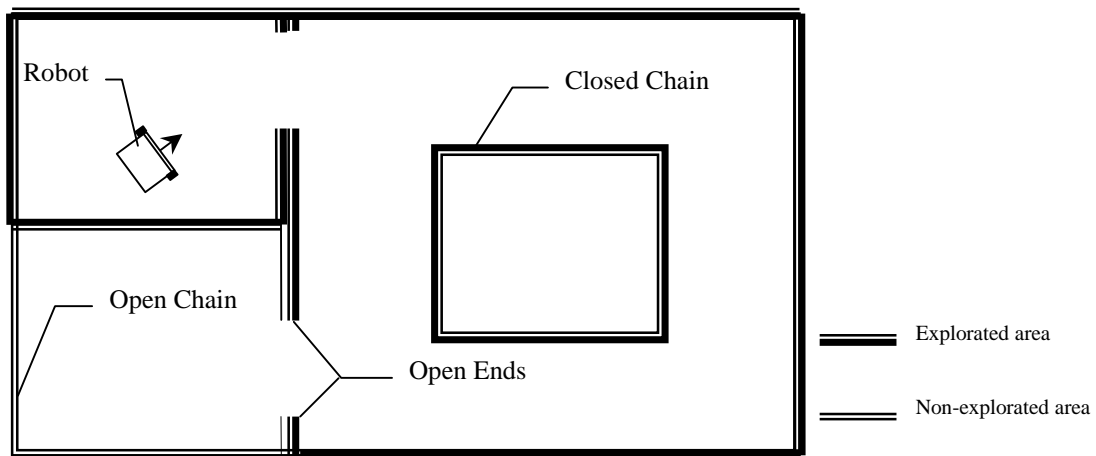
$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \quad \hat{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \\ \vdots \\ \hat{x}_n \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{Defining: } C(x_i, x_j) &\stackrel{\Delta}{=} E(\tilde{x}_i \tilde{x}_j^T) \\ C(x_j, x_i) &= C(x_i, x_j)^T \end{aligned} \quad (6)$$

$$C(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} C(x_1) & C(x_1, x_2) & \cdots & C(x_1, x_n) \\ C(x_2, x_1) & C(x_2) & \cdots & C(x_2, x_n) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C(x_n, x_1) & C(x_n, x_2) & \cdots & C(x_n) \end{bmatrix} \quad (7)$$

Here, the  $x_i$ 's are the vectors of the spatial variables of the individual uncertain spatial relationships, and the  $C(x_i)$ 's are the associated covariance matrices. The  $C(x_i, x_j)$ 's are the cross-variance matrices between the uncertain spatial relationships. These off-diagonal sub-matrices encode the dependencies between the estimates of the different spatial relationships.

To implement the map-building procedure, we adopted some simplifications, which reduced the computational requirements. The results rely on the so-called 2-D assumption, that is, the environment can be sufficiently described in 2-D since all observed structures keep their forms in the vertical dimension. Supposing that every horizontal slice of an obstacle has a closed contour, the goal of the exploration is to build a closed chain of extracted features around each contour in the environment. Open ends of a chain, i.e. the end of a feature, where the successive one is still missing, indicate a frontier where new information can be gathered. The final map is a collection of all chains of features observed during the exploration of the environment.

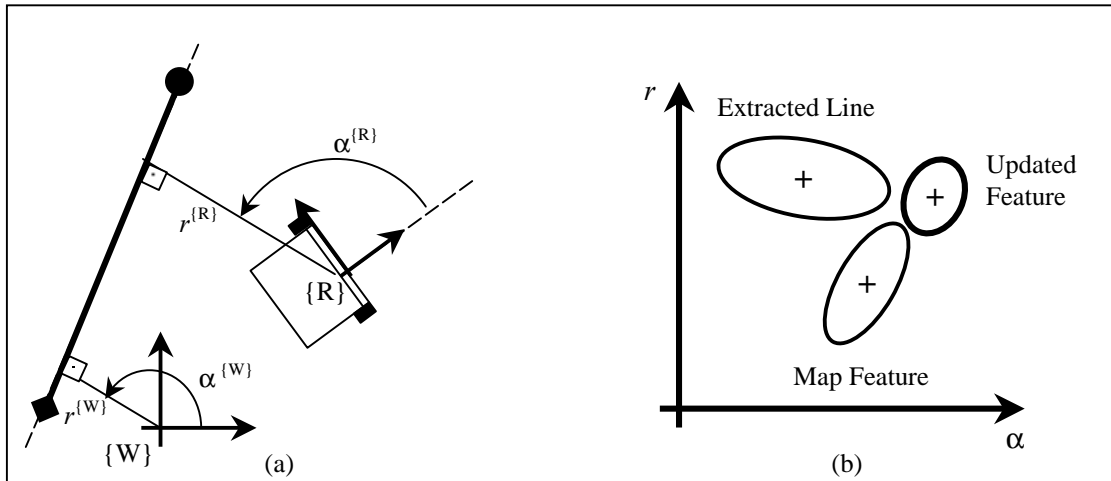


**Figure 2** – Simple scene showing two chains (a closed and an open one) and the robot during the exploration phase. Observe that the Open Ends indicate the borders of the known environment.

The line extraction method (Arras, 1996, Wulschleger, 1999, and Wulschleger *et al.* 1999) is also used. This procedure delivers lines and segments together with their first order covariance estimate. The distinction of lines and segment is done as follow: A line is represented according to the Hessian model:

$$\rho \cdot \cos(\varphi - \alpha) - r = 0 \quad (8)$$

Where  $(\rho, \varphi)$  is the raw measurement in polar coordinates and  $(\alpha, r)$  the model parameters. They come along with their second moments, which hold the propagated uncertainty from the raw data level. Segments have a 4-D representation. Either by Cartesian coordinates of their endpoints or by a position, an inclination, and a length. In a hierarchical order, segments are below lines since they lie on a line (the supporting line) and thus have the same  $(\alpha, r)$  pair. In all comparisons, matchings, and updates of map entities pairs of  $(\alpha, r)$  with their covariance matrix are used. Although this representation provides consistent treatment of all feature model parameters and thus permits blind comparison and manipulation of features, reducing the computational requirements, this choice is a sub-optimal one. This occur because we are simplifying the EKF, i.e. all the cross-variance matrices were neglected (the cross-correlation's between robot to feature and feature to feature are not considered). If in a way it was possible to save computational time, in the other way, some problems during the matching and updating procedures happened.

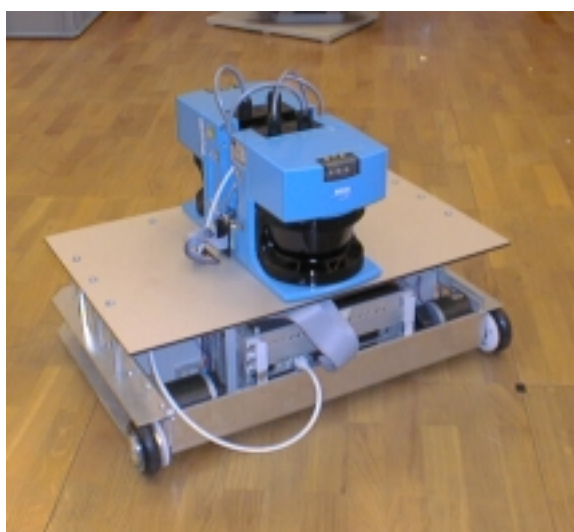


**Figure 3** – A line (a) is represented by a Gaussian distribution in model space (b) with heading  $\alpha$  and distance  $r$  as first moments.

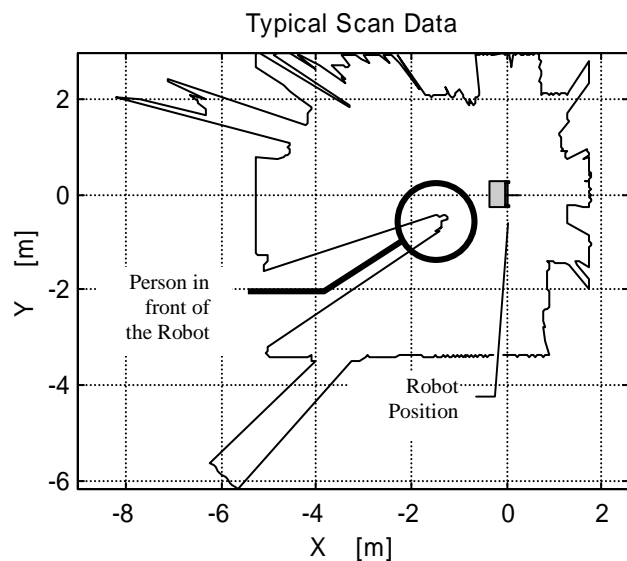
As all operations (e.g. matching, fusing, update, etc) are done in the model space (Figure 3-b), the use of a simplified EKF causes an increment on the position uncertainties, deformation, rotation, and translation of the observed features, when compared with the real ones (Castellanos *et al.*, 1999), and even creates “ghost features”.

### 3. IMPLEMENTATION AND RESULTS

The implementation of the Map-Building procedure used a real platform, a differential drive mobile robot - SmartROB-2, whose dimensions were 0.60 m width x 0.35 m length x 0.40 m height (see Figure 4-a and Badreddin, 1992). The mobile robot was equipped with two SICK LMS200 Laser Scanners covering 360° with a resolution of 2° and radial error measurement less than  $\pm 20$ mm. The entire code was written in XOboron, a deadline-driven hard real-time operating system. For more informations about Laser Scanners and data processing, see Adams (1999).



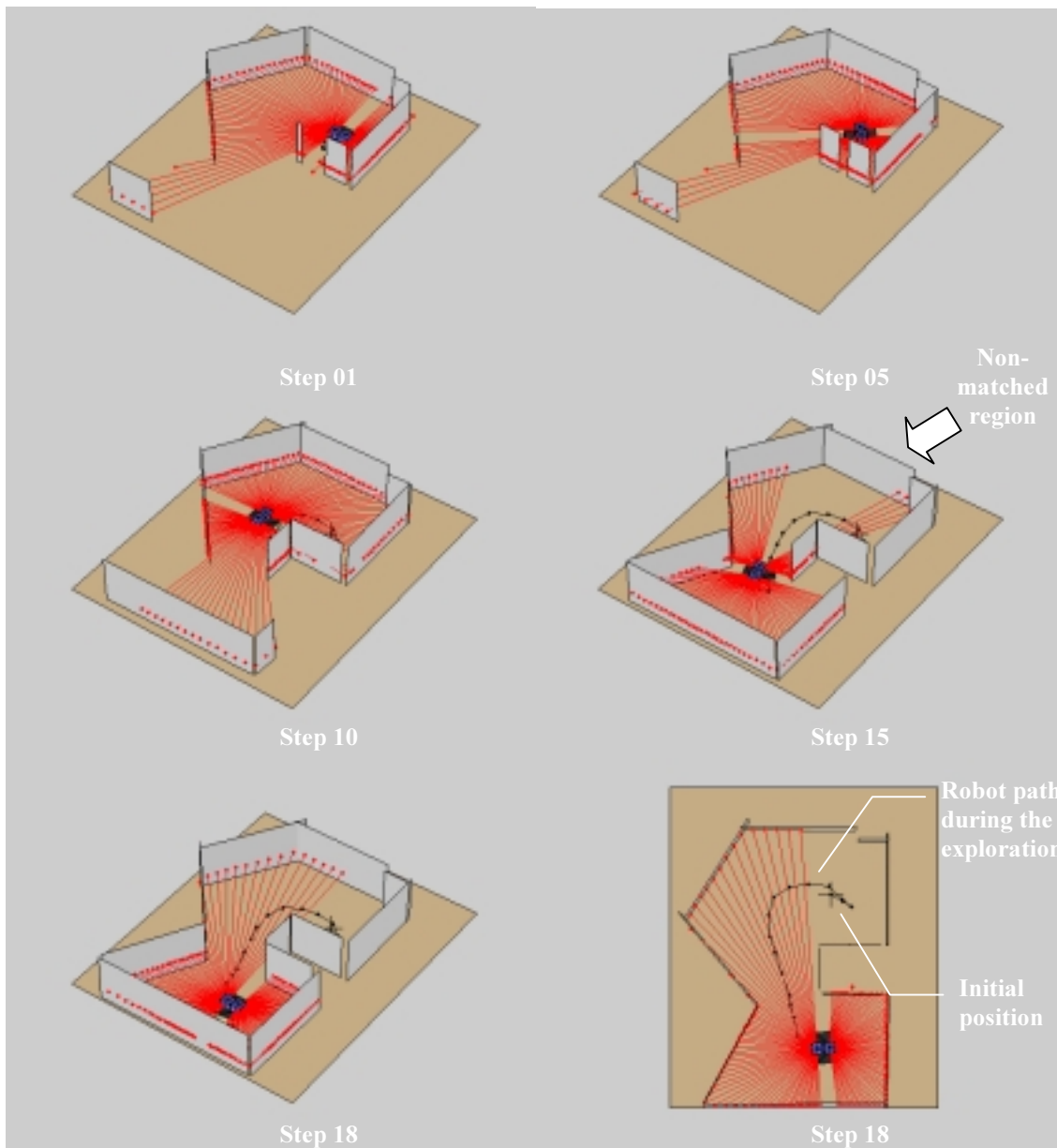
(a)



(b)

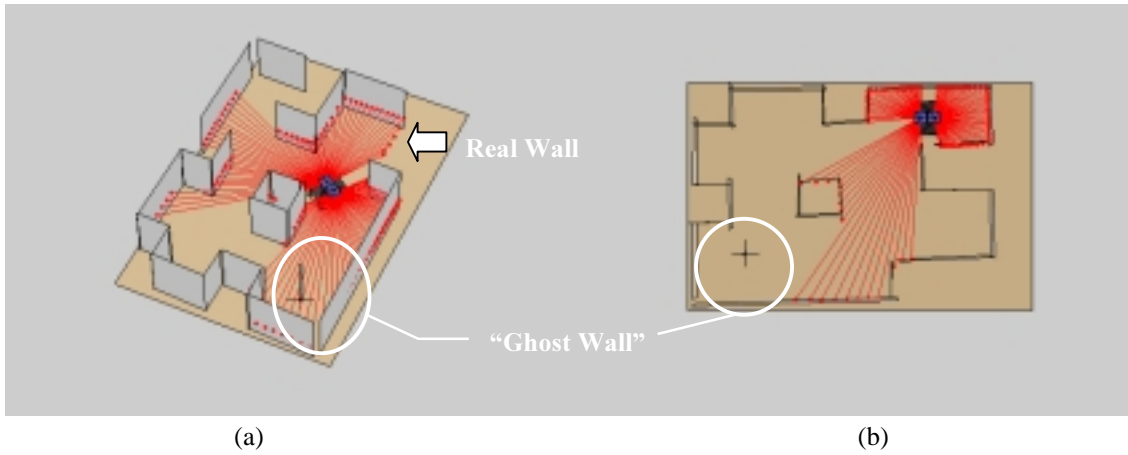
**Figure 4** – (a) Photo of the mobile robot SmartROB-2 equipped with two SICK LMS200 Laser Scanners and (b) plot of a typical laser scan data obtained by the robot during the experimental tests.

The sequence presented on Figure 5 shows the real exploration of the SmartROB-2 in an environment built in the laboratory. The lines “leaving” the SICKs laser scanners represent the matched laser scanner data and, the walls, the extracted features (remember the 2-D assumption). The robot assumed that its initial position is the position of the global reference frame  $\{W\}$  and started to move around to explore the environment, following the wall and trying to “close” all chains of the environment. The exploration ended on Step 18. It is possible to observe that on Step 15 there is a big area of non-matched data, i.e. signals of the rear laser scanner that the EKF could not match with previous observations.

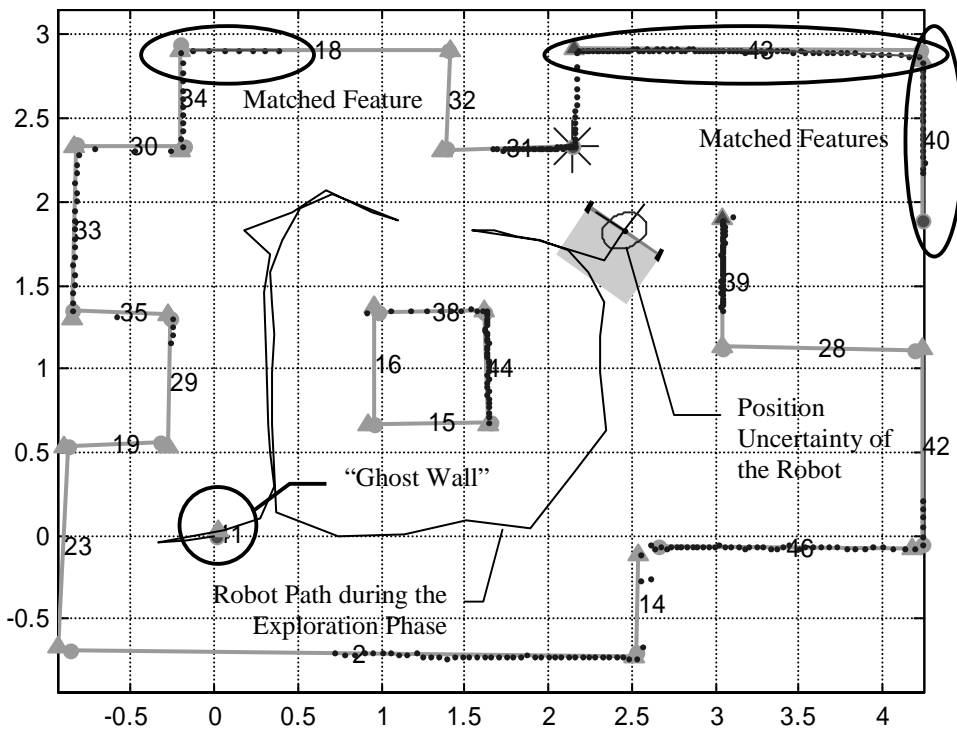


**Figure 5** – Sequence of steps during a real exploration of an environment. See that in step 15, there is a big non-matched region behind the robot.

The Figure 6 shows an example of a more complex environment built in the laboratory, where the simplifications of the EKF produced “ghost features”. Figure 7 shows the matched walls and the position uncertainty of the robot during the exploration phase. Observe in Figure 7 that only 3 walls were matched (18, 40, and 43). The use of the complete EKF would solve these problems.



**Figure 6** – (a) Detail of the “ghost wall” during the exploration of the environment and (b) the final map of the environment, the “ghost wall” was not deleted from the map.



**Figure 7** – Details of an exploration step using the simplified EKF when the robot was driving to explore the non-closed area. The dots represent the raw data (scan data).

## 5. CONCLUSIONS AND OUTLOOK

Researches on Map-Building approach for mobile robots were developed. Our approach uses an algorithm for line and segment extraction and a simplified EKF (Extended Kalman Filter) for localization. We implemented this approach on a real platform, the mobile robot SmartROB-2, equipped with two SICK Laser Scanners and the real-time system XOberon. The entire framework was developed such that a fully autonomous system can execute the Map-Building procedure without any off-board, off-line or post-processing procedures to get a practical environment model.

The results obtained were encouraging, nevertheless some problems were found due to the simplifications adopted. To save computational time we used a simplified EKF and all the cross-variance matrices were neglected. This option caused an increment on the position uncertainties and thus, difficulties to match the sensor data. Solutions have been discussed with other researchers and we have some options to overcome the problems found: the implementation of the complete EKF, or the use of other kind of Filter for localization (e.g. the Condensation Algorithm, Meier & Ade, 1999).

## ACKNOWLEDGMENTS

The authors wish to express their thanks to Prof. Gerhard Schweitzer and all the staff of the Institute of Robotics, ETH Zurich (Switzerland) for their contribution to this paper. The CNPq - National Research Council (Brazil) and the ICSC - World Laboratory (Switzerland) funded this study.

## REFERENCES

- Adams, M. D., 1999, "Sensor Modeling, Design and Data Processing for Autonomous Navigation", World Scientific Series in Robotics and Intelligent Systems, Vol. 13, p.232.
- Arras, K. O., 1996, "Map Building I", Diplomarbeit WS'95/96: IfR – ETH Zurich, 1996.
- Badreddin, E; 1992, "Mobile Roboter – Einführung in den Aufbau und die Funktionsweise Mobiler Roboter", Kurs, June 15 – 16, 1992, IfR – ETH Zurich, Switzerland.
- Castellanos *et al.*, 1999, "The SPMAP: A probabilistic framework for simultaneous localization and map building", IEEE Trans. on Robotics and Automation, Vol. 15, n. 5, pp. 948 – 952.
- Crowley, J: L., 1989, "World modeling and position estimation for a mobile robot using ultrasonic ranging", IEEE J. Robotics and Automation, pp. 674 – 680.
- Grewal, M. S. & Andrews, A. P., 1993, "Kalman filtering: theory and practice", Prentice Hall, 1993.
- Leonard, J. J. & Durrant-Whyte, H. F., 1992, "Directed sonar sensing for mobile robot navigation", Kluwer Academic Publishers, 1992.
- Meier, E.B. & Ade, F., 1999, "Using the condensation algorithm to implement tracking for mobile robots", Proc. of the 3<sup>rd</sup> European Workshop on Advanced Mobile Robots (Eurobot'99), September 6 - 8, 1999, Zurich, Switzerland, pp. 73 - 80.
- Smith, R. *et al.*, 1990, "Estimating uncertain spatial relationships in robotics", In: Autonomous Robotics Vehicles, editors: I. J. Cox and G. T. Wilfons, pp. 167 – 193.
- Wullschleger, F. H., 1999, "Map Building III", Diplomarbeit WS'98/99: IfR – ETH Zurich, 1999.
- Wullschleger, F.H. *et al.*, 1999, "A flexible exploration framework for map building", Proc. of the 3<sup>rd</sup> European Workshop on Advanced Mobile Robots (Eurobot'99), September 6 - 8, 1999, Zurich, Switzerland, pp. 49 - 56.

## **PATH PLANNING APPROACH FOR AUTONOMOUS AND ASSISTED NAVIGATION USING VELOCITY OBSTACLE PRINCIPLES**

**Marcelo Becker**

State University of Campinas, School of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Design, PO Box 6051, 13089-970, Campinas – SP, Brazil, Email: becker@fem.unicamp.br

**Felix Wullschleger**

Swiss Federal Institute of Technology, Institute of Robotics, ETH Center - IfR, CLA H-15.1, CH-8092, Zurich, Switzerland, Email: wullschl@ifr.mavt.ethz.ch

### **Abstract:**

This article relates researches on Path Planning and Obstacle Avoidance techniques for autonomous and assisted navigation in real environments. To test our approach, simulations, using the software Matlab, and experimental tests, using the mobile robot SmartROB-2 equipped with two SICK Laser Scanners and the real-time system XOberon, were done. The results obtained were excellent, a new approach using the velocity obstacle technique was developed, and real tests using the mobile robot, and path planning controller are in progress.

**Keywords:** Path planning, obstacle avoidance, velocity obstacle, and autonomous and assisted navigation.

### **1. INTRODUCTION**

Path Planning and Obstacle Avoidance approaches consist, respectively, on an algorithm that plans a path that results in achieving a given goal, and another one that allows the controller to detect and track obstacles, generating a new path. Actually, these techniques are being applied in real applications like: robot manipulators avoiding moving obstacles, intelligent vehicles negotiating freeway traffic, etc. This paper focus the problems found in applications similar to intelligent vehicles.

In the case of autonomous navigation of a vehicle, the obstacle avoidance algorithm generates the steering and velocity commands for the vehicle, guiding it to its goal, taking any necessary action to avoid collisions during the path. In the case of assisted navigation, the final decision is always took by the user and the controller should aid the user, providing suggestions of alternative paths to avoid crashes with obstacles. This kind of control is found mainly in applications where the interaction between man-machine is very close and the independence feeling of the user is very important (e.g. intelligent wheelchairs, assisted navigation systems for automobiles, etc.).

In a general manner, Path Planning can be divided into two main approaches: global path planning, based on a priori complete information about the environment, and local path planning, based on sensory informations in uncertain environment where the size, shape and location of obstacles are unknown (Beom & Cho, 1995). Global path planning methods can solve the path planning problems for completely known environments. But, they can not be used for navigation in complex and dynamically changing environments, where unknown obstacles may be located an *a priori* planned path. To overcome these difficulties, methods considering real-time environment informations from sensors must be used. Local path

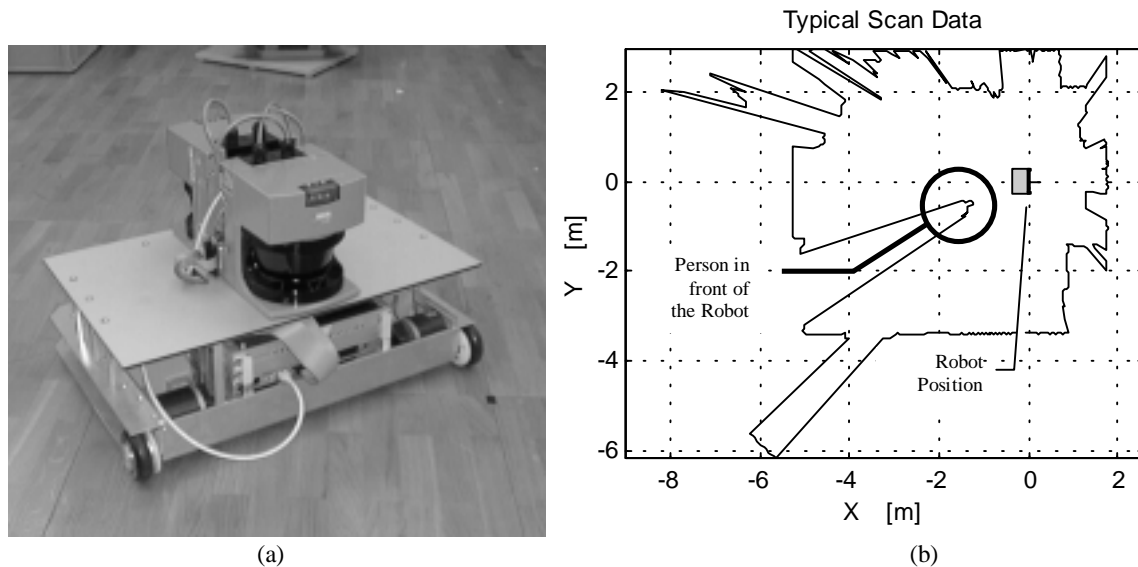
planning methods uses informations of the sensors to provide environmental information for the vehicle's navigator.

The navigator is a navigation and obstacle avoidance controller that generates the steering and velocity commands for the autonomous vehicle. Based on sensor readings, the vehicle should be able to perform local path planning and to take appropriate control actions. Conflict can appear, e.g.: go to goal position vs. obstacle avoidance. There are many approaches used to solve the Path Planning problem: Visibility Graph (Fu & Liu, 1990); Pattern Recognition (Wang & Tsai, 1991); Feedback Solutions (Feng & Krogh, 1991); Deformable Virtual Zones (Zapata *et al.*, 1994); Fuzzy Sets and Neural Networks (Beom & Cho, 1995 and Baxter & Bumby, 1995); Step-by-Step Planning (Bobyry & Lumelsky, 1999), and many others.

Our approach is based on the Velocity Obstacle approach (Prassler *et al.*, 1999a, b and Fiorini & Shiller, 1998). Nevertheless, we opted for to keep the modulus of the velocity constant during the path, changing its value only if a predetermined maximum steering angle is exceed. This choice generates a new approach that can be used in autonomous or assisted applications.

## 2. LASER SCANNERS

We decided to use laser range finders (or simply Laser Scanners), although the high costs of this kind of sensor, because actually no other sensor is equally suited for detecting and tracking a large number of moving objects in real time. This function is essential for navigating in real world environments, always subjected to rapid changes. The Laser Scanners provide an accurate 2-D picture of the environment because of their high angular and range resolution. Nevertheless, even using a high precision kind of sensor, the presence of differing surface reflectivity's, textures, relative orientations, etc can produce erroneous signals. These problems should be analyzed during the design of the sensor (Adams, 1999) or later, by the user, when processing the data. For the data acquisition procedure we used a real platform, a differential drive mobile robot, SmartROB-2, (see Figure 1-a and Badreddin, 1992) equipped with two SICK LMS200 Laser Scanners covering  $360^\circ$  with a resolution of  $2^\circ$  and radial error measurement less than  $\pm 20\text{mm}$ .

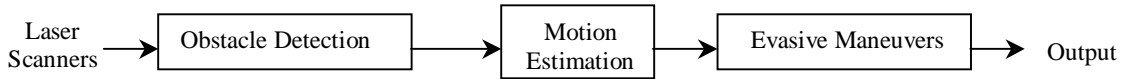


**Figure 1** – (a) Photo of the mobile robot SmartROB-2 equipped with two SICK LMS200 Laser Scanners and (b) plot of a typical laser scan data obtained by the robot during the experimental tests.



### 3. NAVIGATION CONTROLLER

The basic navigation controller used was previously described in Becker (1999). Nevertheless, a new Obstacle Avoidance procedure was adopted. It essentially consists of three components: an algorithm for Obstacle Detection, one for Motion Detection and Tracking (or simply Motion Estimation), and another one for computing Evasive Maneuvers, which is based on the *Velocity Obstacle* approach, Prassler *et al.*, 1999a, b (Figure 2).

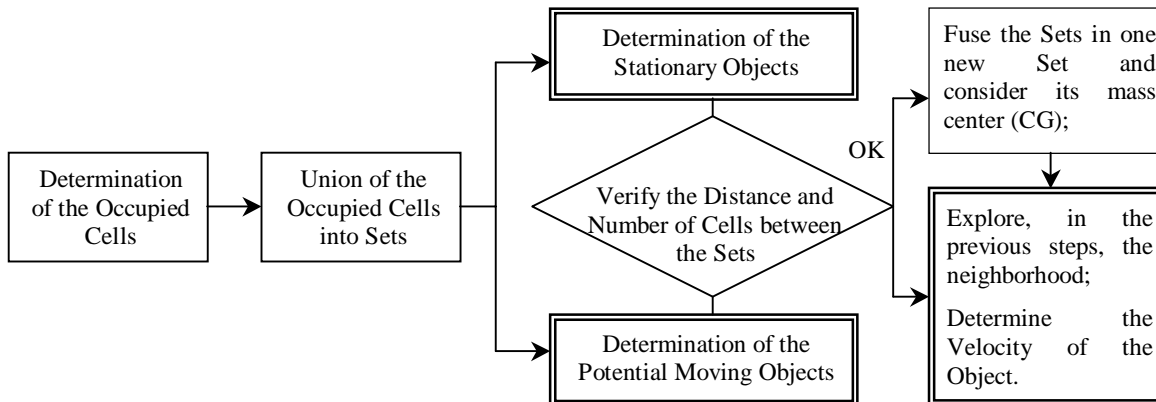


**Figure 2** - Block diagram of the algorithms used for Obstacle Avoidance Controller.

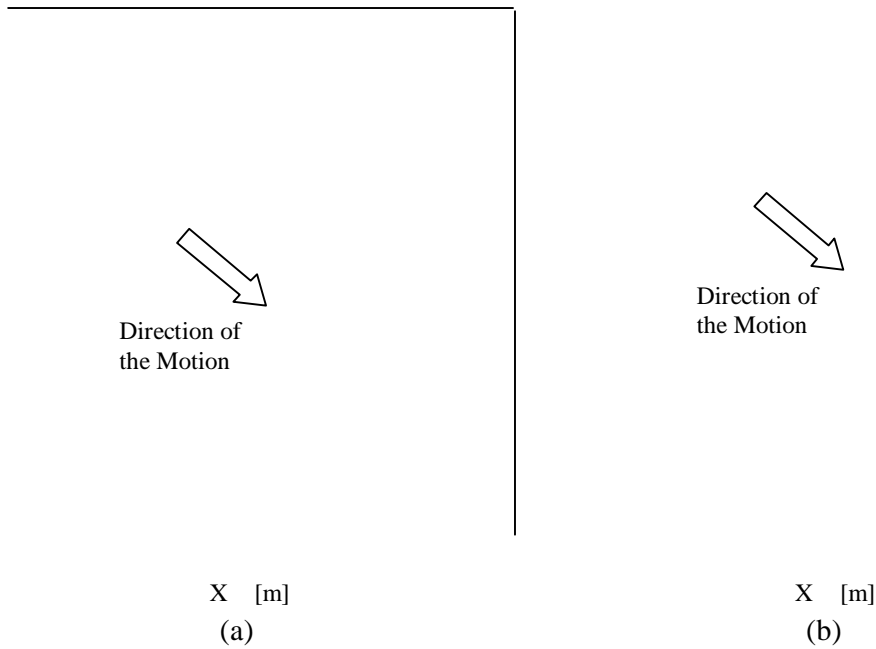
#### 3.1 Obstacle Detection and Motion Estimation

Based on the scan data, the robot can build a model of the environment and use this model to detect obstacles, motion, and to track the motion. However, how to represent and use these data in a real-time application? An efficient scheme for mapping scan data is the *Occupancy Grid Representation* (Elfes, 1989). In this approach, all the scan data are represented on a 2-D rectangular grid, where each grid element (cell) describes a small region of the real world. But, due to the necessity to completely initialize the grid and set each cell to some default value at step time  $t$ , this representation is too expensive in computer time. To avoid this problem and save computer time, a variation of this representation, called *Time Stamp Map* (Fiorini & Shiller, 1998), is used. In this case, only the occupied cells observed at each time step  $t$  are mapped, all the other cells in this grid remain untouched. This procedure allows the implementation in real-time, avoiding spend time mapping free space.

The easiest way to identify changes in the environment is to consider a sequence of the *Time Stamp Map*'s and to investigate where the steps of this sequence differ. A discrepancy between two subsequent steps is a strong indication of a potential modification in the environment. An important parameter to be considered is the distance from the bottom to the Laser Scanners position (i.e. the height of the sensor). Changing this position, the characteristics of the same objects is also changed. In the Figure 4 it is possible to observe the differences between two different positions of the Scanners (a- sensors positioned close to the ground and b- one meter of height). The method proposed to treat this problem is shown in the block diagram bellow (the double line blocks consider more than one *Time Stamp Map*):

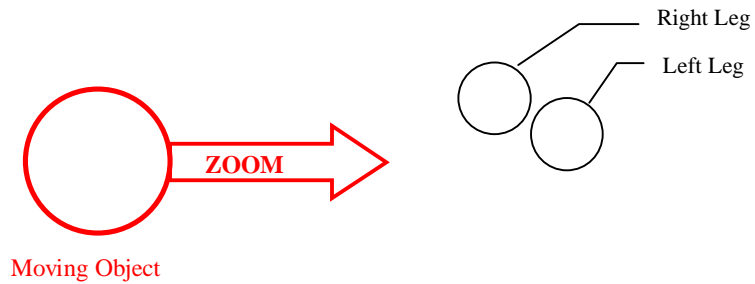
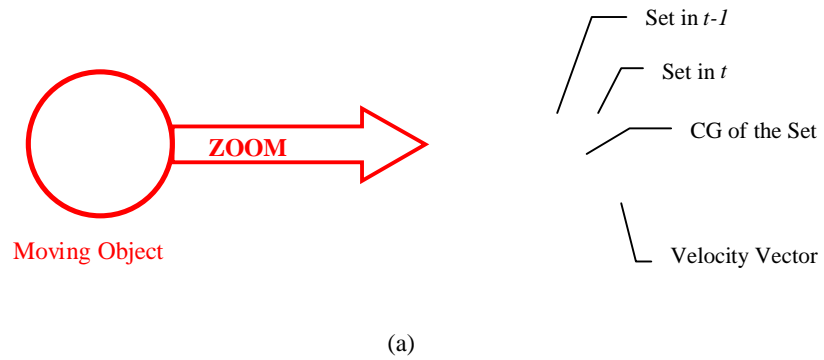


**Figure 3** – Simplified Block Diagram of the method used to detect and track moving obstacles.



**Figure 4** - Sequence of Scans of one person walking in a diagonal path: scanners located (a) one meter of height and (b) close to the ground. In both cases the robot was kept stationary.

Using the ideas proposed above, we obtained the following results:

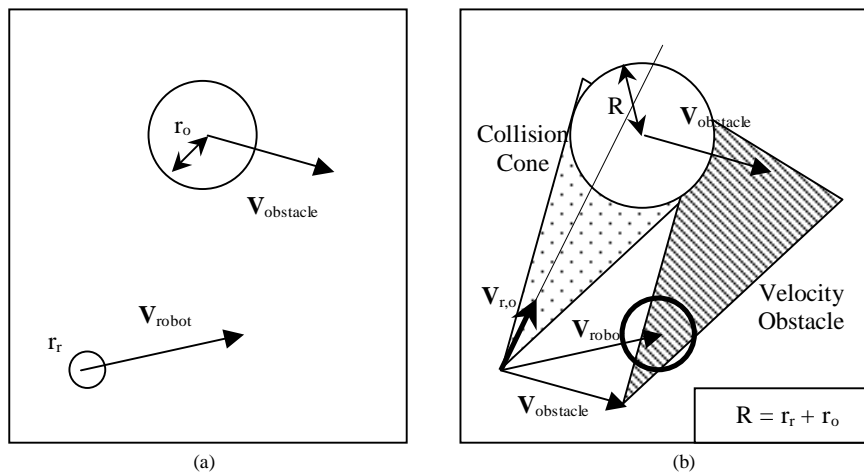


**Figure 5** – Detection and tracking of one person walking in a diagonal path: scanners located (a) one meter of height and (b) close to the ground. In both cases the robot was kept stationary.

As shown in Figures 4 and 5, it is not easy to detect and track people walking (Kleitsch, 1998). Many times, in real environments, the informations provided by the Laser Scanners are not enough to avoid collisions with a lower height objects or objects that do not reflect the laser beam properly (e.g. glass doors).

### 3.2 Evasive Maneuvers

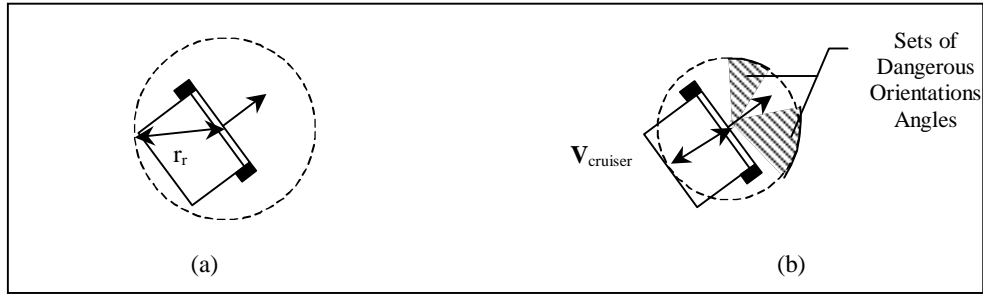
The basic idea of this algorithm is to obtain a “collision cone” and an equivalent condition on the absolute velocity of the robot (“velocity obstacle”), specific to a particular pair of robot / obstacle. The velocities of the robot inside of the *velocity obstacle* would cause collision between the robot and the obstacle, velocities outside of velocity obstacle would avoid collisions, and velocities on the boundaries of the velocity obstacle would result in the robot grazing the obstacle. Combining the results for each obstacle and the output of a navigation controller, it is possible to choose the better control output, which results in the robot going to the goal position and avoiding the obstacles. It is possible to see in Figure 6-b that for the actual velocity of the robot (*vector velocity* inside of the velocity obstacle area, see circle) the collision is imminent. Nevertheless, any velocity orientation that provides a position outside of the filled area would avoid the collision.



**Figure 6** - The relative velocity ( $\mathbf{V}_{r,o}$ ), the Collision Cone and the Velocity Obstacle.

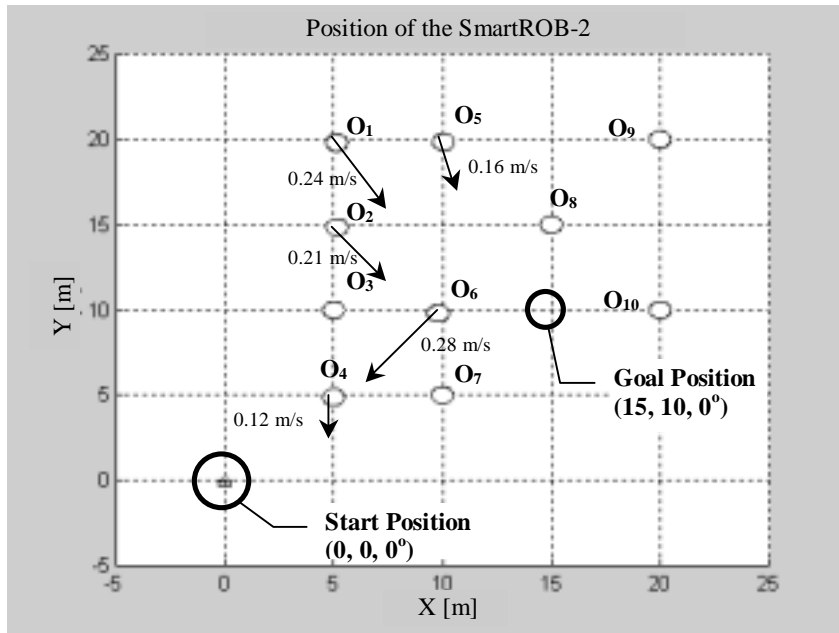
There are two options to avoid the collision: the first one is to change the orientation of the *velocity vector* ( $\mathbf{V}_{robot}$ ), steering the vehicle and, the second one, to change the modulus of the *velocity vector*, accelerating the vehicle (positive or negative acceleration). As one of the principles adopted for the controller behavior is to use a cruiser velocity during the path, the modulus of the *velocity vector* is changed only if the maximum steering angle is exceeded.

Based on the above premises, we used a circle with radius equal to the desired cruiser velocity to represent the set of possible orientation angles of the robot. Then, for each obstacle observed in the neighborhood, the *velocity obstacle* and the intersections between it and the circle are calculated. The results obtained for all obstacles are combined and result in the *Sets of Dangerous Orientation Angles* for the robot (Figure 7). In other words, if the orientation angle of the robot is inside of one of these sets, a collision between the robot and the obstacle will occur. Nevertheless, if the maximum steering angle is exceeded, the algorithm searches a new value for the modulus of the *velocity vector* that avoids the crash and does not exceed the maximum steering angle.



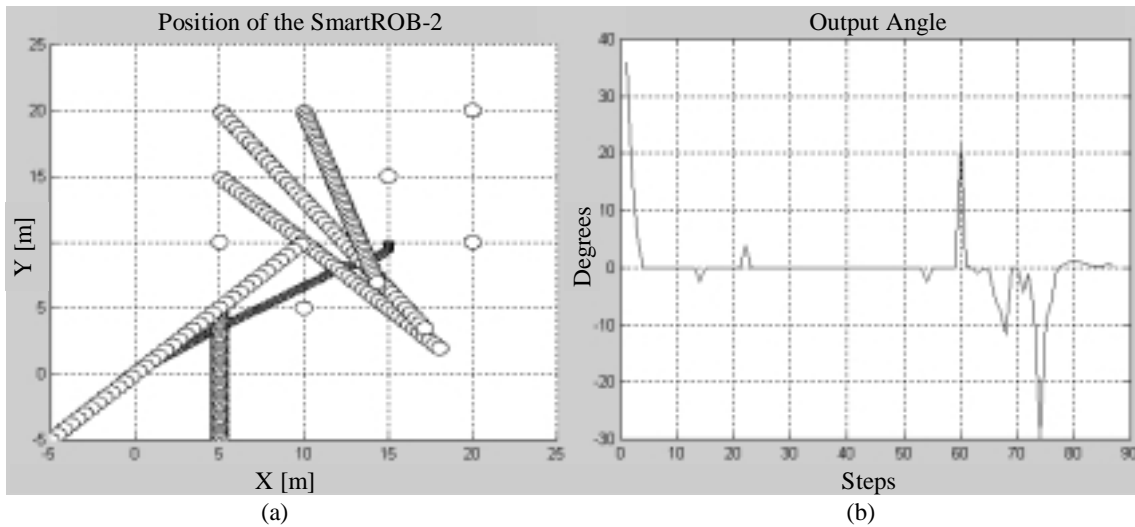
**Figure 7** – (a) Detail of the robot radius and, (b) Sets of Dangerous Orientation Angles for the robot on the circle with radius equal to  $V_{cruiser}$ .

To simulate the vehicle behavior in complex environments (with moving and fixed obstacles), the software Matlab was used. Simulations are made in an environment with 10 obstacles using the technique described above: motion planning using velocity obstacle. A cruise velocity is used during the path. The Figure 8 shows the environment used: the moving obstacles ( $O_1$ ,  $O_2$ ,  $O_4$ ,  $O_5$  and  $O_6$ ), the fixed obstacles ( $O_3$ ,  $O_7$ ,  $O_8$ ,  $O_9$  and  $O_{10}$ ), the initial and final positions, and orientations.

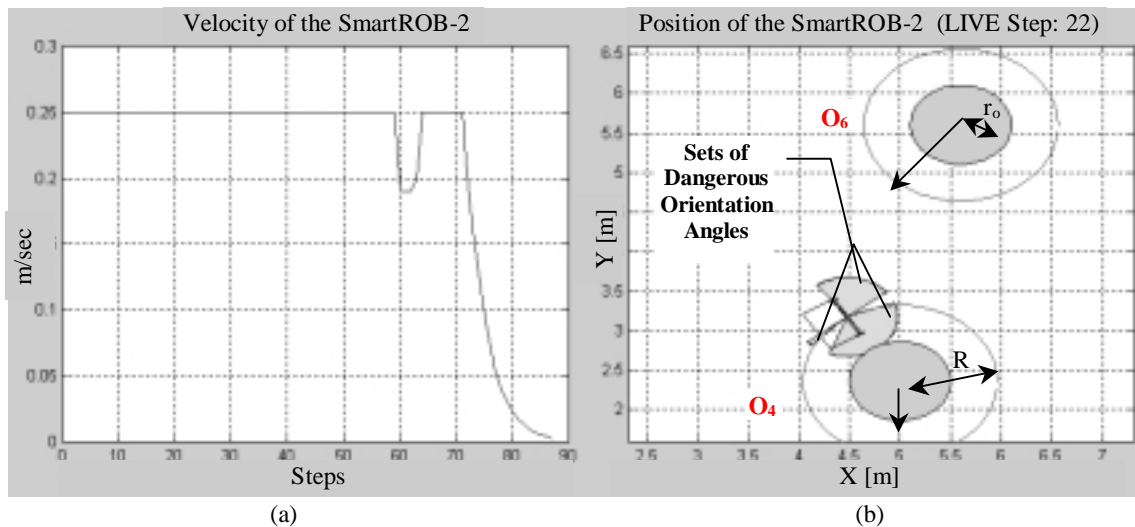


**Figure 8** - Beginning of the simulation – environment with ten obstacles (five moving obstacles, their velocities are represented by vectors).

The results obtained using the obstacle avoidance controller were excellent. The capacity of the controller to predict and determine collision courses with several moving obstacles and compute an avoidance maneuver, which is close to its original heading as possible, allows the controller to avoid undesired and unnecessary accelerations and steering angles. It is possible to observe in Figures 9 and 10 that the vehicle moves close to the obstacles, grazing some of them. Only when the maximum steering angle is exceeded, the controller changes the cruise velocity to compute a new output angle. The behavior of the vehicle grazing the obstacles reduces the total displacement and the consumption of energy of the vehicle and increases its range.



**Figure 9** - (a) Paths simulated for the robot and the obstacles and (b) controller output angle.



**Figure 10** - (a) Velocity simulated for the robot and (b) detail of the sets of dangerous orientation angles (if the orientation angle of the robot is inside of these sets, the collision is imminent).

#### 4. CONCLUSIONS AND OUTLOOK

We developed researches on Obstacle Avoidance for autonomous and assisted vehicles using a real sensor data and a mobile robot (SmartROB-2). The researches included simulations using the software Matlab, experimental tests using the mobile robot, and the real-time system XOberon.

The results obtained using the variation of the *Velocity Obstacle* approach were excellent, nevertheless it is necessary to do experimental tests to evaluate the behavior of the controller in real world environments. Tests about the position of the sensors on the robot, i.e., the height of the sensors, and its influence in the performance of the motion-tracking algorithm shown the efficiency of the algorithm developed. Due to the situations found in real world environments, we recommend the use of the Laser Scanners mainly to track moving obstacles and add Sonar or Vision sensors to detect objects not recognized by the Laser Scanners (e.g. lower height objects, glass doors, etc). The use sensor fusion would improve the performance of the algorithm.

## ACKNOWLEDGMENTS

The authors wish to express their thanks to Prof. Gerhard Schweitzer and all the staff of the Institute of Robotics, ETH Zurich (Switzerland) for their contribution to this paper. The CNPq - National Research Council (Brazil) and the ICSC - World Laboratory (Switzerland) funded this study.

## REFERENCES

- Adams, M. D., 1999, "Sensor Modeling, Design and Data Processing for Autonomous Navigation", World Scientific Series in Robotics and Intelligent Systems, Vol. 13, p.232.
- Badreddin, E; 1992, "Mobile Roboter – Einführung in den Aufbau und die Funktionsweise Mobiler Roboter", Kurs, June 15 – 16, 1992, IfR – ETH Zurich, Switzerland.
- Baxter, J. W. & Bumby, J. R., 1995, "Fuzzy control of a robotic vehicle", Proc. of Instn. Mech. Engrs. - Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 209, pp. 79 - 91.
- Becker, M., 1999, "Simulation of a fuzzy controller for autonomous vehicles in complex and dynamic environments", Proc. of COBEM'99 – XV Brazilian Congress on Mechanical Engineering, Águas de Lindóia – SP, Brazil, Nov 22 to 26, 1999, CD-ROM.
- Beom, H. R. & Cho, H. S., 1995, "A sensor-based navigation for a mobile robot using fuzzy logic and reinforcement learning", IEEE Trans. on Syst., Man, and Cyber., Vol. 25, n. 3, pp. 464 - 477.
- Boby, S. & Lumelsky, V., 1999, "Control of dynamics and sensor based motion planning for a differential drive robot", Proc. of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation, May 1999, Detroit – MI - USA, pp. 157 – 162.
- Elfes, A., 1989, "Occupancy grids: a probabilistic framework for robot perception and navigation", Ph.D. Thesis, Electrical and Computer Engineering Department / Robotics Institute, Carnegie-Mellon University, USA.
- Feng, D. & Krogh, B. H., 1991, "Dynamic steering control of conventionally steered mobile robots", Journal of Robotic Systems, Vol. 8, n. 5, pp. 699 - 721.
- Fiorini, P. & Shiller, Z., 1998, "Motion planning in dynamic environments using velocity obstacles", International Journal of Robotics Research, Vol. 17, pp. 760 - 772.
- Fu, L.-C. & Liu, D.-Y., 1990, "An efficient algorithm for finding a collision-free path among polyhedral obstacles", Journal of Robotic Systems, Vol. 7, n. 1, pp. 129 - 137.
- Kleistsch, C., 1998, "Objekte / Menschen extrahieren aus Distanzdaten", Semesterarbeit SS'98, IfR – ETH Zurich, Switzerland.
- Prassler, E., Scholz, J. & Fiorini, P., 1999a, "Navigating a robotic wheelchair in a railway station during rush hour", International Journal of Robotics Research, Vol. 18, pp. 711 - 727.
- Prassler, E., Scholz, J. & Elfes, A., 1999b, "Tracking people in a railway station during rush hour", Proc. of 1<sup>st</sup> Int. Conf. on Computer Vision Systems (ICVS'99), Gran Canaria, Spain, pp. 162 – 179.
- Wang, L.-L. & Tsai, W.-H., 1991, "Collision avoidance by a modified least-mean-square error classification scheme for indoor autonomous land vehicle navigation", Journal of Robotic Systems, Vol. 8, n. 5, pp. 677 - 698.
- Zapata, R., Lépinay, P. & Thompson, P., 1994, "Reactive behaviors of fast mobile robots", J. of Robotic Syst., vol. 11, n. 1, pp. 13 - 20.

## **CÁLCULO DO DESVIO MÉDIO ARITMÉTICO $R_a$ EM FUNÇÃO DO AVANÇO**

**Jorge Antônio Chaves de Oliveira**

**Noemia Gomes de Mattos de Mesquita**

**Hugo Marcelo Bezerra de Carvalho**

**Sérgio Murilo Verissimo de Andrade**

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de engenharia Mecânica, Grupo de Fabricação, 50740-530, Recife, PE, Brasil. E-mail: ngmm@npd.ufpe.br

### **Resumo**

Neste trabalho foi calculado o avanço para o qual se terá o acabamento superficial desejado, medido através do desvio médio aritmético ( $R_a$ ). Para tal foi feita uma análise geométrica do perfil da superfície e deduzida uma função a qual foi aplicada o método numérico de Newton-Raphson.

Palavras-chaves: acabamento superficial, rugosidade, torneamento e condições de corte.

### **1. INTRODUÇÃO**

Nas operações de usinagem, um dos fatores que determinam se a peça manufaturada tem o acabamento superficial adequado para desempenhar a função a qual ela se destina, é a rugosidade da sua superfície. O termo rugosidade será utilizado para designar as amplitudes da rugosidade, tal como a “Profundidade de Rugosidade” ( $R_t$ ) ou “Desvio Médio Aritmético de Rugosidade” ( $R_a$ ).

Em alguns trabalhos encontrados na literatura os autores relacionam os parâmetros de usinagem (avanço) com a profundidade de rugosidade ( $R_t$ ) (König, 1984; Ferraresi, 1970; Sandvik, 1994; Mitsubishi, 1999). No entanto a dispersão que o parâmetro ( $R_t$ ) apresenta faz com que a confiabilidade deste parâmetro seja baixa.

Neste trabalho a variação da rugosidade, medida através de do parâmetro ( $R_a$ ) (desvio médio aritmético de rugosidade), parâmetro este mais confiável que o ( $R_t$ ), em função do avanço é obtida através de um método numérico, de modo que, para um determinado acabamento superficial desejado na peça pode-se obter qual o avanço máximo com o qual pode-se usinar a mesma e que ainda garantirá o acabamento exigido. Tanto neste trabalho como em outros (Bet, 1999; Cassier, 1986), na relação entre o  $R_a$  e o avanço é levado em consideração a influência da geometria da ferramenta.

### **2. PARÂMETROS DE RUGOSIDADE**

As superfícies técnicas podem ser medidas ou avaliadas através de diferentes equipamentos, tais como, rugosímetros, perfilômetros, perfilógrafos e outros. Bet em seu

trabalho relaciona vinte e dois parâmetros verticais de rugosidade. A definição dos diferentes parâmetros de rugosidade pode ser encontrado nas normas técnicas internacionais e de diferentes países, tais como: DIN 140 - 4777; ISO 468 - 3274; VDI 2001 – 3402; ABNT NB 1964; NF 1961; BS 1134 – 1961; UNI 3963 – 1960; (appud Ferraresi, 1970)

## 2.1 Profundidade de rugosidade $R_t$

Segundo a norma VDI/VDE 2601 (1977)  $R_t$  foi no passado usado com os seguintes significados:  $R_t = R_z$ ;  $R_t = W_t + R_z$ ;  $R_t = R_{max}$ ;  $R_t = P_t \cong W_t + R_{max}$ .

$R_t$  deverá, por esta razão, não mais ser usado. O parâmetro  $R_t$ , o qual foi utilizado neste trabalho, tem o mesmo significado de  $R_y$ , quando definido da seguinte forma:  $R_t$  é a distância vertical entre o ponto mais elevado e o mais profundo do perfil de rugosidade, dentro do trecho de medição ( $L_m$ ).  $L_m$ , que é chamado percurso de medição é o trecho do perfil de rugosidade dentro do qual são medidos os parâmetros de superfície (DIN 4762, 1960).

Já existe uma equação teórica que fornece uma relação entre o avanço e o  $R_t$ , equação 1 (König, 1984).

$$f = \sqrt{8 \times r_\epsilon \times R_t} \quad (1)$$

Mas o  $R_t$ , como dito anteriormente não é um parâmetro muito confiável para medição da rugosidade, pois qualquer sujeira na superfície da peça, vibração na mesa de medição ou variação da tensão da rede elétrica causam grande variação no valor do  $R_t$ . Por esta razão, deve-se usar o  $R_a$  que é menos influenciado por fatores como os acima citados.

## 2.2 Desvio médio aritmético de rugosidade $R_a$

$R_a$  é a média aritmética dos valores absolutos das distâncias “y” da linha média do perfil de rugosidade dentro do trecho de medição, figura 1 e equação 2.  $R_a$  tem o mesmo significado da altura do retângulo cujo comprimento é igual ao comprimento total de medição  $L_m$  e cuja a área é igual entre as áreas limitadas pela linha média ao perfil de rugosidade (DIN 4768, 1974).

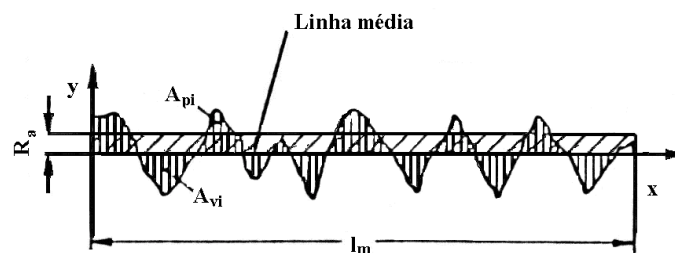


Figura 1. Desvio médio aritmético  $R_a$

$$R_a \times L_m = \sum A_p + \sum A_v \quad (2)$$

Na equação 2,  $A_p$  (área de pico) é a área acima da linha média e  $A_v$  (área de vale) é a área abaixo da linha média. A linha média é a linha com a mesma forma do perfil geométrico, disposta paralelamente a direção geral do perfil. Ela divide o perfil de rugosidade, de modo que, a soma das áreas superiores seja igual a soma das áreas inferiores, figura 1.

## 3 DETERMINAÇÃO DO MÁXIMO AVANÇO, A PARTIR DA GEOMETRIA DA FERRAMENTA, QUE GERA O $R_a$ DESEJADO



O torneamento é um processo que gera uma rugosidade cinemática periódica, o perfil da sua superfície é como o da figura 2. Para a obtenção do Ra, escolhe-se o  $L_m$  segundo a tabela 1, (NB-93 da ABNT, appud Ferraresi, 1970).

Tabela 1 - Comprimento de medição em função do Ra

Rugosidade, $R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	Mínimo comprimento de amostragem, $L_m$ (mm)
De 0 até 0.3	<b>0.25</b>
Entre 0.3 e 3	<b>0.8</b>
Maior que 3	<b>2.5</b>

Nada garante que dentro do comprimento de medição, encontre-se um número inteiro de períodos do perfil da superfície, no entanto neste trabalho foi considerado que o  $L_m$  contém um número inteiro de períodos, ou seja um número inteiro de avanços, figura 2.

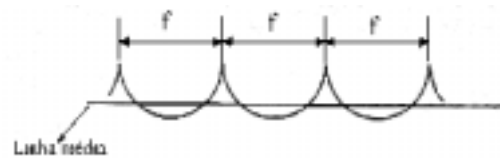


Figura 2- Perfil teórico de uma superfície torneada.

Para efeito de simplificação de cálculos, da figura 2 tem-se que:

$$L_m = n \times f \quad (3)$$

onde  $n$  é o número de períodos.

Pela definição de  $R_a$  e conforme a figura 2 tem-se:

$$R_a \times n \times f = \sum A_p + \sum A_v \quad (4)$$

A figura 3 mostra um período do perfil da figura 2, onde  $r_\epsilon$  é o raio de arredondamento da ponta da ferramenta.

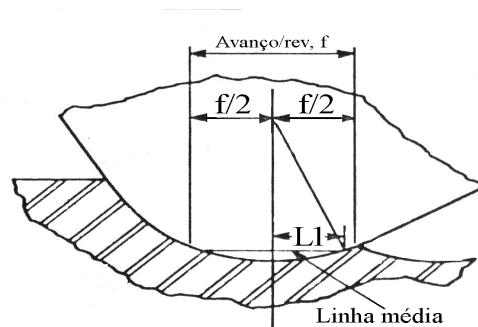


Figura 3. Perfil gerado pela ferramenta de corte.

Na figura 3,  $A_{p1}$  e  $A_{p2}$  são parcelas das áreas de pico  $A_{v1}$  e  $A_{v2}$  são parcelas das áreas de vale.

Observando-se a simetria da figura 3 constata-se que :

- as áreas de pico são iguais

$$A_{p1}=A_{p2}=A_p \quad (5)$$

- as áreas se vale são iguais

$$A_{v1}= A_{v2}= A_v \quad (6)$$

Uma vez que cada período contém duas áreas de pico e duas áreas de vale , podendo-se simplificar a equação 4

$$R_a \times n \times f = 2 \times n \times A_p + 2 \times n \times A_v \quad (7)$$

A figura 4 é uma ampliação de um trecho da figura 3.

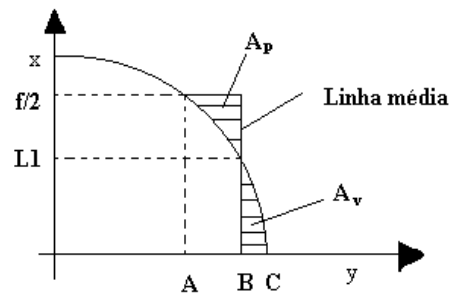


Figura 4. Detalhe da rugosidade cinemática.

Comparando-se as figuras 3 e 4, tem-se que OC corresponde ao raio de arredondamento da ferramenta de corte. A equação da circunferência definida pelo raio  $r_\epsilon$  é:

$$x^2 + y^2 = r_\epsilon^2 \quad (8)$$

$$x = \sqrt{r_\epsilon^2 - y^2} \quad (9)$$

Calculando a área entre a curva  $x = \sqrt{r_\epsilon^2 - y^2}$  e a reta  $x = 0$  temos

$$A = \int_{y_1}^{y_2} \int_{x=0}^{x=\sqrt{r_\epsilon^2 - y^2}} dx dy = \int_{y_1}^{y_2} \sqrt{r_\epsilon^2 - y^2} dy \quad (10)$$

Pela figura 4, para  $y_1 = B$ ,  $x_1$  corresponde a L1. Fazendo-se  $x_1 = L1$ , na equação (8), pode-se calcular o limite inferior ( $y_1$ ) da equação (10)

$$L1^2 + y_1^2 = r_\epsilon^2 \therefore y_1 = \sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2} \quad (11)$$

Pela figura 4,  $y_2 = C$  neste,  $x_2$  é 0. O limite superior ( $y_2$ ) da equação (10), é obtido fazendo-se  $x_2 = 0$  na equação (8)

$$0^2 + y_2^2 = r_\epsilon^2 \therefore y_2 = r_\epsilon \quad (12)$$

A área do vale ( $A_v$ ) é dada pela equação (10) calculada entre os limites  $y_1$  e  $y_2$  dados respectivamente pelas (11) e (12). Pela figura 4, a área de vale corresponde a área abaixo da curva entre os pontos BC.

$$A_v = \int_{\sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2}}^{r_\epsilon} \sqrt{r_\epsilon^2 - y^2} dy = \frac{1}{4} \times r_\epsilon^2 - \frac{1}{2} \times L1 \times \sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2} - \frac{1}{2} \times r_\epsilon^2 \times \arcsen\left(\frac{\sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2}}{r_\epsilon}\right) \quad (13)$$

Pela figura 4, para  $y_1 = A$ ,  $x_1$  corresponde a  $f/2$ . Fazendo-se  $x_1 = f/2$ , na equação (8), pode-se calcular o limite inferior ( $y_1$ ) da equação (10)

$$\left(\frac{f}{2}\right)^2 + y_1^2 = r_\epsilon^2 \therefore y_1 = \sqrt{r_\epsilon^2 - \left(\frac{f}{2}\right)^2} \quad (14)$$

Pela figura 4, para  $y_2 = B$ ,  $x_1$  corresponde a  $L1$ . Fazendo-se  $x_2 = L1$ , na equação (8), pode-se calcular o limite superior ( $y_2$ ) da equação (10)

$$L1^2 + y_2^2 = r_\epsilon^2 \therefore y_2 = \sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2} \quad (15)$$

Pela figura 4, a área de pico ( $A_p$ ) corresponde a área do retângulo de altura  $f/2$  e base ( $B - A$ ) menos a área abaixo da curva entre os pontos AB. Esta área da curva é dada pela equação (10) calculada entre nos limites  $y_1$  e  $y_2$  dados respectivamente pelas (14) e (15). O ponto A é  $y_1$  e o ponto B é  $y_2$ .

$$A_p = \left[ \frac{f}{2} \times \left( \sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2} - \sqrt{r_\epsilon^2 - \left(\frac{f}{2}\right)^2} \right) \right] - \int_{\sqrt{r_\epsilon^2 - \left(\frac{f}{2}\right)^2}}^{\sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2}} \sqrt{r_\epsilon^2 - y^2} dy \quad (16)$$

onde a integral é dada pela equação (17), chamada de S.

$$\begin{aligned} S &= \frac{1}{2} \times L1 \times \sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2} + \frac{1}{2} \times r_\epsilon^2 \times \arcsen\left(\frac{\sqrt{r_\epsilon^2 - L1^2}}{r_\epsilon}\right) - \dots \\ &\dots - \frac{1}{8} \times f \times \sqrt{4 \times r_\epsilon^2 - f^2} - \frac{1}{2} \times r_\epsilon^2 \times \arcsen\left(\frac{\sqrt{4 \times r_\epsilon^2 - f^2}}{r_\epsilon} \times \frac{1}{2}\right) \end{aligned} \quad (17)$$

Definindo-se uma função M :

$$M = A_v - A_p \quad (18)$$

Conforme a definição de linha média as áreas acima da linha média são iguais as áreas abaixo da linha média, daí tem-se:

$$2 \times A_p = 2 \times A_v \quad (19)$$

$$A_v = A_p \quad (20)$$

E sabendo que  $A_v = A_p$  temos que :

$$M = A_v - A_p = 0 \quad (21)$$

Usando

$$R_a \times f = 2 \times A_p + 2 \times A_v \quad (22)$$

Como pela equação (21)  $A_v = A_p$  tem-se

$$R_a \times f = 4 \times A_v \quad (23)$$

ou seja:

$$f = \frac{4 \times A_v}{R_a} \quad (24)$$

Substituindo-se (23) na equação (16) e esta juntamente com a (13) em (20), M passa a ter como única incógnita L1, assim sendo usando-se o método numérico de Newton-Raphson nesta equação (20) pode-se determiná-lo.

Aplicando-se o método numérico de Newton-Raphson tem-se

$$L1_{i+1} = L1_i - M(L1_i)/M'(L1_i) \quad (25)$$

onde  $M' = \frac{dM}{dL1}$ .

Fazendo algumas iterações obtém-se um valor para L1, que substituído em (13) e esta na equação (23), obtém-se o avanço desejado.

#### 4 RESULTADOS

Os resultados deste trabalho comprovam os resultados obtidos e publicados anteriormente por outros autores. Segundo Cassier (1986) o avanço é dado por:

$$f = \sqrt{31 \times R_a \times r_\epsilon^2} \quad (26)$$

Segundo Prasad (1997) o Avanço é dado por:

$$f = \sqrt{18 \times \sqrt{3} \times R_a \times r_\epsilon^2} \quad (27)$$

Segundo Drozda (1983) o avanço é dado por

$$f = \frac{2 \times (r_\epsilon^2 \times B - H \times G)}{R_a} \quad (28)$$

onde os parâmetros H, G, B(rad) são mostrados na figura 5.

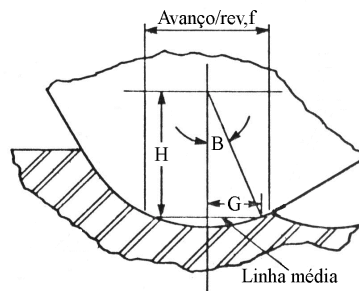


Figura 5. Modelo de rugosidade segundo (Drozda 1983).

Comparando as figuras 5 e 4 temos que :

$$G = L1 \quad (29)$$

$$H = \sqrt{r_\epsilon^2 - L1} \quad (30)$$

$$B = \arccos \frac{H}{r_\epsilon} \quad (31)$$

Na tabela 2 são apresentados os resultados comparativos entre o método desenvolvido e os outros métodos encontrados na literatura.

Tabela 2 - Comparação dos resultados

	Métodos			
	Cassier	Prasad	Drozda	Presente trabalho
Avanço $r_\epsilon = 1,2 \text{ mm}$ $R_a = 6,5 \mu\text{m}$	0,491732	0,493133	0,491047	0,491044
Avanço $r_\epsilon = 0,6 \text{ mm}$ $R_a = 8 \mu\text{m}$	0,121984	0,122331	0,122204	0,122209
Avanço $r_\epsilon = 0,8 \text{ mm}$ $R_a = 3,2 \mu\text{m}$	0,281709	0,2825112	0,28163	0,281634
Avanço $r_\epsilon = 0,4 \text{ mm}$ $R_a = 1,88 \mu\text{m}$	0,152683	0,153118	0,1525556	0,152553

## 5. CONCLUSÃO

Os valores calculados por este método apresentam, comparado com os trabalhos de Cassier, Prasad e Drozda, um desvio percentual que varia de 0.002% a 0.7%. A expressão para  $R_a$  apresentada por Drozda foi quase 100% comprovado pelo método matemático desenvolvido neste trabalho. A vantagem deste método é que o valor do avanço para uma  $R_a$  pré-determinado, pelas exigências funcionais da peça, pode ser obtido exclusivamente em função do raio de arredondamento da ponta da ferramenta de corte. Na expressão apresentada por Dozda os parâmetros B, H e G não estão relacionados diretamente com os parâmetros do processo de usinagem. Neste trabalho foram deduzidas as equações (29), (30) e (31) que possibilitam o cálculo de B, H e G.

Sugere-se, portanto, que em trabalhos futuros seja verificada se experimentalmente os resultados aqui apresentados são comprovados e qual a faixa de avanços para a qual as equações apresentadas e desenvolvidas são válidas. Em relação ao trabalho de Cassier e Prasad é interessante ter-se também as faixas de avanço dentro das quais as expressões por eles apresentadas são válidas.

## **Agradecimentos**

Agradecemos ao CNPq/PIBIC pelo apoio financeiro para a realização deste trabalho.

## **REFERÊNCIAS**

Bet, Luciano, 1999, “Estudo da Medição da Textura de Superfícies com Sondas Mecânicas e Sondas Ópticas Tipo Seguidor”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., apêndice 2.

Cassier, Zulay, Departamento de Mécanica, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela.

Catálogo Sandvik, 1993/1994, “Herramientas de tornear”, 560p.

Din 4762 Blatt1, Erfassung der Gestaltabweichungen 2 . bis 5 Ordnung an Oberflächenschnitten, Beuth Verlag, Ago 1960

Din 4768 Blatt1, Ermittlung der Ra, Rz, Rmax, mit elektrischen Tastschnittgeräten , Beuth Verlag, Ago 1974

Drozda, Thomas J., 1983, “Tool and Manufacturing Engineers Book”, Ed. TMEH, USA, volume 1, chapter 1, 24-25p.

Ferraresi, D, 1970, “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, Ed Blucher Ltda, S. Paulo, volume 1, 601-602p e 749p.

König, W, 1984, “Fertigungsverfahren”, VDI-Verlog, Dusseldorf, vol1, 179p

DIN 4762 Blatt1, 1960,

Mitsubishi Carbide, 1999, “Herramientas e Incertors, 487p.

Prasad, Avsrk, “Optimal Selection of Process for Turning Operation in CAPP Sistem Taylor and Francis Ltd , International Journal of Product Research 1997, Vol 3 , Iss 6, 1495-1522p.

## **ROBOT CALIBRATION USING A 3D VISION-BASED MEASUREMENT SYSTEM**

**José Maurício S. T. Motta**

Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900 - Brasília, DF, Brasil. E-mail: [jmmotta@unb.br](mailto:jmmotta@unb.br)

**R. S. McMaster**

Cranfield University, School of Industrial and Manufacturing Science, Building 62, Cranfield, MK43 OAL, England, UK. E-mail: [R.S.McMaster@cranfield.ac.uk](mailto:R.S.McMaster@cranfield.ac.uk)

### **Abstract**

This work presents techniques for modeling and performing robot calibration processes under off-line programming using a 3-D vision-based measurement system. Kinematic modeling follows a singularity-free concept. The measurement system consists of a single CCD camera mounted on the robot tool flange and uses space resection models to measure the robot end-effector pose relative to a world coordinate system. A wide-angle lens is used and lens radial distortions are included in the model. Experimentation is performed on a PUMA-500 robot to test its accuracy improvement using the calibration system proposed. The robot was calibrated in many different regions and volumes within its workspace, achieving accuracy between three and six times better when comparing errors before and after calibration. The proposed off-line robot calibration system is fast, accurate and ease to setup.

**Keywords:** Kinematic model, Robot calibration, Absolute accuracy, Camera calibration.

## **1. INTRODUCTION**

Most currently used industrial robots are still programmed by a teach pendant, especially in the automotive industry. However, the importance of off-line programming in industry as an alternative to teach-in programming is steadily increasing. The main reason for this trend is the need to minimize machine downtime and thus to improve the rate of robot utilization. A typical welding line with 30 robots and 40 welding spots per robot takes about 400 hours for robot teaching (Bernhardt, 1997). Nonetheless, for a successful accomplishment of off-line programming the robots need to be not only repeatable but also accurate.

Robot repeatability is unaffected by the method of programming since it is due to random errors (e.g. due to the finite resolution of joint encoders). In contrast, the systematic errors in absolute position are due almost entirely to programming the robot off-line. One of the leading sources of lack of accuracy is the mismatch between the prediction made by the kinematic model and the actual system. Robot constant pose errors are attributed to several sources, including errors in geometrical parameters (e.g. link lengths and joint offsets) and deviations which vary predictably with position (e.g. compliance or gear transmission errors). Robot calibration is an integrated process of modeling, measurement, numeric identification of actual physical characteristics of a robot, and implementation of a new model. By calibration, an improved kinematic model of the physical robot is generated and used in conjunction with simulation and off-line programming systems. This eliminates most of the

systematic errors in position and allows accurate off-line programs to be generated and task completion to be reliably achieved without on-line position editing.

The calibration procedure first involves the development of a kinematic model whose parameters represent accurately the actual robot. Next, robot characteristics specifically chosen are measured with measurement instruments with known accuracy. Then a parameter identification procedure is used to compute the parameter values set which, when introduced in the robot nominal model, accurately represents the measured robot behavior. Finally, the model in the position control software is corrected.

In spite of the industrial needs cited above, no calibration system has been accepted and used generally in industry so far. Notwithstanding many calibration systems being available currently in the market, none of them combine low price, accuracy, ease of use, and speed of setup and implementation (Schröer, 1994).

The objectives of this research are to investigate theoretical aspects involved in robot calibration methods and systems, to develop a feasible low cost vision-based measurement system using a single camera and, finally, to construct a prototype of a robot calibration system. More specific goals can be listed as: to achieve robot position accuracy below 1mm after calibration; to investigate practical aspects and achievable accuracy using common off-the-shelf CCD cameras as a 3-D measurement system using only a single camera; to build an off-line robot calibration system aiming at low cost, ease of use, flexibility within robot environments, and with an acceptable accuracy. The robot used to test the system was a PUMA-500.

## 2. KINEMATIC MODELING AND PARAMETER IDENTIFICATION

The first step to kinematic modeling is the proper assignment of coordinate frames to each link. Coordinate frames to joints are assigned such that the z-axis is coincident with the joint axis. This convention is used by many authors and in many robot controllers (McKerrow, 1995, Paul, 1981). The x-axis or the y-axis have their direction according to the convention used to parameterize the transformations between links. For either perpendicular or parallel joint axes the Denavit-Hartenberg or Hayati modeling convention were used respectively. The requirements of a singularity-free parameter identification model prevents the use of a single minimal modeling convention that can be applied uniformly to all possible robot geometries (Schröer *et al.*, 1997, Baker, 1990). At this point the homogeneous transformations between joints must have been already determined. The other axis (x or y) can be determined using the right-hand rule.

The kinematic equation of the robot manipulator is obtained by consecutive homogeneous transformations from the base frame to the last frame. Thus,

$$\hat{T}_N^0 = \hat{T}_N^0(k) = T_{1}^0 \cdot T_{2}^1 \dots T_{N}^{N-1} = \prod_{i=1}^N T_i^{i-1} \quad (1)$$

where N is the number of joints (or coordinate frames),  $p = [p_1^T \ p_2^T \ \dots \ p_n^T]^T$  is the parameter vector for the manipulator, and  $p_i$  is the link parameter vector for the joint i, including the joint errors. The exact link transformation  $A^{i-1}_i$  is (Driels & Pathre, 1990):

$$A^{i-1}_i = T^{i-1}_i + \Delta T_i \quad , \quad \Delta T_i = \Delta T_i(\Delta p_i) \quad (2)$$

where  $\Delta p_i$  is the link parameter error vector for the joint i.

The exact manipulator transformation  $\hat{A}_{N-1}^0$  is



$$\hat{\mathbf{A}}^0_N = \prod_{i=1}^N (\mathbf{T}^{i-1}_i + \Delta \mathbf{T}_i) = \prod_{i=1}^N \mathbf{A}^{i-1}_i \quad (3)$$

Thus,

$$\hat{\mathbf{A}}^0_N = \hat{\mathbf{T}}^0_N + \Delta \hat{\mathbf{T}} \quad , \quad \Delta \hat{\mathbf{T}} = \Delta \hat{\mathbf{T}}(\mathbf{q}, \Delta \mathbf{p}) \quad (4)$$

where  $\Delta \mathbf{p} = [\Delta p_1^T \ \Delta p_2^T \ \dots \ \Delta p_n^T]^T$  is the manipulator parameter error vector and  $\mathbf{q}$  is the vector of joint variables  $[\theta_1^T \ \theta_2^T \ \dots \ \theta_N^T]^T$ . It must be stated here that  $\Delta \hat{\mathbf{T}}$  is a non-linear function of the manipulator parameter error vector  $\Delta \mathbf{p}$ .

Considering  $m$  the number of measure positions it can be stated that

$$\hat{\mathbf{A}} = \hat{\mathbf{A}}^0_N = \hat{\mathbf{A}}(\mathbf{q}, \mathbf{p}) = (\hat{\mathbf{A}}(\mathbf{q}_1, \mathbf{p}), \dots, \hat{\mathbf{A}}(\mathbf{q}_m, \mathbf{p}))^T \quad : \mathfrak{R}^n \times \mathfrak{R}^{mN} \quad (5)$$

where  $\hat{\mathbf{A}}: \mathfrak{R}^n \times \mathfrak{R}^{mN}$  is function of two vectors with  $n$  and  $mN$  dimensions,  $n$  is the number of parameters and  $N$  is the number of joints (including the tool), and

$$\Delta \hat{\mathbf{T}} = \Delta \hat{\mathbf{T}}(\mathbf{q}, \Delta \mathbf{p}) = (\Delta \hat{\mathbf{T}}(\mathbf{q}_1, \Delta \mathbf{p}), \dots, \Delta \hat{\mathbf{T}}(\mathbf{q}_m, \Delta \mathbf{p}))^T \quad : \mathfrak{R}^n \times \mathfrak{R}^{mN} \quad (6)$$

All matrices or vectors in bold are functions of  $m$ . The identification itself is the computation of those model parameter values  $\mathbf{p}^* = \mathbf{p} + \Delta \mathbf{p}$  which result in an optimal fit between the actual measured positions and those computed by the model, i.e., the solution of the non-linear equation system (Motta & McMaster, 1999a)

$$\mathbf{J} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b} \quad (7)$$

where the following notation can be used

$$\mathbf{b} = \mathbf{M}(\mathbf{q}) - \mathbf{B}(\mathbf{q}, \mathbf{p}) \in \mathfrak{R}^{\phi m} \quad (8)$$

$$\mathbf{J} = \mathbf{J}(\mathbf{q}, \Delta \mathbf{p}) \in \mathfrak{R}^{\phi m \times n} \quad (9)$$

$$\mathbf{x} = \Delta \mathbf{p} \in \mathfrak{R}^n \quad (10)$$

$$\mathbf{r} = \mathbf{J} \cdot \mathbf{x} - \mathbf{b} \in \mathfrak{R}^{\phi m} \quad (11)$$

where  $\mathbf{B}$  is a vector formed with position and orientation components of  $\hat{\mathbf{A}}$ ,  $\mathbf{M}(\mathbf{q})$  are all measured components and  $\phi$  is the number of measurement equations provided by each measured pose.  $\mathbf{J}$  is the identification Jacobean and  $\mathbf{r}$  is the residue to be minimized. If orientation measurement can be provided by the measurement system then 6 measurement equations can be formulated per each pose. If the measurement system can only measure position, each pose measurement can supply data for 3 measurement equations per pose and then  $\mathbf{B}$  includes only the position components of  $\hat{\mathbf{A}}$ .

One method to solve non-linear least-square problems proved to be very successful in practice and then recommended for general solutions is the algorithm proposed by Levenberg-Marquardt (Dennis & Schnabel, 1983). Several algorithms versions of the L.M. algorithm have been proved to be successful (globally convergent). From eq. (7) the method can be formulated as

$$x_{j+1} = x_j - \left[ \mathbf{J}(x_j)^T \cdot \mathbf{J}(x_j) + \mu_j \cdot \mathbf{I} \right]^{-1} \cdot \mathbf{J}(x_j) \cdot \mathbf{b}(x_j) \quad (12)$$

where, according to Marquardt suggestion,  $\mu_j = 0.001$  if  $x_j$  is the initial guess,  $\mu_j = \lambda(0.001)$  if  $\|\mathbf{b}(x_{j+1})\| \geq \|\mathbf{b}(x_j)\|$ ,  $\mu_j = 0.001/\lambda$  if  $\|\mathbf{b}(x_{j+1})\| \leq \|\mathbf{b}(x_j)\|$  and  $\lambda$  is a constant valid in the range of  $2.5 < \lambda < 10$  (Press et al, 1994).

### 3. VISION-BASED MEASUREMENT SYSTEM

Robot Calibration using a camera system is potentially fast, automated and easy to use. Cameras can also provide full pose measuring capability (position and orientation). The system configurations can vary from stationary cameras to stereo or single moving cameras. Due to the needs of accuracy and large range of motion during robot calibration procedures, stationary cameras cannot fulfill the requirements, and stereo moving cameras are restricted to local calibration within small volumes since the field-of-view is limited by the distance between the cameras. A single moving camera presents the advantages of a large field-of-view with a potential large depth of field, and a considerably reduced hardware and software complexity of the system. One disadvantage is the need of camera re-calibration at each pose (position and orientation).

The camera model is at first assumed to be as the standard distortion-free “pin-hole” by which every real object point is connected to its corresponding image point through a straight line that passes through the focal point of the lens (Fig.1). The transformation from the world coordinates  $(x_w, y_w, z_w)$  to the camera coordinates  $(x, y, z)$  is:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \mathbf{R} \cdot \begin{bmatrix} x_w \\ y_w \\ z_w \end{bmatrix} + \mathbf{T} \quad (13)$$

where the rotation matrix  $\mathbf{R}$  and translation vector  $\mathbf{T}$  can be written as:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} r1 & r2 & r3 \\ r4 & r5 & r6 \\ r7 & r8 & r9 \end{bmatrix} \quad \text{and} \quad \mathbf{T} = [\mathbf{T}_x \quad \mathbf{T}_y \quad \mathbf{T}_z]^T \quad (14)$$

The transformation from the 3-D camera coordinates to the distorted or true image coordinates  $(X, Y)$ , Pd in Fig. 1, can be achieved using the Radial Alignment Constraint algorithm (RAC) (Tsai, 1987, Zhuang & Roth, 1996, Lenz & Tsai, 1987).

$$\frac{X}{1 - k \cdot r^2} \cong f \cdot \frac{r1 \cdot x_w + r2 \cdot y_w + r3 \cdot z_w + \mathbf{T}_x}{r7 \cdot x_w + r8 \cdot y_w + r9 \cdot z_w + \mathbf{T}_z} \quad (15)$$

$$\frac{Y}{1 - k \cdot r^2} \cong f \cdot \frac{r4 \cdot x_w + r5 \cdot y_w + r6 \cdot z_w + \mathbf{T}_y}{r7 \cdot x_w + r8 \cdot y_w + r9 \cdot z_w + \mathbf{T}_z} \quad (16)$$

where  $k$  is the radial distortion coefficient and  $r = (X^2 + Y^2)^{1/2}$ . This system can be solved using the Singular Value Decomposition (SVD) method (Zhuang & Roth, 1996) through the system of linear equations below once  $\mathbf{R}$ ,  $\mathbf{T}_x$  and  $\mathbf{T}_y$  are taking to be known and  $z_w$  is null (coplanar points):

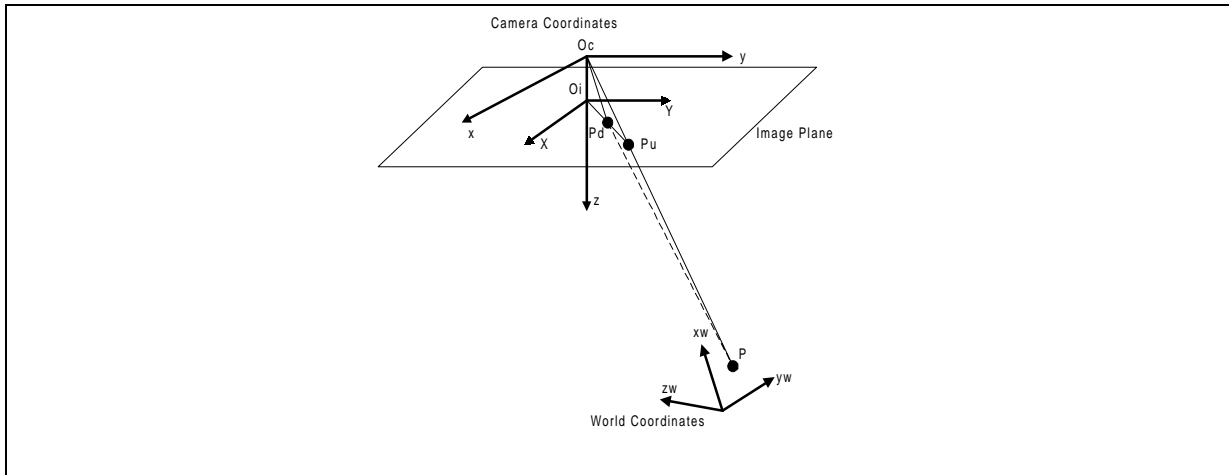


Figure 1 - Camera "pin-hole" model.

$$\begin{bmatrix} -X_i & x_i & -x_i \cdot r_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Tz \\ f \\ k \cdot f \end{bmatrix} = X_i \cdot w_i \quad (17)$$

where  $x_i = r1.xw_i + r2.yw_i + Tx$ ,  $w_i = r7.xw_i + r8.yw_i$ , and  $i$  is the index correspondent to each calibration point in a grid of points. Details about the photogrammetric model, scale factor and image center calibration can be seen in the paper published by Motta & McMaster (1999b). The vision system used consists of a small CCD camera, 752 x 582 pixels, a 12.5 mm focus length lens, a software to process images to sub-pixel accuracy, and a target of calibration points as shown in Fig. 2. The disposition of two planes in 45 degrees from the horizontal plane avoids angles smaller than 20 degrees between the camera optical axis and the target plane, which may produce ill-conditioned solutions. The measurement system accuracy was assessed experimentally (Motta & McMaster, 1999b) showing to vary from 0.2mm to 0.4mm at distances from the target from 600mm to 1000mm.



Figure 2 - Calibration board and Robot with camera.

### 4. Experimental Results

Within the PUMA-500 robot workspace three calibration Regions were defined to collect data. In each Region several Volumes were defined with different dimensions. Once two different Volumes had the same volume they had also the same dimensions, whatever Region they were in.

Figure 3 represents graphically all Regions and Volumes within the PUMA-500 workspace. It can be observed that in Region 1 there were two Volumes equal in volume and dimensions, but at different locations (V1 & V1a). The reason for that was to observe the influence of the distance from the camera optical center to the target center point in the calibration overall accuracy, and also how different manipulator configurations within the same workspace Region (different joint motion ranges) could affect results, keeping constant volumes of motion.

#### 4.1 Comparison between the Error Before and After Calibration

The average errors of the PUMA-500 calculated in each of the Volumes within the three measurement Regions are shown in this section. For calculated and measured data in different coordinate systems to be compared to each other, the robot base coordinate frame was moved to coincide with the world coordinate system at the measurement target plate. This procedure was carried out through a recalibration of the robot base in each Volume.

The results from the calculation of average errors and their standard deviation in each Volume of a Region can be seen in the graphs shown in Figures 4, 5 and 6, calculated before and after the calibration.

The results show that the error before and after the calibration tended to increase with the increase of the calibration volume in all Regions. The exception is the calibration volume V1a in Region 1, which presented larger errors than Volume V2 and V3.

The results suggest that V1a may have been placed in a workspace region where the robot arm has larger position errors due to the arm geometry configuration. This observation can be strengthened by the fact that after the calibration all Volumes in Region 1 had little differences in accuracy between each other.

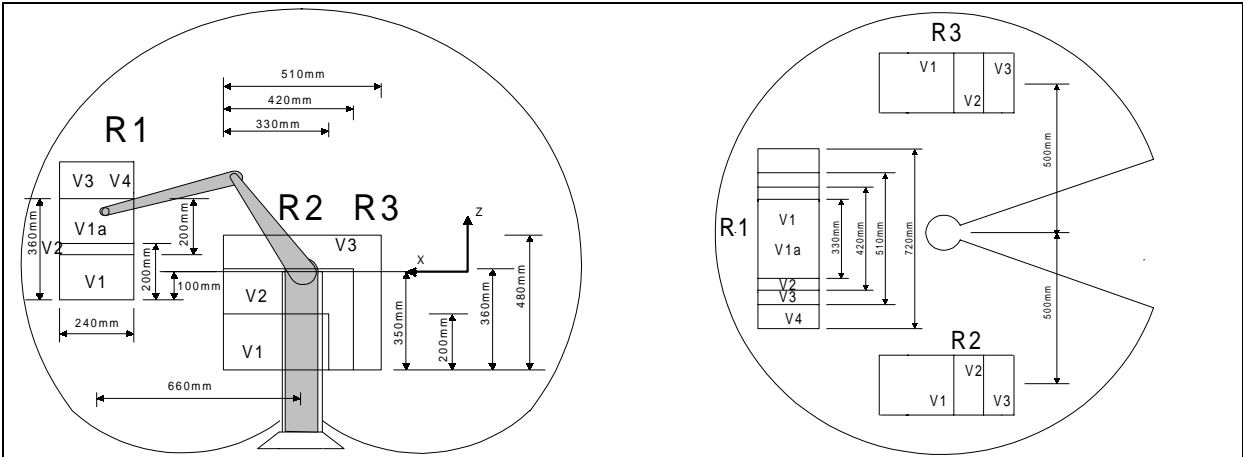


Figure 3 - Side and top view of the PUMA-500 Robot workspace showing Regions, Volumes and their dimensions and locations.

Another observation that stands out is the high average and standard deviation of the errors before the calibration in V4, Region 1, changing to be very small after the calibration.

That breaks the tendency observed in other Volumes. However, the average values of the errors for all Volumes are within an equivalent range of reliability shown by the standard deviations.

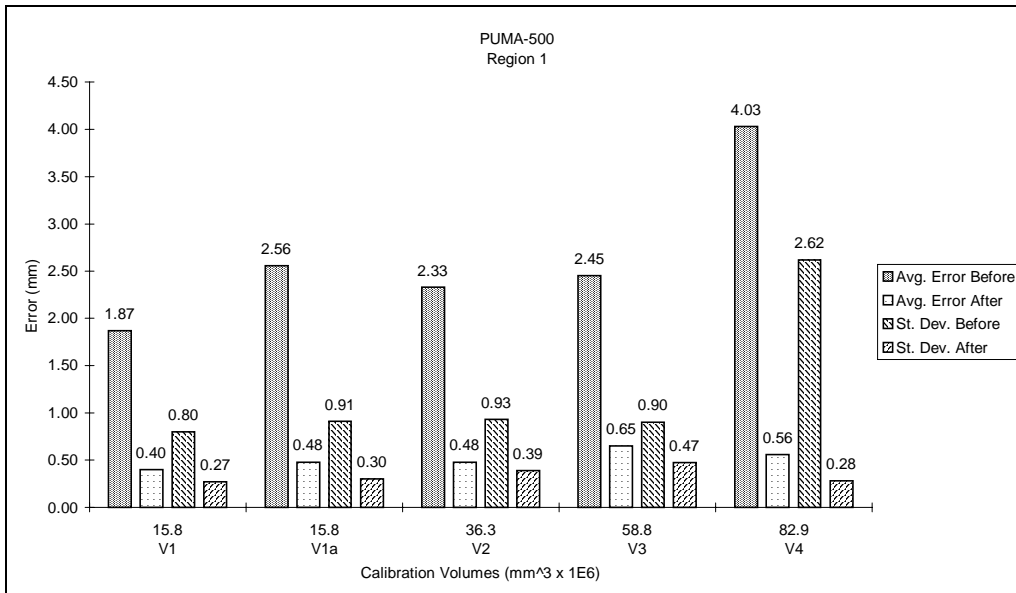


Figure 4 - Average Error and Standard Deviation calculated before and after calibration in each Volume in Region 1.

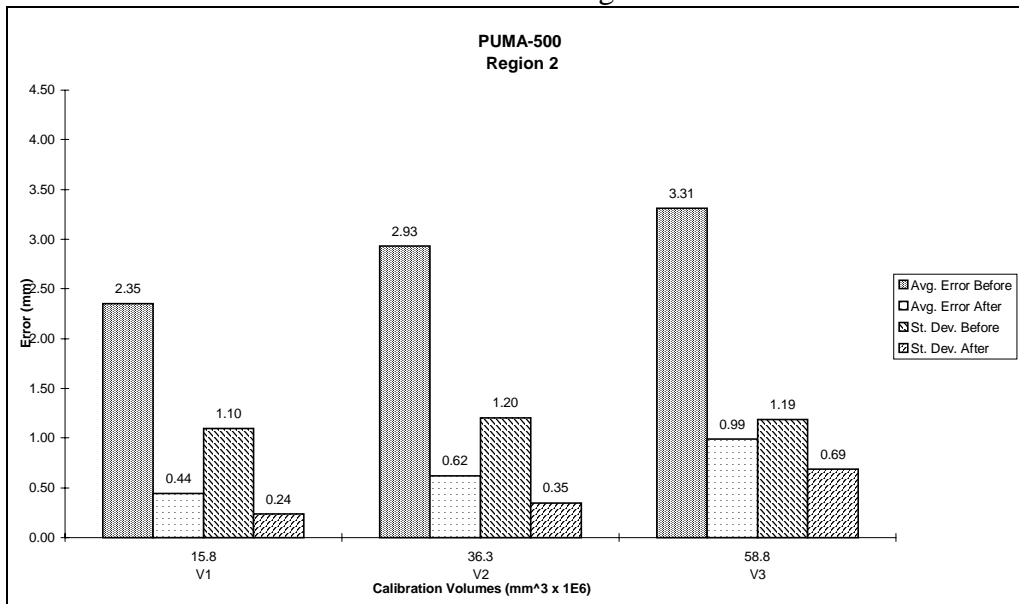


Figure 5 - Average Error and Standard Deviation calculated before and after calibration in each Volume in Region 2.

## 5. CONCLUSIONS

The calibration system proposed showed to improve the robot accuracy to well below 1mm. The system allows a large variation in robot configurations, which is essential to proper calibration. The robot calibration system approach proposed here stood out to be a feasible alternative to the expensive and complex systems available today in the market, using a single camera and showing good accuracy and ease of use and setup.

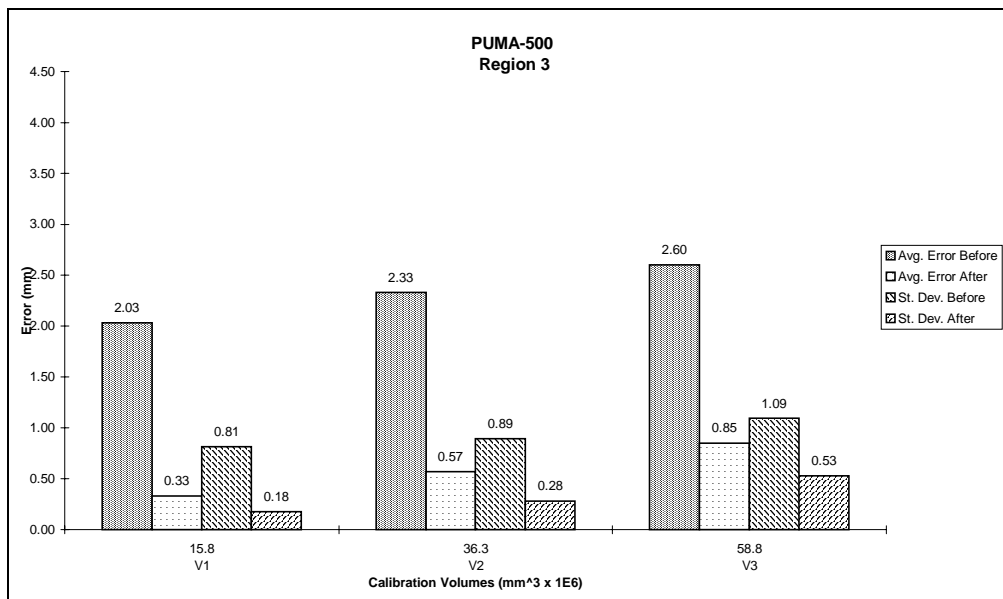


Figure 6 - Average Error and Standard Deviation calculated before and after calibration in each Volume in Region 3.

## REFERENCES

- Baker, D. R., 1990, "Some Topological Problems in Robotics", The Mathematical Intelicencer, Vol. 12, No. 1, pp. 66-76.
- Bernhardt, R. , 1997, "Approaches for commissioning time reduction", Industrial Robot, Vol. 24, No. 1, pp. 62-71.
- Dennis, J. E. & Schnabel, R. B. , 1983, "Numerical Methods for Unconstrained Optimization and Nonlinear Equations", 1<sup>st</sup> ed., Prentice-Hall, New Jersey, USA.
- Driels, M. R. & Pathre, U. S., 1990, "Significance of Observation Strategy on the Design of Robot Calibration Experiments". Journal of Robotic Systems , Vol. 7, No. 2, pp. 197-223.
- Lenz, R. K. & Tsai, R. Y. , 1987, "Techniques for Calibration of the Scale Factor and Image Center for High Accuracy 3D Machine Vision Metrology", Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Raleigh, NC, pp. 68-75.
- McKerrow, P. J. ,1995, "Introduction to Robotics". 1<sup>st</sup> ed. Addison Wesley, Singapore.
- Motta, J.M. & McMaster, R.S., 1999a, "Modeling, Optimizing and Simulating Robot Calibration with Accuracy Improvement", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol. 3, Sep. 1999, pp. 386-402.
- Motta, J.M. & McMaster, R. S., 1999b, "A 3-D Vision-based Measurement System for Robot Calibration", XV Brazilian Congress of Mechanical Engineering – COBEM99, Nov. 22-26, 1999, Águas de Lindóia, São-Paulo, Brazil.
- Paul, R. P. ,1981, "Robot Manipulators - Mathematics, Programming, and Control", Boston, MIT Press, Massachusetts, USA.
- Press W. H., Teukolsky, S. A., Flannery, B. P. And Vetterling, W. T., 1994, "Numerical Recipes in Pascal – The Art Of Scientific Computer", 1<sup>st</sup> Ed., Cambridge University Press, New York, USA.
- Schröer, K. ,1994, "Robot Calibration - Closing the Gap Between Model and Reality", Industrial Robot, Vol. 21, No. 6, pp. 3-5.

- Schröder, K.; Albright, S. L. & Grethlein, M. , 1997, “Complete, Minimal and Model-Continuous Kinematic Models for Robot Calibration”, *Robotics & Computer-Integrated Manufacturing*, Vol. 13, No.1, pp. 73-85.
- Tsai, R. Y. , 1987, “A Versatile Camera Calibration Technique for High-Accuracy 3D Machine Vision Metrology Using Off-the Shelf TV Cameras and Lenses”, *IEEE International Journal of Robotics and Automation*, Vol. RA-3, No. 4, pp. 323-344.
- Zhuang, H. & Roth, Z. S. , 1996, “Camera-Aided Robot Calibration”, CRC Press, USA.

# MONITORAMENTO SIMULTÂNEO DA DEFORMAÇÃO E DA VARIAÇÃO DE RESISTÊNCIA ELÉTRICA VISANDO O CONTRÔLE DE ATUADORES A MEMÓRIA DE FORMA

**Carlos José de Araújo**

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica

Caixa Postal: 10069

Campina Grande – PB BRASIL

e-mail: carlos@dem.ufpb.br

**Michel Morin**

**Gérard Guénin**

INSA de Lyon, Laboratoire GEMPPM, Bat. 502, 1<sup>er</sup> étage

20, Av. Albert Einstein – 69621 Villeurbanne FRANÇA

## **Resumo:**

O efeito memória de forma (EMF) que algumas ligas metálicas apresentam permitem que esses materiais sejam considerados intrinsecamente como atuadores que podem produzir um trabalho mecânico externo. A curva característica destes atuadores, deformação ( $\epsilon$ ) versus temperatura ( $T$ ), apresenta uma histerese térmica ( $H_T$ ) que dificulta o controle do deslocamento destes elementos. Este trabalho tem por objetivo verificar a possibilidade de controlar tais atuadores através de medidas simultâneas da deformação e da variação de resistência elétrica ( $\Delta R/R$ ) em função da temperatura. Os resultados obtidos mostram que obtém-se uma relação linear entre  $\epsilon$  e  $\Delta R/R$  quando se elimina a temperatura. No entanto, a curva  $\epsilon \times \Delta R/R$  obtida também apresenta uma histerese que é função da carga externa. Demonstra-se experimentalmente que essa histerese pode ser completamente eliminada após alguns ciclos de aquecimento e resfriamento do atuador, viabilizando a idéia do controle de seu deslocamento através do monitoramento de sua resistência elétrica.

**Palavras chave:** Fios, efeito memória de forma, atuadores, controle, deformação, resistência elétrica.

## **1. INTRODUÇÃO**

As ligas com efeito memória de forma (EMF) representam uma nova classe de materiais capazes de produzir um deslocamento considerável sob carga quando submetidas a uma variação de temperatura. Este fenômeno pode ser reproduzido de maneira cíclica e portanto tais materiais podem ser usados como atuadores termomecânicos para aplicações



na robótica (Furuya & Shimada, 1990; Melton, 1998). A recuperação da deformação associada a um dado carregamento mecânico está diretamente relacionada a uma transformação de fase do tipo martensítica reversível ocorrendo no interior do material durante aquecimento e resfriamento (Funakubo, 1987). Infelizmente, a curva deslocamento versus temperatura característica desses atuadores não é linear e apresenta uma histerese térmica que dificulta o seu controle. Esta variação macroscópica da forma em função da temperatura é acompanhada da variação simultânea de uma série de propriedades físicas associadas a transformação de fase no material (Harrison, 1990), dentre elas a resistividade elétrica. Por essa razão, alguns pesquisadores (Honma *et al.*, 1984; Pruski & Kihl, 1993) sugerem que nas aplicações destes materiais como atuadores termomecânicos, um sistema de controle realimentado (*feedback control system*) pode ser desenvolvido através do acompanhamento da variação de resistividade elétrica observada durante a transformação (deslocamento) do material com a temperatura. Mesmo que essa proposta seja extremamente interessante, poucos testes foram efetivamente realizados e a possibilidade de controle do atuador com EMF depende bastante do material e dos tratamentos termomecânicos aplicados (Hesselbach *et al.*, 1994; Reynaerts *et al.*, 1995 e Mertmann & Hornbogen, 1997).

Em termos gerais, este trabalho se propõe principalmente a obter resultados experimentais do acoplamento entre a deformação associada ao EMF sob carga e a variação de resistência elétrica de fios com memória de forma submetidos a ciclagem térmica com o objetivo de verificar as potencialidades deste procedimento para o controle efetivo de elementos a memória de forma.

## 2. CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS

A figura 1 mostra um esquema do sistema atuador com EMF e o resultado teoricamente esperado de um acoplamento entre as medidas de deslocamento, expresso pela deformação ( $\epsilon$ ), e variação de resistência elétrica do atuador ( $\Delta R/R$ ).

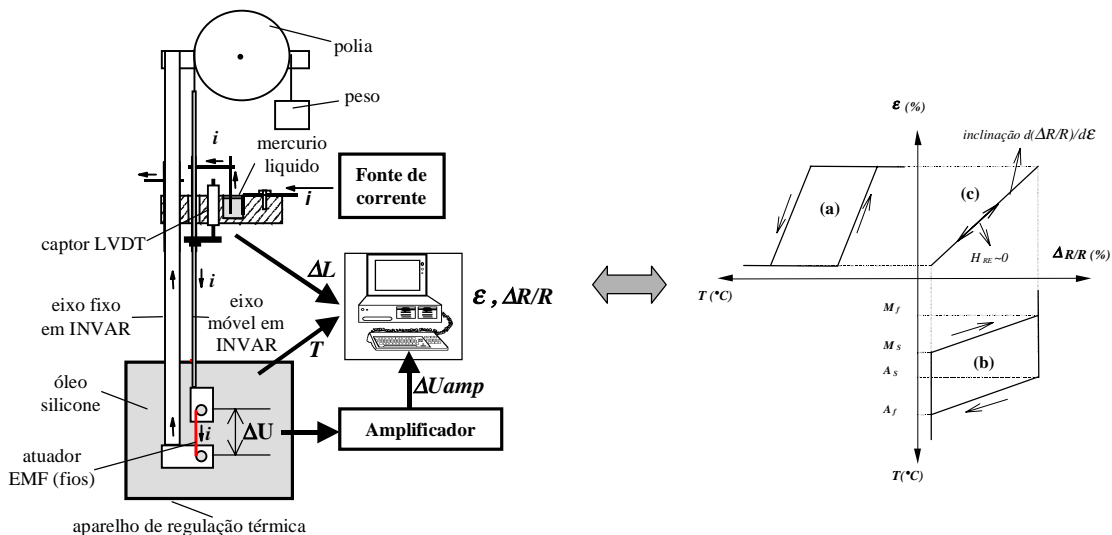


Figura 1 – Representação esquemática do sistema atuador com EMF para monitoramento simultâneo do deslocamento ( $\epsilon$ ) e da variação de resistência elétrica ( $\Delta R/R$ ).

Observa-se que o sistema montado consiste basicamente de um fio atuador com EMF carregado em tração uniaxial constante por intermédio de pesos e podendo ser continuamente aquecido e resfriado através de um banho de óleo silicone termicamente regulado, enquanto que uma fonte de corrente contínua faz passar uma corrente elétrica constante ( $i$ ) diretamente no fio atuador. O deslocamento vertical do fio ( $\Delta L$ ) é medido por um captor LVDT (*Linear Variable Differential Transducer*) enquanto que o sinal de tensão elétrica ( $\Delta U$ ) originado pela passagem da corrente é medido e amplificado ( $\Delta U_{amp}$ ). Uma placa de aquisição de 12bits, instalada em um computador, armazena os dados de temperatura ( $T$ ),  $\Delta L$  e  $\Delta U_{amp}$  e um programa calcula os valores de  $\epsilon$  e  $\Delta R/R$ . Verifica-se na ilustração da figura 1 a presença de uma histerese em temperatura na curva característica  $\epsilon$ - $T$  (curva a) assim como na curva  $\Delta R/R$ - $T$  (curva b), a qual pode ser supostamente contornada quando se elimina a temperatura e obtém-se o comportamento  $\epsilon$ - $\Delta R/R$  (curva c), linear, de inclinação  $d(\Delta R/R)/d\epsilon$  e com uma histerese ( $H_{RE}$ ) aproximadamente nula.

Os fios atuadores usados no equipamento da figura 1 tiveram comprimentos entre 27 e 32mm. São fios de uma liga Ti-Ni-Cu com EMF fornecidos pela empresa belga *Advanced Materials Technologies Inc.* Todas as amostras apresentam a composição nominal Ti-45.0Ni-5.0Cu (at%), diâmetros de 0.55 mm e foram obtidas por trefilação à frio com redução total de área de 40% durante a fabricação. Os fios foram recozidos à 425°C durante 1h e posteriormente resfriados ao ar ambiente.

Os valores do carregamento mecânico aplicado aos atuadores corresponderam a tensões situadas entre 75MPa e 400MPa. A ciclagem térmica foi realizada entre 10°C e 154°C, independentemente da carga aplicada.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Um comportamento experimental típico, obtido com o sistema da figura 1 durante o primeiro ciclo térmico, é mostrado na figura 2 para uma carga equivalente a 175MPa. A figura 2(a) mostra a curva correspondente a deformação sob carga do atuador a memória de forma. Verifica-se que a contração durante o aquecimento permite uma recuperação por EMF da ordem de 6% e o atuador não retorna completamente a posição original a alta temperatura devido a existência de uma deformação acumulada de aproximadamente 1% após o aquecimento. Estes valores de deformação dependem da carga aplicada (De Araújo, 1999). A curva característica da evolução da resistência elétrica com a temperatura é mostrada na figura 2(b). As temperaturas de transformação do atuador, assim como sua histerese térmica ( $H_T$ ), são determinadas pela aplicação do método das tangentes as curvas das figuras 2(a) e 2(b). Estas figuras revelam que os valores de histerese são praticamente idênticos nas curvas  $\epsilon$ - $T$  e  $(\Delta R/R)$ - $T$ , mas isso não é suficiente para eliminar a presença de uma histerese ( $H_{RE}$ ) entre  $\epsilon$  e  $(\Delta R/R)$  quando estas medidas são acopladas, como mostra a figura 2(c). No entanto, a relação entre estas duas propriedades é linear e de inclinação  $d(\Delta R/R)/d\epsilon$  praticamente igual no aquecimento e no resfriamento. Na realidade a presença de  $H_{RE}$  depende da forma das curvas das figuras 2(a) e 2(b), mas Pruski & Kihl (1993) sugerem um método para eliminá-la eletronicamente durante o emprego desses atuadores. A dependência de  $H_{RE}$  e da inclinação  $d(\Delta R/R)/d\epsilon$  com relação a carga aplicada é mostrada na figura 3.

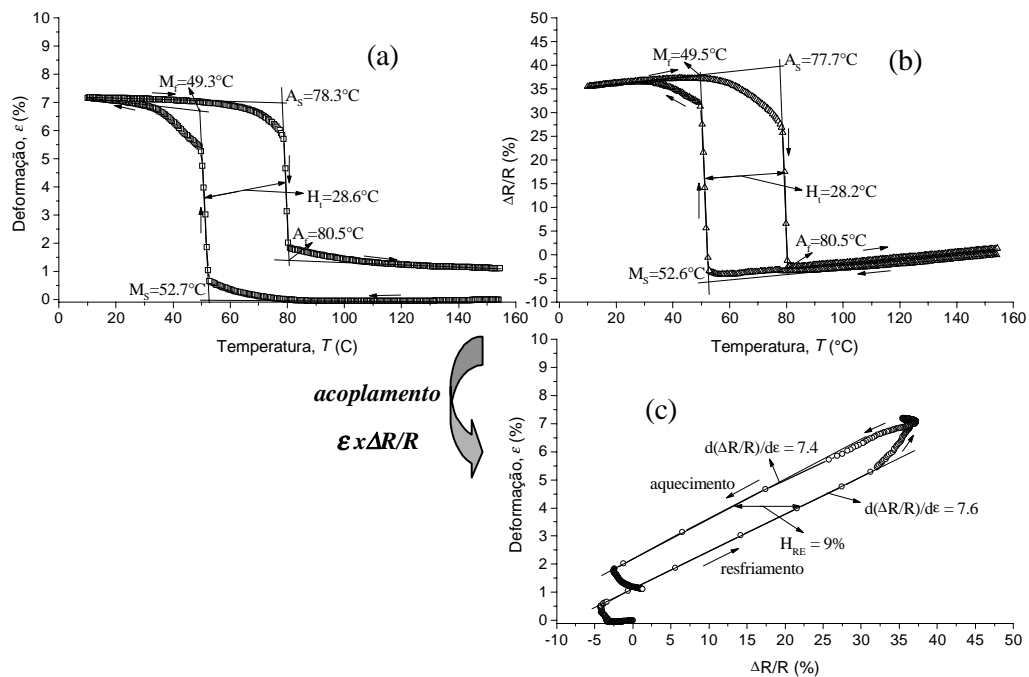


Figura 2 – Acoplamento entre as medidas de deformação e resistência elétrica durante um ciclo térmico simples para uma carga aplicada equivalente a 175MPa. (a) curva  $\epsilon$ -T. (b) curva  $(\Delta R/R)$ -T. (c) curva  $\epsilon$ - $(\Delta R/R)$ .

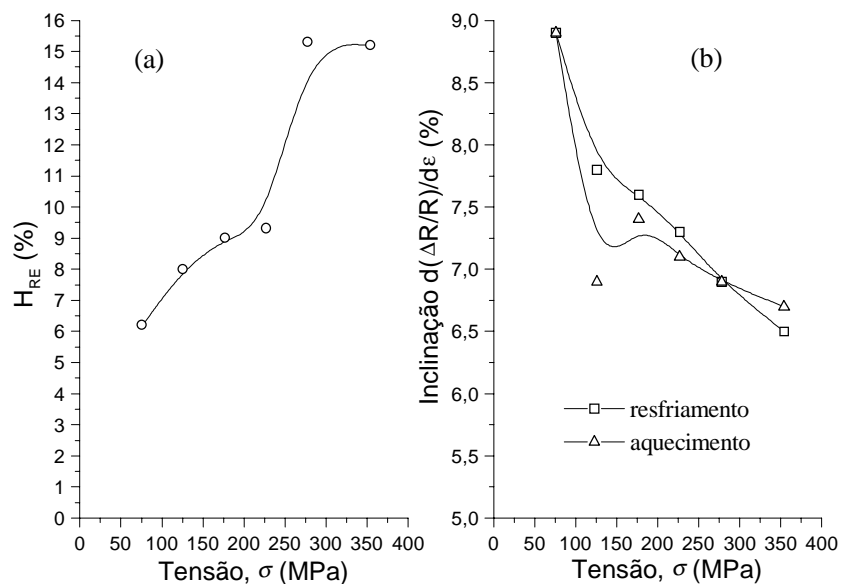


Figura 3 – Variação dos parâmetros do acoplamento  $\epsilon$ - $(\Delta R/R)$  com a carga aplicada. (a) histerese  $H_{RE}$ . (b) inclinação  $d(\Delta R/R)/d\epsilon$ .

Verifica-se um aumento de  $H_{RE}$  e uma diminuição da inclinação  $d(\Delta R/R)/d\varepsilon$  com a carga aplicada. Este aumento de  $H_{RE}$  torna-se mais pronunciado a partir de 250MPa, onde observa-se uma anomalia na curva  $\varepsilon$ -T que não existe sobre a curva  $(\Delta R/R)$ -T (De Araújo, 1999). Este comportamento de  $H_{RE}$  é prejudicial ao controle do deslocamento do fio atuador, mas em teoria poderia ser artificialmente contornado pelo método sugerido por Pruski & Kihl (1993).

Tendo em vista que uma eventual aplicação destes atuadores na robótica implica na realização de operações sucessivas de aquecimento e resfriamento sob carga, os fios com EMF montados no sistema da figura 1 foram também submetidos a ciclagem térmica. Os resultados obtidos durante uma quinzena de ciclos para uma carga equivalente a 175MPa são importantes, como revela a figura 4.

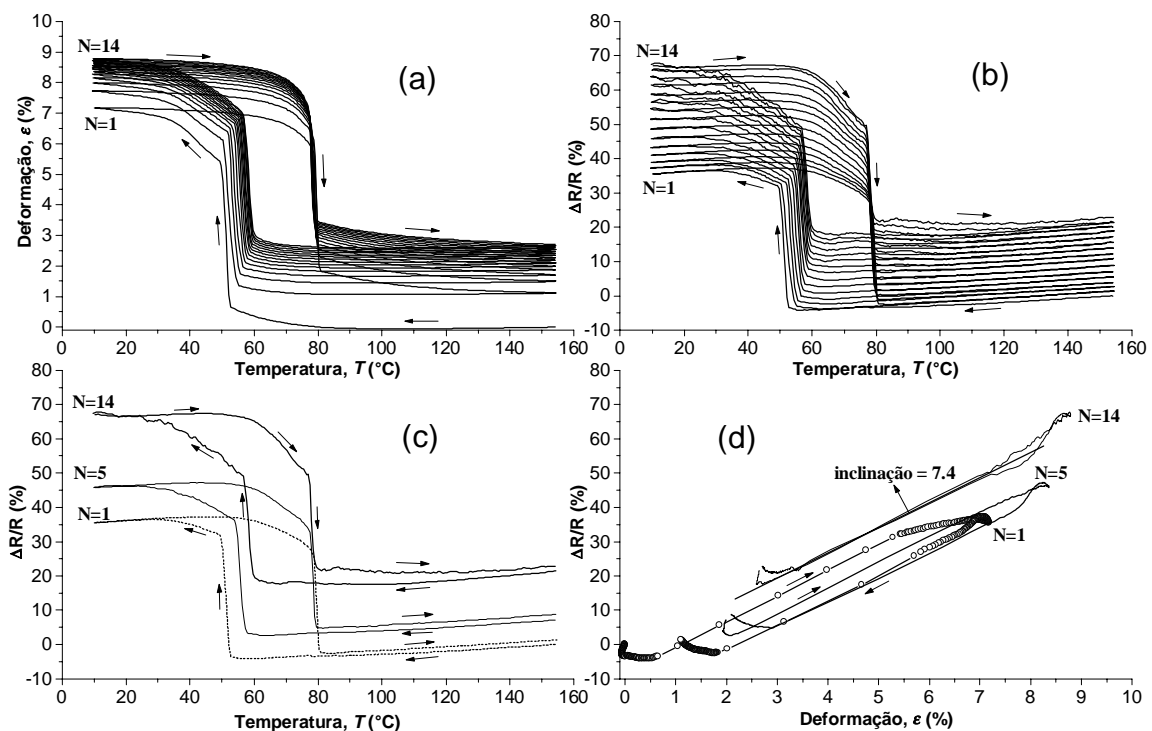


Figura 4 – Evolução do comportamento  $\varepsilon$ -T- $\Delta R/R$  para 175MPa durante aproximadamente 15 ciclos térmicos. (a) curvas  $\varepsilon$ -T. (b) curvas  $(\Delta R/R)$ -T. (c) algumas curvas  $(\Delta R/R)$ -T selecionadas em (b). (d) algumas curvas do acoplamento  $\varepsilon$ - $(\Delta R/R)$ .

Observa-se nas curvas  $\varepsilon$ -T da figura 4(a) uma diminuição da histerese em temperatura  $H_T$  combinada com um deslocamento vertical destas curvas que corresponde a um aumento permanente de comprimento do fio atuador. Este fenômeno tende a saturar-se após os primeiros ciclos térmicos. O comportamento das curvas  $(\Delta R/R)$ -T é idêntico em termos de  $H_T$ , porém não existe uma tendência clara de saturação da evolução de  $\Delta R/R$ , como mostra a figura 4(b). Estas evoluções são resultantes da introdução de defeitos microestruturais no interior do material, os quais afetam a transformação martensítica

responsável pelo EMF. A figura 4(c) revela claramente uma mudança na forma das curvas  $(\Delta R/R)$ -T durante a ciclagem, fazendo com que a histerese  $H_{RE}$  existente no acoplamento  $\varepsilon$ - $(\Delta R/R)$  seja continuamente reduzida e finalmente anulada após alguns ciclos, como mostra a figura 4(d). Além disso, comparando as figuras 2(c) e 4(d) constata-se que a inclinação  $d(\Delta R/R)/dT$  praticamente não é afetada pela ciclagem. Este comportamento traduzido pela figura 4 existe para todos os níveis de tensão estudados (entre 75MPa e 400MPa). No que diz respeito ao controle do fio atuador com EMF, a ausência de histerese entre as duas propriedades monitoradas, assim como a relação linear entre elas, são aspectos fundamentais que revelam a importância do procedimento de ciclagem sob carga, alternativamente a metodologia proposta por Pruski & Kihl (1993). Talvez o único inconveniente seja o deslocamento da curva  $\varepsilon$ - $(\Delta R/R)$  evidenciado pela figura 4(d), mas esse fenômeno tende a saturar-se para um número de ciclos ligeiramente superior ao realizado nesse trabalho.

Vale ressaltar que o comportamento dos atuadores à memória de forma depende bastante da sua história termomecânica e não existem garantias de que fios semelhantes com EMF (mesma composição química, por exemplo), submetidos a tratamentos termomecânicos diferentes daquele mencionado no item 2, apresentem o mesmo comportamento mostrado na figura 4. Assim sendo, torna-se importante dirigir estudos semelhantes a estes para outros tipos de ligas com EMF e diversos tratamentos termomecânicos, visando determinar as condições ótimas para o comportamento  $\varepsilon$ - $(\Delta R/R)$ .

#### 4. CONCLUSÕES

A realização de medidas simultâneas de deformação e variação de resistência elétrica em função da temperatura, em fios de uma liga com EMF trabalhando sob carga, permitiu demonstrar experimentalmente a viabilidade da idéia de controlar o deslocamento destes atuadores através do monitoramento de sua resistência elétrica. Para o primeiro ciclo térmico, a curva  $\varepsilon$ - $(\Delta R/R)$  obtida apresenta uma relação linear entre as duas propriedades tanto no resfriamento quanto durante o aquecimento, porém existe ainda uma histerese entre as duas medidas. Para todos os níveis de carga aplicada ao fio atuador, o comportamento ideal para o controle, isto é, relação linear e ausência de histerese entre as duas grandezas durante resfriamento e aquecimento, é obtido após a realização de alguns ciclos térmicos sucessivos, eliminando a necessidade de contornar artificialmente o problema da histerese na curva característica  $\varepsilon$ - $(\Delta R/R)$ . Esta relação unívoca entre estas duas propriedades permitiria determinar a posição do fio atuador a memória de forma simplesmente através da medida de sua resistência elétrica, independentemente do fato do mesmo está sendo aquecido ou resfriado no instante considerado.

#### *Agradecimentos*

C. J. De Araújo agradece o apoio da Capes durante seu doutoramento no INSA de Lyon – França (Proc. n° 0073/95-13).

## REFERÊNCIAS

- De Araújo, C. J., 1999, Comportement cyclique de fils en alliage à mémoire de forme Ti-Ni-Cu: analyse electro-thermomécanique, dégradation et fatigue par cyclage thermique sous contrainte, Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, France, 177p.
- Funakubo, H., 1987, Shape Memory Alloys, Gordon & Breach Publishers, 270p.
- Furuya, Y. & Shimada, H., 1990, Shape memory actuators for robotic applications. In Engineering Aspects of Shape Memory Alloys. Edited by T. W. Duerig. Butterworth-Heinemann, London, pp. 338-354.
- Harrison, J. D., 1990, Measurable changes concomitant with the shape memory effect transformation. In Engineering Aspects of Shape Memory Alloys. Edited by T. W. Duerig. Butterworth-Heinemann, London, pp. 106-111.
- Hesselbach, J., Pittschellis, R., Stork, H., Hornbogen, E. and Mertmann, M., 1994, Optimization and control of electrically heated shape memory actuators. In Proceedings of 4<sup>th</sup> International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, pp. 337-340.
- Honma, D., Miwa, Y. and Iguchi, N., 1984, Application of shape memory effect to digital control actuator, Bulletin of JSME, Vol.27, n°.30, pp. 1737-1742.
- Melton, K. N., 1998, General applications of SMA's and smart materials. In Shape Memory Materials, Edited by K. Otsuka and C. M. Wayman, Cambridge University Press, pp. 220-239.
- Mertmann, M. & Hornbogen, E., 1997, Grippers for the micro assembly containing shape memory actuators and sensors, Journal de physique IV, colloque C5, supplément au Journal de Physique III, Vol 7, n°11, pp. C5-621 - C5-626.
- Pruski, A. & Kihl, H., 1993, Shape memory alloy hysteresis, Sensors and Actuators A, Vol.36, pp. 29-35.
- Reynaerts, D., Peirs, J. and Van Brussel, H., 1995, Production of shape memory alloys for microactuation, Journal of Micromech. and Microeng., Vol.5, pp. 150-152.

# APLICAÇÃO DE MODELOS HÍBRIDOS NA INTEGRAÇÃO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO EM EDIFÍCIOS INTELIGENTES

**Emília Villani**

**Paulo Eigi Miyagi**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Depto. de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

São Paulo, SP, Brasil.

e-mail: emiliav@usp.br

## RESUMO

Considerando sistemas de ar condicionado em edifícios inteligentes como uma classe de sistemas híbridos, este trabalho introduz e analisa a aplicação de diferentes técnicas para a modelagem de sistemas híbridos derivadas de Redes de Petri. O objetivo é evidenciar as principais vantagens e desvantagens da utilização de cada técnica na modelagem e integração do sistema de ar condicionado com os demais sistemas prediais em um edifício inteligente.

**Palavras-chave:** Sistemas Híbridos, Redes de Petri, Edifícios Inteligentes, Ar condicionado.

## 1. INTRODUÇÃO

Um "Edifício Inteligente" (EI) pode ser definido como aquele onde a introdução de novas tecnologias e a integração de sistemas são exploradas de modo a maximizar a produtividade dos ocupantes, com utilização racional de recursos e minimização do custo [Becker, 1995; Arkin & Paciuk, 1995; Fujie & Mikami, 1991].

Em particular, em um EI o sistema de ar condicionado tem como objetivo a garantia de conforto térmico aos usuários e operadores do edifício, fator essencial no aumento da potencialidade de trabalho e otimização de desempenho [Jabardo, 1984; Fanger, 1970].

No edifício tradicional, o sistema de ar condicionado opera independentemente de outros sistemas prediais, como o de iluminação, de controle de acesso, etc. Entretanto, considerando edifícios inteligentes, um Sistema de Gerenciamento do Edifício (Building Management System - BMS) deve realizar a integração entre diversos subsistemas, permitindo o compartilhamento eficiente de informações. Para o sistema ar condicionado, esta integração possibilita o acesso às informações relativas a fatores diretamente ligados à produção de calor<sup>1</sup>. Assim, através da utilização e processamento destas informações, pode-se, por exemplo, determinar qual a melhor atitude a ser tomada em relação ao sistema de ar condicionado.

Considerando esta possibilidade de integração, o presente trabalho introduz o conceito de sistemas híbridos para a modelagem de sistemas de ar condicionado em EI.

---

<sup>1</sup> Exemplos: número de ocupantes, número de máquinas em funcionamento, etc.

A utilização de abordagens híbridas é um tema de pesquisa relativamente recente. Enquanto a teoria de controle clássico fornece ferramentas para análise e síntese de sistemas contínuos, e abordagens equivalentes tratam de sistemas a eventos discretos, não existe uma abordagem formalizada e consolidada para modelagem e análise de sistemas com comportamento dinâmico discreto e contínuo simultaneamente [Lemmon, He & Markovsky, 1999]. Assim, este trabalho analisa diferentes propostas para modelagem de sistemas híbridos baseando-se na sua aplicação para a modelagem do sistema de ar condicionado em EI.

Este artigo está organizado da seguinte forma. A seção 2 apresenta a definição de sistemas híbridos e justifica a necessidade de se caracterizar o sistema de ar condicionado como tal. A seção 3 aborda o problema de modelagem de sistemas híbridos. São apresentadas diferentes técnicas de representação de sistemas híbridos, aplicando-as para modelagem de um exemplo de sistema de ar condicionado. A seção 4 faz uma comparação entre as ferramentas apresentadas, ressaltando suas principais vantagens e desvantagens na modelagem de sistemas de ar condicionado. Finalmente, a seção 5 apresenta algumas considerações finais.

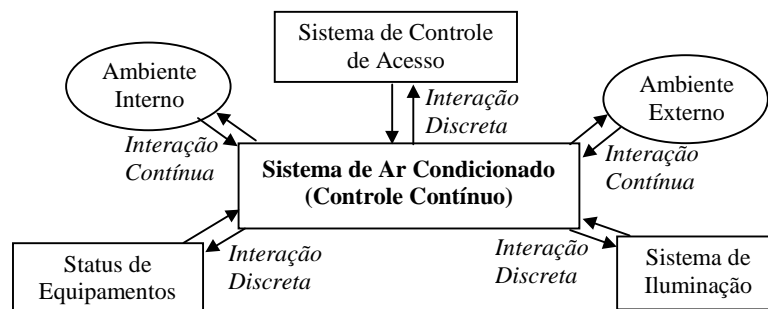
## 2. SISTEMAS HÍBRIDOS

Os sistemas podem ser classificados de acordo com diversos critérios [Ho, 1987]. Uma possível dicotomia é a divisão dos sistemas em Sistemas de Variáveis Contínuas (SVC), cuja principal característica é a continuidade no tempo de suas variáveis, e Sistemas a Eventos Discretos (SED), cuja modificação do estado, ocorre em função de eventos discretos, como início do funcionamento de uma máquina, chegada de uma mensagem, etc. [Miyagi, 1996]. Dentro desta mesma classificação, foram também definidos os sistemas híbridos, onde coexistem simultaneamente característica de SVC e de SED [Antsaklis & Nerode, 1998].

O sistema de ar condicionado envolve o controle de variáveis como a temperatura, que variam de forma contínua no tempo, caracterizando o sistema como SVC. Na maioria dos casos, o controle do sistema de ar condicionado também é contínuo, sendo comumente adotadas estratégias de controle do tipo proporcional (P) e proporcional-integral (PI).

No entanto, considerando o contexto de edifícios inteligentes, torna-se imprescindível a interação com os demais sistemas prediais com características predominantemente discretas, como sistema de controle de acesso, sistema de iluminação, etc. Este sistemas são representados por variáveis discretas (ex. número de pessoas em uma sala, número de lâmpadas acesas, etc.), que variam de acordo com a ocorrência de eventos discretos (ex.: entrada de uma pessoa, acionamento de um equipamento, etc.). Isto implica em considerar-se o sistema também como SED.

O sistema resultante apresenta assim características contínuas e discretas simultaneamente, interagindo entre si, onde os eventos discretos influenciam diretamente as variáveis contínuas que afetam diretamente o conforto térmico de um ambiente. Nestes termos, o sistema deve ser representado como um sistema híbrido. A Figura 1 ilustra o que foi apresentado.



**Figura 1** - Concepção híbrida de um sistema de ar condicionado de um EI.



## 2.1 Modelagem

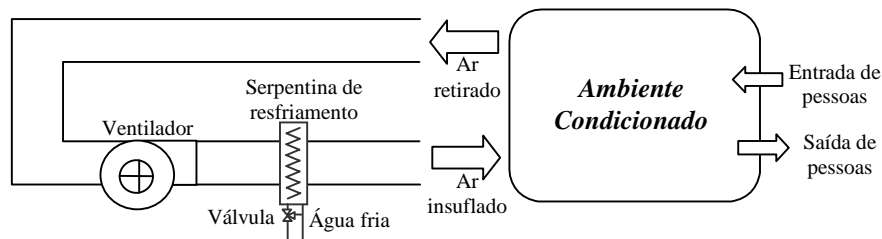
Têm sido propostas diferentes abordagens para a modelagem, análise e controle de sistemas híbridos. Genericamente, as abordagens diferem entre si no que se refere à complexidade da parte contínua e discreta e à finalidade, se para análise ou controle [Antsaklis & Nerode, 1998].

Algumas abordagens consistem em extensões de modelos contínuos, nas quais são incluídas variáveis que podem ser modificadas de forma descontínua no tempo. Outras consistem na modificação de técnicas de modelagem utilizadas em SED, onde são introduzidos novos elementos que permitem a representação da dinâmica contínua.

Para o escopo do presente trabalho optou-se pelas técnicas derivadas das propostas para modelagem de SED, uma vez que o enfoque do presente trabalho está na integração do sistema de ar condicionado com os demais sistemas do edifício, que é de carácter predominantemente discreto. Entre os modelos para SED as Redes de Petri se destacam no que se refere a facilidade de interpretação do modelo e a representação de forma hierárquica. Assim, as técnicas apresentadas a seguir são derivadas das Redes de Petri.

## 3. MODELAGEM DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Para o estudo dos diversos tipos de redes de Petri considerou-se o sistema da Figura 2. Neste sistema um ventilador é responsável pela retirada do ar do ambiente e pela sua condução através da serpentina de água fria, onde o ar é resfriado, sendo posteriormente insuflado no ambiente. A temperatura do ambiente é controlada através da variação da temperatura do ar insuflado. Esta variação é realizada através de uma válvula de três vias que desvia parte do fluxo de água enviado à serpentina. A temperatura da água fornecida é considerada constante. O posicionamento da válvula é realizado através de um controlador do tipo PI.



**Figura 2** – Sistema de ar condicionado.

Considerou-se o ambiente condicionado como adiabático, tendo como fatores que influenciam na carga térmica o ar insuflado e a presença de pessoas no ambiente.

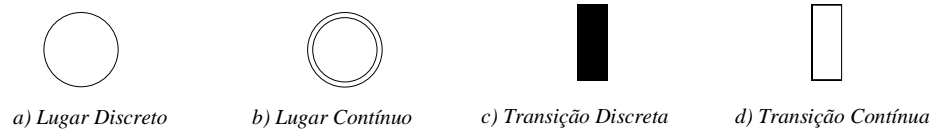
Obviamente o exemplo é bastante simplificado, uma vez que não considera renovação de ar, trocas de calor através de paredes, infiltração, calor liberado por iluminação e equipamentos, etc. No entanto, a utilização deste exemplo foi adotada pois, como o escopo do presente trabalho é a análise de técnicas para modelagem de sistemas híbridos, a consideração de sistemas mais complexos agregaria pouca informação.

A seguir apresenta-se os modelos do sistema de ar condicionado considerado utilizando-se três das técnicas mais representativas derivadas de redes de Petri para sistemas híbridos.

### 3.1 Redes de Petri Híbridas

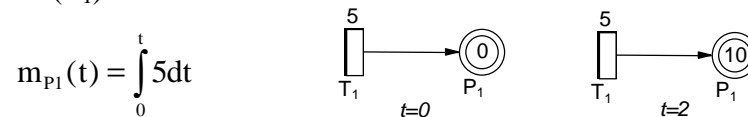
As Redes de Petri Híbridas [Alla & David, 98] foram definidas através da adição, aos lugares e transições discretos (Figura 3 a e c), dos seguintes elementos:

- lugares contínuos: cuja marcação é um número real<sup>2</sup> (Figura 3 b);
- transições contínuas: as quais são associadas taxas de disparo representando um fluxo contínuo de marcas (Figura 3 d);



**Figura 3** - Elementos da Rede de Petri Híbrida.

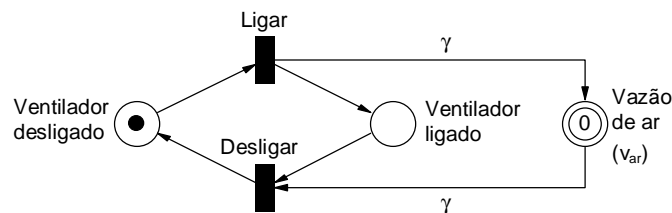
Observa-se que a taxa de disparo de uma transição contínua pode ser constante ou ser uma função que utiliza como variáveis a marcação de lugares discretos e contínuos. A Figura 4 ilustra a evolução no tempo (t) da marcação ( $m_{P_1}$ ) de um lugar contínuo ( $P_1$ ) conectado a uma transição contínua ( $T_1$ ).



**Figura 4** – Evolução no tempo da marcação de um lugar contínuo.

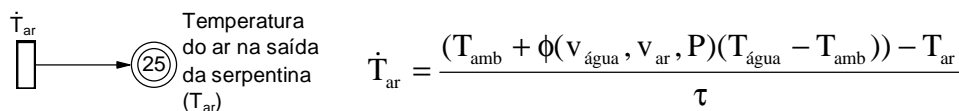
A modelagem do sistema da Figura 2 através das Redes de Petri Híbrida é apresentada a seguir.

*Modelo do ventilador (Figura 5):* o ventilador pode assumir dois estados discretos: ligado ou desligado. Quando o ventilador é ligado, a vazão de ar que circula pelo sistema de condicionamento do ar ( $v_{ar}$ ) assume um determinado valor constante ( $\gamma$ ). Quando o ventilador é desligado a vazão é zero.



**Figura 5** – Modelo em Rede de Petri Híbrida do ventilador.

*Modelo da serpentina (Figura 6):* a taxa de disparo ( $\dot{T}_{ar}$ ) da transição contínua é função da temperatura do ar na entrada da serpentina, que é igual a temperatura no ambiente ( $T_{amb}$ ), da vazão de ar ( $v_{ar}$ ), da temperatura e da vazão da água fornecida a serpentina ( $T_{água}$  e  $v_{água}$ ), consideradas constante, da posição da válvula de três vias (P) e da constante de tempo ( $\tau$ ) do sistema.



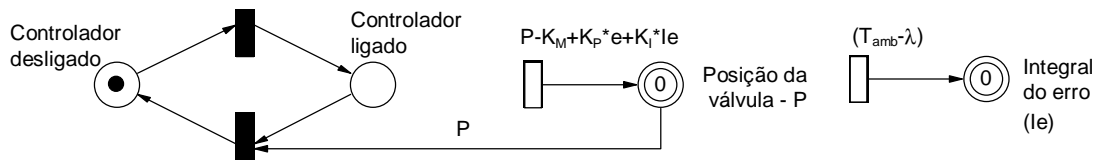
**Figura 6** – Modelo em Rede de Petri Híbrida da serpentina.

<sup>2</sup> Originalmente a marcação do lugar contínuo foi definida como um número real não negativo [Alla & David, 1998], mas diversos autores a redefiniram para número real, de modo a possibilitar a representação de equações diferenciais de primeira ordem, como em [Drath, 1998], e [Demongodin & Koussoulas, 1998].

A função  $\phi$  da expressão de  $\dot{T}_{ar}$  é determinada a partir das características da serpentina [Salsbury, 1996], e baseia-se no conceito de condutância global, onde a troca de calor é calculada através do coeficiente global de transferência de calor [Incropera, 1990].

*Modelo do controlador PI (Figura 7):* como o ventilador, o controlador também pode assumir dois estados discretos (ligado e desligado). Quando desligado o controlador coloca a válvula na posição fechada ( $P=0$ ). Quando aberta a posição da válvula é determinada através da Equação 1, onde  $K_M$ ,  $K_P$ ,  $M_I$  são as constantes do controlador e  $\lambda$  é a temperatura desejada no ambiente.

$$\begin{aligned}
 P &= K_P * e + K_I * Ie + K_M \\
 e &= (T_{amb} - \lambda) \\
 Ie &= \int (T_{amb} - \lambda).dt
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

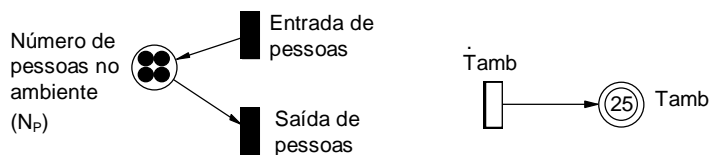


**Figura 7** – Modelo em Rede de Petri Híbrida do controlador.

*Modelo do ambiente (Figura 8):* a evolução da temperatura do ambiente ( $T_{amb}$ ) no tempo é determinada pela taxa de disparo da transição contínua ( $\dot{T}_{amb}$ ), apresentada na Equação 2. Esta taxa é calculada a partir do calor introduzido/retirado do ambiente ( $Q_{total}$ ), em função do número de pessoas ( $N_P$ ), da carga térmica produzida por uma pessoa ( $K_P$ ), considerada constante, da vazão e temperatura do ar insuflado pelo sistema de ar condicionado, do volume de ar no ambiente ( $vol$ ) e da densidade ( $\rho$ ) e do calor específico do ar a pressão constante ( $c_p$ ).

$$\dot{T}_{amb} = \frac{Q_{total}}{vol * \rho * c_p} = \frac{(v_{ar} * \rho * c_p * (T_{ar} - T_{amb}) + N_P * C_P)}{vol * \rho * c_p}
 \tag{2}$$

Observa-se que esta expressão considera comportamento de gás perfeito e despreza diferenças de umidade entre o ar insuflado e o ar no ambiente.



**Figura 8** – Modelo em Rede de Petri Híbrida do ambiente.

### 3.2 Rede de Petri Híbridas de Alto Nível (HyNet)

Esta rede foi desenvolvida a partir de uma classe especial de redes de Petri de alto nível orientada a objetos chamada Thorns (Timed Hierarchical Object-Related Nets) e é definida em [Wieting, 1996].

Nesta rede utilizam-se conceitos de modelagem orientada a objetos [Meyer, 1997]. *Marcas* são “objetos” pertencentes a “classes” elementares ou a “classes” definidas. A linguagem utilizada na definição de objetos e classes é baseada em C++. Por classes

elementares entende-se as classes já definidas em C++, como “int”, “bool”, “char”, entre outras. A definição de uma nova classe é realizada através da definição de seus “atributos” e “métodos”. Os “atributos” são definidos a partir das classes elementares. Os “métodos” são definidos através de operações matemáticas.

Para a modelagem do sistema da Figura 2 são definidas 3 classes:

```

Class Fluxo_de_Ar {float var; float Tar;}
Class Ambiente {int Np; float Tamb;}
Class Controlador {float P;}
    
```

onde as variáveis entre chaves representam os “atributos” da “classe”.

Os elementos presentes na rede são *transições* discretas e contínuas e *lugares*. Aos *lugares* associa-se uma “classe”. A “classe” pode ser uma “classe” elementar (“int”, “char”, etc.) ou um “classe” definida.

Arcos têm um nome de variável a ele associado. O nome é utilizado para referenciar em uma transição os objetos de um lugar. Os arcos podem ser arcos orientados ou arcos contínuos (não orientados). Os arcos contínuos não retiram/adicionam objetos aos lugares, apenas modificam seus atributos.

Às transições são associadas *condições de ativação*, que impõem condições adicionais para o disparo da transição, e *ações de disparo*, que determinam os objetos introduzidos nos lugares de saída a partir dos objetos retirados dos lugares de entrada. Para transições contínuas a *ação de disparo* é constituída por um sistema de equações algébricas diferenciais.

O modelo em Rede de Petri de Alto Nível para o sistema da Figura 2 é apresentado na Figura 9.

As ações de disparo associadas às transições contínuas são:

$$Ad_1: \frac{d(x.T_{ar})}{dt} = \frac{(n.T_{amb} + \phi(v_{\acute{a}gua}, x.v_{ar}, o.P)(T_{\acute{a}gua} - o.T_{amb})) - x.T_{ar}}{\tau}$$

$$Ad_2: l.P = K_P * (m.T_{amb} - \lambda) + K_I * \int (m.T_{amb} - \lambda).dt + K_M$$

$$Ad_3: \frac{d(c.T_{amb})}{dt} = \frac{(a.v_{ar} * \rho * c_p (a.T_{ar} - c.T_{amb}) + c.N_P * C_P)}{vol * \rho * c_p}$$

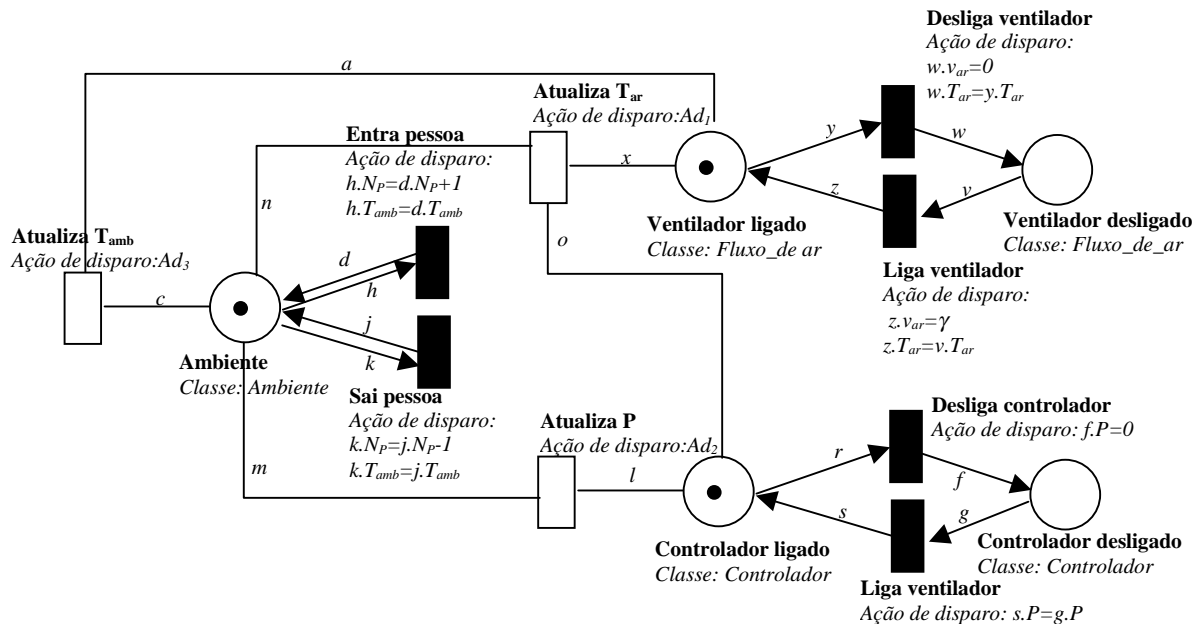


Figura 9 – Modelo em Rede de Petri de Alto Nível.

### 3.3 Rede de Petri Predicado/Transição Diferenciais (rede PTD)

Nas redes PTD os *lugares* representam configurações do sistema. A cada rede associa-se um vetor ( $V$ ) com as variáveis contínuas a serem modeladas. A cada *lugar* ( $P_X$ ) é associado um sistema de equações diferenciais ( $S_{PX}$ ) para a evolução das variáveis contínuas no tempo quando o sistema está naquela configuração. Quando um *lugar* está marcado o sistema de equações a ele associado determina a evolução no tempo das variáveis contínuas. Através do *disparo* das *transições* chaveia-se os sistemas de equações [Champagnat, 1998].

A Figura 10 apresenta um modelo em rede PTD do sistema da Figura 2.

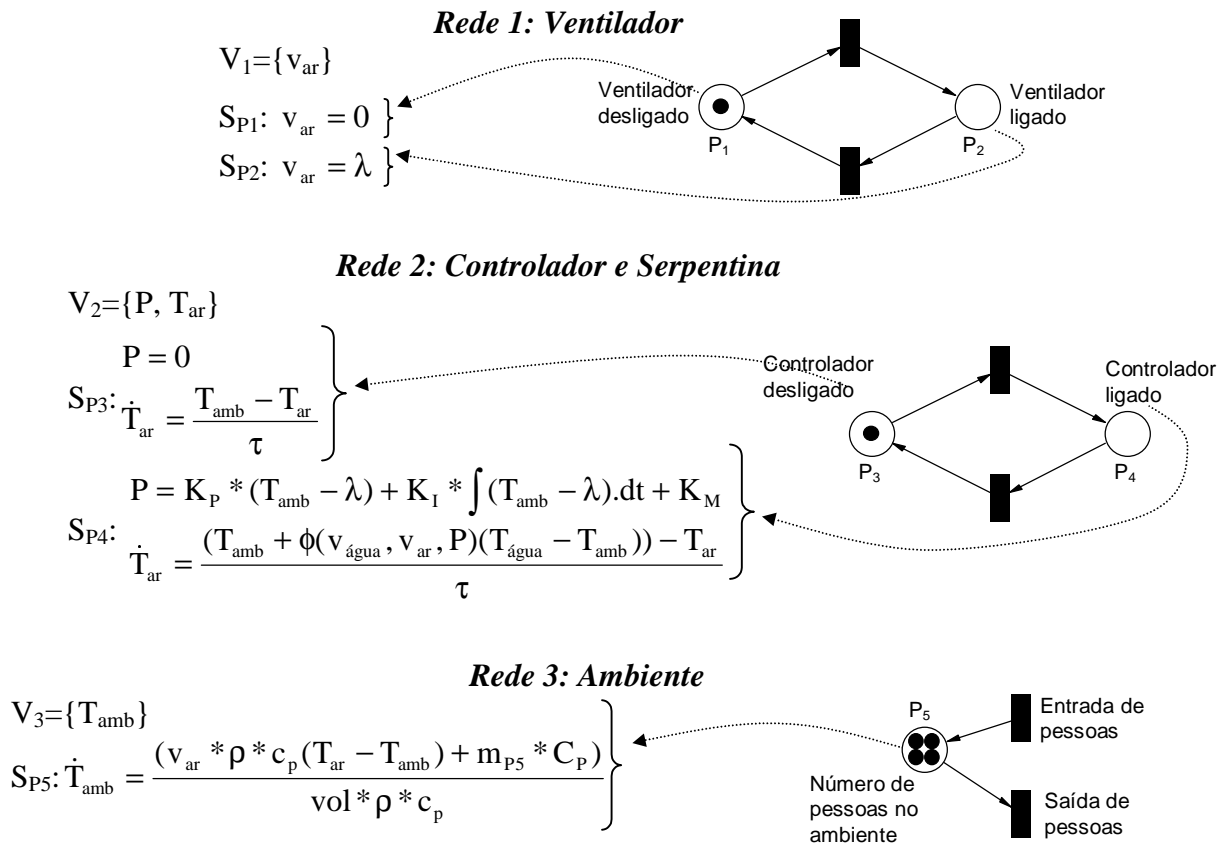


Figura 10 – Modelo em rede PTD.

## 4. ANÁLISE DAS TÉCNICAS DERIVADAS DE REDES DE PETRI

Para os três casos apresentados, observa-se que o modelo do sistema de ar condicionado é construído a partir da modelagem matemática da relação entre as diversas variáveis. Entretanto, no caso da Rede de Petri Híbrida, a representação da equação na forma de um par transição-lugar restringe o tipo de equação a ser representado para equações diferenciais de primeira ordem, e acrescenta pouca ou nenhuma informação ao modelo. Em contrapartida a rede PTD e a HyNet podem ser utilizadas para modelagem de sistemas mais complexos, uma vez que não existe a necessidade de transformar equações em elementos da rede, buscando-se apenas associar as equações aos elementos.

Quanto a estrutura da rede resultante, para a rede de Petri Híbrida e para a rede PTD a ligação entre as diversas sub-redes é realizada através das variáveis, por exemplo, a variável  $v_{ar}$  determinada no modelo do ventilador (Figura 5) é utilizada no modelo do ambiente (Figura

8). Esta característica faz com que esta relação entre os modelos não esteja explícita na estrutura da rede. Na HyNet esta relação fica explícita através dos arcos contínuos, como por exemplo os arcos “a”, “m”, “n” e “o” da Figura 9.

Quanto à construção do modelo híbrido, a rede PTD é aquela que apresenta maior facilidade de construção a partir da modelagem matemática. No caso da Hynet, a sua utilização, simulação e interpretação gráfica não é trivial, uma vez que o estado do sistema é representado por “atributos” das *marcas* e não está explícito no estado da rede.

A Rede de Petri Híbrida apresenta vantagens principalmente para a modelagem de sistemas onde deseja-se representar um fluxo contínuo de material, modelados através de transições contínuas, que é armazenado em pontos de sistema (ex.: tanques), modelados através de lugares contínuos. Neste caso a construção da rede híbrida é realizada principalmente a partir da observação do sistema e o modelo obtido tem um forte relacionamento físico com a estrutura do sistema, conservando a característica das Redes de Petri de ser uma descrição gráfica efetiva para análise e simulação. No entanto, de acordo com o apresentado anteriormente, este não é o caso do sistema de ar condicionado.

Quanto a utilização do conceito de orientação a objetos, observa-se que este auxilia na especificação de sistemas complexos. Em especial, para o caso do ar condicionado a adição de uma nova zona, de um novo “chiller”, etc. é simplificada pelo “instanciamento” de objetos.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho abordou o problema de modelagem do sistema de ar condicionado considerando-o como um sistema híbrido. Esta abordagem é baseada na necessidade de representação de eventos e estados discretos e de variáveis contínuas, de forma a possibilitar a integração do sistema de ar condicionado com outros sistemas do edifício.

São apresentadas e comparadas diferentes técnicas para representação de sistemas híbridos, aplicando-as para modelagem de um exemplo de sistema de ar condicionado. De uma forma genérica observa-se que as ferramentas definidas a partir da especificação de uma interface entre a ferramenta de modelagem discreta (ex. Redes de Petri) e a ferramenta de modelagem contínua (ex. equações diferenciais) apresentam maior flexibilidade para utilização. Comparando as três redes apresentadas para o caso específico de modelagem de sistemas de ar condicionado, considerou-se a rede PTD como a mais adequada, devido a sua maior flexibilidade e maior facilidade de construção do modelo.

Os modelos aqui apresentados são uma simplificação dos modelos desenvolvidos para o Prédio dos Ambulatórios (PAMB) do Hospital das Clínicas, da Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo (HC – FMUSP). O PAMB inclui ambulatórios, centro cirúrgico, farmácia industrial, entre outras instalações, em cerca de 10.000m<sup>2</sup> de área construída. O seu sistema de ar condicionado apresenta possibilidade de aquecimento e resfriamento. As diversas zonas nas quais o PAMB é dividido apresentam diferentes características quanto ao tipo de carga térmica e as exigências de condicionamento.

Atualmente, seu sistema de controle de ar condicionado atua de forma pouco eficaz, devido à ausência de um sistema de controle que interaja com os demais sistemas do edifício. A proposta de uma solução para este problema baseia-se fundamentalmente em desenvolver módulos que possibilitem a interação dos diversos sistemas entre si.

Para a integração do sistema, estão sendo desenvolvidos modelos em redes de Petri dos diversos sistemas do edifício. Estes modelos são então integrados entre si através do BMS. Em particular, para o ar condicionado é desenvolvido um sistema de gerenciamento discreto que é responsável por chavear estratégias de controle e modificar o estado de equipamentos em função, entre outras coisas, de eventos ocorridos em outros sistemas. O modelo deste

sistema é desenvolvido em redes de Petri e interage diretamente com os modelos híbridos do sistema de ar condicionado através de arcos habilitadores e inibidores.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o Grupo de Administração dos Sistemas de Saúde da FSP-USP e a Superintendência do HC-FMUSP, que auxiliam no desenvolvimento desta pesquisa. Agradecemos também o apoio das seguintes entidades: FAPESP, CYTED, CNPq e CAPES.

## 7. REFERÊNCIAS

- Alla, H. & David, R., 1998, "Continuous and Hybrid Petri Nets" *Journal of Circuits, Systems and Computers*, vol.8, n.1
- Antsaklis, P. J. & Nerode, A., 1998, "Hybrid Control Systems" *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol 43, n.4, pp 457-459.
- Arkin, H. & Paciuk, M., 1995, "Service Systems Integration in Intelligent Buildings "; In: *Proceedings of IB/IC Intelligent Buildings Congress*, pp 19-30, Telaviv, Israel.
- Becker, R., 1995, "What is an "Intelligent Building"; In: *Proceedings of IB/IC Intelligent Buildings Congress*", pp 320, Telaviv, Israel.
- Champagnat, R., 1998, "Supervision des Systèmes Discontinus: Definition d'un Modèle Hybride et Pilotage en Temps-réel" PhD Thesis, Univ. Paul Sabatier, Toulouse, France.
- Demongodin, I. & Koussoulas, N. T., 1998, " Differential Petri Nets: Representing Continuous Systems in a Discrete-Event World". *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 43, n.4, pp 573-579.
- Drath, R., 1998, "Hybrid Object Nets: An Object Oriented Concept for Modelling Complex Hybrid Systems" *ADMP'98 3rd International Conference on Automation of Mixed Processes*, Reims, France.
- Fanger, P. O., 1970, "Thermal Confort" McGraw-Hill, New York, USA.
- Flax, B. M., 1991, "Intelligent Buildings"; In: *IEEE Communications Magazine*, pp 24-26, vol. 29 n. 4.
- Fujie, S. & Mikami, Y., 1991, "Construction Aspects of Intelligent Buildings"; In: *IEEE Communications Magazine*, pp 50-57, vol. 29 n. 4.
- Ho, Y. C., 1987, "Basic research, manufacturing automation, and putting the cart before the horse". *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.AC-32, n.12, pp.1042-1043.
- Incropera, F. P., 1990, "Fundamentals of heat and mass transfer", Wiley, New York.
- Jabardo, J. M. S., 1984, "Conforto Térmico das Habitações", Eternit/IPT, São Paulo, SP.
- Lemmon, M. D., He, K. X. & Markovsky, I., 1999, "Supervisory Hybrid Systems", *IEEE Control System*, vol.8 n.1, pp 42-55.
- Meyer, B., 1997, "Object-oriented software construction", Prentice Hall, New York, USA.
- Miyagi, P.E., 1996, "Controle Programável - fundamentos do controle de sistemas a eventos discretos" Editora Edgard Blücher Ltda, S. Paulo, SP.
- Salsbury, T. I., 1996, "Fault Detection and Diagnosis in HVAC Systems using Analytical Models", PhD Thesis, Dep. of Civil and Building Engineering, Loughborough University, Loughbrough, England.
- Wieting, R., 1996, "Hybrid High-Level Nets" *Proceedings of the 1996 Winter Simulation Conference*, Coronado.

# DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS E SEQUÊNCIA DE CORTE PARA A MÁXIMA PRODUÇÃO EM TORNOS CNC.

**Patrick Leloup**

**Noemia Gomes de Mattos de Mesquita**

**Hugo Marcelo Bezerra de Carvalho**

**Sérgio Murilo Veríssimo de Andrade**

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e de Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, 50740-530, Recife, PE, Brasil. E-mail: [ngmm@npd.ufpe.br](mailto:ngmm@npd.ufpe.br)

## Resumo

Neste trabalho foi desenvolvido um método para a determinação dos parâmetros otimizados, na a máxima produção, utilizando a fórmula expandida de Taylor, assim como, para a obtenção dos tempos de usinagem, tanto no torneamento axial como no radial, em peças cilíndricas e cônicas. Dando-se assim uma contribuição para a automatização do programa em linguagem CN com parâmetros de corte otimizados.

**Palavras-chave:** Máxima produção, Sequência de corte, Torno CNC.

## 1. INTRODUÇÃO

O planejamento da usinagem é uma das áreas mais deficitárias na fabricação, pois este setor não tem acompanhado o ritmo de modernização e desenvolvimento dos demais segmentos que compõem o sistema de produção.

O ponto primordial para a programação de uma máquina operatriz com comando numérico (CN) é a determinação dos parâmetros otimizados de usinagem (velocidade de corte, avanço e profundidade) assim como a melhor sequência de usinagem (Prasad et al, 1997; Kayacan et al, 1996; Younis et al, 1997).

Neste trabalho está sendo desenvolvido um método para a obtenção dos parâmetros e da sequência de corte para a máxima produção a fim de que possa ser integrado no desenvolvimento de um sistema CAM.

## 2. OBJETIVOS E METODOLOGIA UTILIZADA

Este trabalho está sendo desenvolvido em parceria com o SENAI/PE, que adquiriu recentemente um torno CNC modelo CENTUR-30 da empresa ROMI. Inicialmente, a determinação dos parâmetros de corte para a máxima produção, assim como as equações para a determinação do tempo de usinagem de uma peça, deverão ser obtidas para atender às necessidades específicas desta máquina, podendo posteriormente ser estendidas à qualquer máquina CNC (N.N., 1999).

O objetivo deste trabalho é determinar o tempo de usinagem para diferentes seqüências de corte, torneamentos axial e radial, de forma a se estabelecer a seqüência mais rápida.

Para o torno especificado temos como dados essenciais a potência máxima de 10 CV com um rendimento de 0.8, rotação máxima de 3500 rpm, velocidade de avanço e retorno



máximas de 10000 e 7500 mm/s respectivamente. As velocidades de rotação não assumem valores decimais, a sua variação é de uma rotação por minuto, só assumindo valores inteiros.

O trabalho está sendo desenvolvido com o auxílio do programa Mathcad, mas pretende-se desenvolver um software em linguagem C++ (Pohl, 1991).

Os resultados obtidos a partir do programa deverão ser comparados com os tempos reais de usinagem medidos na máquina CNC. Será possível assim, efetuar certas correções no equacionamento pois há sempre perdas de potência, através de, por exemplo, atrito, deflexões ou desgastes, aumentando o tempo real de usinagem.

### 3. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE CORTE PARA A MÁXIMA PRODUÇÃO

Na determinação dos parâmetros de corte, para a condição de máxima produção, enfrenta-se o seguinte problema: a velocidade de máxima produção é função dos parâmetros de Taylor  $x$  e  $K$  (veja equação 01) que variam com o avanço e a profundidade de corte.

$$V_c = \left[ \frac{K}{(x-1) \times T_t} \right]^{\frac{1}{x}} \quad (01)$$

onde  $V_c$  é a velocidade de corte,  $x$  e  $K$  são constantes que dependem do avanço e da profundidade de corte e  $T_t$  é o tempo de troca da ferramenta, estimado em 2 minutos.

Por outro lado a profundidade de corte, calculada através da equação de Kienzle depende do valor da velocidade de corte, como mostra a equação (02)

$$p_{max} = \frac{N_c \times 60 \times 75 \times \eta \times \sin(\chi)}{K_s \times V_c \times (f \times \sin(\chi))^{1-z}} \quad (02)$$

onde  $N_c$  é a potência da máquina,  $\eta$  é o seu rendimento,  $\chi$  é o ângulo de posição da ferramenta,  $K_s$  é a resistência específica de corte  $f$  o avanço e  $V_c$  a velocidade de corte.

Para solucionar este problema procedeu-se da seguinte maneira: as constantes  $K$  e  $x$  podem ser identificadas comparando-se a fórmula expandida de Taylor (04) com a equação (03)

$$V_c = K^{\frac{1}{x}} \times T^{\frac{-1}{x}} \quad (03)$$

$$V_c = C \times f^E \times p^F \times V_b^H \times T^G \quad (04)$$

obtendo-se assim (Mesquita, 1980):

$$x = \frac{-1}{G} \quad (05)$$

$$K = [C \times f^E \times p^F \times V_b^H]^x \quad (06)$$

onde C, E, F, H, G são constantes da fórmula expandida de Taylor e  $V_b$  é o desgaste de flanco que para operações de desbaste pode variar até 1.2 mm e para operações de acabamento é calculado em função da tolerância desejada.

Para um dado avanço, faz-se variar a profundidade de corte de 0.001 até a profundidade máxima permitida pela ferramenta. Calcula-se a velocidade de corte para cada profundidade, calculando em seguida a profundidade de corte máxima. Compara-se estas duas profundidades de corte, deve-se escolher a profundidade que seja igual à profundidade máxima. Faz-se variar o avanço e calcula-se a profundidade e a velocidade de corte. Calcula-se então o tempo de usinagem para esses parâmetros, escolhendo-se os que derem o menor resultado.

A tabela 1 apresenta os valores parciais das profundidades de corte  $p_i$ , das profundidades de corte máximas  $p_{max_i}$  e das respectivas velocidades de corte  $V_{c_i}$ , obtidas através do Mathcad, para um avanço de mm/volta, um ângulo de posição da ferramenta de  $95^\circ$ , desgaste de flanco igual a 0.8 mm e constantes de Taylor determinadas para um aço ABNT 1038 dadas por:  $C=910.64$ ,  $E=-0.3297$ ,  $F=-0.0366$ ,  $H=0.8936$ ,  $x=2.6261$  e para  $1/h=0.85$ ,  $K_s=180.612$   $N/mm^2$ .

**Tabela 1.** Valores de  $p_i$ ,  $p_{max_i}$  e  $V_{c_i}$

$p_i$ (mm)	$p_{max_i}$ (mm)	$V_{c_i}$ (m/s)
⋮	⋮	⋮
0.337	0.339	533.281
0.338	0.339	533.223
0.339	0.339	533.165
0.340	0.339	533.108
0.341	0.339	533.05
⋮	⋮	⋮

## 4. CÁLCULO DOS TEMPOS DE USINAGEM

### 4.1 Usinagem Cilíndrica

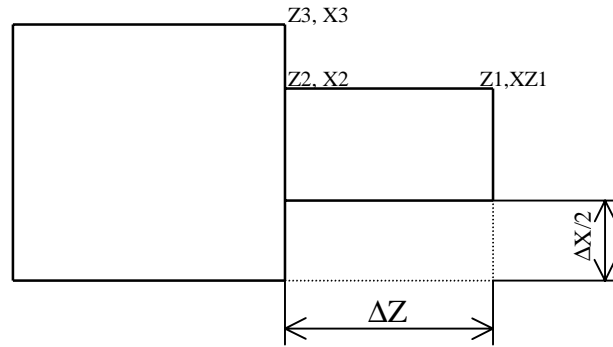
Para a usinagem de uma peça como a mostrada abaixo, devemos identificar os três pontos  $(Z_1, X_1)$ ,  $(Z_2, X_2)$ ,  $(Z_3, X_3)$ , onde X é dado em diâmetro.

O número de passes ( $ndp$ ) é dado pela parte inteira da divisão da diferença dos diâmetros pela profundidade de corte ( $p$ ).

$$ndp = \text{floor} \left( \frac{X_3 - X_1}{2 \times p} \right) \quad (07)$$

O material que deixará de ser usinado será retirado com um passe pela mesma ferramenta de desbaste para um pré-acabamento. A sua espessura pode ser calculada por

$$e = \frac{X_3 - X_1}{2} - \left[ \text{floor} \left( \frac{X_3 - X_1}{2 \times p} \right) \right] \times p \quad (08)$$



**Figura 1.** Peça a ser torneada

Para  $i$  variando de 1 à  $ndp$ , a velocidade de rotação ( $n$ ) da peça em rotações por minuto será dada por

$$n_i = \text{floor} \left( \frac{1000 \times Vc}{\pi \times (180 - i \times 2 \times p)} \right) \quad (09)$$

A velocidade de avanço da ferramenta ( $Va$ ) será dada por

$$Va_i = n_i \times f \quad (10)$$

Deve-se verificar se a rotação máxima de 3500 rpm não é ultrapassada. Caso  $n_i > 3500$  então adotar como rotação  $n_i = 3500$

O tempo de um passe será:

$$T_i = \frac{Z_2 - Z_1 + 2}{Va_i} + \frac{2}{7500} + \frac{Z_2 - Z_1 + 2 - 2}{10000} + \frac{p + 2}{7500} \quad (11)$$

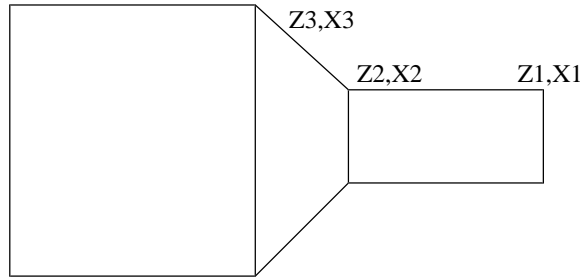
Onde o primeiro termo é o tempo de corte com uma folga de 2 milímetros da peça, o segundo é o tempo de afastamento da ferramenta com uma inclinação de  $45^\circ$  até se distanciar de 2 milímetros da peça, o terceiro é o tempo de recuo da ferramenta e o quarto é o tempo de posicionamento da peça para o próximo corte. Sendo então o tempo total dado por:

$$\text{Tempo} = \sum_{i=1}^{ndp} T_i - \frac{2 + p}{7500} \quad (12)$$

Para a usinagem de uma peça cônica devemos identificar também três pontos,  $(Z_1, X_1)$ ,  $(Z_2, X_2)$ ,  $(Z_3, X_3)$ , como mostra a figura 2.

A velocidade de avanço será dada pela mesma expressão. A diferença será a distância a ser usinada assim como a distância do recuo da ferramenta que mudarão a cada passe. Tem-se que a distância a ser usinada para a parte cônica a cada passe é dada por

$$dist_i = \frac{Z_3 - Z_2}{X_3 - X_2} \times \left[ \left( \frac{X_3 - X_2}{2} \right) - i \times p \right] \quad (13)$$



**Figura 2.** Peça cilíndrica

A velocidade de avanço será dada pela mesma expressão. A diferença será a distância a ser usinada assim como a distância do recuo da ferramenta que mudarão a cada passe. Tem-se que a distância a ser usinada para a parte cônica a cada passe é dada por

$$dist_i = \frac{Z_3 - Z_2}{X_3 - X_2} \times \left[ \left( \frac{X_3 - X_2}{2} \right) - i \times p \right] \quad (13)$$

O tempo de um passe será dado por

$$T_i = \frac{dist_i + Z_2 - Z_1 + 2}{Va_i} + \frac{2}{7500} + \frac{dist_i + Z_2 - Z_1 + 2 - 2}{10000} + \frac{2 + p}{7500} \quad (14)$$

O tempo total é dado então pela equação (12).

#### 4.2-Usinagem Radial

Para o desbaste radial, deve-se ter a usinagem dividida em pequenos intervalos nos quais a rotação é constante, já que as rotações só assumem números inteiros.

Tomando-se como exemplo a peça da figura 1, tem-se que a rotação inicial é dada por

$$n_{inic} = floor \left( \frac{1000 \times Vc}{\pi \times (X_3 + 4)} \right) \quad (15)$$

O número de intervalos (N) nos quais a rotação é constante é dado por

$$N = ceil \left( \frac{1000 \times Vc}{\pi \times X_2} \right) - floor \left( \frac{1000 \times Vc}{\pi \times (X_3 + 4)} \right) \quad (16)$$

Deve-se aqui levar em conta a rotação máxima da máquina que é de 3.500 rpm. Logo devemos inicialmente calcular o diâmetro para o qual a rotação máxima é atingida e comparar com X<sub>2</sub>.

$$D_{max} = \frac{1000 \times Vc}{\pi \times 3500} \quad (17)$$

Se  $D_{max}$  estiver compreendido entre  $(X_3+2)$  e  $X_2$ , no cálculo do número de intervalos devemos substituir  $X_2$  por  $D_{max}$  e haverá um outro intervalo entre  $D_{max}$  e  $X_2$  com rotação constante de 3.500 rpm. Se  $(X_3+2)$  for menor que  $D_{max}$  a usinagem será toda com rotação constante de 3.500 rpm. Se  $X_2$  for maior que  $D_{max}$  vale a equação dada.

Deve-se ainda determinar os diâmetros que limitam cada intervalo

$$d_1 = X_3 + 4 \quad (18)$$

$$d_{N+1} = X_2 \quad (19)$$

$$d_i = \frac{1000 \times Vc}{\pi \times (n_{mic} + i - 1)} \quad (20)$$

Para  $i$  variando de 2 à N.

O número de passes é dado por

$$ndp = floor\left(\frac{Z_1 - Z_2}{P}\right) \quad (21)$$

O tempo de um passe é:

$$T_i = \sum_{j=1}^n \left( \frac{d_j - d_{j+1}}{2} \times \frac{1}{(n_{mic} + i - 1) \times f} \right) + \frac{2}{7500} + \left( \frac{d_1 - d_{N+1}}{2} - 2 \right) \times \frac{1}{7500} + \frac{2 + P}{10000} \quad (22)$$

O tempo total de usinagem é:

$$Tempo = \sum_{i=1}^{ndp} T_i - \frac{2 + p}{10000} \quad (23)$$

Para o caso de uma peça cônica, como a mostrada na figura 2, a parte cônica é a única que nos interessa pois a outra parte é resolvida como mostrado acima.

Para este caso a distância a ser usinada variará a cada passe.

$$dist_i = \frac{X_3 - X_2}{2} - \left( \frac{X_3 - X_2}{2} \right) \times i \times \frac{p}{Z_3 - Z_2} \quad (24)$$

O número de intervalos nos quais a rotação é constante dependerá também do passe que estamos efetuando.

$$N_i = ceil\left(\frac{1000 \times Vc}{\pi \times (d_1 - 2 \times dist_i)}\right) - floor\left(\frac{1000 \times Vc}{\pi \times d_1}\right) \quad (25)$$

O tempo de um passe é dado por:

$$T_i = \sum \left( \frac{d_j - d_{j+1}}{2} \times \frac{1}{(n_{mic} + i - 1) \times f} \right) + \frac{2}{7500} + \left( \frac{d_1 - d_{N_i+1}}{2} - 2 \right) \times \frac{1}{7500} + \frac{2+p}{10000} \quad (26)$$

O tempo total é dado pela equação (23).

## 5. COMPARAÇÃO ENTRE USINAGEM AXIAL E RADIAL

É de grande interesse encontrar uma relação entre as dimensões da peça a ser usinada que pudesse determinar qual o modo de usinagem mais rápido, o axial ou o radial.

Quanto menor for a relação  $\Delta X/\Delta Z$  mais propícia a usinagem axial. Por exemplo: deseje-se desbastar uma peça a fim de obter o perfil da figura 1, dado pelos pontos  $(Z_1, X_1)=(100,80)$ ,  $(Z_2, X_2)=(60,80)$ ,  $(Z_3, X_3)=(60,120)$ .

Tem-se  $\Delta X/\Delta Z=1$ . Testando para  $p=1.5$  mm,  $f=0.4$  mm/rot e  $V_c=400$  m/s encontramos 1.188 min para o desbaste axial e 1.319 min para o desbaste radial.

Fazendo-se agora  $(Z_3, X_3)=(60,140)$ ,  $\Delta X/\Delta Z=1.5$ , encontra-se os seguintes resultados: 1.984 min para o desbaste axial e 1.829 min para o desbaste radial. Sendo o desbaste radial mais vantajoso.

Para se estabelecer uma relação  $\Delta X/\Delta Z$  para a qual seria mais interessante a usinagem radial ou axial deve-se levar em consideração a que distância do eixo da peça está se usinando. Quanto mais excêntrico for o torneamento, menor será a velocidade de rotação e mais propício ao torneamento axial será, como mostra o seguinte exemplo: seja a peça  $(Z_1, X_1)=(100,120)$ ,  $(Z_2, X_2)=(60,120)$ ,  $(Z_3, X_3)=(60,180)$ , os tempos encontrados são: 2.644 min para o torneamento axial e 2.715 para o radial. Portanto comparando-se com o exemplo anterior, onde tem-se a mesma relação  $\Delta X/\Delta Z=1.5$ , neste exemplo o torneamento axial passa a ser melhor, só pelo fato de estar mais distante do eixo de rotação da peça.

Observa-se também que o avanço escolhido também influencia. Quanto menor o avanço, mais rápido o torneamento axial em relação ao radial. Tomando-se o exemplo  $(Z_3, X_3)=(60,140)$  agora com um avanço de 0.2 mm/rot, obtêm-se: 1.354 min para o torneamento axial e 1.493 min para o radial. Sendo agora o desbaste axial mais vantajoso.

## 6-CONCLUSÃO

No estágio atual do trabalho, ainda não se encontrou uma relação exata entre as dimensões da peça para se determinar a melhor direção de torneamento. No entanto, já se pode observar que quanto menor a relação  $\Delta X/\Delta Z$ , mais propício ao torneamento axial, porém, quanto maior o avanço e quanto mais próximo o material a ser retirado estiver do centro de rotação, mais propício ao torneamento radial. As equações encontradas neste trabalho podem ser associadas para calcular os tempos de usinagem das diferentes seqüências possíveis para o desbaste de uma peça, utilizando os parâmetros de máxima produção, podendo ser facilmente aproveitado em um programador de máquinas CN.

Certos ajustes, porém, devem ser feitos nas equações pois não foi considerada nenhuma perda, como, por exemplo, atrito. Comparações com medidas experimentais mostraram um erro de 6.9% para o desbaste radial e 4% para o axial. Esta disparidade relativa às medições experimentais, todavia, não interferem em nada nas conclusões tiradas neste trabalho.

Estas diferenças podem ser devido a um pequeno intervalo de tempo na mudança de direção da ferramenta, a uma aceleração da ferramenta até atingir sua velocidade máxima ou

então a velocidade máxima da ferramenta não é atingida. Novas medições serão efetuadas para adequar as equações da melhor maneira possível aos resultados práticos.

Na programação de tornos CN, em operações de desbaste tem-se a opção de se retirar o sobremetal movimentando-se a ferramenta de corte no sentido axial ou radial. Este trabalho contribui para se escolher qual das duas opções é a melhor para diferentes tipos de peças, diminuindo-se desta forma o tempo necessário para a programação.

## **7 REFERÊNCIAS**

- Ferraresi, D., 1977, “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, São Paulo, Brasil.
- Kayacan M.C., Filiz I.H., Sonnez A.I., Baykasoglu A. and Dereli T., 1996, “OPPSROT: An Optimised Process Planning System For Rotational Parts”, Computers in Industry, vol. 32, pp.181 – 195.
- Mesquita, N.G.M., 1980, “Determinação dos Parâmetros da Fórmula de Taylor Expandida”, Tese de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.
- N.N., 1999, “Manual de Programação e Operação CNC Mach 9 R 9001D”, São Paulo.
- Pohl, I., 1991, “C++ Para Programadores de PASCAL”, Ed. Berkeley, Rio de Janeiro, Brasil.
- Prasad, A.V.S.R.K., Rao P.N. and Rao U.R.K., 1997, “Computer Optimization of Multi-Pass Turning”, International Journal of Production Research, vol. 9, nº 2, Taylor & Francis LTD, London, England, pp. 247 – 259.
- Younis M.A. and Wahab M.A.A., 1997, “A CAPP ExpertSystem For Rotational Components”, Computers & Industrial Engineering, vol. 33, pp. 505 – 512.

# ANÁLISE DA ESTABILIDADE DE AGARRAMENTO EM MANIPULADORES ROBÓTICOS

**Max Suell Dutra**

**Marco Hiroshi Naka**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE-Programa de Engenharia Mecânica

C. P. 68503, CEP 21945-970, Rio de Janeiro, Brasil - E-mail: {max, mnaka}@serv.com.ufrj.br

## **Resumo**

As tarefas de um manipulador robótico se resume em agarrar objetos e alterar a sua orientação ou posição através de um sistema articulado. No ato do agarramento, algumas considerações devem ser feitas, sendo que uma das principais é a questão da segurança do agarramento. Entende-se como segurança no agarramento, a não ocorrência do escorregamento do objeto e a não destruição do mesmo através de forças excessivas. Na primeira abordagem, relacionada com o objeto, é considerada a questão da estabilidade no agarramento, e as variáveis que a regem. Na segunda abordagem é observada a questão da estabilidade do contato, as forças resultantes e o comportamento do manipulador quando submetido à ação de uma força perturbadora durante o agarramento. Neste trabalho, busca-se apresentar a análise física e matemática do agarramento, destacando a importância da determinação da força resultante nos mecanismos múltiplos e da força interna entre os mecanismos.

**Palavras-chave:** manipuladores, estabilidade, cone de atrito, agarramento e elipsóide de contato

## **1. INTRODUÇÃO**

O ser humano pode de olhos vendados, perceber e diferenciar uma laranja de um ovo e manipulá-los de forma adequada, sem danificá-los. Já nos sistemas robóticos normais, tem-se esse tipo de problema, pois tais sistemas não possuem capacidade de diferenciar os objetos manipulados e nem de aplicar uma força adequada sem provocar danos (Dario & De Rossi, 1985). O sistema de visão com reconhecimento dos objetos ainda não é confiável sem uma grande quantidade de informação. Com a finalidade de reconhecer objetos, são utilizados sensores tácteis nestes sistemas. Para que este sistema de reconhecimento funcione é imprescindível que haja um controle de forças associados a essa rede de sensores, de tal forma que as forças exercidas sejam adequadas e assegurem um agarramento estável. Para que este controle seja adequado é necessário avaliar física e matematicamente o aperto executado por cada garra mecânica a ser projetada. Segundo Jameson et al. (1986) a estabilidade do aperto tem pelo menos dois aspectos relevantes a serem observados: o primeiro é a capacidade de retorno para a posição de equilíbrio estático quando a posição do objeto é modificada. Isto pode ser chamado de estabilidade de aperto e está associada a uma restauração das forças aplicadas (Hanafusa & Asada, 1977) (Cherif & Gupta, 1999). O segundo aspecto importante é a capacidade de manter o contato sobre o objeto, quando o mesmo é submetido a ação de forças perturbadoras, isto pode ser chamado de estabilidade de contato. Esta concepção pode ser associada a resultante das forças



externas (equação 2), a questão das forças internas e ao atrito entre a garra mecânica e o objeto manipulado (Nakamura et al., 1989). E é sob essa concepção que este trabalho será desenvolvido.

Voltando ao primeiro aspecto, relativo a estabilidade do aperto, é observado que quando um objeto, sem restrições à sua movimentação, é agarrado e os dedos não definem uma posição de equilíbrio estático adequado, o dedo se movimentará até atingir a posição de equilíbrio estático, conforme esquematizado na figura 1 e 2.

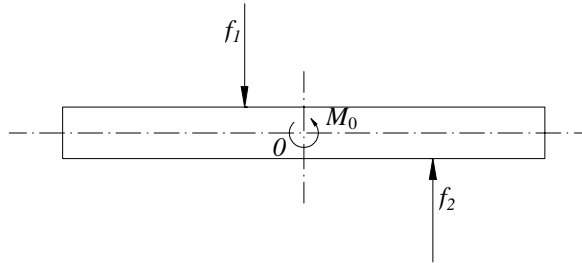


Figura 1. Ausência de Estabilidade Estática do Objeto

A resultante das forças externas  $F_0$  e o momento  $M_0$ , das forças externas aplicadas sobre o objeto pode ser dado por:

$$F_0 = \sum_{i=1}^n f_i + m_0 g \quad (1)$$

$$M_0 = \sum r_i \times f_i \quad (2)$$

onde,  $f_i$  é força externa aplicada no  $i$ -ésimo contato,  $m_0$  é a massa do objeto e  $g$ , a aceleração da gravidade,  $r_i$  é a distância do centróide  $O$  até a força aplicada no  $i$ -ésimo contato.

Para que o objeto encontre uma posição de equilíbrio estático, é necessário que a equação (2) seja nula, o que não ocorre no exemplo da figura 1, se for considerado que todas as forças de contato exercidas sobre o objeto são iguais.

Observa-se também na figura 1 que, quando é analisada a estabilidade do aperto, é necessário que além da condição de livre movimentação do objeto seja também permitido o livre deslizamento dos dedos até atingir o ponto de equilíbrio estático (figura 2).

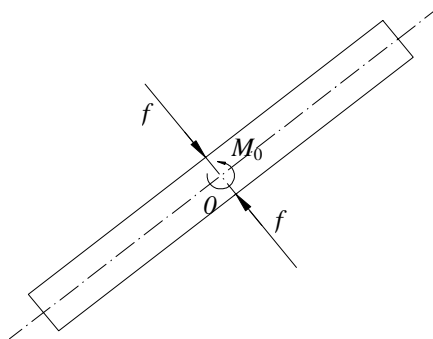


Figura 2. Objeto com Estabilidade Estática

O fator relevante dessa análise está na concepção do projeto da rigidez do dedo, de tal maneira que a rigidez total do sistema do dedo possa permitir a geração de forças de restauração para qualquer tipo de perturbação de posição do objeto.

Neste trabalho serão apresentados também, uma análise do mecanismo de agarramento sob uma visão matemática e a questão da influência do atrito como fator fundamental na estabilidade do agarramento.

## 2. ESTABILIDADE DO CONTATO

Visando simplificar o equacionamento matemático, serão feitas duas suposições:

- O contato dos dedos com o objeto é realizado através de pontos e não de superfícies;
- Os pontos de contato não se movimentam quando há uma mudança de orientação entre o objeto e o manipulador.

A primeira suposição é razoável considerando que as forças são pequenas, e tem como consequência que o objeto e os dedos em questão são rígidos (Salisbury, 1982). A segunda hipótese pode aparentemente não trazer nenhuma simplificação em nosso trabalho, mas serve para eliminar o problema das restrições não-holonômicas entre o objeto e a garra, devido a alteração dos pontos de contato com o movimento do objeto (Murray et al., 1993).

O modelo de contato adotado é o do ponto de contato com atrito que pode ser observado na figura 3, bem como a interpretação geométrica do modelo de atrito de Coulomb. Esse modelo indica a magnitude da força de contato que pode ser aplicada nas direções tangenciais da superfície como uma função da força normal ( $f_n$ ) aplicada. O modelo de atrito de Coulomb é um modelo empírico o qual indica que a força tangencial ( $f_t$ ) admissível é proporcional a força normal aplicada, e a constante de proporcionalidade é função dos materiais em contato.

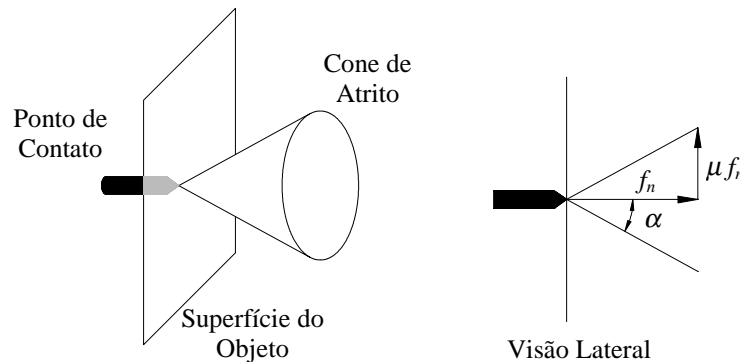


Figura 3. Ponto de contato e interpretação geométrica do modelo de atrito de Coulomb.

A condição de Coulomb para que não haja deslizamento é:

$$|f_t| \leq \mu f_n \quad (3)$$

onde  $\mu > 0$ , é o coeficiente de atrito estático.

O conjunto de forças que pode ser aplicado deve se manter no interior do cone sobre a superfície normal (Dutra & Naka, 1999). Este cone é chamado cone de atrito, e o ângulo do cone com relação a normal é dado por:

$$\alpha = \tan^{-1} \mu \quad (4)$$

Os valores típicos de  $\mu$  são menores do que 1, e conseqüentemente, o ângulo do cone de atrito é geralmente menor que 45°.

O modelo de ponto de contato com atrito é usado quando existe atrito entre as pontas de dedo e o objeto, onde as forças exercidas em qualquer direção devem estar dentro do cone de atrito.

Uma força generalizada atuando sobre um corpo rígido consiste de uma componente linear (força) e uma componente angular (momento) atuando em um ponto. Esse tensor força/momento é conhecido na literatura como *wrench* (Murray et al., 1993):

$$W = \begin{bmatrix} F \\ M \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} F \in R^3 \text{ componente linear} \\ M \in R^3 \text{ componente angular} \end{array} \quad (5)$$

Para o caso de um ponto de contato com atrito, tem-se a seguinte matriz base *wrench*:

$$W = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Logo a resultante das forças externas  $Q$  pode ser definida como:

$$Q = Wf_i \quad (7)$$

Sendo que  $f_i$  deve estar contida no cone de atrito, logo:

$$f_i \in FC_i = \left\{ f \in R^3 : \sqrt{f_1^2 + f_2^2} \leq \mu f_3, f_3 \geq 0 \right\} \quad (8)$$

onde  $f_1$  e  $f_2$  são as componentes da força resultante no plano e  $f_3$  equivale a força normal.

Assim sendo, a determinação da força resultante é feita de tal forma que é considerado um problema estático e não dinâmico com a finalidade de simplificar o problema.

### 3. FORÇA INTERNA

A força interna no agarramento e na manipulação por garras robóticas têm sido discutida com base na equação (7) e especificado pelo elemento  $W$  (*wrench*). Nesta seção é explanado, de uma forma mais clara, o significado físico das forças internas e a sua definição alternativa.

Supondo que são aplicadas as forças  $f_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) no objeto, e considerando que um deslocamento virtual do objeto pode ser representado por:

$$\delta\phi = (\delta r^T \quad \delta\Omega^T)^T \quad (9)$$

onde,  $\delta\Omega$  significa a orientação do deslocamento virtual e  $\delta r$  é a distância do centro de massa ao mecanismo robótico.

A somatória total dos trabalhos virtuais realizados por todos os mecanismos robóticos é:

$$\delta\omega = \sum_{i=1}^n (\delta\Omega \times p_i + \delta r)^T f_i \quad (10)$$

onde,  $p_i$  é a posição do  $i$ -ésimo contato

Simplificando, têm-se:

$$\delta\omega = \delta\phi^T WF_0 \quad (11)$$

A equação seguinte é uma condição necessária e suficiente para que  $\delta\omega$  seja igual a zero para qualquer  $\delta\phi$ :

$$WF_0 = 0 \quad (12)$$

Desta forma, as forças internas são um conjunto de  $f_i$ , de tal forma que a somatória dos trabalhos virtuais executados pelos dedos são zero. A definição clássica (Murray et al., 1993) é de que as forças internas são um grupo de forças representadas com relação a uma base de *wrench* para cada contato. A existência da força interna é uma condição necessária para o agarramento.

Kerr e Roth (1986) propuseram que a força interna ótima está relacionada com os máximos valores de  $f_i$  e os máximos torques. A primeira vista, de fato, forças de agarramento maiores proporcionariam agarramentos mais seguros, assegurando uma boa estabilidade no contato (Cutkosky & Wright, 1986). Entretanto, caso haja um erro no posicionamento dos dedos, por menor que seja, devido a grande intensidade de forças de agarramentos, ter-se-ia grandes distúrbios de força e momento com relação ao centro de massa do objeto. Surge então, a importância de determinar uma força interna que seja mínima, mas suficiente para gerar uma razoável força resultante externa, que por sua vez assegurará um bom agarramento. A minimização das forças internas tem sido realizada por diversos pesquisadores utilizando algoritmos computacionais, através de programações não-lineares (Nakamura et al, 1989).

#### 4. AÇÃO DE UMA FORÇA PERTURBADORA E O ELIPSÓIDE DE CONTATO

O grande problema relacionado com a estabilidade de contato é com o comportamento do mecanismo robótico quando o objeto agarrado é submetido a ação de uma força perturbadora, conforme visto na figura 4. A ação dessa aceleração perturbadora sobre o objeto altera o seu equilíbrio e torna-se necessário a restauração desse equilíbrio com a adição de novas forças.

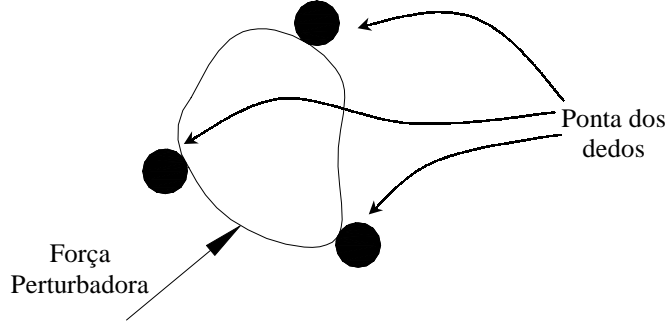


Figura 4. Ação de uma força perturbadora sob um agarramento estável

Desde que o equilíbrio dinâmico é mantido pela aplicação de um novo momento  $M_{ip}$ , este problema é reduzido para um problema estático, onde pode se supor que os dedos permaneçam imóveis no momento que são submetidos a ação da força perturbadora ( $\dot{\theta}_i = 0$ ), e não há influência da ação da gravidade. Assim sendo, a dinâmica do  $i$ -ésimo dedo é descrito como:

$$M_{if} = I_i \ddot{\theta}_i + J_i^T F_0 \quad (13)$$

onde  $I_i \in R^{n_i \times n_i}$  é a matriz de inércia,  $\theta_i \in R^{n_i}$  são as coordenadas generalizadas, e  $J_i = \partial r_i / \partial \theta_i \in R^{3 \times n_i}$  é a matriz Jacobiana do  $i$ -ésimo dedo.

Pode-se assumir também que:

$$M_{if} = J_i^T f_{id} \quad (14)$$

que é gerado pela juntas e no tempo inicial a garra exerce  $F_0 = f_{id}$ , o qual está incluso no cone de atrito. Onde  $f_{id}$  é a força aplicada pelo dedo sob o objeto.

Assumindo que a aceleração do objeto no ponto de contato, causado pela força de perturbação é representado por  $\ddot{r}_i$ , pode se avaliar a ação da aceleração. Supondo também que a garra pode seguir o movimento do ponto de contato, tem-se que  $\dot{\theta}_i = 0$ , logo a seguinte equação é satisfeita:

$$\ddot{r}_i = J_i \ddot{\theta}_i + \dot{J}_i \dot{\theta}_i = J_i \ddot{\theta}_i \quad (15)$$

Considerando a matriz de inércia  $I_i$  e as equações (14) e (15), as seguintes equações são derivadas da equação (13):

$$F_0 = f_{id} + f_{ia} \quad (16)$$

$$f_{ia} = (J_i I_i^{-1} J_i^T)^{-1} \ddot{r}_i \quad (17)$$

onde  $f_{ia}$  é a força gerado pela perturbação,  $rank J_i = 3$  é assumido,  $I_i$  é positivo, e logo,  $J_i I_i^{-1} J_i^T$  torna-se positivo.

A equação (16) mostra a força exercida sobre o objeto quando o ponto de contato é acelerado de  $\ddot{r}_i$ . A partir do momento que a ponta dos dedos começa a escorregar,  $F_0$  está no limite do cone de atrito. A relação entre a estabilidade de contato e  $\ddot{r}_i$  é mostrada esquematicamente na figura 5.

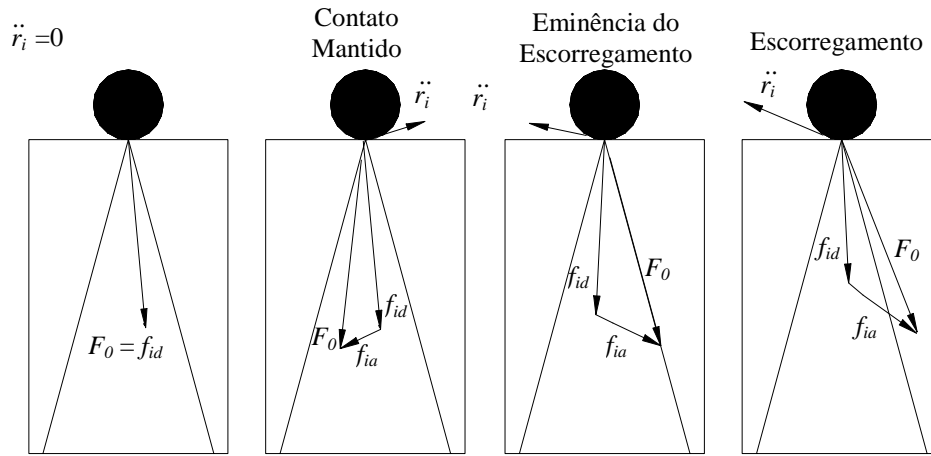


Figura 5. Estabilidade de Contato e Aceleração do Ponto de Contato

Assim, pode-se considerar um conjunto de esferas de pontos de contato com aceleração:

$$\left\{ \ddot{r}_i; \|\ddot{r}_i\| \leq a \right\} \tag{18}$$

onde  $a$  é um constante escalar positiva.

Assim, tem-se o conjunto de  $f_{ia}$  para todos os possíveis  $\ddot{r}_i$ :

$$\left\{ f_{ia}; f_{ia}^T (J_i I_i^{-1} J_i^T)^T (J_i I_i^{-1} J_i^T) f_{ia} \leq a^2 \right\} \tag{19}$$

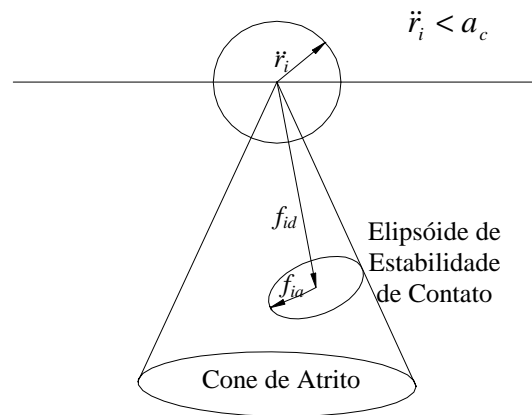


Figura 6. Elipsóide de Contato

Como  $J_i I_i^{-1} J_i^T$  é definido como positivo, das equações (16) e (19), tem-se que o conjunto de pontos finais de  $f_i$  forma um elipsóide com centro em  $f_{id}$  e eixo principal  $2a/M_{ij}$  ( $j=1,2,3$ ) de comprimento, onde  $M_{ij} > 0$  é o resultado de  $J_i I_i^{-1} J_i^T$  (Golub & Van Loan, 1983). Considerando que  $a_c$  é o valor mínimo de  $a$  para produzir um elipsóide de contato (figura 6) com o cone de atrito, tem-se que  $a_c$  implica no máximo raio da esfera de  $r_i$  que não causa o escorregamento.

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi discutida a importância da análise das forças de agarramento para a estabilidade do aperto. Foram também avaliados a questão da estabilidade do objeto que depende da rigidez e do atrito entre o manipulador robótico e o objeto a ser agarrado, e a estabilidade do contato que depende das forças resultantes que por sua vez, são dependentes das forças internas. A avaliação da ação de uma força perturbadora, dentro de um elipsóide de forças de contato, permite que não haja escorregamento do objeto, foi realizada. A questão de agarramento e manipulação de maneira segura requer análises mais profundas, onde a avaliação da interações entre os manipuladores robóticos e os objetos a serem agarrados devem ser o próximo passo dessa pesquisa.

## 6. REFERÊNCIAS

- CHERIF, M., GUPTA, K.K., “*Global Planning for Dexterous Re-orientation of Rigid Objects: Finger Tracking with Rolling and Sliding*”, Technical Report, INRIA – Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, France, 1999;
- CUTKOSKY, M.R., WRIGHT, P.K., “*Friction, Stability and the Design of Robotic Fingers*”, International Journal Robotics Researches, 1986;
- DARIO, P., DE ROSSI, D., “*Tactile Sensors and the Gripping Challenge*”, IEEE Spectrum, August, 1985;
- DUTRA, M. S., NAKA, M.H., “*Study of Kinematical Redundancy of a Mechanical Hand with Five Fingers*”, XV COBEM, Águas de Lindóia, Brasil, 1999;
- GOLUB, G.H., VAN LOAN, C.F., “*Matrix Computations*”, Baltimore: John Hopkins University Press, 1983;
- HANAFUSA, H., ASADA, H., “*Stable Prehension by a Robot Hand with Elastic Fingers*”, 7<sup>th</sup> Int. Symp. Industrial Robots, 1977;
- JAMERSON, J.W., LEIFER, L.J., “*Quasi-static Analysis: A Method for Predicting Grasp Stability*”, Proc. of IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, 1986;
- KERR, J., ROTH, B., “*Analysis of Multifingered Hands*”, International Journal of Robotics Researches, 1986;
- MURRAY, R.M., ZEXIANG, L., SASTRY, S. S., “*A Mathematical Introduction to Robotic Manipulation*”, CRC Press, 1st Edition, London, 1993;
- NAKAMURA, Y., NAGAI, K., YOSHIKAWA, T., “*Dynamics and Stability in Coordination of Multiple Robotic Mechanisms*”, The International Journal of Robotics Research, Vol. 8, no. 2, April 1989;
- SALISBURY, J.K., “*Kinematic and Force Analysis of Articulated Hands*”, Ph.D. Thesis, Stanford University, Dept. of Mechanical Engineering, 1982.

# APLICAÇÃO DE REDES NEURAIS NO MOVIMENTO DE UM ROBÔ BÍPEDE

**Max Suell Dutra**

**Armando Carlos de Pina Filho**

**Taltibio Araujo Ezequiel**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, COPPE/PEM, C.P. 68503 - CEP. 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mails: [max@serv.com.ufrj.br](mailto:max@serv.com.ufrj.br), [pina-filho@mailbr.com.br](mailto:pina-filho@mailbr.com.br).

## Resumo

A locomoção de seres humanos e animais, como a caminhada e a corrida, é desenvolvida através de movimentos rítmicos e sincronizados. Admitindo-se o ângulo formado pelas pernas quando realizamos um passo (chamado aqui de ângulo da bacia) como o principal parâmetro responsável pelo posicionamento da perna, o objetivo deste trabalho é determinar seu comportamento utilizando uma rede neural, de maneira a minimizar o tempo de cálculo para envio do sinal de posição. Através do emprego de uma rede neural, pode-se garantir que esse cálculo será realizado em “tempo real”, a partir do comprimento do passo desejado.

**Palavras-chave:** *Backpropagation*, Bípede, Controle, Rede Neural.

## 1. INTRODUÇÃO

Quando realizamos o movimento das pernas numa caminhada, um grande número de graus de liberdade está envolvido, tornando-se essencial uma boa coordenação entre eles. A maior parte dessa coordenação é realizada pelo sistema nervoso central, gerando sinais de acordo com o passo desejado. O processo de geração de sinais pode ser modelado por um gerador de padrões, sendo projetado como uma rede de osciladores não lineares mutuamente acoplados.

Uma outra maneira de gerar esses sinais é através de uma rede neural artificial, a qual consiste de elementos computacionais simples (neurônios), organizados em camadas e funcionando em paralelo. A rede neural tem habilidade para “aprender” relações complicadas de não-linearidades e tem sido amplamente utilizada na modelagem de sistemas complexos, proporcionando o controle de sistemas altamente não-lineares através do método clássico de *Backpropagation* (Wasserman, 1989).

Um dos maiores problemas (talvez o maior) para a elaboração de uma máquina para locomoção bípede é o controle, este sendo responsável pelo movimento, estabilidade da máquina e manutenção de certos requisitos adicionais, como por exemplo, baixo consumo de energia. Essas atividades dividem-se em tarefas como:

- controle simultâneo de atuadores;
- cálculo da trajetória das pernas e coordenação entre elas;
- posicionamento final dos pés;
- e adaptação global do movimento ao ambiente.

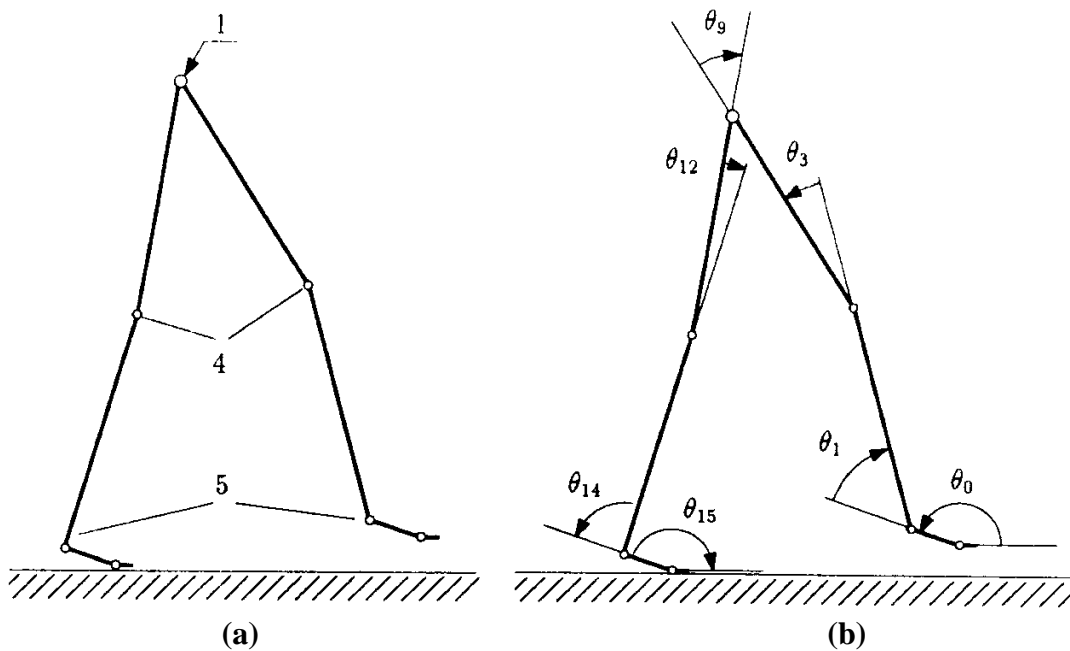
Todas essas tarefas precisam ser conduzidas em tempo real, sendo a rede neural a alternativa mais promissora ao controle tradicional, pois proporciona o aprendizado e tem alta adaptabilidade. A arquitetura de controle é compilada através do treinamento de uma rede neural em *Backpropagation*, modelagem também adotada por Lopes Júnior *et al.* (1999).



## 2. FATORES DETERMINANTES DO PASSO DE UM BÍPEDE

O movimento natural de um bípede envolve mais de 200 graus de liberdade, tornando-se a sua modelagem mais viável através da redução do número de graus de liberdade, analisando-se aqueles que serão os mais importantes para a determinação do passo, a saber: o compasso, que se apresenta com as pernas esticadas, como num pêndulo invertido; a rotação pélvica sobre o eixo vertical; a flexão do joelho; a flexão da planta do pé; o movimento lateral da pélvis; e a inclinação da pélvis (Saunders *et al.*, 1953).

Para uma melhor percepção desses fatores determinantes do passo, um modelo tridimensional com 15 graus de liberdade é necessário; entretanto, de maneira a simplificar o estudo técnico, admite-se adotar um modelo bidimensional (Dutra, 1995), que desempenha seu movimento em um plano, com 3 determinantes do passo (Figura 1).



**Figura 1.** Modelo bidimensional de um robô bípede. (a) Determinantes principais do modo de andar: compasso (1), flexão do joelho (4) e flexão da planta do pé (5); (b) ângulos necessários para a descrição do movimento.

Uma vez que a locomoção de um bípede exige um movimento sincronizado, é necessário que o gerador de padrões proporcione ao sistema as referências adequadas para o movimento dos *links* (articulações). No presente estudo, o gerador de padrões fornece ao sistema de locomoção sinais de referência angular ( $\theta_9$ ) através de uma rede neural em *Backpropagation*.

## 3. TRABALHO EXPERIMENTAL E RESULTADOS

Estudos do movimento humano, bem como a análise de Fourier (Braune, 1987), levam aos resultados apresentados na Figura 2 para  $\theta_1$ ,  $\theta_3$ ,  $\theta_9$ ,  $\theta_{12}$ , e  $\theta_{14}$ . A síntese desses dados mostra que o movimento dos ângulos dos joelhos  $\theta_3$  e  $\theta_{12}$ , bem como o ângulo  $\theta_9$ , podem ser descritos com grande precisão por seu harmônico fundamental, estando o bípede nas fases de suporte duplo ou simples (Figura 3).

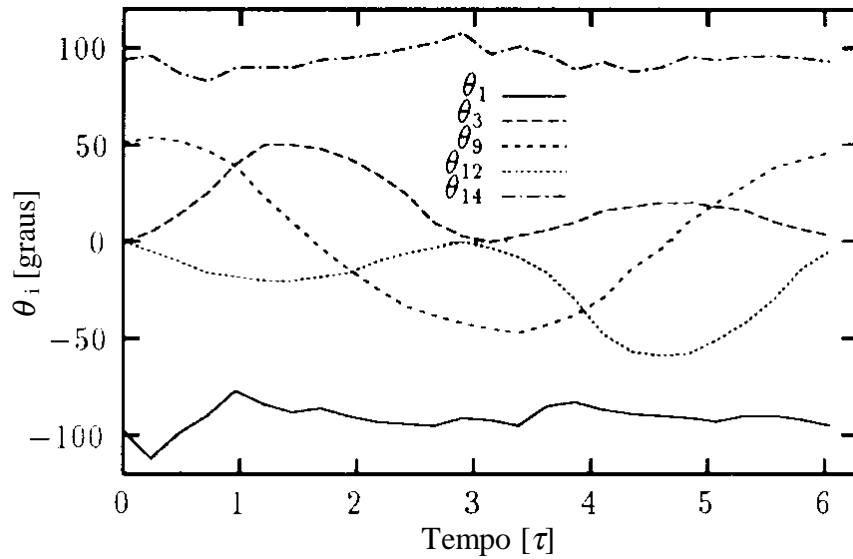
As funções harmônicas têm as seguintes formas:

$$\theta_3 = \theta_{30} + \hat{\theta}_3 \cos 2\omega t \quad (1)$$

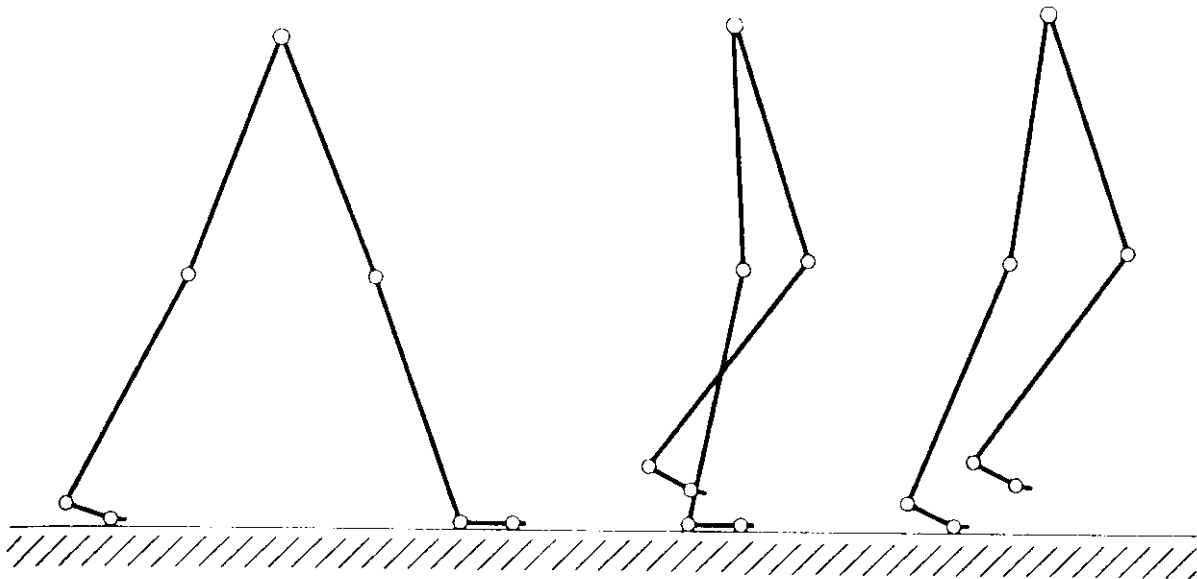
$$\theta_9 = \theta_{90} + \hat{\theta}_9 \cos (\omega t - \alpha_9) \quad (2)$$

$$\theta_{12} = \theta_{120} + \hat{\theta}_{12} \cos 2\omega t \quad (3)$$

onde:  $\theta_{30}$ ,  $\theta_{90}$ , e  $\theta_{120}$  se referem aos valores iniciais dos ângulos;  $\hat{\theta}_3$ ,  $\hat{\theta}_9$ , e  $\hat{\theta}_{12}$  se referem às amplitudes;  $\omega$  é a velocidade angular;  $t$  é o tempo; e  $\alpha_9$  corresponde ao ângulo de defasagem para determinação de  $\theta_9$ .



**Figura 2.** Comportamento dos ângulos das pernas em função do tempo.



**Figura 3.** Movimentação das pernas, mostrando as fases de suporte duplo e simples.

A equação para geração dos comprimentos do passo é a seguinte (Dutra, 1995):

$$S = l_f (1 + \cos \theta_0) + l_u \cos (\theta_0 + \theta_1) + l_o \cos (\theta_0 + \theta_1 + \theta_3) - l_o \cos (\theta_0 + \theta_1 + \theta_3 + \theta_9) - l_u \cos (\theta_0 + \theta_1 + \theta_3 + \theta_9 + \theta_{12}) \quad (4)$$

onde:  $l_f$  é o comprimento do pé;  $l_u$  é o comprimento da tíbia; e  $l_o$  é o comprimento do fêmur.

No entanto, como o interesse é especificar o ângulo  $\theta_9$  a partir de um comprimento do passo desejado, deve-se encontrar a expressão de  $\theta_9$  em função do passo. Usando a expressão anterior e fazendo as devidas manipulações algébricas, chega-se ao seguinte resultado:

$$\theta_9 = \arccos \left[ \frac{B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right] \quad (5)$$

onde:  $A = (\ell_o \cos x + \ell_u \cos y)^2 + (\ell_o \sin x + \ell_u \sin y)^2$ ;

$B = 2z (\ell_o \cos x + \ell_u \cos y)$ ;

$C = z^2 - (\ell_o \sin x + \ell_u \sin y)^2$ ;

$x = \theta_0 + \theta_1 + \theta_3$ ;

$y = \theta_0 + \theta_1 + \theta_3 + \theta_{12}$ ;

$z = -s + \ell_f (1 + \cos \theta_0) + \ell_u \cos(\theta_0 + \theta_1) + \ell_o \cos(\theta_0 + \theta_1 + \theta_3)$ .

Segundo medidas experimentais, tem-se normalmente durante uma caminhada:  $\theta_0 = 170^\circ$ ,  $\theta_1 = -95^\circ$ ,  $\theta_3 = 3^\circ$  e  $\theta_{12} = -3^\circ$ , que são, respectivamente, o ângulo da planta do pé com o solo, o ângulo entre a articulação inferior da perna (tornozelo) e a parte posterior do pé, e os ângulos referentes à flexão dos joelhos. Além disso, pode-se adotar as seguintes medidas para os comprimentos:  $\ell_f = 0,11$  m,  $\ell_u = 0,37$  m e  $\ell_o = 0,37$  m. Com estas medidas pode-se então configurar a rede para gerar os resultados desejados.

A rede foi configurada para treinamento com os seguintes parâmetros:

- comprimento mínimo do passo: 0,165 m;
- comprimento máximo do passo: 0,715 m;
- camada intermediária com 5 neurônios do tipo sigmóide;
- camada de saída com 1 neurônio do tipo linear;
- função utilizada: *Levenberg-Marquardt backpropagation*;
- número máximo de épocas para treino: 1000;
- erro médio quadrático (MSE):  $1 \times 10^{-5}$ .

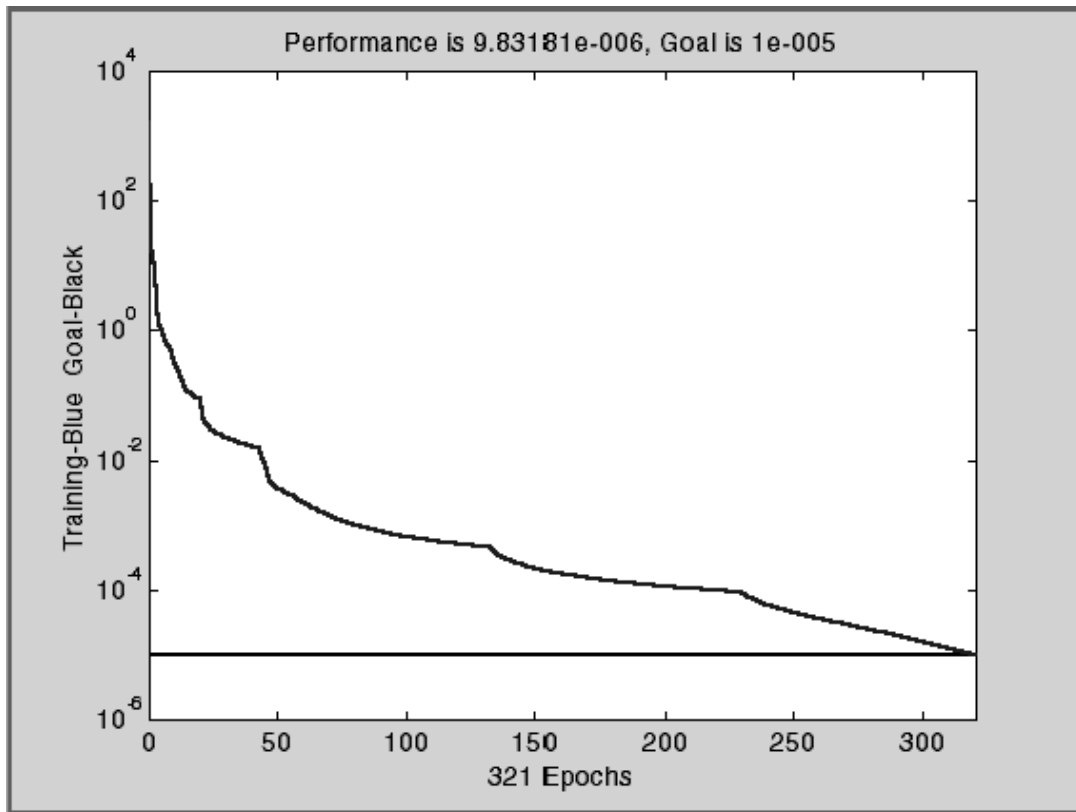
Após o processo de treinamento, verifica-se a capacidade de generalização da rede, escolhendo-se diferentes valores de passo e especificando-se  $\theta_9$  (fase de simulação da rede). Em conjunção com a simulação da rede realiza-se o cálculo teórico de  $\theta_9$  com o objetivo de comparar os resultados e avaliar o erro percentual dos valores fornecidos pela rede.

A rede neural foi programada no software MATLAB utilizando as seguintes funções (já existentes no próprio programa):

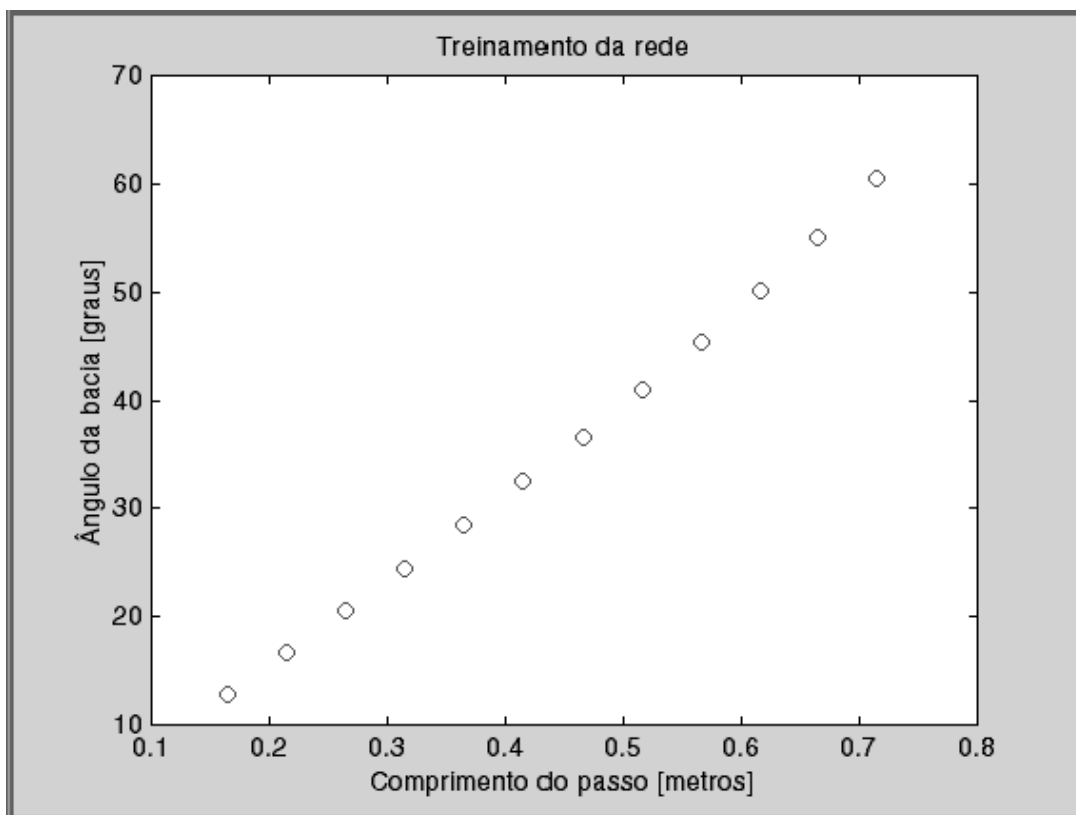
- NEWFF: cria uma rede do tipo “*feed-forward backpropagation*”;
- TRAINLM: usa a otimização de Levenberg-Marquardt para o treinamento;
- TANSIG: especifica o(s) neurônio(s) do tipo sigmóide;
- PURELIN: especifica o(s) neurônio(s) do tipo linear;
- TRAIN: efetua o treinamento da rede;
- SIM: efetua a simulação da rede.

Executando o programa pode-se observar então os resultados encontrados por meio dos gráficos apresentados pelo próprio programa (Figuras 4, 5, 6, e 7), possibilitando uma avaliação do desempenho da rede.

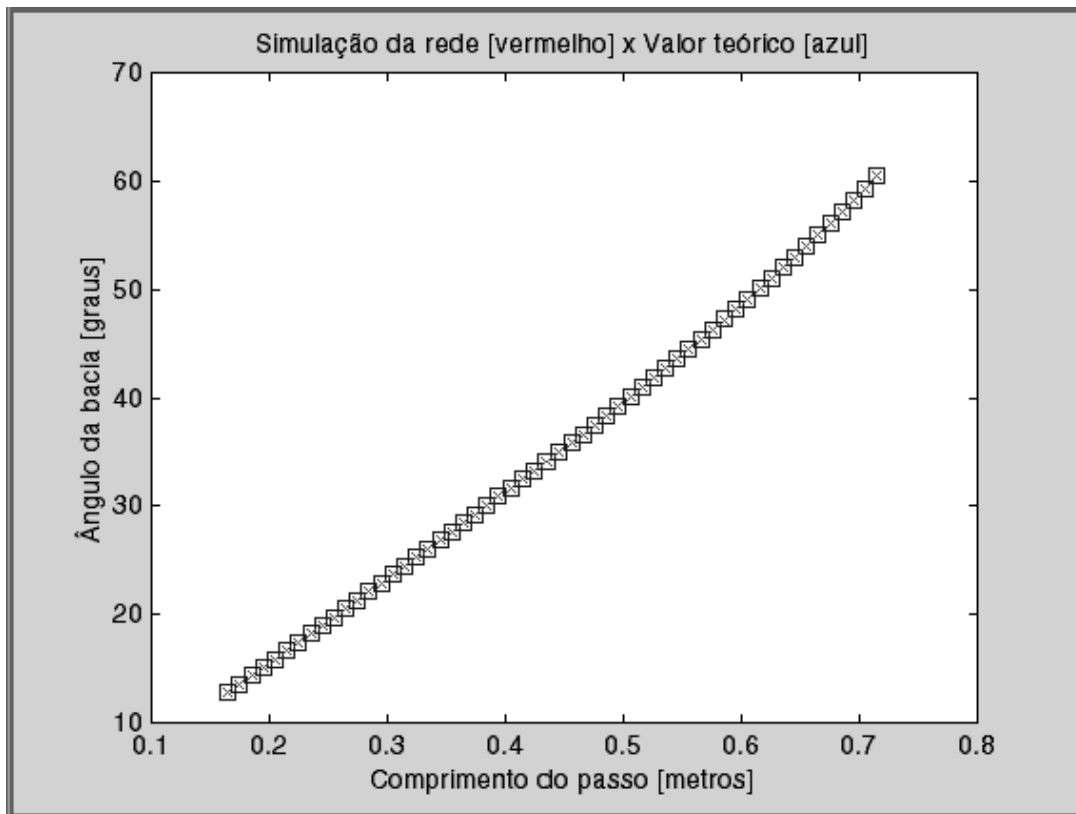
Além dos gráficos, com os valores fornecidos pelo programa foi criada a Tabela 1 contendo os dados de entrada (comprimento do passo), os dados de saída (ângulo da bacia), tanto teóricos como obtidos pela rede, e também o erro percentual (note que o mesmo se encontra abaixo de 0,1% em todos os pontos, o que significa que a rede apresentou um desempenho excelente).



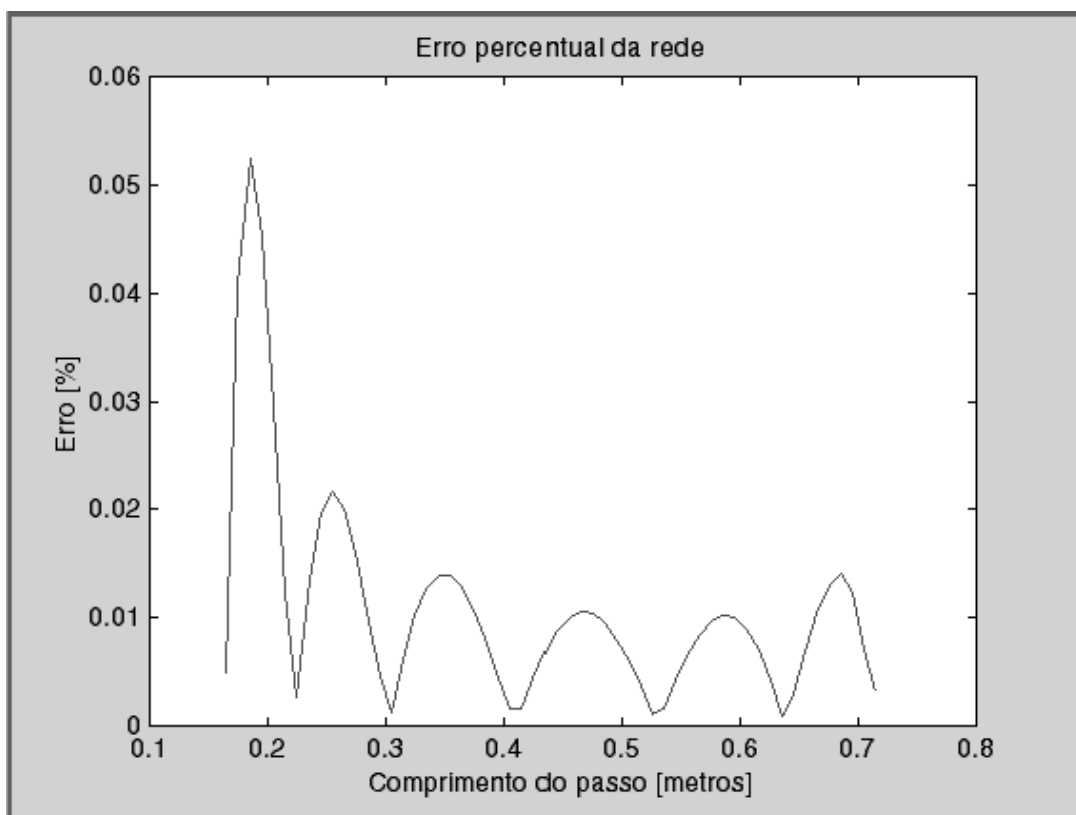
**Figura 4.** Treinamento da rede (erro médio quadrático:  $1 \times 10^{-5}$ ).



**Figura 5.** Resultados do treinamento (ângulo da bacia em função do passo).



**Figura 6.** Comparação entre os valores da rede (x) e valores teóricos ( ).



**Figura 7.** Avaliação do erro percentual dos resultados da rede.

**Tabela 1.** Alguns resultados experimentais finais.

Comp. do passo [m]	$\theta$ , teórico [graus]	$\theta$ , da rede [graus]	Erro da rede [%]
0,1650	12,7749	12,7755	0,0049
0,1850	14,3240	14,3165	0,0525
0,2050	15,8737	15,8690	0,0296
0,2250	17,4252	17,4257	0,0027
0,2450	18,9795	18,9833	0,0197
0,2650	20,5379	20,5420	0,0200
0,2850	22,1016	22,1039	0,0105
0,3050	23,6717	23,6714	0,0012
0,3250	25,2496	25,2471	0,0101
0,3450	26,8366	26,8329	0,0140
0,3650	28,4341	28,4305	0,0128
0,3850	30,0436	30,0411	0,0080
0,4050	31,6666	31,6660	0,0017
0,4250	33,3048	33,3063	0,0044
0,4450	34,9601	34,9632	0,0088
0,4650	36,6344	36,6383	0,0105
0,4850	38,3299	38,3335	0,0095
0,5050	40,0489	40,0513	0,0060
0,5250	41,7941	41,7946	0,0010
0,5450	43,5685	43,5666	0,0042
0,5650	45,3752	45,3714	0,0084
0,5850	47,2181	47,2132	0,0103
0,6050	49,1014	49,0970	0,0090
0,6250	51,0302	51,0280	0,0043
0,6450	53,0102	53,0118	0,0029
0,6650	55,0484	55,0541	0,0104
0,6850	57,1530	57,1610	0,0140
0,7050	59,3341	59,3383	0,0071
0,7150	60,4571	60,4552	0,0032

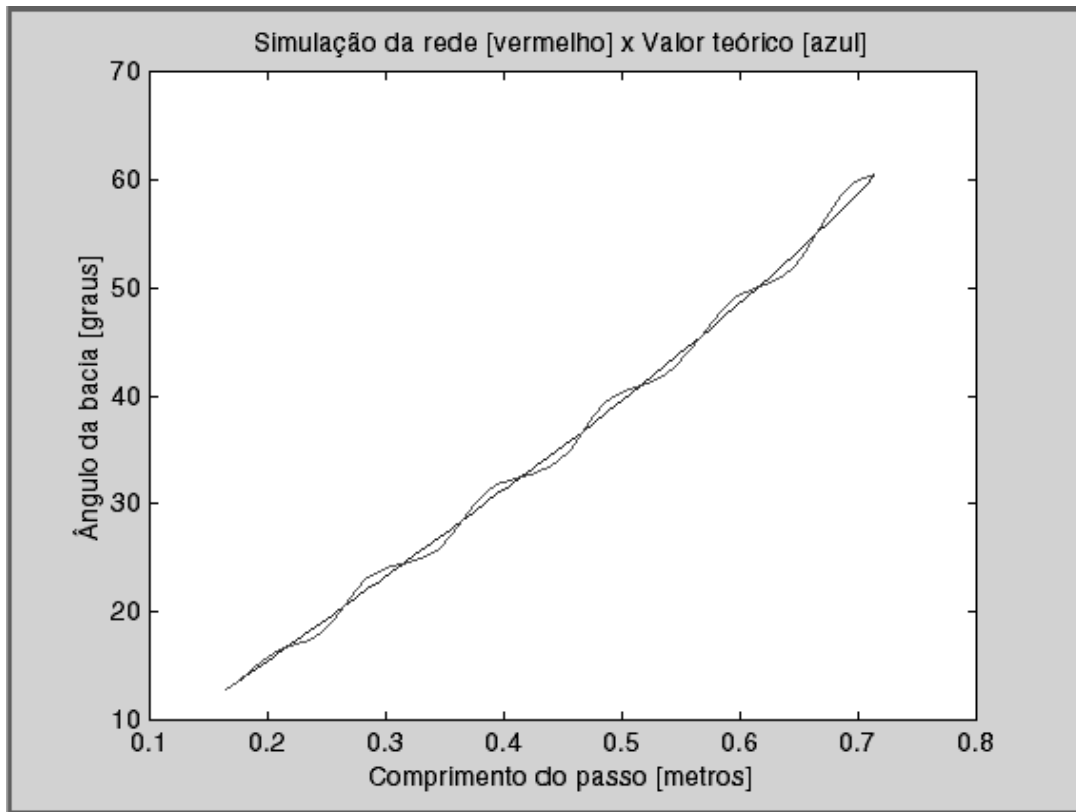
#### 4. CONCLUSÕES

Este estudo demonstra a possibilidade do emprego de redes neurais para determinação dos ângulos de posicionamento para um sistema mecânico de locomoção bípede, fornecendo resultados excelentes, onde os erros apresentados pela rede se encontram abaixo de 0,1% em todos os pontos.

Vale ressaltar a grande importância da fase de treinamento, onde a rede consegue assimilar as informações relativas ao problema, possibilitando um desempenho ótimo na simulação e consequentemente apresentando os resultados desejados ao final do processo. A Figura 8 mostra o que aconteceria no caso de um treinamento mal sucedido.

A utilização de redes neurais para locomoção em velocidades normais (caminhada) se mostrou muito eficiente, porém não foram analisados casos onde o ângulo da bacia seja maior que 70° (como na subida de uma escada), ou mesmo em situações onde ambos os pés deixam de ter contato com o solo por alguns instantes (como na corrida).

Logo, verifica-se que o estudo aqui apresentado é o ponto de partida para elaboração de redes mais complexas, aplicáveis não somente ao caso de uma caminhada, mas também a situações como a corrida e subida de uma escada.



**Figura 8.** Treinamento mal sucedido (os resultados fornecidos pela rede apresentam discrepâncias, oscilando em torno dos valores teóricos).

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Braune, W., Fischer, O., 1987, “The Human Gait”. Springer Verlag, Berlin, Germany. Translated from Der Gang des Menschen, B.G. Teubner, 1904.
- Dutra, M. S., 1995, “Bewegungskoordination und Steuerung einer zweibeinigen Gehmaschine”, Shaker Verlag, Aachen, Germany.
- Lopes Júnior, V., Dutra, M. S., Nascimento, Á. O. do, 1999, “Modeling of a Bipedal Locomotor Using Neural Networks”, Applied Mechanics in the Americas, Vol. 8, AAM and ABCM, Rio de Janeiro, Brazil.
- Saunders, J. B., Inman, V., Eberhart, H. D., 1953, “The Major Determinants in Normal and Pathological Gait”, J. Bone Jt. Surgery 35 A.
- Wasserman, P. D., 1989, “Neural Computing: Theory and Practice”, Van Nostrand Reinhold, New York, USA.

# UTILIZAÇÃO DO CONCEITO DE REDES NEURAIIS COM CONTATOS SINÁPTICOS MÚLTIPLOS NO CONTROLE DE TRAJETÓRIA DE UM MANIPULADOR BI-ARTICULADO

**Benedito Dias Baptista Filho**

Comissão Nacional de Energia Nuclear

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN-CNEN/SP

Centro de Engenharia Nuclear – Divisão de Termo-Hidráulica

E-mail: bdbfilho@net.ipen.br

Travessa “R” nº 400 – CEP 05508-900 – São Paulo – SP – Brasil

## Resumo

Um novo conceito de redes neurais artificiais baseado na adaptação de circuitos neurais biológicos com múltiplos contatos sinápticos, considerando novas funções de transferência e utilizando conceitos de aprendizado baseados nos princípios da memória reflexiva, foi utilizado no controle de um manipulador bi-articulado no plano para comandar a extremidade do manipulador sobre uma trajetória desejada. Este trabalho apresenta os novos conceitos, resume as principais características dessa classe de redes neurais, e apresenta resultados preliminares do controle do manipulador sobre trajetórias comandadas por mudanças nos sinais de posição desejada. Os resultados apresentados foram obtidos utilizando-se diferentes séries de intervalos de tempo para comandar as mudanças de posição desejadas, orientando o controlador de posição para seguir duas trajetórias retilíneas. Os resultados do teste apresentado sugerem a viabilidade de utilização de uma nova camada responsável pelo aprendizado da função da trajetória e pela coordenação da mudança dos sinais de posição.

**Palavras-chave:** Redes Neurais, Manipuladores, Controle, Robótica

## 1. INTRODUÇÃO

O objetivo do artigo é apresentar o mais recente trabalho de aplicação de uma nova classe de redes neurais artificiais batizada de *MULSY N-N* (*MULTi-SYnaptic Neural Network*), introduzidas por Baptista F. (1998). Essa nova categoria de redes neurais considera o projeto de redes especializadas por tarefa, baseadas na arquitetura de sistemas neurais biológicos, como apresentado por Baptista F. e Cabral (1999a e 1999b). Este trabalho consiste de seis seções. A primeira seção é esta introdução. A segunda seção resume os conceitos dessa rede. A terceira seção apresenta os modelos utilizados para aplicação no controle de posição do manipulador. A quarta seção apresenta a metodologia utilizada para controle de trajetória e os principais resultados. A quinta seção apresenta as principais conclusões abordando novas propostas.

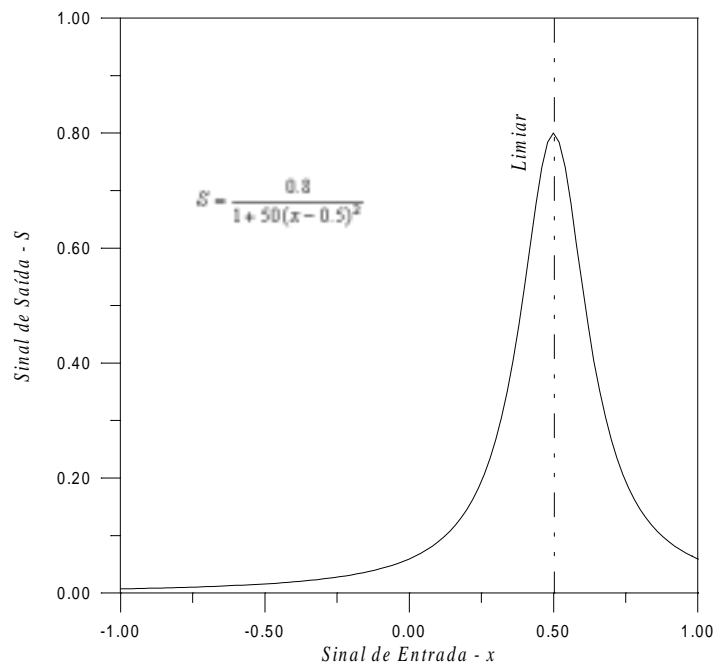


## 2. O CONCEITO DE REDES *MULSY*

O conceito de redes *MULSY* foi introduzido por Baptista F. (1998). Esses conceitos foram baseados em circuitos e funções neurológicas. Sugere-se uma consulta a Kandel *et al.* (1991), que é uma das melhores referências para compreensão dos conceitos da neurofisiologia abordados nesses trabalhos. A principal base dos novos conceitos está no uso de múltiplos contatos sinápticos modelados por funções que imitam uma Gauseana. A Figura 1 exhibe graficamente uma dessas funções, generalizada por:

$$S = \frac{T}{1 + a(I - I_0)^2}, \quad (1)$$

onde,  $T$  é a “força de ligação” da sinapse, que pode assumir qualquer valor positivo (excitatória) ou qualquer valor negativo (inibitória),  $a$  é uma constante que pode ser escolhida adequadamente para produzir funções sem variações abruptas, de acordo com o número de terminais sinápticos,  $I$  é o valor do sinal transmitido no axônio, e,  $I_0$  é o valor de  $I$  que maximiza  $S$ , o valor de saída para a célula alvo. Esse valor  $I_0$  é chamado de “limiar”.



**Figura 1. Função de Transferência Sináptica**

A Eq. (1) representa um único terminal sináptico. Uma característica dessa função é que permite amplificação e resposta seletiva, aprimorando a função de transferência global do neurônio, sendo muito mais “leve”, em termos de processamento, do que uma função sigmóide. Com forças e limiares convenientes, um conjunto dessas funções pode reproduzir qualquer tipo de função contínua.

Em sistemas neurais biológicos, o conhecimento da habilidade adquirida é armazenado por meio de mecanismos de memória reflexiva, envolvendo alterações plásticas em sinapses químicas. As sinapses podem sofrer diferentes modificações em várias formas de aprendizado, por exemplo, podem ser deprimidas pela habituação ou podem ser reforçadas pela sensibilização. Formas de aprendizado mais complexas são o condicionamento clássico e a prática. Os processos envolvidos nos mecanismos de memória reflexiva sugeriram o desenvolvimento de

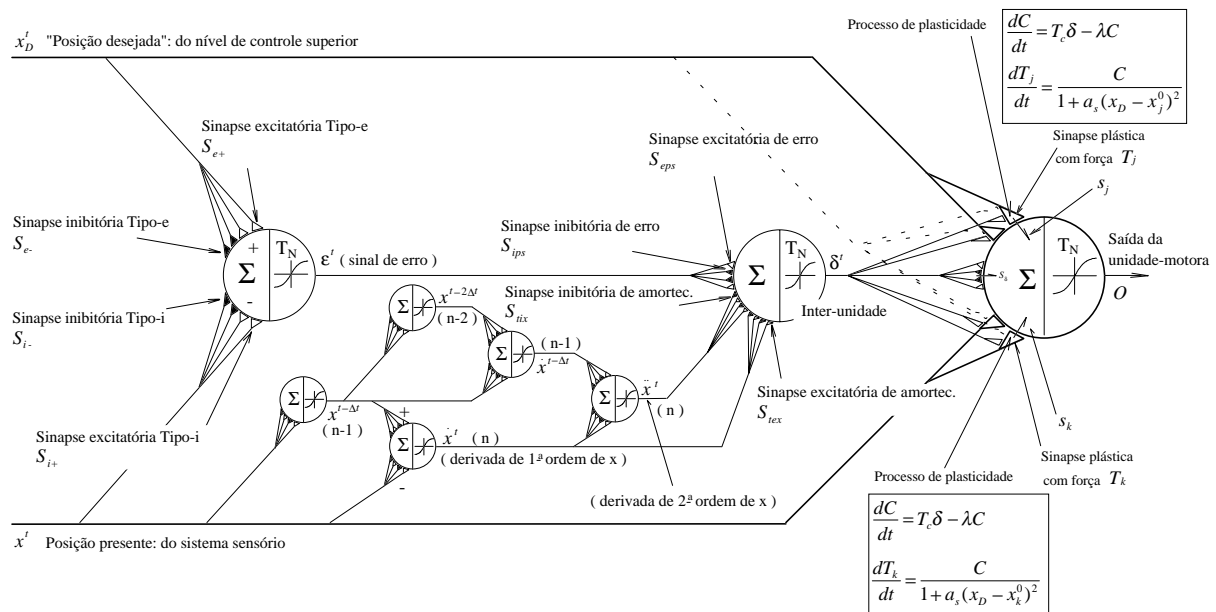
um circuito que se mostrou adequado para a implementação de um processo de aprendizado. Esse circuito foi implementado no que se denominou “*unidade de controle motor.*”

As redes *MULSY* utilizam “*unidades de controle motor*” cuja arquitetura básica está representada na Fig. 2. Nessa arquitetura são reunidas características adequadas para um controlador, recebendo sinais de dois caminhos: um do sistema sensório (p. ex., a posição atual); e, um de um nível de controle hierarquicamente superior (p. ex., uma posição desejada). Os sinais do sistema sensório e do nível de controle superior convergem para uma unidade de saída (neurônio motor), sendo transmitidos através de dois conjuntos de contatos sinápticos, simétricos em termos de limiar e força de ligação. Essas sinapses possuem características plásticas e têm suas “*forças de ligação*” ajustadas pelo aprendizado. Os modelos desenvolvidos para essas sinapses, representados pelas equações indicadas na Fig. 2, são detalhados por Baptista F., Cabral, e Soares (1998). Antes de qualquer treinamento, essas sinapses são *inativas*, i.e.,  $T_{j(k)} = 0$ . O surgimento de um sinal de erro  $\varepsilon$  gera um sinal  $\delta$  diferente de zero que age no sentido de aumentar ou diminuir um fator de disparo de mudanças de longa duração, o fator  $C$ . Esse fator comanda as mudanças plásticas, que representam o processo de aprendizado e que ocorrem somente nas sinapses da unidade de saída. O sinal do “desejo” é a referência para o ajuste dessas sinapses plásticas, mesmo aquelas do caminho do sistema sensório. Unidades responsáveis pela geração de sinais proporcionais às taxas de mudança dos sinais sensórios também participam desse processo, sendo interligadas por conexões “rígidas” (sem plasticidade). Os sinais de saída dessas unidades, combinados com o sinal de erro, além de participarem do processo de treinamento, controlam a dinâmica do sistema em um modelo que equivale à soma de  $a_0\varepsilon + a_1d\varepsilon/dt + a_2d^2\varepsilon/dt^2 + \dots$ . O coeficiente  $a_0$  do erro é implementado por funções sinápticas que resultam em uma função de transferência linear:

$$S_{eps} = \frac{1}{N} \left( \frac{T_\varepsilon}{1 + 0.25(I - 2)^2} \right); \quad (2)$$

$$S_{ips} = \frac{1}{N} \left( \frac{-T_\varepsilon}{1 + 0.25(I + 2)^2} \right); \quad (3)$$

onde  $T_\varepsilon$  é força de ligação das sinapses de erro.



**Figura 2. Conceito de Unidade de Controle Motor**

As funções de transferência sináptica nas conexões dos sinais de taxas com a unidade facilitadora modelam características de amortecimento do tipo  $x/x/$ . Isso permite a atenuação de oscilações tornando o processo estável mesmo na presença de altas taxas de variação. Esse amortecimento é encontrado em sistemas biológicos, tanto na formação de circuitos de neurônios quanto nas próprias características físicas dos músculos:

$$S_{tex} = \frac{1}{N} \left( \frac{T_r}{1+11(I-1)^2} \right); \quad (4)$$

$$S_{tix} = \frac{1}{N} \left( \frac{-T_r}{1+11(I+1)^2} \right); \quad (5)$$

onde  $T_r$  é a força de ligação das sinapses de mudanças.

A função de transferência nas unidades que representam os neurônios é uma *tangente hiperbólica modificada*:

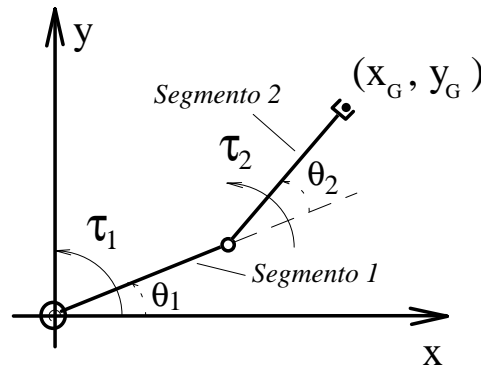
$$O = T_N \tanh(\alpha \sum S), \quad (6)$$

onde  $O$  é o sinal de saída,  $T_N$  representa o “tamanho” da unidade,  $\alpha$  é um ganho, e  $\sum S$  é a soma de todas as entradas sinápticas na unidade. O “tamanho” pode ser ajustado a valores convenientes para, por exemplo, melhorar a linearidade de resposta em uma determinada faixa de interesse, ou para amplificar ou atenuar a relação entrada/saída.

### 3. MODELOS DE SIMULAÇÃO

#### A. Modelo da Dinâmica do Processo

O manipulador bi-articulado é um problema não-linear com dois graus de liberdade. As variáveis consideradas no modelo são apresentadas na Fig. 3.



**Figura 3. Modelo do Manipulador bi-articulado**

A dinâmica desse sistema é representada por:

$$\tau_1 = H_{11}\ddot{\theta}_1 + H_{12}\ddot{\theta}_2 + h_{122}\dot{\theta}_2^2 + h_{121}\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + G_1; \quad (7)$$

$$\tau_2 = H_{22}\ddot{\theta}_2 + H_{12}\ddot{\theta}_1 + h_{211}\dot{\theta}_1^2 + G_2; \quad (8)$$

onde  $\theta_1$  é o ângulo entre o primeiro segmento e o eixo-x,  $\theta_2$  é o ângulo entre o segundo e o primeiro segmentos,  $\tau_1$  e  $\tau_2$  são os torques nas articulações 1 e 2 respectivamente, e os outros termos são:

$$\begin{aligned}
H_{11} &= m_1 l_{c1}^2 + I_1 + [m_2 (l_1^2 + l_{c2}^2 + 2l_1 l_{c2} \cos \theta_2) + I_2]; \\
H_{12} &= m_2 l_1 l_{c2} \cos \theta_2 + m_2 l_{c2}^2 + I_2]; \\
H_{22} &= m_2 l_{c2}^2 + I_2; \\
h_{122} &= -m_2 l_1 l_{c2} \sin \theta_2; \\
h_{121} &= -2m_2 l_1 l_{c2} \sin \theta_2; \\
h_{211} &= m_2 l_1 l_{c2} \sin \theta_2; \\
G_1 &= m_1 g l_{c1} \cos \theta_1 + m_2 g (l_1 \cos \theta_1 + l_{c2} \cos(\theta_1 + \theta_2)); \\
G_2 &= m_2 g l_{c2} \cos(\theta_1 + \theta_2).
\end{aligned}$$

Os subscritos 1 e 2 se referem ao  $i$ -ésimo segmento do manipulador com massa  $m_i$ , comprimento total  $l_i$ , distância da articulação ao centro de massa  $l_{ci}$  e momento de inércia  $I_i$ , e  $g$  é a aceleração da gravidade.

Os modelos da dinâmica dos motores acoplados ao manipulador, que são atuados pelos sinais de saída do controlador neural, está detalhada em Baptista F., Cabral, e Soares (1998). Nesses modelos foram consideradas as características dos motores e dos mancais.

### B. Controle de Posição com a Nova Rede Neural

Foram utilizadas duas unidades de controle. Os sinais de entrada são aos ângulos,  $\theta_1$  e  $\theta_2$ , desejados e atuais. A Figura 4 representa a rede que modela os dois controladores acoplados ao processo. Considerando que a posição do segundo segmento afeta a carga no primeiro, o atuador do primeiro motor é alimentado com a soma das saídas dos dois controladores. Levando em conta que o ângulo  $\theta_2$  é relativo à direção do primeiro segmento,  $\theta_1$  e  $\theta_2$  são somados para alimentar o segundo controlador. Destaca-se que essas simplificações não são essenciais, sendo possível um sistema genérico, porém à custa de um maior número de unidades.

Na Figura 4,  $\theta_{1D}$  e  $\theta_{2D}$  representam os comandos de posição desejada,  $O_1$  e  $O_2$  são os sinais de saída das unidades de controle motor que irão alimentar os atuadores,  $D_1$  e  $D_2$ ,  $IN^e$  são as inter-unidades responsáveis pela avaliação dos erros,  $IN^{RI}$  são as inter-unidades responsáveis pela avaliação da primeira derivada das taxas de variação (neste problema não são necessárias ordens mais elevadas),  $IN^F$  são as inter-unidades facilitadoras do aprendizado, e  $IN^D$  são as inter-unidades usadas para gerar os sinais necessários para avaliar as taxas de mudança dos sinais. Observa-se que inter-unidades de entrada,  $IN^I$ , foram acrescentadas para desempenhar a função de soma de entradas. Os parâmetros utilizados na simulação, o processo de treinamento e a avaliação de desempenho são apresentados e discutidos na próxima seção.

## 4. RESULTADOS

A Tabela 1 contém os parâmetros do manipulador. Os parâmetros dos componentes da rede neural estão na Tabela 2. O treinamento é desenvolvido durante a execução de comandos para mudança de posição que constituem 28 posições alvo. Esse modo de treinamento, representado na Fig. 5, caracteriza um processo de aprendizado não-supervisionado. O manipulador parte da posição de repouso,  $-90^\circ$ , totalmente estirado, segue no sentido horário para a posição  $-185^\circ$ , retorna para a posição de repouso, segue no sentido anti-horário para a posição  $+185^\circ$ , retornando novamente para a posição de repouso. Neste trabalho, esse conjunto de alvos foi submetido à rede por sete vezes, dando-se 10 segundos para cada mudança de alvo. Após as sete repetições, o sistema já está apto a atingir qualquer posição com suficiente precisão. As forças de ligação dos dois conjuntos de sinapses plásticas, inicialmente iguais a *zero*,

atingem os valores mostrados na Figura 6. Esse processo representa uma sessão de treinamento de 1960 segundos, consumindo apenas 56 segundos de CPU em um computador com processador Celeron 300 MHz. Essa rapidez mostra que o processo de aprendizado é computacionalmente eficiente.

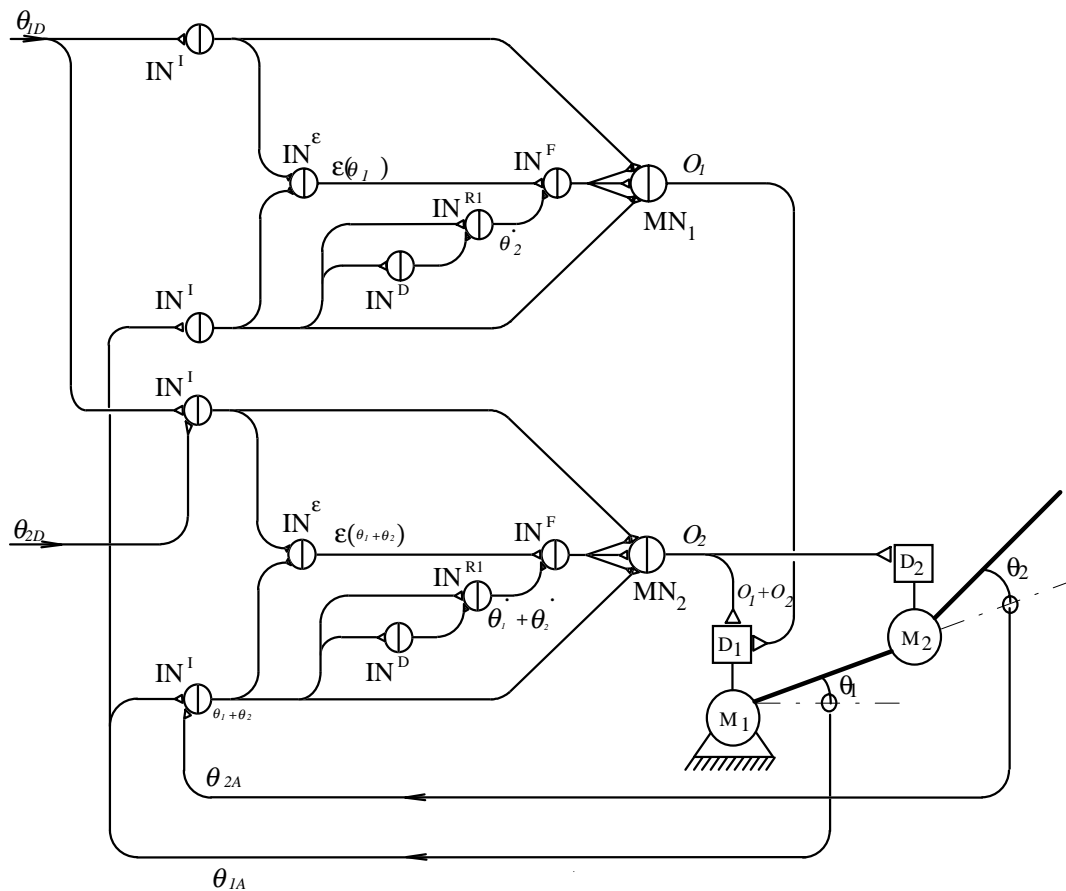


Figura 4. Esquema simplificado da rede para o controle do manipulador

Tabela 1. Parâmetros para o modelo do Manipulador

Parâmetro	Segmento	
	1	2
Comprimento - $L$ (mm)	707	707
Massa - $m$ (kg)	3.0	2.0
Momento de Inércia - $I$ (kg m <sup>2</sup> )	0.041	0.027
Ganho de Torque Motor - $K_T$ (N M)	60	30
Momento de inércia do rotor - $J_M$ (kg m <sup>2</sup> )	0.0013	0.0013
Constante de perdas nos mancais - $K_{LB}$	1.0	1.0
Constante de perdas no Motor - $K_{LM}$	50.1	50.1

Tabela 2. Parâmetros para a Rede Neural

Parâmetro	Valor
Tamanho das unidades - $T_N$ (Eq. 1)	2.1
Constante de ganho das unidades - $\alpha$ (Eq. 1)	0.5
Constante das sinapses plásticas - $a$ (Eq. 5, 6)	20
Número de sinapses plásticas - caminho sensorio	13
Número de sinapses plásticas - caminho "desejo"	13
Intervalo de limiares consecutivos ( $I_{a,j} - I_{a,j+1}$ )	0.2
Força das sinapses de erro - $T_\epsilon$ (Eqs. 7, 8)	2.5
Força das sinapses de taxas - $T_r$ (Eqs. 9, 10)	0.09
Força das sinapses de facilitação - $T_c$ (Eq. 3)	0.1
Constante de decaimento - $\lambda$ (Eq. 3)	10
Constante de plasticidade sináptica - $a_s$ (Eq. 4)	100

Os testes apresentados neste trabalho consistiram na orientação da extremidade do manipulador para seguir uma trajetória retilínea da posição de repouso (posição inicial da Fig. 5) à posição 11, indo em seguida da posição 11 à posição 14, segundo outra trajetória retilínea. Nesses testes foram consideradas 208 mudanças de posição com intervalos de tempo variando de 0,1 s a 0,3 s para cada mudança, com os resultados mostrados nas Figuras 7 a 9. A Figura 10 mostra instantâneos da posição do manipulador em intervalos de 3 segundos. Nas Figuras

7 a 9 pode ser observada a melhor aproximação às trajetórias desejadas com o aumento do tempo para cada posição intermediária, porém isso é obtido à custa de um maior tempo de trajeto, que nesses casos variou de 21 a 62 segundos.

A partir desse ponto foi iniciada uma pesquisa para se encontrar uma distribuição de intervalos de tempo que pudesse oferecer um melhor desempenho na relação *Erro de Trajeto vs. Tempo de Percurso*. Uma solução foi baseada em aproximações parabólicas que fazem com que os intervalos de tempo iniciais (fase de aceleração) e finais (desaceleração) sejam maiores. Foram utilizadas duas funções, uma para cada trecho do trajeto, como mostra a Figura 11. Os resultados estão na Figura 12. Observam-se erros de trajetória aproximadamente iguais àqueles da Figura 9 ( $\Delta t = 0,3$  s.), tendo sido consumido um tempo total de percurso de 43 segundos contra 67 segundos daquele com intervalo de tempo constante.

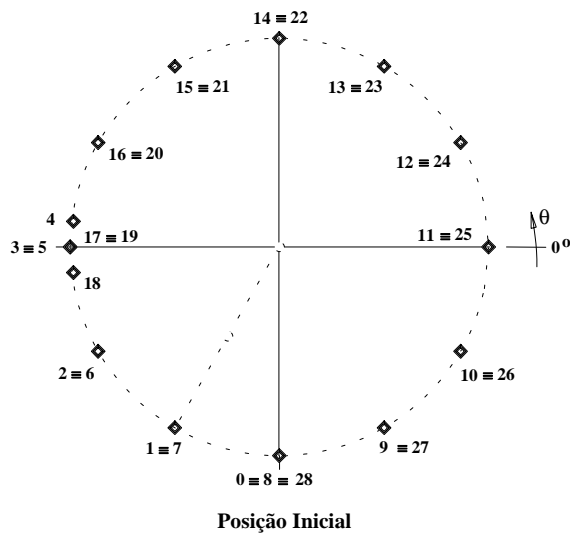


Figura 5. Posições do treinamento

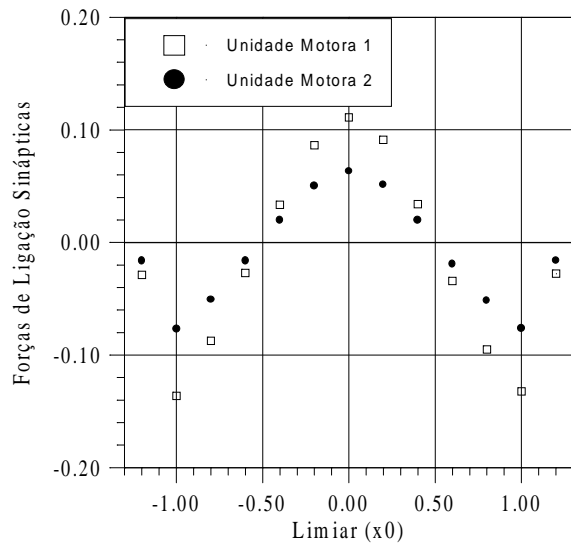


Figura 6. Forças de ligação sinápticas

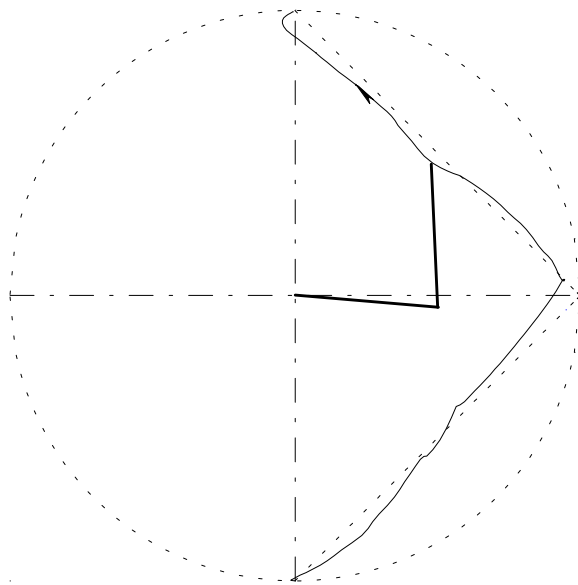


Figura 7. Trajetória da extremidade do manipulador (com  $\Delta t = 0,1$  s)

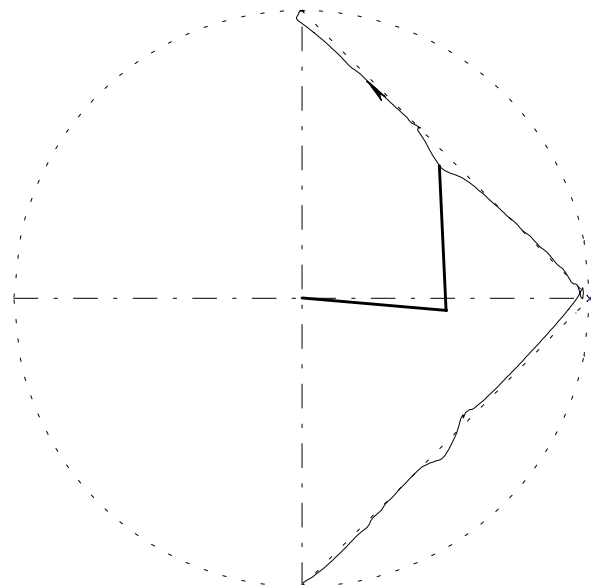
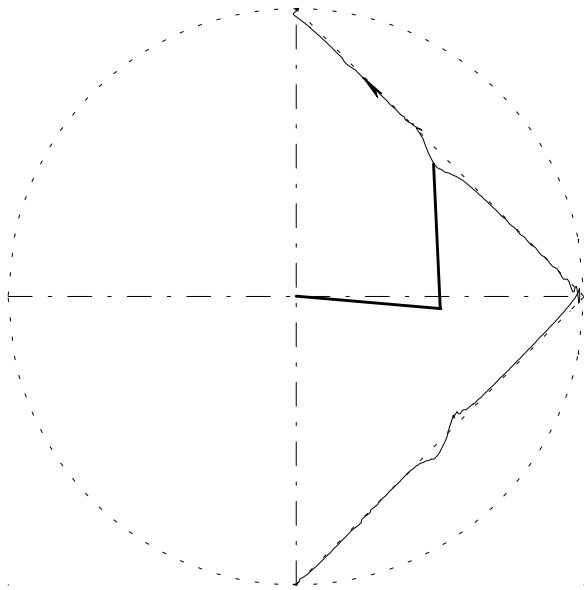
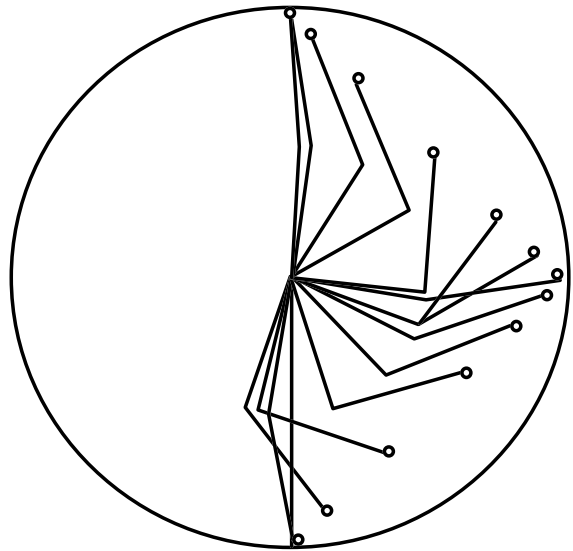


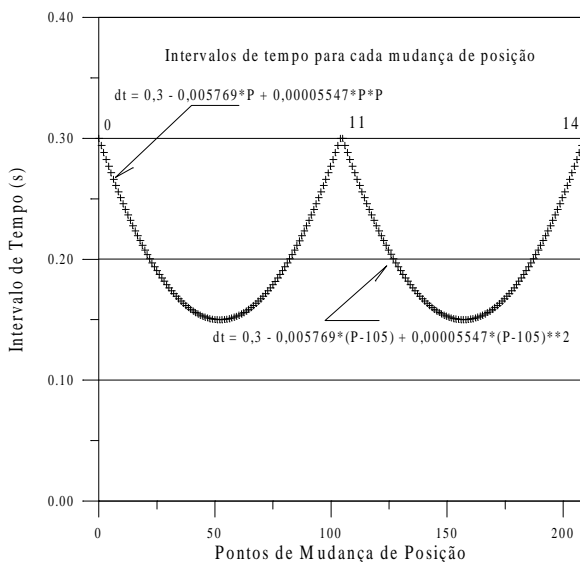
Figura 8. Trajetória da extremidade do manipulador ( $\Delta t = 0,2$  s)



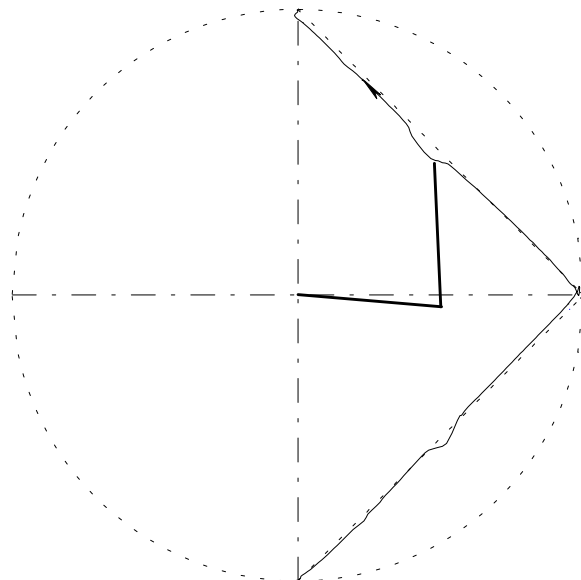
**Figura 9. Trajetória da extremidade do manipulador ( $\Delta t = 0,3$  s)**



**Figura 10. Instantâneos a cada 3 s**



**Figura 11. Funções para  $\Delta t$  variável**



**Figura 12. Trajetória com  $\Delta t$  variável**

Observa-se que neste trabalho foi utilizada uma rede com um número menor de sinapses do que na rede apresentada em trabalhos anteriores, mantendo ainda uma precisão de posicionamento razoável exceto em algumas posições nas quais o manipulador forma ângulos retos.

## 5. CONCLUSÕES

Os testes demonstraram que o controlador de posição baseado nas redes MULSY tem capacidade para controle de trajetória desde que sejam gerados comandos de posição desejada em intervalos de tempo adequados. Os tempos de percurso foram relativamente grandes porém, os resultados do teste mostraram que pode haver uma otimização na geração de comandos, sugerindo a utilização de uma nova camada (em nível hierarquicamente superior) constituída por uma ou mais unidades, que sejam treinadas para gerar funções de trajetória e para

coordenar a mudança dos sinais de posição. O desempenho do processo de treinamento e a capacidade de generalização continuam sendo características de destaque desse novo conceito de redes neurais.

## 6. REFERÊNCIAS

- Baptista F., B.D., Cabral, E.L.L., 1999a, “Planar Two-Link Manipulator Control with Multiple-Synapse Neural Network Controller”, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM'99)*, pp. 647-652, September 19-23, Atlanta, USA.
- Baptista F., B.D., Cabral, E.L.L., 1999b, “Controle de um Manipulador Bi-articulado com uma Rede Neural de Contatos Multi-Sinápticos”, *Anais do 4º Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente (4º SBAI)*, pp. 119-124, São Paulo, 08-10 de setembro de 1999.
- Baptista F., B.D., Cabral, E.L.L., Soares, A.J., 1998, “A New Approach to Artificial Neural Networks,” *IEEE Transactions on Neural Networks*, Vol. 9, No. 6, pp. 1167-1179.
- Baptista F., B.D., 1998, “*Redes Neurais para Controle de Sistemas de Reatores*,” São Paulo: Tese de Doutorado – USP/ IPEN-CNEN/SP.
- Kandel, E. R.; Schwartz, J. H.; Jessel, T.M. (Eds.), 1991, *Principles of Neural Science*. Prentice-Hall International Inc., Third Edition.



# INTERAÇÃO DE CONTATO DO PAR RODA/TRILHO

## **Roberto Spinola Barbosa**

Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo - IPT

Divisão de Tecnologia de Transportes - DITT

Caixa Postal 0141, cep. 01064-970, São Paulo, SP, Brasil.

E-mail: spinola@ipt.br

## **Resumo**

Componentes mecânicos com superfícies em contato de rolamento e submetidos a altas tensões, estão sujeitos a desgaste ou falha por fadiga quando em solicitação dinâmica repetitiva. Este fenômeno é comum em componentes mecânicos como rolamentos, dentes de engrenagem, conjunto camo/seguidor, rolo de laminadores, roda e trilho ferroviário, etc. A correta identificação do problema passa pela medição acurada da forma dos perfis das superfícies de contato e respectivo movimento relativo. Foi desenvolvida uma metodologia para medição e tratamento de perfil de superfície, baseada na descrição cartesiana da seção do componente em contato de rolamento com interpolação por *splines*. Esta análise foi aplicada ao caso particular do par de rolamento utilizado na ferrovia (roda e trilho), identificando as propriedades de contato. A partir destes resultados, pode-se caracterizar e analisar as tensões de contato, forma da elipse de contato, que influenciam no desgaste e na vida do par de rolamento. A forma dos perfis causa interferência no comportamento dinâmico do veículo (ângulo de contato, estabilidade, modo de movimento e inscrição em curvas) permitindo avaliar a segurança contra o descarrilamento.

**Palavras-chave:** dinâmica, contato, roda, trilho, ferrovia

## **1. INTRODUÇÃO**

Componentes mecânicos de rolamento produzem em geral altas tensões de contato que, devido sua geometria circular, forma área de contato elíptica com dimensões reduzidas. Desgaste ou falha por fadiga produzidos por solicitação dinâmica com cargas elevadas repetitivas, comuns na indústria, ocorrem em componentes como rolamentos, dentes de engrenagem, conjunto camo/seguidor, rolo de laminadores, roda e trilho ferroviário, etc.

A solução ou minimização deste problema passa invariavelmente pelo correto diagnóstico do problema e adequada ação corretiva. Uma análise metalúrgica elementar (macro, micrografia e inspeção visual), permite identificar a natureza da falha. Medida experimental ou modelagem teórica e simulação numérica do comportamento dinâmico do elemento, permitem identificar a magnitude e a distribuição das solicitações causadoras da falha. Alterações de projeto ou característica do material, permitem ajustar a capacidade do produto ou sistema para a expectativa de solicitações em uso.

Para determinação das tensões é necessária uma precisa descrição das superfícies de

contato, permitindo o uso de formulação analítica para a determinação de sua deformação. A busca da identificação das tensões de contato vem sendo estudada desde o século XVIII com *Hertz*, que desenvolveu as primeiras formulações para o cálculo das tensões devido a carga normal. As solicitações tangenciais, produzidas pela transmissão de torque entre os corpos em contato (por ex. freagem), foram desenvolvidas analiticamente por *Liu* (1954), permitindo contemplar estes efeitos na distribuição de tensões.

Quando dois corpos elásticos rolam um sobre o outro, os pontos de sua superfície que entram em contato, podem permanecer lado a lado durante a passagem pela zona de contato devido as deformações elásticas locais, até o ponto onde as contrações tangenciais desenvolvidas pelas deformações superem um limite que é função da pressão normal e do coeficiente de atrito entre as superfícies. Esta hipótese foi a base da metodologia desenvolvida por *Kalker* (1967) para o cálculo das forças tangenciais de contato entre corpos em rolamento. Além das solicitações impostas aos elementos mecânicos, em muitas aplicações há movimentos relativos entre os corpos (translação ou angular). Isto exige um tratamento especial que permita identificar as propriedades de contato em função de uma variável particular. Este é caso típico do par de rolamento composto pela roda e o trilho ferroviário.

## 2. MODELO DINÂMICO DO VEÍCULO

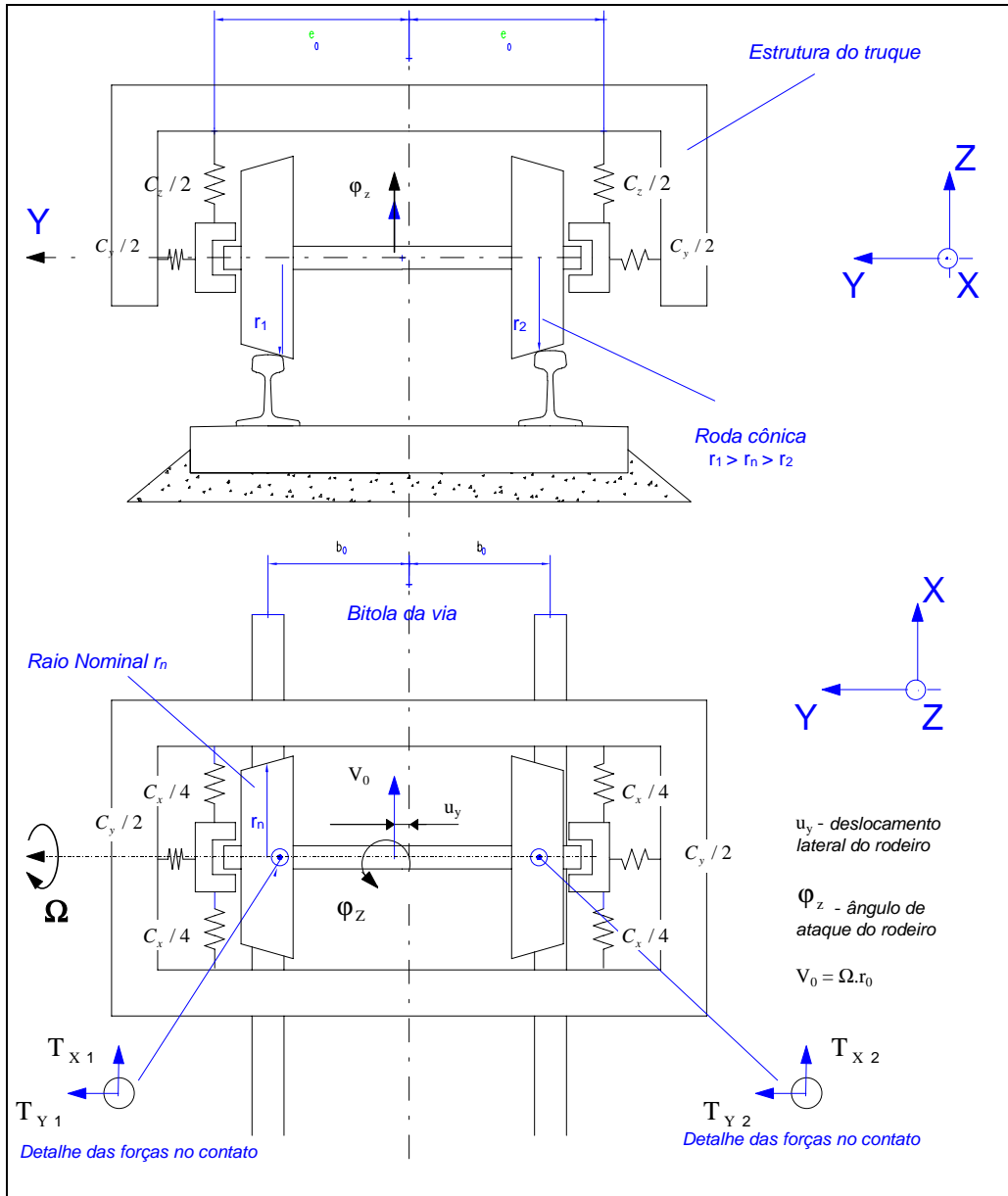
O veículo metro-ferroviário possui dois truques formados por um par de rodeiros e uma estrutura que suporta a suspensão primária e faz a interligação com a caixa (suspensão secundária). Uma representação simplificada (*Barbosa*, 1996) de  $\frac{1}{4}$  do conjunto mecânico do veículo, pode ser observada na Figura 1. O sistema linear foi matematicamente modelado com dois graus de liberdade correspondente ao deslocamento lateral do rodeiro  $u_y$  em relação à via e rotação angular  $\phi_z$  usualmente chamado de ângulo de *yaw*. O sistema de referência adotado está vinculado à estrutura do truque e trafega junto a este a uma velocidade constante  $V_o$ . Assumindo pequenos deslocamentos e desconsiderando os efeitos inerciais do truque, as equações de movimento foram obtidas a partir da aplicação da 2ª lei de *Newton* aplicada sobre o corpo nas direções dos graus de liberdade, obtendo-se um conjunto de equações diferenciais com termos constantes expresso por:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_y \\ \ddot{\phi}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_y & 0 \\ 0 & c_x e_o^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_y \\ \phi_z \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} T_{y1} + T_{y2} \\ b_o (T_{x1} - T_{x2}) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_y \\ T_\phi \end{Bmatrix} \quad (1)$$

De maneira simplificada, pode-se exprimir as forças no contato nas direções longitudinal  $T_{xi}$  e lateral  $T_{yi}$  como sendo proporcionais às velocidades relativas  $v_{xi}$  e  $v_{yi}$  entre as superfícies de contato roda/trilho. As constantes de proporcionalidade,  $k_x$  e  $k_y$ , relacionam os micro-escorregamentos entre as superfícies da seguinte forma:

$$T_{x_{1,2}} = k_x \frac{v_{x_{1,2}}}{V_o} \quad e \quad T_{y_{1,2}} = k_y \frac{v_{y_{1,2}}}{V_o} \quad (2)$$

$$T_{x_2} = -T_{x_1} = k_x \left( \frac{\lambda u_y}{r_o} + \frac{\dot{\phi}_z b_o}{V_o} \right) \quad e \quad T_{y_1} = T_{y_2} = k_y \left( -\phi_z + \frac{\dot{u}_y}{V_o} \right) \quad (3)$$



**Figura 1 - Modelo do Rodeiro Metro-Ferroviário**

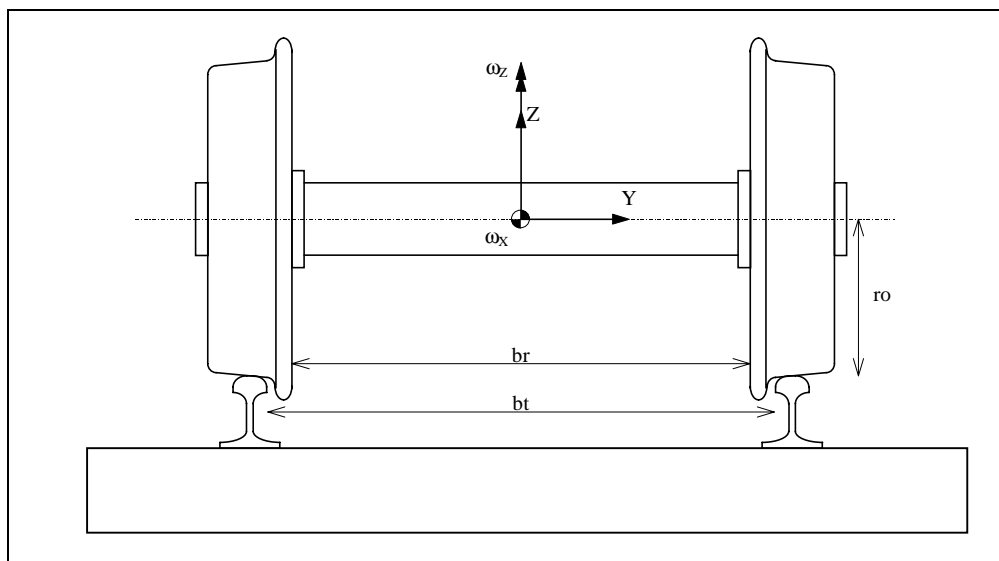
Substituindo as expressões acima na equação de movimento, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_y \\ \ddot{\phi}_z \end{Bmatrix} + \frac{1}{V_0} \begin{bmatrix} 2k_y & 0 \\ 0 & 2k_x b_0^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_y \\ \dot{\phi}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_y & -2k_y \\ 2k_x \lambda b_0 / r_0 & c_x e_0^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_y \\ \phi_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_y \\ T_\phi \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Observa-se que o termo da primeira derivada é inversamente proporcional a velocidade  $V_0$  do veículo. Assim, o amortecimento modal resultará menor em função do aumento da velocidade. A frequência modal corresponde a uma determinada velocidade, pode ser traduzida por um comprimento de onda (aproximadamente constante) se dividida pela velocidade (Barbosa, 1996). Como o sistema real não é linear, as propriedades de contato devem ser determinadas em função do deslocamento lateral. Assim, a conicidade e a proporção da elipse de contato, devem ser calculadas e tabeladas para uso em simulação do comportamento dinâmico do veículo em modelos completos não lineares (Barbosa, 1999).

### 3. PROPRIEDADES DE CONTATO

Para a identificação das propriedades de contato, aqui definidas como o conjunto de informações calculadas para o contato em função de uma determinada variável, é necessária concepção do modelo do par de contato. No caso particular do sistema rodeiro/via, composto de dois corpos rígidos (rodeiro com duas rodas ligadas rigidamente por um eixo, via com dois trilhos rigidamente ligados por dormentes) e considerando que a seção longitudinal é invariável, a seção transversal é suficiente para identificar as superfícies. Como o direcionamento dinâmico do rodeiro sobre a via é feito através do deslocamento lateral  $Y$  e angular  $\omega_z$ , adota-se a variável correspondente ao deslocamento lateral como base, uma vez que os valores de ângulo de direcionamento (ângulo de *yaw*) usuais são muito pequenos, não afetando significativamente a seção dos perfis (da ordem de mili-radianos).



**Figura 2 - Seção da Via Férrea (rodeiro e conjunto trilho/dormente)**

A superfície dos corpos em contato deve ser adequadamente identificada e descrita. Considerando a seção da via, os corpos passam a ser identificados por perfis que podem ser medidos pontualmente com aparelho próprio (perfilômetro de roda e/ou trilho) ou gerado a partir de definições geométricas construtivas (norma de fabricação). Nota-se que o perfil é caracterizado de forma discreta por pares ordenados de pontos em coordenadas cartesianas. Disto resulta aspectos importantes de resolução (pontos por milímetros) e precisão de medida.

Uma vez estabelecido o modelo e descrito os perfis, deve-se localizar o pontos de contato em função da variável de referência. Para tanto, os perfis de roda são posicionados relativamente a distância  $br$  e os perfis do trilho a distância  $bt$  correspondente a bitola da via, conforme apresentado na Figura 2. O ponto de contato para um determinado deslocamento lateral  $Y$  do rodeiro, é identificado como sendo a menor distância entre o perfil da roda e do trilho na direção vertical. Este conceito é válido para um determinado ângulo de rotação  $\omega_x$  do rodeiro no plano  $YZ$ . Como as distâncias entre os perfis do lado esquerdo e direito podem ser diferentes, um método iterativo é utilizado para recalculas as distâncias entre os perfis em corpos rotacionados. As propriedades de contato do par roda/trilho calculadas para cada passo de deslocamento lateral são:

- Posição de contato no perfil da roda e do trilho.
- Variação do raio da roda e ângulo de inclinação do rodeiro.
- Ângulo do plano de contato (Segurança).
- Dimensões e área da elipse de contato.
- Conicidade efetiva (Estabilidade).
- Tensão de Contato (Falha).
- Raio de inscrição em curva (Desgaste).

Cada aspecto possui uma contribuição específica na avaliação do desempenho do par de rolamento composto pelo conjunto rodeiro/via metro-ferroviário, cujas características serão descritas a seguir.

### 3.1 Direcionamento e Inscrição em Curva

O rodeiro com rodas cônicas, rigidamente conectadas entre si, utilizado nos sistemas metro-ferroviários possui a propriedade conseqüente de auto-guiamento, indispensável para a centralização do rodeiro em retas e inscrição em curvas. Quando o veículo trafega pela via com irregularidades, está sujeito a excitação que o tira do equilíbrio. Como as rodas são cônicas, o sistema mecânico formado com o restante da suspensão, induz a centralização do rodeiro, garantindo o direcionamento. Este aspecto, entretanto, produz um sistema dinâmico de direcionamento com modos de movimento e amortecimento modal. A inscrição do rodeiro em curvas é realizada pelo deslocamento lateral do rodeiro em relação aos trilhos que produz diferentes raios de rolamento entre as rodas, devido a conicidade da pista de rolamento, forçando o percurso em trajetória geométrica circular. O raio de inscrição por rolamento do rodeiro é função direta do raio da roda  $r_n$ , distância  $b$  entre os trilhos e inversa da conicidade  $\lambda$ . Assim, para um curva de raio  $R$  o deslocamento lateral  $Y$  necessário para a realização da inscrição por rolamento puro é dado pela fórmula:

$$Y = \frac{b r_n}{2R\lambda} \quad (5)$$

### 3.2 Estabilidade

A estabilidade dinâmica lateral do truque está ligada às características inerciais do rodeiro e da suspensão primária. O conjunto formado pela roda cônica e rigidez longitudinal da suspensão, compõe um sistema dinâmico, cujos modos de movimento possuem amortecimento modal dependente da velocidade. Desta forma, o ciclo limite fica definido pela expressão (Gash, 1987):

$$V_c = 2\pi f_n \sqrt{\frac{b r_o}{k \lambda}} \quad (6)$$

Observa-se nesta expressão que a velocidade crítica é inversamente proporcional à conicidade da roda, conforme apresentado na equação geral de movimento do truque (4). A conicidade do conjunto roda/trilho é de fato quem altera esta característica. A conicidade efetiva  $\lambda_e$ , é obtida pela interação entre os perfis:

$$\lambda_e = \lambda_n r_T / (r_T - r_t) \quad (7)$$

### 3.3 Segurança

Um ponto importante é a segurança contra o descarrilamento do veículo em tráfego. Este aspecto pode ser verificado com ajuda do ângulo do plano de contato que traduz um limite entre a relação de forças no contato (Vertical e Lateral). Este limite é estabelecido por relações geométricas das forças projetadas no plano de contato e expressa por (Barbosa, 1994):

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \Theta - \mu}{1 + \mu \tan \Theta} \quad (8)$$

Nota-se que a geometria dos perfis define um plano de contato, cujo valor aumenta proporcionalmente a segurança. Nota-se também que o coeficiente de atrito entre os corpos influencia inversamente este limite.

### 3.4 Descrição do Perfil

Como as superfícies são identificadas de forma discreta (medidas ou geradas) através de pares ordenados de coordenadas cartesianas, técnicas de interpolação devem ser utilizadas para a descrição do perfil. Foi utilizada a *spline* para descrever o perfil dos corpos de forma suave. A *spline* tem a vantagem de poder ser utilizada com polinômios de baixa ordem, possuir derivada contínua entre trechos e dispor de grande quantidade de rotinas de manipulação desenvolvidas.

Existem duas formas comuns de constituição de *splines*. A representação polinomial (*piecewise polynomial*, ou forma pp) e a representação na forma de combinação linear (forma B). A representação polinomial  $P_j$ , utilizada neste trabalho, descreve a curva em termos de polinômio local de coeficientes  $C_{ij}$  para cada intervalo entre os pontos  $b_1, \dots, b_{j+1}$ , exclusivamente crescentes.

$$P_j(x) = \sum_{i=1}^k \frac{(x - b_j)^{k-i}}{(k-i)!} c_{ij} \quad (9)$$

A descrição dos perfis com *splines*, permite a manipulação das curvas, alisamento pelo métodos de erros de mínimos quadrados e principalmente, descreve a curva com funções de derivadas contínuas. Este aspecto é importante, pois permite o cálculo das derivadas com facilidade, necessário para a determinação da curvatura do perfil. Para o cálculo das tensões de contato é utilizada a curvatura do perfil dado pela expressão:

$$C_y = \frac{z_y''}{(1 + z_y'^2)^{3/2}} \quad (10)$$

### 3.5 Cálculo das Tensões

A metodologia utilizada para o cálculo da área de contato e portanto das tensões está baseada na metodologia de Hertz (*On the Contact of Elastic Solids*, 1881 in *Seely*, 1952). Assume-se que os corpos em contato sejam homogêneos, isotrópicos e elásticos de acordo com a lei de *Hook*. Considerando que o par de contato, devido a sua forma geométrica apresente uma região de contato na forma elíptica, pode-se expressar a profundidade (ou

deformação de penetração) pela expressão:

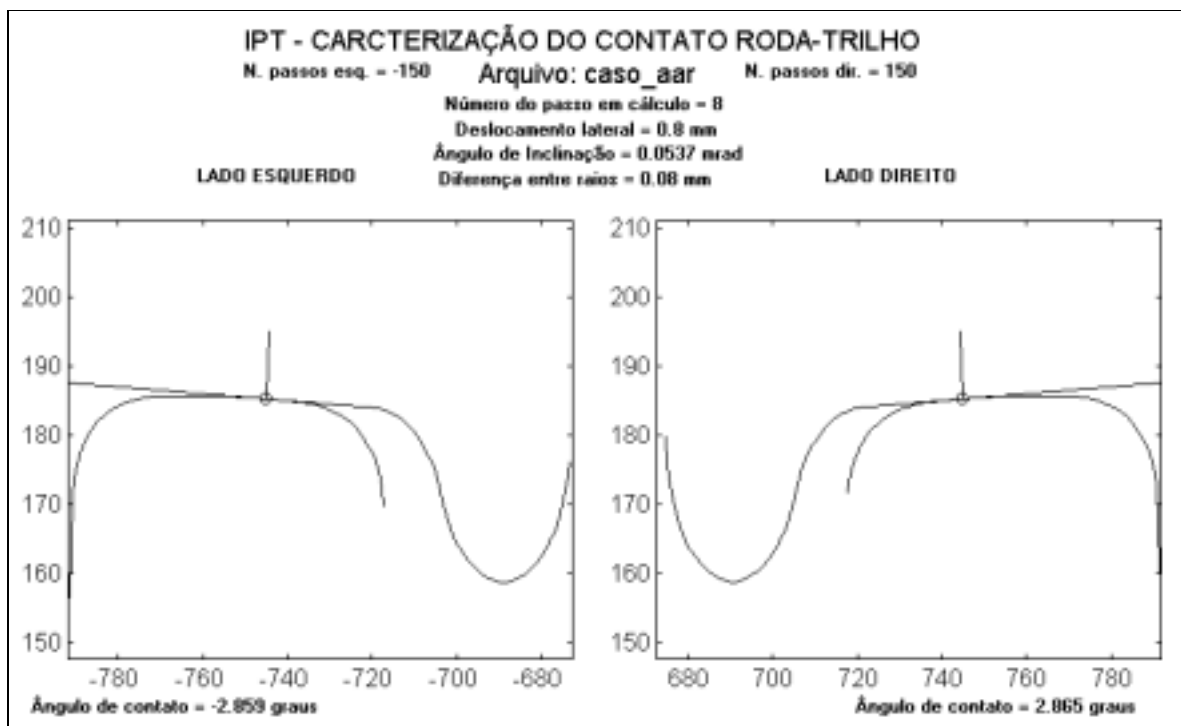
$$z = Ax^2 + By^2 \quad (11)$$

$$\sigma \cong b \left( \frac{1}{R_{1R}} + \frac{1}{R_{2R}} + \frac{1}{R_{1T}} + \frac{1}{R_{2T}} \right) \left( \frac{E}{1-\nu^2} \right) \quad (12)$$

As tensões são proporcionais a soma das curvaturas (inverso do raio) das superfícies nas várias direções, módulo de elasticidade do material ( $E$ ) e coeficiente de *poisson* ( $\nu$ ). As tensões máximas longitudinais ( $\sigma_x$  e  $\sigma_y$ ) ocorrem na superfície, decrescendo para dentro do corpo. A tensão octaédrica máxima de cisalhamento ( $\tau_G$ ), que causa falhas, ocorre na metade da largura da elipse ( $0.5 b$ ) abaixo da superfície. Expressões completas sobre as tensões podem ser obtidas em diversas referências bibliográficas (*Seely*, 1952).

#### 4. CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DE CONTATO

A metodologia adotada para determinar as propriedades de contato consiste na identificação da posição geométrica de contato entre a roda e o trilho para um determinado deslocamento lateral do rodeiro em relação a via, considerando as superfícies como perfis indeformáveis. Feita esta suposição, o problema torna-se puramente geométrico e consiste, basicamente, em determinar o ponto onde a distância entre a roda e o trilho é menor. Como as cotas verticais das duas rodas podem resultar em alturas diferentes, é necessário determinar também a rotação do rodeiro. Para tanto, utiliza-se um método iterativo.



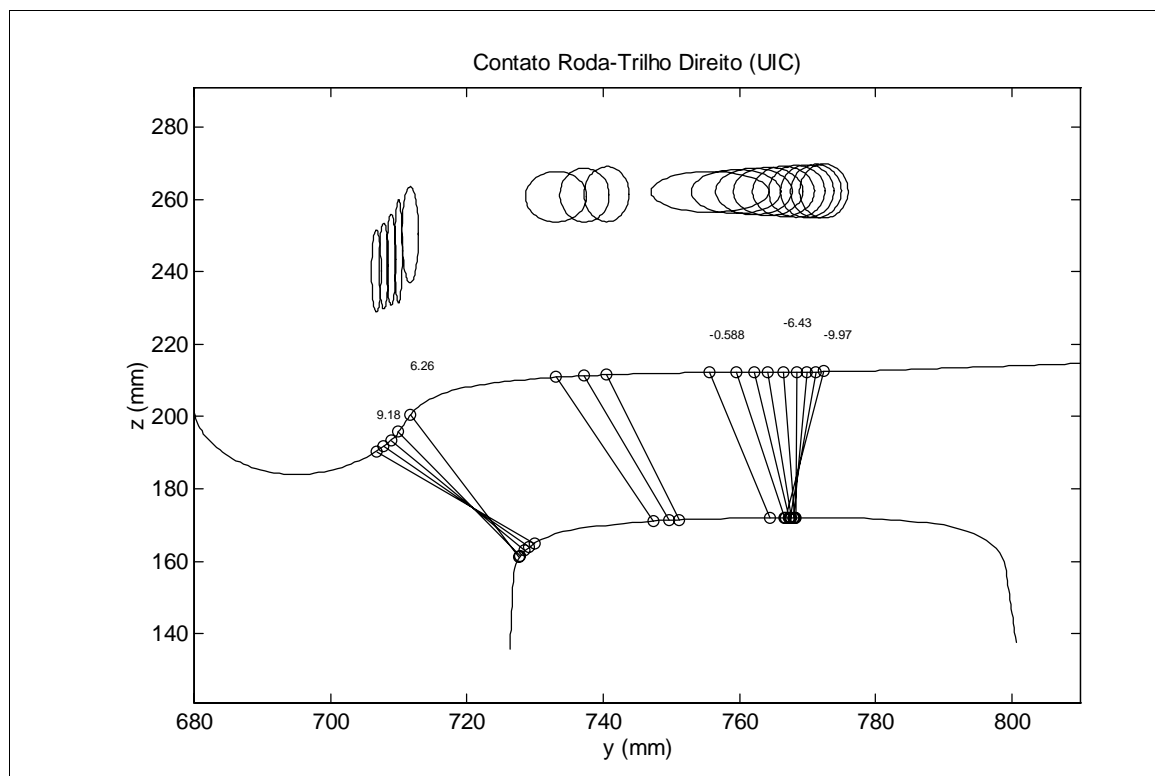
**Figura 3 - Tela de Acompanhamento de Cálculos**

Utilizando-se de manipulação de *splines* e de análise e posicionamento geométrico dos perfis do rodeiro sobre a via, pode-se determinar os pontos de contato. Isto é feito deslocando-se lateralmente os perfis que compõem o rodeiro e rotacionando o rodeiro de forma interativa,

até que se consiga uma distância idêntica entre os perfis da roda e do trilho do lado esquerdo e direito, ou seja, até que ocorra o contato entre os dois lados simultaneamente. O cálculo da elipse de contato utiliza a teoria de Hertz, considerando apenas a existência de um ponto de contato. A Figura 3 apresenta uma visualização gráfica do programa que calcula as propriedades de contato. Além do cálculo das propriedades de contato entre roda e trilho, aplicativos de pré e pós-processamento permitem visualizar as propriedades de contato de forma rápida, com alto grau de interface com usuário. Os resultados gráficos estão apresentados no próximo item.

## 5. RESULTADOS

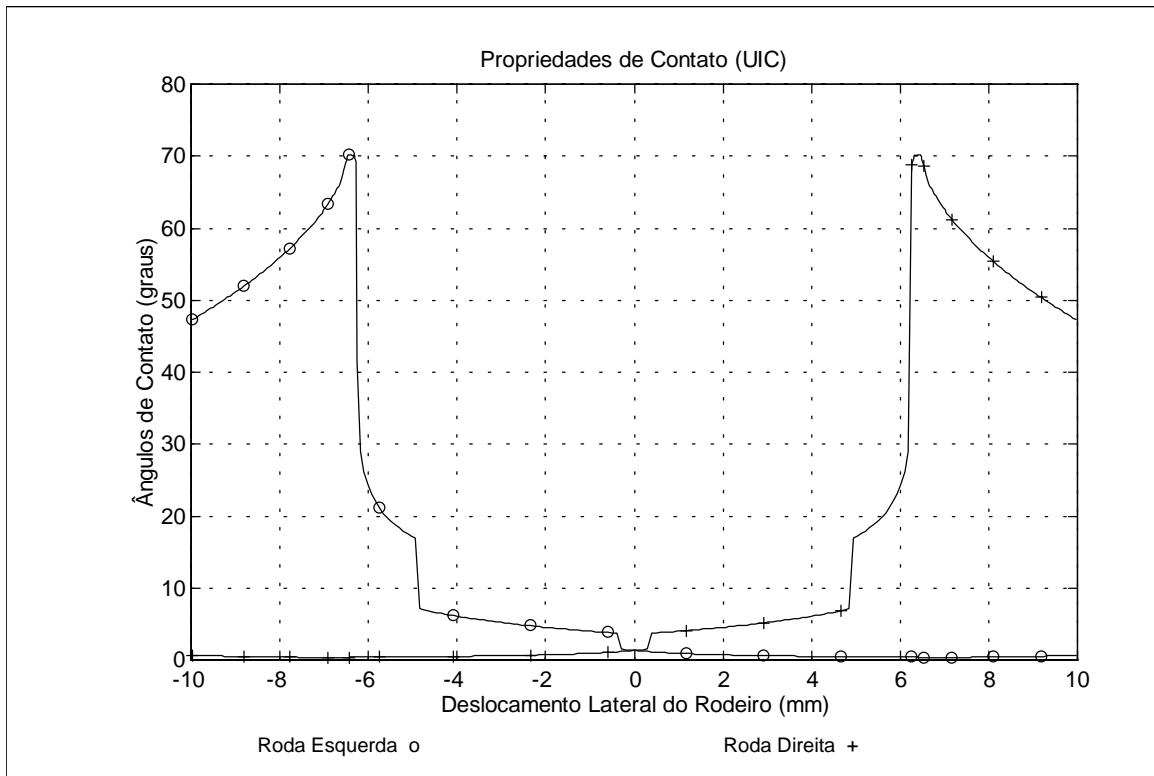
Os resultados dos cálculos podem ser observados nos próximos gráficos, que relatam os resultados do par de perfil europeu (UIC-ORE) de roda S1002 e trilho UIC-60. Observa-se na Figura 4 a forma dos perfis, as linhas de contato para cada valor de deslocamento lateral e a forma e dimensões da elipse de contato.



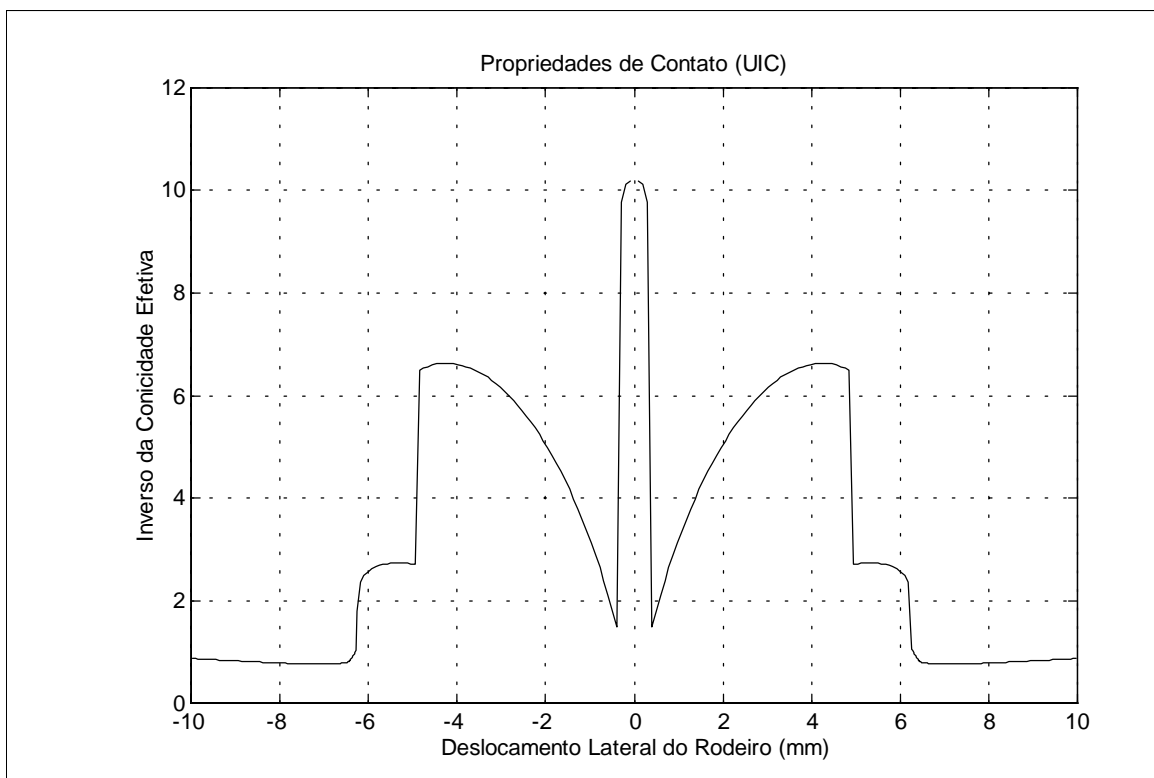
**Figura 4 - Posição de Contato Roda/Trilho (elipse de contato)**

Observa-se nos resultados apresentados na Figura 5 o ângulo máximo de contato de  $70^\circ$ , que permite determinar a segurança contra o descarrilamento deste par (L/V). Na Figura 6 observa-se que na região central, o perfil possui uma conicidade efetiva de  $1/10$ , aumentando em função do deslocamento lateral. Valores de conicidade desta ordem, produzem baixa velocidade crítica para o conjunto. Como conseqüência da conformidade entre os perfis, a tensão de contato é baixa (700 MPa) resultando numa área de contato de cerca de  $180 \text{ mm}^2$ . O raio de inscrição em curva tem valor de 450 metros antes da descontinuidade que corresponde ao ponto de contato do friso da roda com o trilho.

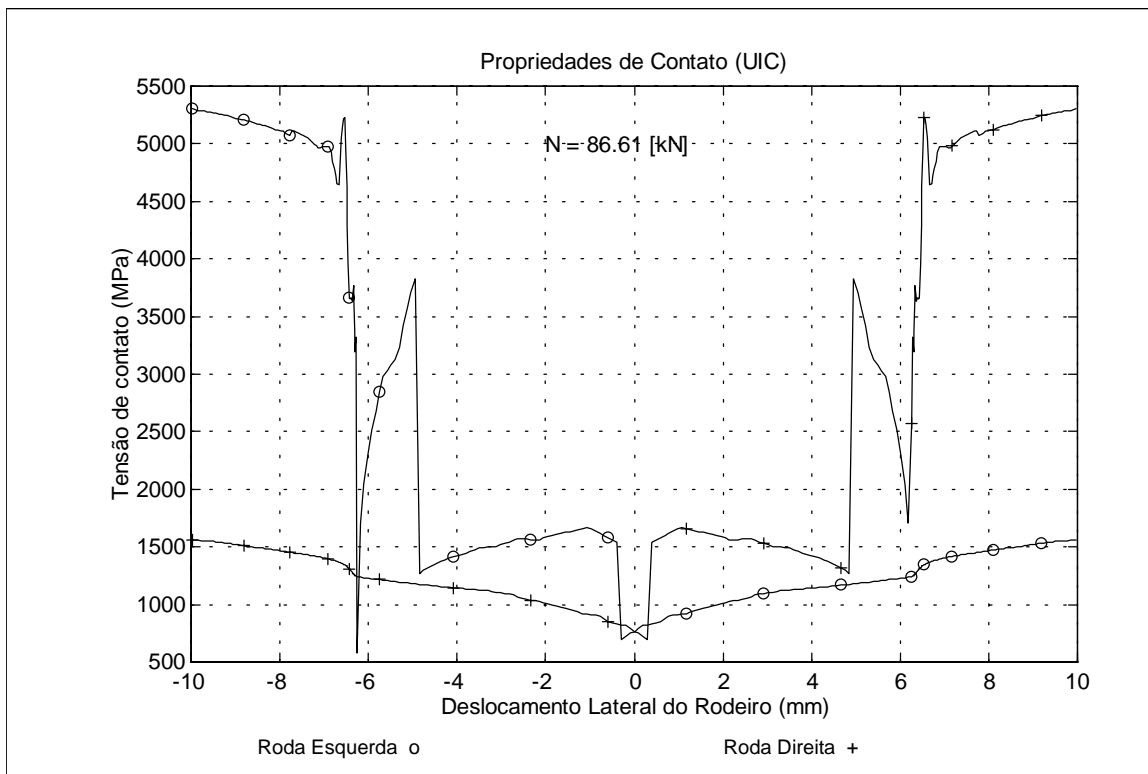




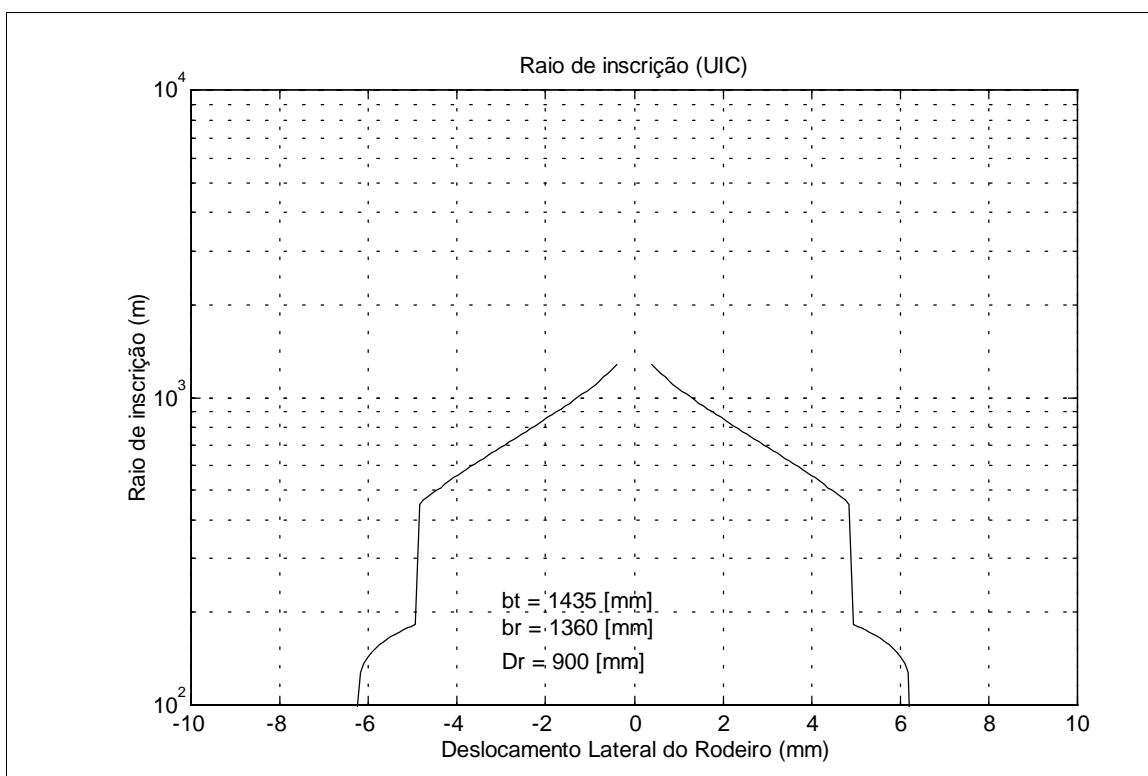
**Figura 5 - Ângulo de Contato Roda/Trilho**



**Figura 6 - Inverso da Conicidade Efetiva**



**Figura 7 - Tensão de Contato Roda/Trilho**



**Figura 8 - Raio de Inscrição em Curva**

## 6. CONCLUSÕES

A partir dos resultados das propriedades de contato, pode-se caracterizar e analisar aspectos do comportamento dinâmico do truque (estabilidade, modo de movimento e inscrição em curvas) relacionados com a segurança contra o descarrilamento. Isto permite projetar e/ou alterar características da suspensão ou mesmo dos perfis em uso, melhorando a condição de tráfego do veículo. Além dos aspectos dinâmicos, as tensões de contato, ângulo de contato, revelam aspectos importantes do par de rolamento relacionados com o desgaste, e portanto, da vida dos componentes.

A metodologia de cálculo aqui apresentada e implementada no programa de cálculo de propriedades de contato (CCRT) desenvolvido no IPT, pode ser considerado, em conjunto com os aplicativos de pré e pós-processamento, um pacote completo de análise único no país. Esta contribuição é útil como ferramenta de avaliação e análise dos aspectos de contato entre superfícies, particularmente o caso da roda e trilho metro-ferroviário.

Recomenda-se para as próximas etapas de desenvolvimento deste tema, a abordagem dos seguintes aspectos:

- Deformação significativa do material.
- Tratamento de múltiplos pontos de contato.
- Contato não elíptico (não Hertziano).

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Barbosa, R. S. (1993). Manual de Utilização do Programa de Caracterização do Contato Roda/Trilho. Relatório IPT nº 31.576, São Paulo, 36 pp.
- Barbosa, R. S. (1994). Inscrição em Curvas de Pequeno Raio. I Congresso Internacional de Material Rodante e Via Permanente, ABNT CB-06, 15 pp. Brasília - D.F.
- Barbosa, R. S. Costa, A. (1996). Dinâmica do Rodeiro Ferroviário. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas - ABCM, v. 18, n. 4, p. 318-329.
- Barbosa, R. S. (1997). Vérification Expérimentale des Coefficients de Raideur au Contact. Laboratoire des Technologies Nouvelles (LTN), Institut de Recherche sur le Transport et leur Sécurité (INRETS), Paris, France, 56 pp.
- Barbosa, R. S. (1999). Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados. Tese de Doutorado. Orientador Prof. PhD. Álvaro Costa Neto, Escola de Engenharia de São Carlos (EESC), Universidade de São Paulo (USP), 273 p.
- Gash R.; Knothe K. (1987). Structurdynamik - Band 1: Diskrete Systeme, Editora Springer-Verlag, 445 pp., Berlin.
- Kalker, J. J. (1982). A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Journal of Vehicle System Dynamics, Swets & Zeitlinger, v. 11, p. 1-13.
- Kalker, J. J. (1967). On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. Delft, Netherlands. PhD. Thesis, Delft University.
- Seely, F. B. Smith, J. O. (1952). Advanced Mechanics of Materials, University of Illinois, 2<sup>nd</sup> Edition, 450 pp., Editora John Willey & Sons, EUA.

- BARBOSA, F.I. *Design of a liquid-propellant rocket engine*. Dissertação (Especialização em Motores-Foguete a Propelente Líquido). São José dos Campos: CTA/IAE, 1998.
- BARBOSA, F.I. *Modelagem dinâmica e simulação computacional de motores-foguete a propelente líquido*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica). São José dos Campos: CTA/ITA, 1999.
- BARRÈRE, Marcel et al. *Rocket propulsion*. Amsterdam: Elsevier, 1960. p.828.
- BEJAN, Adrian. *Advanced engineering thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, 1988.
- BEJAN, Adrian. *Entropy generation through heat and fluid flow*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1982.
- BENNETT, C. O., MEYERS, J. O. *Fenômenos de transporte de quantidade de movimento, calor e massa*. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1978.
- FOX, Robert W., McDONALD, Alan T. *Introdução à mecânica dos fluidos*. 3.ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988.
- GARANIN, I. V. Engine and engine devices. In: *Fundamental course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.
- GLADKOVA, V. N. Theory of automatic control system. In: *Fundamental course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.
- GORDON, Sanford, McBRIDE, Bonnie *Calculation of complex chemical equilibrium compositions*. Computer program (NASA SP-273, revision 2.0, 12/06/93), NASA, Lewis Research Center, 1993.
- GORE, Marvin R., CAROLL, John J. Dynamics of a variable thrust, pump fed, bipropellant, liquid rocket engine system. *Jet Propulsion*, New York, v.27, n.1, p.35-43, jan.1957.
- HOLMAN, J. P. *Transferência de calor*. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1983. p.639.
- HUZEL, Dieter K., HUANG, David M. *Modern engineering for design of liquid-propulsion rocket engines*. Washington: AIAA, 1992. (Progress in Aeronautics and Astronautics, volume 147).
- KESSAEV, J. Theory and calculation of liquid propellant rocket engines In: *Fundamental course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.
- MIRAGLIA, José. *Modelagem e simulação de motores foguete a propelente líquido pressurizados a gás*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica). São José dos Campos: CTA/ITA, 1994.
- RAVIKOVICH, I. Design and detailing of turbopump In: *Fundamental course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.
- SANTANA JUNIOR, A. *Dynamic modeling and stability analysis of a liquid rocket engine*. Dissertação (Mestrado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia). São José dos Campos: CTA/ITA, 1994.
- SIMULINK – *Dynamic system simulation for MATLAB*. User's manual (revised for version 2.2), The MathWorks, Inc., 1998.
- SUTTON, George Paul A. *Rocket propulsion elements*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1986.
- TCHERVAKOV, V.V. Theory and calculation of turbopumps. In: *Fundamental course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.
- ZINTCHOUK, A. Structure and design of combustion chamber. In: *Fundamental course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.

A resposta em frequência para a pressão na câmara de combustão é apresentada na forma de diagramas de Bode, tendo sido tomada como entrada a pressão na entrada da válvula do sistema de controle de nível de tanque (Figura 6).

Para  $\tau = 1$  ms, o gráfico da magnitude apresenta uma curva monotonicamente decrescente, denotando a estabilidade do sistema. Para  $\tau = 20$  ms, o mesmo gráfico apresenta um pico de 0 dB, perto de 200 rad/s, indicando tendência a instabilidade.

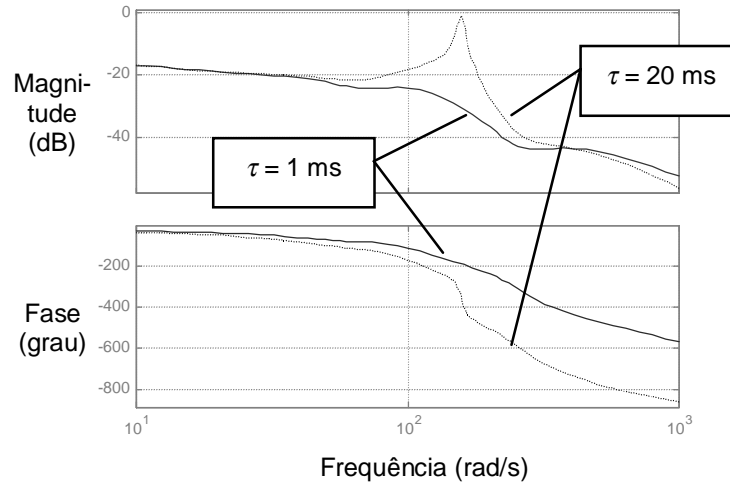


Figura 6 – Resposta em frequência para a pressão na câmara de combustão

## 6. CONCLUSÃO

O software *Matlab/Simulink* permitiu a implementação dos modelos dinâmicos com facilidade e rapidez ímpares, demonstrando ser bastante adequado ao uso em simulações numéricas da dinâmica de MFPL, devido, principalmente, à economia do tempo destinado à programação computacional.

Ficou demonstrado que o encapsulamento das equações dinâmicas na forma de blocos, correspondentes aos elementos básicos do motor, torna-se extremamente útil devido ao ganho de flexibilidade na geração de diferentes modelos de MFPL com o mínimo de esforço por parte do usuário.

Como se pode notar pelos resultados das simulações, o aumento do tempo de preparo de mistura da câmara de combustão faz com que o MFPL tenda a se tornar instável, o que é um comportamento esperado para este tipo de sistema. A vantagem é ter-se a estimativa a respeito a faixa esperada para a estabilidade do funcionamento do motor.

As oscilações observadas nas respostas a degrau e os picos presentes nas respostas em frequência comprovam que o modelo é útil para se investigar instabilidades de baixa frequência em MFPL. Entretanto, qualquer tipo de perturbação pode ser implementada facilmente em qualquer ponto do sistema, assim como qualquer ponto do modelo pode ser monitorado em tempo real para se verificar os efeitos das perturbações introduzidas.

## 7. REFERÊNCIAS

- ALIFANOV, A. V. Design and detailing of control units. In: *Fundamental Course in engine design*. São José dos Campos: CTA/IAE, 1997.
- ALMEIDA, A.R. *Modelagem dinâmica e simulação de um motor-foguete a propulsão líquida*. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica-Aeronáutica). São José dos Campos: CTA/ITA, 1998.

ms; para  $\tau = 20$  ms, tem-se uma oscilação amortecida com pico da ordem de  $-2.5\%$  e tempo de estabilização acima de 500 ms. Em ambos os casos, contudo, a saída estabiliza-se em torno de  $-1.1\%$ .

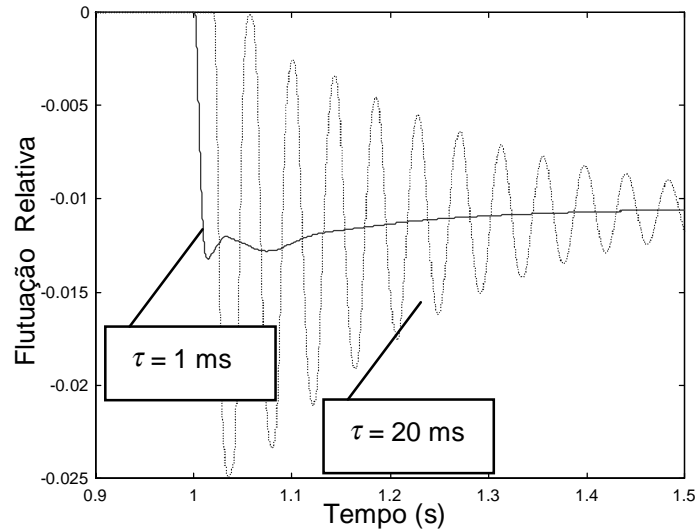


Figura 4 – Resposta a degrau para a pressão na câmara de combustão

Adicionalmente, para demonstrar a versatilidade do software, é apresentado um gráfico referente ao comportamento da própria *pressão na saída da bomba de combustível* devido à superposição mencionada anteriormente (Figura 5). Esta monitoração pode ser implementada facilmente no modelo computacional, pelo simples arrastar de um bloco de visualização. Uma vez que existe realimentação no sistema, a pressão não permanece constante, estabilizando em torno de  $-3.3\%$ , após 500 ms, tanto para  $\tau = 1$  ms quanto para  $\tau = 20$  ms.

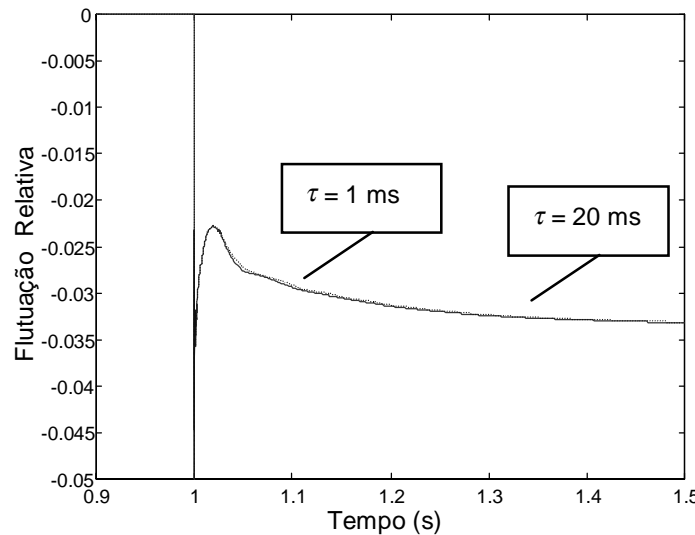


Figura 5 – Resposta a degrau para a pressão na saída da bomba de combustível

## 5.2 Respostas em frequência para o sistema linearizado

Foram investigadas frequências na faixa de 1.6 Hz a 160 Hz, correspondendo ao intervalo entre 10 rad/s e 1000 rad/s. Tal faixa refere-se às frequências de oscilações observadas em instabilidades de baixa frequência a que o MFPL está sujeito durante seu funcionamento.

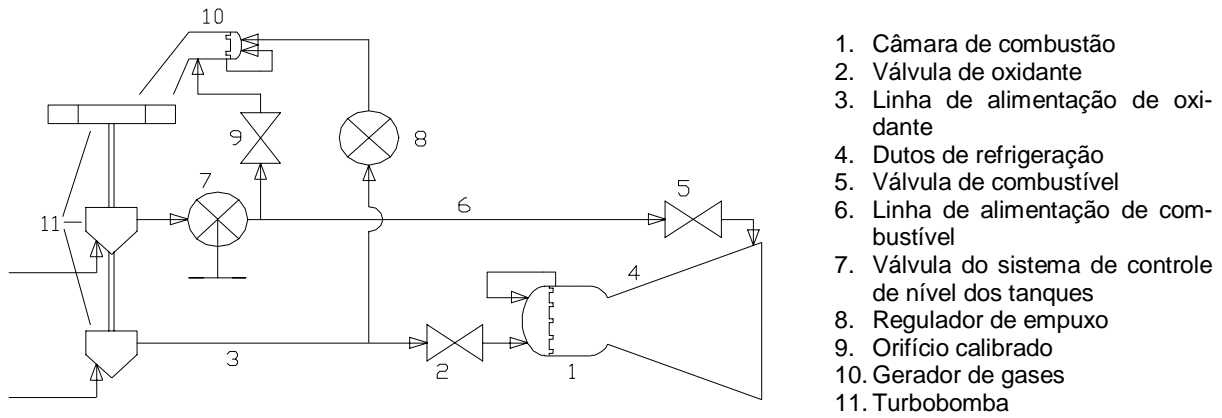


Figura 2 – Modelo físico do MFPL pressurizado por turbobomba

A partir dos blocos da biblioteca *Propulsão* e do modelo físico do MFPL pressurizado por turbobomba, foi montado um diagrama de blocos para início da simulação computacional (Figura 3).

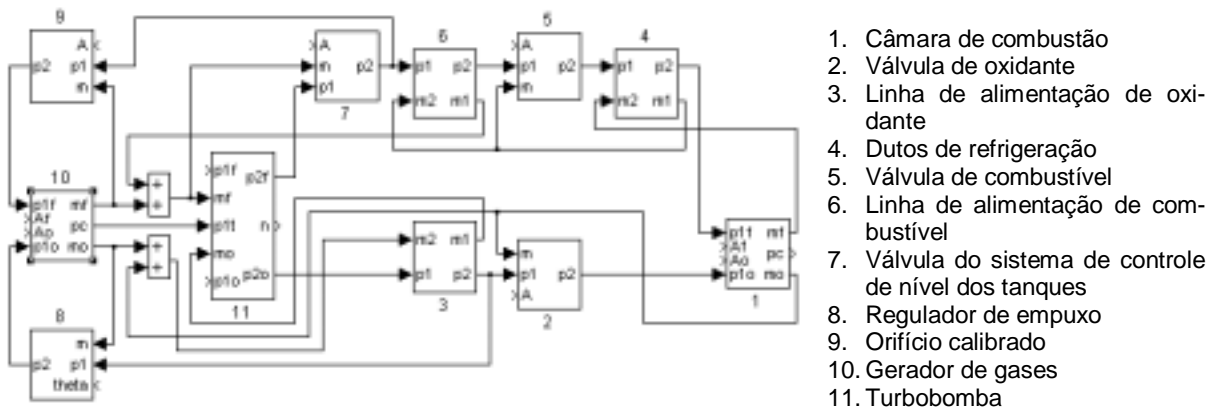


Figura 3 - Diagrama de blocos do MFPL

## 5. RESULTADOS

Como exemplo de aplicação do modelo, procedeu-se à investigação sobre a influência do *tempo de preparo da mistura* ( $\tau$ ) no comportamento dinâmico do MFPL pressurizado por turbobomba, devido a sensibilidade deste parâmetro em motores-foguete reais, sendo apresentadas informações referentes a dois valores distintos de  $\tau$  em cada gráfico.

Para este fim, obteve-se a *resposta a degrau para a pressão na câmara de combustão* diante de perturbação introduzida na saída da bomba de combustível, usando-se o modelo não linearizado. Da mesma forma, obteve-se a *resposta em frequência para a pressão na câmara de combustão* diante de perturbação introduzida na pressão na entrada da válvula do sistema de controle de esvaziamento de tanque, usando-se, agora, o modelo linearizado.

### 5.1 Resposta a degrau para o sistema não linearizado

A partir do instante 1s, é introduzida uma perturbação tipo degrau da ordem de -5% em superposição à pressão na saída da bomba de combustível, verificando-se os efeitos gerados na *pressão na câmara de combustão* (Figura 4). Para  $\tau = 1$  ms, observa-se uma oscilação amortecida com pico da ordem de -1.4% e tempo de estabilização de aproximadamente 380

## 2.5 Bloco Turbobomba

Este bloco representa uma turbobomba composta de uma turbina de impulso de estágio único e duas bombas centrífugas, uma de oxidante e uma de combustível, todas acopladas num mesmo eixo. A inércia dos fluidos nas bombas não são consideradas. Os gases na turbina são considerados gases ideais e estão sujeitos a processos isentrópicos. Consideram-se perdas mecânicas nestes dispositivos, porém, as variações de eficiência com a rotação são desprezíveis nas bombas, mas não na turbina. Incorpora uma equação para a inércia do conjunto, duas para as bombas e uma para a eficiência da turbina.

$$\begin{aligned} \frac{d\overline{\Delta n}}{dt} &= \frac{1}{1 + \overline{\Delta n}} [K_1 \overline{\Delta p_{1t}} + K_2 \overline{\Delta p_{1t} \Delta \eta_t} + K_3 \overline{\Delta \eta_t} + \\ &+ K_{4f} \overline{\Delta p_{1f}} + K_{5f} \overline{\Delta p_{1f} \Delta m_f} - K_{6f} \overline{\Delta m_f} - K_{7f} \overline{\Delta m_f \Delta p_{2f}} - K_{8f} \overline{\Delta p_{2f}} + \\ &+ K_{4o} \overline{\Delta p_{1o}} + K_{5o} \overline{\Delta p_{1o} \Delta m_o} - K_{6o} \overline{\Delta m_o} - K_{7o} \overline{\Delta m_o \Delta p_{2o}} - K_{8o} \overline{\Delta p_{2o}}] \\ \overline{\Delta p_{2f}} &= K_{9f} \overline{\Delta n}^2 + K_{10f} \overline{\Delta n} + K_{11f} \overline{\Delta n \Delta m_f} - K_{12f} \overline{\Delta m_f} - K_{13f} \overline{\Delta m_f}^2 + K_{14f} \overline{\Delta p_{1f}} \\ \overline{\Delta p_{2o}} &= K_{9o} \overline{\Delta n}^2 + K_{10o} \overline{\Delta n} + K_{11o} \overline{\Delta n \Delta m_o} - K_{12o} \overline{\Delta m_o} - K_{13o} \overline{\Delta m_o}^2 + K_{14o} \overline{\Delta p_{1o}} \\ \overline{\Delta \eta_t} &= K_{15} \overline{\Delta n} - K_{16} \overline{\Delta n}^2 - K_{17} \overline{\Delta n}^3 \end{aligned}$$

## 3. IMPLEMENTAÇÃO EM MATLAB/SIMULINK

Cada componente do MFPL, modelado no tópico anterior em termos de flutuações relativas, é implementado utilizando-se os recursos disponíveis no software MATLAB/SIMULINK. As equações dinâmicas são inseridas na forma de diagramas de blocos que, posteriormente, são encapsulados, a fim de viabilizar uma interface mais amigável ao usuário. Tais blocos compõem uma biblioteca denominada *Propulsão* (Figura 1). Em cada bloco existe uma opção que permite ao usuário, em caso de necessidade, inibir as parcelas não lineares destas equações, de tal forma que  $\overline{\Delta x}^2 \approx 0$ ,  $\overline{\Delta x_1 \Delta x_2} \approx 0$  e  $(1 + \Delta x)^2 \approx 1$ .

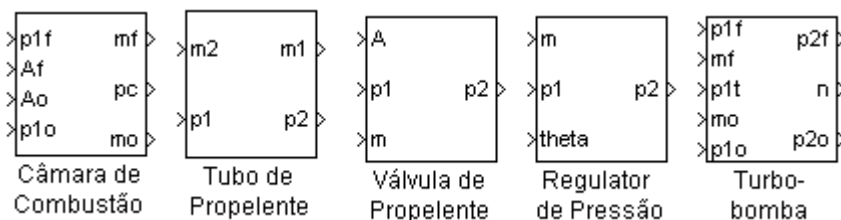


Figura 1 –Blocos da biblioteca *Propulsão*

## 4. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Os parâmetros para o modelo foram obtidos a partir do projeto preliminar de um MFPL pressurizado por turbobomba cujas características são semelhantes às do motor denominado RD-0109 de fabricação russa. Este projeto tem como características principais a utilização de oxigênio líquido e querosene como propelente, 75 kN de empuxo no vácuo e 8 MPa de pressão de câmara. O modelo físico do motor pode ser observado a seguir (Figura 2).



$$\begin{aligned}\overline{\Delta m_f} &= \overline{\Delta A_f} + \frac{1}{2}\overline{\Delta A_f}^2 - \frac{1}{2}\overline{\Delta m_f}^2 + (1 + \overline{\Delta A_f})^2(K_{1f}\overline{\Delta p_{1f}} - K_{2f}\overline{\Delta p_c}) \\ \overline{\Delta m_o} &= \overline{\Delta A_o} + \frac{1}{2}\overline{\Delta A_o}^2 - \frac{1}{2}\overline{\Delta m_o}^2 + (1 + \overline{\Delta A_o})^2(K_{1o}\overline{\Delta p_{1o}} - K_{2o}\overline{\Delta p_c}) \\ T\frac{d\overline{\Delta p_c}}{dt} + \overline{\Delta p_c} &= K_{3f}\overline{\Delta m_f}(t - \tau) + K_{3o}\overline{\Delta m_o}(t - \tau)\end{aligned}$$

## 2.2 Bloco Válvula de Propelente

Este bloco representa tanto uma válvula, que possui área de passagem variável, quanto uma placa de orifício, cuja área de passagem é fixa. Da mesma forma que os injetores, estes dispositivos são modelados como constritores ideais onde ocorre uma queda de pressão do fluido durante a passagem por estes.

$$\overline{\Delta p_2} = K_1\overline{\Delta p_1} + \frac{1}{(1 + \overline{\Delta A})^2}(K_2\overline{\Delta A} + K_3\overline{\Delta A}^2 - K_4\overline{\Delta m} - K_5\overline{\Delta m}^2)$$

## 2.3 Bloco Tubo de Propelente

Este bloco representa tanto um tubo alimentação de propelente quanto o conjunto de dutos de refrigeração da câmara. Neste último caso, deve-se considerar tal conjunto como sendo um tubo de raio equivalente, com a mesma perda de carga e espessura infinita. Incorpora duas equações que modelam, respectivamente, a inércia do fluido juntamente com o atrito viscoso e a compressibilidade do fluido juntamente com a dilatação do tubo. Assume-se que as paredes são adiabáticas e as vazões e pressões alteram-se de forma instantânea nas seções extremas do tubo, sendo uniformes no seu interior.

$$\begin{aligned}T_1\frac{d\overline{\Delta m_1}}{dt} + \overline{\Delta m_1} &= K_1\overline{\Delta p_1} + K_2\overline{\Delta p_2} - \frac{1}{2}\overline{\Delta m_1}^2 \\ T_2\frac{d\overline{\Delta p_2}}{dt} &= \overline{\Delta m_1} - \overline{\Delta m_2}\end{aligned}$$

## 2.4 Bloco Regulador de Pressão

Este bloco representa tanto um regulador automático de pressão, onde a pressão de saída é constante, quanto um regulador de empuxo, onde a pressão regulada pode ser alterada por comando externo. Possui duas molas trabalhando no mesmo sentido, porém em lados opostos de um fole metálico que isola o fluido dos outros dispositivos do regulador. Este fole está acoplado a uma haste que regula a área de passagem do fluido. Incorpora uma equação que relaciona a área de passagem à posição da haste, uma que modela o sistema massa/mola/amortecedor e uma que denota a queda de pressão na região de área variável, tal como numa válvula. Nenhuma troca de calor é considerada neste componente.

$$\begin{aligned}\overline{\Delta A} &= K_1\overline{\Delta z} - K_2\overline{\Delta z}^2 && \left( \text{restrição} : -1 \leq \overline{\Delta z} \leq \frac{z_{\text{máx}}}{z} - 1 \right) \\ T_2^2\frac{d^2\overline{\Delta z}}{dt^2} + T_1\frac{d\overline{\Delta z}}{dt} + \overline{\Delta z} &= -K_3\overline{\Delta p_1} + K_4\overline{\Delta p_1}\overline{\Delta A} + K_5\overline{\Delta A} - K_6\overline{\Delta A}\overline{\Delta p_2} - K_7\overline{\Delta p_2} + K_8\overline{\Delta \theta} \\ \overline{\Delta p_2} &= K_9\overline{\Delta p_1} + \frac{1}{(1 + \overline{\Delta A})^2}(K_{10}\overline{\Delta A} + K_{11}\overline{\Delta A}^2 - K_{12}\overline{\Delta m} - K_{13}\overline{\Delta m}^2)\end{aligned}$$

A cronologia de eventos é de fundamental importância para as fases de partida e de corte do motor, uma vez que vários componentes devem entrar em operação de forma sincronizada, exigindo a determinação criteriosa do instante de início de operação de cada um deles, assim como da duração de cada processo.

O estudo dos transitórios de partida, de corte e de mudança do nível de empuxo assim como os devidos a perturbações no sistema hidropneumático é de fundamental importância do ponto de vista de projeto, uma vez que vários parâmetros podem ser adequadamente ajustados para satisfazer os requisitos operacionais apenas quando se conhece o comportamento dinâmico do sistema.

Neste contexto, este trabalho apresenta um modelo dinâmico para MFPL durante a fase de operação normal, sendo adequado ao estudo de instabilidades de baixa frequência, assim como ao estudo de transitórios devidos a pequenas mudanças no nível de empuxo ou a pequenas perturbações ocorridas no sistema hidropneumático.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático, composto por equações algébricas e diferenciais ordinárias, descreve o comportamento dinâmico de vários elementos que compõem o motor, tais como: câmara de combustão, válvula de propelente, tubo de propelente, regulador de pressão e turbobomba.

Através de substituições convenientes, as expressões do modelo matemático são modificadas para denotarem apenas flutuações das variáveis temporais relativas aos valores nominais de projeto e referidas daqui por diante simplesmente por *flutuações relativas*. De uma maneira geral, sendo  $x(t)$  uma variável temporal com uma flutuação  $\Delta x(t)$  em torno de seu valor nominal de projeto  $x_{nom}$ , então, pode-se definir a flutuação relativa como sendo:

$$\overline{\Delta x} = \frac{x(t)}{x_{nom}} - 1 \quad (2.1)$$

### Lista de símbolos

$A$  – área de passagem de propelente  
 $m$  – vazão mássica de propelente  
 $n$  – rotação da turbobomba  
 $p$  – pressão na linha ou câmara  
 $z$  – posição linear da haste do regulador  
 $\eta$  - eficiência total  
 $\theta$  - posição angular do mecanismo

### Lista de subscritos

$c$  – câmara de combustão  
 $f$  – combustível  
 $o$  – oxidante  
 $t$  – turbina  
 $1$  – entrada  
 $2$  – saída

### 2.1 Bloco Câmara de Combustão

Este bloco representa tanto uma câmara de combustão quanto um gerador de gás, uma vez que a saída é dada em termos de pressão de câmara e não de empuxo. Incorpora duas equações referentes aos injetores de combustível e de oxidante e uma equação para a câmara de combustão. Os injetores são modelados como constritores ideais onde ocorre uma queda de pressão do fluido durante a passagem por estes. A câmara de combustão admite as hipóteses: tempo para preparação da mistura não nulo, combustão instantânea, temperatura constante, produtos da combustão comportam-se como gases ideais, pressão uniforme e instantânea, sem escoamento, processo isentálpico na câmara de combustão e processo isentrópico na tubeira.

# MODELAGEM DINÂMICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE MOTORES-FOGUETE A PROPELENTE LÍQUIDO UTILIZANDO MATLAB/SIMULINK

**Fausto Ivan Barbosa**

**Luiz Carlos Sandoval Góes**

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, Pç. Marechal-do-Ar Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [barbosafi@iae.cta.br](mailto:barbosafi@iae.cta.br), [goes@ita.cta.br](mailto:goes@ita.cta.br)

## Resumo

O projeto preliminar de um Motor-Foguete a Propelente Líquido (MFPL) pode ser fortemente auxiliado pela simulação dinâmica, possibilitando a correção de problemas importantes ainda no início da fase de desenvolvimento. Neste trabalho são apresentadas equações que modelam a dinâmica dos seguintes elementos básicos de um MFPL típico: câmara de combustão; válvula de propelente; tubo de propelente; regulador de pressão e turbobomba. A abordagem usada neste modelo matemático é feita em termos de flutuações das variáveis temporais relativas aos valores nominais de projeto, sendo adequada ao estudo de perturbações no sistema hidro-pneumático do motor durante a fase de operação em regime normal. Para fins de simulação numérica das equações, foi implementada uma biblioteca de blocos de usuário para aplicações específicas em sistemas MFPL usando-se o software MATLAB/SIMULINK. A influência do tempo para injeção, pulverização e mistura do propelente, aqui chamado de *tempo de preparo da mistura*, na estabilidade do sistema é feita através da análise de respostas a degrau e de respostas em frequência para a pressão na câmara de combustão.

**Palavras-chave:** Propulsão líquida, Motor-foguete, Foguete.

## 1. INTRODUÇÃO

Durante a fase de projeto preliminar de um MFPL, toda a atenção está voltada para a determinação dos parâmetros térmicos, hidráulicos, pneumáticos, mecânicos, estruturais e geométricos de seus subsistemas. Entretanto, os cálculos envolvidos levam em consideração apenas as características estáticas de cada componente do motor. Torna-se importante, então, a criação de modelos dinâmicos para se estudar o comportamento do motor quando todos seus componentes forem integrados.

Os modelos dinâmicos servem para se fazer prognósticos a respeito de instabilidades, para se estabelecer uma cronologia de eventos e para se estudar o desempenho do motor durante os transitórios.

As instabilidades podem levar o motor a uma perda de eficiência propulsiva ou a uma falha catastrófica devida a oscilações de pressão na câmara de combustão, podendo ser classificadas como de baixa e de alta frequência. As instabilidades de baixa frequência se devem à interação entre o sistema de alimentação, que possui características de inércia e de compliância, e a câmara de combustão, que está sujeita a retardo devido ao tempo de preparo de mistura. As instabilidades de alta frequência estão ligadas à interação entre as ondas de pressão geradas pelo processo de combustão e às propriedades acústicas da câmara de combustão.

# MODELO DE SUSPENSÃO MacPHERSON UTILIZANDO TRANSFORMADORES CINEMÁTICOS

**Jorge A. M. Góis**

e-mail: jamg@epq.ime.eb.br

**Clódio A. P. Sarzeto**

e-mail: de4sarzeto@epq.ime.eb.br

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica

Pça Gal Tibúrcio, 80, Praia Vermelha, Rio de Janeiro –RJ, CEP: 22290-270

## Resumo

Este trabalho objetiva modelar uma suspensão automotiva do tipo MacPherson utilizando Transformadores Cinemáticos (T.C.), que permite a obtenção do modelo em um número mínimo de coordenadas correspondentes aos graus de liberdade (G.L.) do sistema, bem como possibilita a obtenção de modelos de solução fechada para a cinemática, ocasionando uma redução, em geral drástica, no número de equações de movimento, obtidas explicitamente. Há então necessidade de uso de métodos numéricos apenas para a integração do sistema de equações da dinâmica, que se torna rígido necessitando o uso de métodos especiais.

**Palavras chave:** Cinemática, Dinâmica, Transformadores, suspensão MacPerson

## 1. INTRODUÇÃO

A análise da cinemática e dinâmica da suspensão MacPherson utilizando Transformadores Cinemáticos torna possível obter um modelo retendo todas as características não lineares da geometria da suspensão, modelo este gerado em  $n^o$  mínimo de coordenadas.

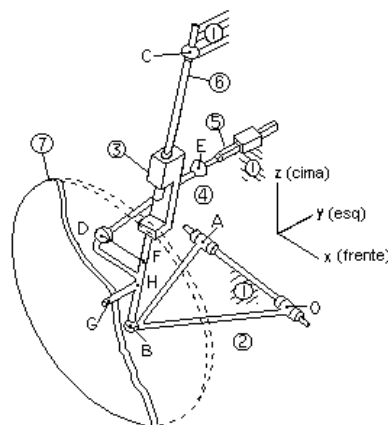


Figura 1 – Modelo multi-corpos (suspensão diant. dir.)

## 2. REPRESENTAÇÃO MULTI-CORPOS

Seguindo a numeração da Figura 1, o sistema é modelado tomando como referencial o corpo 1, podendo assim depois incorporar-se a suspensão a um modelo do veículo. Examinando o modo de interconexão dos corpos, modela-se estas ligações através de juntas cinemáticas, mostradas na Tabela 1, bem como seus graus de liberdade e parâmetros.

TABELA 1 – Juntas Cinemáticas do modelo

<i>Tipo</i>	<i>Parâmetros</i>	<i>G.L.</i>
Revolução	Eixo $\overrightarrow{OA}$	1
Esférica	Centro $\vec{B}$	3
Cilíndrica	Eixo $\overrightarrow{BC}$	2
Universal	Centro $\vec{C}$	2
Esférica	Centro $\vec{D}$	3
Universal	Centro $\vec{E}$	2
Translação	Eixo $\mathbf{y}$	1
Revolução	Eixo $\overrightarrow{HG}$	1

Da Tabela 1, pela aplicação do Critério de Grübler, vê-se que o sistema de suspensão isolado possui um total de três graus de liberdade, como mostra a Equação 1:

$$f = 6 \cdot n_B - \sum_{i=1}^{n_B} (6 - f_{G_i}) = 6 \cdot 6 - (5 + 3 + 4 + 4 + 3 + 4 + 5 + 5) = 3 \quad (1)$$

onde  $n_B$  é o número de corpos do mecanismo e  $f_{G_i}$  o número de G.L. restringidos pela junta  $i$ , sendo tomadas como variáveis de entrada o ângulo da bandeja em relação à vertical, a rotação da roda em torno da manga de eixo e o deslocamento da cremalheira da direção.

### 3. TRANSFORMADORES CINEMÁTICOS

As equações da dinâmica para sistemas multi-corpos são obtidas a partir das equações de Newton-Euler para cada corpo rígido, utilizando os princípios de D'Alembert e dos Trabalhos Virtuais, chegando à forma abaixo

$$\sum_{i=1}^{n_B} [(\Xi_i \cdot \ddot{s}_i + b_i) - w_i^e]^T \cdot \delta s_i = 0 \quad (2)$$

onde  $s_i$  é o vetor de posição e orientação de um referencial fixo no centro de massa do corpo  $i$  em relação ao referencial inercial,  $\Xi_i$  é o tensor de inércia do corpo  $b_i$  representa o efeito das forças giroscópicas,  $w_i^e$  as forças externas aplicadas e  $\delta s_i$  os deslocamentos virtuais.

Os deslocamentos virtuais devem ser admissíveis (compatíveis com as restrições cinemáticas do problema), podendo-se (na maioria das vezes), escrever uma relação de dependência entre eles (Hiller & Kecskeméthy, 1986) do tipo  $\delta s = J \cdot \delta q$ , onde  $q$  é um conjunto de variáveis independentes e  $J$  é a matriz jacobiana da cinemática. Estendendo esta relação a velocidades e acelerações, substituindo na Eq. (2), chega-se às eqs. de movimento reduzidas

$$M(q) \cdot \ddot{q} + B(q, \dot{q}) = Q(q, \dot{q}) \quad \therefore \quad \begin{aligned} M(q) &= \sum_{i=1}^{N_B} J_i^T \cdot \Xi_i \cdot J_i \\ B(q, \dot{q}) &= \sum_{i=1}^{N_B} J_i^T \cdot (\Xi_i \cdot \dot{J}_i \cdot \dot{q} + b_i) \\ Q(q, \dot{q}) &= \sum_{i=1}^{N_B} J_i^T \cdot w_i^e \end{aligned} \quad (3)$$

A matriz jacobiana é obtida a partir das equações de fechamento de cadeias cinemáticas previamente selecionadas como Transformadores Cinemáticos. Tais cadeias formam uma base capaz de descrever a topologia do sistema.

#### 4. MODELAGEM DA SUSPENSÃO

Na Figura 2 é visto o grafo equivalente (Kecskeméthy, Hiller & Krupp, 1997) ao sistema, montado por meio de juntas elementares (círculos brancos), corpos fictícios (elipses brancas) entre as juntas elementares que fazem parte de uma mesma junta física e corpos reais (elipses cinzas).

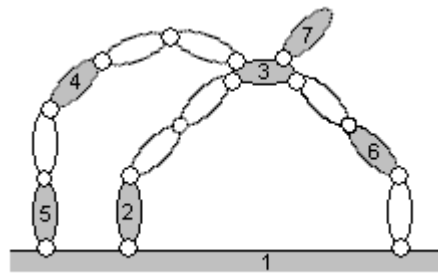


Figura 2 – Grafo da suspensão

Sendo  $n_G$  o número de juntas elementares do mecanismo são selecionadas  $n_L = n_G - n_B = 8 - (7-1) = 2$  transformadores cinemáticos. A partir do grafo equivalente mostrado na Figura 2, onde os corpos reais são vértices, e as juntas, arestas (de comprimento igual ao n° de graus de liberdade da junta física correspondente), seleciona-se os caminhos mínimos entre vértices:

TABELA 2 – Caminhos mínimos

$K$	1	2	3	4	5	6	7
1	--	12	12,23	15,54	15	16	16,63,37
2	21	--	23	21,15,54	21,15	21,16	23,37
3	32,21	32	--	34	34,45	36	37
4	45,51	45,51,12	43	--	45	43,36	43,37
5	51	51,12	54,43	54	--	51,16	54,43,37
6	61	61,12	63	63,34	61,15	--	63,37
7	73,36,61	73,32	73	73,34	73,34,45	73,36	--

Tomando cada par de vértice e aresta são montadas os ciclos mínimos conectando-se este par por meio dos caminhos mínimos, surgindo assim 40 ciclos, dos quais são desconsiderando ciclos repetidos (pois não são independentes) e degenerados, obtendo-se:  $C_{163} \rightarrow$  corpos 1632 e comprimento 8;  $C_{153} \rightarrow$  corpos 1, 5, 4, 3, 6 e comprimento 10;  $C_{164} \rightarrow$  corpos 1, 6, 3, 4, 5 e comprimento 10. Desses deve-se retirar os independentes, sendo então selecionada a base de ciclos mínimos, composta pelas cadeias  $C_{163}$  e  $C_{164}$  e para os quais são estabelecidas coordenadas relativas  $\beta_i$  (Gois, 2000) conforme a Figura 3.

O primeiro transformador  $C_{163}$  é pertinente ao movimento vertical da suspensão, o qual possui 3 G.L., um dos quais corresponde à rotação relativa entre os corpos 3 e 6, que é calculada no 2º transformador  $C_{164}$ , o qual refere-se basicamente ao sistema de esterçamento. No 1º há 2 G.L., tomando-se  $\beta_1$  e  $\beta_5$  como coordenadas independentes deste ciclo. A coordenada  $\beta_1$  rege o movimento vertical da suspensão, enquanto  $\beta_5$ , a rotação da roda. No 2º há um total de 10 coordenadas relativas nesta cadeia, onde 4 são independentes.

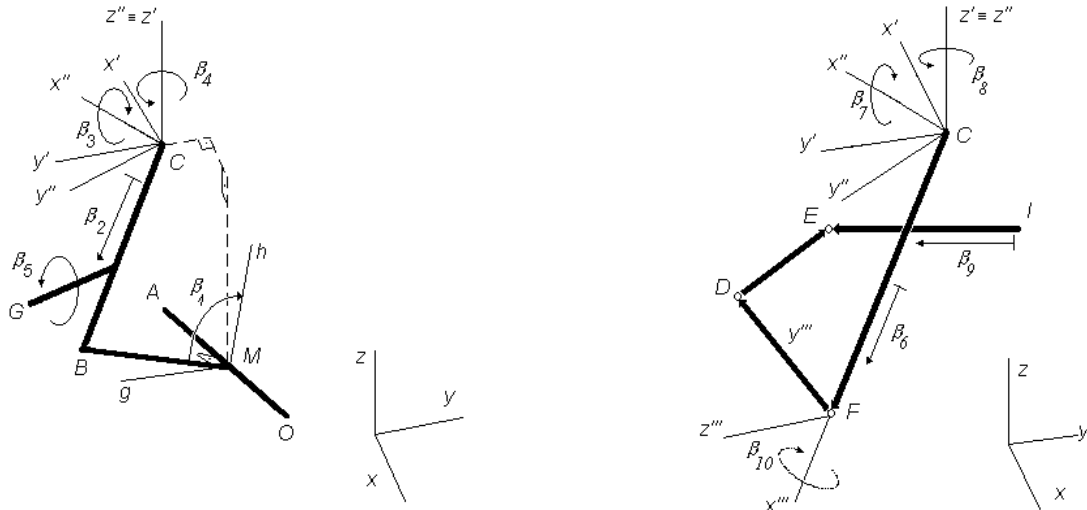


Figura 3 - Coordenadas relativas do 1º (esq.) e de 2º (dir) transformadores

#### 4.1 Primeiro Transformador

Com auxílio da Tabela 2, Escolhe-se um par característico de juntas, onde a cadeia é aberta para formular equações de fechamento (Hiller & Woernle, 1988). O par que proporciona maior eliminação de coordenadas é formado pela junta universal em  $\vec{C}$  e a esférica em  $\vec{B}$ , fornecendo apenas 1 equação característica. Considerando as coordenadas independentes e o elemento de isotropia de distância entre pontos, tem-se:

$$g_1 = \beta_1 - q_1 = 0 \quad (4)$$

$$g_5 = \beta_5 - q_2 = 0 \quad (5)$$

$$g_2 = |\overline{BC}| - (p - \beta_2) = 0 \quad \therefore \quad \overline{BC} = \overline{MC} - R_0 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ |\overline{MB}| \cdot \text{sen}(\beta_1) \\ |\overline{MB}| \cdot \text{cos}(\beta_1) \end{bmatrix} \quad (6)$$

sendo  $q_1$  e  $q_2$  diretamente as entradas do sistema,  $p$  é o comprimento máximo que o telescópio pode assumir,  $\overline{MC}$  e  $|\overline{MB}|$  constantes, e  $R_i$  são matrizes de rotação dos sistemas locais.. Esta equação provem do fato da distância entre os centros das juntas do par característico ser a mesma medida por qualquer dos ramos em que foi aberta a cadeia. A equação característica dada pela eq. 6 pode ser resolvida analiticamente como um função de  $\beta_1$  e portanto, para esta cadeia, não há necessidade do uso de métodos iterativos de solução. O restante das coordenadas são obtidas por equações de formuladas recursivamente utilizando ângulos de Euler para a orientação dos corpos. Sendo  $\vec{n}$  o unitário na direção  $\overline{BC}$ :

$$g_3 = \text{sen}(\beta_3) - n_z = 0 \quad (7)$$

$$g_4 = \frac{n_x}{\sqrt{1 - \beta_3^2}} - \text{sen}(\beta_4) = 0 \quad (8)$$

#### 4.2. Segundo Transformador

Coordenadas do 1º transformador passam a ser entradas para o 2º. A quarta coordenada independente é  $\beta_9$ , o deslocamento da cremalheira. Assim:

$$g_6 = \beta_6 - \beta_2 = 0 \quad (9)$$

$$g_7 = \beta_7 - \beta_3 = 0 \quad (10)$$

$$g_8 = \beta_8 - \beta_4 = 0 \quad (11)$$

$$g_9 = \beta_9 - q_3 = 0 \quad (12)$$

Das 6 coordenadas dependentes, apenas uma é de interesse para a definição da cinemática do ciclo: a rotação relativa no eixo na junta cilíndrica, dada por  $\beta_{10}$ . Escolhe-se como par característico as juntas universal em  $\vec{E}$  e esférica em  $\vec{D}$ , eliminando do equacionamento as cinco coordenadas relativas a estas juntas. Com  $|\overrightarrow{DE}|$ ,  $|\overrightarrow{CI}|$ ,  $|\overrightarrow{FD}|$  e  $|\overrightarrow{FB}|$  tirados diretamente da geometria da suspensão, utiliza-se o elemento de isotropia de distância entre os pontos  $\vec{D}$  e  $\vec{E}$ , levando à seguinte equação característica:

$$g_{10} = |\overrightarrow{CF} + \overrightarrow{FD} - \overrightarrow{CI} - \overrightarrow{IE}| - |\overrightarrow{DE}| = 0 \quad (13)$$

que toma forma mostrada em eq. 14 com solução na dada por eq. 15, permitindo extrair a expressão de  $\beta_{10}$  no intervalo  $(-\pi, \pi)$  como mostrado em eq. 16.

$$a_1(\beta_6, \beta_7, \beta_8, \beta_9) \cdot \cos(\beta_{10}) + a_2(\beta_6, \beta_7, \beta_8, \beta_9) \cdot \sin(\beta_{10}) = a_3(\beta_6, \beta_7, \beta_8, \beta_9) \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} x_i = [\cos(\beta_{10})]_i &= \frac{a_1 \cdot a_3 - (-1)^i \cdot a_2 \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2 - a_3^2}}{a_1^2 + a_2^2} \\ y_i = [\sin(\beta_{10})]_i &= \frac{a_2 \cdot a_3 + (-1)^i \cdot a_1 \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2 - a_3^2}}{a_1^2 + a_2^2} \end{aligned} \right\} i = 1, 2 \quad (15)$$

$$\beta_{10}^{(i)}(\beta_6, \beta_7, \beta_8, \beta_9) = \frac{1}{2\pi} [\text{sgn}\{y_i\} - 1] + a \cos[\text{sgn}\{y_i\} \cdot x_i] \quad (16)$$

Tomando todas as restrições apresentadas forma-se o vetor de restrições deste transformador de todo o sistema que derivado parcialmente em relação às coordenadas relativas fornece a jacobiana da cinemática relativa.

### 4.3. Cinemática Absoluta

Devem agora ser estabelecidas as equações da cinemática absoluta, definindo-se os corpos relevantes para a dinâmica do sistema (Silva, 1985), de modo que a jacobiana global relacione as coordenadas destes corpos às entradas do sistema, sendo selecionados 2, 3 e 7. Sendo  $\vec{H}$  o centro de massa da roda,  $\vec{G}$  o do corpo 3, e  $\vec{Q}$  o da bandeja, obtendo-se os comprimentos de  $\overrightarrow{HG}$  e de  $\overrightarrow{HB}$  diretamente da geometria da suspensão, bem como o ângulo  $\chi$  entre eles:

$$\vec{H} = \vec{C} + R_l \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ p - \beta_2 - |\overrightarrow{HB}| \\ 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$



$$\vec{G} = \vec{H} + R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ |\overline{HG}| \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\vec{Q} = \frac{\vec{A} + \vec{O} + \vec{B}}{3} = \frac{\vec{A} + \vec{O} + \vec{M} + \vec{MB}}{3} \quad (19)$$

que, derivando em relação ao tempo, fornece as velocidades lineares absolutas. No entanto, a obtenção direta das velocidades angulares é, neste caso, mais simples, sendo:

$$\omega_H = \begin{bmatrix} \cos \beta_8 \\ \text{sen} \beta_8 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \dot{\beta}_7 + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \dot{\beta}_8 \quad (20)$$

$$\omega_G = \omega_H + R_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \dot{\beta}_{10} + R_2 \cdot R_3 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \cdot \dot{\beta}_5 \quad (21)$$

$$\omega_Q = R_0 \cdot \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \dot{\beta}_1 \quad (22)$$

de modo que a matriz jacobiana absoluta é montada a partir das velocidades absolutas, tomando-se os coeficientes das velocidades relativas. O produto desta pela matriz jacobiana da cinemática relativa fornece a matriz jacobiana global.

#### 4.4. DINÂMICA

Tomando como base as Eqs. 4 e 5 para montar as equações de movimento, resta definir as forças e torques externos aplicados  $w^e$ . São considerados os pesos de cada corpo, a força de contato do pneu e a força devido ao conjunto mola / amortecedor, dada por:

$$w_s'' = R_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ (\beta_2 - l_{10}) \cdot k_1 + \dot{\beta}_2 \cdot c \\ 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

onde  $k_1$  é o módulo de elasticidade da mola da suspensão,  $l_{10}$  é o comprimento livre da mola e  $c$ , a constante de amortecimento do amortecedor da suspensão; sendo todos os elementos de força da suspensão considerados lineares. O pneu é modelado como uma mola elástica linear, levando em conta o efeito dos ângulos de camber  $\delta$ , e de esterçamento  $\gamma$ , obtidos a partir da cinemática, sendo a força no referencial global dada por:

$$w_p'' = \begin{bmatrix} -w_p' \cdot \text{sen} \delta \cdot \text{sen} \gamma \\ -w_p' \cdot \text{sen} \delta \cdot \cos \gamma \\ w_p' \cdot \cos \delta \end{bmatrix} \quad \therefore \quad w_p' = -k_2 \cdot \frac{G_z - l_{20}}{\cos \delta} \quad (24)$$

sendo que a força do conjunto mola / amortecedor é considerada atuando entre os corpos 3 e 6, e força de contato do pneu sobre o corpo 7.

## 5. RESULTADOS

Utilizando processadores simbólicos foram montadas as equações de movimento do sistema, posteriormente traduzidas para FORTRAN. Para estudar a cinemática variou-se a posição vertical do centro da roda de  $\pm 0,15\text{m}$  em torno da sua posição de equilíbrio ( $0,3\text{m}$ ), mantendo-se a entrada da cremalheira nula. Nas Figura 4 se mostra o comportamento não linear da suspensão devido à sua geometria.

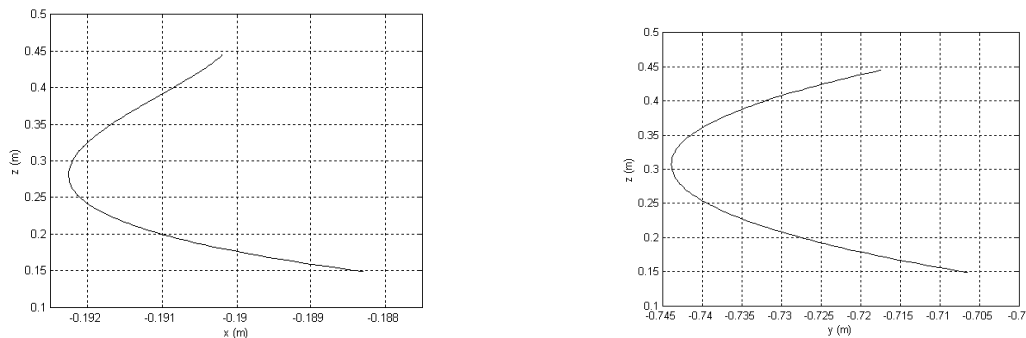


Figura 4 – Projeção **x-z** da posição da roda (esq.), projeção **y-z** da posição da roda (dir.)

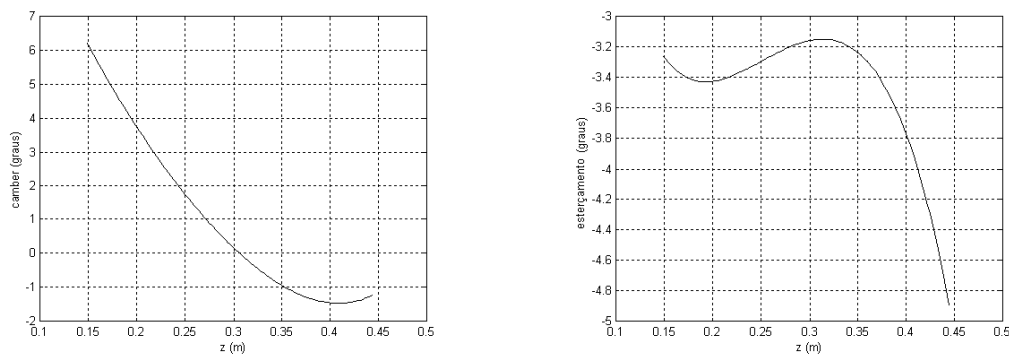


Figura 5 – Ângulo de camber (esq.), ângulo de esterçamento (dir.)

Na Figura 5 pode-se ver as variações dos ângulos de camber e esterçamento em função da posição vertical, sendo notórios a inversão no sinal do camber e o comportamento sobre esterçante da suspensão.

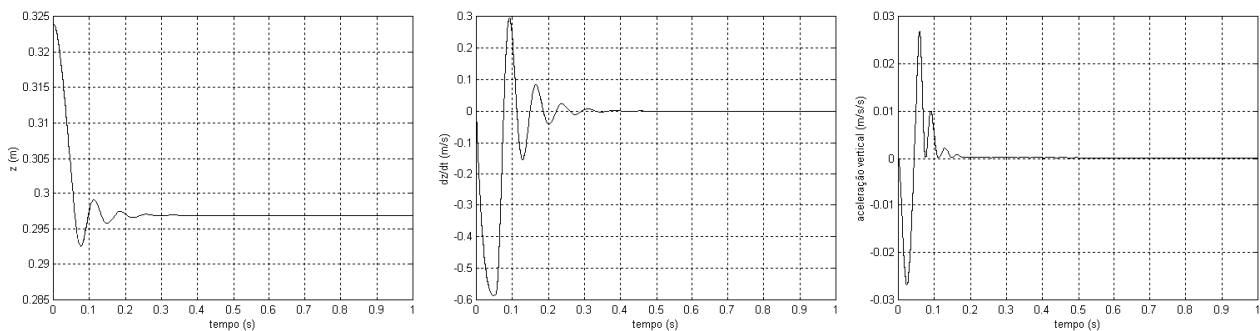


Figura 6 – Posição (esq.), velocidade (meio), aceleração (dir.) verticais da roda

Na Figura 6 são vistos os resultados de posição, velocidade e aceleração obtidos a partir da simulação da dinâmica do sistema. Parte-se de velocidades e acelerações iniciais nulas, exceto pela rotação da roda que é de 14,8 r.p.s., sendo a posição inicial do centro da roda de 0,325m e as forças aplicadas aquelas mencionadas no item 4.

Utilizando o método de *Runge-Kutta* de 5ª ordem para integração, obteve convergência com passo de integração de pelo menos  $10^{-4}$ s, utilizando um passo interno variável. Ele levou mais de 6min em um computador *Pentium®* de 233MHz e 128Mb de memória *RAM* para simular o comportamento do sistema durante 1s, utilizando a rotina *DIVPRK* em *FORTRAN*, da biblioteca de rotinas numéricas *IMSL* (*IMSL Math / Library User's Manual*). Isto deve-se ao fato de que a representação do sistema em um número mínimo de coordenadas torna o modelo bastante rígido, sendo necessário então o uso de métodos especiais de integração, sendo utilizado então o método de *Gear*, a partir da rotina *DIVPAG* também do pacote *IMSL*, ocorrendo convergência também para passo igual a  $10^{-4}$ s, com passo interno variável e controle de erro relativo. Com isso, para a simular 1s do sistema precisa-se de um tempo de máquina de 13s.

O emprego dos Transformadores Cinemáticos mostra-se eficaz para obtenção de um modelo não linear que descreva completamente a geometria do sistema (Sarzeto, 1995), permitindo ainda a inclusão de restrições não holonômicas, além de ser baseado nos graus de liberdade do sistema; o que muitas vezes facilita o projeto do sistema de controle, dependendo das variáveis visadas. Os resultados obtidos são compatíveis com outros trabalhos (Silva, 1985), mostrando a validade do modelo.

## 6. REFERÊNCIAS

1. GOIS, Jorge A. M. **Modelagem de Suspensão ativa utilizando Transformadores Cinemáticos**. Tese de Mestrado, Dep. de Eng. Mecânica e de Materiais / IME, Rio de Janeiro – RJ/BR, 2000.
2. HILLER, M. & WOERNLE, C. **The Characteristic Pair of Joints - An Effective for Inverse Kinematic Problem of Robots**. IEEE, 1988, CH2555-1.
3. **IMSL Math / Library User's Manual**. Microsoft Corporation, 1995.
4. KECSKEMÉTHY, A., HILLER, M., KRUPP, T. **Symbolic Processing of Multiloop Mechanism Dynamics Using Closed-Form Kinematics Solutions**. *Multibody Systems Dynamics*, 1997, 1, p. 23-45.
5. SARZETO, C. A. P., **Transformadores Cinemáticos para Mecanismos Básicos**. Anais COBEM/CIDIM, BR, 1995.
6. SILVA, M. S. **Aplicação de parâmetros de Euler em modelagem de suspensão do tipo MacPeherson**. Tese de Mestrado, Dep. de Eng. Mecânica e de Materiais / IME, Rio de Janeiro - RJ/BR, 1995.

# Influência de Particularidades da Cinemática dos Membros Superiores Antropomórficos na Comunicação Cotidiana por Gestos.

Silva; Nilton C. / Rosário; João M.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO  
CP 6051 CEP 13083-970, Cidade universitária “ Zeferino Vaz” – Campinas SP  
e-mail: nilton@fem.unicamp.br.

**RESUMO:** O assunto abordado neste artigo é o modelo cinemático analítico dos membros superiores antropomórficos utilizando transformações homogêneas e a convenção de Denavit Hartenberg, que são definidos para a robótica, mas direcionado aqui para a análise do corpo humano visando a produção de próteses ativas. Neste estudo destaca-se as ações do braço que tem um comportamento mecânico mais complexo do que aquele que observamos ao fazer uma análise preliminar e superficial da resposta externa nos movimentos de pronação e supinação encontrados no braço natural. Em seguida, é feita uma análise das articulações dos dedos da mão, onde destaca-se que o polegar, muito embora tenha uma estrutura semelhante às dos outros dedos quando observado externamente, possui um ângulo de inserção na mão diferenciado dos demais, o que o torna a ferramenta mais ativa e especial e um símbolo da inteligência, força.

**Palavras Chave:** Biomecânica, Cinemática, Polegar, Prótese, Protótipo, Membro superior, Gesto, Pronação, Supinação, Comunicação

## 1 – Introdução

Estima-se que mais de 12% das pessoas são portadoras de deficiências físicas no Brasil. Muitos destes em função de acidentes de trânsito, trabalho, esportes radicais, conflitos pessoais, delinquência, má formação de origem genética, de causas naturais e devido às doenças degenerativas e patogênicas, como exposto em (PELTIER, 1999) e (Andrade, 1999).

Um portador de deficiência, pode ser inativo, mas as vezes, além disto, pode ocupar uma ou mais pessoas que deixam de estar ativas para o crescimento social e também econômico para dedicar-se ao deficiente. É para reduzir estes impactos, que o desenvolvimento de metodologias para modelagem, implementação e controle de sistemas biomecânicos antropomórficos com a fabricação de prótese antropomórficas foi proposto

Analisando-se com atenção, percebe-se que os movimentos das articulações são mais complicados e linearmente dependentes uns dos outros num braço do que num robô. Além de força, o braço desempenha papel também na comunicação e expressão. Os complexos movimentos de supinação e pronação do braço e as articulações dos dedos, especialmente do polegar que é forte e foge do padrão dos demais dedos, são importantes na comunicação, destacando-se nos gestos que complementam a comunicação cotidiana das pessoas comuns, e sendo essencial no código de **surdo mudos**.

Visando-se a construção de uma prótese baseada na observação dos membros naturais, e a fim de evitar a rejeição pelo paciente, é proposto aqui um estudo com modelagem e simulação da cinemática do braço utilizando-se as transformações homogêneas e a convenção de Denavit Hartenberg, e da dinâmica de um braço planar usando Euler-Lagrange.

Nas demais seções deste artigo, uma técnica gráfica para visualizar e determinar os parâmetros angulares das transformações homogêneas entre dois elos vizinhos a uma junta

estudada, é destacada. Um modelo do polegar com apenas quatro graus de liberdade com um protótipo da cadeia cinemática do braço é apresentado, de tal forma que sejam capazes de realizar as mais complexas configurações cinemáticas pertinentes a eles no processo de comunicação de surdo mudos O estudo do polegar é realizado comparando-se a sua postura com aquela apresentada pelos demais dedos.

## 2 – Transformações Homogêneas

A cinemática é o estudo da descrição dos movimentos incluindo considerações de espaço e de tempo, (Hall, 1991). Na robótica, o modelo cinemático é determinado com o auxílio de THs - Transformações Homogêneas, veja (SPONG, 1989), onde cada elo rígido é solidário a um sistema de coordenadas que se move com ele, em torno e ao longo dos eixos das juntas, conforme sejam respectivamente rotacionais e prismáticas.

Uma TH, é a função de transferência matricial de ordem 4x4 que permite relacionar estes dois sistemas de coordenadas e referir elementos de um sistema de coordenadas para o outro. Considerando que o sistema de coordenadas é composto de três eixos de coordenadas x, y e z, dispostos 90° um do outro seguindo a regra da mão direita, as TH mais elementares são rotações e translações puras em torno ou ao longo destes três eixos.

### 2.1 – Recordando a Convenção de Denavit Hartenberg

Com a finalidade de simplificar e padronizar estas operações através da cadeia cinemática de um manipulador de muitos graus de liberdades, criou-se a convenção de Denavit Hartenberg, veja (SPONG, 1989), na qual uma matriz DH que é composta pelo produto de até quatro THs elementares cada uma representando em seqüência, uma rotação  $\theta_i$  seguida de uma translação  $d_i$  no eixo  $z_{(i-1)}$  e uma translação  $a_i$  seguida de uma rotação  $\alpha_i$  ao longo do eixo  $x_i$ . A definição do diagrama simbólico das articulações se dá por uma seqüência de nove passos, veja (SPONG 1989), que definem os quatro parâmetros para cada articulação básica do tipo rotacional ou prismática. Articulações complexas do tipo esféricas são decompostas em articulações simples, cada uma representa um grau de liberdade. Conforme, a DH mais genérica que é definida na equação 1, onde  $s = \text{seno}$  e  $c = \text{cosseno}$ .

$$DH = A_i = Rot_{z,\theta} Trans_{z,d} Trans_{x,a} Rot_{x,\alpha} \quad \text{ou} \quad A_i \triangleq \begin{vmatrix} c\theta_i & -s\theta_i c\alpha_i & s\theta_i s\alpha_i & a_i c\theta_i \\ s\theta_i & c\theta_i c\alpha_i & -c\theta_i s\alpha_i & a_i s\theta_i \\ 0 & s\alpha_i & c\alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (1)$$

### 2.2 – Definindo a Técnica do SCI - Sistema de Coordenadas Intermediário

O principal problema que encontra-se na determinação das THs e DHs para modelagem cinemática antropomórfica completa, é a definição e visualização dos parâmetros de forma coerente, tanto para uso simples das THs como das DHs. Depois de múltiplas tentativas com os diagramas simbólicos das articulações dos membros e da coluna vertebral, e diversas repetições e estudo foi encontrada uma solução padrão e estável para definir todos os parâmetros. Verificou-se que a divisão das DHs em duas, separando as transformadas em z e em x, permite o estabelecendo de um sistema de coordenadas entre aqueles dois elos de cada articulação. Assim as translações elementares  $a$  e  $d$  podem ser identificadas através da análise do diagrama simbólico de articulações, já as rotações  $\alpha$  e  $\theta$ , podem ser mais convenientemente verificados conforme os cinco pontos abaixo:

- Se dois eixos dos Sistema de Coordenada (SC) dos elos vizinhos da articulação estiverem alinhados, então  $\alpha$  e  $\theta$  são ambos nulos.
- Se uma rotação, somente em  $z_{(i-1)}$ , pode alinhar todos os eixos do  $SC_{(i-1)}$  com os eixos correspondentes do  $SC_{(i)}$ , esta rotação determina o ângulo  $\theta_i$ , e  $\alpha$  é nulo.
- Se uma rotação, somente em  $x_{(i-1)}$ , pode alinhar todos os eixos do  $SC_{(i-1)}$  com os eixos correspondentes do  $SC_{(i)}$ , esta rotação determina o ângulo  $\alpha_i$ , e  $\theta$  é nulo, veja a esquerda na figura 1.
- Se porém, nenhuma destas condições anteriores forem atendidas, então traça-se um SCI - Sistema de Coordenadas Intermediário entre o  $SC_{(i-1)}$  anterior e o  $SC_i$  posterior a articulação analisada, veja a direita da figura 1. O SCI é um sistema de coordenadas, inicialmente paralelo ao  $SC_{(i-1)}$  girado em torno do eixo  $z_{(i-1)}$  até alinhar seu eixo  $x$  ao eixo  $x_i$  do  $SC_{(i)}$ , este giro determina o ângulo  $\theta_i$ . Já o ângulo  $\alpha_i$ , consiste no ângulo que o eixo  $z$  deve girar em torno do eixo  $x$  do SCI, até o eixo  $z$  alinhar-se ao eixo  $z_i$  do  $SC_i$ . veja exemplo ilustrado na figura 1.
- Se esta última condição não for possível é porque o diagrama da cadeia cinemática para a convenção de Denavit-Hartenberg não é apropriado, logo deve ser corrigido.

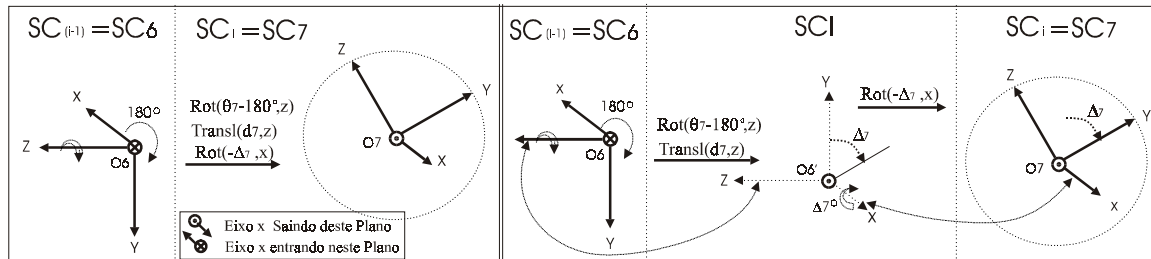


Figura 1:  $SC_6$  e  $SC_7$  da articulação do cotovelo, isolados a esquerda e com um SCI a direita

Para uma estrutura com uma cadeia de  $n$  GL, encontra-se  $n$  DHs,  $(A_1, \dots, A_i, \dots, A_n)$ , da base para a ponta da cadeia, cada uma, definida por quatro parâmetros,  $a$ ,  $d$ ,  $\alpha_i$  e  $\theta_i$ , que representam quatro TH elementares para cada GL. Ficam definidas também um conjunto de produtos de matrizes  $(T_0, \dots, T_i, \dots, T_n)$ , tal que  $(T_i = T_0^i)$ , onde  $(T_j^i = A_j \cdot A_{(j+1)} \dots A_i \cdot A_{(i-1)} \dots A_1)$ , relaciona as coordenadas de dois elos genéricos  $i$  e  $j$  dentro da cadeia, assim  $T_0^i$  relaciona o SC do elo  $i$  com o sistema de coordenadas referencial ou da base.

Em (SPONG, 1989) é verificado que qualquer matriz de TH, pode ser invertida, transpondo-se a parte rotacional e invertendo-se o sinal da parte translacional, fornecendo-se a transformada inversa entre qualquer sistemas de coordenadas. Requerendo no entanto uma análise especial para verificar problemas de singularidades, veja detalhes (SPONG 1989).

### 3 – Análise Mecânica da Supinação e Pronação do Braço

Visando uma ilustração prática, foi montada a figura 2, onde tem-se em as fotos: 1 do braço natural, 2 de seu protótipo com todas as juntas decompostas em articulações cilíndricas, e do seu RX, onde os movimentos de pronação e supinação do braço se dão em três passos.

Analisando-se os Raios X indicados com 3 na figura 2, verifica-se que é difícil reproduzir e acionar um protótipo, a partir dos meios tecnológicos atuais e de tal forma que realize os movimentos de pronação seqüência C, B e A e supinação seqüência A, B e C, mantendo-se as mesmas estruturas das articulações radioulnar proximal e distal do braço natural indicado com

1. Por esta razão, foi analisada e definida uma outra estrutura indicada com 2 na figura 2, que pode produzir o mesmo efeito e que manter a aparência externa do braço natural.

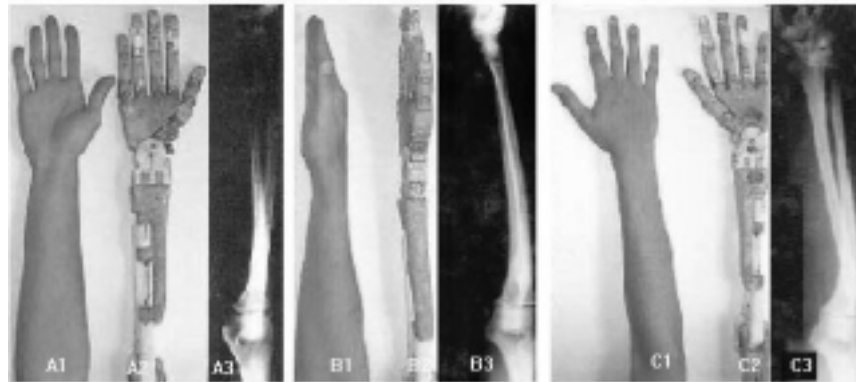


Figura 2: Passos ABC da pronação e CBA supinação do braço, 1 natural, 2 de um protótipo e 3 em RX.

Veja estas características também no diagrama da figura 3, onde distingui-se três eixos, o eixo das articulações radiolunares PS, o eixo longitudinal médio do braço L, e o eixo vertical V em torno do qual se espera que aconteça a pronação e a supinação. Como a articulação pura das junções radiolunares não produz a supinação e pronação vertical esperada, só resta concluir que para que isto ocorra, se houver movimentos associados destas articulações em conjunto com as articulações humerorradial e do ombro, escápula e clavícula.

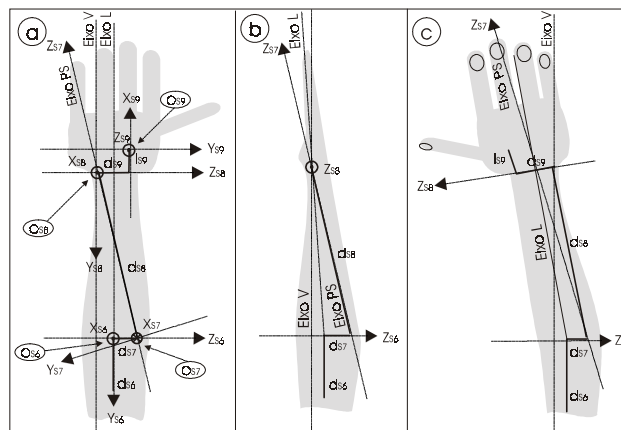


Figura 4: Articulações radiolunares Eixos Z7, e eixo vertical de pronação e supinação esperado

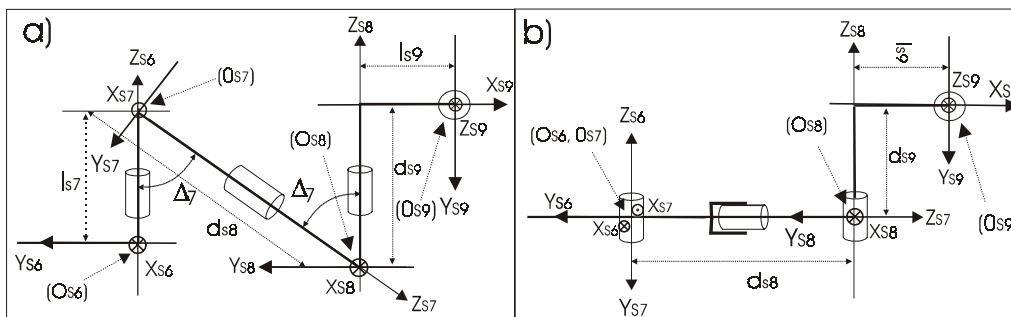


Figura 4: Comparação dos diagramas de articulações a) do braço direito e b) do seu protótipo

Na figura 4, os diagramas simbólicos do modelo cinemático do braço e seu protótipo permite comparar entre ambos, a questão da pronação e supinação, pois a inclinação  $\Delta 7$  do eixo  $z_7$ , das junções radiolunares proximal e distal é destacada na figura 4a.

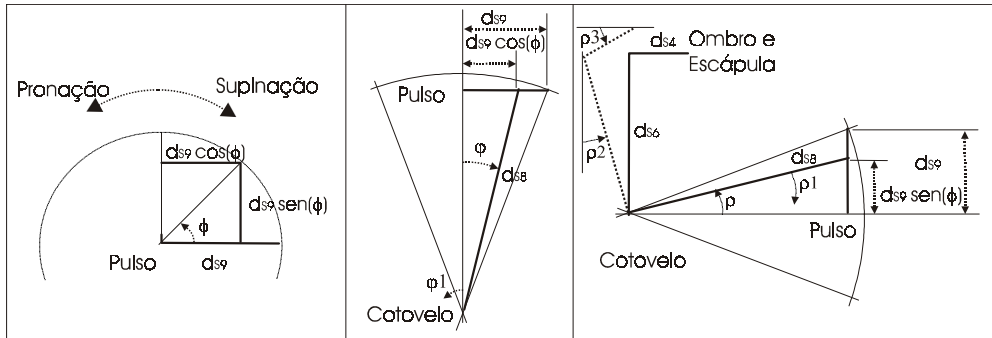


Figura 5: Detalhes da dependência da supinação e pronação efetivas da várias juntas do membro superior

A análise da figura 5, permite quantificar a dependência da pronação das demais juntas do membro superior. Quando o rádio, de largura  $ds9$  no pulso, gira um ângulo  $\phi$  em torno da ulna, a largura e altura efetiva do pulso passa a ser respectivamente  $ds9 \cdot \cos(\phi)$  e  $ds9 \cdot \sin(\phi)$  veja quadro 1. Para que o eixo L longitudinal médio do braço mantenha-se sempre no mesmo alinhamento relativo a largura, o braço deve recuar numa proporção  $ds9(1-\cos\phi)/2$  metade da redução média experimentada opondo ao movimento. Conforme o quadro central da figura 5, isto implicará numa variação aproximada do ângulo  $\phi$  do ombro em torno de  $\Delta\phi \cong \text{atg}[ds9(1-\cos\phi) / (2 \cdot ds8)] \leq \text{atg}[ds9/(2 \cdot ds8)] \cong 7,13^\circ$  para um comprimento do braço de  $ds8=0,3m$  e do pulso de  $ds9=0,075m$ . Da mesma forma, para compensar a elevação igual a  $ds8 \cdot \sin(\phi)$ , conforme quadro da direita da figura 5, o cotovelo com o ombro e a escápula recuam o braço que teria um ângulo de ascendência  $\rho$  até metade deste ângulo, para que o eixo longitudinal do braço se mantenha no mesmo alinhamento médio. Assim, o ângulo  $\rho1$  do cotovelo mais o ângulo  $\rho2$  do ombro e escápula deve ser igual a metade do ângulo de ascendência  $\Delta\rho = \rho1 + \rho2 = \text{atg}[ds9(1-\sin\phi) / (2 \cdot ds8)] \leq \text{atg}[ds9 / (2 \cdot ds8)] \cong 7,13^\circ$ .

#### 4 – Análise Mecânica das Articulações do Polegar

As articulações dos dedos da mão constituem uma parte da cadeia cinemática dos membros superiores antropomórficos que chamam bastante atenção, primeiro porque se for analisado a organização somatotrópica do córtex cerebral humano, verifica-se que a área que controla a mão, especialmente o polegar, é muito grande em relação às outras, veja em (EYZAGUIRRE, 1973). Isto ocorre porque nas condições evolutivas atuais da espécie humana, a mão se tornou um potente e polivalente instrumento no processo de comunicação cotidiana por gestos e na percepção, substituindo outros sentidos, por exemplo de surdo-mudos e cegos.

Compare o raio X e o protótipo da mão na figura 6. Enquanto as demais articulações dos dedos projetam para dentro da mão atuando quase que num plano, a primeira articulação do polegar pode torce-lo fazendo com que este atue num grande volume espacial e de diversas maneiras,

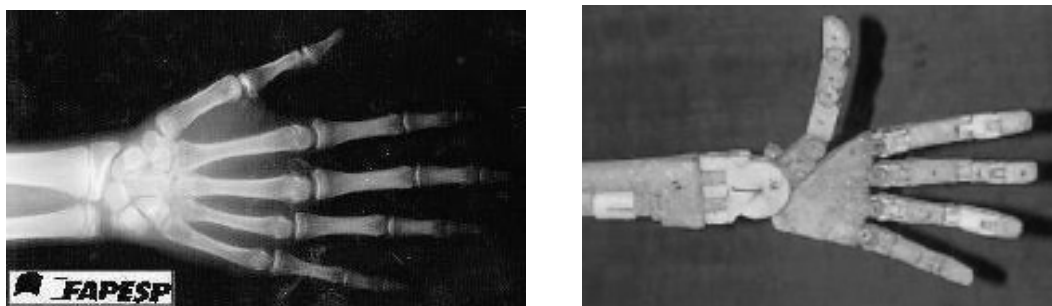


Figura 6: Detalhes da mão, Raio X a esquerda e Maquete da cadeia cinemática a esquerda



O que verifica-se na verdade, é que ao contrário dos demais dedos, o polegar se projeta para a lateral da mão, e sua primeira articulação é composta de dois graus de liberdade, e não três, a prioridade dos movimentos são diferentes em relação aos demais dedos. Há uma hierarquia nos limites dos ângulos e sentido dos eixos de rotações.

O que mais chama a atenção no polegar, são as especialidades atribuídas a eles nos últimos estágios da evolução natural, atuando nas múltiplas funções e habilidades exercidas pela mão. Um polegar com quatro graus de liberdades, conforme (Spence, 1991), (Kapit, 1977) e (Hall, 1991), é destacando dos demais dedos pelo seu modo de inserção na mão, o que foi comprovado através do protótipo que gera as mesmas respostas esperadas do polegar natural, veja figura 5 e 9

Observando protótipo ou maquete a direita da figura 5, verifica-se que enquanto os eixos do primeiro grau de liberdade é ortogonal ao plano da imagem, dificultando flexão lateral dos dedos, o primeiro eixo do polegar é paralelo ao plano da imagem e oblíquo ao eixo central do braço, o conferindo maior flexibilidade. Além disto, os eixos das demais articulações, ficam sempre ortogonais aos correspondentes do polegar, quando o mesmo está na lateral da mão veja figura 7b, 7c e 7d. Mas quando o primeiro grau de liberdade gira até o polegar encontrar a palma da mão ou ficar ortogonalmente a ela, os eixos das articulações superiores a ela em todos os dedos podem ficar quase paralelos, veja figuras 7a e 7d. O diagrama das articulações do polegar, é apresentado na figura 8.

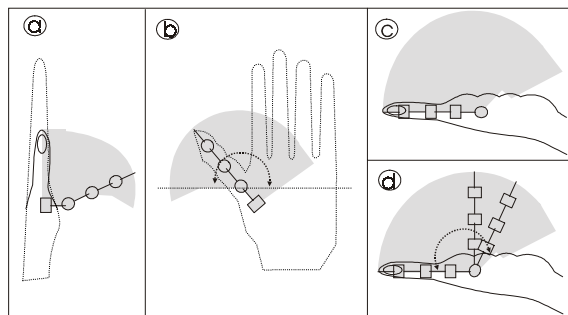


Figura 7: Características e volume de trabalho do polegar

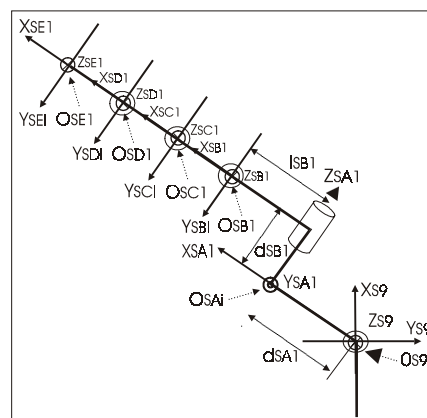


Figura 8: Diagrama das articulações do pulso até a extremidade do polegar

## 5 – Resultados e Conclusões

Usando-se a convenção de Denavid Hartenberg e o teorema do SCI, define-se o modelo cinemático do braço e do seu protótipo, respectivamente representados à esquerda e a

direita da tabela I. Onde o  $\Delta_7$  é o ângulo entre o eixo longitudinal médio do braço e o eixo das articulações radioulnares, envolvidos no processo de pronação e supinação do braço.

Aplicando-se também esta técnica nos dedos do protótipo da mão, define-se na tabela II, as DHs matrizes de transformações Homogêneas do polegar a esquerda e dos dedos comuns a direita. Enfatizamos que para a mão natural os valores  $l_{EBi}$  e  $l_{EBi}$  são nulos, pois os dois primeiros graus de liberdade de cada dedo são concêntricos. Veja também na figura 9, que o polegar do protótipo, contendo apenas 4 graus de liberdade, pode assumir as configurações mais complexas da mão natural nos processos de comunicação.

Verificou-se também que os processos de supinação e pronação, também amplamente usados da comunicação cotidiana, são dependentes de muitas outras articulações, sejam elas rádioulnares, úmerorradial, do ombro ou escapulares.

Tabela I – Parâmetros cinemáticos do Protótipo do braço a esquerda e braço e punho naturais a direita.

	a	$\theta=\theta'+\Delta$	d	$\alpha$		a	$\theta=\theta'+\Delta$	d	$\alpha$
E7	0	$\theta_{E7i}$	$d_{E7}$	$\Delta_7$		0	$\theta_{E7i}$	0	$-90^\circ$
E8	0	$\theta_{E8i}$	$d_{E8}$	$\Delta_8$		0	$\theta_{E8i}$	$d_{E8i}$	$-90^\circ$
E9	0	$\theta_{E9i}$	$d_{E8}$	$-90^\circ$		$l_{E9}$	$\theta_{E9i}$	$d_{E8i}$	$-90^\circ$

Tabela II – Parâmetros cinemáticos do protótipo do polegar a esquerda dos demais dedos a direita.

	a	$\theta=\theta'+\Delta$	d	$\alpha$		a	$\theta=\theta'+\Delta$	d	$\alpha$
E <i>A</i> <sub>i</sub>	$d_{EAi}$	$\theta_{EAi}$	0	$-90^\circ$		$l_{EAi}$	$\theta_{EAi}$	$d_{EAi}$	$-90^\circ$
E <i>B</i> <sub>i</sub>	$l_{EBi}$	$\theta_{EBA}$	$d_{EBi}$	$-90^\circ$		$l_{EBi}$	$\theta_{EBi}$	0	$-90^\circ$
E <i>C</i> <sub>i</sub>	$l_{ECi}$	$\theta_{ECi}$	0	0		$l_{ECi}$	$\theta_{ECi}$	0	0
E <i>D</i> <sub>i</sub>	$l_{EDi}$	$\theta_{EDi}$	0	0		$l_{EDi}$	$\theta_{EDi}$	0	0
E <i>E</i> <sub>i2</sub>	$l_{EE2}$	$\theta_{EE1}$	0	0		$l_{EEi}$	$\theta_{EEi}$	0	0

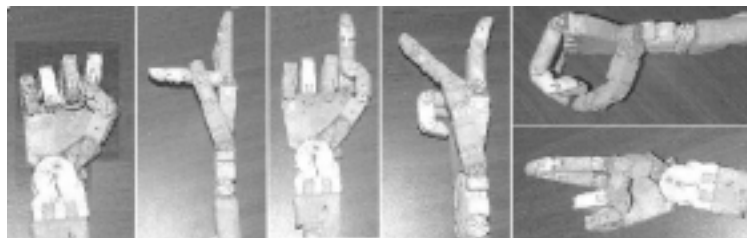


Figura 9: Diferentes posturas do Polegar para as Letras E, F, G, H, O e R do código ABC dos Surdo-Mudo

Finalmente, ressalta-se que a técnica do Sistema de Coordenadas Intermediários proporciona duas vantagens no estudo da cinemática antropomórfica. Primeiro, proporciona uma forma de verificar se a disposição da cadeia cinemática pré estabelecida, é razoável. Em segundo lugar, torna-se uma forma de determinar e visualizar os parâmetros de Denavit Hartenberg, facilitando, o aprendizado, o ensino, e a definição do modelo cinemático de estruturas de sistemas multiarticulados de corpos rígidos complexos, tais como aquelas dos corpos e membros dos vertebrados, especialmente do homem, facilitando a modelagem e estudo analítico de próteses e robôs antropomórficos.

Para completar este trabalho, as respostas da simulação cinemática de um protótipo sobre dimensionado de uma prótese simplificada de um membro superior, a 50 pontos de amostragem em 5 segundos, contendo o antebraço, braço e a mão, cada um com um grau de liberdade, massa 4.6kg, 2.6kg e 1.6kg e comprimento 0,5m 0,5m 0,1m. A figura 10a mostra o comportamento do braço, enquanto 10b mostra as posições ou variáveis, 10c a velocidade e 10d as acelerações das articulações. Já a figura 11 mostra a resposta dinâmica ou torque em

cada articulação determinadas pelo método de Euler-Lagrange, com distinção das modificações oriundas dos tipos de acionamentos, direto, indireto remoto e local escolhidos para uma destas articulações, veja detalhes em (Silva, 1998).

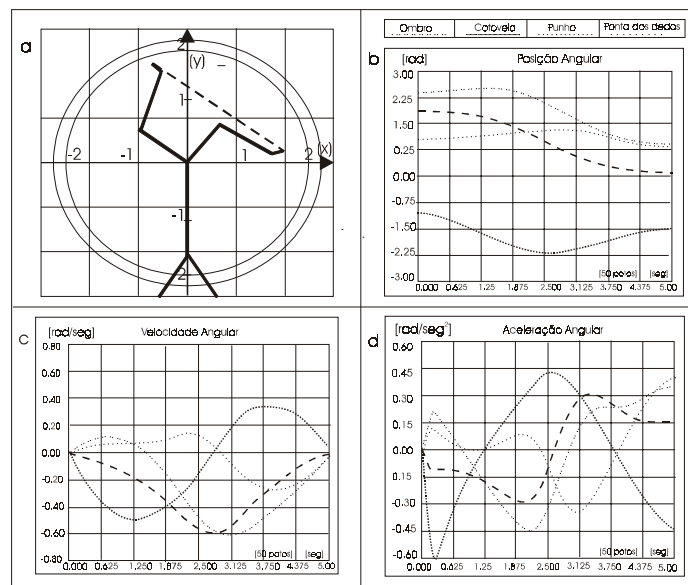


Figura 10: a) Braço planar de 3GL seguindo linha, b) posições, c) velocidades, d) acelerações

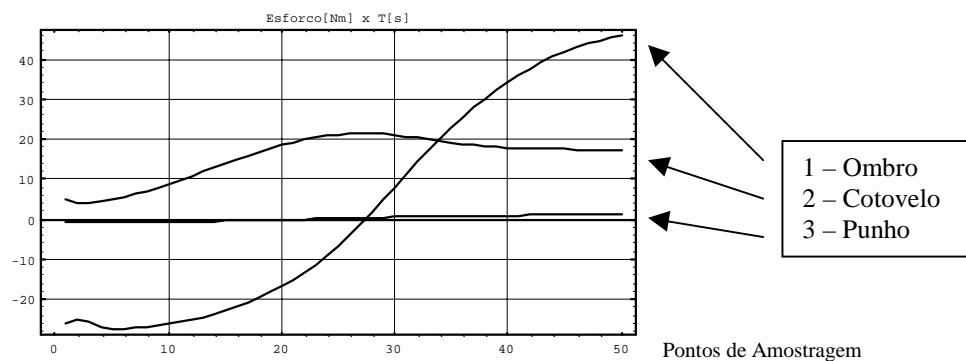


Figura 11: Torques do ombro em [Nm], cotovelo e punho do braço planar simulado acima.

## 6 – Agradecimentos:

À Prof<sup>ª</sup>. Dr<sup>ª</sup> Inês C. M. R. Pereira Diretora do Dep<sup>to</sup> de Radiologia do Hospital de Clínicas da UNICAMP e a FAPESP pelo apoio a este programa.

## 7 – Bibliografia:

- [1] ANDRADE, Goulart; Programa Jornalístico Reporter Record, Rede Record de TV 1999
- [2] HALL; Susan., Biomecânica Básica, Rio de Janeiro, ed. Guanabara Cougan II, 305 p. 1991.
- [3] KAPIT; Wynn, Elson; M. L. Anatomia: Manual para Colorir, São Paulo, ed Harper H. B, 142p., 1977.
- [4] PELTIER, Márcia; PROGRAMA MÁRCIA PELTIER PESQUISA, Rede Badeirantes de TV, 1999
- [5] SILVA, N. C., Rosário, J. M., Badan Palhares, A. G., Seleção de Atuadores e Acionamento de Juntas Robóticas Integrada à Modelagem Dinâmica de Manipuladores Industriais. Campinas: Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação, UNICAMP, 1998, 310 p., (Tese de Doutorado: em Engenharia Elétrica).
- [6] SPENCE; Alexandre P., Anatomia Humana Básica, ed. Manoelle Ltda, São Paulo, 1991, p. 713.
- [7] SPONG, M. W.; VIDYASAGAR, M. “Robot Dynamics and Control”, 1989.

# LANDING ACCURACY ANALYSIS FOR BALLISTIC REENTRY VEHICLE AFTER DE-BOOST AT CIRCULAR ORBIT

**Yury Georgevich Sikharulidze**

Keldysh Institute of Applied Mathematics Russian Academy of Sciences (Moscow),  
CTA/Instituto de Aeronáutica e Espaço (bolsista do CNPq)/ASE-N, 12228-904, São Jose  
dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [sikh@iae.cta.br](mailto:sikh@iae.cta.br)

## **Abstract**

The paper includes analysis of typical set of disturbances acting on ballistic spacecraft during reentry the Earth atmosphere. It is shown that the most significant disturbing factors are execution errors of de-boost impulse and variation of atmospheric parameters with respect to standard values. Non-nominal aerodynamic characteristics and displacement of vehicle center of mass from symmetry axis are disturbing factors also. There are analytical partial derivatives of reentry parameters and landing point location with respect to de-boost impulse errors. For typical de-orbit conditions the numerical values of derivatives are calculated. The paper contains also investigation results of landing point dispersion due to disturbed atmosphere. Computational Model of the Earth Disturbed Atmosphere-CMEDA (KIAM RAS) is used for reentry simulation. The total number of calculated disturbed trajectories is more than 5000. All presented results are necessary for ballistic design and choice of optimal mission scheme for an orbital type reentry vehicle.

**Key words:** Ballistic reentry, Landing dispersion, Disturbed atmosphere

## **1. INTRODUCTION**

The problem of delivery experimental and observation results from orbit to the Earth arises very often in the process of space research. The simplest and cheapest solution of the problem is the use of a small ballistic reentry vehicle. Such kind vehicle has no control system for guidance into the atmosphere. So, a dispersion of landing point may be significant, and it complicates the search of vehicle and very often a safe landing also. If the vehicle is reusable, there is a problem of heat flux restriction to retain the aerodynamic shape. Both factors are principal for choice of vehicle shape and optimal mission scheme but the paper considers mainly an accuracy problem.

After mission analysis were obtained following preliminary results (Sikharulidze, 1998). The initial mass of reentry vehicle is of 150...200 kg. The optimal thrust of de-boost engine is of 750 N. The aerodynamic shape is frustum of a cone type. Rational orbit is circular one with altitude of 250...300 km, in the plane of equator almost. Optimal reentry corridor on flight path angle  $\theta_{en}$  (between velocity vector and conditional boundary of the atmosphere at altitude of 100 km) is of  $-3^{\circ}$ ... $-4^{\circ}$ . Corresponding value of de-boost velocity impulse is of 250...360 m/s. This corridor provides a good landing accuracy and restricted heat flux also. The optimal direction of de-boost impulse is against to orbital velocity vector. It provides a required reentry angle with minimum propellant consumption, (Sikharulidze, 1982).

An analysis of derivatives (i.e. functions of influence) of reentry parameters or landing point position with respect to errors allows to estimate the sensitivity of trajectory on disturbances. Then it is possible to recognize the most significant factors and take measures for minimization of their effects.

One of the most significant disturbing factors are errors of de-boost impulse  $\Delta V$  realization on

- time of execution,
- value of de-boost impulse,
- in-plane orientation,
- out-of-plane orientation.

Another important disturbing factor is a difference of real atmosphere from standard one. To obtain statistical characteristics (mathematical expectation, dispersion, maximum and minimum deviation) it is necessary to calculate a few hundreds of reentry trajectories for each set of initial conditions. Clearly that very important is a model of the Earth disturbed atmosphere.

Enough important disturbing factor is a difference of real aerodynamic characteristics of reentry vehicle from nominal values. The difference may arise due to 2 reasons:

- non-correct determination of characteristics,
- change of aerodynamic shape during reentry.

The first reason does not depend on type of reentry vehicle (single-useable or reusable). It is known that at the project phase an error of aerodynamic coefficients determination is of 10...20%. The second reason is essential for reentry vehicle with ablating (collapsed) heat protection material. The aerodynamic shape of reusable reentry vehicle should not change in flight. In the opposite case a reentry vehicle is no reusable one.

The last considered disturbing factor is a displacement (shift) of vehicle center of mass (c.m.) from the symmetry axis. The displacement may arise due to

- error of c.m. position determination,
- movement of c.m. after expenditure of propellant, gas, etc.,
- asymmetric change of aerodynamic shape in flight.

For reusable reentry vehicle only the first and second reasons are essential.

The landing accuracy is very important for reentry vehicle, especially for reusable one. A high landing accuracy allows to restrict a required landing polygon, simplifies tracking at the final phase of trajectory, makes easy the search of vehicle and its recovery after soft landing. It provides also a good condition for capture the vehicle by helicopter at parachute descend phase if the vehicle has no system of soft landing (solid motor or shock absorber).

## **2. SET OF DISTURBANCES AND ESTIMATION OF LANDING ACCURACY**

Landing accuracy significantly depends on given set of disturbing factors, their values and possible combination. The most significant disturbances are: de-boost impulse execution time, disturbed atmosphere, non-nominal ballistic coefficient and c.m. displacement from symmetry axis. Preliminary estimation of landing accuracy we can get in linear approximation by use partial derivatives of downrange and crossrange with respect to disturbing factors. At analysis of disturbances one uses some mathematical models these differ from real physical processes. It is impossible also to take into account all real disturbances due to insufficient understanding of real physical processes. So, calculated landing error should be 20...30% less than given polygon to provide the necessary reserve of landing accuracy.

## 2.1. De-boost errors

An error of de-boost impulse execution time  $\delta t_{db}$  only shifts the reentry trajectory. Derivative of landing point position with respect to execution time error is (Sikharulidze, 1999, NT-164)

$$\partial L / \partial t_{db} = V_{cir} R_E / r_{cir}. \quad (1)$$

Here  $V_{cir}$  is a circular velocity,  $r_{cir}$  is a radius of orbit,  $R_E = 6378$  km is the Earth mean radius. For circular orbit with altitude of  $H_{air} = 300$  km (all following results are given for this orbit) there is  $\partial L / \partial t_{db} = 7380$  m/s. It means that only 1s error of de-boost maneuver execution time shifts the landing point on 7380 m.

An error of de-boost impulse value  $\delta(\Delta V)$  influences on initial conditions of reentry, i.e., on reentry velocity  $V_{en}$  and angle  $\theta_{en}$  (see Figure 1). Besides, the error changes an angular range of extra-atmospheric trajectory  $\Phi_{en}$  (from de-boost point to reentry point) and flight time  $t_{en}$  at this phase. As a result, geocentric coordinates of reentry point (latitude  $\varphi_0$  and longitude  $\lambda_0$ ) are changed.

Derivative of entry velocity with respect to de-boost impulse value  $\Delta V$  is

$$\partial V_{en} / \partial \Delta V = - (1 - \Delta V / V_{cir}) / (V_{en} / V_{cir}). \quad (2)$$

For reentry angles  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $-4^\circ$  the value of derivative is of  $\partial V_{en} / \partial \Delta V = -0.97$ .

Derivative of reentry angle with respect to de-boost impulse value is determined by equation

$$\partial \theta_{en} / \partial \Delta V = -360^\circ (r_{cir} / r_{at}) \{ [(r_{cir} / r_{at}) - 1] / [2 - (r_{cir} / r_{at} + 1)(1 - \Delta V / V_{cir})^2] \}^{1/2} / [\pi V_{cir} (V_{en} / V_{cir})^2]. \quad (3)$$

Here  $r_{at} = R_E + h_{at}$  is the radius of atmosphere,  $h_{at} = 100$  km is the altitude of conditional boundary of the atmosphere. There are  $\partial \theta_{en} / \partial \Delta V = -0.009$  degree/(m/s) if  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $-0.007$  degree/(m/s) if  $\theta_{en} = -4^\circ$ .

Derivative of extra-atmospheric angular range with respect to de-boost impulse value is

$$\partial \Phi_{en} / \partial \Delta V = -360^\circ \{ [(r_{cir} / r_{at}) - 1] / [2 - (r_{cir} / r_{at} + 1)(1 - \Delta V / V_{cir})^2] \}^{1/2} / \{ \pi V_{cir} [1 - (1 - (\Delta V / V_{cir})^2)] \}. \quad (4)$$

There are  $\partial \Phi_{en} / \partial \Delta V = -0.14$  degree/(m/s) if  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $-0.07$  degree/(m/s) if  $\theta_{en} = -4^\circ$ . In the second case the sensitivity is 2 times less.

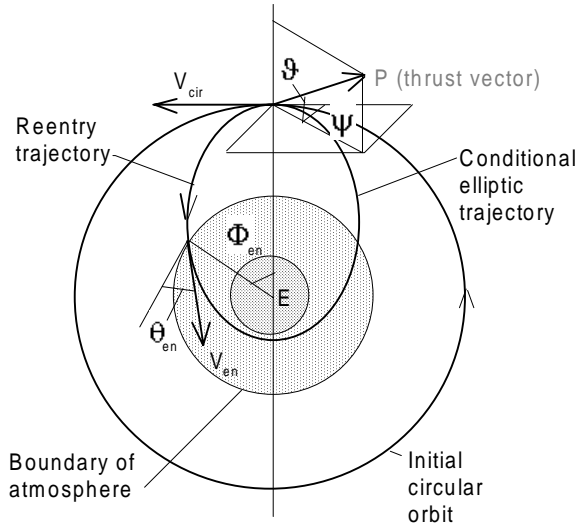
Derivative of extra-atmospheric flight time with respect to de-boost impulse value is described by very complicated equation, so below are given only numerical values:  $\partial t_{en} / \partial \Delta V = -2$  s/(m/s) if  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $-1$  s/(m/s) if  $\theta_{en} = -4^\circ$ . In the second case the sensitivity is 2 times less also.

Very important property of optimal de-boost maneuver (against to motion direction at the circular orbit) was proved early (Sikharulidze, 1999, NT-164). *The maneuver provides both the maximal value of reentry angle  $|\theta_{en}|$  and non-sensitivity in linear approximation of total descent trajectory to small errors of de-boost impulse orientation in the motion plane.* It means that all derivatives of motion parameters at extra-atmospheric phase with respect to impulse orientation in the orbit plane (pitch angle  $\vartheta$  in Figure 1) are zero.

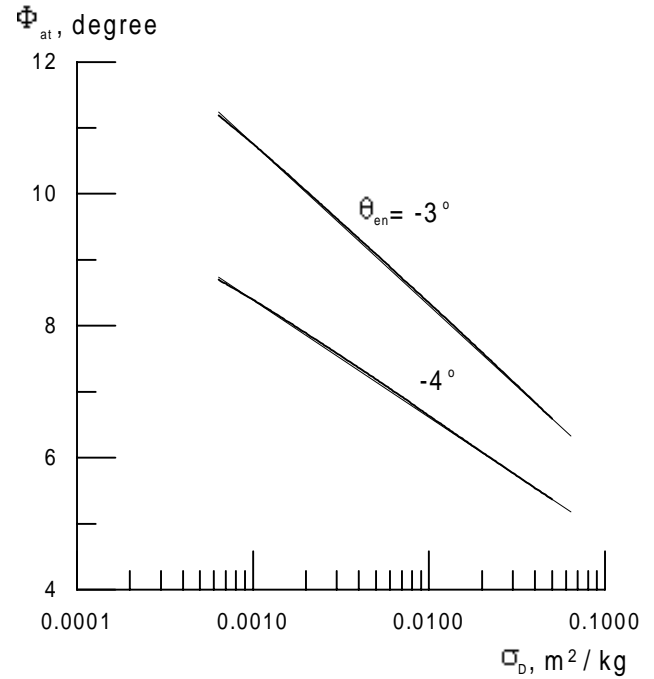
An error of de-boost impulse orientation in the horizontal plane (yaw angle  $\psi$  in Figure 1) produces a side component of de-boost impulse  $\Delta V_{sd}$ . As a result, the motion plane turns around the local vertical (i.e. radius-vector of initial point) by a small angle. In the same time the descent trajectory (in a new plane) does not change. A side displacement of landing point  $\Delta B$  appears, and its value depends on derivative

$$\frac{\partial \Delta B}{\partial \Delta V_{sd}} = V_{cir} R_E \sin \Phi_{\Sigma} / [1 - (\Delta V / V_{cir})^2]. \quad (5)$$

Here  $\Phi_{\Sigma}$  is a total angular range from de-boost point to landing one. There are  $\frac{\partial \Delta B}{\partial \Delta V_{sd}} = -770 \text{ m}/(\text{m/s})$  if  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $-670 \text{ m}/(\text{m/s})$  if  $\theta_{en} = -4^\circ$ .



**Figure 1.** Scheme of de-boost maneuver



**Figure 2.** Angular range of atmospheric phase

## 2.2. Variation of density and wind

The model of disturbed atmosphere is very important for simulation of reentry trajectory. It means more for ballistic reentry when the vehicle has no guidance into the atmosphere.

Computational Model of the Earth Disturbed Atmosphere - CMEDA was developed at the Keldysh Institute of Applied Mathematics (KIAM) in 1968-1998 (Sikharulidze, Korchagin, Kostochko, 1999). The CMEDA is intended for

- development of vehicle guidance algorithms,
- estimation of expected accuracy of maneuver,
- determination of aerodynamic loads, etc.

It is the global model for altitudes from 0 km up to 120 km and includes all 12 months of the year. The CMEDA contains season-latitude, diurnal and random components of density variations and a wind field also. It allows to generate an unlimited number of disturbed atmosphere states for simulation of various flight conditions.

A variation of density  $\delta \rho$  is represented as normalized deviation of disturbed density  $\rho$  from standard one  $\rho_{st}$ :

$$\delta \rho = (\rho - \rho_{st}) / \rho_{st}. \quad (6)$$

The total variation includes season-latitude, diurnal and random components

$$\delta\rho = \delta\rho_{sl}(H, \varphi, N) + \delta\rho_d(H, \varphi, \tau) + \delta\rho_r(H, \lambda, \varphi, N, \xi), \quad (7)$$

where  $H$  is an altitude,  $\varphi$  is a latitude,  $\lambda$  is a longitude,  $N$  is a month number,  $\tau$  is a local solar time,  $\xi$  is a random vector.

Season-latitude and diurnal variations are systematic and describe a mean or expected state of atmosphere as function of altitude, latitude, month and local time. The random component determines a difference between “actual” state of atmosphere and systematic components. For description of random component the method of normalizing functions was developed. It is based on the analysis of experimental measurement data. Three normalizing functions allow simulating the harmonic density variations as function of altitude, latitude and longitude.

The model of wind contains zonal (along the parallel) and meridian components of a wind velocity. The zonal component  $U$  consists of three terms, season-latitude, diurnal and random:

$$U = U_{sl} + U_d + U_r. \quad (8)$$

The meridian component has a random nature.

Software of the CMEDA is compatible with any operational system that contains C-compiler.

While vehicle flights into the atmosphere, dispersion of landing point arises due to variation of density and wind. The bigger is reentry angle  $|\theta_{en}|$ , the smaller is dispersion. So, for reentry angle of  $\theta_{en} = -3^\circ$  the mean square root of downrange variation is of  $\sigma_L = 4.83$  km and crossrange one is of  $\sigma_B = 1.20$  km. The limit errors of landing point in assumption of standard (normal) distribution law are of  $\Delta L = \pm 3\sigma_L = \pm 14.5$  km and  $\Delta B = \pm 3\sigma_B = \pm 3.6$  km. If reentry angle is of  $\theta_{en} = -4^\circ$ , there are accordingly  $\sigma_L = 4.03$  km,  $\sigma_B = 1.15$  km and  $\Delta L = \pm 12.1$  km,  $\Delta B = \pm 3.4$  km. Landing accuracy after de-boost at the quasi-equatorial orbit does not depend almost on the season (month). Maximum difference is of 10% (Sikharulidze, Korchagin, Moraes, 1999).

### 2.3. Uncertainty of aerodynamic coefficients

Any variation of aerodynamic coefficient from nominal value is a significant disturbing factor. Really, derivative of velocity on time for motion into the atmosphere is described by equation

$$dV/dt = -\sigma_D \rho V^2 / 2 - g \sin\theta, \quad (9)$$

where  $\sigma_D = C_D S / m$  is a ballistic coefficient of reentry vehicle,  $C_D$  is a drag force coefficient,  $S$  is a middle are,  $m$  is a mass of vehicle,  $\rho$  is a density of atmosphere,  $V$  is an air velocity (with respect to the atmosphere),  $g$  is a gravity acceleration,  $\theta$  is a flight path angle. Common accuracy of  $C_D$  determination is of 10...20%.

Figure 2 shows that angular range of atmospheric trajectory  $\Phi_{at}$  versus  $\lg\sigma_D$  is a linear function almost (with accuracy of 1%). It may be described by equation

$$\Phi_{at}(\sigma_D, \theta_{en} = -3^\circ) = 10.764^\circ - 2.457^\circ (\lg \sigma_D + 3.0). \quad (10)$$

If  $q$  is an accuracy of  $\sigma_D$  determination (for example  $q = 0.1...0.2$ ), then  $q\sigma_D$  is a variation of ballistic coefficient from nominal value. The landing point possible downrange displacement due to uncertainty of ballistic coefficient  $\sigma_D$  (or drag coefficient  $C_D$ ) is of



$$\Delta L(\theta_{en} = -3^\circ) = (110 \text{ km/degree}) \partial\Phi_{at}/\partial\sigma_D \cdot q \sigma_D = -119 \text{ km} \cdot q. \quad (11)$$

This equation proves very important result (Sikharulidze, 1999, NT-164): *possible landing point displacement due to variation of ballistic coefficient  $\sigma_D$  within limit of accuracy depends only on reentry angle  $\theta_{en}$  and given accuracy  $q$  but does not depend on value of ballistic coefficient.* If  $q = 0.1$  (accuracy of  $\sigma_D$  determination is of 10%) the possible landing point displacement is of  $\pm 12$  km.

For reentry angle  $\theta_{en} = -4^\circ$  there are following equations:

$$\Phi_{at}(\sigma_D, \theta_{en} = -4^\circ) = 8.395^\circ - 1.783^\circ (\lg \sigma_D + 3.0), \quad (12)$$

$$\Delta L(\theta_{en} = -4^\circ) = -85 \text{ km} \cdot q. \quad (13)$$

If  $q = 0.1$  the possible landing point displacement is of  $\pm 8.5$  km. This value is 1.4 times less than in the case of reentry angle of  $\theta_{en} = -3^\circ$ .

For ballistic reentry vehicle a lift force coefficient is zero in nominal case ( $C_L=0$ ), and any displacement of c.m. from symmetry axis is one of the most significant disturbing factors. It violates the axial symmetry of vehicle mass distribution while the aerodynamic shape retains the axial symmetry. As a result, a trim angle of attack  $\alpha_{trim}$  arises that is almost constant during flight into the atmosphere. The angle of attack produces a lift force  $L$  that changes the ballistic reentry trajectory in controlled one with casual guidance law. A disturbing force acts in the orthogonal plane to the air velocity  $V$ . A direction of lift force  $L$  in this plane is random that produces a casual guidance law.

A disturbance of ballistic trajectory depends on lift-to-drag ratio  $k_{trim} = L/D = C_L/C_D$ . In linear approximation, derivative of lift-to-drag ratio with respect to c.m. displacement from symmetry axis ( $-y_F$ ) is described by equation (Sikharulidze, 1999, NT-164)

$$dk_{trim}/dy_F = -C_L^\alpha / [C_D b(x_F/b)(1 + C_L^\alpha/C_D)]. \quad (14)$$

Here  $C_L^\alpha = \partial C_L / \partial \alpha$  is a derivative of lift coefficient with respect to the angle of attack,  $b$  is a main linear size of vehicle (diameter or length),  $x_F/b$  is a static stability margin. For Apollo shape reentry vehicle there are at  $\alpha_{trim} = 0$ :  $C_D \approx 1.2$ ,  $C_L^\alpha \approx -1.01 \text{ rad}^{-1}$ . If static stability margin is of  $x_F/b = -0.1$  (typical value) and  $b=1$  m, then  $dk_{trim}/dy_F \approx -0.053 \text{ mm}^{-1}$ . It means that c.m. displacement on 1 mm only produces lift-to-drag ratio  $k_{trim} \approx 0.053$ . If the entry angle is of  $\theta_{en} = -3^\circ$ , this value of  $k_{trim}$  may generate downrange error of  $-46 \text{ km} \dots +60 \text{ km}$  and crossrange error of  $\pm 12$  km. If  $\theta_{en} = -4^\circ$ , there are the downrange error of  $-33 \text{ km} \dots +44 \text{ km}$  and crossrange error of  $\pm 10$  km. Vehicle rotation around symmetry axis with angular velocity of  $\omega_x = 10 \dots 20$  degree/s (roll rate) allows significantly reduce (almost to zero) the effect of c.m. displacement from symmetry axis. Efficient action of arisen lift force is near zero, and descent trajectory is close to ballistic one.

## 2.4. Estimation of landing accuracy

Analysis of landing point accuracy under considered set of disturbances includes calculation more than 5000 reentry trajectories.

Preliminary estimation of landing accuracy in linear approximation may be obtained by partial derivatives of downrange and crossrange with respect to disturbing factors. There are four groups

of errors. Errors of the first group affect on landing point directly (de-boost impulse execution time  $\delta t_{db}$  and side component of de-boost impulse  $\Delta V_{sd}$ ). The total error of execution time takes into account the non-nominal value of thrust ( $\delta P = \pm 1\%$ ) and delay of engine input valve during switch-on and switch-off. An error of the second group [error of de-boost impulse value  $\delta(\Delta V)$ ] disturbs reentry parameters at the boundary of atmosphere and, as a result, produces a dispersion of landing point. The error of de-boost impulse value takes into account the error of integrator ( $\pm 0.5\%$ ) and dispersion of thrust impulse during switch-off ( $\pm 5\%$ ). In this case the atmospheric phase of trajectory significantly influences on dispersion of landing point. An error of the third group (error of engine orientation in the motion plane) in linear approximation does not influence on the landing accuracy. Errors of the fourth group are not related with de-boost maneuver (disturbed atmosphere, non-nominal ballistic coefficient, c.m. displacement from symmetry axis).

All results of landing accuracy analysis are presented in Table 1. One can see that among downrange errors the biggest component is due to error of de-boost impulse value. The second reason is disturbed atmosphere. Non-nominal drag coefficient and c.m. displacement from symmetry axis generate approximately equal errors. The total downrange error ( $\pm 3\sigma_L$ ) is of  $\Delta L_\Sigma = \pm 28.6$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $\pm 21.8$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -4^\circ$ .

**Table 1.** Main components of landing point error, km

Group	Reason of error	Reentry angle	
		$-3^\circ$	$-4^\circ$
<i>Downrange errors</i>			
1	Execution time of de-boost impulse ( $\delta P = \pm 1\%$ )	$\pm 1.67$	$\pm 2.55$
2	Error of de-boost impulse value ( $\pm 0.5\%$ )	$\pm 18.71$	$\pm 14.03$
3	Error of de-boost engine orientation in the motion plane (pitch angle $\vartheta = \pm 1.5^\circ$ )	0	0
4	Disturbed atmosphere (CMEDA)	$\pm 14.5$	$\pm 12.1$
	Non-nominal drag coefficient ( $\delta\sigma_D = \pm 10\%$ )	$\pm 12.0$	$\pm 8.7$
	Displacement of c.m. from symmetry axis	$\pm 10.5$	$\pm 7.0$
Total downrange error ( $\pm 3\sigma_L$ )		$\pm 28.6^*$ $\pm 26.6^{**}$	$\pm 21.8^*$ $\pm 20.7^{**}$
<i>Crossrange errors</i>			
1	Error of de-boost engine orientation in the horizontal plane (yaw angle $\psi = \pm 1.5^\circ$ )	$\pm 4.77$	$\pm 6.3$
4	Disturbed atmosphere (CMEDA)	$\pm 3.6$	$\pm 3.4$
	Displacement of c.m. from symmetry axis	$\pm 2.4$	$\pm 2.1$
Total crossrange error ( $\pm 3\sigma_B$ )		$\pm 6.4^*$ $\pm 6.0^{**}$	$\pm 7.5^*$ $\pm 7.2^{**}$

\* Without angular rotation

\*\* With roll rate of  $\omega_x = 10 \dots 20$  degree/s

Among crossrange errors the biggest one is due to error of de-boost impulse orientation out of motion plane. The second reason (on value) is disturbed atmosphere. The total crossrange error ( $\pm 3\sigma_B$ ) is of  $\Delta B_\Sigma = \pm 6.4$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $\pm 7.5$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -4^\circ$  (Sikharulidze, 1999, NT-170).

If vehicle rotates around symmetry axis with angular velocity of  $\omega_x = 10 \dots 20$  degree/s, the total downrange error will be of  $\Delta L_\Sigma = \pm 26.6$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $\pm 20.7$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -4^\circ$ . The total crossrange error will be of  $\Delta B_\Sigma = \pm 6.0$  km for reentry angle  $\theta_{en} = -3^\circ$  and  $\pm 7.2$  km for reentry angle of  $\theta_{en} = -4^\circ$ . Accuracy increases insignificantly due to assumption about small c.m. displacement from symmetry axis (only  $\pm 0.2$  mm). In case of bigger displacement a difference will be more significant.

Obtained accuracy of landing point depends on accepted assumptions about errors of de-orbit maneuver and parameters of vehicle, disturbed atmosphere, etc. May be this accuracy is optimistic one but it illustrates an order of expected landing accuracy. To guarantee the landing within given polygon, it is necessary to have a reserve (about of 20...30%) for compensation of non-considered disturbances and inaccuracy of motion model. Really, it is impossible to provide a high landing accuracy for ballistic reentry vehicle. Very often this task has solution by use the guided parachute system at the final phase of trajectory.

The modern guided parachute can provide lift-to-drag ratio of  $k_{par} = L/D = 2$ . It means that horizontal transfer may be 2 times bigger than vertical one. If parachute starts operation at altitude of  $H_{par} = 15$  km it can compensate landing error about of 30 km. For  $H_{par} = 10$  km it can compensate landing error about of 20 km. The tracking ground radar that measures a distance to vehicle (may be, velocity also) and angular position can provide correction of motion at the landing phase. The onboard equipment for parachute control may be very simple.

## 2.5. Acknowledgements

The author would like to express his gratitude to *CNPq* for the financial support provided during the development of this research, "Reentry Dynamics of Space Vehicles" (grant 300.115/98-2000).

## 3. REFERENCES

- Sikharulidze, Y.G., 1982, "Ballistics of Vehicle", Moscow, Nauka, 351p. (book in Russian),
- Sikharulidze, Y.G., 1998, "Reentry Dynamics of Space Vehicles: Choice of Optimal Mission Schemes", Technical Report NT-152/ASE-N/98, Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, SP, Brazil, 84p.
- Sikharulidze, Y.G., 1999, "Reentry Dynamics of Space Vehicles: Determination and Analysis of Parametric Errors and Dispersions", Technical Report NT-164/ASE-N/99, Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, SP, Brazil, 99p.
- Sikharulidze, Y.G., Korchagin, A.N., Kostochko, P.M., 1999, "Computational Model of the Earth Disturbed Atmosphere", Space Research Journal, Vol.37, No.3, Moscow, pp.367-375.
- Sikharulidze, Y.G., Korchagin, A.N., Moraes, P., Jr., 1999, "Analysis of Accuracy at Ballistic Reentry in the Earth Atmosphere", RBCM-Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol.21- Special issue: Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Symposium on Space Flight Dynamics, Foz do Iguaçu, Brazil, pp.523-533.
- Sikharulidze, Y.G., 1999, "Reentry Dynamics of Space Vehicles: Studies on Ground Impact Point Dispersions", Technical Report NT-170/ASE-N/99, Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, SP, Brazil, 29p.

## COLAGEM DE *FEATURES*: UMA FERRAMENTA DE INTEGRAÇÃO ENTRE CAD/CAM.

Eva Lúcia Braga Fontes; Ângelo Roncalli de O. Guerra; Lúcio Ângelo de O. Fontes; Luciano Bet  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte  
Centro de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

### Resumo

Nos últimos 15 anos, vários pesquisadores concentraram seus esforços em desenvolver modernos sistemas CAD/CAM capazes de fazer o reconhecimento de *features* de usinagem. O objetivo desses sistemas é automatizar as diversas fases entre o projeto e a fabricação de peças mecânicas. Existem algumas implementações que geram os volumes das *features* para descreverem a topologia e a geometria das respectivas depressões. Diante desse contexto, esse artigo apresenta o desenvolvimento de uma importante ferramenta computacional que objetiva simplificar e acelerar a geração dos “*blanks*” intermediários que surgem nas várias etapas de fabricação de uma peça mecânica. Essa meta é alcançada através do desenvolvimento de um algoritmo para a realização da colagem desses volumes (i.e. *features*) em contraposição ao uso das complexas e computacionalmente caras operações Booleanas utilizadas até o presente. Finalmente, para enfatizar as vantagens da colagem de *features* apresenta-se um exemplo prático de uma peça mecânica em um sistema CAD baseado em um modelador no formato *B-Rep*.

**Palavras-chave:** CAD, CAM, *Features*, Colagem

### 1. INTRODUÇÃO

A automatização do processo de fabricação de uma peça mecânica começa pelo projeto e modelagem, no computador, de um sólido que seja geométrica e topologicamente equivalente. Geralmente, para esse fim, utiliza-se modeladores CAD no formato *B-Rep* (*Boundary Representation*) ou *CSG* (*Constructive Solid Geometry*) (Requicha,1980,Mantyla,88, Zeid,1991). Dessa forma, as peças podem ser geradas de duas maneiras: através de sofisticados sistemas de projeto baseado em *features* denominados *FDB* (*Feature Based Design*) ou através de sistemas computacionais *low end* (i.e. menos específicos) que se valem de um método convencional pela aplicação de um conjunto matemático de operações Booleanas (i.e. união, intersecção e subtração de volumes) (Case & Gao,1991, Shah,1991 Gardan & Minich,1993).

Quando um sistema *FDB* é utilizado para projetar uma determinada peça, sua fabricação

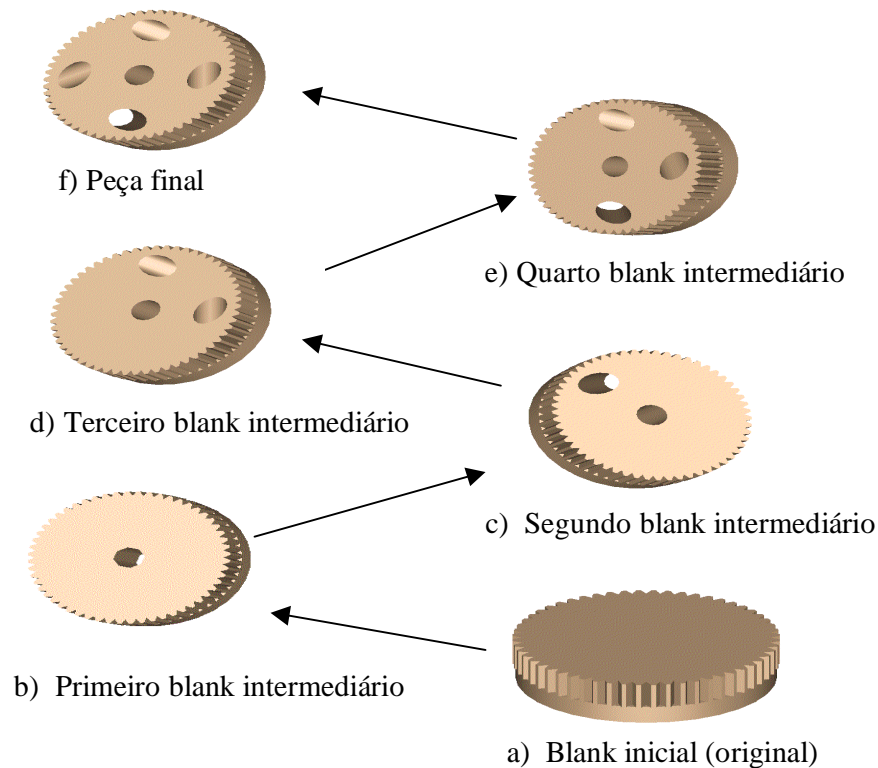
automática é, na maioria das vezes, bastante facilitada. Esse fato ocorre devido às

características intrínsecas desses sistemas que conseguem captar o *designer intent* ( i.e. a intenção do projetista) e, matematicamente, representá-la em termos de *features* que são armazenadas de forma explícita em um arquivo CAD 3D. Entretanto, no caso de peças projetadas em sistemas *low end* pela aplicação direta de operações Booleanas, o processo para automatizar a fabricação se torna mais difícil, além de exigir uma etapa extra. Essa etapa adicional se torna imprescindível porque é preciso, primeiramente, submeter o arquivo CAD da peça a um programa que realiza o reconhecimento de todas as *features* presentes na mesma. Só então, o novo arquivo CAD atinge um *status* similar àqueles produzidos em sistemas *FDB* que armazenam explicitamente todas as *features* da peça. É importante ressaltar que os sistemas *FDB* não são perfeitos, pois além de serem limitados quanto aos tipos de *features* que representam, suas *features* de projeto nem sempre coincidem com uma *feature* de fabricação na razão de 1:1 ( Case & Gao,1991, Chamberlain *et al.*,1993, Gardan & Minich, 1993, Shen & Shah, 1991, Soenen, & Olling, 1995). O leitor também poderá se referir a Guerra et al (1997) para aprofundar seus conhecimentos sobre diferentes sistemas de modelagem de peças.

Em qualquer das situações supracitadas e seja qual for o método de projeto escolhido, faz-se necessário que os programas que se sucedem ao longo da cadeia de fabricação automática gerem, indireta ou diretamente, um conjunto de *blanks* intermediários. Esses *blanks* representam a forma física (i.e. geometria e topologia) da peça nos vários estágios de produção de um componente mecânico e são fundamentais para as sucessivas tomadas de decisões durante todo o processo de fabricação (vide figura 1) . São os *blanks* intermediários que auxiliam os engenheiros do chão de fábrica (i.e responsáveis pelo planejamento da fabricação) na escolha de parâmetros e procedimentos como: a seqüência e as operações de usinagem, escolha do método de fixação da peça na máquina, escolha das ferramentas de usinagem, velocidade de usinagem, profundidade de corte, caminho da ferramenta, critérios de otimização, etc.

Atualmente, todos os softwares CAD/CAM (inclusive aqueles que utilizam a metodologia *FDB*) capazes de gerarem os *blanks* intermediários ao longo da cadeia de fabricação utilizam como ferramenta computacional as caras e complexas operações Booleanas. O elevado custo das operações Booleanas se explica pela alta demanda de tempo computacional requerido para a realização de uma quantidade muito grande de cálculos que são bastante complexos e que servem para determinar os vários elementos geométricos oriundos do procedimento de obtenção de conjuntos matemáticos resultados da união, intersecção e subtração entre sólidos. Por exemplo, no caso de pares de superfícies analíticas, a complexidade dos cálculos de intersecção varia com as possíveis combinações envolvidas, a saber: plano/plano, plano/cone, plano/esfera, plano/toróide, cone/cone, cone/esfera, cone/toróide, esfera/esfera, esfera/toróide ou toróide/toróide.

Diante desse contexto, surge a necessidade de se criar uma ferramenta computacional capaz de gerar os *blanks* intermediários de uma forma mais rápida e eficiente. Nesse artigo apresenta-se o desenvolvimento de algoritmos para a colagem de *features* que servem para atuar como uma eficiente ferramenta de integração entre CAD e CAM. O sucesso da colagem de *features* frente às operações Booleanas acontece porque é possível se tirar vantagem de uma interessante condição da geometria espacial que inter-relaciona as *features* com sua peça mãe: toda e qualquer *feature* corresponde exatamente ao volume capaz de preencher o vazio da depressão que se pretende colar. Portanto, os algoritmos aqui apresentados se tornam bem mais simples e mais baratos do que as tradicionais operações Booleanas utilizadas para a geração de *blanks* intermediários.



**Figura 1** - Blanks intermediários surgidos nas várias etapas do processo de fabricação.

## 2. REPRESENTANDO GEOMETRIA E TOPOLOGIA EM MODELADORES CAD B-REP LOOP-BASED

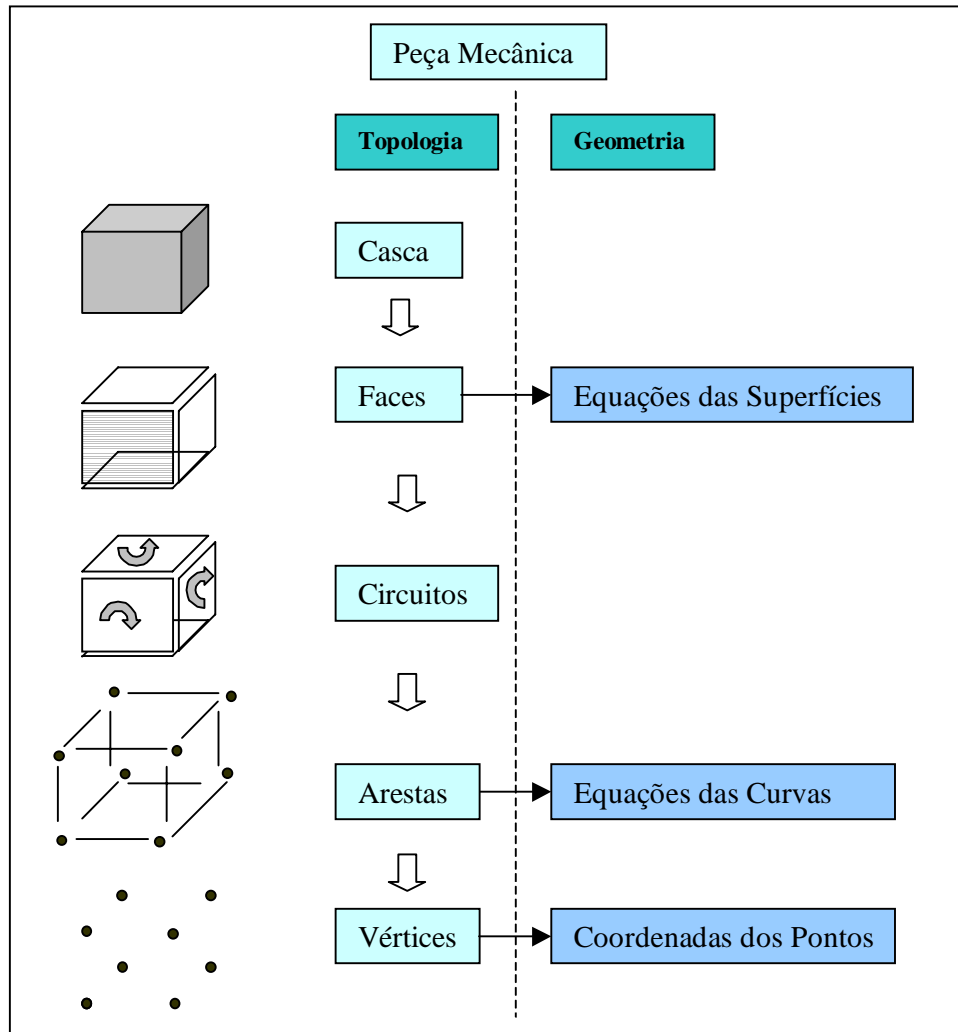
Os modeladores CAD *B-Rep* são conhecidos como ferramentas computacionais para a criação de modelos explícitos de representação de sólidos. Eles conseguem representar sólidos sem ambigüidades, mesmo os mais complexos, e não existem problemas referentes à unicidade em suas representações. Esta é a razão pela qual este tipo de representação de sólidos em CAD se encontra em largo uso e aceitação (Mantyla, 1988, Requicha, 1980).

Nesse trabalho utiliza-se um modelador acadêmico do tipo *B-Rep Loop-Based* denominado **TTM** (*Techturn Techmill Modeller*) (Guerra et al., 1996). Todos os modeladores de sólidos B-Rep, acadêmicos ou comerciais, existentes na área de CAD/CAM são baseados na noção topológica de que um objeto físico está confinado por um conjunto de faces interligadas entre si e que delimitam uma região fechada do espaço 3D denominada de *shell* (vide figura 2).

Esse conjunto de faces, por sua vez, representa regiões ou sub-conjuntos fechados de superfícies matematicamente bem orientadas segundo convenções específicas. Cada face é limitada por arestas ordenadas em um ou mais *loops* e, finalmente, cada aresta é limitada por vértices. Logo, os *loops* formam conjuntos fechados de arestas orientadas e interligadas. No caso específico do modelador TTM é importante ressaltar que existem informações do tipo *loops* anteriores e *loops* posteriores, para os quais cada entidade *loop* registra apontadores. Também faz-se necessário mencionar que quando uma face possui apenas um *loop* externo esses apontadores são nulos (i.e. não há *loops* posteriores nem anteriores na face). Entretanto, em havendo mais de um *loop* na face, eles se apontam um para o outro mutuamente através de registros internos do modelador.

Observa-se na mesma figura que a estrutura de dados de um modelo de uma peça

mecânica armazenada no formato CAD *B-Rep* resulta em uma clara distinção entre topologia e geometria. Enquanto a topologia armazena informações de fronteira do objeto juntamente com a forma de ligação entre as várias entidades primárias (i.e. vértices, arestas, faces, etc.), a geometria explicita matematicamente os diversos tipos de equações que definem as curvas das arestas e as superfícies das faces do sólido. Também é função da geometria do modelo representar as coordenadas cartesianas (x,y,z) referentes à posição espacial de cada vértice. Desta forma, topologicamente, um modelo de fronteira de uma peça é composto de *shell*, faces, *loops*, arestas, e vértices e suas inter-relações. Finalmente, em termos de geometria, o modelo é constituído de curvas, superfícies e as coordenadas espaciais dos pontos dos vértices.



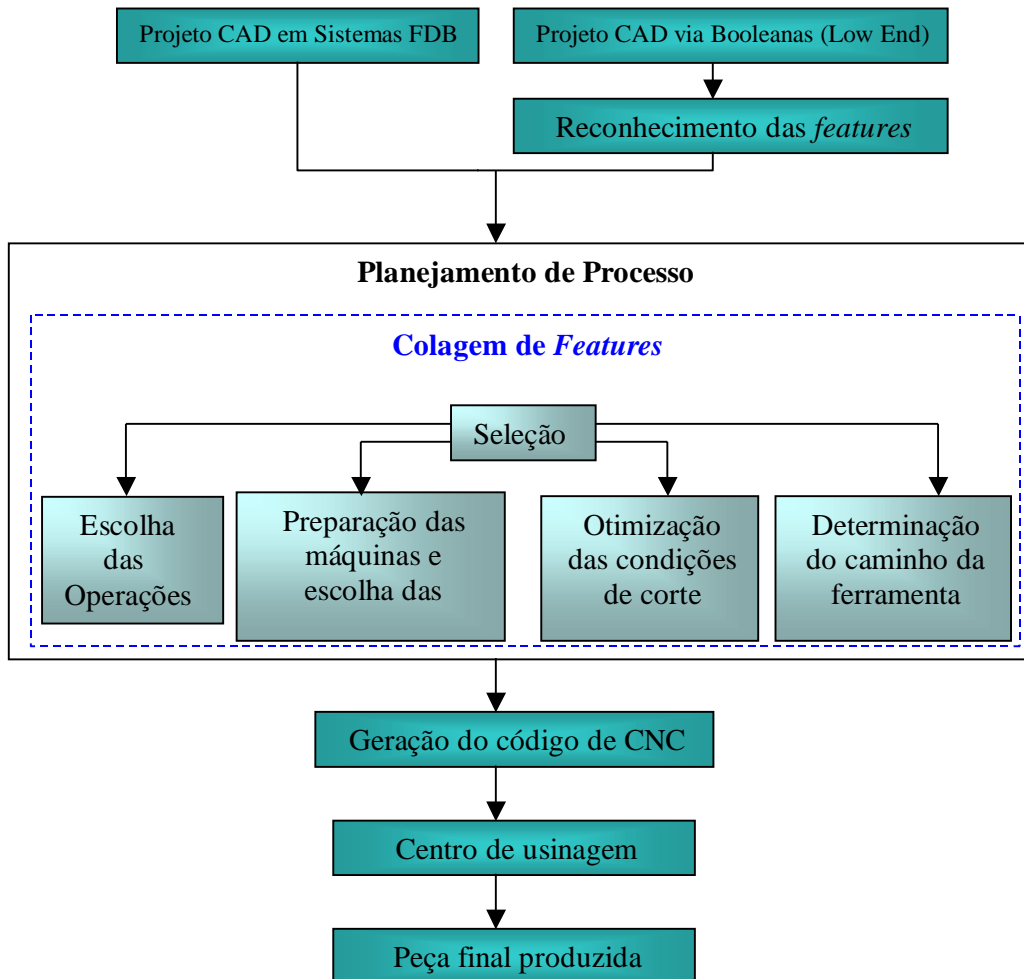
**Figura 2 - Geometria e topologia em Modeladores CAD *B-Rep* Loop-Based**

### 3. IMPORTÂNCIA DA COLAGEM DE FEATURES

A ferramenta computacional da colagem de features, aplicada a peças mecânicas que são produzidas automaticamente em centros de usinagem, visa auxiliar engenheiros da indústria metal-mecânica nas atividades ligadas à área de fabricação. Com o objetivo de situar o leitor com relação ao momento exato em que ocorre a colagem de features dentro do processo



produtivo, apresenta-se, na figura 3, um típico fluxograma das várias etapas entre o projeto e a usinagem de peças mecânicas em um sistema de fabricação automático.



**Figura 3** - Colagem de features dentro do processo produtivo

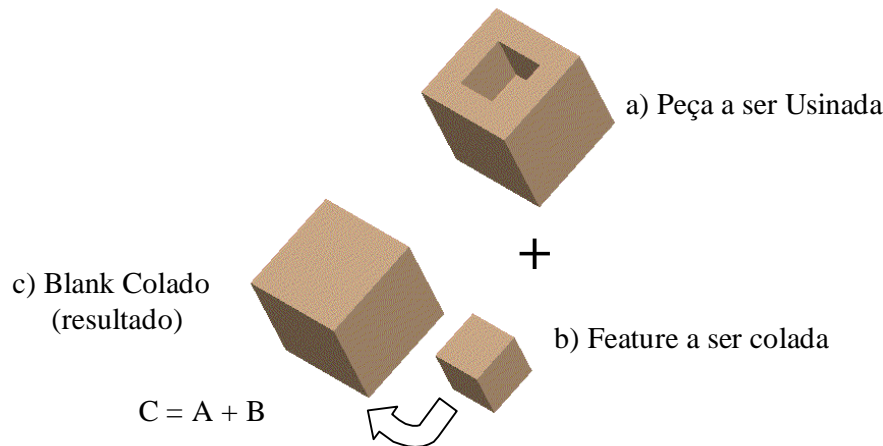
Observa-se pelo fluxograma que na etapa reservada ao planejamento automático do processo de fabricação faz-se várias tomadas de decisão e seleciona-se vários itens, como: as operações de usinagem a serem executadas; a forma de fixação da peça (preparação das máquinas) e ferramentas; as condições ótimas de corte e escolhe-se o caminho das ferramentas. É exatamente durante essas várias seleções que a determinação dos blanks intermediários e, conseqüentemente, a colagem de features é fundamental.

Muitas vezes, por exemplo, utiliza-se regiões dos blanks intermediários para realizar a fixação de uma peça durante a usinagem de partes da mesma. Quando se trabalha tendo por base apenas a peça final, essas regiões são apenas vazios no espaço e, portanto, em nada auxiliam as tomadas de decisão por parte do programa automático de fixação da peça na máquina. Um outro exemplo que se pode mencionar é em situações onde o engenheiro pretende utilizar a operação de alargamento. Nesse caso, a informação do blank intermediário é fundamental para se verificar, ou não, a existência de um pré-furo.

A importância da colagem de features está no fato de que essa ferramenta permite a criação dos vários blanks intermediários de uma maneira bastante simples, rápida e eficaz, quando comparada com o conjunto de operações Booleanas. A figura 1 pode ser usada para ilustrar as várias etapas de colagem de features em uma peça real, entretanto, a direção escolhida para identificar os vários passos deve ser oposta àquela indicada pelas setas. É importante ressaltar que foge ao escopo desse trabalho determinar a melhor seqüência de usinagem a ser adotada. Essa tarefa é de responsabilidade do engenheiro de fabricação ou de um programa computacional desenvolvido para esse fim. O objetivo aqui é apenas de mostrar o quanto é importante a colagem de features dentro do processo produtivo, principalmente na etapa de planejamento de processo. Dessa forma, entenda-se que a figura 1 serve para exemplificar didaticamente uma seqüência aleatória de geração de blanks intermediários e, não, uma seqüência ótima de usinagem. O resultado final do uso da ferramenta de colagem de features é a obtenção de um custo computacional bem mais baixo e a facilidade de execução de tarefas até então consideradas pesadas em um ambiente CAD/CAM.

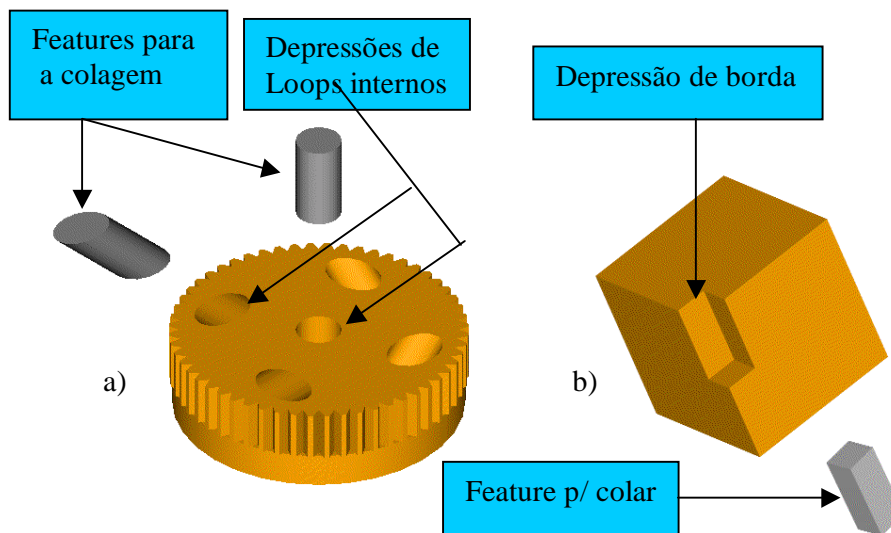
#### 4. ALGORITMOS PARA COLAGEM DE *FEATURES*

Neste trabalho, presume-se, inicialmente, que a indústria ou empresa disponha de arquivos em CAD 3D que representem suas peças e também os vários volumes correspondentes as depressões (i.e. features de fabricação) presentes na mesma. A figura 4 ilustra, para o caso de uma peça bastante simples, quais são os sólidos que precisam estar armazenados no arquivo CAD 3D que é submetido a uma operação de colagem através dos algoritmos apresentados nesse artigo. Somente os dois volumes: 4a (peça) e 4b (feature) são necessários. O resultado é blank ilustrado em 4c. Tanto a peça quanto a feature devem ser baseados em modeladores do tipo CAD B-Rep conforme explicado no item 2 do artigo.



**Figura 4** - Exemplo de uma colagem simples

Existem duas possibilidades de ocorrência de features quanto a sua proveniência e origem em uma peça: features oriundas de loops internos (vide figura 5a) e features localizadas na fronteira da peça (borda) (vide figura 5b) que são provenientes de um grupo de arestas que não formam um loop interno em nenhuma das faces do sólido. Nesse artigo os autores se referem às categorias supracitadas como “*features de loops*” e “*features de borda*” respectivamente. Por essa razão, fez-se necessário subdividir os procedimentos para efetuar a colagem de *features* em dois algoritmos: O primeiro responsável pelas *features de loops* e o segundo responsável pelas *features de borda*. As próximas secções explicam de forma mais detalhada os dois casos.



**Figura 5 - Features de loop e features de borda**

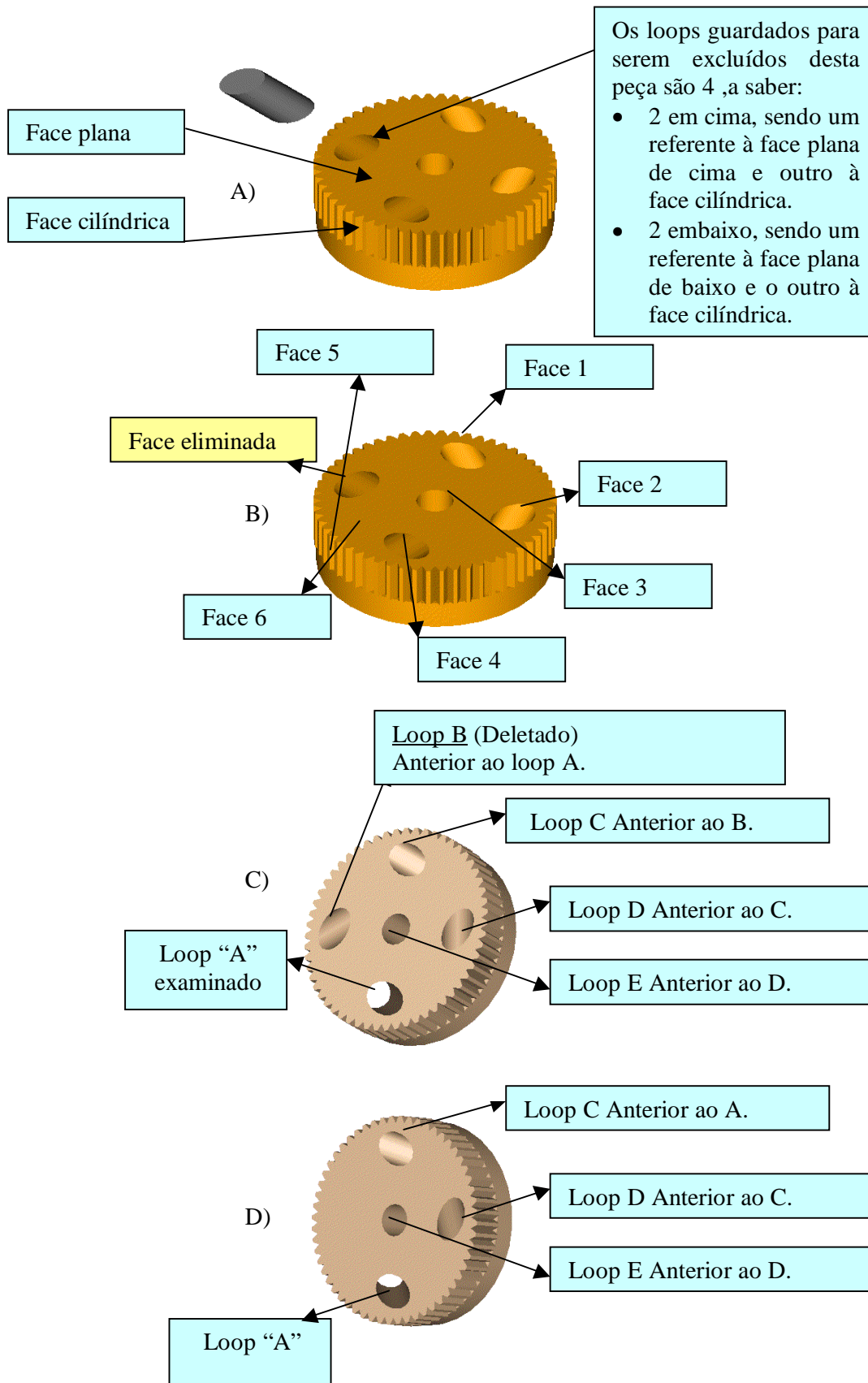
#### 4.1 Algoritmo para colagem de features oriundas de loops internos

A parte inicial de ambos os algoritmos para a colagem de features de *loop* e features de borda é bastante similar. Inicialmente, realiza-se um reconhecimento espacial primário (i.e. acasalamento) da depressão que deverá ser fechada e sua respectiva *feature*. Faz-se uma busca pela depressão que corresponde em termos de geometria e topologia àquela *feature* de interesse para a colagem (vide figuras 6 e 7). A colagem elimina da peça todas as entidades geométricas que não mais farão parte da mesma após o fechamento da depressão. Esse procedimento inicia-se hierarquicamente nos níveis mais elevados (i.e. shell) e vai descendo até atingir o nível mais baixo na estrutura do modelador (i.e. vértice).

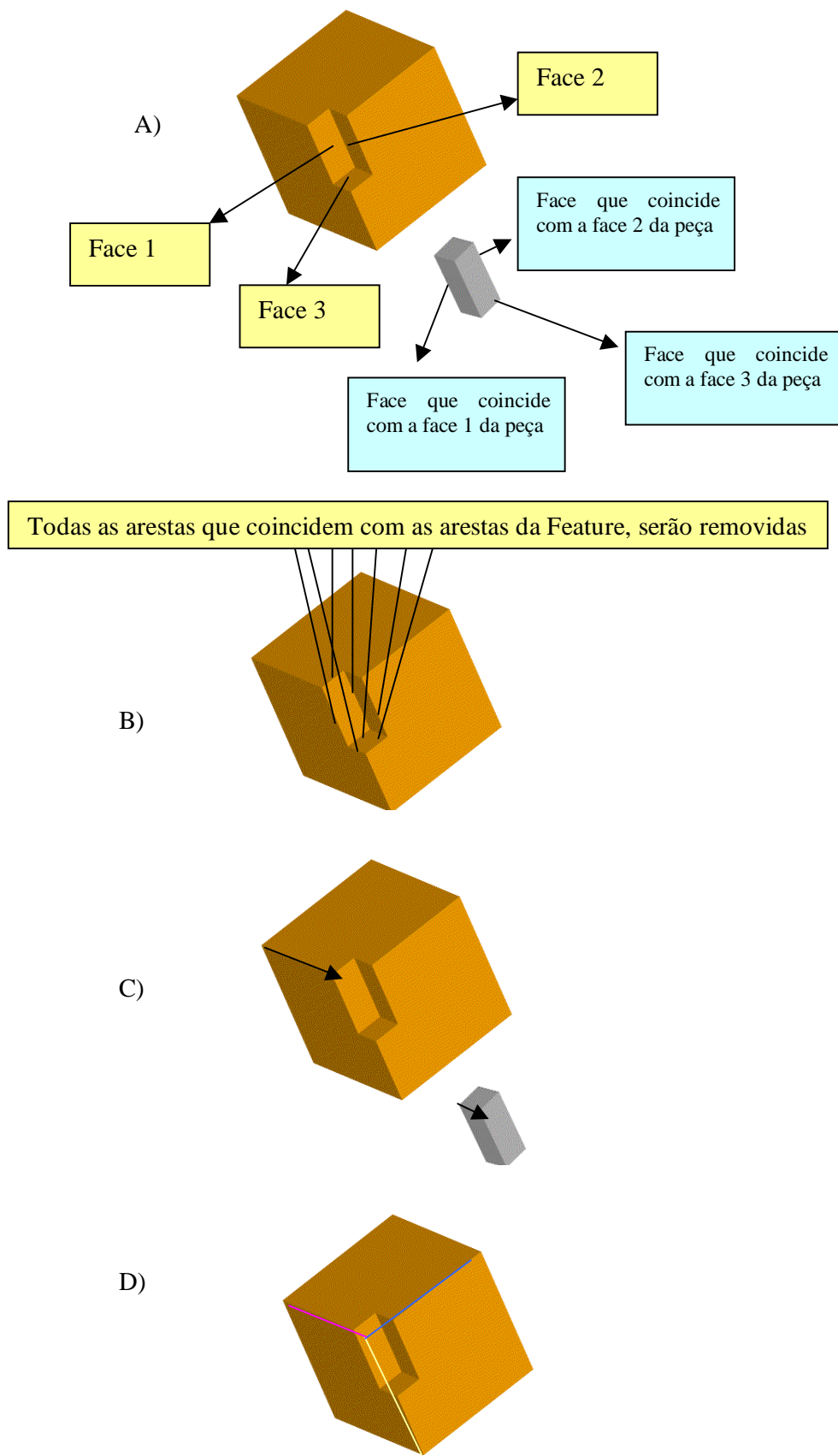
A figura 6 ilustra, superficialmente, alguns dos passos adotados pelo algoritmo de colagem de features oriundas de loops internos. Na figura 6a o volume correspondente ao furo inclinado do lado esquerdo é colado à peça de forma que serão eliminados inicialmente os 4 loops indicados: dois loops externos correspondente à casca cilíndrica da depressão, um loop localizado na face plana superior e um último loop localizado na face plana inferior. A face indicada em amarelo (figura 6b) é eliminada e todas as outras faces (incluindo os registros de apontadores para várias outras entidades no modelador) são reindexadas para assumirem uma nova identidade no sólido. A eliminação do loop B indicado na figura 6c exige um ajuste geral de todos os apontadores de loops na peça. Por exemplo, quando o loop A é examinado antes de se efetuar a colagem, terá um registro indicando que seu loop antecessor é o loop B do furo que será deletado. Após a colagem (figura 6d), é feito um total rearranjo de ponteiros de forma que o novo loop A terá como seu antecessor o loop C. Enfatiza-se nesse ponto que nenhum cálculo complicado de interseção foi realizado para efetuar todo o procedimento. Com isso consegue-se obter um resultado similar à operação Booleana de união, porém de uma forma bastante simplificada e a um custo computacional significativamente mais baixo.

#### 4.2 Algoritmo para colagem de features de borda

As figuras 7a,7b,7c e 7d ilustram algumas etapas-chave desse algoritmo. Na figura 7a observa-se que todas as faces da peça que coincidem com as faces da *feature* a ser colada deverão desaparecer. Elas são cuidadosamente marcadas pelo software de colagem. O mesmo é válido para as arestas coincidentes (figura 7b). Finalmente, verificando-se a continuidade das linhas não coincidentes entre *feature* e peça (figura 7c), consegue-se efetuar o fechamento completo da depressão (figura 7d). Mais uma vez a eficiência do algoritmo está na sua simplicidade e inexistência dos pesados cálculos matemáticos presentes nas Operações matemáticas.



**Figura 6-** Etapas de colagem para *features* de loops



**Figura 7-** Etapas de colagem para *features* de borda

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentou-se o desenvolvimento de uma ferramenta computacional para efetuar a colagem de features e, então, se obter os vários blanks intermediários dentro de um ambiente CAD/CAM necessários ao processo de fabricação automática de peças. A eficácia dos algoritmos implementados está na simplicidade, velocidade e baixo custo computacional quando comparado com o método tradicional que utiliza operações Booleanas para esse mesmo fim.

Finalmente, foram apresentados exemplos práticos para explicitar as razões pelas quais a ferramenta de colagem representa uma alternativa viável para obtenção de blanks intermediários. Obviamente que as operações Booleanas continuam tendo um importante papel na área de CAD. Dessa forma, não há nenhuma pretensão por parte dos autores de aplicar colagem de features a todos os casos. Há situações onde a aplicação de Booleanas é imprescindível. Entretanto, essa pesquisa objetivou apresentar uma ferramenta alternativa para simplificar a resolução de problemas que exigem maior agilidade na busca dos resultados. Trata-se portanto da utilização inteligente de informações pré-existentes em arquivos CAD 3D aplicados à indústria metal-mecânica.

## 5. BIBLIOGRAFIA

- Case, K. and Gao, J., 1991., “Feature technology - an overview”, Proc. Sym. Feature-based Approaches to Des. & Proc. Plan., Loughborough University of Tech., U.K., pp.1-14.
- Chamberlain, M. A., Joneja, A., Chang, T-C., 1993, “Protrusion-features handling in design and manufacturing planning”, CAD, vol 25, pp19-28.
- Gardan, Y. and Minich, C., 1993, “Feature-Based Models for CAD/CAM and their limits”, Computers in Industry, vol 23, pp 3-13
- Guerra, A.R.O. and Hinduja, S., 1996, “TTM: A Geometric and Technological Modeller”, 12<sup>nd</sup> International Conference on CAD/CAM, Robotics and Factories of the Future, Middlesex University, pp. 1021-1026, London, UK.
- Guerra, A.R.O. and Hinduja, S., 1997, “Modelling turned components with non-axisymmetric features”, Computer-Aided Design, vol 29, N° 5, pp. 343-359, 1997.
- Mantyla, M., 1988 “An introduction to solid modelling”, Computer Science Press, New York, USA.
- Requicha, A. A. G., 1980, “Representations of rigid solids: theory, methods and systems”, Comput. Surv., Vol.12, No.4, pp.437-464.
- Shen, Y. and Shah, J. J., 1994, “Feature recognition by volume decomposition using half-space partitioning”, ASME-Advance in Design Automation, vol 69, pp 575-583.
- Shah, J. J., 1991, “Assessment of features technology”, CAD, Vol.23, No.5, pp.331-343.
- Soenen, R. and Olling G., 1995, “Advanced CAD/CAM Systems- state-of-the-art and future trends in feature technology”, Chapman & Hall, London.
- Zeid, I., 1991, “CAD/CAM Theory and Practice”. McGraw-Hill.

# IDENTIFICAÇÃO DAS FUNCIONALIDADES DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS DE UM SISTEMA ERP

**Henrique Rozenfeld**

**Eduardo de Senzi Zancul**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos

Núcleo de Manufatura Avançada

Av. do Trabalhador São-carlense, 400

13560-250 – São Carlos – SP – Brasil

E-mail: [roz@sc.usp.br](mailto:roz@sc.usp.br)

## Resumo

O processo de desenvolvimento de produtos não têm sido considerado na implantação de sistemas ERP. No entanto, com o aumento da abrangência das funcionalidades desses sistemas e com a consolidação de seu papel de espinha-dorsal dos sistemas de informação das organizações, muitas empresas passam a considerar a utilização dos ERPs para apoiar as atividades e gerenciar as informações do desenvolvimento de produtos. Este trabalho identifica, sistematicamente, as funcionalidades de um sistema ERP que podem ser utilizadas para apoiar as atividades de um processo de desenvolvimento de produtos. O método utilizado consiste na comparação entre o modelo de referência que descreve as atividades do processo de desenvolvimento de produtos e do modelo de referência que descreve as funcionalidades do sistema ERP. Complementarmente, é realizada uma pesquisa exploratória das funcionalidades do sistema ERP.

**Palavras-chave:** Desenvolvimento de Produtos, Sistemas ERP

## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas ERP (*Enterprise Resource Planning*) são sistemas de gestão empresarial caracterizados, principalmente, por abranger um escopo amplo de funcionalidades, pela capacidade de adaptação em vários tipos de empresas e pela integração de seus dados.

Esses sistemas são compostos basicamente por módulos e por uma base de dados central. Os módulos contém as funcionalidades que apoiam as atividades de diversos processos de negócio das empresas, tais como, marketing e vender, comprar, produzir, gerenciar recursos humanos e gerenciar recursos financeiros e físicos. Os dados utilizados por cada um dos módulos são armazenados na base de dados central, para serem manipulados por outros módulos, garantindo a integração entre os processos de negócio.

No entanto, o processo de desenvolvimento de produtos geralmente não tem sido considerado na implantação de sistemas ERP e fica à margem dessa integração, conforme pôde-se constatar através de relatos de membros de empresas usuárias e fornecedores de sistemas.

Isso se deve principalmente a dois motivos. Primeiro, um sistema ERP não possui todas as funcionalidades necessárias para apoiar as atividades do processo de desenvolvimento de produtos, ou seja, o desenvolvimento de produtos requer sistemas mais específicos, complementares aos sistemas ERP. Segundo, a integração entre os sistemas complementares de engenharia com os sistemas ERP é bastante complexa, tanto no que se refere ao projeto conceitual da integração quanto à sua implantação.

Deve-se observar, entretanto, que os sistemas ERP estão se tornando a “espinha dorsal” (*backbone*) dos sistemas de informação das empresas e, conseqüentemente, estabelecendo uma plataforma comum para várias tecnologias atualmente empregadas pelas organizações. Além disso, os fornecedores de sistemas ERP estão aumentando a abrangência dos sistemas com a inclusão de novas funcionalidades.

Dessa forma, muitas empresas passam a considerar a utilização dos sistemas ERP para apoiar as atividades e gerenciar as informações do processo de desenvolvimento de produtos.

Uma das maiores dificuldades enfrentadas pelas empresas para aumentar a aderência dos sistemas ERP no processo de desenvolvimento de produtos é a identificação, nos sistemas ERP, de todas as funcionalidades que podem ser utilizadas para apoiar as atividades desse processo. Geralmente, tais funcionalidades estão espalhadas pelos diversos módulos dos sistemas.

O objetivo deste trabalho é identificar, sistematicamente, as funcionalidades de um sistema ERP que podem ser utilizadas para apoiar as atividades de um processo de desenvolvimento de produtos.

Para isso, o método utilizado consiste na comparação entre um modelo de referência que descreve as atividades de um processo de desenvolvimento de produtos e um modelo de referência que descreve as funcionalidades de um sistema ERP, através de uma técnica específica de comparação de modelos. Complementarmente, é realizada uma pesquisa exploratória das funcionalidades do sistema ERP.

Inicialmente, a definição de modelos de referência é apresentada e são abordados os conceitos envolvidos nos modelos de referência do processo de desenvolvimento de produtos e nos modelos de referência dos sistemas ERP. Em seguida, são discutidos os aspectos metodológicos envolvidos na realização deste trabalho. São analisados, então, os resultados obtidos na identificação das funcionalidades de desenvolvimento de produtos de um sistema ERP. Por fim, são feitas algumas considerações finais e dadas sugestões para trabalhos futuros.

## **2. DEFINIÇÃO E TIPOS DE MODELOS DE REFERÊNCIA**

Um modelo é uma representação de algo. É uma abstração da realidade expressa em termos de um formalismo especificado por um método de modelagem em função dos objetivos de um usuário (Vernadat, 1996).

Um modelo de empresa é uma representação da empresa. Esse modelo pode ser constituído de um conjunto consistente de modelos complementares que descrevem vários aspectos da empresa para atender às necessidades de determinados usuários (Vernadat, 1996).

Uma classe especial de modelos de empresa é formada por modelos mais amplos e genéricos, chamados de modelos de referência.

Um modelo de referência é um modelo que pode ser usado como base para o desenvolvimento ou avaliação de modelos específicos. Ou seja, modelos específicos podem ser derivados de modelos de referência pré-definidos e modelos de referência podem ser utilizados como referência de comparação de um modelo específico (Vernadat, 1996).



De acordo com o seu conteúdo, os modelos de referência são classificados em: modelos de referência do setor, modelos de referência dos sistemas de informação ou modelos de referência da empresa (Keller & Teufel, 1998).

Os modelos de referência para um setor representam as soluções mais gerais aplicáveis a um setor da indústria. Esses modelos procuram considerar as melhores práticas para o setor, podendo ser utilizados como ponto de partida em diversas abordagens de melhoria nas empresas.

Já os modelos de referência dos sistemas de informação são uma descrição das soluções disponíveis nos sistemas (Curran & Keller, 1998). Esses modelos podem ser aplicados na implantação e integração de sistemas de informação.

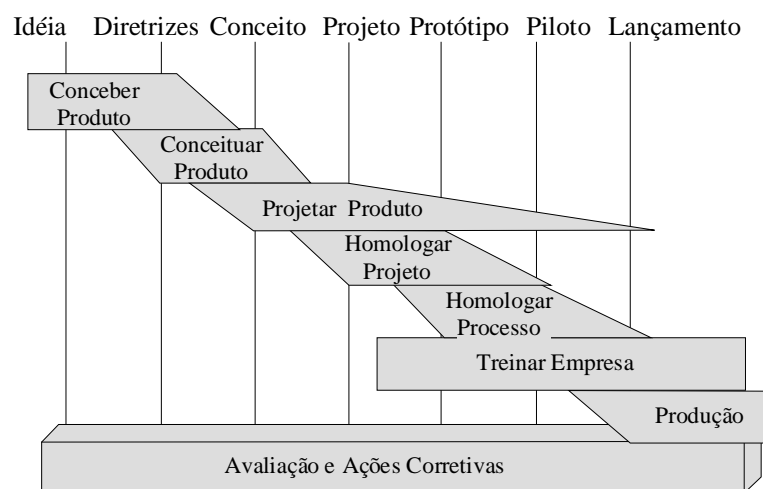
Pode-se também denominar os modelos que descrevem uma empresa específica como modelos de referência já que esses modelos são uma “referência” de representação da empresa. Os modelos de referência das empresas diferenciam-se em modelos que descrevem a situação vigente em uma empresa (chamados de modelos “*as-is*”) e modelos que expressam a situação futura desejada (chamados de modelos “*to-be*”).

### 3. MODELOS DE REFERÊNCIA DO PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS

Os modelos de referência do processo de desenvolvimento de produtos são representações desse processo. Dependendo de sua origem, tais modelos são classificados em um dos três tipos de modelos de referência citados anteriormente.

Na Figura 1, apresenta-se um modelo de referência para o processo de desenvolvimento de produto proposto por Rozenfeld (1997). De acordo com a tipologia de processos de desenvolvimento de produtos apresentada por Rozenfeld & Amaral (1999), esse modelo pode ser considerado como um modelo de referência do setor automobilístico – mais especificamente, dos fornecedores da indústria automobilística.

O modelo de referência proposto por Rozenfeld (1997) é descrito em três níveis. O primeiro nível (Figura 1) é uma representação analógica das fases de desenvolvimento, muito parecido com a forma de representação adotada pelo APQP (*Advanced Product Quality Planning*) da QS 9000 (AIAG, 1996). O segundo e terceiro níveis são representações mais detalhadas das atividades do processo. O conteúdo de cada uma das fases é apresentado resumidamente a seguir.



**Figura 1.** Primeiro nível do modelo de referência do processo de desenvolvimento de produtos (Rozenfeld, 1997)

**Conceber Produto Novo:** Tem início com idéias vindas de informações e análises de mercado, observações de concorrentes, necessidades de melhoria, opinião de clientes, etc... Após uma análise de atratividade decide-se “estudar” uma idéia. Um grupo composto por pessoas da alta gerência e um coordenador de produto definem as diretrizes do produto, como custo, retorno esperado, data de lançamento, especificação final do produto, etc..

**Conceituar Produto Novo:** Consiste em complementar as diretrizes obtidas anteriormente, com uma definição mais detalhada das características técnicas do produto. Esta atividade é desempenhada por um time multifuncional liderado pelo coordenador de produto. Aplicam-se aqui técnicas de Engenharia Simultânea, com ênfase no QFD (*Quality Function Deployment*) e no DFMA (*Design for Manufacturing and Assembly*). Todas as possíveis informações criadas nesta fase são arquivadas de forma sistemática, garantindo a sua reutilização em fases posteriores. Já se tomam aqui algumas decisões de *make or buy*, possibilitando que os fornecedores selecionados também participem desta fase do desenvolvimento. Os conceitos especificados nesta fase são valorados e as diretrizes são detalhadas e validadas. Finalmente, a diretoria decide se a empresa deve investir mais recursos na continuidade do desenvolvimento.

**Projetar Produto:** É quando se realiza o detalhamento do produto. Também é desenvolvido pelo time multifuncional, acrescido de pessoas com perfil mais técnico. Informações de produtos semelhantes são recuperadas para que possam ser reutilizadas. Os desenhos e processos do novo produto são elaborados e detalhados. As características determinantes dos produtos são calculadas e verificadas através de simulações. Após o detalhamento, a cadeia dimensional é verificada. No final da fase de detalhamento acontecem reuniões para definir as potenciais falhas de projeto e processo, aplicando-se a técnica de FMEA (*Failure Mode & Effect Analysis*). No detalhamento são obtidas também outras informações, tais como fluxo de processo, carta de controle estatístico de processo, croquis de fabricação, de *set-up* de equipamento, de inspeção, lista de ferramental, etc..

**Homologar Projeto:** Os protótipos são construídos e testados com base em um programa de teste previamente definido. Aplicam-se aqui técnicas de análise de experimentos.

Com base nos resultados dos testes, são verificadas as possíveis falhas levantadas na elaboração do FMEA de produto. Por fim, o cumprimento das diretrizes de produto é verificado em uma reunião com o time de desenvolvimento.

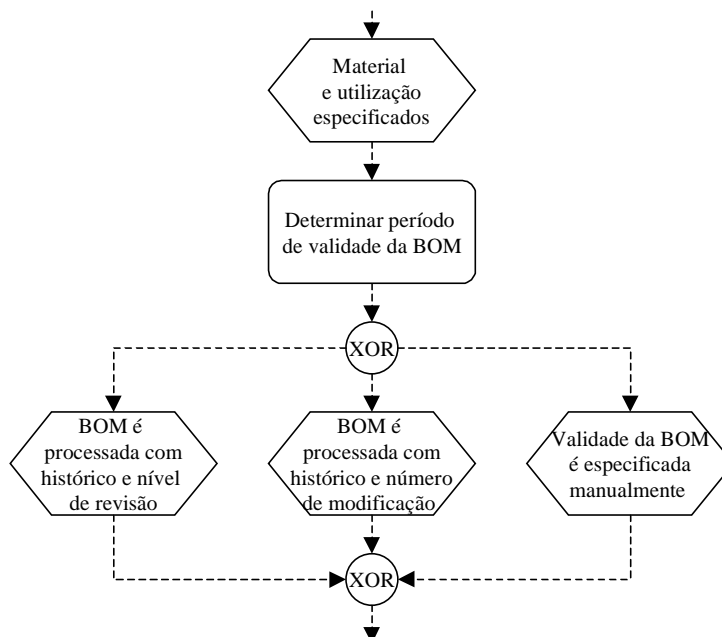
**Homologar Processo:** Com o protótipo aprovado, parte-se para a definição de um cronograma interno de implantação do produto na empresa. Deve-se analisar a capacidade da empresa em obter o produto desejado. Verificam-se aqui as falhas do FMEA de processo e tomam-se as medidas pertinentes para eliminá-las.

**Treinar Empresa:** Consiste em obter as informações finais sobre o produto, tais como: manuais de manutenção, aplicação, etc. Com esse material realizam-se cursos e palestras para pessoas das áreas de marketing, vendas, assistência técnica, planejamento e fabricação, a fim de divulgar os conceitos e características do novo produto.

#### 4. MODELOS DE REFERÊNCIA DOS SISTEMAS ERP

Nos modelos de referência dos sistemas ERP, os processos são descritos como um conjunto de alternativas que correspondem as possíveis soluções disponíveis no sistema (Keller & Teufel, 1998).

A Figura 2 apresenta um exemplo de um modelo de referência de um sistema ERP que representa três alternativas existentes no sistema para o cadastramento de estruturas de produtos.



**Figura 2.** Exemplo de um modelo de referência de um sistema ERP (Keller & Teufel, 1998, p. 406)

Nos projetos de implantação de sistemas ERP, os modelos de referência que representam esses sistemas podem ser empregados basicamente de duas formas distintas: na configuração de modelos de referência específicos ou na verificação da aderência do sistema a modelos de referência pré-existentes (Keller & Teufel, 1998).

Na primeira forma, o modelo de referência do sistema ERP é configurado em um modelo específico para uma empresa. Entre todas as soluções disponíveis no modelo de referência do sistema, selecionam-se as alternativas mais adequadas para atender aos requisitos da empresa.

Para se verificar o grau de aderência do sistema a um modelo de referência pré existente, pode-se comparar o modelo pré-existente com o modelo de referência do sistema ERP (Keller & Teufel, 1998). Nessa comparação são identificadas as funcionalidades do ERP que podem ser utilizadas para apoiar as atividades do modelo escolhido.

## 5. METODOLOGIA

### 5.1 Localização do trabalho

Este trabalho faz parte de uma pesquisa mais ampla sobre a aplicação de sistemas ERP no processo de desenvolvimento de produtos. Tal pesquisa compreende quatro fases. A primeira fase consiste na identificação das funcionalidades de desenvolvimento de produtos de um sistema ERP. A segunda, busca localizar as sobreposições de funcionalidades entre os sistemas de engenharia e os sistemas ERP, além de analisar as formas de integração entre esses sistemas. Na terceira fase pretende-se elaborar um modelo de referência do processo de desenvolvimento de produtos considerando a aplicação integrada de um sistema ERP e de sistemas complementares de engenharia. Finalmente, na quarta fase, pretende-se realizar uma implantação piloto de um sistema ERP em um processo de desenvolvimento de produtos.

Dessa forma, observa-se que o presente trabalho refere-se a primeira fase da pesquisa como um todo. Entende-se também, que este trabalho é a etapa mais importante da pesquisa pois é nesta fase que são determinadas as funcionalidades do sistema ERP que são consideradas em todas as fases seguintes da pesquisa.

Para a realização da pesquisa foi selecionado um sistema ERP e um processo de desenvolvimento de produtos específicos.

O sistema ERP selecionado é o sistema SAP R/3 versão 4.0 B. O sistema SAP foi escolhido por ser o sistema ERP com maior participação de mercado (Heald & Kelly, 1998).

O processo de desenvolvimento de produtos selecionado é representado pelo modelo de referência proposto por Rozenfeld (1997), apresentado na Figura 1. Esse modelo de referência é resultado de projetos de consultoria em empresas, dos requisitos da QS-9000 e de pesquisas na área. Além disso, esse modelo de referência está sendo aperfeiçoado por um projeto de doutorado em andamento. Dessa forma, considera-se que o modelo é bastante atual e completo, abrangendo as melhores práticas de desenvolvimento de produtos.

## 5.2 Trabalhos preliminares

Uma sistematização preliminar das funcionalidades de desenvolvimento de produtos do sistema SAP R/3 4.0 é apresentada por Zancul & Rozenfeld (1999).

Nessa sistematização, a identificação das funcionalidades do sistema ERP que apoiam as atividades de desenvolvimento de produtos foi iniciada por uma pesquisa bibliográfica (Kirchmer, 1998; Keller & Teufel, 1998; Curran & Keller, 1998; Sap, 1996; Sap, 1998) e complementada por uma pesquisa exploratória no sistema ERP.

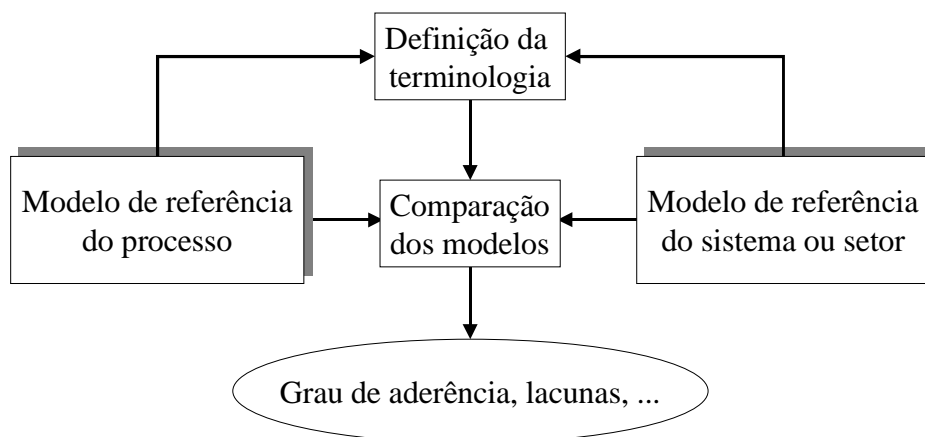
Os resultados obtidos por Zancul & Rozenfeld (1999) indicam os principais grupos de funcionalidades do sistema SAP R/3 que podem ser utilizados para apoiar as atividades do processo de desenvolvimento de produtos, tais como, simulações de custos, gerenciamento de estruturas de produto e gerenciamento de projetos.

No entanto, apesar de se ter obtido um panorama inicial das potencialidades de aplicação do ERP no desenvolvimento de produtos, esses grupos de funcionalidades são ainda muito genéricos. Isso inviabiliza uma análise mais criteriosa sobre a adequação das funcionalidades aos requisitos específicos das atividades do processo de desenvolvimento de produtos.

## 5.3 Metodologia de pesquisa

Optou-se, então, por realizar um estudo complementar com o objetivo de se identificar detalhadamente as funcionalidades de desenvolvimento de produtos do sistema ERP.

Para isso, foi empregado o método de comparação de modelos proposto por Kirchmer (1998), apresentado na Figura 3.

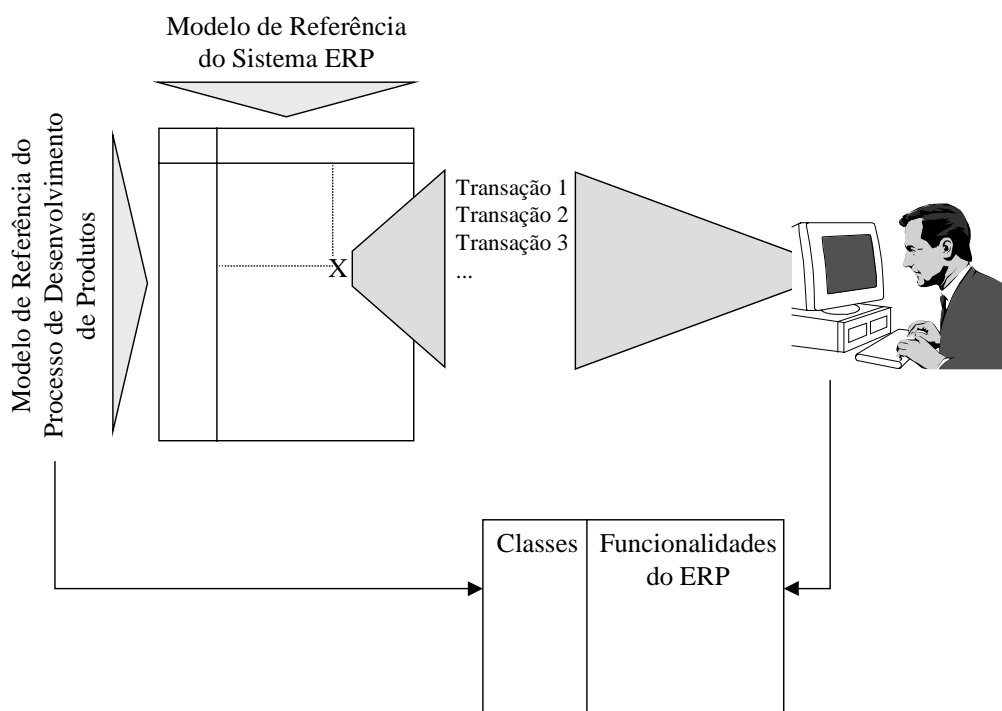


**Figura 3.** Método de comparação de modelos (adaptado de Kirchmer, 1998, p. 114)

A comparação entre modelos é dificultada pelo emprego de diferentes terminologias e pelos diferentes graus de abstração dos modelos. Para se uniformizar a nomenclatura, define-se uma terminologia padrão ou adota-se a terminologia empregada em um dos modelos. Para se comparar modelos em diferentes níveis de detalhamento, permite-se que um ou mais elementos do modelo do processo sejam comparados com um ou múltiplos elementos da referência (Kirchmer, 1998).

Assim, Keller & Teufel (1998) observam que a comparação envolve, além dos aspectos técnicos, aspectos semânticos dos modelos. Dessa forma, a comparação de modelos pode requerer conhecimentos detalhados da entidade modelada que não estão expressos no modelo.

A Figura 4 apresenta, de forma esquemática, os passos realizados para a aplicação do método de comparação de modelos de Kirchmer (1998) neste trabalho.



**Figura 4.** Metodologia de identificação das funcionalidades de desenvolvimento de produtos de um sistema ERP

Na comparação, as atividades representadas no modelo de referência do processo de desenvolvimento de produtos foram listadas em uma tabela e confrontadas com as funcionalidades representadas no modelo de referência do sistema ERP, indicando, em detalhes, as funcionalidades que potencialmente podem ser aplicadas no desenvolvimento de produtos.

As funcionalidades resultantes da comparação foram então analisadas em uma pesquisa exploratória no sistema. Nessa análise foi verificado se as funcionalidades do ERP atendem aos requisitos específicos das atividades do processo de desenvolvimento de produtos. Na pesquisa exploratória no sistema foram também identificadas funcionalidades adicionais de desenvolvimento de produtos que não são representadas no modelo de referência do sistema (Figura 4).

Após a sua identificação, as funcionalidades de desenvolvimento de produtos foram sistematizadas seguindo o mesmo critério de classificação utilizado por Zancul & Rozenfeld (1999).

As classes utilizadas na sistematização das funcionalidades de desenvolvimento de produtos do sistema ERP são: Marketing, Projeto, Planejamento do Processo, Qualidade,

Planejamento de Ferramental, Custo, e Planejamento do Descarte e Reciclagem. Algumas dessas classe são divididas em subclasses. Essas classes e subclasses são equivalentes às utilizadas por Scheer (1998) para a análise dos requisitos do processo de desenvolvimento de produtos. Além das classes citadas, foi criada uma classe adicional para as funcionalidades de Gerenciamento do Processo. Uma explicação detalhada do significado de cada uma dessas classes é apresentado por Zancul & Rozenfeld (1999).

## 6. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos na comparação dos modelos de referência indicam que cerca de 55% das atividades de desenvolvimento de produtos podem ser apoiadas pelo sistema ERP selecionado para a pesquisa.

A sistematização das funcionalidades identificadas, nas classes descritas acima, permite uma análise mais detalhada dos resultados obtidos.

As funcionalidades de Marketing englobam a obtenção de relatórios sobre o histórico de vendas da empresa e o apoio ao desenvolvimento de catálogos de produtos.

Algumas das funcionalidades de Projeto estão relacionadas com a obtenção de dados básicos do sistema ERP, necessários para a produção. Entre essas funcionalidades estão a criação de produtos e itens no sistema, bem como a criação de estruturas de produto.

Tais funcionalidades podem ser vistas apenas como uma carga de dados no sistema, obrigatória para o início da produção. De outra maneira, essas funcionalidades podem ser utilizadas ao longo do desenvolvimento, somadas as funcionalidades de classificação de itens, de gerenciamento de documentos de desenvolvimento e de preparação da infra-estrutura para a configuração de produtos variantes.

Da mesma forma, a classe Planejamento de Processo engloba as funcionalidades de geração dos centros de trabalho e dos planos macro de fabricação. O planejamento do processo pode utilizar seqüências de operações pré-definidas e padronizadas, além de fórmulas e métodos de cálculo.

Um dos benefícios da antecipação da criação dos dados no ERP é a possibilidade de utilização de outras funcionalidades como, por exemplo, o apoio a cotação de itens e as estimativas de custo de produto (classe Custos).

As funcionalidades de Qualidade possibilitam a criação de características de inspeção e planos e métodos de inspeção padronizados, bem como a manutenção de procedimentos de amostragem. Além disso, essa classe inclui a geração de relatórios de problemas de qualidade e reclamação de clientes sobre produtos já existentes, úteis para as fases iniciais do desenvolvimento.

O Projeto de Ferramental engloba a criação do ferramental e do equipamento de apoio a produção no sistema. Já o Planejamento do Descarte e Reciclagem compreende o gerenciamento de itens e produtos controlados.

A maioria das funcionalidades identificadas no trabalho foram sistematizadas na classe Gerenciamento do Processo. Devido a existência de um módulo específico de gerenciamento de projetos no sistema selecionado para a pesquisa, essa classe inclui uma série de funcionalidades que podem ser aplicadas no gerenciamento do desenvolvimento de produtos.

## 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho identifica, sistematicamente, as funcionalidades de um sistema ERP que apoiam as atividades do processo de desenvolvimento de produtos.

Os próximos passos dessa pesquisa compreendem a comparação de tais funcionalidades com as funcionalidades de sistemas de engenharia (CAD/CAE/CAPP/CAM/PDM). Nessa

comparação pretende-se determinar as sobreposições de funcionalidades e localizar os principais pontos de integração entre os sistemas ERP e os sistemas de engenharia.

Além disso, os resultados obtidos serão compilados em um modelo de referência do processo de desenvolvimento de produtos.

Dessa forma, pretende-se obter uma análise completa da aplicabilidade de sistemas ERP no processo de desenvolvimento de produtos.

## REFERÊNCIAS

- AIAG, 1996, APQP - Advanced Product Quality Planning & Control Plan. Automotive Industry Action Group.
- Curran, T. & Keller, G., 1998, SAP R/3 Business Blueprint. Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey.
- Heald, K. & Kelly, J., 1998, AMR Research Predicts ERP Market Reach \$52 Billion by 2002, <http://www.amrresearch.com> (14/agosto).
- Keller, G. & Teufel, T., 1998, SAP R/3 Process Oriented Implementation, Addison-Wesley, Harlow.
- Kirchmer, M., 1998, Business Process Oriented Implementation of Standard Software, Springer-Verlag, Heidelberg.
- Rozenfeld, H. (1997). Modelo de Referência para o Desenvolvimento Integrado de Produtos. In: Encontro Nacional De Engenharia De Produção, 17., Gramado, RS, 1997. *Anais*. Porto Alegre, UFRGS, CD-ROM.
- Rozenfeld, H.; Amaral, D.C., 1999, Proposta de uma Tipologia de Processos de Desenvolvimento de Produto Visando a Construção de Modelos de Referência. In: Congresso Brasileiro De Gestão Do Desenvolvimento De Produtos, 1., Belo Horizonte, 1999. *Anais*.
- Sap 1996, R/3 System Integrated Manufacturing SAP America, Wayne.
- Sap 1998, Ajuda do sistema SAP R/3.
- Scheer, A.W., 1998, Business Process Engineering: Reference Models for Industrial Enterprises, Springer-Verlag, Heidelberg.
- Vernadat, F.B., 1996, Enterprise Modeling and Integration: principles and applications. London, Chapman & Hall.
- Zancul, E.S. & Rozenfel, H., 1999, Sistematização das Funcionalidades de um Sistema ERP que Apoiam o Processo de Desenvolvimento de Produtos. In: Congresso Brasileiro De Engenharia Mecânica, 15., SP, 1999, *Anais*.

# UMA REVISÃO DE CONCEITOS SOBRE OS DIAGRAMAS DE LIMITE DE CONFORMAÇÃO

**Sérgio Henrique Evangelista**

**João Lirani**

**Jonas de Carvalho**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, CEP 13566-590, São Carlos, SP, Brasil. E-mail : [toddy@sc.usp.br](mailto:toddy@sc.usp.br)

## Resumo

Os processos de fabricação mecânica aplicados às chapas metálicas dispõem de importantes ferramentas de análise como os diagramas de limite de conformação (“*FLD*”). Estes são influenciados por diversos parâmetros de material, entre eles o índice de encruamento, a sensibilidade à taxa de deformação e a anisotropia. Sendo obtidos pelas deformações limites, diversos autores apresentam métodos de cálculo destes gráficos, considerando-se que estes métodos baseiam-se na ocorrência de defeitos macroscópicos na chapa (estricção ou “*necking*”). Porém, os diagramas *FLD* não se aplicam a um *blank* que venha sofrer conformações mecânicas complexas. Com o uso dos diagramas de limite de tensões de conformação (*FLSD*) supre-se esta deficiência, além de dispor uma importante ferramenta para os métodos numéricos de análise de processos mecânicos como o *método de elementos finitos*. Este trabalho visa uma revisão de conceitos relacionados ao assunto, comparando os métodos disponíveis de obtenção destes diagramas.

**Palavras-chave :** *conformação de chapas, diagrama de limite de conformação, estricção*

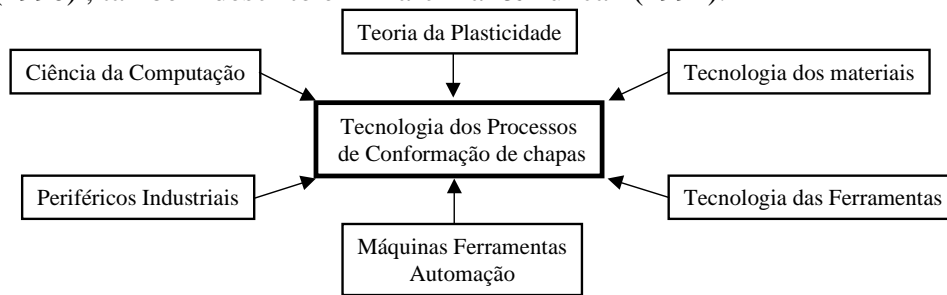
## 1. INTRODUÇÃO

Os processos de conformação de chapas podem ser descritos através de modificações específicas feitas na geometria de um *blank*, pelo controle do fluxo de material no estado plástico de deformações e pela avaliação de qualidade da peça final através da presença ou não dos diversos tipos de defeitos. Estes processos podem alcançar elevada produtividade nos parques industriais quando suas variáveis são bem combinadas, obtendo-se baixos custos de produção, baixo consumo de material e produtos nos formatos bem próximos dos esperados nas fases de projeto. Genericamente, seus diversos fatores influentes podem ser agrupados conforme visto na figura 1.

Dentre estes fatores, destacam-se a teoria da plasticidade e a ciência da computação pelos avanços recentes disponíveis na literatura que possibilitaram novos pontos de vista para a tecnologia nesta área. Na teoria da plasticidade, além da teoria clássica, tem-se o enfoque experimental dado aos limites de formabilidade da chapa introduzido por Keeler&Backhofen (1964) apud Stoughton (2000) e Goodwin (1968) apud Stoughton (2000), com a representação dos *FLDs* (*forming limit diagrams*) ou diagramas de limite de conformação. Somam-se a isto os modelos matemáticos aplicados a defeitos macroscópicos presentes no



material. Isto foi considerado no modelo *MK*, de Marciniak & Kuczynski (1967) apud Graf & Hosford (1990), também descrito em Marciniak & Duncan (1992).



**Figura 1.** Elementos diversos na tecnologia moderna de conformação de chapas, por Lange (1997).

Estes aspectos trouxeram o desafio de se prever o comportamento do *blank* durante o processo. A formabilidade da chapa pôde ser descrita, definida em geral pela distribuição uniforme de deformações, pelo alcance de maiores níveis de deformação sem ocorrência de afinamentos ou fraturas, pela manutenção de tensões de compressão no plano das deformações, evitando-se o enrugamento, pela manutenção do cisalhamento no plano de deformações, sem a ocorrência de fraturas, pela manutenção da forma após a remoção da matriz e enfim pela apresentação de superfície com textura suavizada, sem danificações. Por outro lado tem-se o *método de elementos finitos*, atuando como um elo entre a teoria da plasticidade e a ciência da computação. Com este método analisa-se um processo de conformação numericamente, a partir de seu modelamento, cujos resultados validam-se através de dados experimentais. Encontram-se no mercado *softwares* aplicados a este método, como por exemplo o *software* LS-DYNA3D.

Este trabalho revê os aspectos relacionados aos *FLDs* e à sua predição, discutindo os mais importantes e visando a escolha de procedimentos de cálculo e análise destes diagramas.

## 2. DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS DIAGRAMAS DE LIMITE DE CONFORMAÇÃO

Os diagramas de limite de conformação indicam as deformações limites que os *blanks* metálicos podem sustentar durante as deformações. Dois grandes grupos de testes são efetuados para determinação destes gráficos. O primeiro grupo de testes abrange o estiramento de corpos de prova como através de um punção, pelo método do punção esférico. Neste caso produzem-se deformações fora do plano da chapa e com o uso do punção tem-se também os efeitos do atrito. O segundo grupo de testes produz somente deformações no plano e não envolve algum tipo de contato entre o *blank* e os medidores. O primeiro tipo de teste é mais usado que o segundo e fornece resultados razoavelmente diferentes. Pode-se obter boa correlação de dados entre as curvas limites determinados no laboratório e na indústria.

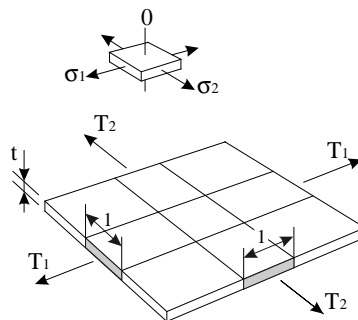
Pelo método do punção esférico utilizam-se círculos gravados no *blank* de teste, cujas dimensões variam entre 25,4 mm e 203,0 mm. O *blank* é travado no prensa-chapas e estirado por um punção de aço de 102 mm de diâmetro até a iminência de fraturas. As tiras de aço mais estreitas fraturam-se em uma razão entre deformações mínimas e máximas em torno de -0,5, valor este comparável aos obtidos nos ensaios de tração. Com o aumento na largura da tira de aço, esta razão de deformações aumenta até um valor positivo elevado para o caso do corpo de prova de largura máxima. Aumentos posteriores desta razão até +11,0 são alcançados pelo uso progressivo de lubrificação no punção. As deformações são medidas por

dentro e por fora das regiões de estricções visíveis e fraturas. Pelo método de deformação no plano obtém-se os limites de conformabilidade pelo teste uniaxial de tração, pelo teste de tensão aplicado a tiras retangulares ou pelo teste de estiramento biaxial de Marciniak com punções circulares ou elípticos. A curva limite é então obtida em uma ampla faixa de razão de deformações, desconsiderando-se as deformações fora do plano de trabalho. Encontra-se em Fernandez & Al-Qureshi (1999) um novo método para este grupo de testes, com destaque ao equipamento utilizado e o desenvolvimento de um novo tipo de corpo de prova.

### 3. O MODELO MK

Nos processo de conformação, os esforços requeridos para se deformar o *blank* são transmitidos através dele próprio, havendo a formação de defeitos em caso de sobrecargas ou de mau condicionamento de processo. Para isto, as teorias de instabilidades de tensões são importantes ferramentas de análise. Para isto consideram-se aspectos influentes tais como geometria da peça, forças em questão, propriedades do material e do grau de homogeneidade inicial do *blank*. Os fenômenos de instabilidade e concentração de deformações são sutis e não há consenso a respeito de seus mecanismos, pois alguns aspectos das falhas do material podem ser considerados como parcialmente explorados (Marciniak&Duncan, 1992). Em Swift (1952) apud Banabic (1999) tem-se um primeiro trabalho acerca das instabilidades de processo, com tratamento matemático para o *necking* difuso na chapa. Porém, a partir de Marciniak&Kuszinsky (1967) apud Graf & Hosford (1990) vários autores realizam estudos baseados no modelamento de um defeito de aspecto geométrico que resulta no *necking* localizado, introduzido em uma análise de estiramento de chapa no plano, tratado como o modelo *MK*. Autores como Graf&Hosford (1990), Zhao et al. (1996) e Arrieux et al. (1996) aplicam este modelo para o cálculo dos limites de conformabilidade do *blank*.

Assim conforme Marciniak&Duncan (1992), o modelo *MK* descreve a ocorrência de *necking* localizado como visto a seguir. Considera-se uma região da chapa em deformação onde as tensões principais sejam uniformes de acordo com a figura 2 .



**Figura 2.** Forças específicas  $T_1$  e  $T_2$  em uma chapa por um processo dito proporcional ( $T_1$  e  $T_2$  são forças por unidade de comprimento).

Definem-se como forças específicas aquelas transmitidas através da borda da chapa :

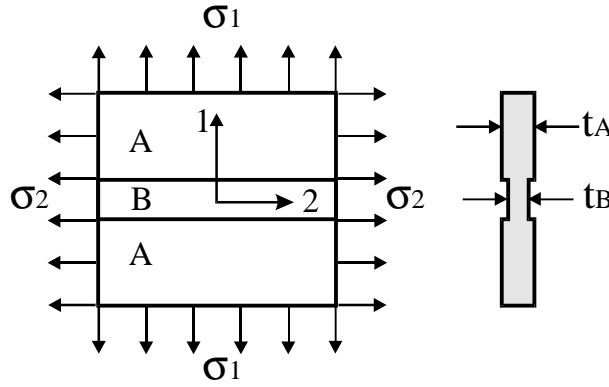
$$T_1 = \sigma_1 \cdot t \quad ; \quad T_2 = \sigma_2 \cdot t \quad (1)$$

onde  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$  são as tensões principais e  $t$  é a espessura.

Supondo-se que o *necking* localizado não interfira nas condições de contorno, uma condição necessária para este ocorra é que uma ou mais forças específicas alcancem um ponto de máximo, com :

$$dT \leq 0 \quad (2)$$

Entretanto, esta condição não é suficiente para que haja a estricção na chapa submetida a tensões de tração nas duas direções mostradas. Para isto, em um *blank* sendo conformado em um estado biaxial de tensões supõe-se uma imperfeição pré-existente *B* na forma de um rebaixo perpendicular à maior tensão principal, como na figura 3.



**Figura 3.** Modelo MK : imperfeição *B* em uma região *A* sujeita a deformações uniformes

Esta representação é simplificada, porém é suficiente para representar-se esta imperfeição por :

$$f_0 = (t_B / t_A)_0 \quad (3)$$

onde  $t_B$  e  $t_A$  são as espessuras das regiões mostradas na figura 3.

Para a região da chapa mostrada nesta figura, têm-se as tensões principais e os incrementos de deformações :

$$\sigma_1 \quad ; \quad \sigma_2 = \alpha \cdot \sigma_1 \quad ; \quad \sigma_3 = 0 \quad (4)$$

$$d\epsilon_1 \quad ; \quad d\epsilon_2 = \beta \cdot d\epsilon_1 \quad ; \quad d\epsilon_3 = -(1 + \beta) \cdot d\epsilon_1 \quad (5)$$

com  $\alpha$  constante definindo um carregamento proporcional e  $\beta$  uma parâmetro calculado conforme a evolução das deformações.

Exige-se que o processo de *necking* não afete as condições de contorno externas. Tem-se que para isto, seguindo-se a compatibilidade de deslocamentos paralelos ao rebaixo :

$$(d\epsilon_2)_A = (d\epsilon_2)_B \quad (6)$$

e obtém-se um estado de deformações incremental de modo que :

$$d\epsilon_{1A} / d\epsilon_{1B} < Tolerância \quad (7)$$

onde a tolerância especificada depende do algoritmo de análise adotado.

#### 4. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE OS DIAGRAMAS DE LIMITE DE CONFORMAÇÃO

O modelo de análise *MK* considera a evolução de tensões e deformações conforme as expressões (4) e (5), assumindo-se  $\alpha$  constante, isto é, com carregamento proporcional para as tensões. Este valor não é necessariamente constante na prática em geral, mas para processos executados em um só estágio, mesmo para estampagens compreendidas entre os processos mais críticos, esta hipótese é razoável (Stoughton, 2000). De outra forma, considera-se que em muitas vezes o valor  $\beta$  nestas expressões seja constante, para uma trajetória linear do estado de deformações. Na prática, esta trajetória é quase linear para os processos de conformação.

Dentre os parâmetros mais importantes para análise dos diagramas de limite de conformação (“*FLD*”) estão os valores  $m$ ,  $n$  e  $r$ , obtidos nos ensaios de tração. O valor  $m$  é considerado na expressão (8) e é definido como coeficiente de sensibilidade à taxa de deformação:

$$\bar{\sigma} = K \cdot \dot{\bar{\epsilon}}^m \cdot (\bar{\epsilon} + \Delta\bar{\epsilon})^n \quad (8)$$

onde  $\bar{\sigma}$  é a tensão efetiva,  $K$  é coeficiente de resistência do material,  $\dot{\bar{\epsilon}}$  é a taxa efetiva de deformação e  $(\bar{\epsilon} + \Delta\bar{\epsilon})$  compreende a deformação efetiva de modo incremental. O valor  $n$  é mostrado nesta mesma equação, definido como o coeficiente de encruamento do material. O valor  $r$ , sendo um fator para a anisotropia do material, é definido por:

$$r = \frac{\epsilon_w}{\epsilon_t} = \frac{\ln\left(\frac{w}{w_0}\right)}{\ln\left(\frac{t}{t_0}\right)} \quad (9)$$

onde  $w$  é um parâmetro para largura do material,  $t$  a espessura e  $\epsilon$  a deformação respectiva.

Para predição teórica das curvas deve-se considerar estes parâmetros, além de hipóteses de tensão e deformação plana, o critério de escoamento e a lei de potência para o material. Na construção do diagrama utilizam-se deformações de engenharia ou logarítmicas de forma que os eixos para tensão e deformação principais mantenham-se fixos nos cálculos, como cita Zhao *et al.* (1996).

As leis de potência empregadas dependem do material considerado, são descritas por:

$$\bar{\sigma} = K \cdot \bar{\epsilon}^n \quad (\text{Hollomon}) \quad (10)$$

$$\bar{\sigma} = K \cdot (\bar{\epsilon}_0 + \bar{\epsilon})^n \quad (\text{Swift}) \quad (11)$$

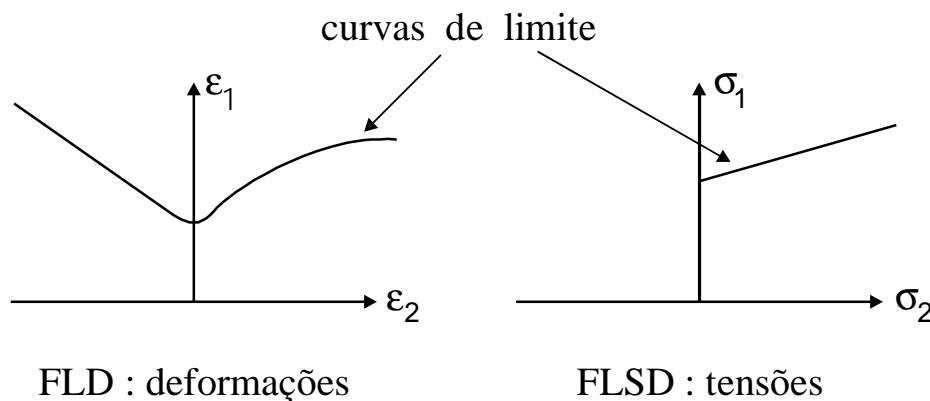
$$\bar{\sigma} = B - (B - A) \cdot \exp(-n_0 \cdot \bar{\epsilon}^n) \quad (\text{Voce}) \quad (12)$$

ou ainda pela expressão mostrada em (8), entre outras, sendo que  $K$ ,  $A$ ,  $B$  e  $n_0$  são parâmetros de material. Estas leis relacionam um estado de tensões a um estado de deformações e para a descrição do comportamento de material durante a conformação, associam-se a um critério de escoamento adequado. Com a hipótese de material isotrópico no plano da chapa (anisotropia normal), apresentando estado de tensão plana ( $\sigma_3=0$ ), um critério geral de escoamento pode ser dado por:

$$|\sigma_1|^a + |\sigma_2|^a + r|\sigma_1 - \sigma_2|^a = (r+1)\bar{\sigma}^a \quad (13)$$

com  $a \geq 2$ . A predição teórica do *FLD* baseada no modelo *MK* depende do critério de escoamento adotado. Pela expressão (13) tem-se o critério adaptado de Hill (1979) apud Stoughton (2000). Com o valor  $a=2$ , a expressão (13) define o critério de escoamento de Hill (1948) apud Stoughton (2000), conforme a literatura. Porém a predição da curva limite com este último critério mostra um aumento do limite no lado direito do *FLD* com a diminuição do valor  $r$ , para material com anisotropia planar. Isto é inconsistente com observações experimentais, onde  $r$  influencia pouco no lado direito do *FLD* (Zhao *et al.*, 1996). Como solução a isto, Graf&Hosford (1990) trabalham com um expoente  $a \geq 6$  no critério de Hill (1979) apud Stoughton (2000), aproximando a curva teórica dos experimentos. Para ambos os lados do *FLD*, figura 4, modela-se com os parâmetros  $m$  e  $n$ , sendo que  $m$  influencia consideravelmente na curva limite, mesmo em processos de conformação quase-estáticos (Zhao *et al.*, 1996).

Os *FLDs* obtidos experimentalmente mostram-se dependentes das pré-deformações presentes e do processo de deformação aplicado na chapa. Em Zhao *et al.* (1996) encontram-se verificações teóricas acerca desta influência bem como em Stoughton (2000) tem-se verificações práticas.



**Figura 4.** Diagramas *FLD* para deformações e *FLSD* para tensões.

Por outro lado, Arrieux *et al.* (1982) apud Arrieux *et al.* (1996) observaram que as tensões máximas na instabilidade do material não são muito afetadas pela trajetória de deformações efetuada, mesmo utilizando-se processos em mais de um estágio, como visto também em Kleemola&Pelkkikangas (1977) apud Stoughton (2000). Considera-se que a curva limite no espaço de tensões, (*forming limit stress diagrams* ou “*FLSD*”), na figura 4, depende da lei de potência e da função de potencial plástico empregadas, sendo que pequenas variações no nível de tensões em relação ao nível de deformações deve-se ao baixo expoente  $n$  na lei de potência utilizada para materiais metálicos (Stoughton, 2000). Sowerby&Duncan (1971) apud Graf & Hosford (1990) avaliam que a obtenção do estado de tensões restringe-se à superfície de escoamento e do correspondente critério de escoamento adotado, o que na expressão (13) significa uma escolha adequada do expoente  $a$  e do fator  $r$ . Um problema prático encontrado é dado pela dificuldade em se obter o estado de tensões no plano da chapa trabalhada. Citam-se como meios disponíveis a análise numérica do processo pelo método de elementos finitos ou a utilização de fórmulas de conversão de valores de deformações limites para tensões limites, como visto em Stoughton (2000).

Outras considerações sobre o modelo *MK* são encontradas em Zhao *et al.* (1996) sobre a orientação da imperfeição no modelo visto na figura 3 na forma de rebaixo.

Em Fernandes & Hazim (1999) considera-se a limitação do modelo *MK* por não simular as demais condições de processo tais como o atrito, a pressão normal à chapa e a curvatura do *blank*.

## 5. MÉTODOS DE SOLUÇÃO ANALÍTICA

Banabic (1999), utilizando o critério de escoamento de Hill (1993) apud Banabic (1999), e baseado na condição de *necking* difuso de Swift (1952), *op. cit.*, apresenta as deformações no início do defeito em diagramas construídos por expressões analíticas, partindo da equação de Hollomon (10) e do critério de escoamento de Hill (1993), *op. cit.*.

Por outra linha de trabalho, Graf&Hosford (1990) seguem o modelo *MK* descrito, partindo da equação de Swift (11) e dos critérios de escoamento de Hill (1979), *op. cit.*, para o cálculo teórico dos diagramas de deformação. Em seu trabalho apresenta-se um algoritmo de análise incremental, com cálculo de *FLDs* para vários materiais, destacando-se a influência da taxa de deformação (valor *m*) nos gráficos construídos. Adotou-se neste caso o critério de parada descrito pela equação (7) e também um critério alternativo dado por :

$$\varepsilon_{3A} = 90\% \varepsilon_{3B} \quad (14)$$

onde  $\varepsilon_{3A}$  é a deformação final de espessura da região uniforme e  $\varepsilon_{3B}$  é a deformação final de espessura no defeito, conforme convenção adotada na figura (3).

Como a curva limite para deformações na chapa depende do encruamento ou processos prévios aplicados ao *blank*, sua utilização na análise de conformações que exibam estados de deformações complexos torna-se ineficaz. Como já observado, os diagramas de limite de tensões de conformação (“*FLSD*”) são bem menos suscetíveis a trabalhos mecânicos prévios na chapa dos que os próprios *FLDs*. Com tais gráficos é possível uma melhor análise do processo aplicado a *blanks* que venham apresentar graus diferenciados de encruamento ou para processos realizados em mais de um estágio.

Neste ponto de vista, Zhao *et al.* (1996) utilizam o algoritmo apresentado por Graf&Hosford (1990) para o cálculo de deformações no limite e com estes valores obtêm as tensões limitantes na chapa. Verificou-se consistência com os estudos de Arrieux *et al.* (1982) Arrieux *et al.* (1996). Stoughton (2000) confirma as vantagens do uso do *FLSD* e apresenta as expressões de conversão necessárias entre os valores limite de deformação e tensão principais, conforme os vários critérios de escoamento citados.

O modelo *MK* aqui descrito é voltado à predição do defeito na chapa alinhado com um das direções principais de deformação. Pode-se considerar o caso de o defeito estar desalinhado de um ângulo  $\theta$ , levando à formulação de um modelo *MK* mais complexo. O trabalho de Vacher *et al.* (1998) realiza um estudo com este modelo mais amplo, obtendo a construção de superfícies limitantes em diagramas 3D cujos eixos são deformações principais 1 e 2 e o terceiro eixo é dado pelo ângulo  $\theta$ . Seguindo processos análogos aos seguidos anteriormente, constroem-se diagramas 3D para as tensões principais no limite e o ângulo  $\theta$ . Com esta tendência, dispõe-se estes últimos gráficos para a análise pelo método de elementos finitos (*MEF*), destacando a otimização do ângulo  $\theta$  para melhor orientação do processamento do material.

Uma utilização mais ampla do *MEF* é mostrada em Mamalis *et al.* (1997) com a apresentação de um algoritmo de avaliação de estirções conforme taxas de deformação elevadas e concentradas em algum ponto de uma tira metálica de teste. Neste caso analisa-se diretamente uma chapa sendo conformada pelo sistema composto por punção, matriz e

prensa-chapas. Este algoritmo é implementado junto ao *software* LS-DYNA3D, com apresentação visual no fim das análises numéricas.

## 6. CONCLUSÕES

Os métodos apresentados mostram basicamente duas tendências : por cálculos de valores limites através de algoritmos que considerem a evolução macroscópica de um defeito no plano da chapa e pela análise direta da evolução do defeito pelo método de elementos finitos.

Na primeira linha diversos autores têm proposto alternativas de cálculo dos diagramas *FLD*, sendo que mais recentemente busca-se a construção dos diagramas *FLSD* que sejam utilizados em ferramentas de análise numérica tais como o método de elementos finitos. A segunda linha atua diretamente com este método, desafiando os futuros enfoques sobre o tema. Tem-se que esta segunda linha de estudos pode apresentar resultados mais eficazes na obtenção de ferramentas de análise conjuntas com *softwares* de elementos finitos disponíveis, mesmo porque suas condições de modelamento são mais realísticas do que aquelas encontradas na primeira linha de trabalho .

## Agradecimentos

Os autores agradecem à Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES pelo suporte dado a este trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Arrieux, R., Brunet, M., Vacher, P., Nhat, T.N., 1996, "A Method to Predict the Onset of Necking in Numerical Simulation of Deep Drawing Operations", Ann. CIRP, V. 45, Jan. 1996, pp. 255-258.
- Banabic, D., 1999, "Limit Strains in the Sheet Metals by Using the New Hill's Yield Criterion (1993)", Journal of Materials Processing Technology, V. 92-93, pp.429-432.
- Fernandez, F.F., Al-Qureshi, H.A. 1999, "Desenvolvimento de Novo Teste para Ensaio de Estiramento In-plane de Chapas Metálicas", II Conferência Nacional de Chapas, Porto Alegre, Brasil, pp. 97-106.
- Graf, A., Hosford, W.F., 1990, "Calculations of Forming Limit Diagrams", Metallurgical Transactions, V. 21A, pp. 87-94.
- Kobayashi, S., Oh, S.I., Altan, T., 1989, "Metal Forming and the Finite-Element Method", Oxford University Press, 377p.
- Lange, K., 1997, "Modern Metal Forming Technology for Industrial Production", Journal of Materials Processing Technology, V. 71, pp.2-13.
- Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Baldoukas, A.K., 1997, "Finite-Element Modelling of Stretch Forming of Coated Steels", Journal of Materials Processing Technology, V. 68, pp.71-75.
- Marciniak, Z., Duncan, J.L., 1992, "The Mechanics of Sheet Metal Forming", Edward Arnold, 168p.
- Moreno, M.E., Carvalho, J. de, Lirani, J., 1999, "Desenvolvimento de uma Metodologia de Otimização do Perfil do Blank em Processos de Conformação de Chapas Metálicas", II Conferência Nacional de Chapas, Porto Alegre, Brasil, pp. 97-106.
- Stoughton, T.B., 2000, "A General Forming Limit Criterion for Sheet Metal Forming", International Journal of Mechanical Sciences, V. 42, Jan. 2000, pp.1-27.
- Taylor, B., "Formability Testing of Sheet Metals", American Society For Metals. Metals handbook : forming and forging, 9.ed., Metals Park ,Ohio ,1988 ,V.14, pp. 877-899.

- Vacher, P., Arrieux, R., Tabourot, L., 1998, "Analysis of Criterion of Deep Drawing Operation Capability for Thin Orthotropic Sheets", *Journal of Materials Processing Technology*, V. 78, pp.190-197.
- Zhao, L., Sowerby, R., Sklad, M.P., 1996, "Theoretical and Experimental Investigation of Limit Strains in Sheet Metal Forming", *International Journal of Mechanical Sciences*, V. 38, N. 12, Dec. 1996, pp. 1307-1317.



# MODELAMENTO DE COLISÃO USANDO ANÁLISE NÃO LINEAR

**César Antonio Aparício S.**

**João Lirani**

**Jonas de Carvalho**

Departamento de Energia Mecânica, Universidade de São Paulo – São Carlos

Av. do Trabalhador São-carlense, 400, CEP: 13566-590, São Carlos – SP. E-mail:

aparicio@sc.usp.br.

## Resumo

O comportamento estrutural de veículo ou de sistemas mecânicos decorrente de uma colisão é um evento muito complexo. Para analisar tal comportamento é preciso submeter veículos ou parte deles a ensaios de colisão, conhecidos como *crash test* que são realizados para determinar o comportamento de estruturas e componentes assim como medir a capacidade ou habilidade de uma estrutura em absorver energia cinética decorrente de uma colisão, parâmetro conhecido como *crashworthiness*. Estes ensaios podem ser realizados através de modelos físicos ou de simulação computacional implementada com o método de elementos finitos. Neste trabalho a colisão de um *container*, típico para armazenamento de material radiativo, em queda livre conta uma superfície rígida é simulada utilizando análise dinâmica explícita transiente com software de elementos finitos ANSYS/LS DYNA 3D.

**Palavras-chave:** *Crashworthiness*, FEM, *Crash test*, CAD, CAE.

## 1. INTRODUÇÃO:

No projeto de veículos um item de extrema importância é o que diz respeito à segurança do(s) ocupante(s) quando ocorre uma colisão. Para que um veículo seja considerado seguro, ele deve satisfazer dois parâmetros fundamentais: prevenir o envolvimento em colisões e, minimizar o grau de lesões quando este se envolver numa.

O envolvimento em colisões veiculares é, em muitos casos, decorrente de fatores que não podem ser controlados, como por exemplo: acidentes ocasionados por imprudência própria ou de terceiros, falhas mecânicas, entre outros. Quando uma colisão ocorre o comportamento do veículo é analisado através de um parâmetro chamado *Crashworthiness*; conceituado como a capacidade ou habilidade de estrutura ou parte do veículo de absorver a energia cinética resultante de uma colisão e manter a integridade no espaço do(s) ocupante(s). Esta característica visa prevenir da melhor maneira o(s) ocupante(s) de lesões graves decorrentes de um acidente, minimizar segundas colisões dentro do veículo, prevenir ejeção e reduzir risco de fogo. Devemos esclarecer que *crashworthiness* e veículo seguro não são a mesma coisa. Estes dois tópicos devem ser distinguidos. A segurança oferecida por um veículo depende tanto do *crashworthiness* como características que evitem o envolvimento em acidentes tais como: freios ABS, dirigibilidade, pneus largos, etc. Um veículo pode ser mais seguro do que outro porém, possuir defeito de *crashworthiness*.

No estudo de *crashworthiness* estão envolvidas principalmente as áreas de, engenharia mecânica, naval e aeronáutica; devido a que dependem de esta característica para cumprirem normas e requisitos inerentes ao projeto tanto de veículos como de componentes. Alguns destes estudos são feitos por organismos governamentais com o objetivo de orientar às pessoas sobre quais veículos cumprem as normas e quais são mais seguros. Outros trabalhos envolvem a área médica onde, são expostos dados importantes sobre tipos e gravidade de lesões decorrentes de colisões devido a eficiência do comportamento *crashworthiness* de

veículos. Todas estas pesquisas tem como objetivo principal, avaliar o grau de segurança de veículos quando da ocorrência de colisões, o que é importante quando se tenta salvar vidas e evitar acidentes com lesões graves.

## 2. TESTE DE CRASHWORTHINESS

Na construção de veículos, aeronaves, navios e plataformas as estruturas são normalmente formadas utilizando-se colunas de paredes finas e juntas, as quais podem ser de vários tipos de materiais, formas e tamanhos. Estes componentes estruturais são os que absorvem a maior quantidade de energia de impacto durante uma colisão. O objetivo é permitir que a estrutura se deforme o necessário para manter o colapso sobre controle enquanto suficiente energia do impacto é absorvida sem que se penetre no espaço de sobrevivência e sem gerar desacelerações muito elevadas às quais o ocupante possa ser exposto. Uma grande quantidade de trabalhos de pesquisa tem por objetivo o estudo do comportamento *crashworthiness* deste tipo de componentes.

Para avaliar o comportamento estrutural de um veículo e saber se este é seguro, é preciso submeter este a um ensaio de colisão.

Até muito recente o único método de se fazer ensaios de colisão era através de testes físicos. Testes físicos são feitos utilizando-se modelos reais completos ou parciais, os quais podem ser de tamanho real ou escala. Porém este tipo de teste resulta caro devido ao custo do modelo e a impossibilidade de reutilização. Devido a isto e, à redução do ciclo de desenvolvimento de produtos, nos últimos anos surgiu a alternativa do teste com auxílio de ferramentas de análise computacional CAD (*computer aided design*) e CAE (*computer aided engineering*) em projeto e performance de colisão. Uma das ferramentas analíticas mais utilizadas é o método de elementos finitos (FEM – *Finite Elements Modeling*).

## 3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (HISTÓRICO)

As idéias e teorias base que deram origem ao que hoje conhecemos como método de elementos finitos surgiram no início deste século. Não se atribui a ninguém especificamente a autoria deste método, nem a data precisa em que surgiu. Contudo, Matemáticos, Físicos e Engenheiros trabalharam desde o início na elaboração e evolução do método e, de acordo com os seus pontos de vista, cada um justifica e reclama para si sua autoria.

Segundo Huebner (1982) “em engenharia este método foi usado pela primeira vez em 1960 por Clough num estudo sobre problemas de elasticidade plana”. Originalmente o método foi implementado no estudo de tensões em aeronaves. A partir do trabalho de Clough no início dos anos 60, o método de elementos finitos foi usado extensivamente para análise de tensões lineares, deflexão e vibração em diversas áreas da engenharia, já que na época começava-se a reconhecer a eficácia do método. Mesmo assim, seu uso em análise de *crashworthiness* era muito limitado até poucos anos atrás.

O método dos elementos finitos em simulação de colisão teve grande evolução nos últimos anos devido à evolução paralela da computação (que disponibilizou novos programas e hardware compatível), um melhor entendimento do comportamento de plasticidade de chapas metálicas e o surgimento de novos materiais. Desde então o método tem sido utilizado extensivamente em análise de tensões, deformações, vibração, condução de calor, problemas lineares e não lineares e *crashworthiness* entre outros.

Para Huebner (1982) “FEM é uma técnica de análise numérica para se obter soluções aproximadas para uma ampla variedade de problemas de engenharia”. Gandhi (1996) afirma que “A maior vantagem deste método é a capacidade de representar detalhes geométricos, materiais da estrutura, assim como a aplicação de múltiplos conceitos de projeto. Sua maior

desvantagem é o custo/tempo”. Desenvolver um modelo típico de choque frontal pode levar de 2 a 4 meses e, cada simulação de 10 a 20 horas de CPU aproximadamente em estações de trabalho.

### 3.1 Descrição de análise por método de elementos finitos

De acordo com Huebner (1982) o método de elementos finitos pode ser resumido essencialmente em 3 etapas: pré-processamento, solução e pós-processamento.

O Pré-processamento é a etapa onde prepara-se o problema que será solucionado. Modelam-se o fenômeno, introduzem-se condições iniciais e de contorno, carregamentos, escolhem-se os elementos, propriedades dos materiais e são feitas simplificações que venham a facilitar a análise sem influir negativamente nos resultados. Esta etapa subdivide-se em:

- Discretização do modelo: subdivisão em elementos finitos;
- Seleção das funções de interpolação.

A Solução ou *Solver* é baseada num algoritmo numérico que visa solucionar da maneira mais rápida e acurada, uma equação diferencial com condições de contorno e/ou condições iniciais impostas ao modelo na etapa anterior. Esta etapa subdivide-se em:

- Obtenção da matriz de rigidez elementar;
- Montagem das equações algébricas para todo o domínio;
- Soluções para os deslocamentos desconhecidos;
- Cálculo das deformações e tensões elementares a partir dos deslocamentos nodais.

O Pós-processamento é a última etapa. Depende somente das necessidades do engenheiro que está modelando o problema. Pode fornecer dados como:

- Deslocamentos nodais;
- Deformações da geometria;
- Gradientes de tensão de acordo com o critério de resistência escolhido;
- Gradientes de temperatura;
- Deslocamentos nodais ao longo do tempo;
- Freqüências naturais e modos de vibrar da estrutura.

### 3.2 Análise dinâmica explícita transiente

O ANSYS/LS-DYNA 3D é um software de elementos finitos com capacidade de realizar simulações dinâmicas que utiliza a equação do movimento (1) para solução de problemas dinâmicos não lineares:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (1)$$

Onde:  $[M]$  matriz de massa,  $[C]$  matriz de amortecimento,  $[K]$  matriz de rigidez,  $\{\ddot{u}\}$  vetor aceleração,  $\{\dot{u}\}$  vetor velocidade,  $\{u\}$  vetor deslocamento,  $\{F^a\}$  vetor de forças aplicadas.

Este software usa o método de integração de Newmark para solucionar problemas. Usando expansão de diferenças finitas no intervalo  $\Delta t$ , no qual é assumido que:

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + [(1 - \delta)\{\ddot{u}_n\} + \delta\{\ddot{u}_{n+1}\}]\Delta t \quad (2)$$

$$\{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \{\dot{u}_n\}\Delta t + \left[ \left( \frac{1}{2} - \alpha \right) \{\ddot{u}_n\} + \delta \{\ddot{u}_{n+1}\} \right] \Delta t \quad (3)$$

Onde:  $\alpha, \delta$  são parâmetros de integração de Newmark,  $\Delta t = t_{n+1} - t_n$ ,  $\{u_n\}$  vetor nodal de deslocamento no instante  $t_n$ ,  $\{\dot{u}_n\}$  vetor nodal de velocidade no instante  $t_n$ ,  $\{\ddot{u}_n\}$  vetor nodal de aceleração no instante  $t_n$ ,  $\{u_{n+1}\}$  vetor nodal de deslocamento no instante  $t_{n+1}$ ,  $\{\dot{u}_{n+1}\}$  vetor nodal de velocidade no instante  $t_{n+1}$ ,  $\{\ddot{u}_{n+1}\}$  vetor nodal de aceleração no instante  $t_{n+1}$ .

Como o objetivo é achar o deslocamento  $\{u_{n+1}\}$ , a equação (1) no instante  $t_{n+1}$  fica:

$$[M]\{\ddot{u}_{n+1}\} + [C]\{\dot{u}_{n+1}\} + [K]\{u_{n+1}\} = \{F^a\} \quad (4)$$

A solução para o deslocamento no instante  $t_{n+1}$  é obtida rearranjando as equações (2) e (3):

$$\{\ddot{u}_{n+1}\} = a_0(\{u_{n+1}\} - \{u_n\}) - a_2\{\dot{u}_n\} - a_3\{\ddot{u}_n\} \quad (5)$$

$$\{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + a_6\{\ddot{u}_n\} - a_7\{\ddot{u}_{n+1}\} \quad (6)$$

Onde:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\alpha \Delta t^2}, & a_1 &= \frac{\delta}{\alpha \Delta t^2}, & a_2 &= \frac{1}{\alpha \Delta t}, & a_3 &= \frac{1}{2\alpha} - 1, \\ a_4 &= \frac{\delta}{\alpha} - 1, & a_5 &= \frac{\Delta t^2}{2} \left( \frac{\delta}{\alpha} - 2 \right), & a_6 &= \Delta t(1 - \delta), & a_7 &= \delta \Delta t \end{aligned}$$

$\{\ddot{u}_{n+1}\}$  da equação (5) pode ser substituído dentro da equação (6) e  $\{\dot{u}_{n+1}\}$  pode ser expressado apenas em termos dos desconhecidos  $\{u_{n+1}\}$ . As equações resultantes são combinadas com a equação (4), que fica:

$$\begin{aligned} (a_0[M] + a_1[C] + [K])\{u_{n+1}\} &= \{F^a\} + [M](a_0\{u_n\} + a_2\{\dot{u}_n\} + a_3\{\ddot{u}_n\}) + \\ [C](a_4\{u_n\} + a_4\{\dot{u}_n\} + a_5\{\ddot{u}_n\}) \end{aligned} \quad (7)$$

Uma vez que é obtida a solução para  $\{u_{n+1}\}$ , as velocidades e acelerações são atualizadas como descrito nas equações (5) e (6).

O método de Newmark é incondicionalmente estável para:

$$\alpha \geq \frac{1}{4} \left( \frac{1}{2} + \delta \right)^2, \quad \delta \geq \frac{1}{2}, \quad \frac{1}{2} + \delta + \alpha > 0 \quad (8)$$

Junto com o método de Newmark o software utiliza o método de Newton Raphson para convergir e chegar a solução de problemas não lineares.

#### 4. SIMULAÇÃO DE COLISÃO DE *CONTAINER*

Como parte do nosso trabalho simulamos e analisamos o impacto de um modelo simplificado de *container* em queda livre de dez metros contra uma superfície rígida. Foi usado como referência o artigo de Gruda e York (1996). Para a simulação utilizamos o software de elementos finitos ANSYS/DYNA 3D. Utilizamos análise dinâmica explícita.

O objetivo da simulação é verificar a absorção do impacto pela estrutura e verificar se ocorrem danos à cápsula (componente crítico) interna do *container* quando o modelo colide contra a superfície.

##### 4.1 Descrição do modelo

O *container* tem diâmetro de 0,5 m e altura de 0,76 m. Foi modelado com os seguintes componentes: Cilindro formado por chapas de alumínio de 2mm de espessura que formam uma cavidade preenchida com espuma de poliuretano, tampas superior e inferior de alumínio com espessura de 2mm, inserto superior e inferior formado por chapas de alumínio de 2mm de espessura que formam uma cavidade preenchida com espuma de poliuretano e cápsula feita de alumínio. As dimensões são mostradas na figura (1).

Foram escolhidos três tipos diferentes de materiais e dois tipos de elementos. A modelagem foi realizada usando 2027 elementos no total, sendo 1002 elementos *shell* e 1025 elementos sólidos. A tabela (1) mostra os materiais e elementos escolhidos da biblioteca do ANSYS/LS-DYNA 3D para cada um dos componentes do *container*.

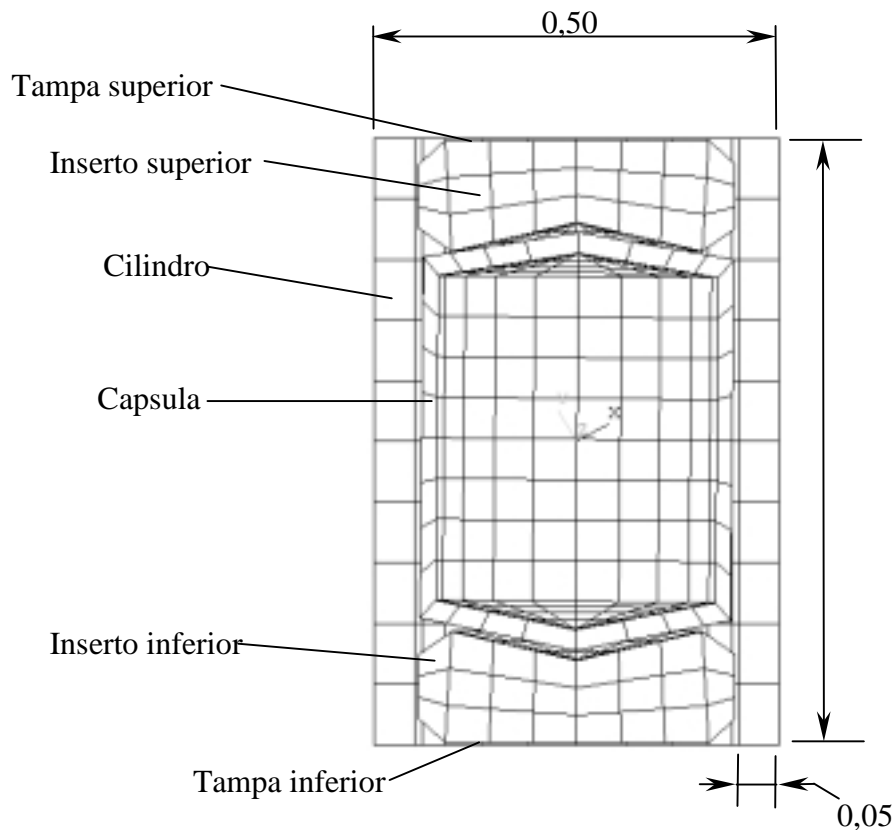


Figura 1: Corte transversal do *container* onde são mostrados seus componentes e as dimensões do modelo em metros.

Tabela 1: Materiais e elementos utilizados nos componentes do container.

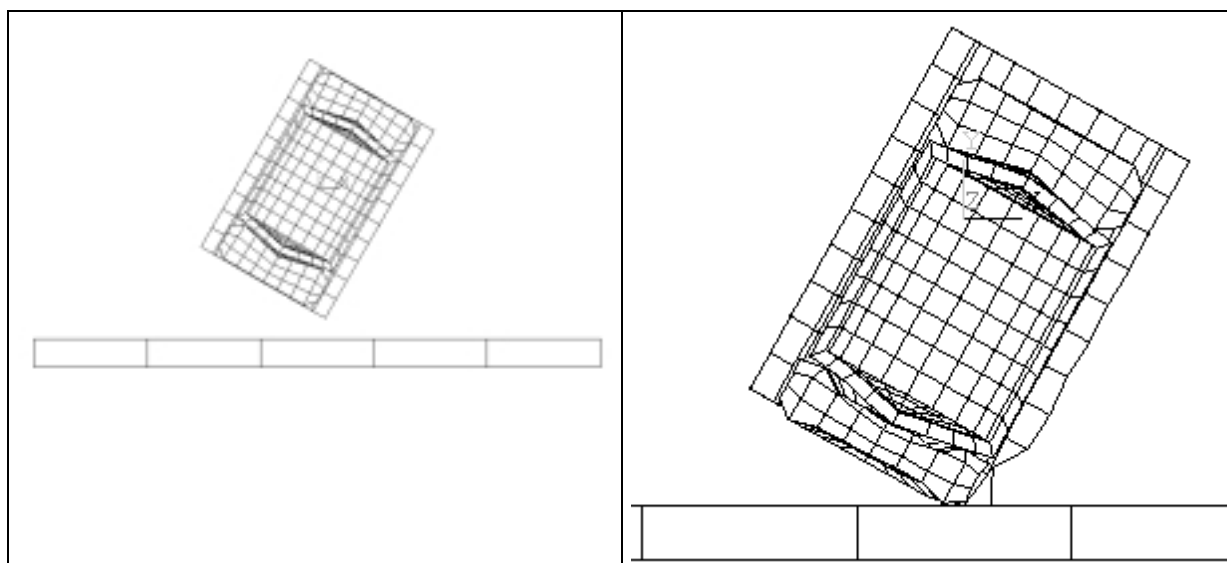
Componente	Material	Elemento - Tipo
<b>Cilindro</b>	<b>Alumínio 2320</b>	<b>Shell 163 - tetraedro</b>
	<b>Espuma</b>	<b>Sólido 164 - hexaedro</b>
<b>Tampas</b>	<b>Alumínio 2320</b>	<b>Shell 163 - tetraedro</b>
<b>Insertos</b>	<b>Alumínio 2320</b>	<b>Shell 163 - tetraedro</b>
	<b>Espuma</b>	<b>Sólido 164 - hexaedro</b>
<b>Cápsula</b>	<b>Alumínio 2320</b>	<b>Sólido 164 - hexaedro</b>
<b>Superfície</b>	<b>Aço 1020</b>	<b>Sólido 164 - hexaedro</b>

Devido a que o modelo é composto por vários componentes e estes na simulação colidem contra uma superfície rígida, foram utilizados 3 tipos de contatos entre eles, sugeridos por Hallquist (1993) tabela (2).

Tabela 2: Definição de contatos dinâmicos explícitos. \*Inclui tampas \*\*Inclui cilindro, tampas, insertos e cápsula.

Tipo de contato	Componente contator	Componente alvo
Contato Automático de Superfície	Inserto superior	-----
	Inserto inferior	-----
	Cilindro*	-----
	Cápsula	-----
Contato automático de nós conta superfície	Inserto inferior	Cilindro*
	Inserto superior	Cilindro*
	Tudo**	Superfície
	Cápsula	Cilindro*
Contato geral de nós conta superfície	Cápsula	Inserto superior
	Inserto inferior	Cápsula

## 5. RESULTADOS



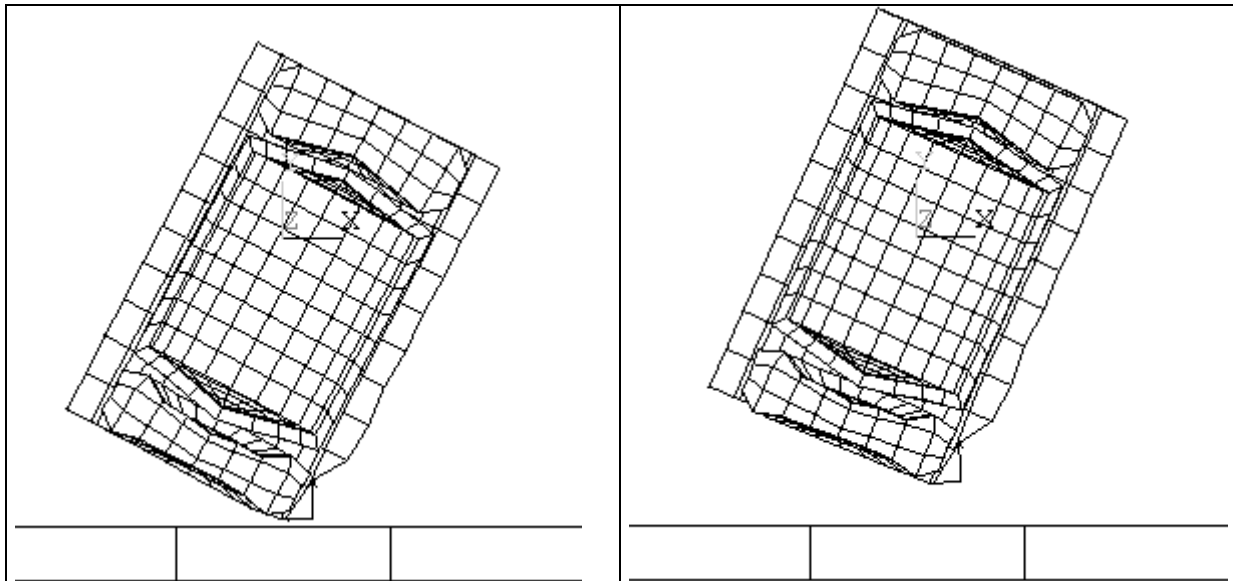


Figura (2): Sequência de simulação do container

A estrutura composta por cilindro, tampas e insertos deformou-se o suficiente absorvendo a maior parte da energia do impacto, o componente cápsula não chegou a se deformar; com isto o objetivo de proteger a cápsula interna do container foi alcançado.

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi possível com auxílio do software ANSYS/LS-DYNA 3D aplicarmos conceitos de engenharia, modelarmos e simularmos diversas vezes, coisa que não teria sido viável por médio de testes físicos. Assim o software mostrou-se uma ferramenta poderosa e eficaz para o estudo de problemas complexos de engenharia.

Para se interpretar de forma coerente os resultados obtidos é necessário aliar a experiência em engenharia a um amplo conhecimento da teoria por trás dos programas que executam este tipo de análise.

## 7. AGRADECIMENTOS

Agradeço ao CNPq e à USP pela oportunidade oferecida.

## 8. REFERENCIAS

- Council, F.; Stewart, J.; Cox, C. 1997. "A new method for predicting crashworthiness". Accident analysis and prevention. Vol. 29, n. 1, pp. 109-123.
- Gandhi, U.; Hu, J. 1996. "Data-based approach in modeling automobile crash". International journal of impact engineering. Vol. 16, n. 1, pp. 95-118.
- Gruda, J.; York, A., 1996. "Crashworthiness of the AT-400A shipping container". Development, validation, and application of inelastic methods for structural analysis and design, ASME. Vol. 343.
- Hallquist, J., 1993. "ANSYS/LS-DYNA 3D theoretical manual". Livermore software technology corporation, Livermore.
- Huebner, K.; Thornton, E. 1982. "The finite element method for engineers". Ed. John Wiley & Sons, New York, 622p.
- Jones, N.; Wierzbicki, T. 1993. "Structural crashworthiness and failure. London", Elsevier.

- Kecman, D. 1997. "An engineering approach to crashworthiness of thin-walled beams and joints in vehicle structures". Thin-walled structures. Vol. 28, n. 3-4, pp.309-320.
- Mamalis, A.; Robinson, M.; et al. 1997. "Crashworthy capability of composite material structures". Composite structures. Vol. 37, pp. 109-134.
- Miller, PP.; Carney, J. 1997. "Computer simulations of roadside crash cushion impacts". Journal of transportation engineering – ASCE. Vol. 123i5, pp. 270-376.
- Reid, J.; Sicking, D.; Paulsen, G. 1996. "Design and analysis of approach terminal sections using simulation". Journal of transportation engineering – ASCE. Vol. 122i5, pp. 399-405.
- Reid, J. 1996. "Towards the understanding of material property influence on automotive crash structures". Thin-walled structures. Vol. 24, pp. 285-313.
- Thacker, J.; Reagan, J.; et al. 1998. "Experiences during development of a dynamic crash response automobile model". Finite elements in analysis and design; Vol. 30, pp. 279-295.



# ELABORAÇÃO DE MODELOS PARA O ESTUDO DA RESPOSTA DINÂMICA DE TURBINAS HIDRÁULICAS USANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

**Manoel José dos Santos Sena**  
**Mauro José Guerreiro Veloso**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, GTDEM - Departamento de Engenharia Mecânica, CEP 66000-000, Belém, PA, Brasil. E-mail: lme@amazon.com.br

## Resumo

O objetivo deste trabalho é implementar um tipo de modelagem elementos finitos para o estudo da resposta dinâmica de rotores de turbinas hidráulicas. Uma estrutura simples será utilizada para colocar em evidência alguns aspectos da interação rotor-estator. Todos os cálculos serão realizados em relação aos sistema de referência que gira com a estrutura. A validade da forma de implementação usando a linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS é analisada através de carregamentos típicos de interação pás-diretrizes. Primeiramente são calculados os parâmetros modais do modelo e em seguida realizado o procedimento de previsão da resposta dinâmica, usando o método de Newmark para integração direta das equações do movimento no domínio do tempo. Uma análise do tipo Transformada Rápida de Fourier é então aplicada à resposta. Finalmente, os resultados, no que se refere às frequências características da resposta, são discutidos e comentados à luz de previsões analíticas e experimentais.

**Palavras-chave:** turbinas hidráulicas, elementos finitos, resposta dinâmica

## 1. INTRODUÇÃO

O projeto de turbinas hidráulicas para centrais hidrelétricas de pequena potência é um tópico de caráter estratégico para o Brasil e para a Região Amazônica em particular, devido à grande disponibilidade de recursos hídricos verificada na mesma. Estes recursos apresentam particularidades em relação às outras regiões do país : pequenos desníveis nos leitos, grande amplitude de variação das vazões verificadas durante o ano e amplitude de marés considerável em diversas localidades.

O Grupo de Turbomáquinas do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará (GT-DEM) vem realizando ao longo dos últimos anos um esforço no sentido de desenvolver metodologias de projeto de máquinas de baixa queda (ou seja, máquinas axiais) e de baixo custo (com ampla gama de utilização sem necessariamente recorrer a métodos de controle sofisticados, através de um projeto hidráulico cuidadosamente estudado) (Mesquita et al, 1999).

Uma turbina-piloto (um rotor Darrieus de quatro pás) para usinas maré-motrizas foi instalada na Ilha do Combu, nos arredores de Belém (Guerra et al., 1998). Alguns problemas no que se refere às amplitudes de vibração excessivas em regime foram detectados e levaram à diminuição considerável da vida útil prevista para a mesma. Assim sendo, foi iniciado um

estudo visando caracterizar o comportamento dinâmico de estruturas do tipo rotor de turbina quando submetidas a carregamento cíclico devido a perturbações periódicas no escoamento causadas pela interação com outros órgãos da máquina (diretrizes, canais ou volutas, por exemplo). Este trabalho apresenta o procedimento de modelagem e as ferramentas numéricas que se planeja utilizar para alcançar este objetivo.

## 2. CONTEXTO CIENTÍFICO E TECNOLÓGICO

Netch e Giacometti (1982) mostraram, em seu artigo sobre o comportamento vibratório de uma turbina Francis de alta queda, como as flutuações de pressão causadas por este tipo de excitação podem originar vibrações indesejáveis em partes fixas da máquina. Se o rotor da turbina estiver vibrando excessivamente, contribuirá para a amplificação das flutuações de pressão na frequência na qual estiver vibrando. Faz-se portanto necessário o estudo das características modais de um rotor imerso em um meio fluido. O GTDEM tem experiência neste tipo de cálculo utilizando modelos elementos finitos com abordagem pressão para o fluido e deslocamento para a estrutura (Sena et al, 1999). Os limites desta abordagem são encontrados quando são tratados os casos de máquinas de alta velocidade de rotação com grandes forças de interação nos selos hidráulicos.

Os problemas de interação dos elementos do rotor com outras partes das máquinas tem sido bastante estudado nos últimos anos, devido principalmente ao desenvolvimento de máquinas Francis de alta queda (Tanaka et al, 1992). Entretanto, quando se objetiva projetar máquinas para trabalhar com diversos regimes de funcionamento, estudos deste tipo se tornam ainda mais importantes, pois caso alguma frequência de funcionamento se aproxime da frequência associada a um modo passível de ser excitado, amplitudes de vibração proibitivas podem ser alcançadas.

Apesar do avanço demonstrado no campo do cálculo numérico do escoamento nos rotores de turbinas e bombas hidráulicas, ainda é difícil hoje em dia utilizar estes procedimentos, por causa principalmente do custo financeiro e do tempo necessário para análises de escoamento sofisticadas. Além dos mais, em situações apresentando alto grau de turbulência e descolamento, por exemplo, os modelos disponíveis tendem a ter sua eficácia diminuída. Apesar disto, modelos sólidos que suportem uma análise confiável pelo menos no que se refere às informações de natureza frequencial podem ser bastante úteis para se verificar possibilidades de ressonância. O carregamento usado pode ser o resultado de um cálculo transiente, medições de escoamento ou estimativas advindas de cálculos em regime permanente.

O estudo de modelos reduzidos e simplificados (discos ou discos aletados) tem sido usado para estudar o comportamento dinâmico de rotores (Pust, 1992). O inconveniente de estudar os fenômenos usando estes modelos é o fato de ser difícil verificar o efeito de modificações de parâmetros diversos da análise. Este problema pode ser resolvido com a construção de modelos numéricos que fornecem mais flexibilidade neste aspecto.

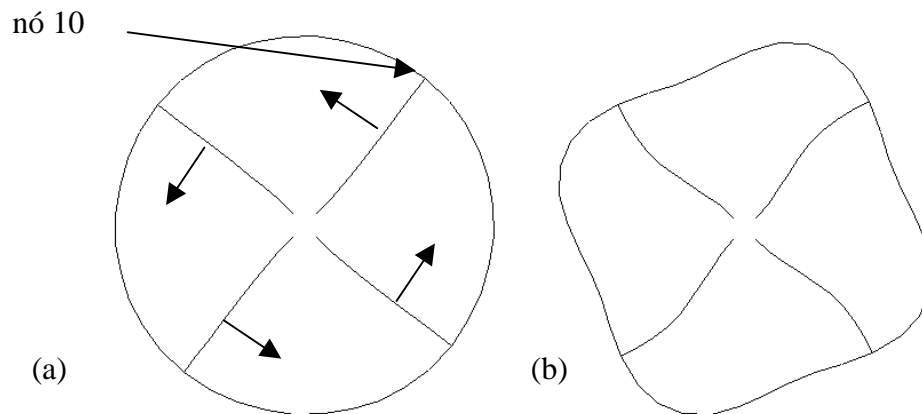
## 3. DESCRIÇÃO DO MODELO

Para os procedimentos iniciais, a estrutura modelada com elementos finitos escolhida para efetuar os cálculos foi propositalmente simples, para manter o tempo de processamento dentro de limites razoáveis. A estrutura modelada apresenta simetria cíclica com quatro vigas dispostas radialmente e unidas através de um anel. 76 elementos de viga bidimensionais com três graus de liberdade por nó (duas translações e uma rotação, elemento *beam3* do programa ANSYS). Os nós da extremidade interior das vigas encontram-se engastados.

O primeiro passo ao se realizar uma análise de resposta dinâmica, seja ela por superposição modal ou por integração direta das equações do movimento no tempo, é o cálculo das frequências naturais e dos modos de vibração da estrutura. Com estas informações, e mais o conhecimento do espectro de excitação, se definirá o número de modos a serem levados em consideração ou o passo de tempo necessário. A tabela 1 mostra o valor das cinco primeiras frequências naturais calculadas. A figura 1 mostra o primeiro modo (torção) e o quinto modo de vibração.

**Tabela 1** – Frequências naturais da estrutura estudada

Número	Frequência (Hz)
1	5,8
2	16,6
3	18,5
4	52,7
5	62,4



**Figura 1** – (a) Primeiro modo de vibração ; (b) Quarto modo de vibração

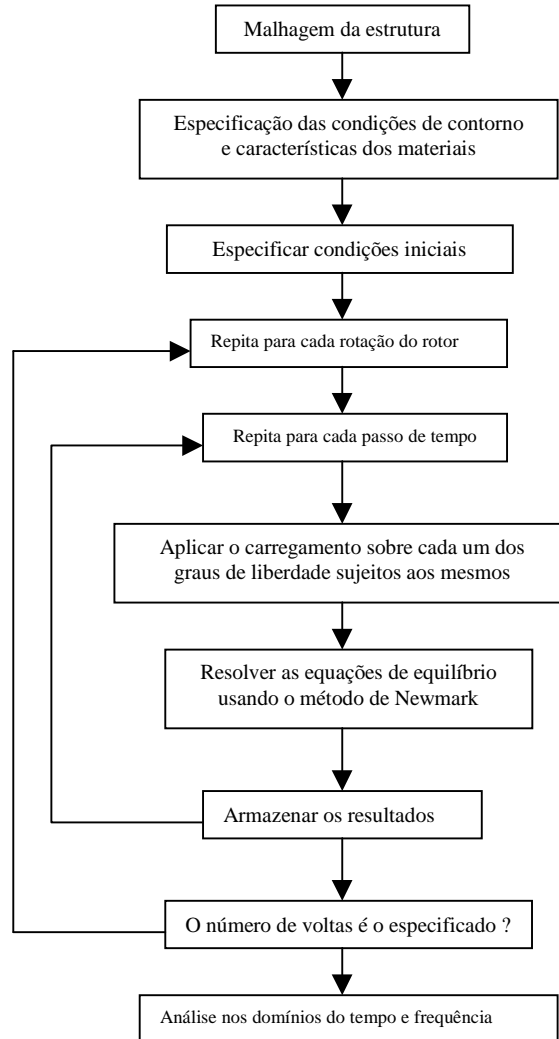
A análise do primeiro modo permite identificar tratar-se de um modo de torção, sendo em princípio fácil de ser excitado por interação com partes do estator. O quinto modo é mostrado como exemplo de modo com forma complexa que geralmente pode ser excitado apenas em determinadas condições de perturbação de escoamento distribuído (por exemplo, através de uma combinação particular de pás do rotor e diretrizes).

Em seguida podemos aplicar os procedimentos desenvolvidos para especificação do carregamento variável ao longo da periferia da estrutura. A figura 2 mostra um organograma com as principais etapas da implementação usando a linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS.

Como excitação considerar-se-á primeiramente o caso de choque das pás com uma perturbação no escoamento devida a um só obstáculo. Na implementação desenvolvida, isto será simulado através de forças rotativas em torno da estrutura (na realidade, em um referencial inercial, a estrutura estaria girando, mas é mais simples fazer-se os cálculos no sistema de referência girando com a mesma). Estas forças agirão em uma direção perpendicular às pás, conforme as setas na figura 1a. O movimento do nó 10, que faz parte ao mesmo tempo das pás e do anel será então monitorado. Em um segundo momento, será considerada a interação do rotor com três perturbações distribuídas ao longo da sua periferia.

O método de Newmark (aceleração média constante) para integração direta das equações do movimento no tempo foi usado para a determinação da resposta dinâmica da

estrutura. Esta escolha foi motivada principalmente pelo fato deste método ser incondicionalmente estável. O passo de tempo foi definido de acordo com as recomendações de Bathe (1996). Ou seja,  $\Delta t = (1/80).(1/f_u)$ , onde  $f_u$  é a maior frequência presente no espectro de excitação. O amortecimento estrutural foi estimado através do fator de amortecimento e da ordem de grandeza dos valores das primeiras frequências naturais. Além do mais, foi considerado constante com a frequência.



**Figura 2** – Organograma com os principais passos da implementação usando a linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS

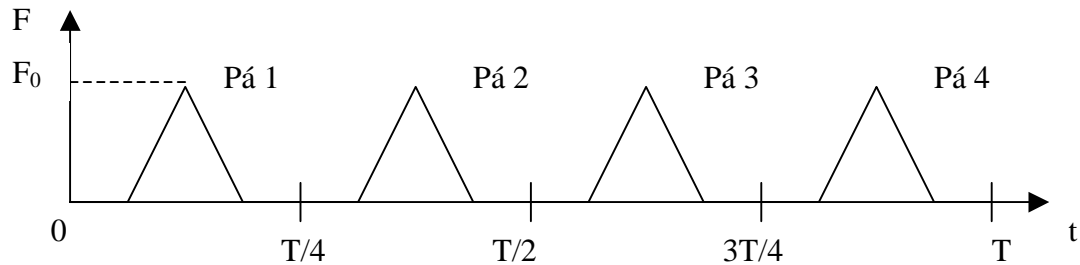
Para analisar os resultados foi utilizado o algoritmo *Fast Fourier Transform* (FFT). Neste caso, blocos de 2 s foram estudados utilizando 256 pontos de amostragem (o que dá uma frequência crítica de Nyquist de 64 Hz). Em um dos casos, uma amostragem maior, com 512 pontos (frequência crítica de Nyquist de 128 Hz), foi utilizada para evitar um caso do fenômeno de *aliasing*.

## 4. RESULTADOS

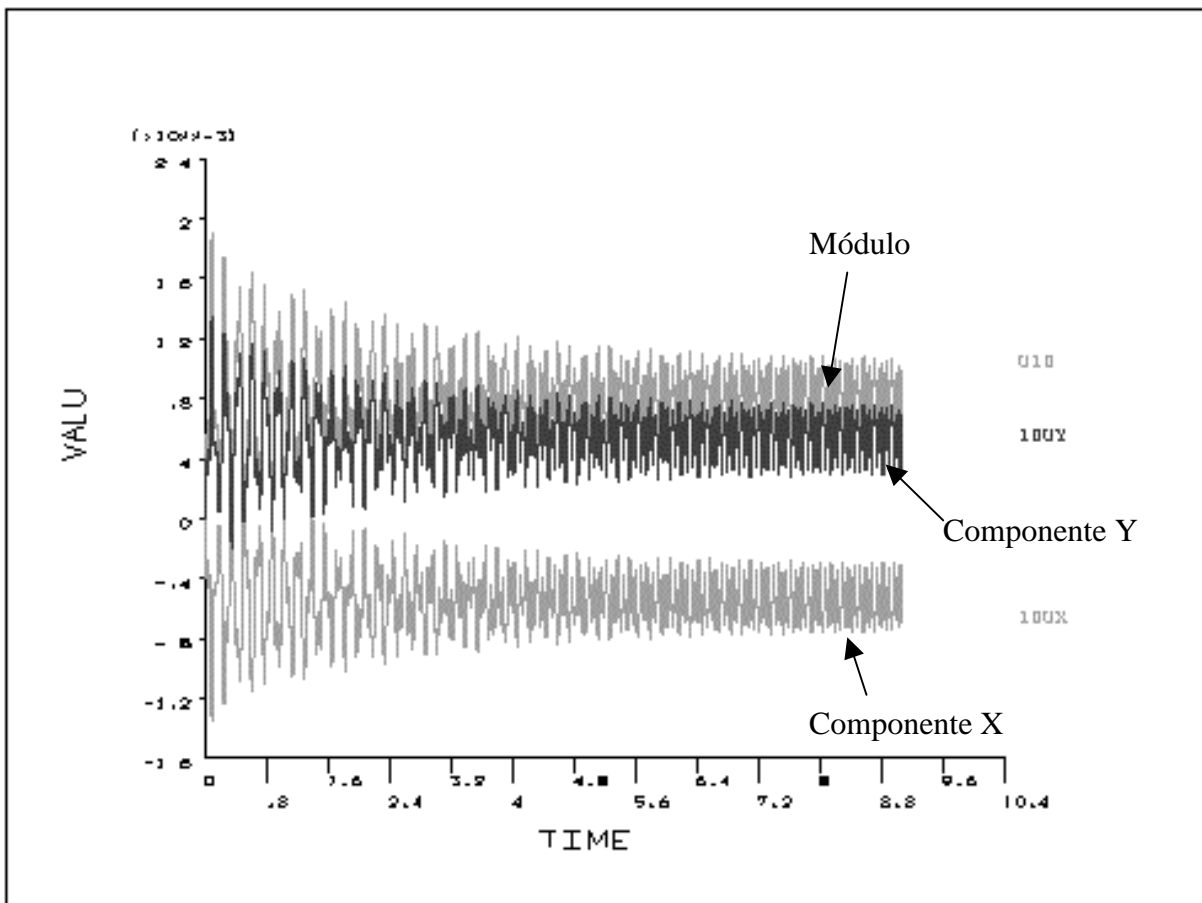
### 4.1 – Uma perturbação ao longo da periferia :

Neste caso, durante uma rotação, cada pá sofre um esforço repartido conforme a figura 3. O valor da força foi  $F_0$  foi pequeno, para se manter a hipótese de comportamento linear.

O período de rotação foi de 0,075 s, o que dá uma frequência de rotação de 13,33 Hz. A resposta dinâmica da estrutura, para o nó 10, é mostrada na figura 4. Nesta figura, pode-se verificar claramente a parte transiente (que vai aproximadamente de 0 a 4,5 s), seguida da parte permanente. Os valores não oscilam em torno de zero porque as pás são acopladas e o carregamento é suficientemente distribuído para manter sempre uma deformação do rotor diferente de zero. Como a análise destes sinais é complicada se feita no domínio do tempo, foi usado um algoritmo FFT para o estudo no domínio da frequência. A faixa de tempo na qual os dados foram coletados foi de 2,5 a 4,5 s, com 256 pontos de amostragem, com o objetivo de captar alguns efeitos transientes.

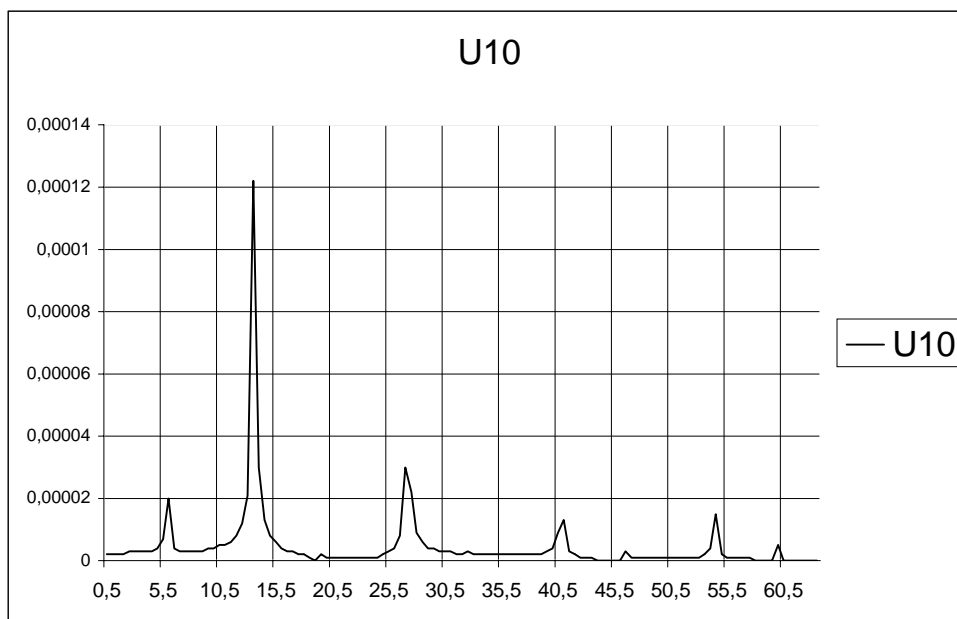


**Figura 3** – Excitação ao longo do tempo para o primeiro caso. T é o período de rotação



**Figura 4** – Resposta dinâmica em deslocamento no domínio do tempo para o nó 10, referente ao primeiro caso

A figura 5 mostra o gráfico FFT. Pode-se notar os seguintes fatores: a) A frequência

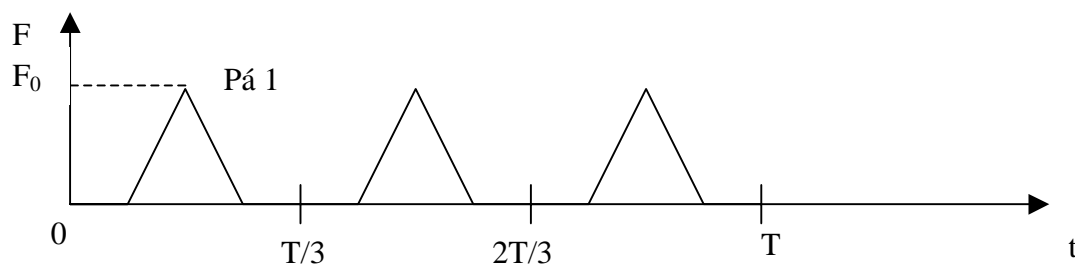


**Figura 5** – Resposta dinâmica no domínio da frequência para o nó 10, referente ao primeiro caso (abscissa, Hz e ordenada, Cn/2)

natural correspondente ao primeiro modo de vibração (torção) é excitada. b) Nota-se grande amplitude na frequência de rotação. Pode-se verificar ainda picos em múltiplos desta frequência. Então, isto indica que a mesma deve ser levada em consideração no projeto para resistência à fadiga do rotor. Não é verificada uma frequência comumente associada a este fenômeno, ou seja, 4 vezes a rotação. Apesar do quarto modo estar quase sobre esta frequência. Isto pode ser explicado pelo fato do quinto modo não ser tão facilmente excitável, ou que a velocidade de rotação não é suficientemente grande para evitar que os impactos sejam totalmente amortecidos antes do choque com a pá seguinte. Como existe um acoplamento entre as pás, será interessante verificar em estudos futuros se, variando as características do mesmo, como o número de pás ou a velocidade de rotação, uma resposta na frequência 4 vezes a rotação seria observada.

#### 4.2 – Três perturbações ao longo da periferia :

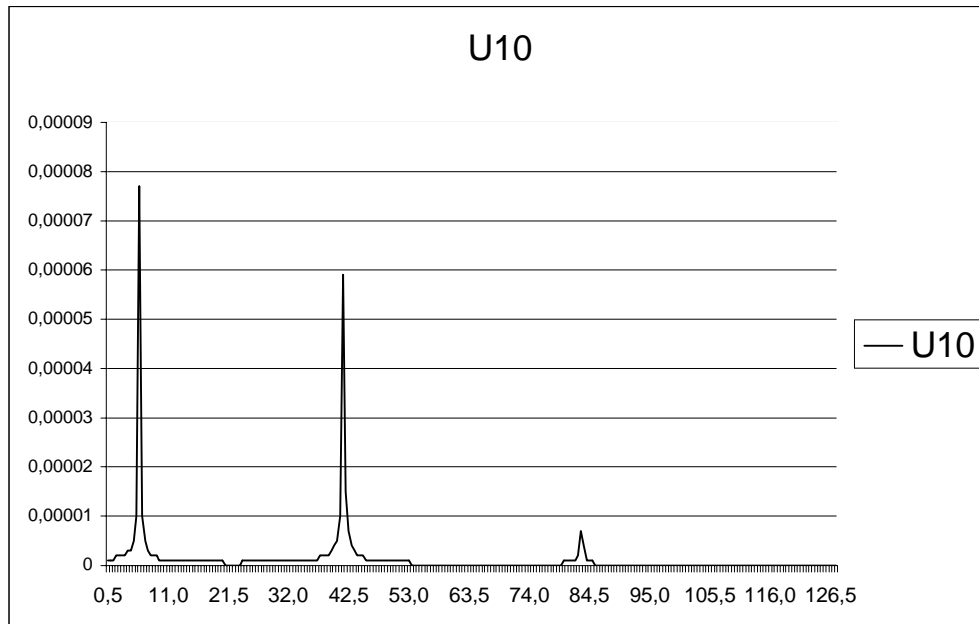
Neste caso, durante uma rotação, cada pá sofre um esforço repartido conforme a figura 6 (esta figura mostra o carregamento para a pá 1. Para as outras, o mesmo se repete, mas com as devidas defasagens) :



**Figura 6** – Excitação ao longo do tempo sobre a pá 1 para o segundo caso. T é o período de rotação

A frequência de rotação usada também foi de 13,33 Hz. O espectro de Fourier da resposta dinâmica do nó 10 é mostrado na figura 6. A faixa de tempo na qual os dados foram coletados foi de 7 a 9 s, com 512 pontos de amostragem, pois como se verifica na figura, existe uma amplitude grande no segundo harmônico da frequência três vezes a rotação, o que causava um problema de *aliasing* se apenas 256 pontos fossem levados em conta na amostragem. Como no primeiro caso, não foi verificada uma frequência que se costuma associar ao fenômeno, neste caso,  $3 \times 4 = 12$  vezes a frequência de rotação.

Analisando a figura 7, percebe-se que a frequência natural excitada continua sendo a primeira e que a frequência predominante para o projeto em fadiga é agora três vezes a rotação, e seus múltiplos.



**Figura 7** – Resposta dinâmica no domínio da frequência para o nó 10, referente ao segundo caso (abscissa, Hz e ordenada, Cn/2 [m])

## 5. CONCLUSÕES E SEQUÊNCIA DE DESENVOLVIMENTO

A análise dos resultados permite verificar que o modelo de carregamento adotado fornece resposta satisfatória do ponto de vista frequencial para os deslocamentos da estrutura. Na realidade, as frequências verificadas nos dois casos são previstas através de estudos experimentais (Kubota et al, 1983) e analíticos (Jay et al, 1984). No que se refere à amplitude de vibração, a utilização de elementos comprovados e do método de Newmark com o passo de tempo adequado nos permite considerá-la confiável. Logo, a sequência de procedimentos pode ser utilizada para o caso de uma estrutura mais complexa, como é o caso de um rotor de turbina hidráulica, usando modelos mais detalhados e outros tipos de elemento.

As particularidades referentes à periodicidade da geometria fornecem a possibilidade de diminuição do tamanho dos modelos no que se refere à cálculos dos parâmetros modais. Entretanto, como o carregamento é distribuído de forma em geral diferente sobre as pás, a aplicação de forças usando as relações de simetria cíclica para a resposta dinâmica torna-se um ponto de importância.

Uma etapa posterior do presente trabalho está em andamento e consistirá no desenvolvimento de rotinas para cálculo de resposta dinâmica com excitação distribuída sobre

as pás, levando em conta a simetria cíclica e usando o método de Newmark para integração das equações do movimento no tempo. Os procedimentos desenvolvidos por Thomas (1979), assim como por Dal-Ferro (1994) servirão como orientação para a definição das estratégias a serem seguidas. Entretanto, em rotores do tipo Darrieus, usados em usinas maré-motrizas, modos não ciclicamente simétricos podem ser excitados, e o cálculo considerando toda a geometria deve ser realizado.

O amortecimento presente nos rotores de turbina tem uma relação muito grande com o escoamento do fluido em torno das pás. O seu cálculo é por enquanto muito difícil e a melhor forma de obter dados confiáveis é a realização de ensaios modais com os rotores imersos (Albjanic et al, 1994).

Usando o mesmo modelo deste trabalho, pode-se variar o número de pás, o amortecimento e a velocidade de rotação para verificar se eventualmente o comportamento frequencial mantém-se com a tendência demonstrada. Da mesma maneira, a forma do carregamento também pode ser importante ao excitar somente os modos à ela associados.

Finalmente, convém comentar a atenção necessária ao se usar o algoritmo de FFT no que se refere ao fenômeno de *aliasing*. Como pode ser notado na figura 2, existem diversos picos em valores de frequência que não correspondem a nenhuma frequência natural ou muito menos às frequências de excitação. Análise posterior dos dados que originaram a figura (com uma amostragem maior em um mesmo período de tempo) permitiram verificar que os mesmos são múltiplos da velocidade de rotação em frequência maior que 64 Hz.

## 6. REFERÊNCIAS

- Albjanic, R., et al, Identification of vital hydrounit components dynamic parameters in water environment, *17th IAHR Symposium*, China, 1994
- Bathe, K.J., *Finite element procedures*, New Jersey : Prentice-Hall, 1996
- Dal-Ferro, C., *Etude dynamique des structures à symétrie cyclique, immergées dans un fluide lourd. Application à une roue de pompe centrifuge*, Thèse, INSA Lyon, 1994
- Guerra, D. R. S., Amarante Mesquita, A. L., and Anderson S. D., Development and Testing of Small Darrieus-Type Turbine for Tidal Current in the Mouth of the Amazon, *XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Bauru-SP, 1997.
- Jay, R.L., et al, Structural response due to blade vane interaction, *Transactions of the ASME*, vol. 106, january, 1984, p. 50-56
- Kubota, Y. et al, Vibration of rotating disc excited by stationary distributed forces, *Trans. of Japan Society of Mech. Eng.*, v.49, n.439-c, 1983,p.307-313 (em japonês)
- Mesquita, A.L.A., et al, A simplified Method for Axial-Flow Turbomachinery Design, *Revista da RBCM*, vol. XXI, n.1, 1999, p. 61-70
- Netch, H., Giacometti, A., Axial-flow induced vibrations in large high head machines, *Water Power and Dam Construction*, August, 1992, p. 21-27
- Pust, L., Experimental investigation of bladed disk vibrations, Third International Conference on Rotordynamics, INSA, Lyon, 1992, p.529-534
- Sena, M.J.S., Reynaud, G. Kueny, J.L., Dynamic behaviour improvement of Francis turbine runners, *International Journal for Hydropower and Dam Construction*, January, 1999
- Tanaka, H., et al, Studies on dynamic stress of runners for the design of 760 metre head pump-turbines, *16th Symposium of the IAHR*, São Paulo : Brasil, 1992, p. 239-248
- Thomas, D.L., Dynamic of rotationally periodic structures, *Journal of Numerical Methods in Engineering*, vol.14, 81-102 (1979)



# **SENSIBILIDADE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE UM ROTOR FRANCIS IMERSO EM ÁGUA E NO AR À MUDANÇAS NO CUBO E CINTURA**

**Manoel J. S. Sena**

**Mauro J.G. Veloso**

Universidade Federal do Pará - Grupo de Turbomáquinas - Departamento de Engenharia Mecânica- Campus Universitário do Guamá - CEP 66000 - Belém,PA,Brasil

**Georges Reynaud**

Laboratoire des Ecoulements Geophysiques et Industriels - Equipe Turbomachines - ENSHMG, 1025 Rue de La Piscine, BP 95 - 38402 - St. Martin d'Hères, France

## **Resumo**

A linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS foi aplicada no desenvolvimento de rotinas para a otimização do comportamento dinâmico de rotores de turbina Francis. A interação fluido-estrutura, os efeitos centrífugos e a simetria cíclica da estrutura foram considerados. As rotinas foram individualmente testadas e então aplicadas a um rotor Francis. A sensibilidade das frequências naturais à mudanças na espessura do cubo e da cintura, no ar e na água, foi avaliada. Foi verificada uma diferença nas sensibilidades para alguns modos, o que constitui um resultado muito interessante e mostra a necessidade de sempre se considerar a interação fluido-estrutura durante os cálculos de otimização.

**Palavras-chave :** Turbina Francis, simetria cíclica, interação fluido-estrutura, sensibilidade

## **1. INTRODUÇÃO**

O progresso verificado em métodos de análise experimental e numérica são responsáveis pela evolução projeto hidráulico e mecânico de turbinas e bombas. Abordagens acopladas hidráulico-mecânicas são cada vez mais adotadas durante o projeto e a análise.

Este artigo apresenta os resultados obtidos através de um modelo numérico para o cálculo das frequências naturais e modos de vibração de rotores de turbinas e bombas hidráulicas.

A linguagem de programação paramétrica do programa ANSYS foi usada para o desenvolvimento das rotinas. A aplicação no final do texto será em um rotor de turbina Francis.

Os procedimentos envolvendo a consideração da simetria cíclica, os efeitos inerciais de acoplamento fluido-estrutura e os efeitos centrífugos foram implementados e testados individualmente (Sena, 1999a), pois o problema final foi considerado linear.

Estas rotinas podem ser aplicadas com um algoritmo de otimização no projeto de rotores (Sena, 1999b). Para o estudo de aspectos da natureza física, a sensibilidade dos valores de frequência natural à mudanças em parâmetros geométricos como a espessura do cubo e da cintura foi investigada.

## 2. PROJETO DE TURBINAS FRANCIS

As turbinas Francis apresentam grande adaptação às variações de vazão, podem trabalhar no modo bomba e apresentam projeto mais simples quando comparadas às turbinas Kaplan, por exemplo (Huvet, 1995). Estes aspectos fazem com que elas sejam muito populares em todo o mundo.

Cálculo numérico e técnicas de CAD são utilizados há muito tempo no projeto de turbinas hidráulicas e bombas (Matsuda and Nagafuji, 1979). Durante o projeto, deve-se abordar tanto os aspectos associados ao escoamento do fluido quanto ao comportamento da parte sólida. Entretanto, a eficiência do ponto de vista hidráulico é o fator que vai comandar todas as etapas do processo, fazendo com que tensões mecânicas e frequências naturais sejam sujeitas às limitações impostas por um escoamento o mais suave possível.

No que se refere ao cálculo do escoamento dos fluidos, é possível aplicar tanto o método de elementos finitos quanto o método de volumes finitos para a simulação do escoamento tridimensional em torno das pás. Estes resultados podem ser diretamente usados como carregamento para o caso de cálculos estruturais (Wüst et al, 1994). Pode-se então, por exemplo, fazer a otimização da espessura das pás usando como critério as tensões mecânicas causadas pela distribuição de pressão sobre as mesmas (Sena, 1996). Porém, para a determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do rotor, os cálculos para o fluido e para a estrutura devem ser realizados simultaneamente, pois o movimento da estrutura é que vai gerar o campo de pressões dentro do domínio fluido que alterará estes parâmetros. Para levar em consideração este aspecto, diversas abordagens são possíveis, uma das quais será descrita no item seguinte e adotada neste trabalho.

## 3. EQUAÇÕES DE EQUILÍBRIO

### 3.1. Interação fluido-estrutura

O campo de pressão no fluido gerado pela vibração da estrutura é governado pela equação da onda acústica e o comportamento da estrutura é descrito através do princípio dos trabalhos virtuais. O comportamento acoplado fluido-estrutura pode então ser descrito pelo sistema abaixo :

$$\begin{bmatrix} [M] & [0] \\ [M_I] & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_n \\ \ddot{P}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C] & [0] \\ [0] & [C_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_n \\ \dot{P}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & -[R_I] \\ [0] & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_n \\ P_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_e \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

onde,

[M] – matriz de massa global; [M<sub>I</sub>] – matriz de rigidez global; [M<sub>f</sub>] – matriz e massa do fluido global; [C<sub>f</sub>] – matriz de amortecimento global do fluido; [K<sub>f</sub>] – matriz de rigidez global do fluido; [R<sub>I</sub>] – matriz de interface global; [K] – matriz de rigidez global; {F<sub>e</sub>} - vetor forças externas global; {U<sub>n</sub>} – vetor deslocamentos global; {P<sub>n</sub>} – vetor pressão global

Se, além disso, assume-se {F<sub>e</sub>} = {0} na Eq. (1), e que o amortecimento não tem influência significativa sobre o valor das frequências naturais e modos de vibração, o que é verdade ao menos para as frequências mais baixas (Everstine, 1991), o problema de autovalores e autovetores que leva aos parâmetros modais é estabelecido.

Como este sistema não é simétrico, métodos específicos devem ser usados para resolvê-lo. O programa ANSYS disponibiliza uma modificação do método de Lanczos para trabalhar com matrizes não-simétricas (Rajakumar and Rogers, 1992). Na realidade, as transformações de Lanczos são aplicadas ao autoproblema generalizado e as matrizes

resultantes têm seus autovalores e autovetores calculados pelo método QR (Bathe, 1996), com a ajuda de aritmética complexa.

A caracterização do comportamento dinâmico do sistema acoplado fluido-estrutura é muito complexa no caso de escoamento turbulento. O acoplamento indireto entre a estrutura e o fluido é usado com sucesso no caso de problemas de aero-elasticidade (Jacquet-Richardet e Rieutord, 1996 e Jacquet-Richardet, 1998). Na realidade, soluções iterativas para o fluido e para a estrutura são realizadas, ajudadas por malhas de interface que transformam o deslocamento da estrutura, no sistema de coordenadas em rotação, de tal forma a serem utilizados para especificar o problema fluido modelado no sistema de referência inercial.

### 3.2. Efeitos de rotação

Há muito tempo foi demonstrado (como, por exemplo, por Sreenivasamurthy e Ramamurti, 1981) que o cálculo das frequências naturais de estruturas finas só pode ser realizado se forem levadas em consideração as modificações na matriz de rigidez pelos termos relacionados às energias cinética e elástica associadas à rotação.

Simo e Vu-Quoc (1987) propuseram medidas não lineares de deformação para escrever as equações de equilíbrio dinâmico para elementos de casca e viga em problemas tridimensionais.

Equações para elementos de casca são usadas por Omprakash and Ramamurti (1989) para cálculo de tensões mecânicas em discos aletados rotativos.

As abordagens podem ser generalizadas para o caso de elementos iso-paramétricos em três dimensões. A equação abaixo mostra brevemente os procedimentos desenvolvidos por Hsieh e Abel (1995), Cook (1989) e Bathe (1996).

$$[m]\{\ddot{u}_n\} + [c_c]\{\dot{u}_n\} + ([k_e] - [k_r] + [k_g])\{u_n\} = \{f_{ext}\} \quad (2)$$

onde,

$$[k_r] = \int_{V^e} \rho [N]^T [\Omega^2] [N] dV$$

$$[k_g] = \int_{V^e} [G]^T [S] [G] dV$$

$$[\Omega^2] = [\Omega]^T [\Omega]$$

$[m]$  – matriz de massa elementar;  $[c_c]$  – matriz de amortecimento elementar;  $[k_e]$  – matriz de rigidez elementar;  $[k_r]$  – matriz centrífuga elementar;  $[k_g]$  – matriz de pré-tensão elementar;  $[G]$  – matriz de derivação modificada;  $[S]$  – matriz de estado de tensão inicial;  $\{f_r\}$  – vetor de forças rotativas elementar;  $\{f_e\}$  – vetor de forças externas elementar;  $[\Omega]$  – matriz de velocidade angular;  $[N]$  – matriz de interpolação;  $\rho$  – massa específica;  $V^e$  – volume elementar

### 3.3. Simetria cíclica

O número de nós usado nas malhas das partes sólida e fluida é muito grande. Então, deve-se procurar métodos para limitar o número de graus de liberdade ativos do sistema. Sendo o rotor de turbina Francis constituído de uma série de setores repetitivos, pode-se modelar apenas um setor e propagar os resultados para os outros. No caso de problemas estáticos, basta especificar, em coordenadas cilíndricas, que o deslocamento em ambas as extremidades do setor serão idênticos. No caso do problema dinâmico geral, a Teoria da Propagação de Ondas em Meios Periódicos Circulares (Thomas, 1979) (Jacquet-Richardet et al, 1996) pode ser aplicada.

Para apenas um setor, a abordagem de simetria cíclica aplicada ao modelo elementos finitos fornece :

$$\begin{Bmatrix} \{u^{(j-1)}\} \\ \{\bar{u}^{(j-1)}\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi I_J & \sin \psi I_J \\ -\sin \psi I_J & \cos \psi I_J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u^{(j)}\} \\ \{\bar{u}^{(j)}\} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\psi = 0, \pm \frac{2\pi}{N}, \pm \frac{4\pi}{N}, \dots, \pm \frac{2\pi\left(\frac{N}{2}-1\right)}{N}, \pm \pi \quad \text{se } N \text{ é par}$$

$$\psi = 0, \pm \frac{2\pi}{N}, \pm \frac{4\pi}{N}, \dots, \pm \frac{2\pi(N-1)}{2N} \quad \text{se } N \text{ é ímpar}$$

onde,  $\{u^j\}$  - graus de liberdade do setor  $j$ ;  $\{\bar{u}^j\}$  - graus de liberdade do setor ortogonal à  $j$ ;  $I_J$  - matriz identidade;  $\psi$  - ângulo do setor;  $N$  - número de setores

O número de diâmetros nodais ( $n$ ) é  $(N/2-1)$  se  $N$  é par e  $(N-1)/2$  se  $N$  é ímpar.

#### 4. APLICAÇÃO AO CASO DE UM ROTOR FRANCIS

Depois de demonstrar a eficiência dos procedimentos possibilitando a consideração da simetria cíclica, interação fluido-estrutura e efeitos da rotação (Sena, 1999), podemos aplicar estas técnicas ao projeto de rotores de turbina Francis.

A geometria usada foi a do rotor construído para o GAMM Workshop em 1989 (Lausanne, Suíça). Entretanto, a geometria do cubo e da cintura foi modificada, para investigar a influência destes fatores no comportamento dinâmico.

A geração da malha foi feita através de métodos de modelagem sólida. Neste caso, os volumes são definidos e algoritmos específicos usados para construção da malha. A seqüência de criação de entidades é : criação de pontos-chave, linhas conectando estes pontos e volumes que serão malhados. A figura 1 mostra a malhagem sólida e fluida do setor de base.

As condições de contorno em deslocamento para o sólido são a conexão rígida com o eixo, e em pressão para o fluido são pressões na entrada e saída do canal da turbina.

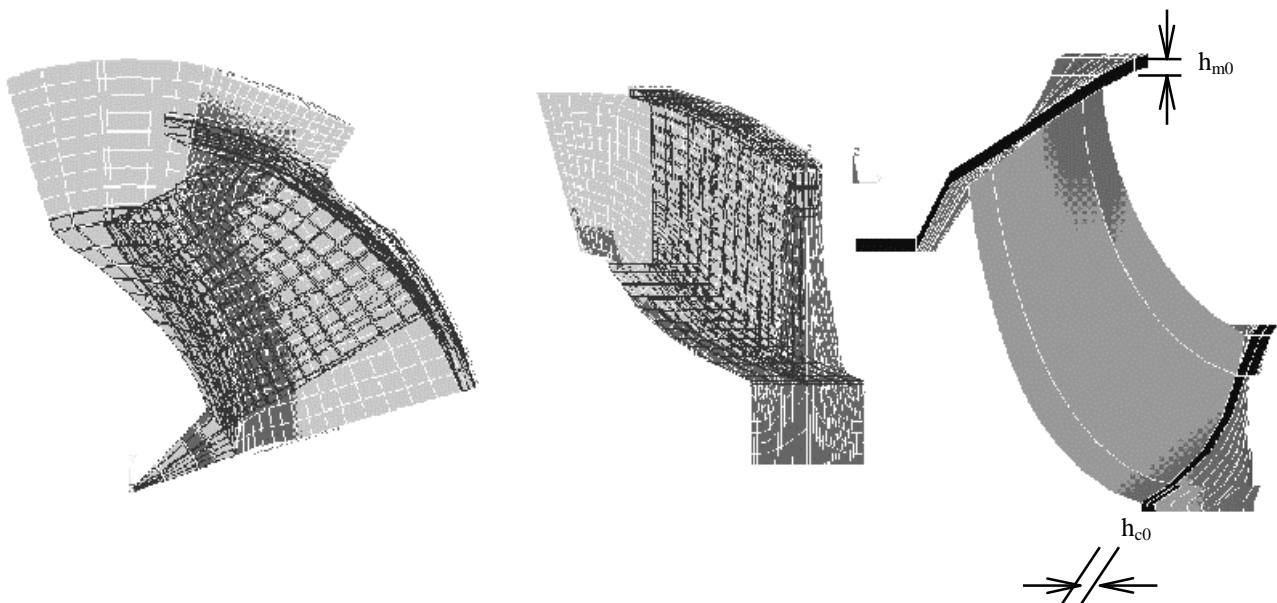
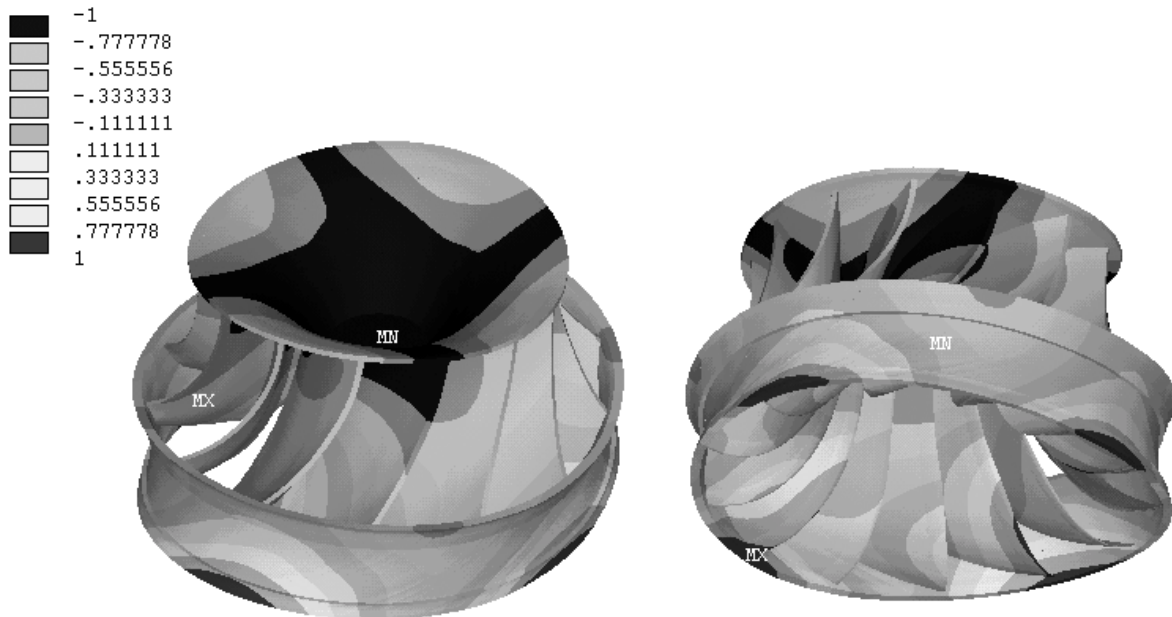


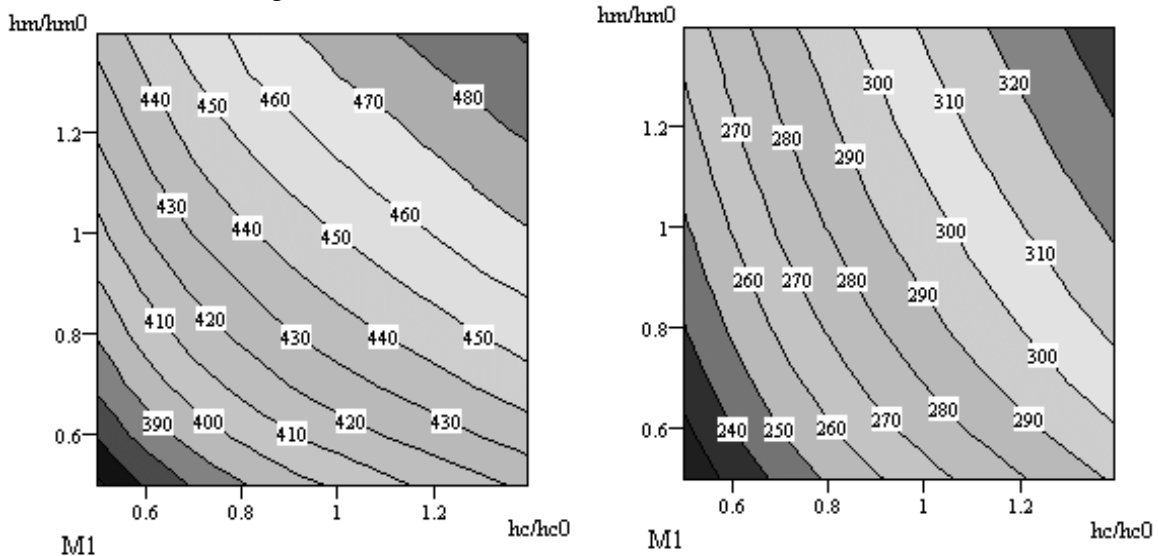
Figura 1 – Malha do setor e dimensões a serem variadas

As espessuras inicial e final do cubo e da cintura são, respectivamente,  $hc_0$  e  $hm_0$  (veja figura 1). Elas foram variadas de  $0,5xhc_0$  e  $0,5xhm_0$  até  $1,4xhc_0$  e  $1,4xhm_0$ . A avaliação das frequências naturais e dos modos de vibração foi realizada usando o número de diâmetros nodais igual a 2, pois estes modos são suscetíveis de serem excitados no caso desta turbina (13 pás e 26 diretrizes) (Tsukamoto, 1996). Na figura 2, pode-se ver o primeiro modo de vibração com dois diâmetros nodais.

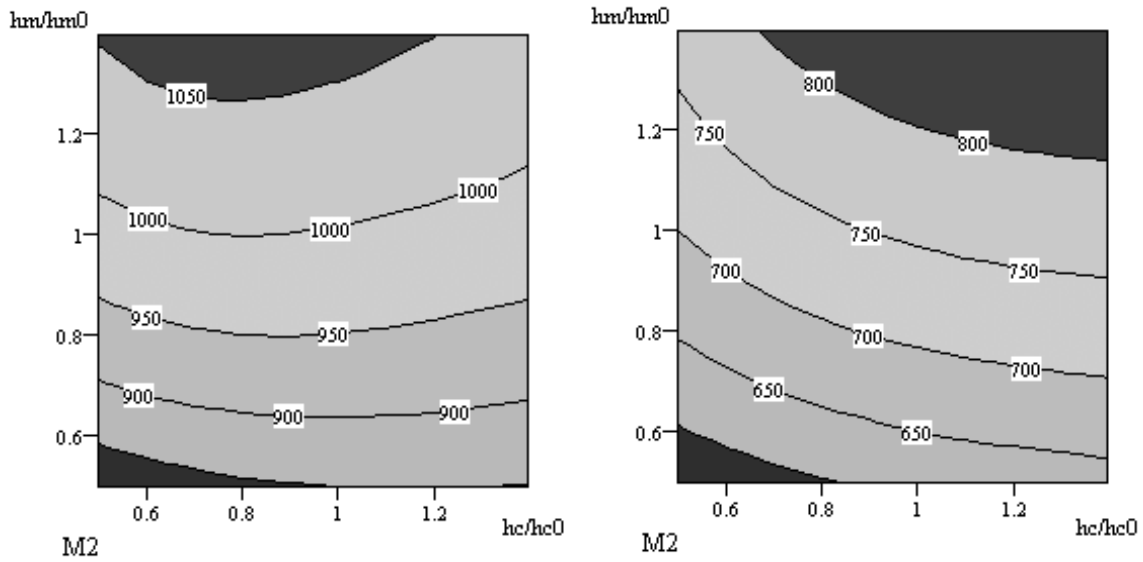


**Figura 2** – Primeiro modo de vibração com dois diâmetros nodais

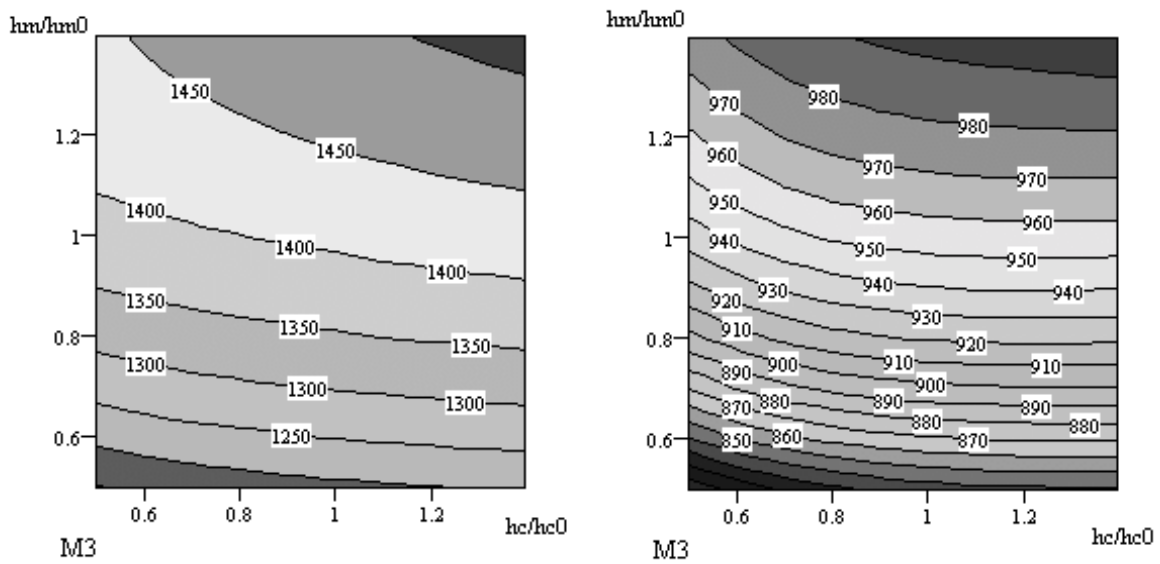
As figuras 3 a 5 são gráficos dos valores numéricos das três primeiras frequências naturais relacionadas a modos com dois diâmetros nodais em função das espessuras do cubo e da cintura, no ar e na água.



**Figura 3** – Variação da primeira frequência natural com dois diâmetros nodais do rotor no ar (esquerda) e na água (direita) [Hz]



**Figura 4** – Variação da segunda frequência natural com dois diâmetros nodais do rotor no ar (esquerda) e na água (direita) [Hz]



**Figura 5** – Variação da terceira frequência natural com dois diâmetros nodais do rotor no ar (esquerda) e na água (direita) [Hz]

Nota-se a diminuição esperada do valor numérico das frequências naturais do rotor quando imerso no meio fluido. A porcentagem do decaimento dos valores das frequências naturais varia de modo para modo.

A sensibilidade das frequências naturais à mudanças nas espessuras do cubo e da cintura são fortemente dependentes do modo associado. Nota-se que o primeiro modo é sensível aos dois parâmetros, enquanto que o segundo e o terceiro modos são mais sensíveis à mudanças no cubo. Os quarto e quinto modos (não mostrados), são mais sensíveis às mudanças na espessura da cintura.

Os modos de vibração na água são praticamente idênticos aos no ar.

Existem algumas diferenças entre as sensibilidades observadas quando o rotor está na água ou no ar. Isto demonstra que deve-se considerar, em todos os cálculos, a interação fluido-estrutura durante um processo de otimização de forma (usando as espessuras do cubo e da cintura como variáveis de otimização), por exemplo.

Entretanto, pode-se obter uma aproximação da solução do problema de otimização usando o modelo no ar. Neste caso, apenas um cálculo de considerando a interação fluido-estrutura deve ser feito, para que se obtenha a razão entre as frequências naturais imersa em no ar (que será diferente quando se muda a geometria, daí a aproximação).

O estudo de Jacquet-Richardet et al (1996) mostra que o comportamento dinâmico do eixo influencia as frequências naturais do rotor em alguns casos (especialmente para os modos com zero e um diâmetros nodais e máquinas de alta velocidade de rotação com eixos flexíveis)

## 5. CONCLUSÃO

Um procedimento usando a linguagem de programação paramétrica do programa de elementos finitos ANSYS foi desenvolvido com o objetivo principal de aplicar estas técnicas no processo de projeto otimizado, usando as espessuras do cubo e da cintura como variáveis de projeto. Os aspectos de interação fluido-estrutura, efeitos centrífugos e simetria cíclica da geometria foram considerados. As rotinas foram validadas individualmente e então aplicadas para o estudo do comportamento de uma turbina Francis.

Um dos resultados mais importantes do trabalho é a verificação da diferença de sensibilidade das frequências naturais de estruturas submersas à variações na geometria em comparação ao que se verifica quando a estrutura está no ar.

O efeito da rotação sobre as frequências naturais de estruturas imersas merece ser investigado com mais profundidade, pois o acoplamento dos movimentos radiais e transversais pode alterar consideravelmente a configuração do campo de pressões produzido pela vibração. Este aspecto vai ser abordado com mais detalhes em outro artigo. Em turbinas e bombas centrífugas apresentando alta rotação nominal, este fator tende a aumentar de importância.

Os cálculos foram feitos considerando somente os modos com dois diâmetros nodais. Os outros tipos de modo podem ser investigados, para verificar se apresentam as mesmas tendências no que se refere às sensibilidades.

Para condições de escoamento apresentando alto grau de turbulência ou descolamentos, a teoria usada neste trabalho não pode mais ser aplicada e métodos de acoplamento considerando o escoamento do fluido devem ser considerados.

No caso de turbinas e bombas de alta rotação, onde as forças de interação nos labirintos são muito grandes, o modelo usado neste trabalho precisa ser corrigido se os valores de rigidez equivalente nos labirintos forem da mesma ordem de grandeza dos valores de rigidez do rotor.

Ensaio experimentais são muito importantes para entender melhor os fenômenos que interferem no comportamento dinâmico de turbinas e bombas hidráulicas. No entanto, estes ensaios esbarram nos altos custos de instalações e da instrumentação necessária. Albjanic et al (1994) desenvolveram martelos pneumáticos que permitem a excitação de um rotor Kaplan em funcionamento, de tal forma que o mesmo possa vibrar livremente. Alguns parâmetros modais foram medidos, sem entretanto ter sido feita uma caracterização completa dos modos excitados.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Wowk, V., 1991, Machinery Vibrations, Ed. McGraw Hill, New York, United States, 358p.
- Albjanic, R., et al, Identification of vital hydrounit components dynamic parameters in water environment, 17th IAHR Symposium, China, 1994
- Bathe, K.J., Finite element procedures, New Jersey : Prentice-Hall, 1996
- Cook, R.D., et al, Concepts and applications of finite element analysis, third edition, New York : John Wiley and Sons, 1989
- Everstine, G. C., Prediction of low frequency vibrational frequencies of submerged structures, Journal of Vibration and Acoustics, April 1991, vol.113, 187-191
- Hsieh, S.H., Abel, J.F., Comparison of two finite elements approaches for analysis of rotating bladed-disk assemblies, Journal of Sound and Vibration (1995), 182(1), 91-107
- Huvet, P., Dimensionnement de turbines hydrauliques : avant-projet, Spécialisation Machines Hydrauliques, Programme inter-universitaire de formation à Lausanne et Grenoble, 1995
- Jacquet-Richardet, G., et al, Frequencies and modes of rotating flexible bladed disk-shaft assemblies : a global cyclic symmetry approach, Journal of Sound and Vibration (1996), 191 (5), 901-915
- Jacquet-Richardet, G., Rieutord, P., A three dimensional fluid-structure coupled analysis of rotating flexible assemblies of turbomachines, Journal of Sound and Vibration (1998), 209(1),61-76
- Matsuda, I., Nagafuji, T., Computerized design for turbines, Water Power & Dam Construction, october, 1979, p.31-35
- Rajakumar, C., Rogers, C. R., The Lanczos algorithm applied to unsymmetric generalized eigenvalue problem, International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol.32, 1009-1026 (1992)
- Sena, M.J.S., Optimisation de l'épaisseur des aubes de roues de turbines Francis avec, comme critère, les contraintes maximales calculées par la méthode des éléments finis, Grenoble : Université Joseph Fourier, ENSHMG, Rapport de DEA, 1996
- Sena, M.J.S., Étude du Comportement Dynamique des Roues de Turbines et Pompes Hydrauliques pour la Conception Mécanique Optmisée : Cas d'une Roue Francis, Grenoble : Institut National Polytechnique de Grenoble, Tese de Doutorado, 1999
- Sena, M.J.S., Reynaud, G., Kueny, J.L., Dynamic behaviour improvement of Francis turbine runners, International Journal for Hydropower and Dam Construction, Westmead International, 1999
- Simo, J.C., Vu-Quoc, L., The role of non linear theories in transient dynamic analysis of flexible structures, Journal of sound and Vibration (1987), 119(3), 487-508
- Sreenivasamurthy, S., Ramamurti, V., A parametric study of vibration of rotating pre-twisted and tapered low aspect ratio cantilever plates, Journal of Sound and Vibration (1981), 76(3),311-328
- Thomas, D.L., Dynamic of rotationally periodic structures, Journal of Numerical Methods in Engineering, vol.14, 81-102 (1979)
- Wüst, M. et alli, Some aspects of the mechanical design of large Francis turbines, 17th Symposium of the IAHR, Beijing, China, 1994



# ASPECTOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO DIAGRAMA DE VORONOI E SUA APLICAÇÃO NA GERAÇÃO DO CAMINHO DE CORTE PARA CAVIDADES 2 ½ D

**Leandro Costa de Oliveira**

Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Tecnologia, Departamento de Fabricação e Projeto de Máquinas, 97105-900, Santa Maria, RS, Brasil. E-mail: leandro@inf.ufsm.br

**Marcos de Sales Guerra Tsuzuki**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, 05508-900, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: mtsuzuki@usp.br

## Resumo

Neste trabalho é apresentado o uso de uma ferramenta de Geometria Computacional chamada Diagrama de Voronoi, usada na determinação do caminho de corte para usinagem de cavidades 2 ½ D. Este método divide a cavidade em áreas através de bissetores traçados do seu contorno. Através da parametrização destes bissetores é gerada a trajetória da ferramenta. São apresentados e discutidos todos os passos desta implementação associando técnicas para otimização do tempo de usinagem.

**Palavras-chave:** Cavidades 2 ½ D, Usinagem CNC, Diagramas de Voronoi.

## 1. INTRODUÇÃO

A usinagem de cavidades 2 ½ D (também conhecidas pela palavra inglesa *pockets*), tornou-se uma operação extremamente importante devido a sua grande ocorrência na fabricação de peças mecânicas. Um número bastante representativo de situações, que vão desde usinagens planas até superfícies complexas de forma livre, utilizam em alguma etapa da fabricação, uma metodologia baseada em 2 ½ D. A geração do caminho de corte para usinagem de cavidades com esta geometria em máquinas com CNC, pode ser realizada fazendo uso de algumas estratégias de movimentação da ferramenta. Destas, as mais usuais e que oferecem maiores vantagens são: estratégia de trajetórias paralelas a uma direção (zigzague – Fig. 1) e estratégia de trajetórias equidistantes ao contorno (*offset* – Fig. 2).

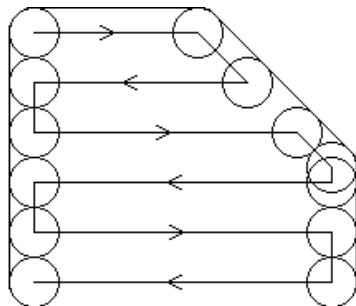


Figura 1. Trajetória em zigzague.

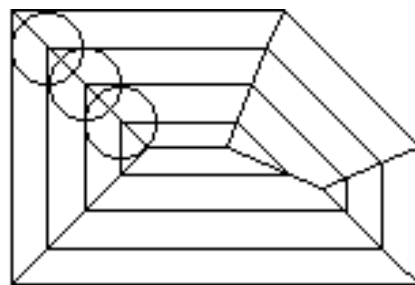


Figura 2. Trajetória em *offset*.

Neste trabalho, é considerada a segunda estratégia, de trajetórias equidistantes ao contorno (*offset*), que pode ser obtida através da geração de sub-contornos, com alguns estudos já apresentados (Cota, 1993; Ferreira, 1993), ou através do uso do Diagrama de Voronoi, que foi a opção considerada em nosso estudo. O Diagrama de Voronoi é uma ferramenta de geometria computacional que foi inicialmente apresentada matematicamente por Voronoi (1908) *apud* Held (1991). Entretanto, sua utilização na usinagem com CNC ficou mais popular através da proposta de Persson (1978) que implementou um sistema computacional para geração do caminho de corte de cavidades 2 ½ D arbitrárias. Neste estudo, o autor apresentou sua aplicação com o equacionamento para as várias situações possíveis. Com o mesmo objetivo, Srinivasan & Nackman (1987) apresentaram seu algoritmo com a inclusão de ilhas, cuja implementação foi demonstrada por Meshkat & Sakkas (1987). Posteriormente, Held (1991) apresentou um amplo estudo sobre a usinagem de cavidades 2 ½ D. Sua abordagem considerou tanto estratégias em *zigzag*, quanto em *offset*. Considerando esta última forma, demonstrou as possibilidades e vantagens da aplicação com o uso do Diagrama de Voronoi.

Diversas propostas foram apresentadas visando a ampliação das possibilidades geométricas e propondo outras implementações. Held *et al.* (1994) consideraram o uso de mapas de proximidade na implementação de um eficiente algoritmo para geração do caminho de corte de cavidades formadas por múltiplas áreas conectadas e com contorno curvilíneo. Buscando evitar a necessidade do uso de pacotes CAD e as dificuldades de troca de dados, Manuel *et al.* (1996) propuseram um sistema de geração do caminho de corte em espiral, determinando um espaçamento ótimo, avaliando o menor ângulo da cavidade. A determinação do caminho de corte é através de sub-contornos. Seguindo a proposta do Diagrama de Voronoi, Lambregts *et al.* (1996) implementaram um sistema para cavidades definidas por retas e arcos, podendo conter ilhas definidas da mesma forma. Os autores ressaltam que a dificuldade do uso de sub-contornos, é eliminar as auto-intersecções. Kim *et al.* (1995) propuseram uma nova parametrização dos bissetores usando curvas Bézier para unificar quatro casos diferentes: segmento linear, arco elíptico, arco hiperbólico, e arco parabólico. Entretanto, verificaram que esta representação é mais suscetível a erros que a proposta de Persson (1978). Considerando cavidades com contornos curvilíneos, Jeong & Kim (1998) propuseram um algoritmo que inicialmente segmenta o contorno de forma livre e posteriormente constrói o Diagrama de Voronoi para a geração do caminho de corte.

A seguir, são apresentadas as características da implementação e geração do Diagrama de Voronoi, sua aplicabilidade na usinagem de cavidades 2 ½ D e algumas possibilidades de melhoria das propostas já apresentadas.

## 2. DIAGRAMAS DE VORONOI

O Diagrama de Voronoi consiste num conjunto de pontos que possuem a seguinte propriedade: dividem a área interna da cavidade (*pocket*) em sub-áreas chamadas regiões de Voronoi. Estas regiões são formadas pelos pontos que guardam a menor distância de um elemento de contorno da cavidade e uma distância maior de cada um dos outros elementos. Os lugares dos pontos que definem estas regiões são os bissetores de pares de elementos de contorno. Estes bissetores também são chamados de limites de Voronoi e são constituídos de pontos que equidistam de uma distância mínima de dois lados e guardam uma distância maior do resto dos elementos de contorno. A Fig. 3 ilustra um Diagrama de Voronoi com as propriedades descritas acima e a Fig. 4 demonstra a aplicação na geração do caminho de corte de usinagem.

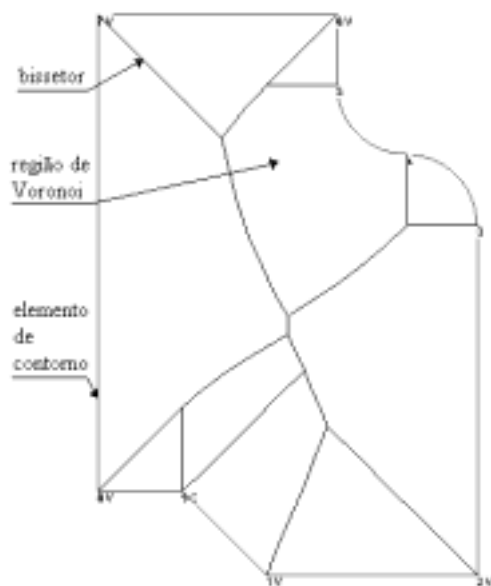


Figura 3. Diagrama de Voronoi.

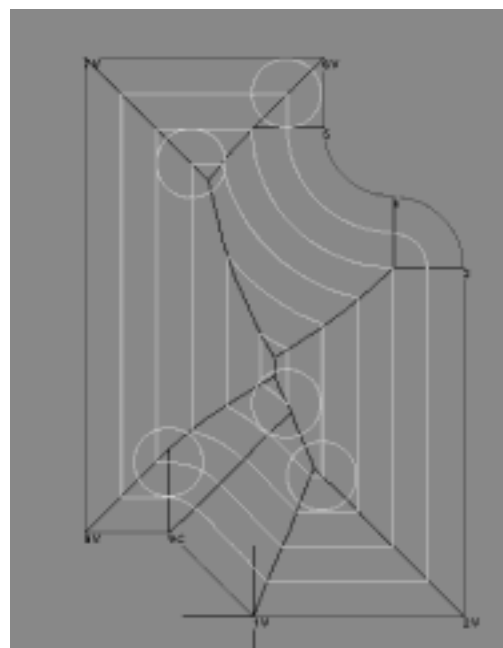


Figura 4. Caminho de Corte para Usinagem 2 1/2 D.

### 3. IMPLEMENTAÇÃO

#### 3.1 Representação do Diagrama de Voronoi

Para representar um Diagrama de Voronoi optou-se por uma estrutura de dados onde a principal componente é a aresta. Cada aresta possui associado a si as seguintes informações: quatro ponteiros para as arestas que incidem na presente aresta e dois ponteiros para os objetos que definem a presente aresta. Desta forma, cada bissetor está associado ao contorno da reentrância, conforme ilustra a Fig. 5 e a Tab. 1.

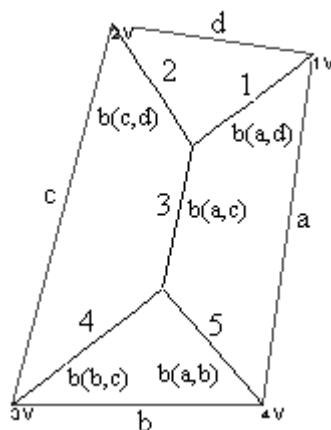


Figura 5. Representação dos bissetores.

**Tabela 1. Representação da estrutura de dados considerada**

<b>Aresta</b>	<b>Ant. 2</b>	<b>Ant. 1</b>	<b>Prox. 2</b>	<b>Prox. 1</b>	<b>Face esq.</b>	<b>Face dir.</b>
<b>1</b>	/	/	3	2	A	d
<b>2</b>	/	/	1	3	D	c
<b>3</b>	2	1	5	4	A	c
<b>4</b>	/	/	3	5	C	b
<b>5</b>	/	/	4	3	B	a

### **3.2 Parametrização de bissetores**

Uma vez que a distância de *offset* é muito utilizada durante todo o processamento, tanto no que diz respeito à construção do Diagrama de Voronoi como na determinação do caminho de corte, optou-se por expressar os bissetores como funções de seus *offsets* em relação aos elementos de contorno.

### **3.3 Determinação de intersecções entre bissetores**

Devido à limitação da dimensão deste artigo não serão incluídas as equações para parametrização e intersecção de bissetores. Tais equações podem ser encontradas em Persson (1978) e Tsuzuki & Moscato (1995).

### **3.4 Geração do Diagrama de Voronoi**

O algoritmo implementado, baseado na proposta inicial de Persson (1978) é o seguinte:

1. Todos os ângulos internos maiores que  $180^\circ$  são transformados em arcos de circunferência de raio nulo.
2. Os bissetores de todos os pares de arestas adjacentes são determinados.
3. Determina-se a intersecção entre todos os bissetores que possuem uma aresta em comum, e seleciona-se a aresta cujo ponto de intersecção possui o menor valor de “*offset*”. Cada bissetor possui duas intersecções, uma com cada bissetor adjacente, assim deve-se verificar qual o ponto de intersecção está mais próximo do ponto inicial do bissetor. Após esta verificação, o ponto mais próximo é selecionado.
4. Este lado é removido da lista auxiliar de arestas. Desta maneira, as arestas adjacentes a esta aresta removida, passam a se comportar como se fossem adjacentes.
5. Determina-se o bissetor associado ao novo par de arestas adjacentes que surgiu com a remoção da aresta do passo 3, e realiza-se novamente o passo 3, até que exista apenas uma única aresta na lista auxiliar de arestas.

O conceito básico neste algoritmo é definir o Diagrama de Voronoi através da busca de pontos de intersecção entre bissetores com menor valor de *offset* para pontos de intersecção entre bissetores com maior valor de *offset*.

### **3.5 Geração do caminho de corte**

O caminho de corte é determinado segundo o algoritmo abaixo:

1. o usuário especifica um raio de ferramenta qualquer, sendo este valor adotado como *offset* inicial. Determina-se o ponto mais interno com seu respectivo *offset*. Desta maneira é possível calcular o número de passadas da ferramenta.
2. Através do raio da ferramenta e do número da passada atual, determina-se quais bissetores possuem *offset* inicial menor que o nível do *offset* atual e quais bissetores possuem *offset* final maior que o nível de *offset* atual.

3. Monta-se uma lista contendo a aresta, os pontos final e inicial, e o *offset* correspondente. Esta lista é ordenada segundo a ordem crescente de identificação da aresta. Desta forma, o caminho de corte é traçado sempre no sentido anti-horário.

#### 4. APLICAÇÃO NA USINAGEM 2 1/2 D

Com a obtenção do Diagrama de Voronoi, com bissetores parametrizados, a geração da trajetória da ferramenta torna-se bastante interessante, visto que possibilita muitas combinações de uso de ferramentas, de avanços e espaçamentos diferentes. Deste modo, de acordo com fatores tecnológicos referentes aos materiais de ferramenta e peça, algumas soluções são escolhidas. As Figs. 6 e 7 demonstram duas situações para uma mesma cavidade, sendo a primeira com o uso de uma única ferramenta de 3 mm e no segundo com duas ferramentas em situação bem definida, sendo a de 20 mm para o desbaste e a de 12 mm para o contorno (acabamento).

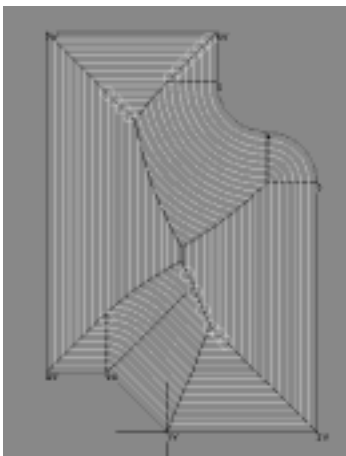


Figura 6. Caminho de corte com 1 ferramenta.

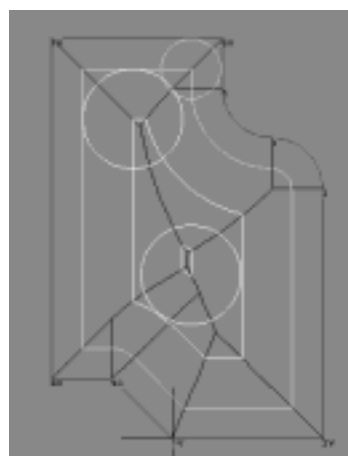


Figura 7. Caminho de corte com 2 ferramentas.

#### 5. PROPOSTAS DE OTIMIZAÇÃO

Considerando que a determinação do Diagrama de Voronoi possibilita uma forma sistematizada de geração do caminho de corte, busca-se então, meios para reduzir o tempo de usinagem. Esta otimização do processo ou, simplesmente, redução do tempo de usinagem pode ser obtida com a redução do comprimento do caminho de corte e com a redução de movimentos de posicionamento desnecessários. Desta forma, o uso de múltiplas ferramentas oferece uma possibilidade clara de redução deste comprimento. Isto se deve à combinação de ferramentas de vários diâmetros proporcionando um maior espaçamento entre as trajetórias equidistantes ao contorno. Observa-se, portanto, que o uso de ferramentas de maior dimensão é recomendado, desde que possível.

Uma forma de selecionar as ferramentas de modo a obter a redução do tempo de usinagem é apresentada em Oliveira & Tsuzuki (1999). O método apresenta bons resultados e funciona a partir da informação das ferramentas disponíveis, sendo a seleção realizada através de programação dinâmica em função de um procedimento de usinagem sistematizado.

Outra possibilidade, ainda em testes, é a utilização de um maior espaçamento entre trajetórias, com valores até próximos do diâmetro da ferramenta, de acordo com a possibilidade (considerando fatores tecnológicos). Em função deste maior espaçamento,

deverão existir, nas trocas de direção na região dos bissetores, porções de material não usinado (Fig. 8c).

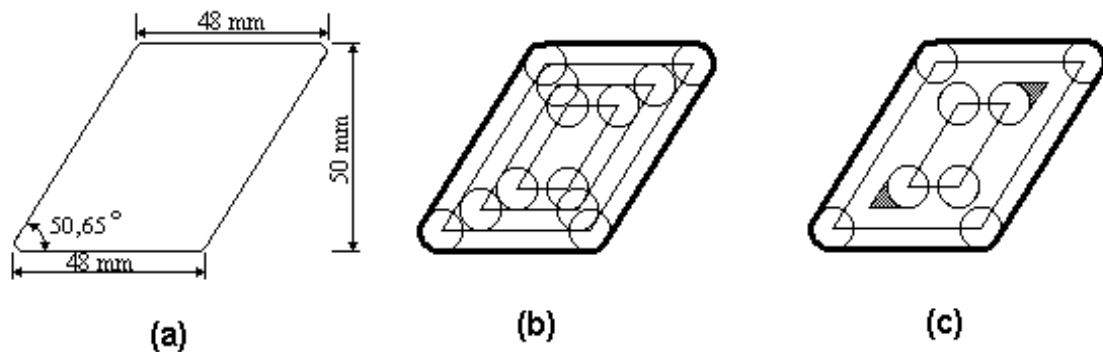


Figura 8. Aumento do espaçamento entre trajetórias.

Uma proposta para remover este material, é através de trajetórias sobre os bissetores após a usinagem em *offset*. Certamente estes movimentos compensam a redução do caminho de corte obtida com o incremento do espaçamento entre trajetórias. Neste caso (Fig. 8a), para a situação de uma única ferramenta de 10 mm, tem-se para um espaçamento igual ao raio da ferramenta (Fig 8b), um comprimento final do caminho de corte de 359,23 mm. Considerando um espaçamento igual ao diâmetro desta (Fig 8c), este comprimento do caminho de corte é reduzido para 239,47 mm, havendo ainda 64,45 mm para usinagem sobre os bissetores. Isso totaliza 303,92 mm, que representa, para este caso, uma redução do caminho de corte em 15,39 %. Considerando a simplicidade da geometria apresentada e a relação entre dimensão da ferramenta e área da cavidade, pode-se perceber que esta redução poderá ser ainda maior.

## 6. RESULTADOS

Os resultados da implementação proposta já podem ser verificados nas figuras anteriores, entretanto, nesta seção, nas Fig. 9 a 12, são apresentados alguns exemplos mais esclarecedores. As cavidades ilustradas nos exemplos a seguir, tratam-se de polígonos não convexos cujo caminho de corte foi gerado com espaçamento entre trajetórias igual ao raio da ferramenta.

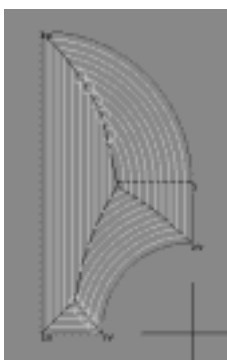


Figura 9. Exemplo 1.

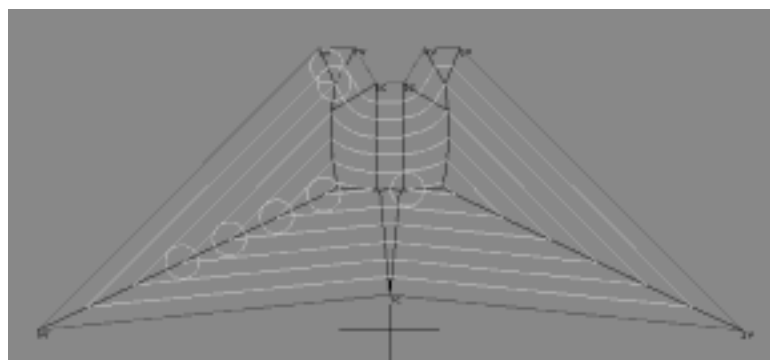


Figura 10. Exemplo 2.

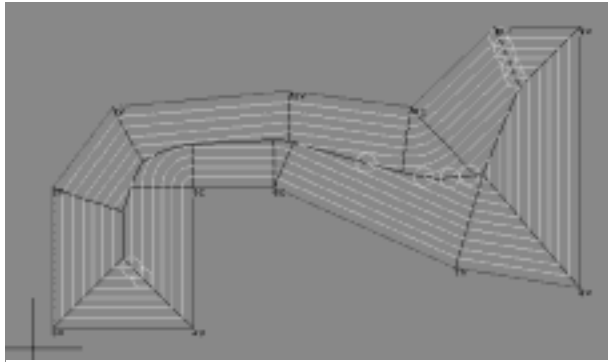


Figura 11. Exemplo 3.

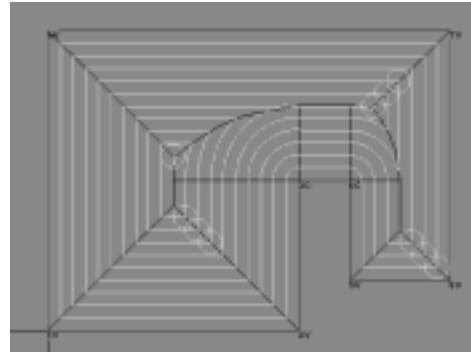


Figura 12. Exemplo 4.

## 7. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

A implementação de um Diagrama de Voronoi foi apresentada visando sua utilização na geração do caminho de corte para usinagem 2 ½ D. Os detalhes matemáticos foram omitidos em razão da limitação de espaço, havendo, entretanto, a orientação sobre a localização desta informação em outros artigos.

Devido à grande quantidade de cálculos realizados, seja na determinação dos bissetores e parametrização, suas intersecções, ou mesmo na geração do caminho de corte, há a possibilidade de ocorrência de erros numéricos ou até degeneração. Segundo Sugihara (1992) *apud* Kim *et al.* (1995), os erros numéricos ocorrem frequentemente devido à inconsistência na topologia dos objetos geométricos causando uma execução anormal do algoritmo. Para este mesmo autor, a degeneração é um problema que complica situações que poderiam ser resolvidas por algoritmos mais simples, tornando suas soluções mais complexas. No momento, nossos esforços estão voltados para a identificação e solução destes problemas e na implementação das rotinas de otimização, ainda em desenvolvimento.

Como continuidade, tem-se o aumento do domínio geométrico considerado com a inclusão de ilhas nas cavidades.

### Agradecimentos

Este trabalho foi suportado pela FAPESP – proc. 98/11310-9. O primeiro autor foi parcialmente suportado pelo PICDT/UFSCM/CAPES e o segundo autor foi parcialmente suportado pelo CNPq – proc. 300224/96-6.

## 8. REFERÊNCIAS

- Cota, F. E., Queiroz, A. A., Gonçalves Filho, E. V., 1993, “Usinagens de cavidades em formas arbitrárias em máquinas-ferramentas de comando numérico”, Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM 93, Brasília, vol. III, pp. 1599-1602.
- Ferreira, J. C. E., 1993, An algorithm for generating the tool paths for machining complex 2 ½ D components, Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM 93, Brasília, vol. III, pp. 1587-1590.
- Held, M., 1991, “On the Computational Geometry of Pocket Machining”, Springer-Verlag, 178p.

- Held, M., Luckács, G., Andor, L., 1994, “Pockets machining based on contour-parallel tool paths generated by means of proximity maps”, *Computer-Aided Design*, v. 26, n. 3, pp. 189-203.
- Jeong, J., Kim, K., 1998, “Tool Path Generation for Machining Free-Form Pockets Using Voronoi Diagrams”, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, v. 14, pp. 876-881.
- Kim, D. S., Hwang, I. K, Park B. J., 1995, “Representating the Voronoi diagram of a simple polygon using rational quadratic Bézier curves”, *Computer-Aided Design*, v. 27, n. 8, pp. 605-614.
- Lambregts, C. A. H., Delbressine, F. L. M., de Vries, W. A. H., van der Wolf, A. C. H., 1996, “An efficient automatic tool path generator for 2 ½ D free-form pockets”, *Computers in Industry*, v. 29, pp. 151-157.
- Manuel, D., Liang, M., Kolahan, F., 1996, “A Dynamic Approach to Tool Path Generation for Machining Convex Pockets”, *Computers Ind. Eng.*, v. 31, n. 1/2, pp. 135-138.
- Meshkat, S. N., Sakkas, C. M., 1987, “Voronoi diagram for multiply-connected polygonal domains II: Implementation and application”, *IBM J. Res. Develop.*, v. 31, n. 3., pp. 373-381.
- Oliveira, L. C. de, Tsuzuki, M. de S. G., 1999, “Um método de seleção de dimensões de ferramentas de corte para usinagem de cavidades em máquinas com CNC”, *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM'99, Águas de Lindóia - SP.*
- Persson, H., 1978, “NC machining of arbitrarily shaped pockets”, *Computer-Aided Design*, v. 10, n. 3, pp. 169-174.
- Srinivasan, V., Nackman, L. R., 1987, “Voronoi diagram for multiply-connected polygonal domains I: Algorithm”, *IBM J. Res. Develop.*, v. 31, n. 3, pp. 361- 372.
- Tsuzuki, M. S. G., Moscato, L. A., 1995, “Diagramas de Voronoi e sua Utilidade na Determinação do Caminho de Corte de Reentrâncias Complexas”, *Boletim da EPUSP.*



# UMA REVISÃO DAS TECNOLOGIAS DE INTEGRAÇÃO DE DADOS EM CAD/CAM

**Raimundo Ricardo Matos da Cunha**

**Altamir Dias**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-900, Trindade, Florianópolis-SC, Brasil. E-mail: ricardo@emc.ufsc.br; altamir@emc.ufsc.br.

## **Resumo**

Durante as fases do ciclo de vida de um produto, a Engenharia se utiliza de ferramentas computacionais para auxiliar na execução de várias atividades do desenvolvimento de produto. Organizar e colocar disponível dados numa forma computacional abrangente, é um problema complicado de solucionar. O volume de informação, a diversidade de contextos associados e a dispersão geográfica das equipes, são barreiras que dificultam a integração das atividades. As tecnologias utilizadas para integrar sistemas computacionais de auxílio ao projeto, são conhecidas na literatura e na prática por diversas denominações. Estas tecnologias serão analisadas nesse artigo quanto à sua aplicação dentro do contexto de integração das atividades de projeto e fabricação, através da troca de dados entre sistemas CAD/CAM e outros sistemas CAX's afins. Pretende-se também verificar quais informações são relevantes e pertinentes aos sistemas CAD/CAM, e descrever o estado atual das limitações e dos recursos computacionais presentes nesses sistemas.

**Palavras-chaves:** CAD/CAM, Modelagem, Sistemas computacionais, Troca de dados.

## **1. INTRODUÇÃO**

Não apenas a metodologia de trabalho, mas sobretudo as ferramentas utilizadas, influenciam a concepção e o resultado final de um produto. Na sociedade moderna, a utilização dos computadores como meio de expressão, geração e manipulação da informação, é imprescindível. No contexto do CAD/CAM, surge a necessidade pela troca de dados e compartilhamento de informação nas atividades de desenvolvimento do produto. Outro fato que evidencia esta necessidade é o modelo de trabalho atual caracterizado como sendo: corporativo, integrado, concorrente, e globalizado. Portanto, o modelo de representação e a arquitetura computacional dos sistemas deve considerar todos os aspectos da indústria e da equipe envolvida com as atividades do processo de desenvolvimento do produto. Os recursos disponíveis devem favorecer que o fluxo de atividades transcorra de forma integrada e concorrente; além de estar adaptado ao mercado globalizado, com recursos de redes computacionais (*Internet, Intranet*). Os meios para atingir este objetivo, são fornecidos pela aplicação de técnicas de Inteligência Artificial (IA), sistemas de informação, por métodos mais avançados de modelagem do produto e também pela adoção de formatos de arquivo padrão para troca de dados.

Os sistemas baseados em modelos do produto, adotam diversas arquiteturas computacionais, que fornecem diferentes métodos e tecnologias integradas para assistir o projeto, permitindo modelar tanto o produto, como também os processos de produção e fabricação e o domínio da aplicação em si. As referências (Krause *et al.*, 1993) e (McMahon e

Browne, 1998) mostram o relacionamento que existe os diversos modelos aplicados ao produto, e que constituem o seu ciclo de vida.

Os modelos do ciclo de vida do produto são agrupados em quatro categorias: *Modelos do Produto*: constituído pelos sub-modelos funcional, sólido, e de cálculo; *Modelos de Processo*: constituído pelos sub-modelos de trajetórias da ferramenta, e operacional; *Modelos de Aplicação*: constituído pelos sub-modelos de conhecimento da aplicação, e outros; *Modelos de Fábrica*: constituído pelos sub-modelos de estoque, leiaute de fábrica, planejamento, e equipamento.

Cada modelo preocupa-se em representar informações próprias do seu escopo. Por exemplo, o Modelo de Fábrica se preocupa com a fábrica e como os processos envolvidos vão se modificando à medida que o produto toma forma dentro da produção.

Modelos baseados em features de fabricação exercem um papel importante para o Modelo de Fábrica do produto, pois refletem o compromisso da fábrica em produzir certas formas especificadas na definição da feature.

Neste trabalho, algumas propostas serão comentadas e discutidas, dando especial atenção em questões relacionadas à troca e ao compartilhamento de dados e informações úteis às atividades de desenvolvimento do produto. Os pontos principais serão os novos avanços na modelagem do produto e no suporte computacional para o trabalho cooperativo.

## **2.0 QUADRO ATUAL DOS SISTEMAS CAD/CAM**

Atualmente, os sistemas CAD/CAM estão amplamente difundidos no meio industrial como um todo, e suas aplicações são abrangentes quanto ao domínio de atuação.

É sabido que as técnicas e metodologias de modelagem geométrica estão bem avançadas. Com um certo grau de satisfação, elas auxiliam na criação de formas e manipulação de dimensões. Todavia, existem várias limitações nos sistemas CAD/CAM quando aplicados na modelagem de um produto. Por exemplo, algumas propriedades de importância significativa para a modelagem de aspectos tecnológicos, tais como: tolerâncias, lista de materiais, condições superficiais e funcionais; carecem de representações mais adequadas. Estas propriedades, ainda não estão colocadas numa representação computacional otimizada para auxiliar o projetista. Percebe-se que os sistemas CAD/CAM em geral, concentram-se demasiadamente em representar e capturar simplesmente atributos e relacionamentos geométricos (McMahon e Browne, 1998).

Portanto, a despeito do sucesso, é também consenso que os sistemas CAD, em geral, ainda não são uma ferramenta totalmente acabada e perfeita para suporte ao projetista durante a fase de idealização do projeto. Essa afirmação também pode ser estendida para as todas as fases do desenvolvimento de produto, no que se refere aos demais sistemas (*CAM - Computer-Aided Manufacturing, CAPP - Computer-Aided Process Planning, CAFD - Computer-Aided Fixture Design, ..., CAX's - Computer-Aided "X"*) de auxílio aos projetistas. Atualmente, exige-se de tais sistemas, uma abrangência corporativa e integrada, a qual não fique apenas centrada e isolada num setor específico, mas que englobe todo o desenvolvimento de um produto.

O desafio da nova geração de sistemas CAD é representar no computador, uma variedade maior de propriedades e atributos de projeto, que sejam familiares aos projetistas e que manipule aspectos da prática da engenharia, da organização de empresas e gerenciamento de equipamentos e recursos, os quais influenciam em decisões tomadas na fase de projeto.

Os pesquisadores têm focado a atenção e esforço no desenvolvimento de ferramentas e técnicas que são hábeis a suportar as várias fases de projeto. Inicialmente, o esforço concentrou-se em fornecer suporte para o projeto detalhado. Mais recentemente entretanto, tem se voltado para o projeto conceitual.

### 3.MODELAGEM E REPRESENTAÇÃO DO CONHECIMENTO

Devido à complexidade natural da atividade de projeto e à variedade de produtos mecânicos, as novas propostas de metodologias, técnicas e ferramentas para tratar a questão do projeto são apenas variações de melhoramentos de outras técnicas já existentes. As mudanças são sutis e se concentram basicamente em melhorar as representações do pensamento através de novas estruturas de dados mais adequadas à captura das intenções do projetista, ou através da mudança de estratégias e forma de aplicação de conceitos.

A necessidade de modelagem do produto foi estimulada pela demanda crescente por produtos de alta qualidade e baixos custos, e pela diminuição do tempo de lançamento (*lead-time*) do produto no mercado. Por conta dessa demanda, surgiram diversas estratégias para suportar o desenvolvimento do produto: CIM (*Computer Integrated Manufacturing*); Produção livre de supérfluos (*Lean Production*); Engenharia Concorrente; Fábrica Fractal e Fabricação Virtual. Embora cada uma dessas estratégias tenham o seu particular interesse, um foco comum é a necessidade por informações tecnológicas avançadas, com o objetivo de aplicá-las na integração e coordenação das questões referentes ao ciclo de vida do produto nas fases do seu desenvolvimento.

Na descrição de um produto mecânico, é necessário representar diferentes aspectos da função, do comportamento, e da estrutura do produto. A função representa a utilização do produto pelo usuário. O comportamento é a seqüência dos estados pelos quais o produto passa para conseguir realizar sua função. A estrutura refere-se aos componentes físicos ou formas utilizadas para obter o comportamento do produto. Tendo representado os vários aspectos do produto mecânico, é necessário ser capaz de entender as interações entre estes, tal que seja possível gerar e selecionar algumas soluções de projeto.

De acordo com (Hsu e Woon, 1998), para suportar as atividades de projeto num nível conceitual, é necessário resolver duas dificuldades inerentes: A modelagem do problema, referindo-se à modelagem da complexidade de interações entre os diferentes contextos e aspectos do produto; A representação do raciocínio, ou da intenção do projetista a respeito da geração e seleção de soluções viáveis para o problema.

Na seqüência, são feitos comentários sobre vantagens e desvantagens de algumas técnicas aplicadas à representação e modelagem do compartilhamento e troca de dados.

### 4.TÉCNICAS DE MODELAGEM E REPRESENTAÇÃO

As representações para modelagem variam desde as que são orientadas ao computador, até aquelas orientadas ao usuário, conforme o espectro ilustrado na Figura 1.

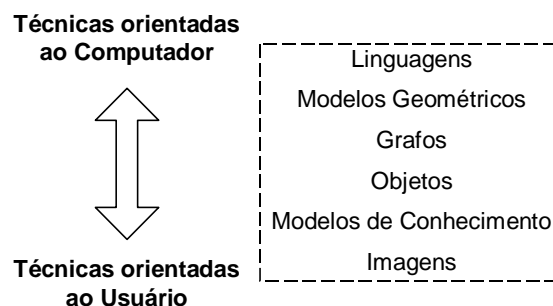


Figura 1. Espectro das representações de modelagem em projeto (Hsu e Woon, 1998).

As técnicas orientadas ao computador são aquelas cujo objetivo é garantir que o raciocínio computacional possa ser suportado eficientemente. Por outro lado, as técnicas

orientadas ao usuário concentram-se em fornecer ambientes de modelagem que auxiliem a criatividade do projetista.

#### 4.1.Linguagens

As linguagens representam uma alternativa de formalização do projeto, representando-o de forma única, sem ambigüidades. Devido à representação compacta, as linguagens gramaticais são um meio eficiente de estruturação do conhecimento de projeto. Elas têm sido usadas para descrever os aspectos funcionais, comportamentais, e estruturais do produto.

Uma outra estratégia tem sido o desenvolvimento de uma ontologia de projeto compartilhada. A ontologia é um conjunto útil de termos e conceitos gerais o suficiente para descrever tipos diferentes de conhecimento em diferentes domínios, mas são específicos o bastante para serem aplicados a problemas específicos.

A análise e o desenvolvimento de uma ontologia tem se mostrado útil para: formação de um consenso; projeto e programação orientada a objeto; programação baseada em componente; projeto de interface para usuários; modelagem de informação; reengenharia de processos comerciais; e projeto de esquemas conceituais. A definição de uma ontologia serviria para compartilhar e reusar o conhecimento e favorecer uma melhor integração entre as diferentes fases do ciclo de vida do produto.

#### 4.2.Modelos Geométricos

A modelagem geométrica por sólidos concentra-se na representação dos aspectos estruturais do produto. As representações mais comuns da geometria das formas são: B-Rep (*Boundary Representation*), CSG (*Constructive Solid Geometry*), geometria paramétrica e/ou variacional e sistemas de projetos baseados em *features*. Estas técnicas são descritas abaixo.

Modeladores B-Rep representam a geometria e as relações topológicas entre as várias entidades de um sólido, tais como vértices, arestas, faces, e ciclos. Por ser uma proposta de modelagem de sólidos, ela já captura bem mais informações do que os modelos de padrões gráficos e estruturas de arame (*wireframe*). Vale ressaltar que a representação B-Rep quando aplicada sozinha, é insuficiente para fazer reconhecimento de *features*.

O reconhecimento de *features* é um importante recurso computacional de suporte ao projeto e demais atividades do ciclo de vida do produto.

No caso da CSG, representa-se a geometria e a topologia a partir de operações booleanas (união, subtração, intersecção) e de transformações geométricas (translação, rotação, escalamento) realizadas sobre um conjunto de sólidos básicos, denominados de primitivas (tais como: cilindro, cone, esfera, paralelepípedo, pirâmide, torus, etc. ...).

As técnicas de modelagem paramétrica e variacional, são duas outras alternativas para modelos baseados na geometria. Do ponto de vista do usuário final, ambas as técnicas possibilitam descrever atributos geométricos utilizando-se de valores dimensionais, como de relações entre os valores de dimensões parametrizadas do modelo. As diferenças na aplicação de uma ou de outra destas propostas é sutil, e às vezes elas assumem configurações híbridas. Portanto, faz-se necessário um estudo mais minucioso para identificar num modelo geométrico particular, qual técnica está sendo adotada. Mais detalhes sobre fundamentos e diretrizes gerais destas duas propostas podem ser consultados no livros de (McMahon e Browne, 1998), e (Shah e Mäntylä, 1995).

O importante aqui é enfatizar que estas técnicas dão mais um passo na melhoria dos modelos geométricos aplicados nos sistemas CAD/CAM modernos, de forma a capturar mais informação da intenção do projetista durante o processo de concepção ou idealização. A Figura 2 mostra, numa escala temporal, essa evolução.

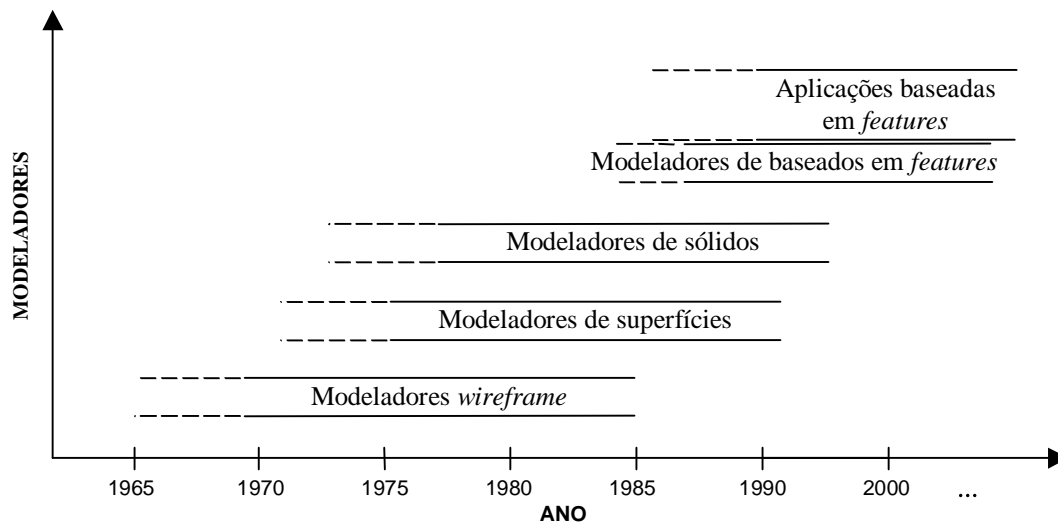


Figura 2. Evolução dos modeladores geométricos (Shah e Rogers, 1988).

### 4.3. Projeto Baseado em *Features*

A metodologia de “Projeto Baseado em *Features*” tenta solucionar essas deficiências dos sistemas CAD atuais. Os novos sistemas CAD, utilizam o conceito de *feature* para encapsular dados geométricos ou não, dentro das especificidades da aplicação. Isso deve ser tal que, uma mesma peça possa enfatizar somente atributos que forem relevantes, quando ela for aplicada a diferentes aplicações.

Vista como na Equação (1), a geometria representa a parcela física, exata e quantitativa do modelo de dados, enquanto a semântica representa a parcela abstrata, de contexto e qualitativa.

$$Feature \Leftrightarrow Geometria \cup Semântica \quad (1)$$

Segundo (Shah e Mäntyla, 1995), pode-se tirar duas conclusões:

1. *Features* são estruturas de conhecimento estereotipadas embutidas em processos cognitivos de projeto, análise, planejamento, e todas as outras atividades de Engenharia.
2. *Features* são dependentes do ponto de vista e da aplicação.

Sabe-se que a integração CAD/CAM exige que as características do projeto e da fabricação do produto devem ser extraídas e interpretadas automaticamente de um modelo de CAD, sem a intervenção humana (Fuh *et al.*, 1996). Portanto, um ambiente de multi-modelagem partindo do projeto de produtos e sistemas, exige que diferentes visões destes sejam recuperadas ao longo do processo de criação e produção. Ao mesmo tempo, deve prover que a troca de informações ocorra facilmente ao longo de todo o desenvolvimento.

### 4.4. Orientação a Objeto em CAD

Não há uma única definição original de Orientação a Objeto em CAD. Entretanto, pode-se defini-la como sendo: “O CAD que emprega objetos inteligentes, os quais podem avaliar mensagens e respondê-las”. A Orientação a Objeto em CAD usa estes objetos como uma unidade da representação para armazenar as intenções do projetista no projeto.

Um objeto é uma entidade que combina sua estrutura de dados e seu comportamento numa estrutura de dados única (Hsu e Woon, 1998). As características do objeto são: abstração (o foco sobre o qual ele deseja representar); encapsulação (separação de aspectos

externos do objeto dos detalhes de implementação), polimorfismo (permitir várias implementações diferentes de uma mesma operação), e herança (permitir compartilhar atributos e métodos sem a necessidade de redundância).

Atualmente, as técnicas de modelagem e programação orientadas a objeto são amplamente empregadas no desenvolvimento de sistemas CAD. Entidades do sistema são divididas em hierarquias de classe. As mensagens instruem aos objetos como eles podem se desenhar, caracterizando um polimorfismo dinâmico. Novas entidades podem ser adicionadas, e podem herdar características ou comportamentos encapsulados por classes de objetos. Outra característica da orientação a objeto em CAD, é que o mecanismo de passagem de mensagens entre objetos reforça os relacionamentos existentes entre modelos sólidos de montagens de conjuntos de peças. Esta modelagem facilita os relacionamentos entre partes do projeto.

As técnicas orientadas a objeto fornecem a flexibilidade necessária para o projeto conceitual. Os elementos físicos do projeto, seus parâmetros, propriedades, restrições e relacionamentos podem ser representados como objetos, com seus atributos e métodos.

#### **4.5. Grafos e Imagens**

A modelagem de features se utiliza bastante de grafos para representação e implementação das estruturas de dados. Eles têm sido usados para modelar todos os aspectos do produto: função, comportamento e estrutura. Além desses aspectos, os grafos também podem ser usados para modelagem de restrições e requerimentos. Uma das principais vantagens dos grafos é que a teoria sobre este tipo de estrutura está bem fundamentada matematicamente, e já existem muitos trabalhos desenvolvidos com implementações de algoritmos otimizados para manipulação.

No caso dos modelos visuais, eles são considerados os mais próximos da forma de pensamento e raciocínio do humano. Recursos de rascunho à mão livre é uma boa forma para discussões de aceleração e para comparação com diferentes soluções.

Alguns pesquisadores, citados por (Hsu e Woon, 1998), contribuíram com propostas de alguns modelos baseados em imagens: em 1990, Radcliffe e Lee propuseram um modelo para o processo de pensamento visual que evita a barreira entre a definição dos processos cognitivos e o domínio físico; e em 1991, Sittas pesquisou sobre o desenho à mão livre de formas tridimensionais durante as atividades de projeto conceitual.

#### **4.6. Inteligência Artificial no Projeto**

Brachman e Levesque, citados por (McMahon e Browne, 1998), resumem que a principal aplicação da IA se concentra na descrição de regras para o mundo real, tal que uma máquina inteligente possa tirar novas conclusões a respeito de seu contexto de conhecimento, manipulando as descrições originais definidas previamente.

A aplicação da IA no projeto está normalmente interessada em tornar os computadores mais inteligentes, capacitando-os a representar e a manipular o conhecimento do mundo real de duas formas: ou com o estudo de como os projetistas aplicam a inteligência humana ao projeto, ou com a tentativa de fornecer suporte computacional mais esperto durante o projeto.

Através de representações computacionais de heurísticas de projeto, as quais são mais fáceis de expressar do que utilizar métodos matemáticos clássicos, a IA vem desenvolvendo os chamados “sistemas especialistas” ou “sistemas baseados no conhecimento”.

Os componentes de um sistema especialista são: A base de conhecimento, que armazena o conhecimento de uma área específica. Nesta base, o conhecimento é representado por uma simbologia baseada numa linguagem ou notação semântica de significados, a qual possui uma sintaxe de instruções computacionais bem definida. O motor de inferência, que interage com o usuário e realiza operações de procura e comparação entre o assunto da pesquisa e o

conhecimento armazenado na base. O propósito desse processo é encontrar um objetivo satisfatório para a procura realizada pelo usuário. Segundo Buchanan e Shortiffe, citados por (McMahon e Browne, 1998), a aquisição de conhecimento é caracterizada como: “A transferência ou transformação do conhecimento ou da experiência com um problema específico, para um programa computacional”. A aquisição de conhecimento, se dá pela interação do especialista com o motor de inferência, através de um mecanismo de entrevista ou pelo estudo do comportamento do especialista em resolver um problema particular.

## **5.PADRÕES DE ARQUIVOS PARA TROCA DE DADOS**

Um esforço considerável têm-se feito com o objetivo de desenvolver um padrão internacional para aproveitar propostas anteriores, e fornecer uma base melhorada de troca de dados para aplicação na integração das atividades de desenvolvimento do produto. Esse esforço recebeu o nome de STEP (*Standard for the Exchange Product Data*). O STEP busca prover um formato universal para dados de produtos, permitindo que as deficiências verificadas no uso de padrões predecessores sejam eliminadas.

A ISO já aprovou o STEP como padrão internacional, através da norma ISO 10303. Este padrão permite a descrição completa, não-ambígua e processável por computador, das características físicas e funcionais de produtos ao longo de todo o seu ciclo de vida, abrangendo também a troca de dados de produtos e compartilhamento destes entre funções de um sistema produtivo. O STEP provê um conjunto de especificações, chamado de protocolos de aplicação, que ditam a forma e conteúdo das informações a serem trocadas entre os sistemas. STEP é visto neste projeto como uma tecnologia de informação, isto é, como uma especificação do modelo de dados a ser seguida.

O padrão STEP está sendo implementado através do uso de uma série de protocolos de aplicação (AP). A Parte 203 representa o nascimento de uma proposta na troca digital de dados de produto como modelos sólidos devem ser comunicados. Utilizando este protocolo, sistemas CAD podem agora trocar modelos sólidos diretamente sob controle de configuração de um formato padronizado com diferentes sistemas CAD.

A principal entidade deste modelo é o produto. Associada a esta entidade estão muitas outras entidades que capturam informações sobre: versão e definição do produto; aprovações; ações; eventos (data e hora); contratos; classificação de segurança; pessoas e organizações; representação geométrica; etc. Várias destas informações podem ser utilizadas como modelo de informação para implementar o modelo de fluxo de informação de um ambiente de desenvolvimento de produto.

O protocolo 203 definirá quase toda a estrutura de informação presente no banco de dados. As informações servirão para especificar o produto, dizer como ele foi desenvolvido, e relatar a sua história através de versões, definições, desenhos e outras informações relevantes. Informações que não são capturadas pelo modelo serão modeladas com entidades adicionais, a fim de completar o modelo de informação do ambiente. Para o interesse de troca de dados utilizando a tecnologia de features, o padrão STEP reserva dois módulos: a Parte 48, e a Parte 224. A Parte 48 é um recurso genérico que fornece um modelo de dados para features de forma. No caso da Parte 224, ela é um protocolo de aplicação específica para o CAPP.

## **6.GERENCIAMENTO DA INFORMAÇÃO EM CAD/CAM**

No início da década de noventa surgiram os primeiros sistemas PDM (*Product Data Management*). Estes incorporavam ao recurso de gerenciamento de documentos eletrônicos dos EDMS (*Electronic Data Management System*), a possibilidade de gerenciar dados de produto. Isto significava atuar em rede como os sistemas de CAD, compartilhando-os através de bancos de dados. Essa pode ser considerada a 1ª. geração dos sistemas PDM.

Atualmente, o desenvolvimento de produto deve estar integrado com todas as atividades, áreas e informações da empresa. Para essa necessidade, surgiram os sistemas PDM ditos de 2ª. geração. Tais sistemas atendem grande parte das necessidades de engenharia, gerenciando os modelos CAD e aplicando o conceito DMU (*Digital Mock-Up*), os recursos de coordenação dos fluxos de atividades de decisão, aprovação e ordenamento de tarefas, e modificações realizadas sobre os modelos. Além disso, permitem uma integração com os sistemas computacionais de MRP (*Materials Requirements Planning*) através de relacionamentos com listas de materiais, atendendo as áreas de planejamento, fabricação, suprimentos e financeiras.

## 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

As funções de projeto do produto e engenharia da produção devem tornar-se inteiramente integrados com a fabricação, e todos os gargalos do fluxo de informação do produto e da engenharia, a partir dessas funções até às funções de fabricação, devem ser eliminados.

A estreita ligação entre as funções de projeto, planejamento, e fabricação requer a informação suficientemente completa e precisa de todos os aspectos do produto, dos processos de produção, e das operações factíveis e disponíveis. Portanto, os sistemas de planejamento e projeto do futuro, deverão estar estreitamente alinhados com a tecnologia de fabricação, e os sistemas de fabricação precisarão de informação mais completa e precisa do que os sistemas atuais.

Idealmente, esta integração deverá conduzir à “Engenharia Concorrente” do ciclo de vida do produto, onde projeto, fabricação, manutenção, eventual descarte ou desmonte, e questões de reutilização do produto podem ser consideradas simultaneamente durante o seu projeto (Shah e Mäntyla., 1995). As tecnologias desenvolvidas em termos de novas ferramentas computacionais, precisam estar direcionadas ao atendimento destes requisitos; e nos sistemas CAD/CAM, isso não seria diferente.

Acredito que a reutilização da informação que constitui o ciclo de vida do produto, dentro de diferentes contextos funcionais, geográficos e temporais, é uma questão não alcançável com os modelos apresentados. Uma estrutura de dados universal, que contemple e atenda estes requisitos, ainda é algo sem solução. As pesquisas nessa área são muitas, mas ainda muito incipientes e com soluções muito específicas e limitadas.

## 8. REFERÊNCIAS

- Chang, Tien-Chien; Wysk, Richard A.; Wang, Hsu-Pin; 1997, ‘Computer Aided Manufacturing’, Prentice Hall, 2<sup>nd</sup> edition, 672 p..
- Fuh, Jerry Y. H.; Chang, Chao-Hwa; Melkanoff, Michel A.; 1996, “The development of an integrated and intelligent CAD/CAPP/CAFP environment using logic-based reasoning”, *Computer Aided Design*, v. 28, N<sup>o</sup> 3, p. 217-232.
- Hsu, W.; Woon, I. M. Y.; 1998, “Current research in the conceptual design of mechanical products”, *Computer Aided Design*, Elsevier Science Ltd., vol. 30, N<sup>o</sup> 5, p. 377-389.
- Krause, F.-L.; Kimura, F.; Kjellberg, T.; Lu, S. C.-Y.; 1993, “Product Modelling”, *Annals of the CIRP*, p. 695-705, vol. 42/2.
- Mäntyla, M., 1988, “An Introduction to Solid Modeling”, Computer Science Press.
- McMahon, C.; Browne, J.; 1998, “CAD CAM: Principles, Practice and Manufacturing Management”, Addison Wesley Longman, 2<sup>nd</sup> edition, p..
- Shah, J. J.; Mäntyla, M.; 1995, “Parametric and Feature-Based CAD/CAM”, New York, John Wiley & Sons, 619 p..
- Shah, J. J.; Rogers, M. T.; 1988, “Expert form feature modelling shell”, *Computer Aided Design*, vol. 20, N<sup>o</sup> 9, p. 515-524.



## **O USO DA TÉCNICA DO NÚCLEO PERDIDO NA FERRAMENTARIA RÁPIDA COM ESTEREOLITOGRAFIA**

**Marcelo Vandresen**

**Aureo Campos Ferreira**

**Carlos Henrique Ahrens**

Universidade Federal de Santa Catarina; Departamento de Engenharia Mecânica – CIMJECT / PAT; Caixa Postal 476 – CEP 88040-900 – Florianópolis – SC – Brasil;

<http://www.cimject.ufsc.br>; E-mail: [marcelo.vandresen@cimject.ufsc.br](mailto:marcelo.vandresen@cimject.ufsc.br); telefone: +55(48) 331-9387 Ramal 223; Fax: +55(48) 234-1519.

### **Resumo**

Peças injetadas em plástico que requeiram movimentação relativa das partes dos moldes para sua extração, como por exemplo a saída do núcleo da peça para que o molde possa ser aberto, ainda apresentam dificuldades para serem obtidas através dos processos da ferramentaria rápida, auxiliada pela fabricação camada a camada. Para solucionar este problema, uma adaptação da tecnologia desenvolvida para a fabricação de coletores de admissão pode ser uma alternativa, permitindo assim obter peças injetadas com paredes finas e formato complexo, principalmente em relação ao seu núcleo, contando com boa repetibilidade e precisão dimensional. O trabalho apresenta uma pesquisa científica, em curso a nível de Doutorado, que está desenvolvendo a fabricação rápida de lotes de peças com reentrâncias, sem o uso de movimentos relativos de componentes do molde para a extração .

**Palavras-chave:** Estereolitografia, Ferramentaria Rápida, Núcleo Perdido.

### **1. Introdução**

A moldagem por injeção representa o processo mais importante para a manufatura de peças plásticas (Pötsch & Michaeli, 1995). Ela é aplicável para produção em massa de produtos, já que a matéria prima bruta pode ser convertida em produto acabado em uma única etapa, na maioria dos casos sem necessitar de uma operação de acabamento.

Estima-se que 25% de todos os termoplásticos que são transformados o são através do processo de injeção, que permite uma grande gama de produtos, com pesos variando desde 5 gramas até 85 quilogramas (Belofsky, 1995).

No processo de injeção podem ser destacados três elementos principais: o material, a máquina injetora e o molde de injeção. Cada qual tem características especiais que vão influenciar no processo de obtenção da peça.

A máquina injetora tem dois componentes principais, a unidade de fechamento, responsável pela movimentação das metades do molde e a unidade injetora, responsável pela plastificação e injeção do material na cavidade.

De maneira geral uma característica marcante do processo de injeção é que as máquinas injetoras podem ser utilizadas para a fabricação de diversas peças, dentro de uma certa faixa de capacidade; enquanto que o molde só é capaz de dar forma ao produto para o qual foi projetado. O molde é, portanto, um produto único (“*one of a kind*”), merecendo uma atenção especial já que tem uma relação direta com o produto e a capacidade produtiva daquele componente que se deseja obter.

Contudo apesar de ser um processo largamente difundido a injeção de peças plásticas ainda conta com uma grande parcela de empirismo e intuição quando da fabricação dos moldes.

O molde de injeção tem como funções principais distribuir o material fundido nas cavidades, dar a forma final ao produto moldado, resfriar o material fundido até a sua solidificação e por fim ejetar a peça. Como funções secundárias, resistir às forças envolvidas no processo de injeção, transmitir movimentos e guiar as partes móveis do molde.

Para cada geometria específica do produto que se quer moldar será necessário encontrar uma solução construtiva para que a peça possa ser injetada e, principalmente, extraída do molde.

A complexidade do molde é diretamente proporcional à complexidade da peça. Pode-se dizer que a família de peças mais simples e mais comuns para ser injetada é a das peças geradas pela revolução de um contorno simples, como é o caso dos baldes e de tantos outros recipientes de uso doméstico, assim como suas tampas, que são injetados utilizando moldes de duas placas (apenas uma linha de partição e duas metades, uma macho e uma fêmea).

Peças mais complexas requerem, para sua extração do molde, movimentos relativos de partes que compõe a cavidade para que a peça possa ser extraída do molde de forma a manter a sua integridade. Muitos projetos de produtos tem de ser modificados para evitar que se necessite de um molde muito complexo, pois isto eleva os custos de projeto, de execução e de manutenção do mesmo.

## **2. O processo do núcleo perdido**

Muitas peças não podem ser moldadas por injeção em moldes convencionais. Isso se aplica principalmente para peças com rebaixos complicados ou corpos finos tridimensionais, como coletores de ar para motores de combustão interna. Nestes casos o uso de moldes onde o macho simplesmente sai do interior da peça não é possível (<http://www.coretechgroup.com/ct.html> em 30/06/1999).

O processo do núcleo perdido, conhecido por “*lost-core*”, “*fusible core*” ([http://scud.scu.edu/cmdoc/dg\\_doc/process/molding](http://scud.scu.edu/cmdoc/dg_doc/process/molding) em 30/06/1999) ou ainda “*metal core technology*” é uma técnica de moldagem por injeção especial utilizada na produção de peças ocas de paredes finas (“*hollow*”), como é mostrado na Figura 1. Consiste do posicionamento de um núcleo metálico, obtido por fundição, no interior de um molde de injeção, e encapsulação deste núcleo com plástico, usando um processo normal de injeção. Remoção da liga através de um processo de fusão, deixando uma fina capa plástica, como produto final. Operações secundárias como a colocação de insertos, soldagem por ultra-som ou vibração, podem ainda ser realizadas na peça. Recuperada, a liga metálica líquida, do processo de fusão da extração do núcleo é bombeada (injetada) na ferramenta de moldagem do núcleo (essencialmente uma operação de fundição) para fabricar um novo núcleo metálico.

Este processo produtivo é utilizado quase que exclusivamente na fabricação de coletores de admissão de ar injetados em termoplásticos. O alto capital investido em uma planta totalmente automatizada para o processo do núcleo perdido para a fabricação de coletores de admissão é estimada na faixa de 5 a 10 milhões de dólares, dependendo basicamente na complexidade da peça.

Requisitos de alto volume de produção podem justificar o gasto deste capital elevado. Devido à alta integração do sistema e uso extensivo de automatização, é difícil fabricar

múltiplas partes em uma dada célula, pois isto implica em grandes tempos de preparação das máquinas e recursos.

Os núcleos são formados via processo muito similar ao da fundição por injeção, em uma máquina utilizando moldes de aço. O metal é normalmente uma liga metálica de estanho e bismuto e tem um ponto de fusão de cerca de 140° C. Os núcleos ou são fabricados como uma peça única ou são feitos de múltiplos componentes que são unidos posteriormente.

Como os núcleos, no caso de coletores de admissão, são muito pesados (chegam a pesar até 80 quilogramas), e saem quentes do molde de fundição, devem ser manipulados por robôs (<http://spinwheels.com/factour.html> em 30/06/1999). O ciclo total para produzir um núcleo leva tipicamente o dobro do tempo do processo de injeção da peça. Sendo assim duas ferramentas para produzir núcleos são necessárias para cada molde de injeção.

Existe muito pouco ou nenhum encolhimento na liga, assim a temperatura do núcleo tem pouca ou nenhuma influência significativa no processo, mas a possibilidade da existência de alguma rebarba pode requerer remoção manual em uma estação de inspeção.

Na moldagem por injeção, devido à relevância do tempo do ciclo utilizado para o carregamento do núcleo e retirada da peça, muitas máquinas injetoras, utilizadas no processo do núcleo perdido, são verticais, utilizando moldes com duas metades inferiores em uma placa rotativa e uma única metade, fixa na placa móvel. As metades inferiores rotacionam 180° em cada ciclo para permitir a remoção da peça e a colocação do núcleo.

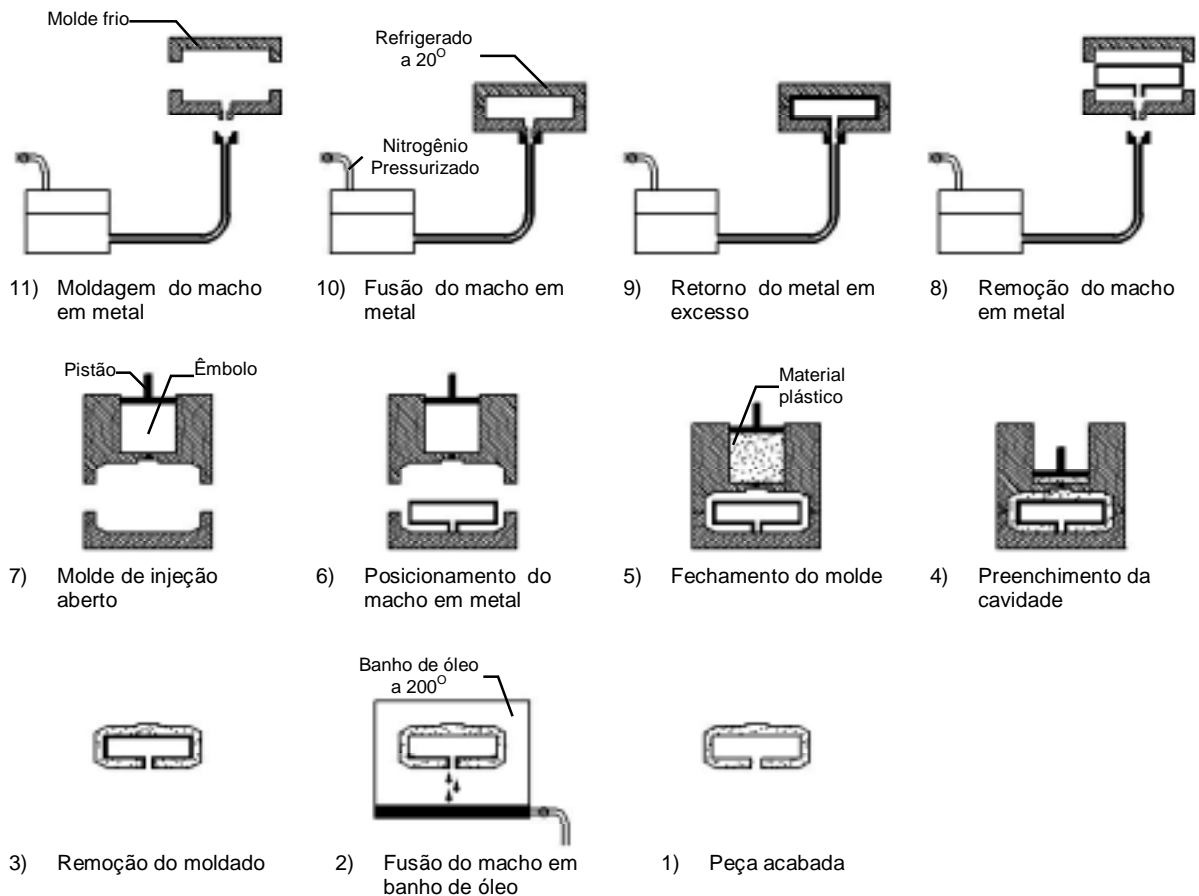
O método de injeção vertical tem algumas vantagens: a gravidade auxilia no posicionamento do núcleo e há mais espaço para a movimentação dos braços dos robôs. Como desvantagens tem-se que existem poucos fornecedores de máquinas injetoras capazes de fabricar grandes injetoras verticais com placa rotativa na faixa acima de 600 toneladas de força de fechamento. O custo das máquinas é significativamente maior se comparado com máquinas horizontais de mesma capacidade. Segundo Baltus (1999), da DuPont Canada, são necessárias duas máquinas horizontais para igualar a produtividade de uma única máquina vertical, produzindo com a metodologia do núcleo perdido.

Na fabricação de coletores de admissão de ar para motores de combustão interna utilizando o núcleo perdido, o material plástico normalmente utilizado é o Nylon 6/6 reforçado com carga de fibra de vidro a uma taxa de 30 a 35%. Mesmo ignorando as qualidades que este material tem para a fabricação de coletores de admissão, suas características de processamento fazem com que seja o mais propício para a tecnologia do núcleo perdido.

A baixa viscosidade da resina permite o preenchimento de seções finas e compridas com pressão de injeção relativamente baixa, o que ajuda a prevenir, ou ao menos minimizar, problemas de movimentação do núcleo dentro da cavidade. Além disso, a característica da rápida formação de uma camada de solidificação na frente de injeção (“*freeze-off*”) que cria um isolamento térmico durante o preenchimento, evita que o núcleo se derreta ou seja “lavado” durante o preenchimento da cavidade (é importante lembrar que a temperatura de fusão do material do núcleo é de cerca de 140° C e a temperatura de injeção desta resina é da ordem de 285° a 320° C).

O posicionamento dos canais de injeção também é um fator de suma importância para evitar o impacto direto do material fundido sobre o núcleo. A impactação direta na entrada do material fundido não é impossível, mas devem ser utilizadas taxas de preenchimento menores para se ter certeza de que se mantenha uma camada congelada aderida no lado oposto ao canal.

A localização e centragem do núcleo no molde também é crítica, sendo assim para minimizar a movimentação do núcleo é necessário que ocorra um “enclausuramento” do núcleo pela frente de injeção. Idealmente a pressão no fundido é distribuída uniformemente em todas as superfícies do núcleo, assegurando que fique centrado na ferramenta.



**Figura 1 - Processo do Núcleo Perdido**

Para a retirada do núcleo da peça, a mesma é colocada em um tanque para um banho aquecido a aproximadamente  $175^{\circ}\text{C}$  de propileno glicol ou algum líquido similar por cerca de uma hora. Durante este tempo no tanque a peça é movimentada, girada e recebe jatos direcionados do líquido aquecido para que todo o material do núcleo seja retirado. A liga líquida do núcleo se deposita no fundo do tanque e é bombeada novamente para a fabricação de novos núcleos.

### 3. Prototipagem rápida e o processo de estereolitografia

A fabricação de protótipos ou modelos data da antigüidade, onde eram utilizados como forma de comunicação, documentação e desenvolvimento de obras de engenharia.

Muitas técnicas artesanais ainda são utilizadas, porém sempre se mostram extremamente demoradas e trabalhosas e dependem basicamente da habilidade manual da pessoa que confecciona o modelo, mostrando pouca ou nenhuma repetibilidade.

Já no início da década de 80, com a proliferação dos sistemas CAE/CAD/CAM, começou a ser possível o uso de sistemas gráficos em computador para uma prototipagem virtual. Com isso passou a ser possível analisar aspectos de engenharia sem se dispor de um protótipo físico em mãos.

Utilizando os recursos disponíveis de sistemas computacionais associados ao CNC (Comando Numérico Computacional) se tornou possível a fabricação de protótipos físicos, por remoção de material, de maneira rápida, precisa e com boa repetibilidade.

Com o advento da usinagem de alta velocidade associado ao desenvolvimento de fresadoras CNC de cinco eixos e a utilização de modernos sistemas CAD/CAM para a

programação das trajetórias de usinagem, a fabricação de protótipos através de usinagem tem se mostrado ainda mais significativa. Porém, é limitada pelo fato de só poder remover o material que a ferramenta pode alcançar.

A prototipagem rápida, na forma de fabricação de objetos camada a camada, surgiu entre o fim da década de 80 e início da década de 90, como uma ferramenta capaz de proporcionar a integração dos envolvidos no processo de desenvolvimento de produto (Lafratta, 1997).

O processo de fabricação de protótipos camada a camada tem início no desenvolvimento de um modelo sólido em CAD. Este modelo é então “fatiado” em camadas que serão adicionadas sucessivamente uma sobre as outras para a obtenção da peça, através de processos diferentes.

Na bibliografia em geral estes processos são descritos de forma bastante detalhada, como é o caso dos trabalhos de Ferreira (1998) e Lafratta(1997).

O processo de Estereolitografia (SLA), merece destaque por estar hoje disponível no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, e é baseado na polimerização de resinas fotocuráveis, através de laser ultravioleta.

A partir de um modelador CAD tridimensional a peça é projetada e este modelo é armazenado no formato STL. Em um programa específico para a máquina de estereolitografia este modelo é fatiado em finas camadas de espessura com valores entre 0,065 e 0,75 milímetros. É gerado um programa NC que definirá a trajetória do laser para a formação de cada camada do molde.

Na máquina de estereolitografia o processo se inicia pela submersão da plataforma móvel no reservatório que contém a resina fotocurável, a uma profundidade igual à da camada que será imediatamente construída.

O laser ultravioleta “varre” a área que deve ser solidificada nesta camada, fazendo assim com que a resina, através da polimerização, adquira consistência.

Terminada a varredura de uma camada, a plataforma submerge novamente no valor da próxima camada a ser construída e o laser inicia novamente, sua varredura e assim, camada a camada a peça vai sendo construída.

Quando todas as camadas da peça já estão prontas a plataforma emerge e, após a resina líquida ter escorrido, a peça é retirada da máquina e colocada em uma estufa com luz ultravioleta para o processo final de cura da resina. Por fim a peça pode receber um acabamento superficial, como polimento, jateamento com areia, com o objetivo de lhe atribuir diferentes aspectos visuais.

Se comparados o uso da tecnologia de fabricação por camada com o do fresamento CNC, que é considerado o “*Benchmark*” na fabricação de protótipos, pode-se indicar os seguintes aspectos positivos da primeira tecnologia:

- podem ser fabricadas peças com um grau de complexidade muito grande, inclusive com reentrâncias que não podem ser obtidas por remoção de material;
- a peça é fabricada em uma única etapa de processo, não sendo assim sujeita a erros de posicionamento ou necessidade de fabricação de dispositivos de fixação especiais;
- não há necessidade de geração de complexos e extensos programas de usinagem ou de troca de ferramentas para a fabricação dos detalhes da peça.

Como restrições da fabricação por camada podem ser citadas:

- custo da fabricação de protótipos ainda é elevado, se comparado com os métodos tradicionais, como a usinagem. O que limita a possibilidade da fabricação de lotes de peças para testes;
- em muitos casos não é possível construir a peça no material que foi projetado ou em um material similar em termos de propriedades mecânicas, limitando a aplicação;

- a precisão dimensional e de forma assim como o acabamento superficial, mesmo tendo evoluído muito, ainda deixa a desejar, principalmente se comparada com a que pode ser obtida na fabricação de protótipos com o fresamento em cinco eixos;
- normalmente são necessárias operações de acabamento e pós-processamento das peças, como a retirada de elementos necessários à sustentação de superfícies da peça, cura em forno, etc..
- muitos dos materiais utilizados estão sujeitos à distorção, empenamentos e ataque por elementos químicos, como a água, o que faz com que seu uso para testes em condições reais seja bastante limitado.

#### 4. Processos de “*Rapid Tooling*” com estereolitografia

Com a evolução dos diversos métodos e materiais empregados para a obtenção de protótipos através da fabricação por camada, foram desenvolvidas técnicas para, dependendo da tecnologia utilizada para fabricação do protótipo, fabricar, ao invés de peças ou componentes, moldes (Pham, 1998) ou insertos de moldes, de maneira direta ou indireta. Deste modo as peças podem ser injetadas em condições muito parecidas com as que seriam utilizadas em uma ferramenta convencional definitiva, esta tecnologia é conhecida por “*Rapid Tooling*” – RT, permitindo-se assim obter peças com as mesmas características que o produto, ao invés de um protótipo “aproximado”.

Este desenvolvimento técnico permitiu solucionar dois problemas básicos da RP, quais sejam, o custo para a fabricação de múltiplos protótipos e a fabricação em material com características mais próximas das do material real.

De acordo com Arondon (Aronson, 1998), a literatura tem buscado classificar a RT em três classes: a dedicada à fabricação de uma dezena de peças, “*soft tooling*”, a dedicada a fabricação de uma centena de peças, “*bridge tooling*” e a dedicada a fabricação de milhares de peças, “*hard tooling*”. Para cada uma destas classes há várias tecnologias já desenvolvidas e patenteadas, normalmente pelos fabricantes das máquinas de RP, que são utilizadas na obtenção das ferramentas.

Duas técnicas de ferramentaria rápida vem sendo estudadas no CIMJECT - UFSC, em vista da disponibilidade de uma máquina de SLA, adquirida através do PRONEX, e serão descritas brevemente a seguir.

- “*Direct Aim*®”

Através da estereolitografia são produzidos insertos da cavidade e do macho. Esta técnica apresenta algumas limitações, principalmente durante a injeção dos materiais termoplásticos que podem necessitar de temperaturas de até 300° C e pressões elevadas para o preenchimento da cavidade do molde.

Por ter a resina uma condutividade térmica cerca de 300 vezes menor que os aços convencionais utilizados para a fabricação de cavidades, é necessário utilizar ciclos de injeção muito superiores aos normalmente utilizados.

Para auxiliar na troca de calor, na parte interna dos insertos são colocados tubos de cobre para a passagem de líquido refrigerante e o espaço vazio é preenchido com um material que possui boa condutividade térmica e resistência mecânica. Exemplos de materiais que podem ser utilizados são as resinas epoxi com alumínio ou ligas metálicas de baixo ponto de fusão como estanho/bismuto.

Após o preenchimento da parte interna do inserto, este deverá ser montado em um molde para a injeção das peças.

- “*Quick Cast*®”

A partir do modelo em CAD, é fabricado por estereolitografia um protótipo “oco” do inserto, em um formato especial, com uma estrutura interna similar a um favo de abelha. Este modelo é montado em uma árvore de cera que fará o papel de canal de alimentação e massalote. Em seguida esta árvore com o modelo é recoberta por várias camadas cerâmicas

para produzir uma casca. A cera e o modelo são queimados em um forno onde se dá a cura da casca, não sobrando resíduos no interior da casca.

A casca obtida é preenchida, em processo convencional de fundição, por metal líquido, que ao se solidificar tem a forma do inserto.

Neste processo é necessário realizar uma etapa de acabamento que consiste no ajuste e polimento do inserto, necessitando muitas vezes de operações com máquinas ferramentas para retirada de material em excesso e correção de empenamentos.

Pronto o inserto este é montado em um molde para a injeção de peças, como em um molde convencional.

## 5. Conclusão

A pesquisa sendo desenvolvida visa utilizar princípio do núcleo perdido, que se aplica principalmente a uma célula altamente automatizada, dedicada à fabricação de uma grande série de coletores pode se uma alternativa, para a fabricação de pequenas séries ou produtos únicos, que necessitem de moldes com movimentação relativa de partes para a extração (gavetas), ou ainda para a fabricação de peças cuja extração do macho seria impossível.

Utilizando o processo “*Direct Aim*®” pode-se construir um molde de abertura simples (uma linha de partição) com o negativo da forma do produto que se deseja obter, tomando-se o cuidado de adicionar os pontos de apoio e “ancoragem” do núcleo metálico que dará forma às “reentrâncias” da peça. Após preencher a parte interna deste inserto com uma liga metálica de baixo ponto de fusão e grande condutividade térmica, este pode ser montado em um porta-moldes padrão para realizar a injeção das peças.

Com a técnica do “*Quick Cast*®” funde-se os diversos núcleos em uma liga de baixo ponto de fusão, posicionando-os a cada ciclo no interior do molde, como um inserto comum.

Durante a injeção além dos cuidados necessários para o uso da técnica do “*Direct Aim*®” também é necessário tomar os cuidados já citados para a técnica do núcleo perdido.

Os núcleos deverão ser retirados por imersão em banho aquecido em um reservatório com temperatura controlada, sendo movimentados individualmente com manipuladores manuais.

Sendo assim, com a utilização das metodologias para fabricação de peças que vêm sendo estudadas pelo nosso grupo, (“*Direct Aim*®” e “*Quick Cast*®”), é possível desenvolver ainda mais o campo da ferramentaria rápida, auxiliada pela fabricação por camada, permitindo que uma grande gama de peças, que necessitam de partes móveis do molde para a extração, possam vir a ser fabricadas rapidamente, em moldes de abertura simples (sem gavetas), a partir, basicamente, de um modelo computacional 3D e uma máquina de Estereolitografia.

O “*Direct Aim*®” e o “*Quick Cast*®” são marcas registradas da 3D Systems CA – USA.

## Referências

BALTUS, Tom A., 1999, Simple description of the lost-core moulding process. Press Release. DuPont Canada.

BELOFSKY, H., 1995, Plastics: product design and process engineering. Hanser/Gardner. Munich; Viena; New York: Hanser; Cincinnati.

Complex hollow design? Consider metal core molding. Disponível na rede: em 30/06/1999 <http://www.coretechgroup.com/ct.html>.

FERREIRA, Aureo Campos; LAFRATTA, Fernando Humel., Setembro de 1998. Conheça alguns meios para a obtenção de protótipos de peças injetadas. Plástico Industrial. p. 24-30.

Fusible core injection molding. Disponível na rede: em 30/06/1999, [http://www.scudc.scu.edu/cmdoc/dg\\_doc/process/molding](http://www.scudc.scu.edu/cmdoc/dg_doc/process/molding)

- LAFRATTA, Fernando Humel, (1997); Avaliação da viabilidade do uso de líquidos refrigerantes sobre alta pressão no processo de injeção de termoplásticos utilizando técnicas de “*Rapid Tooling*”. Proposta de Tese, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Spinwheels, factory tour, of the advanced technology. Disponível na rede: em 30/06/1999 <http://spinwheels.com/factour.html>.
- Pham, D. T., 1998; Techniques for firm tooling using rapid prototyping; Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B, Journal of Engineering Manufacture [H.W. Wilson – AST]; Vol. 212, Iss. B4; pg 269.
- Anônimo; 21 de julho de 1999; The rapid development of rapid development technologies, Professional Engineering, Bury St. Edmunds; Vol. 12, Iss. 14; pg. 24. 2 pgs.
- Aronson, Robert B., Nov. 1998, Toolmaking through rapid prototyping; Manufacturing Engineering, Dearborn; Vol. 121, Iss. 5; pg. 52, 4 pgs.
- PÖTSCH, G.; MICHAELI, W., 1995, Injection molding: an introduction. Munich; Viena; New York: Hanser; Cincinnati: Hanser/Gardner,.



## **A PROTOTIPAGEM RÁPIDA INSERIDA NAS DIFERENTES FASES DE UM PROJETO COMO INSTRUMENTO DE INOVAÇÃO.**

**Prof. Dr. Paulo Carlos Kaminski**

**Eng. João Henrique S. A. Oliveira**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica,  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231, 05508-900 - São Paulo - SP

### **Resumo**

Empresas que já utilizam CAD têm buscado na prototipagem rápida um meio para diminuir ainda mais o tempo e custos de introdução de produtos no mercado. Diversas empresas têm recorrido cada vez mais às prestadoras de serviço e ficado satisfeitas com os resultados. Ao avaliar a compra destes equipamentos as empresas devem considerar principalmente a frequência com que recorre à utilização de protótipos em seus projetos e o que pretende determinar com estes modelos, para depois verificar qual sistema de RP atende melhor suas necessidades. Este trabalho faz um levantamento e avaliação inicial dos diversos sistemas de prototipagem rápida mais comuns no Brasil, apresentando as vantagens de cada sistema para cada fase de um ciclo do projeto. Os resultados obtidos são então consolidados numa metodologia de análise da adequabilidade técnica e econômica da utilização de sistemas de prototipagem em função do tipo de produto a ser desenvolvido.

**Palavras-chave:** prototipagem rápida, desenvolvimento de produtos, projeto

### **1. INTRODUÇÃO**

Um fator determinante de competitividade para as empresas tem sido a diminuição do tempo de introdução de novos produtos no mercado. Existem várias etapas a serem seguidas no processo de desenvolvimento desses produtos, desde a concepção da idéia até a sua introdução no mercado. Estas etapas não seguem uma linearidade dentro do desenvolvimento do projeto, pois cada item não fica plenamente definido antes da etapa seguinte. O desenvolvimento é, portanto, iterativo, pois cada item depende dos outros para que o sistema funcione harmonicamente. Assim, a evolução de um projeto pode ser definida pela imagem de uma espiral (Espiral de Projeto), em que na 1ª volta os itens são definidos de modo grosseiro, aproximado, e essa definição vai ficando mais precisa nas voltas seguintes até se convergir para a configuração final do projeto (Kaminski, P. C., 1999).

Estimativas sugerem que mais de 70% do custo de um produto é determinado durante a fase de projeto. Alguns autores consideram uma grande força de inovação o que estão chamando de “*learning before doing*”(Tidd, J.; Bessant, J.; Pavitt, K., 1997), no que as alternativas do projeto são testadas continuamente ao longo de seu desenvolvimento. A Prototipagem Rápida (*Rapid Prototyping* - RP) na medida em que produz modelos físicos já desde o início do projeto, pode ser um instrumento para este aprendizado.

Os modelos são instrumentos de aprendizado e, com esta finalidade, podem ser classificados como:

- descritivos: permitem o entendimento de determinado sistema real ou fenômeno;

- preditivos: permitem prever (dentro dos limites do modelo) o comportamento do fenômeno ou sistema real.
- icônicos: são utilizados para a visualização do produto em seus vários aspectos. São utilizados em praticamente todas as fases e/ou ciclos da Espiral de Projeto;
- analógicos: protótipos ou modelos reduzidos do produto utilizados para avaliar o funcionamento através de medidas experimentais (Kaminski, P. C., 1999).

A tecnologia RP fundamentalmente fornece modelos conceituais (que são descritivos e icônicos) e protótipos funcionais (que são preditivos e analógicos). A confecção destas representações idealizadas da situação real pelo processo tradicional é bastante lenta em alguns casos onde, por exemplo, a geometria do produto é bastante complexa, e necessita de mão-de-obra especializada, o que atrasa mudanças no projeto e o lançamento de novos produtos. Através da RP tornou-se possível gerar um modelo físico em menos tempo, antecipando-se tomadas de decisão.

## **2. AVALIAÇÃO INICIAL DA PROTOTIPAGEM RÁPIDA**

A prototipagem rápida é uma tecnologia que produz protótipos e peças a partir de modelos sólidos feitos em um sistema CAD. Diferentes de uma máquina de usinagem que é de natureza subtrativa, os sistemas de RP mais conhecidos no Brasil, compõem materiais (líquidos e pó, principalmente) formando as peças. As máquinas de RP fabricam objetos de plástico, cerâmica, metal, etc., camada por camada utilizando finas seções horizontais geradas a partir do modelo do CAD.

O primeiro sistema de RP - como é conhecida hoje - tornou-se comercialmente viável na década de 1980. Em 1998 foram vendidos 990 equipamentos (Wohlers, T., 1999), totalizando aproximadamente 4.250 equipamentos instalados no mundo. Segundo Wohlers (1996), o faturamento total dos sistemas de prototipagem rápida aproximava-se, já em 1996, de meio bilhão de dólares. Os protótipos rápidos são utilizados de diversas formas: auxílio visual (16,6%); padrões para ferramenta (14,9%); montagem/encaixe (14,6%); protótipos funcionais (13,3%); padrões para fundição (10%); propostas (8,1%); auxílio visual para ferramentas (6,8%); estudos ergonômicos (5,4%); cotações (4,1%); insertos metálicos diretos (3,3%) e outras (3%) (Wohlers, T., 1998).

Os desenvolvimentos observados atualmente nesta área estão concentrados principalmente no aumento da velocidade de produção (na primeira década de existência desta tecnologia conseguiu-se uma redução de dez (10) vezes no tempo de máquina); na busca de novos materiais que se aproximem do material do produto final; na precisão dimensional dos modelos através de melhorias na deposição das camadas; em avanços na utilização da energia a laser; em melhorias na performance dos *softwares* de suporte; e na descoberta de novas aplicações para a tecnologia (Kruth, J., -P; Leu, M., C.; Nakagawa, T, 1998).

Recentemente no Brasil duas empresas do ramo automobilístico adquiriram um equipamento. Em 1997 avaliava-se que havia 8 equipamentos instalados, dos quais 4 tinham sido instalados naquele mesmo ano (Wohlers, T., 1998). Além de duas principais prestadoras de serviço, alguns institutos brasileiros de pesquisas também já possuem equipamentos. Nos Estados Unidos, Japão e Europa algumas empresas já estão comprando seu terceiro, quarto e até décimo equipamento devido às vantagens que oferecem, mudando seus paradigmas de produção na área de desenhos, modelos, protótipos e ferramentas para novos produtos.

## **3. ADOÇÃO DA RP**

Alguns fatores que levam as empresas a mudarem sua forma tradicional de confecção de protótipos e a adotarem a RP são, entre outros, os seguintes:

- garante uma maior integração (sem a necessidade de conhecimento de desenho técnico, por exemplo) entre as diversas equipes de pesquisa, projeto, desenvolvimento, produção e vendas (Ferreira, A. C.; Lafratt, F. H., 1998), possibilitando a Engenharia Simultânea;
- torna possível a verificação da reação do consumidor frente ao produto quando ainda o projeto está no início;
- são feitos protótipos por RP desde a fase inicial de projeto aumentando-se a confiabilidade das informações que servirão de base para as etapas seguintes (Volpato, N., 1999);
- reduz os riscos de inovação para produtos considerados de natureza revolucionária, que utilizam-se de tecnologias que possuem um alto custo associado a uma falha de projeto (Volpato, N., 1999); são apontados defeitos potenciais desde o início;
- reduz o custo de mão-de-obra: os modeladores tradicionais são profissionais especializados (Yogui, R.; Otênio, D., 1998);
- a RP permite criar dois protótipos ou mais de uma mesma peça com uma semelhança geométrica muito maior e os prazos para o feitiço do modelo são bem mais previsíveis na RP (Yogui, R.; Otênio, D., 1998);
- diminuição de custos decorrente da diminuição do número de ciclos da espiral de projeto;

#### 4. TIPOS DE EQUIPAMENTOS

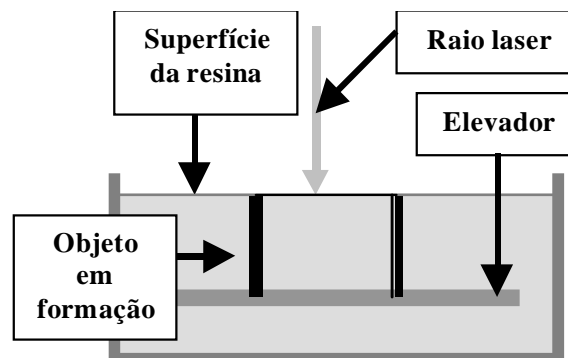
As máquinas RP funcionam similarmente, apesar de que suas especificações tecnológicas são bem diferentes. No Brasil são mais conhecidos os seguintes processos:

##### 4.1 Estereolitografia (*Stereolithography - SL*)

Pioneira, esta tecnologia é a que possui mais equipamentos instalados no mundo. Apropriada principalmente para modelos conceituais (demonstrações, checagens de ajuste dos modelos e alguns componentes de túnel de vento etc.) e para a confecção de padrões para fundição. No entanto, cada vez mais, está sendo utilizada para protótipos funcionais, servindo de *master* para moldes em silicone para posterior obtenção de um protótipo em Poliuretano feito pelo método de *Vacuum Casting*. É também utilizado na obtenção de ferramental para injeção de plásticos e em parceria com outras tecnologias de fabricação. Suas vantagens são a precisão geométrica e a alta qualidade superficial (Ferreira, A. C.; Lafratt, F. H., 1998).

No espaço de trabalho, uma plataforma é coberta apenas alguns décimos de milímetro ao ser mergulhada em um recipiente cheio de resina. A resina cura nas áreas iluminadas pelo laser ultra-violeta, desenhando cada seção (Figura 1).

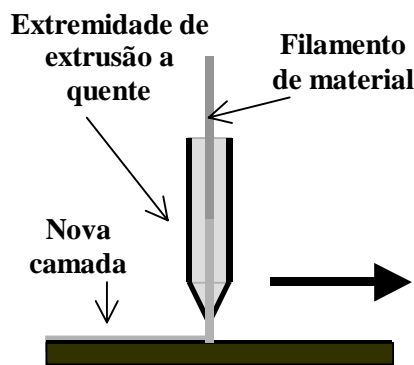
O representante destes equipamentos no Brasil é a *Robtec*.



**Figura 1:** Esquema de formação da peça por estereolitografia

## 4.2 Modelamento por Deposição de Material Fundido (*Fused Deposition Modeling - FDM*)

Constrói os modelos por deposição de camadas ultra finas (Figura 2), uma sobre a outra, de um material termoplástico semilíquido com características semelhantes ao ABS (acrylonitrile-butadiene-styrene) injetado. Este material oferece alta resistência, tenacidade e durabilidade. O plástico ABS devido às suas características é um dos materiais preferidos para os protótipos funcionais. Este processo utiliza também nylon (protótipos para verificação de medidas e controle de projeto); elastômeros; cera para a construção de modelos para o processo *investment casting* (para a produção de peças metálicas); e ABS para medicina. Podem ser construídas peças sólidas, aveoladas ou vazadas. Por isso, também é comumente utilizado para a confecção de padrões para a fundição.



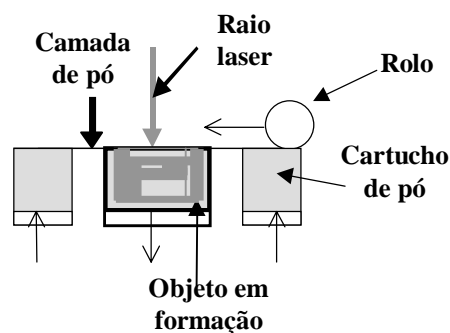
**Figura 2:** Esquema de deposição de material FDM.

O equipamento pode ser utilizado em ambiente de escritório e possui software amigável. As peças em cera para fundição têm um bom acabamento superficial permitindo construção de cascas para fundição. O ABS é utilizado para verificações de ajuste e de formas geométricas e para modelos de túnel de vento.

No Brasil, o representante desta tecnologia é a *Sisgraph Ltda.*

## 4.3 Sinterização Seletiva por Laser (*Selective Laser Sintering - SLS*)

O calor de um feixe de laser de CO<sub>2</sub> faz com que material em pó seja fundido formando os objetos sólidos (Figura 3). São obtidos modelos cujas propriedades mecânicas correspondem à 95% das de peças injetadas (Hock, S.; Kneisel, T., 1996).



**Figura 3:** Esquema de formação de uma peça por sinterização a laser

Este processo produz protótipos do tipo funcional em diversos materiais utilizados na análise para checagem de ajustes e verificações de projeto. É bastante utilizado, por exemplo, para a fabricação de componentes de interiores de veículos (Hock, S.; Kneisel, T., 1996). Peças de policarbonato e cera podem servir para fundir componentes prontos para uso, e peças de material metálico estão sendo utilizadas para aplicações de ferramentas.

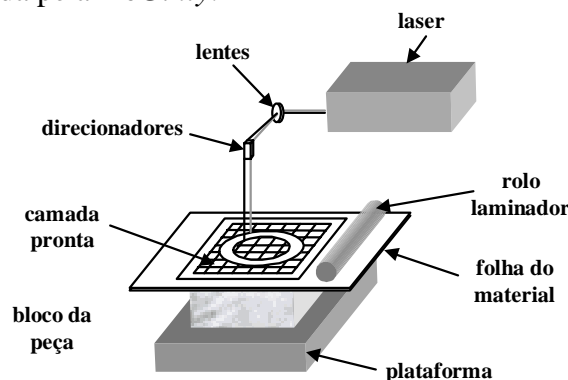
Devido à grande diversidade de materiais, esta tecnologia é recomendada para modelos conceituais, protótipos funcionais e confecção de padrões para a fundição.

Seu representante no Brasil é a *Flag Tecnologia*.

#### 4.4 Fabricação de Objetos Laminados (*Laminated Object Manufacturing - LOM*)

A Fabricação de Objetos Laminados da Helisys produz partes sólidas de material laminado, como uma folha de papel. Depois de aquecida e comprimida por rolo aquecido, um laser guiado por computador corta esta camada do material (Figura 4). Esta tecnologia é recomendada especialmente para modelos conceituais e confecção de padrões para fundição.

No Brasil é representada pela *McGinty*.



**Figura 4:** Esquema de um objeto sendo formado no processo LOM

#### 4.5 Outros Fabricantes

Vários dos fabricantes de sistemas de RP estão localizados na Alemanha e no Japão. Na Alemanha Fockele & Schwarze oferece máquinas baseadas na tecnologia por estereolitografia. No Japão, Denken, D-MEC, CMET, Meiko, Teijin Seiki e Ushio oferecem máquinas que utilizam uma variação da tecnologia por estereolitografia. Uma outra empresa japonesa, Kira Corp., fabrica e vende uma máquina de RP que lamina folhas planas de papel para formar objetos.

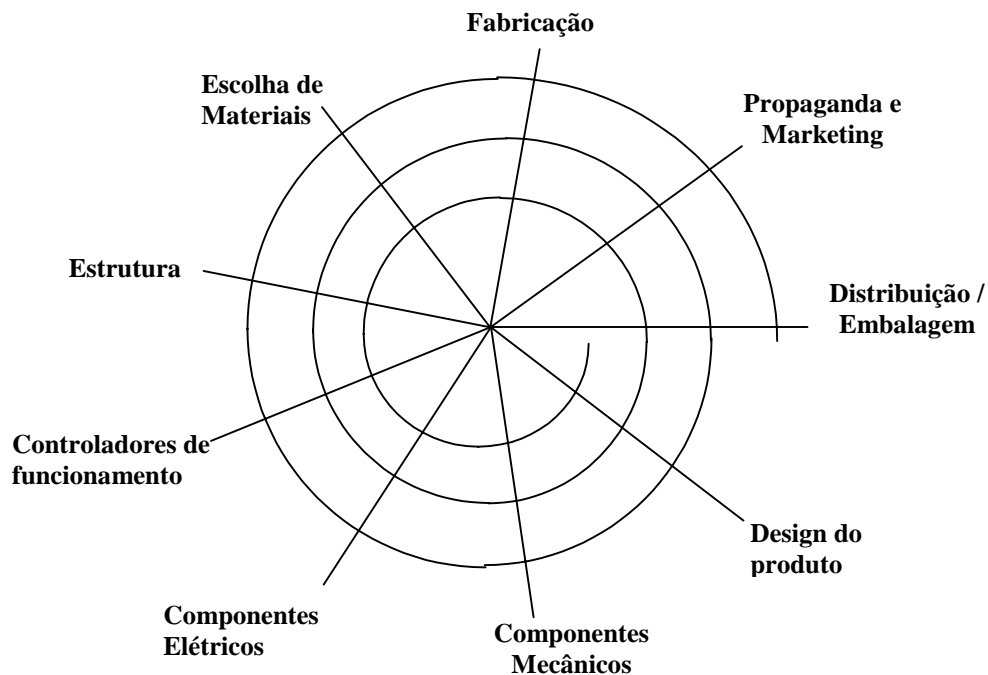
### 5. O QUE A RP MUDA NO CICLO DE PROJETO (ESPIRAL DE PROJETO)

Uma primeira mudança para o ciclo de projeto é a maior integração entre as diversas equipes de trabalho envolvidas nas atividades de desenvolvimento de produtos: setor comercial, marketing, engenharia, produção, logística, suprimentos, controladoria e diretoria, isto ocorre, principalmente, devido à visualização em 3 dimensões do produto

Poderíamos considerar 7 fases subsequentes dentro do ciclo de projeto, embora cada fase interaja com as anteriores e posteriores (Espiral de projeto):

- Estudo de Viabilidade;
- Projeto Básico;
- Projeto Executivo;

- Planejamento da Produção;
- Planejamento da Distribuição do produto ou da Montagem da instalação;
- Planejamento do Consumo ou Utilização do produto;
- Planejamento do Abandono do produto.



**Figura 5:** Exemplo de uma Espiral de Projeto.

Na primeira fase, onde deve-se obter um conjunto de soluções plausíveis para a necessidade do projeto, apenas suficiente para verificar sua viabilidade técnica e econômica, a RP auxilia e acelera este processo através de modelos conceituais, que permitem um estudo melhor das diversas soluções. Podem ser feitas nesta fase as análises de tamanho, forma, tipos de encaixes entre as peças, ergonomia do produto, determinando-se a especificação das características técnicas do projeto, que será um conjunto de requisitos funcionais, operacionais e construtivos a ser atendido pelo produto (Kaminski, P. C., 1999).

Já no Projeto Básico, deve ser escolhida uma única solução através de uma análise ainda superficial, como por exemplo, através de uma matriz de decisão. A partir dessa escolha são feitos estudos e ensaios utilizando-se desenhos e modelos físicos ou matemáticos a fim de estabelecer:

- o campo de variações dos parâmetros críticos de projeto (mais importante);
- as características básicas dos componentes;
- a influência dos diversos fatores internos e externos sobre o desempenho funcional do produto.

O processo de teste continua na fase do Projeto Executivo, onde se procura a especificação completa do produto testado e que já poderia ser produzido. Nessa fase nem sempre será possível produzir um protótipo adequado por RP, devido principalmente à compatibilidade do material e às diferenças produzidas na peça devidas ao processo de fabricação, no entanto, podem ser testados diversos aspectos separadamente como encaixe, ergonomia, etc.

Neste mesmo sentido, a RP pode ser utilizada no Planejamento da Distribuição ou da Montagem de Instalação, onde o formato final da peça é importante (Modelo Conceitual), verificando-se, por exemplo, qual o melhor tipo de embalagem para o produto.

Um exemplo de uma espiral de projetos poderia ser demonstrado a partir da necessidade observada no mercado pela equipe de *marketing*, de um carrinho para transportar crianças de até 3 anos de idade e que seja movido à bateria elétrica:

**A.** A partir de um desenho tridimensional feito pelo pessoal de Design onde já se determina um estilo e já se estuda pelo menos um idéia da estrutura e das partes móveis, já se pode fazer um protótipo conceitual para fazer uma pesquisa de aceitação do produto (ergonomia e conforto, beleza etc.)

**B.** Com o resultado desta pesquisa de *marketing* fazem-se as devidas correções no desenho e procura-se estabelecer as partes mecânicas que serão utilizadas no carrinho, tais como rodas, eixos, sistema de direção, etc.

**C.** Para acionar estas partes mecânicas determinam-se os componentes eletrônicos, tais como motores, selecionadores de velocidade e se refina as peças mecânicas, tais como as engrenagens que serão utilizadas para a transmissão de movimento. Tanto neste estágio, como no anterior pode-se usar os protótipos para verificar as montagens, encaixes, etc.

**D.** Já com uma idéia visual e de localização de cada componente montado no produto passa-se a pensar na estrutura para suportar todos os esforços estáticos, tais como peso do motor, peso da criança e de todas partes móveis, bem como o material a ser utilizado para cada item.

**E.** Rearranjam-se as partes, reestuda-se o design para se adequar à estrutura, redimensiona-se o motor e as partes mecânicas para que não fiquem nem sub, nem superdimensionados. Nesta volta da espiral pode-se montar um protótipo mais próximo do produto definitivo para novos testes de funcionamento.

**F.** Novas mudanças podem ser requeridas devido à condição de funcionamento, uma vez que nas primeiras etapas as considerações são mais de ordem estática do que dinâmicas.

**G.** A cada volta da Espiral de Projeto (Figura 5), onde vão ocorrendo os aprimoramentos do projeto, pode-se novamente submeter o produto a avaliação do mercado e já ir estudando-se o modo como poderá ser produzido o produto. Podem ser feitos protótipos de moldes para fundição, injeção de plásticos etc.

**H.** Enfim deve-se pensar no modo de distribuição do produto e conseqüentemente na embalagem que poderá ser utilizada. Isto pode requerer novas mudanças não previstas nas etapas anteriores. Com a visualização contínua do produto é mais fácil que ocorra a Eng<sup>a</sup> Simultânea, evitando-se que estas avaliações se dêem tardiamente.

## 6. ANÁLISE CRÍTICA E PRÓXIMAS APRECIÇÕES

A importância da prototipagem rápida tem crescido na área de projetos devido à grande redução de custos e à garantia de qualidade que possibilita. Sendo um sistema de tecnologia recente pode ser ainda muito mais desenvolvido e aprimorado. A RP tem se demonstrado como uma ferramenta promissora na área de comunicação de idéias, como por ser um modo alternativo de produção de peças. A utilização plena do equipamento nem sempre é garantida, mas deve-se considerar para sua aquisição, mais a disponibilidade do equipamento que a produtividade.

As empresas tenderão a avaliar seus projetos com muito mais segurança e com muito mais freqüência à medida que os custos de prototipagem forem reduzindo, recorrendo muito mais aos protótipos. Muitas empresas evitavam a utilização da prototipagem devido ao tempo e ao custo que estavam associados com a manufatura de protótipos e estes eram então utilizados somente nas últimas etapas do processo de desenvolvimento de um produto. A prática, em muitos setores, era fazer um protótipo completo somente antes da produção em série. A introdução das tecnologias RP promoveu um grande avanço neste sentido.

Cada dia estão sendo descobertos mais materiais compatíveis com estes sistemas e que se aproximam dos materiais utilizados nas peças finais: os protótipos poderão ser cada vez mais

utilizados para testes prévios das peças quanto à funcionalidade, aerodinâmica, usinabilidade, resistência, etc.

Os equipamentos atuais de RP podem ser ainda melhorados, quanto à rapidez de produção, facilidade de instalação, dimensão, etc. Com estas mudanças será possível trabalhar em ambiente de escritório com estes equipamentos (o que já é possível com as ditas "impressoras 3D") e futuramente, popularizá-los, caso reduzam-se os preços, como hoje são populares as impressoras.

Outra questão interessante seria a composição de vários materiais numa única peça (já estão sendo feitos diversos estudos neste sentido (Kruth, J., -P; Leu, M., C.; Nakagawa, T, 1998) sem a necessidade de montagens. Caso haja uma coesão entre os materiais "vizinhos" poderão ser evitadas quebras de continuidade na peça, o que seria interessante para o caso de vedações, por exemplo.

O Brasil possui um mercado a ser explorado e que pode comportar-se, embora defasado e com um volume de negócios menor, de forma análoga aos mercados dos EUA, Europa e Japão. Uma barreira a ser vencida é o preconceito existente nos empresários com relação a investimentos em pesquisa e desenvolvimento de produtos que costumam ser investimentos a longo prazo. Outra dificuldade é o fato de muitas empresas ainda não trabalharem habitualmente com CAD. A tecnologia RP poderia começar a ser mais utilizada por outros setores diferentes do da indústria, como para maquetes de arquitetura e para a.

Enfim, há ainda muito a ser pesquisado sobre este sistema de produção e sobre sua utilização ótima dentro de cada etapa do desenvolvimento de produtos de uma empresa.

## 7. REFERÊNCIAS

- Ferreira, A. C.; Lafratt, F. H., 1998, "Conheça alguns meios para a obtenção de protótipos de peças injetadas", Revista Plástico Industrial, Setembro, pp 24-30.
- Hock, S.; Kneisel, T., 1996 "A prototipagem rápida é o caminho mais curto para a fabricação de peças", Revista Máquinas e Metais, Julho, pp.24-35.
- Kaminski, P. C., 1999 "Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade", Livros Técnicos e Científicos Editora S. A..
- Kruth, J., -P; Leu, M., C.; Nakagawa, T, 1998 "Progress in Additive Manufacturing and Rapid Prototyping", Annals of the CIRP Vol. 47/2, pp 525-540.
- Tidd, J.; Bessant, J.; Pavitt, K., 1997 "Managing Innovation: integrating, market, and organizational change", Chichester, John Wiley & Sons Ltd., pp250-261.
- Volpato, N., 1999, "Prototipagem rápida / ferramental rápido no processo de desenvolvimento de produto", Revista Máquinas e Metais, Junho, pp. 76-89.
- Wohlers, T., 1999 "Rapid Prototyping & Tooling State of the Industry: 1999 World Wide Progress Report", Wohlers Associates, Inc., apud (<http://www.wohlersassociates.com/99state.htm>).
- Wohlers, T., 1998 "Rapid Prototyping & Tooling State of the Industry: 1998 World Wide Progress Report", Fort Collins, Wohlers Associates, Inc..
- Wohlers, T, 1996 "Rapid Guide to Rapid Prototyping", Minneapolis, Wohlers Associates, Inc., pp 1-11.
- Yogui, R.; Otênio, D., 1998, "Do Projeto à Prototipagem", São Paulo, CADware® Publishing & Internet, Revista Cadware Technology, Ano III, nº 10, Nov/Dez.



# APLICAÇÃO DA ESTEREOLITOGRAFIA NA FABRICAÇÃO DIRETA DE INSERTOS PARA A PRODUÇÃO DE COMPONENTES INJETADOS

**Aureo Campos Ferreira**  
**Carlos Henrique Ahrens**  
**Fernando Humel Lafratta**  
**Ricardo Borges Gomide**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, CIMJECT, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [ahrens@cimject.ufsc.br](mailto:ahrens@cimject.ufsc.br)

## Resumo

A estereolitografia, o primeiro processo de fabricação por camadas (prototipagem rápida), destina-se à construção de objetos físicos a partir de um modelo em CAD 3D, independente da complexidade geométrica da peça, através da fotopolimerização de resinas à base de epóxi por um feixe de raios laser ultravioleta, cuja movimentação é controlada por um programa computacional. Sua aplicação inicial foi a construção rápida protótipos. Contudo, pesquisas estão sendo conduzidas para o desenvolvimento novas aplicações, como a produção de ferramentas para outros processos de fabricação (*rapid tooling*). Neste caso, pode ser utilizada para a construção direta de insertos de resina, para moldes de injeção, visando a produção de componentes injetados. Este artigo busca descrever alguns resultados de uma pesquisa, onde investigou-se o uso da estereolitografia na fabricação de insertos. Os estudos foram realizados injetando-se diferentes peças em materiais como termoplástico e cera para microfusão.

**Palavras-chave:** Estereolitografia, Prototipagem Rápida, Fabricação por Camadas, *Rapid Tooling*, Moldagem por Injeção.

## 1. INTRODUÇÃO

Num cenário internacional cada vez mais globalizado, a velocidade com que um novo produto é colocado no mercado torna-se um fator crucial para o aumento de competitividade. Dessa forma, é imperativo, não só para a sobrevivência, mas também para o crescimento de qualquer empresa, que novos produtos, de qualidade comprovada, sejam lançados no mercado, com maior frequência, apresentando um amplo e variado espectro de modelos, a preço mais competitivos.

No que tange especificamente ao setor de componentes de plástico injetados, a produção da primeira peça, por métodos tradicionais, só é possível após o projeto e a fabricação do molde, normalmente através de usinagem em aço ou alumínio. Fato similar ocorre em empresas de microfusão (*investment casting*) (Ferreira<sup>2</sup>, 2000), onde, pela maneira tradicional, os modelos para microfusão, em cera, são fabricados por meio do processo de moldagem por injeção, o que também requer um molde.

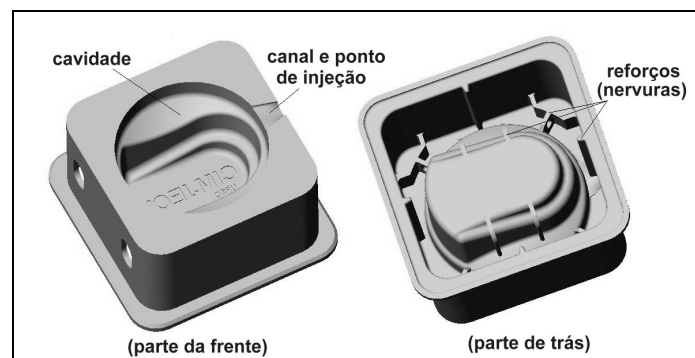
Contudo, o tempo de desenvolvimento e fabricação de um molde, para então obter a primeira peça injetada, seja em plástico, cera ou até mesmo pós-metálicos, é longo, normalmente de noventa a cento e vinte dias.

Visando reduzir esse período, novos processos estão sendo desenvolvidos ou aprimorados para a fabricação de moldes, como a fabricação por camadas aplicada à construção de ferramentas (*rapid tooling*) e usinagem de alta velocidade.

A estereolitografia foi o primeiro processo de fabricação por camadas desenvolvido, no fim da década de 80. Uma aplicação que vem sendo investigada é seu uso na confecção direta de insertos de resina termofixa, à base de epoxi, para moldes de injeção (Ferreira, 1998; Cedorge, 1999; Sansoucy, 1996).

## 2. PROJETO DE INSERTOS DE ESTEREOLITOGRAFIA

Os insertos de estereolitografia são normalmente projetados na forma de casca (*shelled inserts*), conforme mostra a Figura 1, com o auxílio de um sistema CAD tridimensional. Os principais fatores a serem considerados nesta etapa são apresentados a seguir.



**Figura 1.** Inseto em forma de casca

### (a) Dimensões e contração

No cálculo das dimensões das cavidades (macho e fêmea), deve ser considerada a contração do material injetado. Nos moldes tradicionais, fabricados em aço, o fator de contração é conhecido, no entanto, esse fator pode não ser o mesmo em insertos de estereolitografia, pois a resina possui uma condutividade térmica muito menor, comparada aos aços-ferramenta, o que implica numa menor taxa de resfriamento da peça injetada.

### (b) Ângulo de saída

É comum a falha do inserto ocorrer em regiões próximas à linha de partição, na forma de pequenas “lascas de resina” que são arrancadas, durante a extração (Rahmati, 1999). Isto é causado pela aderência entre a peça injetada e a parede do inserto, em função principalmente do efeito “degraus de escada”, intrínseco dos processos de fabricação por camadas. Uma recomendação prática é adotar o maior ângulo de saída possível, desde que não altere as características funcionais da peça, para auxiliar a extração e assim prolongar a vida do inserto.

### (c) Ponto de injeção

Recomenda-se dimensionar ponto de injeção na forma de “leque”, com altura igual à espessura da peça (Sansoucy, 1998). Isso é importante para evitar desgaste prematura nessa região, que é crítica em insertos de resina, ao permitir que a injeção do material ocorra em velocidades menores.

### (d) Espessura de casca

A vida do inserto de estereolitografia é limitada, devido principalmente às baixas propriedades mecânicas, à baixa condutividade térmica das resinas à base de epoxi e às

condições adversas do processo de moldagem por injeção. Quando o material plástico é injetado para o interior da cavidade, em temperaturas normalmente acima de 200°C, há um aquecimento dos insertos, podendo alcançar a temperatura de transição vítrea das resinas, que estão na faixa de 65 a 90°C. Assim, é importante manter a temperatura da resina em níveis baixos, removendo o calor, proveniente do plástico injetado, o mais rápido possível.

Esta é a principal razão para o projeto dos insertos em forma de casca, que posteriormente são preenchidos, na parte traseira, com algum material que seja bom condutor térmico. Quanto menor a espessura, maior será a taxa de transferência de calor. Porém, o inserto pode deformar-se durante o preenchimento. Para minimizar as deformações, recomenda-se incorporar reforços estruturais (nervuras), na parte de trás da casca (Figura 1).

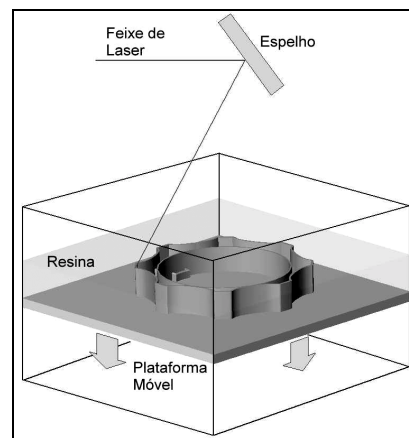
#### (e) Canais de refrigeração

Durante a etapa de projeto, deve ser previsto o tipo de sistema de refrigeração a ser utilizado. Existem basicamente duas alternativas. A mais simples é conformar e adicionar tubos de cobre no interior do preenchimento, na parte traseira. A outra é incorporar canais de refrigeração, no modelo em CAD do inserto a ser fabricado. Nessa segunda solução, a eficiência da refrigeração é maior, pelo fato que os canais podem ser posicionados bem próximos à cavidade, no entanto, a resistência mecânica do inserto diminui, podendo não suportar as pressões elevadas durante a injeção.

### 3. FABRICAÇÃO DE INSERTOS DE RESINA POR ESTEREOLITOGRAFIA

A estereolitografia figura-se, dentro de um conceito de fabricação por camadas, como um dos processos mais utilizadas para a obtenção de protótipos, peças e até mesmo ferramentas para as mais variadas aplicações. Seja qual for o objeto a ser fabricado, é essencial que este seja modelado em sistema CAD tridimensional, para a geração do “arquivo .STL”, um formato padrão para a maioria dos sistemas de fabricação por camadas.

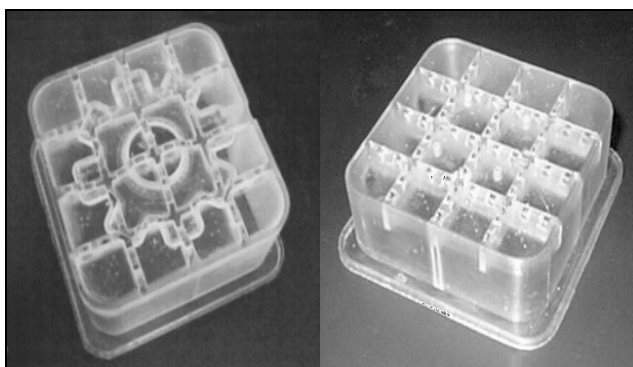
O modelo eletrônico do objeto, no caso um inserto, é trabalhado de forma a analisar sua orientação espacial e o projeto dos suportes necessários para prendê-lo à plataforma de construção (Figura 2), bem como sustentar regiões da peça que não possuem suportes naturais (*no-self-supporting*). O desenho é “fatiado eletronicamente” em múltiplas camadas, na ordem de um décimo de milímetro, gerando-se em seguida o programa de controle que será transferido para o sistema de construção da peça, formado por um recipiente contendo a resina fotossensível, uma plataforma fixada a um elevador que se move na vertical, um tubo de laser ultravioleta e um sistema de espelhos móveis que controla o posicionamento do feixe de laser no plano horizontal.



**Figura 2.** Princípio do processo de estereolitografia

A fabricação do inserto acontece a medida em que o equipamento vai fazendo a leitura das camadas individualmente e transmitindo ao sistema de controle dos espelhos. Conforme vai sendo atingida pela luz ultravioleta, a resina se polimeriza e solidifica no formato descrito por aquela camada específica. Depois que uma camada é traçada, a plataforma é abaixada para dentro do reservatório, a um nível equivalente à espessura da camada subsequente, permitindo que a resina líquida cubra a última camada recém solidificada. Uma haste de varredura move-se através do reservatório, uniformizando a camada líquida. Um tempo é reservado para que a superfície da resina se estabilize e uma nova camada é solidificada. O processo se repete, camada após camada.

Completada a construção dos insertos (Figura 3), é normalmente necessária uma etapa de pós-processamento, que envolve procedimentos de limpeza, remoção de suportes construídos durante a fabricação, acabamento superficial (polimento) e pós-cura (Ferreira, 1999).



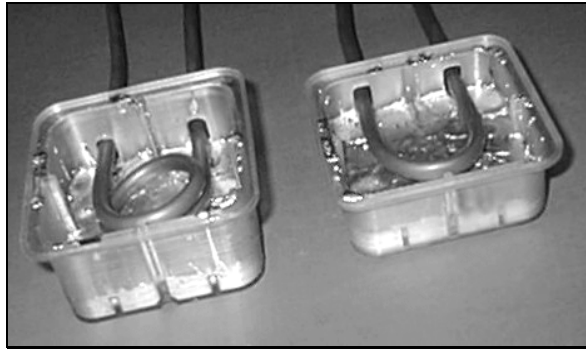
**Figura 3.** Insertos fabricados por estereolitografia

#### **4. PREENCHIMENTO DA PARTE TRASEIRA**

O preenchimento é necessário para que o inserto, que é fabricado em forma de casca, tenha a resistência mecânica necessária para suportar os esforços os quais são submetidos durante o processo de moldagem por injeção. Adicionalmente, o preenchimento é também responsável pelo comportamento de troca de calor no molde, podendo contribuir para uma melhor refrigeração, desde que sejam utilizados materiais que possuem boa condutividade térmica em relação às resinas de estereolitografia. Neste caso, o preenchimento auxilia a prolongar a vida inserto.

Diversos materiais podem, a princípio, ser utilizados. O mais comum é uma mistura de resina epoxi com partículas de alumínio (Ferreira, 2000; Cedorge, 1999; Rahmati, 1997; Sansoucy, 1996). Porém a cura desse composto é uma reação exotérmica, que provoca o aquecimento do inserto e pode deformá-lo.

Os melhores resultados, em termos de transferência de calor, são obtidos com metais de baixo ponto de fusão (Ferreira, 2000; Saurkar, 1998). Contudo, esse material também pode deformar o inserto, em função do aumento de temperatura causado pelo material fundido e devido sua contração ao solidificar-se. No caso deste trabalho, utilizou-se ligas à base de estanho e bismuto (Figura 4).

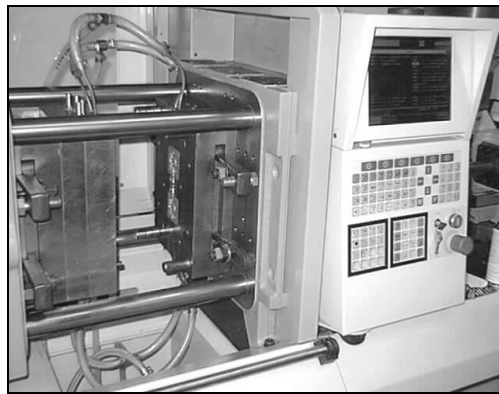


**Figura 4.** Preenchimento da parte de trás de insertos de estereolitografia

Completado o preenchimento, os insertos são usinados na parte de trás para nivelar sua altura em relação à linha de partição do molde, como mostra a Figura 5. O passo seguinte é a montagem dos outros componentes do molde e sua instalação na máquina injetora (Figura 6).



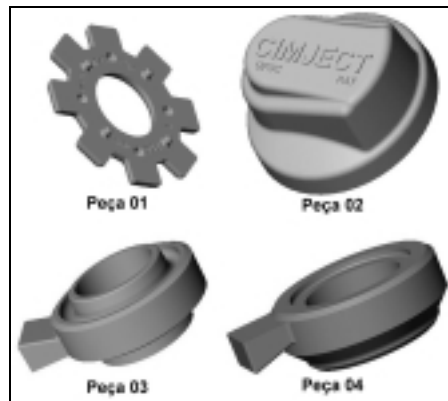
**Figura 5.** Usinagem da parte traseira



**Figura 6.** Molde com insertos de estereolitografia na máquina injetora

## **5. MOLDAGEM POR INJEÇÃO DAS PEÇAS**

Quatro tipo de peças foram seleccionados para a realização dos estudos de caso deste trabalho (Figura 7). As duas primeiras produzidas em material termoplástico (polipropileno) e as outras em cera para microfusão. Um conjunto de insertos “macho” e “fêmea” foi preparado para cada tipo de peça, seguindo os passos apresentados nos itens anteriores.



**Figura 7.** Peças selecionadas

A moldagem por injeção, com uso de moldes com insertos de estereolitografia, não se difere do com uso de moldes tradicionais, no entanto, deve-se ter alguns cuidados ao se fazer o ajuste dos parâmetros, pois é nesta etapa que a falha do inserto ocorre (Rahmati, 1999), podendo acontecer tanto no momento da injeção do material termoplástico, devido a um súbito aumento de pressão nas cavidades, quanto na extração da peça. Assim, é importante trabalhar com os valores menos agressivos, procurando reduzir os esforços mecânicos e térmicos atuantes sobre os insertos. Algumas recomendações são:

- (a) Velocidade de injeção baixa, para auxiliar na redução do efeito abrasivo, provocado pelo atrito entre as superfícies do inserto e o termoplástico durante a injeção, haja vista que as superfícies do inserto têm pouca resistência à erosão. O uso de velocidades baixas também auxilia para uma maior vida do inserto a medida que permite um maior tempo para refrigeração;
- (b) A menor temperatura de processamento possível para o material em uso. Em função da cera ser injetada em temperaturas da ordem de 60 °C (enquanto os plásticos normalmente acima de 200 °C), este material é menos agressivo ao molde;
- (c) Tempo de refrigeração longo, devido à baixa condutividade térmica da resina de estereolitografia. Deve ser suficiente para que a extração da peça injetada ocorra após sua solidificação, contudo, não pode ser longo demais, pois pode elevar consideravelmente a força de extração (Rahmati, 1999);
- (d) Período de molde aberto longo, para que os insertos retornem ao patamar de temperatura inicial (abaixo de 40 °C), antes do início do próximo ciclo de moldagem;
- (e) Para o ajuste da pressão de injeção, uma recomendação prática é utilizar um procedimento conhecido como injeção progressiva, que consiste em iniciar o processo com uma pressão reduzida e, nos ciclos subsequentes, é aumentada gradativamente até o completo preenchimento da peça injetada.

Contudo, o ajuste dos parâmetros não pode ser realizado considerando apenas a vida do inserto, sendo também importante considerar a qualidade da peça injetada. Isso depende de diversos fatores, tais como a forma geométrica da peça e as propriedades do material de injeção. O uso de sistemas CAE pode auxiliar na seleção dos parâmetros adequados.

No caso dos estudos de caso deste trabalho, utilizou-se uma máquina injetora *Arburg*, com capacidade de fechamento de 50 ton., para a injeção das peças de polipropileno. A temperatura ajustada no bico de injeção foi de 205 °C para a primeira peça e 215 °C para a segunda. Para os insertos de estereolitografia para injeção de cera (Figura 8), utilizou-se uma máquina específica para a indústria de microfusão, onde a temperatura foi ajustada em 57 °C.

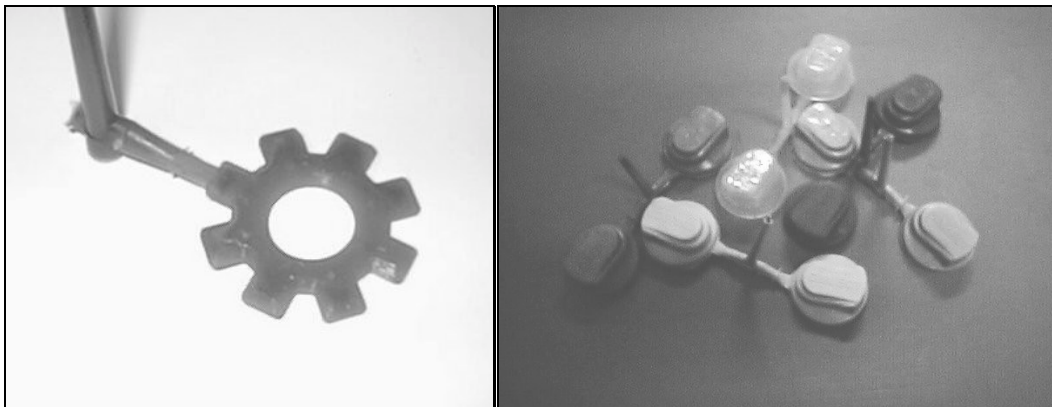


**Figura 8.** Molde com insertos de estereolitografia para injeção de cera

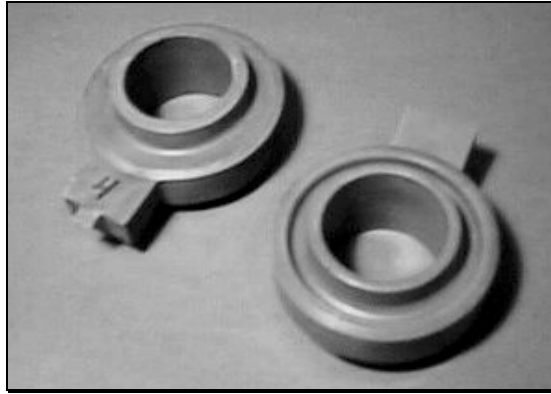
## 6. CONCLUSÕES

Tanto as peças de plástico (Figura 9) quanto as de cera (Figura 10) foram produzidas com sucesso neste trabalho. Contudo, a utilização de insertos de estereolitografia possui uma aplicação específica, i.e., a produção de pequenas séries de componentes injetados, pois a vida da ferramenta é baixa em relação aos moldes tradicionais, fabricados em aço. Na injeção de termoplástico, os experimentos mostraram que a vida dos insertos de resina é normalmente da ordem de 200 a 300 peças. Para a cera, que é injetada em temperaturas e pressões muito menores, um número maior de peças é esperado.

Por ser um processo relativamente recente, existem ainda diversas limitações, como: formas geométricas que podem ser produzidas; construção de moldes com movimentos especiais (gavetas); faixas de tolerâncias elevadas (0,20 a 0,40 mm); e tempo de ciclo longo. No entanto, é muito vantajoso em casos onde é necessário produzir protótipos ou peças injetadas em uma escala de tempo bastante reduzida (uma a duas semanas a partir da conclusão do projeto da peça).



**Figura 9.** Peças de plástico produzidas



**Figura 10.** Peças de cera para microfundição

## 7. REFERÊNCIAS

- Cedorge, T., Baute, Y., Palmer, A. and Colton, J., “Design rules for stereolithography injection molding inserts”, Proceedings of 8<sup>th</sup> European Conference on Rapid Prototyping and Manufacturing, Nottingham, UK, 1999.
- Ferreira, A.C., Ahrens, C.H., Lafratta, F.H. e Gomide, R.B., “Stereolithography Inserts – Pros and Cons to Use Tin as a Backfilling Material”, Proceedings of ANTEC 2000, Society of Plastic Engineers, Orlando, USA, 2000.
- Ferreira(2), A.C., Ahrens, C.H., Lafratta, F.H. e Gomide, R.B., “Stereolithography tools for injection molding of wax patterns on the investment casting industry”, Proceedings of Rapid Prototyping & Manufacturing Conference, Society of Manufacturing Engineers, Rosemont, Illinois, USA, 2000.
- Ferreira, A.C., Ahrens, C.H., Grellmann, D.A. e Gomide, R.B., “Influência da pós-cura na resistência mecânica de peças de estereolitografia fabricadas com fotopolímero à base de epoxi”, Anais do 5<sup>o</sup> Congresso Brasileiro de Polímeros, Águas de Lindóia, SP, Brasil, 1999.
- Ferreira, A.C. e Lafratta, F.H., “Conheça alguns meios para a obtenção de protótipos de peças injetadas”, Plástico Industrial, Editora Aranda, São Paulo, Brasil, Setembro de 1998.
- Rahmati, S.; Brown, S. and Wykes, C. “Failure mechanisms of stereolithography tooling”. Proceedings of 8<sup>th</sup> European Conference on Rapid Prototyping and Manufacturing, Nottingham, UK, 1999.
- Rahmati, S. and Dickens, P., “Stereolithography for injection mould tooling”, Rapid Prototyping Journal, MCB University Press, Volume 3, Number 2, pp. 53-60, 1997.
- Sansoucy, M.R., “An investigation into the rapid manufacturing of insert-injection molded parts with the use of stereolithography cavities”, Master Thesis, Institute for Plastic Innovations, University of Massachusetts at Lowell, USA, 1996.
- Saurkar, S., “Rapid tooling: a study of cooling techniques for mold inserts used in the Direct AIM process”, Master Thesis, Institute for Plastics Innovation, University of Massachusetts at Lowell, USA, 1998.



# PROJETO DE ENGRENAGENS DE DENTES RETOS COM PERFIL EVOLVENTAL

## Francisco Iلسon da Silva Júnior

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Fortaleza - Ce, Brasil. E-mail: petmec@dem.ufc.br

## Roberto de Araújo Bezerra

Universidade de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas - SP, Brasil. E-mail: roberto@fem.unicamp.br

## Resumo

No projeto e seleção de engrenagens para transmissão de movimento, torna-se difícil compreender os elementos constituintes de um perfil evolvental. Com o uso de *software* gráfico de fácil interação, consegue-se uma ótima interpretação. No presente trabalho foi desenvolvido um programa com diversas rotinas que possibilitam ao usuário a escolha de um conjunto de engrenagens a partir de dados propostos. Entre estes, citam-se as condições de trabalho, materiais para as engrenagens, etc. A linguagem de programação utilizada foi o LISP (*List Processing*), a qual se mostrou bastante adaptada em um ambiente CAD (*Computer Aided Design*). Este programa é acessado através de quadros de diálogos simples e de ampla visualização dos parâmetros do projeto do perfil evolvental. Com a utilização de normas, pôde-se aplicar fatores de correção com o intuito de se determinar as tensões de resistências e as de solicitações do conjunto, obtendo de tal forma, um conjunto confiável e seguro para desempenhar o trabalho o qual foi projetado.

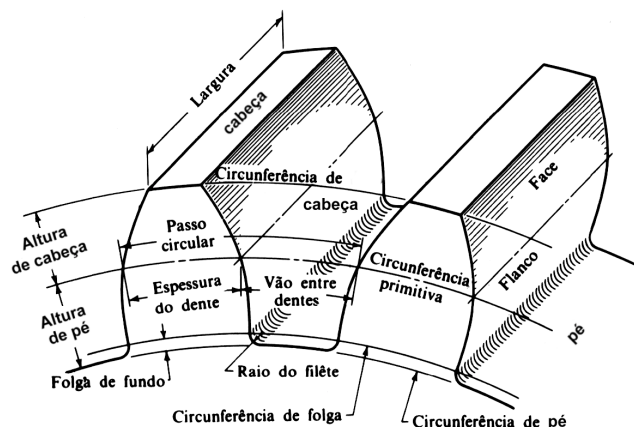
**Palavras-chave:** Engrenagens, Evolvental, LISP, CAD

## 1. INTRODUÇÃO

O perfil evolvental é um dos perfis mais utilizados na geração de dentes de engrenagens cilíndricas de dentes retos. Desta forma, alguns processos de fabricação são bastante difundidos, tendo assim suas características dimensionais e construtivas padronizadas. A grande utilização do perfil evolvental em relação a outros deve-se a algumas vantagens. Dentre as quais pode-se destacar: o fato de que a distância entre centros de duas engrenagens de perfil evolvental poder variar sem alterar a razão de velocidades e ainda ser de fácil fabricação.

Com intuito de se entender, de forma mais clara, a construção de um perfil evolvental, faz-se necessária definição de alguns parâmetros básicos de uma engrenagem.

d - Diâmetro primitivo	h - Altura do dente
$d_h$ - Diâmetro de cabeça	$p_f$ - passo linear frontal
$d_f$ - Diâmetro de pé	$p_b$ - passo de base
$d_b$ - Diâmetro de base	$g\alpha$ - comprimento de transmissão
$h_h$ - Altura de cabeça ou adendo	$\epsilon\alpha$ - razão frontal de transmissão
$h_f$ - Altura de pé ou dedendo	



**Figura 1.** Elementos presentes em uma engrenagem (Buckingham, 1988)

## 2. NORMALIZAÇÃO DA ENGRENAGEM

Para a construção de um perfil evolvental normalizado, faz-se necessário o conhecimento das relações existentes entre os seus elementos. Formalizou-se uma padronização denominada de módulo ( $m$ ), na qual para um número de dentes da engrenagem ( $z$ ), tem-se as seguintes relações:

$$d = m \cdot z \quad (1)$$

$$2h_h = d_h - d \text{ sendo } h_h = (1 + x_c) \cdot m \Rightarrow (\text{normalização}) \quad (2)$$

$$2h_f = d - d_f \text{ sendo } h_f = (1,25 - x_c) \cdot m \Rightarrow (\text{normalização}) \quad (3)$$

O coeficiente  $x_c$  representa a correção do dente.

$$2h = d_h - d_f \text{ ou } h = h_h + h_f \text{ sendo } h = 2,25 \cdot m \Rightarrow (\text{normalização}) \quad (4)$$

$$p_f = \frac{\pi \cdot d}{z} \text{ ou } p_f = \pi \cdot m \quad (5)$$

$$d_b = d \cdot \cos \mu \quad (6)$$

Onde  $\mu$  representa o ângulo de pressão da engrenagem.

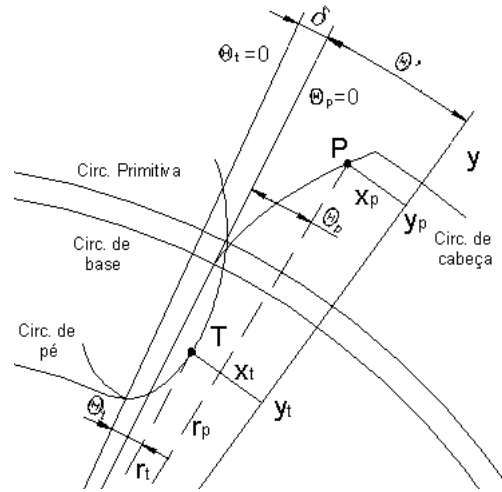
$$g\alpha = \sqrt{(r_{hp})^2 - (r_{bp})^2} + \sqrt{(r_{hg})^2 - (r_{bg})^2} - a \cdot \sin \mu, \text{ sendo } a = \frac{d_p + d_g}{2} \quad (7)$$

$$\varepsilon\alpha = \frac{g\alpha}{p_b}, \text{ onde } p_b = \frac{\pi \cdot d_b}{z} \quad (8)$$

## 3. TRAÇADO DO PERFIL DO DENTE

Para se realizar o traçado do perfil de engrenagens existem diversos métodos. Os métodos gráficos são os mais simples e fáceis de executar, porém os métodos analíticos são mais precisos. No trabalho de Milovici & Turrin (1983), há a descrição de um programa para gerar perfis de engrenagens, o qual é baseado em métodos analíticos.

Na Figura 2, nota-se o traçado de uma curva evolvente em conjunto com uma trocóiide, as quais, juntas representam o perfil de um dente de engrenagem.



**Figura 2.** Curvas Evolvente e Trocói

A solução analítica pode ser descrita pelas seguintes equações:

- As coordenadas cartesianas de um ponto P pertencente a curva evolvente em relação a um sistema de coordenadas situado no centro da engrenagem são:

$$X_p = r_p \cdot \sin(\theta' - \theta_p) \quad (9)$$

$$Y_p = r_p \cdot \cos(\theta' - \theta_p) \quad (10)$$

onde  $r_p$  é o raio vetor do Ponto P

$$\theta' = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x_c}{z} \cdot \tan \mu + \text{Ev}(\mu) \quad (11)$$

$$\theta_p = \text{Ev}(\alpha_p) = \tan(\alpha_p) - \alpha_p \quad (12)$$

$$\alpha_p = \arccos\left(\frac{r_b}{r_p}\right), \text{ sendo } r_b \text{ o raio de base} \quad (13)$$

- As coordenadas cartesianas de um ponto T pertencente a curva trocói em relação a um sistema de coordenadas situado no centro da engrenagem são:

$$X_T = r_t \cdot \sin(\theta' + \delta - \theta_t) \quad (14)$$

$$Y_T = r_t \cdot \cos(\theta' + \delta - \theta_t) \quad (15)$$

onde  $r_t$  é o raio vetor do Ponto T;

$$\theta_t = \arctan\left(\frac{\sqrt{r_t^2 - (r - h_f)^2}}{r - h_f}\right) - \frac{\sqrt{r_t^2 - (r - h_f)^2}}{r} \quad (16)$$

onde  $r$  é o raio primitivo da engrenagem

$$\delta = \mu - \frac{(r - h_f) \cdot \tan \mu}{r} \quad (17)$$

#### 4. PROJETO DE ENGRENAGENS

A filosofia para Projeto de engrenagens cilíndricas de dentes retos parte do cálculo das tensões solicitantes ao par de rodas, conjunto de fatores que contribuem para falha do mecanismo. Em contrapartida também são determinados os valores das resistências obtidas devido a sua construção geométrica e do emprego correto de materiais e tratamentos térmicos.

Em busca dos valores de coeficientes de segurança, determina-se qual a confiabilidade e o grau de qualidade obtidos na seleção e projeto de tais engrenagens, servindo de base para modificações futuras.

Existem basicamente dois modos de falha que podem afetar um dente de uma engrenagem, a fratura por fadiga devido a flutuação das tensões de flexão na raiz do dente ou a fadiga superficial, conhecido como *pitting*, na superfície do dente.

As equações de projeto utilizadas foram baseadas no processo de cálculo formulado pela AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) (1988), o qual é discutido a seguir:

- Tensões solicitantes de flexão

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F \cdot m \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_b \cdot K_i, \text{ em unidades do Sistema Internacional} \quad (18)$$

$\sigma_b$  - tensão de flexão

$W_t$  - carga aplicada ao dente, no ponto de contato entre as duas engrenagens

F - largura da engrenagem

J - fator geométrico de força; depende do tipo de carregamento e correção no dente, do ângulo de pressão e do número de dentes da engrenagem

$K_v$  - coeficiente de correção sobre a velocidade de transmissão de potência; leva em consideração ainda a função ao qual o conjunto de Engrenagens irá desempenhar (índice de qualidade)

$K_m$  - coeficiente de correção sobre a distribuição de carga sobre a área do dente

$K_a$  - coeficiente de correção sobre a aplicação da potência motora e conduzida sobre os eixos das engrenagens, leva em consideração a existência de impactos e choques

$K_b$  - coeficiente de correção sobre a espessura do aro do dente

$K_s$  - coeficiente de correção sobre o tamanho do dente

$K_i$  - coeficiente de correção que leva em consideração a presença de uma engrenagem intermediária

- Tensões solicitantes de superfície

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s C_f}, \text{ em unidades do Sistema Internacional} \quad (19)$$

$\sigma_c$  - tensão de superfície

$C_p$  - coeficiente de elasticidade, leva em consideração o projeto realizado com materiais diferentes para as duas engrenagens. É definido como:

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{\pi \left[ \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (20), \text{ onde:}$$

$\nu_p$  - coeficiente de Poisson da engrenagem 1

$\nu_g$  - coeficiente de Poisson da engrenagem 2

$E_p$  - módulo de Young da engrenagem 1

$E_g$  - módulo de Young da engrenagem 2

I - fator geométrico de superfície. É definido como sendo:

$$I = \frac{\cos \mu}{\left( \frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right) \cdot d_p} \quad (21), \text{ onde } \rho \text{ representa os raios de curvatura no ponto de contato.}$$

$$\rho_p = \sqrt{[r_p + m \cdot (1 + x_c)]^2 - (r_p \cdot \cos \mu)^2} - p_f \cdot \cos \mu \quad (22)$$

$$\rho_g = (r_p + r_g) \cdot \sin \mu - \rho_p \quad (23)$$

$C_v$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_v$

$C_m$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_m$

$C_a$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_a$

$C_s$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_s$

$C_f$  - coeficiente de correção sobre o grau de acabamento superficial do dente

- Tensões resistentes de flexão

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} S'_{fb}, \text{ em unidades do Sistema Internacional} \quad (24)$$

$S_{fb}$  - limite de resistência à flexão da engrenagem

$K_L$  - coeficiente de correção que leva em consideração o número de rotações que a engrenagem irá desempenhar antes do aparecimento do *pitting*

$K_T$  - coeficiente de correção com relação a temperatura de trabalho

$K_R$  - coeficiente de correção que leva em consideração a confiabilidade nos dados estatísticos e empíricos obtidos para determinação dos parâmetros e coeficientes

$S'_{fb}$  - limite de resistência à flexão da engrenagem sem as correções, função da dureza do material escolhido para fabricar a engrenagem

- Tensões resistentes de superfície

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} S'_{fc}, \text{ em unidades do Sistema Internacional} \quad (25)$$

$S_{fc}$  - limite de resistência ao desgaste superficial da engrenagem

$C_L$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_L$

$C_T$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_T$

$C_R$  - coeficiente de correção com definição e aplicação semelhante a  $K_R$

$C_H$  - coeficiente de correção com relação ao grau de endurecimento entre as engrenagens

$S'_{fc}$  - limite de resistência ao desgaste superficial da engrenagem sem as correções, função da dureza do material escolhido para fabricar a engrenagem

Os fatores de segurança são importantes parâmetros que reproduzem a confiança no projeto. Estes podem ser calculados para o projeto de engrenagens da seguinte forma:

Segurança com relação a flexão

$$N_{fb} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (26)$$

Segurança com relação ao desgaste superficial

$$N_{fc} = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (27)$$

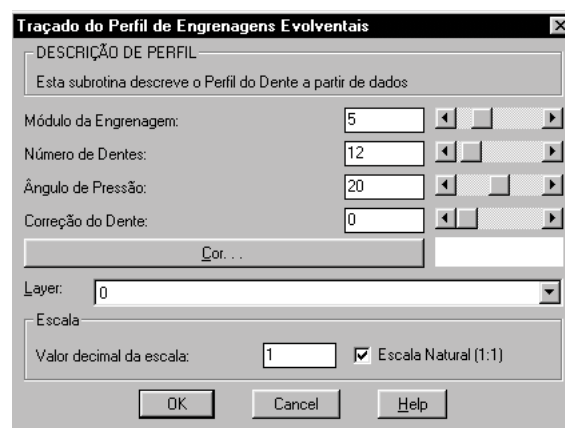
## 5. PROGRAMA EM LISP

Foi utilizado a linguagem LISP para desenvolver as rotinas e sub-rotinas para implementar o projeto e seleção de engrenagens. Os parâmetros e coeficientes são determinados a partir das condições propostas pelo usuário. Posteriormente pode-se verificar os valores de segurança, gerar o perfil evolvental e visualizar a construção tridimensional em um ambiente CAD.

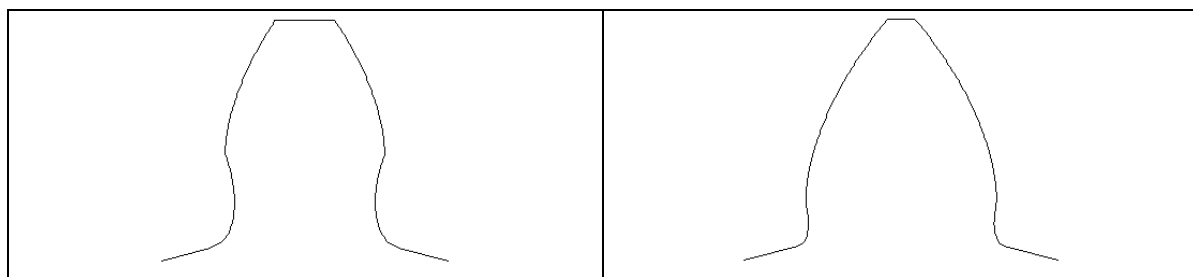
Foram definidas duas formas de selecionar um par de engrenagens de dentes retos e perfil evolvental. Uma primeira modalidade, a distância entre eixos é dado de entrada de tal forma a se determinar o módulo para a engrenagem a partir de uma dada relação de transmissão pré-estabelecida. Em outra rotina, o usuário entra com outros dados, tendo maior liberdade para modificar o projeto inicial, o módulo agora é dado de entrada.

Os valores dos números de dentes, correção e ângulo de pressão são discretos, ou seja são valores pré-estabelecidos, porém suficientes para se realizar e adequar o projeto de seleção de engrenagens.

Com auxílio de um DLC (*Dialog Language Control*), criaram-se quadros de diálogos, descritos nas Figuras 3 e 6, nas quais se mostram em ampla visualização, as condições de trabalho do conjunto de engrenagens.



**Figura 3.** Quadro de diálogo para construção do perfil da engrenagem



**Figura 4.** Perfil de um dente de uma engrenagem evolvental  
 $m=5$ ,  $z=12$ ,  $\mu=20^{\circ}$ ,  $x_c = 0$

**Figura 5.** Perfil de um dente de uma engrenagem evolvental  
 $m=5$ ,  $z=12$ ,  $\mu=20^{\circ}$ ,  $x_c = 0,5$

**Figura 6.** Quadro de diálogo para construção da engrenagem – “Projeto 1”

Vale destacar que o projeto da chaveta (elemento de fixação da engrenagem a um eixo) é concebido a partir de um padrão ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) (1967). A chaveta escolhida é quadrada e paralela, sendo o valor de sua aresta, função do diâmetro do furo escolhido.

## 6. RESULTADOS DE PROJETO 1

Com a aplicação de “Projeto 1” com os dados propostos no quadro de diálogo (Figura 6), chega-se aos seguintes resultados e parâmetros geométricos determinados pela sub-rotina “pro\_param”. Na Figura 7, tem-se os valores dos parâmetros calculados.

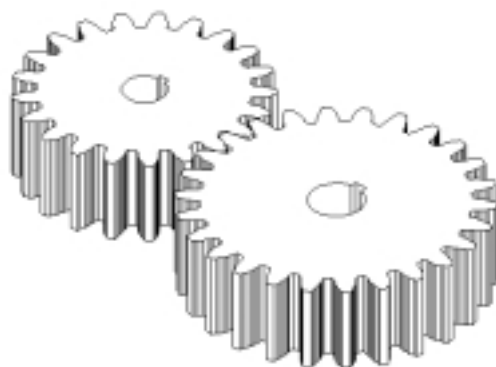
```

***** DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA ENGENHAGEM *****
.....
0 valor do módulo das duas engrenagens (mm) é == 4
0 valor do número de dentes da 1a. Engrenagem é == 21
0 valor do número de dentes da 2a. Engrenagem é == 26
0 valor da relação de transmissão [mg] é == 1.2381
0 valor da espessura das engrenagens (mm) é == 51.0638
0 valor do ângulo de pressão das duas rodas (graus) é == 20.0
0 valor do passo linear das duas rodas (mm) é == 13.3685
0 valor do diâmetro primitivo da 1a. Engrenagem (mm) é == 89.3617
0 valor do diâmetro primitivo da 2a. Engrenagem (mm) é == 110.638
0 valor da distância entre eixos (mm) é == 100.0
0 valor do diâmetro externo da 1a. Engrenagem (mm) é == 97.8723
0 valor do diâmetro externo da 2a. Engrenagem (mm) é == 119.149
0 valor do diâmetro interno da 1a. Engrenagem (mm) é == 78.7234
0 valor do diâmetro interno da 2a. Engrenagem (mm) é == 100.0
0 valor do diâmetro de base da 1a. Engrenagem (mm) é == 83.9725
0 valor do diâmetro de base da 2a. Engrenagem (mm) é == 103.966
0 valor da altura do dente é (mm) == 9.57447
0 valor do diâmetro do furo da 1a. Engrenagem é (mm) == 20.0
0 valor do diâmetro do furo da 2a. Engrenagem é (mm) == 25.0
0 valor da largura da chaveta na 1a. Engrenagem é (mm) == 4.7498
0 valor da largura da chaveta na 2a. Engrenagem é (mm) == 6.35
.....
0 valor do comprimento de transmissão (g alfa) (mm) é == 20.0369
0 valor da razão frontal de transmissão (e alfa) é == 1.59501
Tecla F2 para Continuar ...

```

**Figura 7.** Resultados dos parâmetros geométricos da engrenagem – “Projeto 1”

O conjunto de engrenagens construído é descrito na Figura 8.



**Figura 8.** Projeto de um par de Engrenagens obtido a partir da rotina “Projeto 1”

Aplicando agora a sub-rotina “pro\_tens”, determinam-se os valores de resistência, solicitação e segurança para as duas engrenagens. Os resultados de projeto são descritos, a seguir, na Figura 9.

```
***** PROJETO DE ENGENHAGENS DE DENTES RETOS E PERFIL EVOLVENTAL *****
.....
O valor da resistência quanto a flexão da 1a. Roda é (MPa) == 235
O valor da resistência quanto a flexão da 2a. Roda é (MPa) == 213
O valor da resistência quanto ao desgaste da 1a. Roda é (MPa) == 747
O valor da resistência quanto ao desgaste da 2a. Roda é (MPa) == 653
O valor da solicitação quanto a flexão da 1a. Roda é (MPa) == 53
O valor da solicitação quanto a flexão da 2a. Roda é (MPa) == 51
O valor da solicitação quanto ao desgaste da 1a. Roda é (MPa) == 510
O valor da solicitação quanto ao desgaste da 2a. Roda é (MPa) == 459
O valor da segurança quanto a flexão da 1a. Roda é == 4.39652
O valor da segurança quanto a flexão da 2a. Roda é == 4.15186
O valor da segurança quanto ao desgaste da 1a. Roda é == 2.13886
O valor da segurança quanto ao desgaste da 2a. Roda é == 2.02225
.....
Tecle F2 para Continuar ...
```

**Figura 9.** Resultados da seleção obtida a partir da rotina “Projeto 1”

## 7. CONCLUSÃO

Os resultados se mostraram compatíveis com os valores obtidos de segurança em relação aos processos de falha. A experiência na seleção de materiais é um ponto chave para o projeto de engrenagens. O programa proposto mostrou-se ser de fácil interação com o usuário, podendo facilmente ser implementado no estudo dos elementos de um perfil evolvental.

## 8. REFERÊNCIAS

- AGMA, 1988, “Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth”, ANSI/AGMA Standard 2001-B88, Alexandria, Va.
- AGMA, 1989, “Geometry factors for determining the pitting resistance and bending strength of spur, helical and herringbone gear teeth”, ANSI/AGMA Standard 908-B89, Alexandria, Va.
- ASME, 1967, “Keys and Keyseats”, ANSI/ASME Standard B17.1 and B17.2, New York, USA.
- Buckingham, E., 1988, “Analytical Mechanics of Gears”, Editor Dover, USA.
- Milovici, M. & Turrin, M., 1983, “Traçado do perfil de engrenagens cilíndricas de evolvente”, Revista Mundo Mecânico, Rio de Janeiro, Brasil, pp. 2-7.



# APLICAÇÃO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS PARA REPRESENTAR O COMPORTAMENTO VISCOELÁSTICO

**Marcelo Massarani**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Prof. Mello Moraes 2231, Cidade Universitária, 05508-900, São Paulo. Brasil.

E-mail: massarani@pobox.com

## Resumo

O comportamento viscoelástico não linear de materiais ainda é representado de forma rudimentar por modelos constitutivos analíticos. É proposto o uso de redes neurais artificiais para representar o comportamento viscoelástico de materiais sob carregamentos uniaxiais.

Alguns exemplos são desenvolvidos usando redes neurais artificiais que geram sua própria arquitetura e também redes neurais recorrentes para representar o comportamento viscoelástico de materiais. Os resultados obtidos podem ser considerados animadores.

As vantagens observadas no uso de redes neurais artificiais para representar o comportamento de materiais são as seguintes: nenhuma hipótese a respeito do comportamento do material é necessária; o comportamento do material é apreendido diretamente dos dados de ensaios; e não é necessário nenhuma aproximação numérica para usar uma rede neural artificial já treinada.

**Palavras-chave:** equações constitutivas, redes neurais artificiais, viscoelasticidade.

## 1. INTRODUÇÃO

Os modelos constitutivos representam adequadamente o comportamento viscoelástico somente na região de comportamento linear. Para tensões maiores, que caracterizam o comportamento não linear, faltam modelos constitutivos capazes de descrevê-lo. Mesmo para o caso de tensão uniaxial, os comportamentos de fluência são representados de forma rudimentar pelos modelos constitutivos existentes.

As redes neurais artificiais (RNA's) constituem um conceito computacional inspirado no que atualmente se acredita ser a forma de funcionamento do cérebro humano. São constituídas por várias unidades de processamento, denominados *neurônios*, conectados entre si. Cada neurônio recebe valores de outros neurônios com os quais está conectado, calcula um valor e o transmite adiante para outros neurônios da RNA. As RNA's mais comuns são formadas por camadas de neurônios (de entrada, oculta e de saída) e o fluxo de informações percorre o sentido da camada de entrada para a camada de saída.

As conexões entre neurônios são caracterizadas por *pesos* que multiplicam os valores transferidos de um neurônio para outro. Os pesos das ligações entre neurônios são ajustados para se obter valores de saída compatíveis com os de entrada. Os algoritmos que realizam esta função são chamados de *algoritmos de treinamento*. Nas aplicações mais comuns, as RNA's são treinadas apresentando-se os valores de entrada e de saída esperada para a RNA.

O uso de RNA's para representar o comportamento de um material é uma forma alternativa de aquisição de conhecimento. A RNA funciona como "caixa-preta". O conhecimento a respeito do comportamento do material é absorvido dos dados provenientes de ensaios, ficando armazenado nos pesos das ligações entre os neurônios. As informações

para explicar o comportamento do material não estão disponíveis nas RNA's, mas pode-se simular o seu comportamento.

A contribuição deste trabalho consiste em verificar a viabilidade de uma forma alternativa de se representar o comportamento viscoelástico de materiais no caso uniaxial de tensão usando RNA's.

Vários paradigmas de RNA's podem ser testados para modelar o comportamento viscoelástico de materiais. Alguns exemplos são desenvolvidos a seguir para verificar a viabilidade desta abordagem.

## 2. EXEMPLO 1 - CURVAS ISÓCRONAS TENSÃO-DEFORMAÇÃO A PARTIR DE DADOS COM RUÍDOS.

É interessante verificar o que acontece quando são usados dados provenientes diretamente dos ensaios de fluência no treinamento de RNA's. Para isso são utilizados dados publicados por Findley & Khosla (1956), de ensaios de fluência de corpos de prova de polietileno. A quantidade de dados é reduzida e apresentam ruídos.

Findley & Khosla ensaiaram corpos de prova de polietileno a uma temperatura constante de 25 °C, submetidos cargas uniaxiais constantes de 75 psi, 150 psi, 225 psi e 300 psi. Os dados disponíveis são valores de deformação em um dado instante para a tensão correspondente. No total 83 valores estão disponíveis (Figura 1).

Uma RNA foi desenvolvida para representar a função que relaciona deformação com tempo e tensão. A RNA tem a tensão e o tempo como entradas e a deformação como saída. Dos 83 valores disponíveis, 10 foram separados para constituir o conjunto de dados teste e os 73 restantes formam o conjunto de treinamento.

A medida de erro usada é obtida normalizando a soma dos quadrados das diferenças pelo desvio padrão (Equação 1). O erro fica invariante com relação translações (*offsets*) e transformações (*scaling*) dos vetores de saída.

$$erro = \frac{\sqrt{\frac{\sum_p \sum_o dif_{p,o}^2}{p \cdot o}}}{\sqrt{\frac{p \cdot o \cdot \sum_p \sum_o alvo_{p,o}^2 - \left( \sum_p \sum_o alvo_{p,o} \right)^2}{p \cdot o \cdot (p \cdot o - 1)}}} \quad (1)$$

com:

$p$  número de pares;

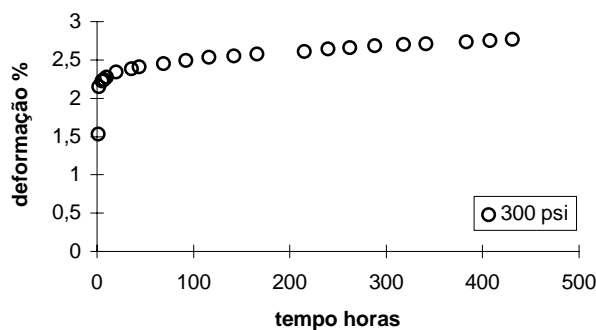
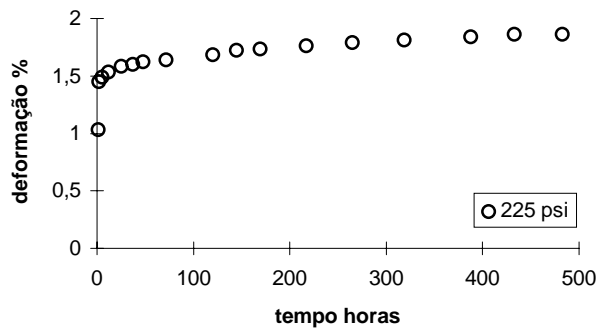
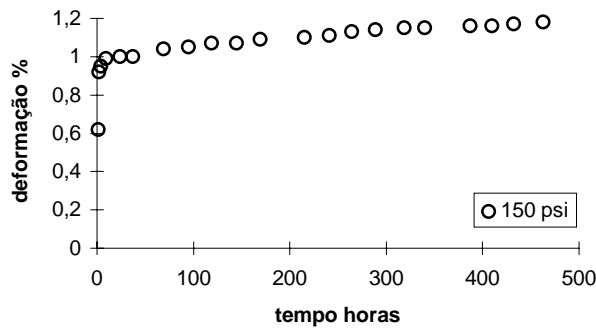
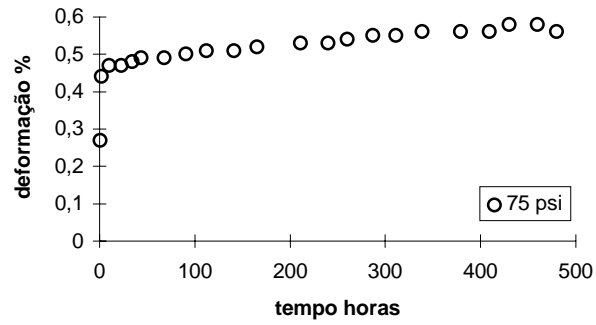
$o$  número de unidades de saída da RNA;

$dif_p = alvo_p - saída_p$ ;

$saída_p$  é o valor de saída da rede para o par de treinamento  $p$ .;

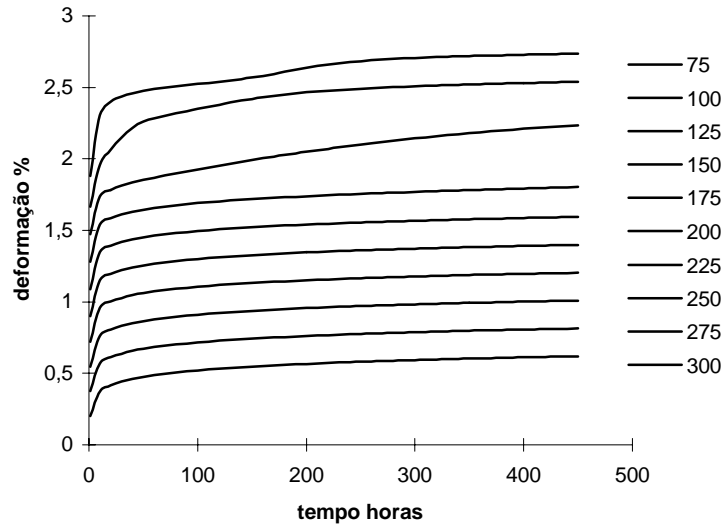
$alvo_p$  é o valor esperado como saída da rede.

Uma RNA do tipo Cascor (Fahlmann & Lebiere, 1990) foi obtida com o programa FAST v.2.2 (Arras & Mohraz, 1996) para um erro máximo de 10% para o conjunto de treinamento.



**Figura 1** - Dados de ensaio de fluência do polietileno.

A seguir estão indicadas curvas de fluência (cortes por planos perpendiculares ao eixo das tensões nas curvas isócronas tensão-deformação) fornecidas pela RNA (Figura 2).

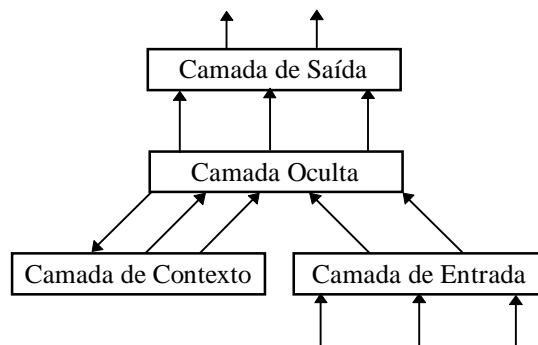


**Figura 2** - Curvas de fluência fornecida por RNA obtida para um erro máximo de 10 %.

### 3. EXEMPLO 2 - FLUÊNCIA E RECUPERAÇÃO

Os modelos constitutivos conhecidos ainda têm grande dificuldade para representar alguns comportamentos viscoelásticos. Por exemplo as deformações causadas por carga e posterior descarga de um material (fluência e recuperação). Nesse caso específico não foi encontrado nenhum modelo analítico que represente para um dado material a fluência e a recuperação de uma forma geral.

Para representar o comportamento de fluência e recuperação foi selecionado um paradigma de RNA recorrente. Esse paradigma de RNA possui um comportamento dinâmico e o estado da RNA é alterado de acordo com os valores previamente apresentados.



**Figura 3** - RNA recorrente simples.

A falta de dados de ensaios de fluência de materiais viscoelásticos nas condições de carga e descarga e também a falta de um modelo constitutivo capaz de representar o comportamento do material, foram os motivos da adoção de um “pseudo-material” como fonte de dados para treinamento. Como hipóteses básicas temos as seguintes: material obedece o modelo constitutivo proposto por Glockner & Szyszkowski (1987,1990) e para condições de carregamentos complexos (carga/descarga, variações de tensão) vale o Princípio da

Superposição de Boltzmann. Estas hipóteses podem aproximar o comportamento a fluência de um material (Ward, 1983).

Glockner & Szyszkowski propuseram um modelo constitutivo que considera que a taxa de deformação total de um material é a soma de três parcelas: uma taxa de deformação elástica, uma taxa de deformação recuperável (reversível) e uma taxa de deformação permanente (irreversível) (Equação 2).

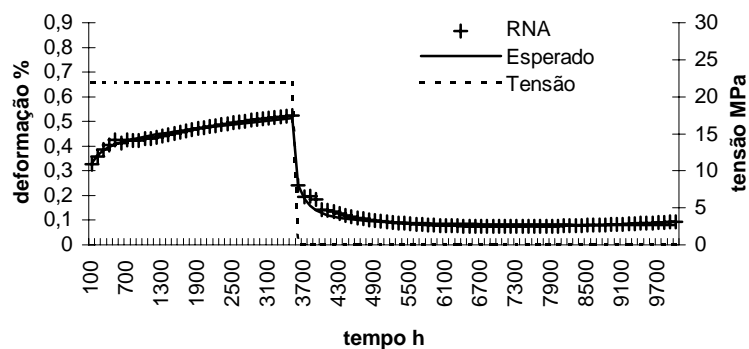
$$\dot{\epsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E} + \frac{1}{v_1} \frac{d}{dt} \int_0^t \sigma^n(\tau) j(t-\tau) d\tau + \frac{1}{v_2} \sigma^n(t) \quad (2)$$

onde  $E$ ,  $n$ ,  $v_1$  e  $v_2$  são parâmetros do material.

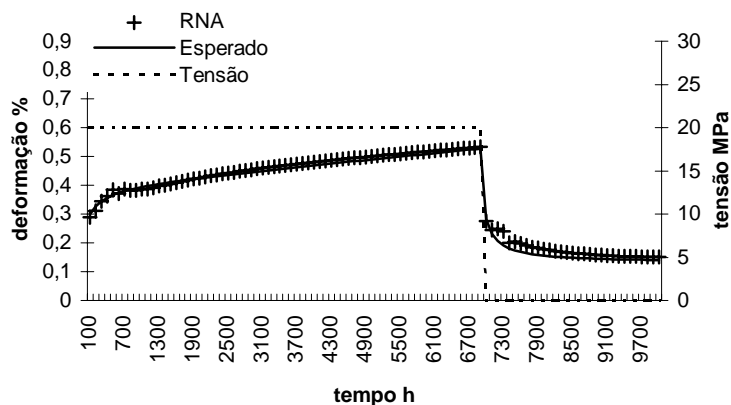
O material escolhido foi o asbesto, cujos parâmetros foram determinados por Glockner & Szyszkowski (1987):  $E = 8,1 \text{ GPa}$  ;  $n = 1,4$  ;  $v_1 = 8,67 \cdot 10^6 \text{ MPa}^n \cdot \text{h}$  ;  $v_2 = 354 \cdot 10^8 \text{ MPa}^n \cdot \text{h}$  ;  $t_1 = 100 \text{ h}$ .

Foram considerados 30 casos de carregamentos. Uma parte composta por tensão constante de 0 a 10000 horas. Outra parte composta por tensão constante seguida de descarregamento antes de 10000 horas.

Uma RNA recorrente simples (Elman, 1991 e 1993) com dois neurônios na camada de entrada (tempo e tensão) e um neurônio na camada de saída (deformação), foi treinada com os dados gerados a partir das condições de carregamento. A configuração da RNA que apresentou o melhor resultado contém 35 neurônios na camada oculta.



**Figura 3** - Caso de teste 9: tensão de 22 MPa descarregado a 3600 horas.



**Figura 4** - Caso de teste 10: tensão de 20 MPa descarregado a 7000 horas.

O erro mínimo alcançado para os casos de treinamento foi de 7,9% (Equação 1) e de 7,8% para os casos de teste após 12000 épocas de treinamento (uma época de treinamento é a denominação dada para o ciclo de apresentação de todos os pares à RNA durante a fase de treinamento). Os valores obtidos para dois casos de teste estão mostrados nas figuras 3 e 4. Foi usado o programa FAST v.2.2 (Arras & Mohraz, 1996) para treinar a RNA.

É interessante notar que para se obter os resultados apresentados nas figuras, nenhuma hipótese a respeito do comportamento do material foi necessária. A RNA foi treinada a partir de exemplos do comportamento viscoelástico não linear obtidos do modelo analítico.

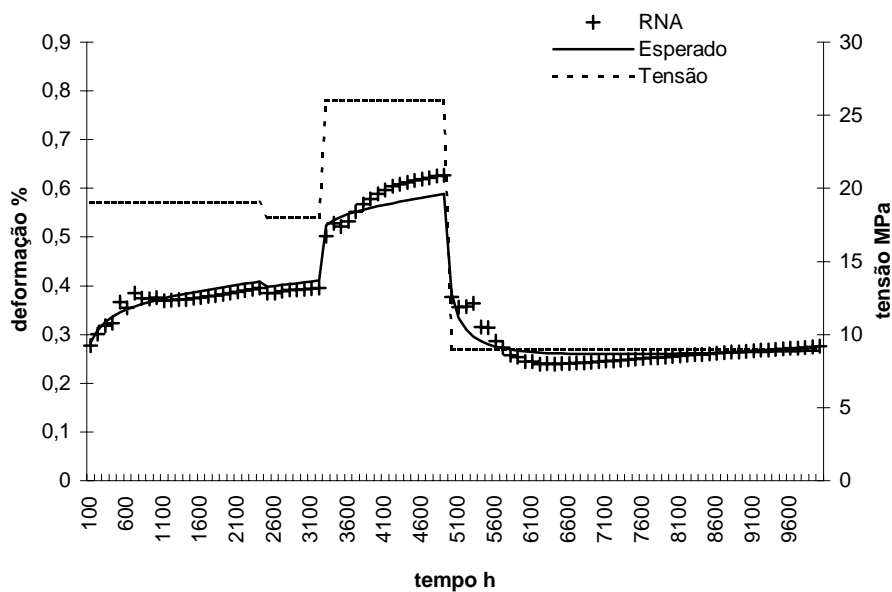
#### 4. EXEMPLO 3 - HISTÓRIA DE CARREGAMENTOS COMPLEXA

Uma RNA recorrente com dois neurônios na camada de entrada (tempo e tensão) e um neurônio na camada de saída (deformação), foi treinada para determinar a deformação de um material viscoelástico submetido a uma história de carregamentos uniaxiais. As tensões podem ser tanto constantes com variações discretas. O paradigma usado foi o mesmo empregado no exemplo anterior: RNA recorrente simples proposto por (Elman, 1991 e 1993).

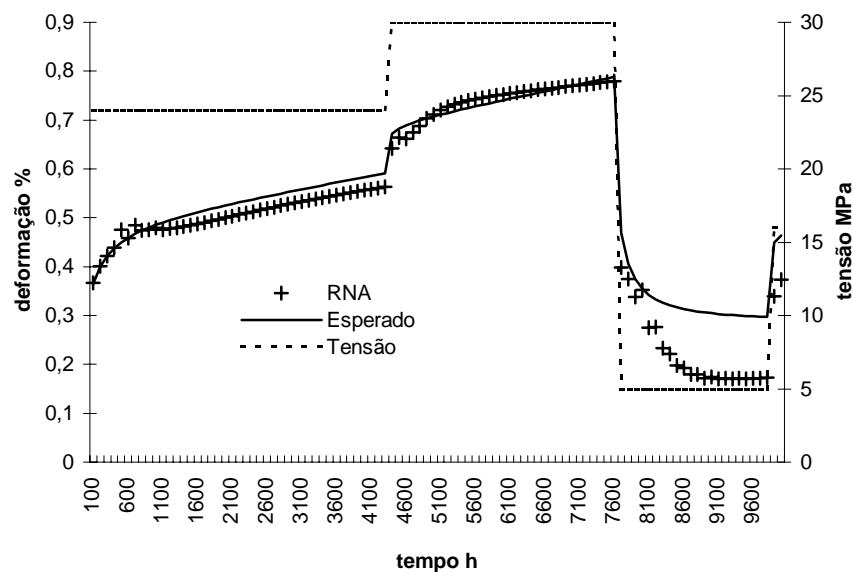
O material utilizado é o mesmo do exemplo anterior com o modelo constitutivo descrito no item anterior. Um total de 60 histórias de carregamentos foram geradas aleatoriamente por um programa de computador. Destas 50 fazem parte do conjunto de dados de treinamento e 10 do conjunto de dados de teste. Cada história pode ter de nenhuma até 4 variações no valor da tensão e possuem 100 pontos no intervalo de 0 a 10000 horas.

A configuração da RNA que apresentou o melhor resultado contém 35 neurônios na camada oculta, sendo que todos os neurônios da camada de saída e da camada oculta possuem função de transferência do tipo *sigmoid*.

O erro mínimo alcançado para os casos de treinamento foi de 21% (Equação 1) e de 16,5% para os casos de teste após 4700 épocas de treinamento. Os valores obtidos para dois casos de teste estão mostrados nas figuras a seguir (Figura 5 e Figura 6). Foi usado o programa FAST v.2.2 para treinar a RNA.



**Figura 5** - Caso de teste 7: 19 MPa - 18 MPa - 26 MPa - 9 MPa.



**Figura 6** - Caso de teste 10: 24 MPa - 30 MPa - 5 MPa - 16 MPa.

Observa-se dos resultados indicados nas figuras que a forma geral das curvas é representada pela RNA.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados dos exemplos foram obtidos sem o estabelecimento de hipóteses a respeito do material e sem a definição de expressões matemáticas, o que é a grande vantagem do uso de RNA's para representar o comportamento viscoelástico de materiais. Os mesmos resultados apresentados pelas RNA's seriam extremamente trabalhosos de se obter com modelos constitutivos analíticos.

A maior desvantagem do uso de RNA's é o número de ensaios necessários para se obter os exemplos para o treinamento. Os modelos constitutivos analíticos são baseados em regras e expressões que definem parâmetros do material obtidos de poucos ensaios. Ao contrário das RNA's, os modelos analíticos permitem economizar nos ensaios.

Nenhuma aproximação numérica é necessária com o uso de RNA's para representar o comportamento viscoelástico. A não linearidade fica impregnada nos pesos das ligações distribuídos na RNA.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- Arras, M.K.; Mohraz, K., 1996, "FORWISS artificial neural network simulation toolbox - FAST v2.2.", Bavarian Research Center for Knowledge-Based Systems (FORWISS), Erlangen.
- Elman, J.L., 1991, "Incremental learning, or The importance of starting small", CRL Technical Report 9101, Center for Research in Language, University of California, San Diego.

- Elman, J.L., 1993, "Learning and development in neural networks: The importance of starting small", *Cognition*, n.48, pp.71-99.
- Fahlmann, S.E.; Lebiere, C., 1990, "The cascade-correlation learning architecture", In Touretzky, D.S. (ed.) *Advances in Neural Information Processing 2*, Morgan Kaufmann, San Mateo CA, USA, pp.524-532.
- Fahlmann, S.E.; Lebiere, C., 1990, "The cascade-correlation learning architecture. Pittsburgh", Technical Report CMU-CS-90-100, Carnegie Mellon University.
- Findley, W.N; Khosla, G., 1956, "An equation for tension creep of three unfilled thermoplastics", *SPE Journal*, December, pp.20-24.
- Glockner, P.G.; Szyszkowski, W., 1987, "On a multiaxial non-linear hereditary constitutive law for non-ageing materials with fading memory" *International Journal of Solids Structures*, v.23, n.2, p.305-324.
- Glockner, P.G.; Szyszkowski, W., 1990, "An engineering multiaxial constitutive model for nonlinear time-dependent materials" *International Journal of Solids Structures*, v.26, n.1, pp.73-82.
- Ward, I.M., 1983, "Mechanical properties of solid polymers", 2<sup>a</sup> ed., , John Wiley & Sons, Chichester, 475p.



# DETERMINANDO CURVAS DE INTERSECÇÃO ENTRE SUPERFÍCIES DE GREGORY

**Marcos de S. G. Tsuzuki**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, 05508-900, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: [mtsuzuki@usp.br](mailto:mtsuzuki@usp.br)

## Resumo

A determinação das curvas de intersecção entre duas superfícies é um algoritmo básico para várias aplicações, tais como: operação de suavização entre superfícies, operações booleanas entre sólidos e superfícies, geração da trajetória da ferramenta para usinagem de superfícies, entre outras. Existem diversos métodos para solucionar tal problema, com abordagens restritas a alguns tipos de superfícies e possuindo diversas limitações quanto ao tratamento de casos especiais. É possível demonstrar que uma superfície de Gregory com vinte pontos de controle é equivalente a uma superfície racional de Bézier de oito por oito pontos de controle. Esta propriedade nos permite controlar de modo mais intuitivo o interior da superfície e também definir a continuidade entre superfícies adjacentes segundo um plano de tangência. Entretanto, este tipo de superfície está disponível em apenas alguns poucos sistemas de CAD, pois o grau elevado dos seus polinômios torna o seu processamento proibitivo. Além do que, não existe algoritmo para realizar a subdivisão do seu espaço paramétrico. Neste trabalho apresentaremos como este problema foi solucionado.

**Palavras-chave:** Modelagem Geométrica, CAD/CAM, Computação Gráfica, Superfícies de Gregory, Curva de Intersecção

## 1. INTRODUÇÃO

Os estudos sobre a modelagem geométrica utilizando-se superfícies de forma livre, começaram logo no início da história dos sistemas CAD. A história das superfícies de forma livre é mais longa que a de Modelagem de Sólidos. Entretanto, a determinação das curvas de intersecção entre duas superfícies de forma livre é um dos problemas mais estudados, principalmente na última década.

Uma das primeiras propostas para a determinação das curvas de intersecção entre superfícies de forma livre foi feita para superfícies de Bézier e se baseava na propriedade de subdivisão dos retalhos de Bézier (Lasser, 1986). Esta proposta apresentava três passos: subdivisão das duas superfícies onde os paralelepípedos envoltórios se interceptam até que o retalho resultante da subdivisão possa ser considerado plano; determinação dos pontos de intersecção entre os retalhos que se interceptam; e coleção dos pontos de intersecção para definir a curva de intersecção.

As propostas mais recentes dividem o problema em dois passos: determinação de pontos iniciais para realizar o traçamento da curva de intersecção; e traçamento da curva de intersecção. O traçamento da curva de intersecção se baseia na determinação do vetor tangente da curva de intersecção no ponto em estudo, o vetor tangente é equivalente ao produto vetorial entre as normais das duas superfícies. Entretanto, pode existir a possibilidade

em que as duas normais são colineares, impossibilitando definir uma direção a ser seguida para o traçamento da curva de intersecção (Wang et al., 1991; Kriezis et al., 1992; Grandine et al., 1997; Hu et al., 1997).

Podemos classificar a curva de intersecção em dois possíveis casos: curva de intersecção aberta e curva de intersecção fechada. A curva de intersecção aberta é aquela que intersecciona pelo menos uma das curvas de contorno de uma das duas superfícies. A curva de intersecção fechada é aquela que não intersecciona nenhuma das curvas de contorno das duas superfícies. Um caso particular de curva de intersecção fechada é aquele em que as duas superfícies se interseccionam em apenas um ponto (Sedeberg et al., 1989; Grandine et al., 1997).

## 2. SUPERFÍCIE DE GREGORY

Gregory estendeu a proposta da superfície de Coons de modo que cada um dos vetores tangentes cruzados associados às curvas de contorno possam ser especificados de forma independente. Chiyokura e Kimura (1983) aplicaram a mesma extensão à superfície cúbica de Bézier. A seguir discutiremos algumas das propriedades da superfície de Gregory na forma de superfície cúbica de Bézier. Como ilustrado na Figura 1, uma superfície de Gregory é definida por um conjunto de 20 pontos de controle  $P_{ijk}$  ( $i = 0, \dots, 3$ ,  $j = 0, \dots, 3$ ,  $k = 0, 1$ ). As equações da superfície de Gregory são as seguintes:

$$Q(u, v) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_i(u) \cdot B_j(v) \cdot Q_{ij}(u, v) \quad 0 \leq u, v \leq 1 \quad (1)$$

onde:

$$Q_{ij}(u, v) = P_{ij0} = P_{ij1} \quad (2)$$

Os pontos  $Q_{11}(u, v)$ ,  $Q_{12}(u, v)$ ,  $Q_{21}(u, v)$  e  $Q_{22}(u, v)$  são definidos por expressões especiais

$$\begin{aligned} Q_{11}(u, v) &= \frac{u \cdot P_{110} + v \cdot P_{111}}{u + v} \\ Q_{21}(u, v) &= \frac{(1-u) \cdot P_{210} + v \cdot P_{211}}{(1-u) + v} \\ Q_{12}(u, v) &= \frac{u \cdot P_{120} + (1-v) \cdot P_{121}}{u + (1-v)} \\ Q_{22}(u, v) &= \frac{(1-u) \cdot P_{220} + (1-v) \cdot P_{221}}{(1-u) + (1-v)} \end{aligned} \quad (3)$$

A superfície de Gregory pode ser degenerada para uma superfície de Bézier no caso em que os pontos internos de controle satisfizerem  $P_{ij0} = P_{ij1}$ . Também é possível determinar os quatro vetores tangentes cruzados às curvas de contorno, que serão especificadas de forma independente:

$$\begin{aligned} Q_v(u, 0) &= 3 \cdot \sum_{i=0}^3 B_i(u) (P_{i10} - P_{i00}) & Q_u(0, v) &= 3 \cdot \sum_{i=0}^3 B_i(v) (P_{1i0} - P_{0i1}) \\ Q_v(u, 1) &= 3 \cdot \sum_{i=0}^3 B_i(u) (P_{i30} - P_{i20}) & Q_u(1, v) &= 3 \cdot \sum_{i=0}^3 B_i(v) (P_{3i0} - P_{2i1}) \end{aligned} \quad (4)$$

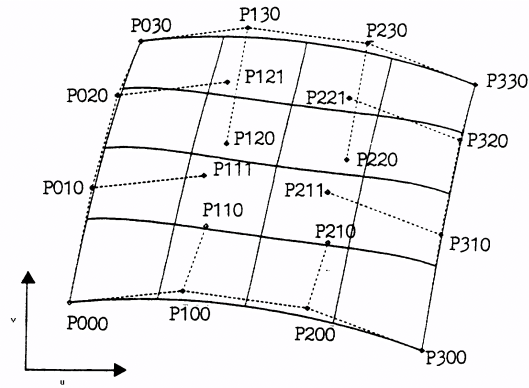


Figura 1. Superfície de Gregory.

### 3. ESTUDO DO PROBLEMA

Vamos definir o problema da determinação das curvas de intersecção entre superfícies da seguinte forma: dadas  $F(u, v)$  e  $G(s, t)$ , superfícies quaisquer parametrizadas no domínio  $[0, 1]^2$ , deseja-se obter os pares  $(u, v)$  e  $(s, t)$  tais que:

$$F(u, v) - G(s, t) = 0 \quad (5)$$

A expressão acima compreende, na verdade, um sistema de 3 equações (uma para cada coordenada do espaço) e 4 incógnitas, o que torna extremamente complexa uma solução direta e controlada para o mesmo. O conjunto solução pode consistir em nenhuma, uma ou mais curvas isoladas. Neste trabalho, para traçar as curvas de intersecção entre as superfícies, será utilizado o método da caminhada (Hu et al, 1997), que a partir do ponto inicial da curva de intersecção determina seus pontos seguintes, os quais satisfazem a equação (5), através de procedimentos numérico-geométricos.

Pelo método apresentado por Hu et al. (1997), podem-se encontrar pontos iniciais para as curvas abertas (aquelas cujos pontos inicial e final no espaço paramétrico são distintos – é interessante notar que estes pontos podem corresponder ao mesmo ponto no espaço tridimensional) pertencentes ao conjunto solução do problema. Para tal, iguala-se, em (5), cada parâmetro ( $u$ ,  $v$ ,  $s$  e  $t$ ) a zero e, depois, a um. Assim, após cada uma destas substituições, resta em (5) um sistema  $3 \times 3$  que pode ser resolvido diretamente, conforme será detalhado em seção à frente. Feito isto, tem-se os pontos das extremidades de todas as curvas abertas do conjunto solução, uma vez que as mesmas sempre começam e terminam nas bordas dos domínios paramétricos de uma das superfícies do par em questão.

Todavia, podem existir curvas de intersecção que sejam fechadas dentro do domínio paramétrico, de modo a não cruzarem as bordas dos mesmos. São os chamados laços de intersecção. Para traçar os laços, os mesmos devem ser quebrados em curvas abertas, identificando-se, então, os pontos das extremidades das mesmas. Mas para que eles possam ser quebrados, os laços devem ser, primeiro, detectados. Sedeborg et al. (1989) demonstram que se duas superfícies de continuidade ao menos  $C^1$  se interceptam ao longo de um laço, então existe uma reta perpendicular a ambas superfícies e que atravessa o interior desta curva. O par formado pelos pontos, um de cada superfície, nos quais esta reta se intercepta é chamado par de pontos com normais colineares. Ou seja, o vetor normal de uma superfície no primeiro ponto é colinear ao da outra superfície no segundo ponto. Neste caso, Sedeborg et al. (1989) demonstram que é necessário solucionar um sistema  $4 \times 4$  para determinarmos os

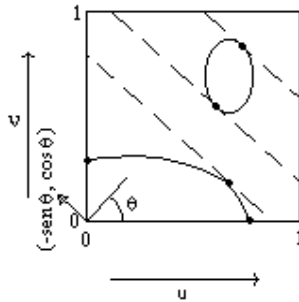


Figura 2. Exemplo de determinação dos pontos de virada das curvas de intersecção através das linhas de varredura.

pontos com normais colineares sobre cada domínio paramétrico. A partir de cada ponto encontrado, é possível subdividir sucessivamente o domínio paramétrico de modo a quebrar as curvas fechadas de intersecção em curvas abertas cujos pontos iniciais serão os pontos de cruzamento das mesmas com as bordas de cada novo subdomínio. Para o caso de superfícies de Gregory, não poderemos utilizar esta proposta, pois não existe algoritmo que permita subdividir o seu domínio paramétrico.

Grandine et al. (1997) apresentaram outra proposta para determinar os pontos iniciais das curvas fechadas de intersecção. Neste caso, faz-se uma varredura (no espaço paramétrico) com linhas paralelas inclinadas de  $\theta$  em relação à direção do parâmetro  $v$ , conforme ilustra a Figura 2. Desta forma, o vetor  $(-\text{sen}\theta, \text{cos}\theta)$  será paralelo às linhas de varredura, sendo  $0 \leq \theta \leq \pi/2$ . Isto permite determinar os pontos em que as curvas de intersecção fazem o retorno em relação às bordas, eles se caracterizam pelo fato de que a tangente à curva neste ponto é paralela à direção das linhas. Estes pontos são chamados por pontos de virada. No exemplo da Figura 2, mostra-se como as linhas de varredura irão encontrar os pontos de virada tanto das curvas abertas quanto dos laços de intersecção, detectando assim a presença destes últimos e fornecendo pontos iniciais para os mesmos. Conforme detalhado em Gradine et al. (1997), os pontos de virada são dados pelas soluções do seguinte sistema  $4 \times 4$ :

$$\begin{aligned} \mathbf{F}(u, v) - \mathbf{G}(s, t) &= 0 \\ (\mathbf{F}_u \text{sen}\theta - \mathbf{F}_v \text{cos}\theta) \circ \mathbf{G}_s \times \mathbf{G}_t &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Nota-se que o conjunto solução deste sistema deve conter também todos os pontos em que as curvas de intersecção se encontram, uma vez que as mesmas só se cruzam em pontos nos quais o gradiente desaparece - pontos críticos. Em última análise, a idéia principal deste método é encontrar pontos iniciais para cada curva do conjunto solução do problema de intersecção. Com isto, simplifica-se a solução em si, posto que se adiciona uma equação à expressão original do problema, com 3 equações e 4 incógnitas, originando um sistema  $4 \times 4$ . Assim, nota-se que devem ser escolhidos métodos numéricos adequados para resolver os sistemas de polinômios cujas soluções irão representar os pontos iniciais desejados. Para realizar tal tarefa, utiliza-se o método do poliedro projetado que será apresentado a seguir.

#### 4. RESOLVENDO SISTEMAS POLINÔMIAS PELO MÉTODO DO POLIEDRO PROJETADO

Resolver sistemas de polinômios significa, em termos algébricos, determinar todas as  $n$ -uplas  $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  de modo que

$$f_1(\mathbf{x}) = f_2(\mathbf{x}) = \dots = f_n(\mathbf{x}) = 0 \quad (7)$$

com  $x \in [0,1]^1$  e  $f_k$  sendo um polinômio com  $n$  variáveis. O método do poliedro projetado foi apresentado por Sherbrooke & Patrikalakis (1993). Este algoritmo baseia-se na idéia de converter cada polinômio  $f_i(x)$  em um polinômio equivalente em base de Bernstein. Neste sentido, é possível realizar uma analogia entre os sistemas polinomiais e a determinação da intersecção de curvas de Bézier pela intersecção dos *convex hulls* de seus pontos de controle. A seguir, apresentaremos uma descrição sucinta do algoritmo para facilitar a sua compreensão. Sua primeira etapa é transformar cada equação  $f_k$  para a base de Bernstein, o que significa:

$$f_k(\mathbf{x}) = \sum_{i_1=0}^{d_1^{(k)}} \sum_{i_2=0}^{d_2^{(k)}} \dots \sum_{i_n=0}^{d_n^{(k)}} [w_{i_1 i_2 \dots i_n}^{(k)}] \cdot B_{i_1}^{d_1^{(k)}}(x_1) \cdot B_{i_2}^{d_2^{(k)}}(x_2) \dots B_{i_n}^{d_n^{(k)}}(x_n) \quad (8)$$

onde  $d_i^{(k)}$  é o grau da variável  $x_i$  em  $f_k$ . Agora, vamos redefinir o problema da equação (7) como a tarefa de determinar a intersecção dos grafos<sup>2</sup> de cada  $f_k$  (cada grafo pode ser visto como uma hipersuperfície em  $\mathfrak{R}^{n+1}$ ) com o hiperplano  $x_{n+1} = 0$ . Cada grafo de  $f_k$  é dado por

$$\mathbf{F}_k(\mathbf{x}) = (x_1, x_2, \dots, x_n, f_k(\mathbf{x})) = (\mathbf{x}, f_k(\mathbf{x})) \quad (9)$$

Já que cada grafo  $\mathbf{F}_k$  também é uma hipersuperfície paramétrica, então é possível determinar os seus pontos de controle. Conseqüentemente, uma nova maneira de lidar com o problema de resolver o sistema da equação (7) seria determinar a intersecção entre as hipersuperfícies definidas por cada  $\mathbf{F}_k$ . Uma aproximação inicial para este problema seria determinar a intersecção entre os *convex hulls* que são formados pelos pontos de controle destas hipersuperfícies no espaço  $\mathfrak{R}^{n+1}$ . Além disto, é possível converter este problema de dimensão  $(n+1)$  em  $n$  problemas bidimensionais projetando-se os pontos de controle de cada  $\mathbf{F}_k$  em cada plano do espaço  $\mathfrak{R}^{n+1}$  formado pela coordenada relativa à variável  $x_i$  e pela última coordenada da equação (9), relacionada com a função original  $f_k$  (ou seja, um plano para cada variável do sistema inicial da equação (7)). Desta maneira, os pontos de controle de cada  $\mathbf{F}_k$  são projetados em  $n$  planos. É formado então, em cada plano, o *convex hull* bidimensional dos pontos de controle de cada  $\mathbf{F}_k$ . E dentro de cada plano, é determinada a intersecção entre todos os *convex hulls* com o segmento  $[0,1]$  (que está relacionado com o domínio da variável  $x_i$ ) da abscissa daquele plano. O resultado pode ser um segmento, um ponto ou nulo (pois todos os *convex hulls* projetados são polígonos convexos). Se for nulo, então não há nenhum valor para a variável deste plano que seja solução do sistema. Se o resultado é um ponto, seu valor (um real dentro de  $[0,1]$ ) é uma solução para a variável no sistema da equação (7). E se resultado é um segmento, então ainda é possível que haja um ou mais pontos de solução para aquela variável do sistema. Isto significa que, para cada variável

<sup>1</sup> ou qualquer outro domínio finito  $[a_i, b_i]$  o qual deve ser, então, mapeado no domínio  $[0,1]$  através da transformação de variáveis  $x'_i = a_i + x_i \cdot (b_i - a_i)$  em cada equação  $f_k$ .

<sup>2</sup> Seja  $f : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$  uma função de  $\mathbf{x}$ . Então, seu grafo é a função  $F : \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}^{n+1}$  definida por:  $F(\mathbf{x}) = (\mathbf{x}, f(\mathbf{x}))$ .

$x_i$ , nós teremos diminuído a faixa de busca por soluções do domínio completo da variável inicial  $[0,1]$  para um segmento  $[a_i, b_i]$ . Assim, pode-se reduzir o box de soluções do domínio inicial total  $[0,1]^n$  para o box formado pelos segmentos de intersecção encontrados:

$$S = [a_1, b_1] \times [a_2, b_2] \times \dots \times [a_n, b_n] \quad (10)$$

Neste ponto, para cada  $k$ , definimos uma nova função  $f'_k$  de modo que:

$$f'_k(\mathbf{x}) = f_k(a_1 + (b_1 - a_1) \cdot x_1, a_2 + (b_2 - a_2) \cdot x_2, \dots, a_n + (b_n - a_n) \cdot x_n) \quad (11)$$

Esta função será mapeada dentro do domínio  $[0,1]^n$  da mesma maneira que  $f_k$  era mapeada no domínio da equação (7). Este processo é então repetido iterativamente até que sejam encontrados boxes de solução (como os da equação (10)) com todos os lados pequenos bastante para que o box seja visto como raiz isolada para as variáveis do sistema. Em outras palavras: em  $S$  (equação (10)),  $\forall i$  tal que  $1 \leq i \leq n$ , deve ser verdadeiro que  $(b_i - a_i) \leq tol$ . Esta *tolerância* define a precisão das soluções. Entretanto, após ter processado a intersecção dos *convex hulls* dentro dos planos, é possível que o valor  $(b_i - a_i)$  de algumas variáveis em  $S$  (equação (10)) possa não ter diminuído significativamente de 1. Isto acontece quando há mais de uma solução no sistema da equação (7). Em tal caso, nós devemos dividir em dois o segmento da variável que não foi reduzida consideravelmente no passo anterior. A partir daqui, os dois boxes resultantes serão tratados como problemas independentes e separados.

## 5. METODOLOGIA ADOTADA

Este trabalho foi baseado no trabalho realizado por Faustini (1999) que determinava a curva de intersecção entre superfícies NURBS. Entretanto, esta primeira implementação solucionava apenas dois tipos de sistemas polinomiais: com três equações e três variáveis, e de quatro equações e quatro variáveis (que eram os tipos de sistemas presentes no problema em estudo). Ele utiliza uma implementação que fazia uso de números em ponto flutuante com dupla precisão e estava perdendo soluções, mesmo com sistemas de ordem relativamente baixa (potência 7). Portanto, desenvolveu-se uma nova implementação para o método do poliedro projetado. A seguir detalham-se os pontos principais da pesquisa:

- Adaptação do algoritmo do poliedro projetado para fazer uso da técnica de álgebra intervalar. É conhecido que a simples substituição do intervalo em algoritmos de ponto flutuante pode gerar como solução um intervalo exageradamente grande que não possui utilidade prática;
- Estudo do o algoritmo de conversão do polinômio em base de potência para base de Bernstein, que é uma possível fonte de imprecisão para o algoritmo do poliedro projetado;
- Estudo do algoritmo de conversão de variável, que em conjunto com o item anterior são as possíveis fontes de imprecisão para o algoritmo do poliedro projetado;
- O algoritmo da caminhada é o mesmo que o apresentado por Faustini (1999).

### 5.1. ARITMÉTICA INTERVALAR ARREDONDADA

A limitada representação inerente à representação interna dos computadores de ponto flutuante compromete os resultados na solução dos sistemas polinomiais representados pelas equações (6) e (5) (esta última quando uma das variáveis é feita igual a 1 ou 0). É preciso estar consciente de que qualquer seqüência de operações em um computador digital é

essencialmente equivalente a uma seqüência finita de manipulações em um conjunto discreto de pontos. Este problema pode ser solucionado substituindo a aritmética de ponto flutuante pela aritmética intervalar arredondada que assegura robustez numérica e fornece resultados com precisão confiável. O intervalo  $[a, b]$  é um conjunto de números reais definido por:

$$[a, b] = \{x \mid a \leq x \leq b\} \quad (12)$$

Onde as seguintes operações de aritmética intervalar são definidas:

$$\begin{aligned} [a, b] + [c, d] &= [a + c, b + d] \\ [a, b] - [c, d] &= [a - d, b - c] \\ [a, b] \cdot [c, d] &= [\min(a \cdot c, a \cdot d, b \cdot c, b \cdot d), \max(a \cdot c, a \cdot d, b \cdot c, b \cdot d)] \\ [a, b] / [c, d] &= [\min(a/c, a/d, b/c, b/d), \max(a/c, a/d, b/c, b/d)] \end{aligned} \quad (13)$$

Se a aritmética de ponto flutuante é utilizada para implementar estas operações de aritmética intervalar, então não é garantido que o arredondamento dos contornos esteja sendo realizado corretamente. A aritmética intervalar arredondada assegura que os contornos são determinados de modo a conter o intervalo exato, assim definimos as seguintes operações para álgebra intervalar arredondada:

$$\begin{aligned} [a, b] + [c, d] &= [a + c - \varepsilon_l, b + d + \varepsilon_u] \\ [a, b] - [c, d] &= [a - d - \varepsilon_l, b - c + \varepsilon_u] \\ [a, b] \cdot [c, d] &= [\min(a \cdot c, a \cdot d, b \cdot c, b \cdot d) - \varepsilon_l, \max(a \cdot c, a \cdot d, b \cdot c, b \cdot d) + \varepsilon_u] \\ [a, b] / [c, d] &= [\min(a/c, a/d, b/c, b/d) - \varepsilon_l, \max(a/c, a/d, b/c, b/d) + \varepsilon_u] \end{aligned} \quad (14)$$

Onde  $\varepsilon_l$  representa a diferença entre o número em ponto flutuante determinado e o número em ponto flutuante imediatamente inferior. O mesmo vale para  $\varepsilon_u$ , mas em relação ao número em ponto flutuante imediatamente superior. Uma maneira de determinar estes parâmetros é demonstrada em Abrams et al. (1998). Sabemos que a simples substituição das variáveis de ponto flutuante por variáveis de aritmética intervalar arredondada pode nos fornecer intervalos exageradamente grandes que não possuem utilidade prática. Entretanto, o algoritmo do poliedro projetado foi adaptado de forma eficiente, por ser um algoritmo de busca por intervalo. Assim, um intervalo  $[[a, b], [c, d]]$  da equação (5) que contém a solução pode ser reconfigurado para  $[[a, a], [d, d]]$ .

Quanto aos outros dois pontos principais de pesquisa, comparamos dois algoritmos para converter um polinômio em base de potência para base de Bernstein. O primeiro foi apresentado por Faustini (1999) que se utilizava de substituições sucessivas. O segundo algoritmo foi baseado na representação matricial para as superfícies de Bézier adotada por Yamaguchi (1988). A forma matricial foi utilizada para definir uma representação matricial  $n$ -dimensional. Devido às possibilidades da álgebra matricial, segundo a representação feita por Yamaguchi (1988), é possível converter um polinômio de duas variáveis em base de potência para a base de Bernstein diretamente. Para o caso de um polinômio com  $n$  variáveis foi utilizado um algoritmo para converter uma variável por vez para a base de Bernstein. O mesmo procedimento foi feito para implementar o algoritmo de conversão de variáveis. Definimos dois algoritmos: um direto e outro utilizando álgebra matricial. Como é de conhecimento da literatura, duas expressões algébricas distintas, mas equivalentes, produzem resultados distintos em aritmética intervalar arredondada. Entretanto, um dos pontos mais importantes é que os algoritmos definidos utilizando-se de álgebra matricial foram os que produziram um menor alargamento do intervalo e, simultaneamente, foram os mais velozes.

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho definimos um algoritmo para determinar a curva de intersecção entre duas superfícies de Gregory. Um dos grandes problemas para este tipo de superfície é que não existe algoritmo para subdividir o seu domínio paramétrico. Para isto, foi utilizada a proposta feita por Grandine (1997) para determinar pontos iniciais para um algoritmo de caminhada para traçar a curva de intersecção. A proposta de Grandine exige que um conjunto de sistemas polinômiais sejam solucionados, e para este fim adotamos o algoritmo do Poliedro Projetado. Entretanto, foi necessário realizarmos algumas adaptações ao algoritmo do Poliedro Projetado para que o sistema polinomial de grau 10 (mínimo) fosse solucionado e todas as soluções fossem encontradas. O sistema foi implementado em linguagem C++ utilizando o software Visual C++ 6.0.

## 7. AGRADECIMENTOS

O autor foi parcialmente suportado pelo CNPq – proc. 300.224/96-6. Este projeto foi suportado pela FAPESP – proc. 99/12447-0.

## 9. REFERÊNCIAS

- Abrams, S.L.; Cho, W.; Hu, C.Y.; Maekawa, T.; Patrikalakis, N.M.; Sherbrooke, E.C.; Ye, X., 1998, “Efficient and Reliable Methods for Rounded Interval Arithmetic”. Computer Aided Design, Vol. 30.
- Chiyokura, H; Kimura, F., 1983, “Design of Solids with Free Form Surfaces”. Computer Graphics. Vol. 17, N. 3, pp. 289-298.
- Faustini, M.C., 1999, “Proposta de Algoritmo para a Determinação da Intersecção entre Superfícies NURBS”. Dissertação de Mestrado. Dep. Eng. Mecânica da Escola Politécnica da USP.
- Grandine, T.A.; Klein, F.W., 1997, “A New Approach to the Surface Intersection Problem”. Computer Aided Geometric Design, N. 14, pp. 111-134.
- Hu, C.Y.; Maekawa, T.; Patrikalakis, N.M.; Ye, X., 1997, “Robust Interval Algorithms for Surface Intersections”. Computer Aided Design, Vol. 29, N. 9, pp. 617-627.
- Kriezis, A.G.; Patrikalakis, N.M.; Wolter, F.E., 1992, “Topological and Differential-Equation Methods for Surface Intersections”. Computer Aided Design, Vol. 24, N. 1, pp. 41-55.
- Lasser, D., 1986, “Intersection of Parametric Surfaces in the Bernstein-Bézier Representation”. Computer Aided Design, vol. 18, N. 4, pp. 186-192.
- Sedeborg, T.W.; Christiansen, H.N.; Katz, S., 1989, “An Improved Test for Closed Loops in Surface Intersections”. Computer Aided Design, Vol. 21, N. 8, pp. 505-508.
- Sherbrooke, E.C.; Patrikalakis, N.M., 1993, “Computation of the Solutions of Nonlinear Polynomial Systems”. Computer Aided Geometric Design, Vol. 21, N. 10, pp. 379-405.
- Wang, Y.; Gursoz, E.L.; Chen, J.M.; Prinz, F.B.; Patrikalakis, N.M., 1991, “Intersection of Parametric Surfaces for Next Generation of Geometric Modelers”. In Product Modeling for Computer Aided Design and Manufacturing. Elsevier Science Publishers B.V., New York, pp. 75-96.
- Yamaguchi, F., 1988, “Curves and Surfaces in Computer Aided Geometric Design”. Springer Verlag.



# CONVERSÃO DE ENTIDADES GEOMÉTRICAS DE CAD EM CÓDIGOS DE ACIONAMENTO DE MOTORES DE PASSO PARA PROGRAMAÇÃO DE MESAS DE COORDENADAS

**André Richetti**

**Alexandre Dias da Silva**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38.400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [arichett@mecanica.ufu.br](mailto:arichett@mecanica.ufu.br) ou [Adiass@ctlab.ufsm.br](mailto:Adiass@ctlab.ufsm.br)

## Resumo

No processo de soldagem ou corte de metais, operações com movimentos da ferramenta que envolvem geometrias compostas por segmentos de retas, arcos ou círculos, são possíveis de ser realizadas através da utilização de equipamentos com sistemas integrados de CAD/CAM. Porém, os altos custos para aquisição de tais sistemas inviabilizam a aplicação dos mesmos, principalmente para indústrias de pequeno e médio porte. Na tentativa de minimizar este problema, foi desenvolvido um protótipo de uma mesa de coordenadas XY com acionamento por motores de passo, destinada para aplicações em indústrias que demandam fabricação soldada automatizada. O objetivo deste trabalho é desenvolver um aplicativo para programar os movimentos dos eixos coordenados da mesa através de entidades geométricas definidas em um sistema CAD. Estudos de casos mostraram a viabilidade de desenvolvimento de funções específicas de CAM a partir de recursos disponíveis em sistemas CAD.

**Palavras-chave:** Mesa de coordenadas, Programação CN, Integração CAD/CAM.

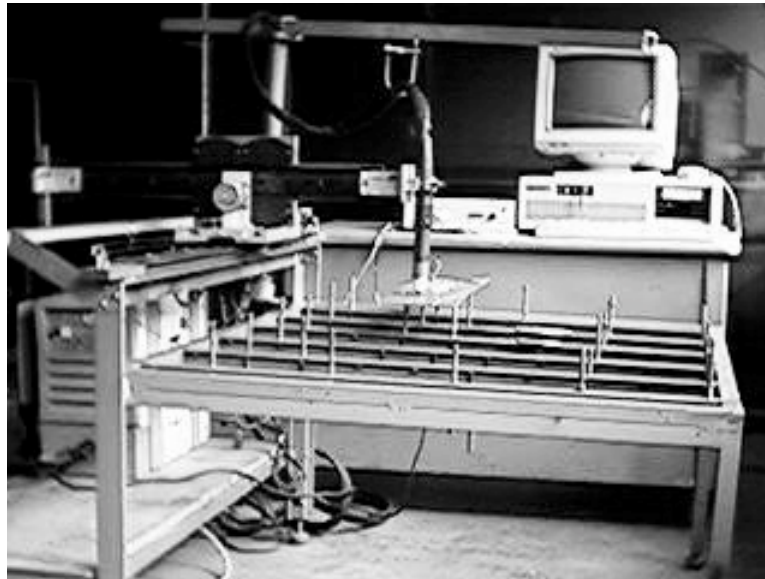
## 1. INTRODUÇÃO

A sobrevivência de uma empresa em um ambiente competitivo, como no caso de indústrias de fabricação em geral, é garantida principalmente pela produtividade e qualidade do produto final. Na maioria dos casos, estas características são conseguidas através de altos investimentos. Dentro deste aspecto, a prática mais eficiente é uma intervenção no processo produtivo, buscando a modernização do parque fabril ou a reciclagem dos equipamentos e procedimentos de fabricação.

A automatização dos processos de fabricação ganhou um impulso significativo com a adaptação de computadores ao meio produtivo – sistemas CAM (*Computer Aided Manufacturing* – Fabricação Assistida por Computador). Atualmente, existem no mercado uma grande variedade de equipamentos controlados diretamente por sistemas computacionais, dentre os quais, robôs e máquinas de comando numérico.

Considerando os elevados custos desses equipamentos, em muitos casos, busca-se o desenvolvimento de sistemas alternativos, de concepção simples e de baixo custo, o que propicia o desenvolvimento do processo produtivo em pequenas e médias empresas. A mesa de coordenadas apresentada em da Silva & Gadotti (1996), mostrada na Figura 1, é uma

máquina de comando numérico de dois eixos e foi desenvolvida para mostrar a viabilidade de construção desse tipo de equipamento.



**Figura 1-** Mesa de Coordenadas.

O protótipo da mesa de coordenadas XY é utilizado em soldagens automatizadas através dos processos TIG, MIG/MAG e Plasma. Nesta mesa, o controle de movimentos é executado através de um componente eletrônico (*driver*) que recebe como dado de entrada as coordenadas dos pontos dos deslocamentos desejados e gera como saída os respectivos pulsos aos motores de passo empregados para acionamento dos eixos (Vilela, 1999). Esse componente do sistema pode ser conectado a computadores tipo PC através da porta de comunicação paralela, para ler arquivos contendo valores das coordenadas programadas para deslocamentos da ferramenta de trabalho.

O sistema de controle realiza apenas interpolações lineares, ou seja, controla o acionamento simultâneo dos motores de cada eixo para que a trajetória resultante entre a posição atual da tocha de soldagem e o ponto programado se aproxime de uma linha reta, dentro da resolução do sistema. A técnica aplicada de interpolação linear é descrita por Ulsoy & DeVries (1987) e a forma de controle segue a lógica apresentada por da Silva & Cordeiro (1997). A frequência na geração dos pulsos é diretamente ajustável nesse dispositivo e define a velocidade de avanço na movimentação dos eixos coordenados.

Pacotes computacionais são oferecidos no mercado para auxiliar a operação de máquinas controladas numericamente, permitindo a execução de funções não disponíveis em seu sistema de programação. Entre outras funções, eles oferecem recursos para geração automática dos programas de movimentação dos eixos da máquina (Programa CN) através de geometrias definidas em sistemas CAD (*Computer Aided Design* – Projeto Auxiliado por Computador). Esse é um exemplo típico da chamada integração CAD/CAM. Entretanto, normalmente estes sistemas apresentam custos elevados, o que dificulta ou inviabiliza a aquisição destes por empresas que demandam processos automatizados.

O objetivo deste trabalho é desenvolver um aplicativo que permita transformar entidades geométricas definidas em um sistema CAD em pontos coordenados, os quais serão codificados para gerar os pulsos para os motores de passo que acionam os eixos da mesa. Com isso, a trajetória de soldagem pode ser obtida a partir de desenhos do CAD, localizando

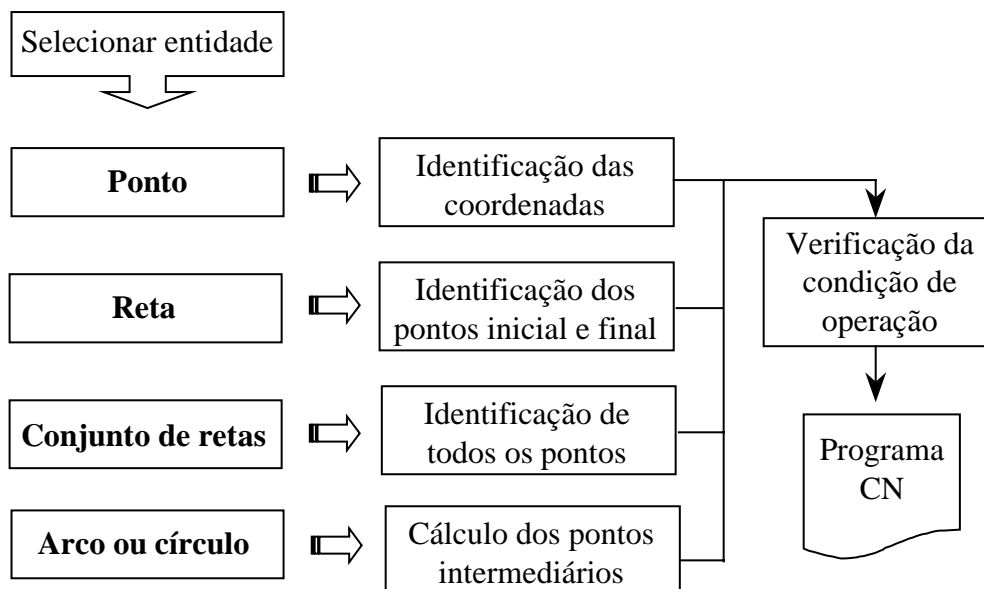
as posições de execução dos pontos ou dos cordões de solda. Os arquivos gerados têm o formato definido para a comunicação com os módulos de controle dos motores.

## 2. DESENVOLVIMENTO DO APLICATIVO

O aplicativo para movimentar a mesa se coordenadas XY (Figura 1), foi desenvolvido com base nas funções de um CAD comercial (Autodesk Inc., 1999), através de linguagem própria de programação (AutoLISP), conforme descrita por Kramer (1995). No caso específico da soldagem automatizada, o movimento da tocha pode ser simples ou composto, abrangendo geometrias tais como linhas, círculos, arcos ou ainda pontos, para o caso da soldagem a ponto.

O sistema permite ao usuário selecionar as entidades geométricas do desenho no CAD, cuja seqüência deve ser feita na ordem de execução dos movimentos. A entidade selecionada é então identificada e um arquivo de dados é gerado, com as coordenadas necessárias para que a mesa possa executar a operação correspondente à trajetória especificada pela entidade. Esse arquivo é denominado programa CN e contém todas as informações sobre as trajetórias e a seqüência programada para os movimentos da mesa.

Os tipos de entidades que podem ser reconhecidos são mostrados no fluxograma da Figura 2. Para selecionar uma entidade, o usuário posiciona o cursor gráfico sobre o elemento desejado. Para o caso de seleção de um ponto contido no desenho do CAD, basta extrair do banco de dados as respectivas coordenadas no plano XY. Uma linha reta selecionada no desenho corresponde a um deslocamento linear no programa de movimentos da mesa. Nesse caso, as coordenadas dos pontos extremos, inicial e final, são enviadas ao programa CN. A identificação do ponto de origem do movimento é feita no procedimento de seleção, ou seja, o início do movimento é o ponto extremo da entidade mais próximo do ponto de seleção.



**Figura 2-** Entidades geométricas selecionáveis.

Como um dos recursos de desenho do CAD é a criação de um conjunto de linhas retas adjacentes (*polyline*), foi necessário proporcionar ao sistema a identificação desse tipo de entidade. O sistema decompõe o conjunto de linhas retas nos respectivos segmentos e posteriormente trata-os de forma individual como retas.

Considerando que o controle (*drive*) dos motores de passo permite apenas a execução de movimentos lineares, arcos e círculos selecionados do desenho são decompostos em uma série de segmentos de retas, cujo comprimento (resolução) é definido pelo usuário. Nesse caso, as coordenadas a serem enviadas ao programa CN são os extremos desses segmentos. Para calcular esses pontos, considera-se inicialmente o comprimento do arco ou círculo selecionado. Posteriormente calcula-se o incremento angular correspondente a cada incremento linear em que o arco ou círculo deve ser subdividido (resolução). Com isso, as coordenadas de cada ponto são determinadas pelas expressões:

$$X = X_{centro} + (raio \times \cos \alpha)$$

$$Y = Y_{centro} + (raio \times \sin \alpha)$$

Para cada ponto em que foi subdividida a entidade, alfa é o ângulo entre esses pontos a partir do centro do arco ou círculo, medido em relação à direção positiva do eixo X. No algoritmo, o processo de iteração, para calcular todos os pontos, atualiza alfa pela adição ou subtração do incremento angular, de acordo com o sentido de deslocamento do movimento, ou seja, se no sentido horário ou anti-horário, respectivamente. A origem do movimento é identificada como descrito para retas.

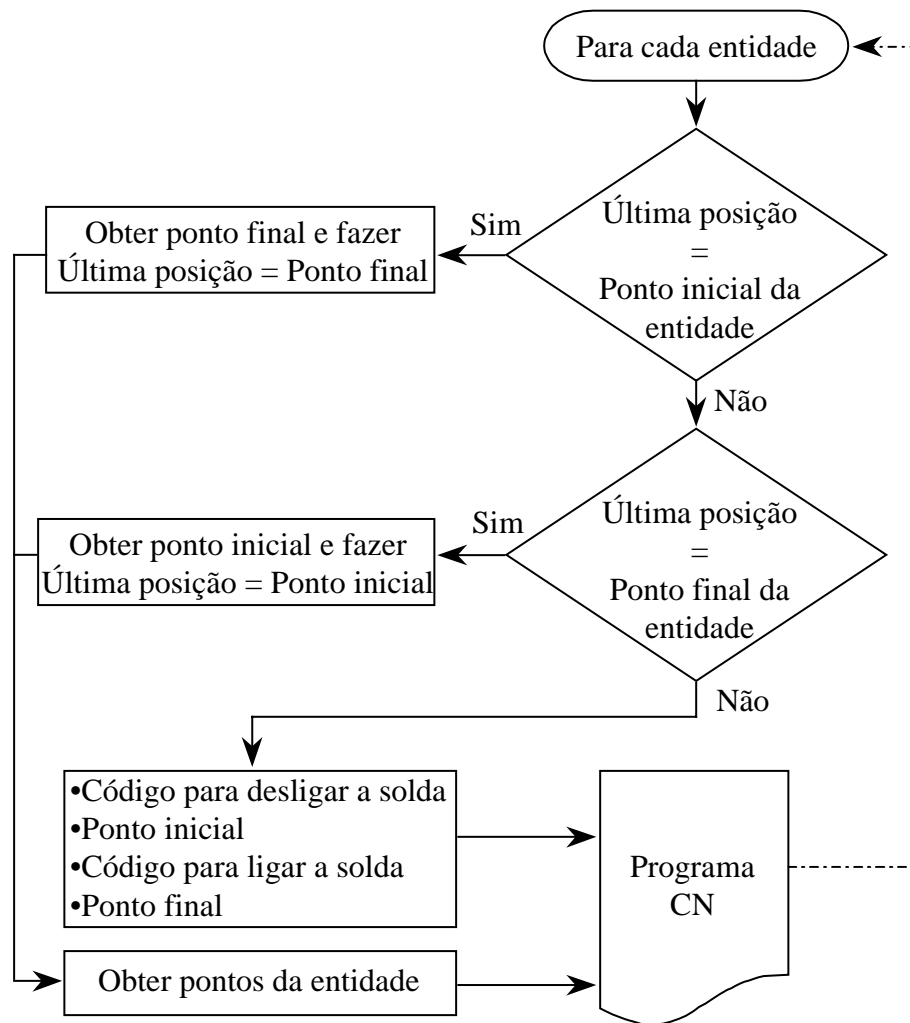
O procedimento para identificação do ponto de origem do movimento através do ponto de seleção da entidade foi proposto para dar maior flexibilidade ao usuário. Determinados sistemas comerciais utilizam um processo de otimização de percurso da ferramenta para o caso de trajetórias separadas. Entretanto, em muitos casos, os procedimentos de soldagem exigem que as soldas sejam depositadas de forma a reduzir o nível de distorção imposto pelo aquecimento da peça. Desta forma, há casos em que o movimento da tocha de soldagem pode não seguir uma trajetória de deslocamento otimizada, como é o caso de alguns tipos de soldas intermitentes. Como consequência disto, o usuário do sistema necessita ter um conhecimento prévio a respeito dos procedimentos de soldagem. No caso de trajetórias interligadas, o ponto de origem do movimento só é especificado na seleção da primeira trajetória, sendo a sequência do movimento automaticamente definida para as demais trajetórias.

Para qualquer entidade selecionada, antes de enviar os pontos coordenados para o programa CN, é necessário especificar a condição de operação, ou seja, se o movimento deve ser feito com o arco de solda ou corte ligado ou desligado. Isso depende de como os elementos foram desenhados no CAD e da sequência em que eles são selecionados. Se dois ou mais elementos são adjacentes no desenho e são selecionados em sequência, o arco deve ser mantido aberto durante a trajetória por eles composta. Por outro lado, se elementos selecionados em sequência não têm pontos comuns, o arco deve ser desligado durante o movimento que une a extremidade final de um movimento com a origem do outro.

O fluxograma da Figura 3 mostra o algoritmo desenvolvido para identificar a necessidade e inserir no programa CN o código de operação (L = liga ; D = desliga). A leitura desse código é feita pelo próprio circuito de controle dos motores, que envia o sinal correspondente à fonte de alimentação do equipamento de solda ou corte.

Através de uma variável de controle, o sistema memoriza o último ponto da última entidade processada. Quando na sequência da definição da trajetória, uma das extremidades da próxima entidade coincide com esse ponto, o arco elétrico deve continuar ligado e nenhum código (L ou D) é gerado. No caso em que a coincidência é com o ponto inicial do elemento geométrico, a variável de controle da última posição assumirá o conteúdo do seu ponto final, e vice-versa. Para a situação em que há descontinuidade na trajetória do processo, o código “D” para desligar o arco é enviado antes de passar as coordenadas do ponto inicial do movimento.

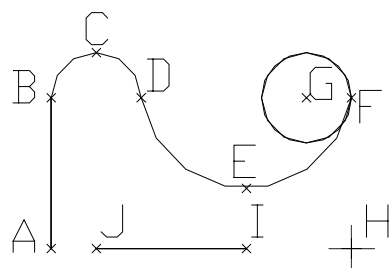
Na seqüência, o código “L” para novamente ligar o arco é gerado e finalmente os demais pontos da entidade são transmitidos para o arquivo do programa CN.



**Figura 3-** Condição de operação.

### 3. AVALIAÇÃO

A geometria mostrada na Figura 4 foi desenhada no CAD para avaliar o funcionamento do programa. O arquivo do programa CN gerado é apresentado de forma comentada na Figura 5. A seqüência de seleção das entidades foi: reta AB, com início em A (ponto de seleção mais próximo de A); arco BCD (interpolação circular no sentido horário); arco DEG (interpolação circular no sentido anti-horário); círculo com centro em G e raio GF (interpolação circular completa no sentido anti-horário); ponto H e reta IJ. A primeira linha do programa CN mostra que o movimento para o ponto A (coordenadas X=100; Y= 150mm) é realizado com o arco desligado. Os movimentos seguintes são arcos sucessivos (linhas 2 a 26), com resolução especificada em 10mm. Com a metodologia adotada para deslocamentos com interpolações circulares, a precisão do movimento depende da resolução adotada. No exemplo analisado, o valor selecionado desmembra os arcos em poucos segmentos de retas, apenas com o objetivo de gerar um arquivo com poucos pontos.



**Figura 4-** Exemplo de geometria.

1	100;150 D	ponto A (ponto inicial do movimento linear)
2	100;200 L	ponto B (ponto final do movimento linear)
3	104.39;210.61	ponto intermediário do arco sentido horário
4	115;215	ponto C (intermediário)
5	125.61;210.61	ponto intermediário do arco sentido horário
6	130;200	ponto D (final do arco)
7	132.91;190.43 L	ponto intermediário do arco sentido anti-horário
8	138.38;182.05 L	"
9	145.98;175.54 L	"
10	155.1;171.41 L	"
11	165;170 L	ponto E (intermediário)
12	174.9;171.41 L	"
13	184.02;175.54 L	"
14	191.62;182.05 L	"
15	197.09;190.43 L	"
16	200;200 L	ponto F (fim do arco sentido anti-horário)
17	200;200 L	ponto F (início do círculo)
18	196.49;209.64	ponto intermediário do círculo
19	187.6;214.77	"
20	177.5;212.99	"
21	170.9;205.13	"
22	170.9;194.87	"
23	177.5;187.01	"
24	187.6;185.23	"
25	196.49;190.36	"
26	200;200	ponto F (fim do círculo)
27	200;150 D	ponto H
28	L	
29	165;150 D	ponto I (ponto inicial do movimento linear)
30	115;150 L	ponto J (ponto final do movimento linear)
31	D	desliga arco

**Figura 5-** Programa CN comentado.

A linha 27 do programa CN contém o deslocamento até o ponto H. Nesse caso, junto com as coordenadas do ponto, é gerado o código “D” para desligar a fonte, pois a descontinuidade

da geometria é identificada pelo sistema. Após o posicionamento, a fonte é novamente ligada (linha 28). O deslocamento de H para I, para iniciar um novo cordão (reta IJ) também é feito com o arco desligado. Ao final do deslocamento IJ, o código “D” é novamente gerado (linha 31), visto que foi concluída a última entidade selecionada.

Os pontos do programa são obtidos na forma de um arquivo texto que pode ser armazenado em disco rígido ou disquete. Isso permite maior versatilidade de aplicação do sistema, visto que não há necessidade que o CAD aplicado esteja instalado no sistema computacional que controla os motores de passo que movimentam a mesa de coordenadas.

#### **4. CONCLUSÕES**

O trabalho desenvolvido mostra a viabilidade de aplicação de recursos disponíveis em sistemas CAD para gerar automaticamente o programa que define a geometria dos movimentos da ferramenta durante uma operação planejada. Dessa forma, pode-se optar pelo desenvolvimento de sistemas alternativos à aplicação de pacotes CAD/CAM comerciais, que exigiriam altos investimentos de implantação e manutenção, e que ainda seriam sub-utilizados se aplicados em equipamentos simples, como os desenvolvidos pelo próprio usuário.

Embora o trabalho tenha sido aplicado para conversão de elementos simples (retas, arcos e círculos), a técnica apresentada pode ser facilmente expandida para outras entidades possíveis de serem projetadas no CAD. Exemplo disso são funções contidas para criar linhas de formato livre, que permite ao usuário definir geometrias complexas e irregulares. Nesse caso, a implementação dessa facilidade exigiria apenas a conversão desse tipo de entidade num conjunto de segmentos de reta, de forma semelhante como apresentado na manipulação de linhas compostas.

Finalmente cabe salientar que o trabalho apresenta uma técnica que justifica a aplicação de computadores pessoais no desenvolvimento de equipamentos de comando numérico. Além de funções tradicionais do comando, como o gerenciamento de programas CN, módulos de integração CAD/CAM podem ser implementados conforme necessidades operacionais do sistema.

#### **5. REFERÊNCIAS**

Autodesk Inc., 1999, “AutoCAD Release 14 User’s Guide”.

da Silva, A.D., Gadotti, I., 1996, “Projeto e Desenvolvimento de Um Sistema CNC para Corte por Plasma”, XXII Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem - Blumenau – SC, Agosto.

da Silva, A.D. e Cordeiro, M. A., 1997, “An Algorithm for Linear Interpolation in CNC Applications”, The 13th ISPE/IEE International Conference on CAD/CAM, Robotics & Factories of the Future - Pereira – Colombia, Dezembro.

Kramer, W., 1995, “Programando em AutoLISP, Ed. Makron Books”.

Ulsoy, A. G. and DeVries, W. R., 1987, “Microcomputer Applications in Manufacturing”, John Wiley & Sons, Inc.

Vilela, M. S., 1999, “Sistema de Controle para Motores de Passo”, publicação interna do Laboratório para o Desenvolvimento de Processos de Soldagem - LAPROSOLDA/UFU.

# ASPECTOS RELEVANTES PARA A IMPLEMENTAÇÃO DE UM AMBIENTE COMPUTACIONAL CAD/CAPP/CAM ORIENTADO A PROCESSOS DE FURAÇÃO

**Alexandre Garcia Costa da Silva**

**Alberto José Álvares**

Universidade Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, GRACO - Grupo de Automação e Controle, 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail: [garcia@graco.unb.br](mailto:garcia@graco.unb.br)

## **Resumo**

Este trabalho apresenta os aspectos mais interessantes, dificuldades encontradas e soluções adotadas na implementação de um ambiente computacional CAD/CAPP/CAM (Projeto, Planejamento de Processo e Manufatura Auxiliados por Computador respectivamente), orientado aos processos de furação. O ambiente se utiliza da interface gráfica do software AutoCad e de sua linguagem de programação, a Autolisp, e busca também a aplicação do método generativo de planejamento de processo. Neste método, o computador define o sequenciamento de operações, melhor conjunto máquina-ferramenta e parâmetros de usinagem, tentando simular a capacidade decisória humana. São discutidas ainda as vantagens e desvantagens associadas à utilização do AutoCad/Autolisp, os métodos de seleção de parâmetros de usinagem, a forma adotada para o banco de dados de ferramentas e, por fim, as instabilidades inerentes ao algoritmo de ordenamento de entidades.

**Palavras-chave:** CAPP, CIM, Automação

## **1. INTRODUÇÃO**

O progresso tecnológico, experimentado pela humanidade nos últimos anos, tem permitido ao homem superar seus limites dia após dia. A possibilidade de projetar, simular e construir um produto através do computador fez com que cada vez mais pessoas se dedicassem ao cumprimento desta tarefa.

Na abordagem da CIM (*Computer Integrated Manufacturing* ou Manufatura Integrada por Computador) o objetivo é integrar, através dos computadores, todas as áreas de uma empresa, desde a produção até a administração, oferecendo maior coalisão entre seus diversos departamentos. Desta maneira consegue-se otimizar os processos envolvidos já que todas as áreas da empresa têm acesso às informações de produção

Em trabalho recente, Ferreira *et al* (1999) afirma que uma das etapas da produção que requer maior tempo de dedicação é o planejamento de processo. Nele são tomadas decisões como a seleção do melhor conjunto máquina-ferramenta, dispositivos de fixação e sequenciamento de operações. Segundo Normann & Rosa (1989), é nesta etapa também que se decide os parâmetros de usinagem adequados à confecção da peça

Desta maneira, a geração automática do planejamento de processo através do CAPP (Planejamento de Processo Auxiliado por Computador) é desejável, e sua integração com as demais tecnologias da CIM (especialmente com o projeto e a manufatura – CAD/CAM) se torna uma combinação ideal para atingir as metas pretendidas.



## 2. O PLANEJAMENTO DE PROCESSO AUXILIADO POR COMPUTADOR

De acordo com o que foi dito, o planejamento de processo auxiliado por computador é capaz de resolver ou, ao menos, diminuir o problema do excesso de esforços despendidos durante o processo de produção. Chang (1985) define o planejamento de processo como a tecnologia que estabelece os processos e parâmetros que serão usados na conversão da matéria prima em peça acabada, de acordo com um projeto mecânico.

O CAPP é considerado ainda por Álvares (1997) como a chave de ligação entre o projeto e a manufatura, podendo conferir ao sistema um alto grau de automatização, sem a qual cada tecnologia funcionaria como uma ilha isolada.

Existem três formas tradicionais de implementação de planejamento de processo sendo elas a variante, a generativa e a híbrida.

A forma variante se aproveita da semelhança geométrica ou de processos de fabricação que envolvem uma peça. Seguindo estes critérios, as peças são separadas em famílias (Tecnologia de Grupo – GT) cujo plano de processo padrão será recuperado e adaptado para a criação do sequenciamento de operações de uma peça semelhante.

Já na forma generativa, cada peça é tratada como sendo única não havendo, portanto a necessidade de criação e codificação de famílias. Allen (1989) descreve o CAPP generativo como a rápida criação de planos de processo através de uma série de algoritmos pré-definidos. Zdeblick (1989) adota uma abordagem diferente, definindo-o como um sistema de computação inteligente que capturou as habilidades lógicas e decisórias dos planejadores experientes.

A forma híbrida é a combinação entre as duas anteriores, aproveitando as vantagens apresentadas por ambas e constituindo-se em uma maneira barata, flexível e de fácil implementação.

A escolha da forma de implementação de CAPP depende da variedade de peças produzidas pela empresa, conforme explica Nolen (1989). Se for possível caracterizar um grupo estreito e coeso de peças, cujos elementos e combinações podem ser processados por um grupo finito de regras de decisão, então se aplica o CAPP generativo. Se, ao contrário, o grupo de peças é excessivamente variado, adota-se a forma variante.

Um dos grandes problemas na utilização da forma generativa é a variedade de processos e geometrias que podem ser utilizados. O processo de furação favorece a aplicação desta abordagem já que seu tratamento é de razoável facilidade.

## 3. A INTEGRAÇÃO CAD, CAPP E CAM: SOLUÇÕES CLÁSSICAS ADOTADAS

A integração entre as tecnologias da CIM é a primeira das grandes dificuldades a serem superadas no desenvolvimento de ambientes integrados. Desde que foram desenvolvidas separadamente e em diferentes épocas, cada qual apresenta seus próprios padrões e estágios de implementação, que muitas vezes são incompatíveis.

Para algumas destas tecnologias, entretanto, já existem soluções comerciais como o software *SmartCam*, que efetivou a integração CAD/CAM.

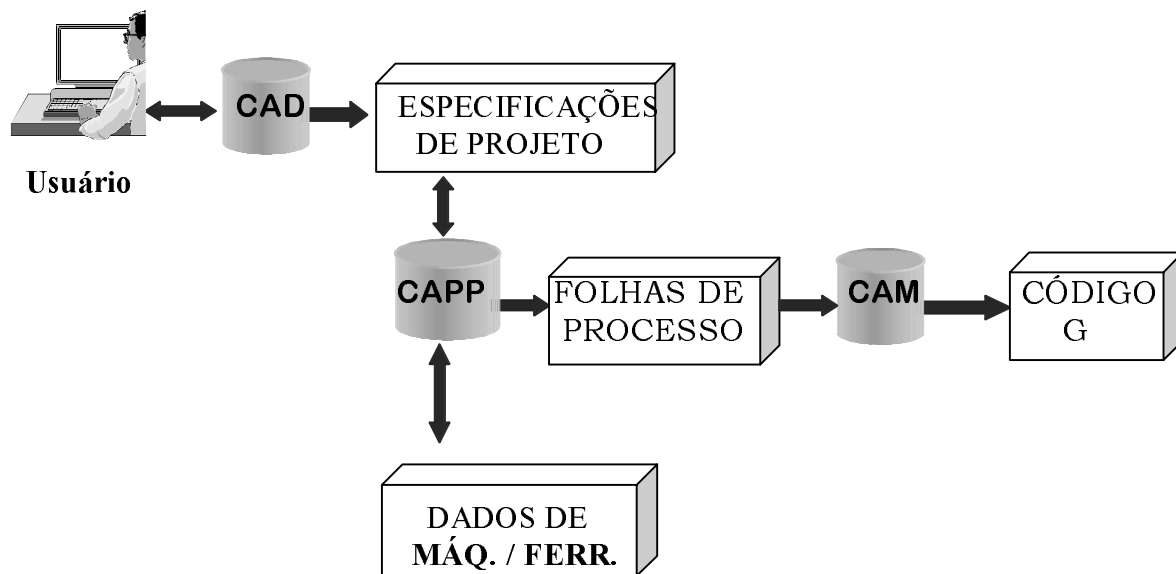
Um dos fatos que interfere na união do CAPP a estas outras duas tecnologias é o tratamento dado a um desenho pelo CAD. Estes aplicativos tratam o desenho como um conjunto de entidades geométricas que são descritas parametricamente. Esta abordagem é eficiente para o CAD, mas não para o CAPP. O planejamento de processo exige que sejam dadas a ele informações tecnológicas além das geométricas já existentes.

Normann & Rosa (1989) sugeriram como solução para este problema a criação, dentro do ambiente CAD, de um "sub-ambiente" capaz de adicionar as informações necessárias.

A passagem de dados tecnológicos para entidades geométricas entra no conceito de *features*. Segundo Silva & Batocchio (1997) *features* são entidades geométricas definidas, que carregam consigo, além de seus parâmetros dimensionais, informações consistentes sobre o objeto que se está modelando. Assim, conforme Silva *et al.* (1997), para definir um furo, um bloco de informações deve ser adicionado no CAD, contendo dados referentes à fabricação daquele furo.

Neste contexto, a solução clássica para este problema seria a utilização de *features* para a criação das entidades compostas no ambiente CAD, exportação destas entidades utilizando um padrão (IGES por exemplo), criação de um banco de dados relacional contendo os dados de ferramenta e condições de usinagem e, por fim, gerar o código de controle numérico.

Uma abordagem para o funcionamento do ambiente pode ser vista na figura 1.



**Figura 1.** Proposta de funcionamento do ambiente CAD/CAPP/CAM.

#### 4. METODOLOGIA ADOTADA NO NOVO AMBIENTE

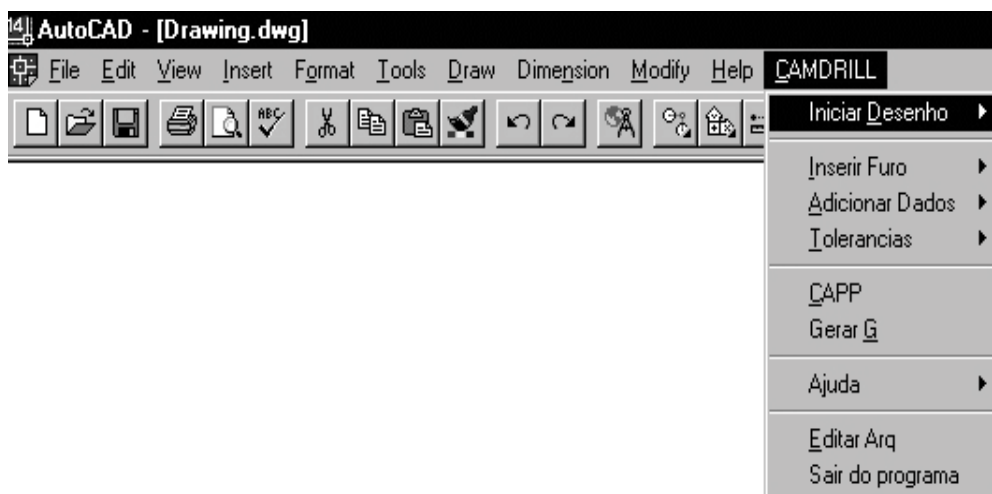
Para viabilizar a integração entre estas três tecnologias da CIM foi desenvolvido um aplicativo, denominado CAMdrill, cujos aspectos de implementação bem como as dificuldades encontradas para tanto serão discutidas a seguir.

Em virtude da existência de poderosos *softwares* comerciais de CAD, não há sentido em iniciar o desenvolvimento de um aplicativo CAD/CAPP/CAM partindo desde o princípio. Pode-se utilizar uma interface gráfica, poderosa e comercial já desenvolvida, adaptando-a às novas necessidades. O AutoCad, da Autodesk é um forte candidato a este tipo de aplicação em virtude de possuir estrutura semi-aberta e linguagem de programação própria, a Autolisp. Sua flexibilidade permite a criação de menus, barras de ferramentas, novos comandos ou ainda um novo ambiente, especialmente desenvolvido para uma determinada finalidade.

No caso do aplicativo desenvolvido buscou-se manter as características originais do AutoCad, evitando a criação de um novo ambiente. Porém, para facilitar a interface com o usuário optou-se pela utilização de um menu em detrimento da criação de comandos simples.

O novo menu criado pode ser observado na figura 2.

O novo "ambiente" precisa combinar as informações geométricas com informações de fabricação. O AutoCad apresenta um recurso bastante interessante que é a utilização do campo de dados estendidos das entidades.

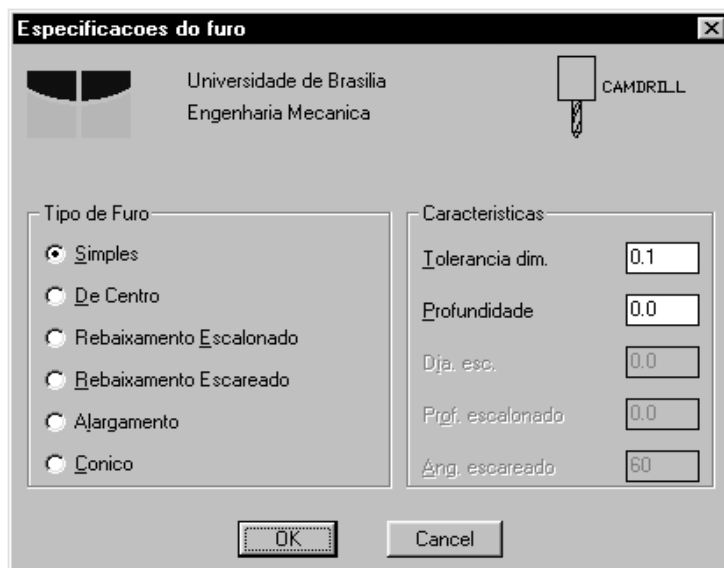


**Figura 2.** Menu criado para abrigar as novas funções.

O campo de dados estendidos é uma abertura proposital, deixada na descrição de cada entidade, para que o usuário ou outros recursos do próprio AutoCad insiram informações que normalmente não fazem parte da descrição geométrica destas entidades. Isso as torna *features*.

Um exemplo de utilização deste campo é o módulo de renderização do AutoCad. A utilização dos dados estendidos com a finalidade almejada neste trabalho já foi utilizada por Silva *et al.*(1997).

Visando manter a interface amigável com usuário, adotou-se a utilização de caixas de diálogo para comunicação. Um exemplo destas caixas pode ser observado na figura 3. A caixa da figura 2 requer ao usuário que informe o tipo de furo e sua tolerância dimensional.



**Figura 3.** Caixa de diálogo padrão.

Depois de inseridas as informações necessárias a cada entidade, deve-se escolher entre dois possíveis caminhos: permanecer na interface do AutoCad, utilizando a Autolisp, ou exportar o desenho através do padrão.DXF e utilizar uma nova linguagem de programação para interpretar o arquivo, efetuar o planejamento de processo e gerar o código G (linguagem

de programação das máquinas de comando numérico computadorizado - CNC).

Novamente buscando manter o ambiente transparente ao usuário, CAMdrill permanece na interface do AutoCad e efetua o planejamento de processo e a geração do código utilizando a Autolisp.

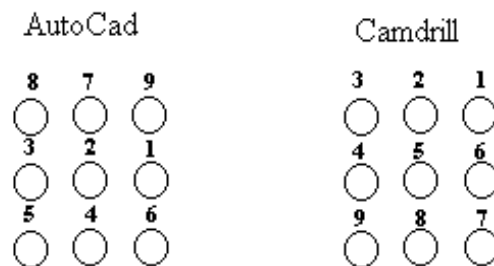
Existe alguma desvantagem em adotar esta opção visto que a Autolisp é voltado para o controle de ações típicas do AutoCad e, desta maneira, torna complicadas determinadas tarefas que seriam facilmente desenvolvidas por outras linguagens de programação. Exemplos claros disto são o ordenamento das entidades e o desenvolvimento das caixas de diálogo.

Na maioria das linguagens de programação, um problema frequentemente encontrado como a classificação de números em ordem crescente, possui solução simples e a presença de números repetidos não costuma prejudicar a obtenção dos resultados. Supondo que estes números representem diâmetros de furos, a Autolisp trata um diâmetro repetido como sendo o primeiro furo encontrado com tal diâmetro. Assim, ao deparar-se com 5 furos de 10 mm, por exemplo, o ordenamento fornecido pela Autolisp voltaria 5 cópias do primeiro furo desta dimensão.

Para solucionar este problema, o ordenamento por diâmetros na Autolisp deve ser vinculado ao número da entidade correspondente, provocando a dificuldade citada.

O método de ordenamento das entidades é um outro ponto de discussão muito importante.

O AutoCad utiliza um ordenamento interno de entidades, à medida que são desenhadas, que não é interessante para o planejamento de processo. Quando se desenha, por exemplo, uma matriz quadrada de furos 3x3, as nove entidades são armazenadas em seu banco de dados de entidades e disponibilizadas para edição. Quando estas mesmas nove entidades são escolhidas pelo usuário em uma seleção e apagadas na ordem em que foram organizadas, observa-se o ocorrido na figura 4.



**Figura 4.** Ordenamento de entidades pelo AutoCad e por CAMdrill.

Em virtude disso, novas funções de desenho foram criadas para realizar o pré-ordenamento das entidades. Ao desenhar a mesma matriz através de CAMdrill, o usuário obterá a segunda ordem exposta na figura 4. Sendo assim, ao mesmo tempo em que os grupos de entidades são inseridos no desenho, o ordenamento dos mesmos é realizado, facilitando o tratamento a ser dado pelo CAPP.

Infelizmente, esta abordagem traz consigo um fato desagradável que é a impossibilidade de tratar adequadamente desenhos já prontos, que não tenham sido feitos sob o novo ambiente. A utilização destes resulta na geração de um planejamento de processo com caminho de ferramenta não otimizado.

Outra desvantagem é que o pré-ordenamento dificulta o tratamento posterior a ser dado às entidades (pré-furação, etc.) inserindo instabilidades no algoritmo de planejamento de processo.

Utilizando o pré-ordenamento, os furos que foram inseridos dentro de um grupo já se encontram em ordem de fabricação. Os demais furos, feitos separadamente, passam por um

algoritmo de ordenamento segundo a menor distância relativa entre os mesmos. Após o ordenamento de entidades, o CAPP verificará as melhores condições de usinagem a serem adotadas na fabricação dos furos.

O formato do banco de dados de ferramentas e dados de usinagem é outro aspecto que merece especial atenção. Uma das formas sugeridas como solução clássica consiste em usar um banco de dados relacional do tipo SQL e a intenção inicial de CAMdrill era adotar as ferramentas oferecidas pelo AutoCad, no caso o banco de dados DB3. Entretanto, ao longo de seu desenvolvimento as limitações de tempo e recursos sugeriram uma nova abordagem para este tópico. O banco de dados desenvolvido é baseado em arquivos texto ascii e contém o número de classificação de ferramenta, seu diâmetro nominal e a tolerância dimensional que a mesma é capaz de atingir.

Com isso, limitou-se bastante a quantidade de informações disponíveis e tornou-se mais fácil à implementação. A pesquisa de informações é simples e baseada no processo de furação utilizado. Conforme o processo, é feita uma busca nas ferramentas correspondentes até que se encontre uma com diâmetro equivalente.

Segundo Ferreira (1999), os parâmetros de usinagem podem ser retirados de manuais de fabricantes, da utilização de métodos de otimização ou ainda através da criação de regras de decisão para uma usinagem eficiente.

CAMdrill utiliza dados retirados do manual de fabricante (Manual Técnico de Ferramentas da SKF – 1987) e utiliza as equações sugeridas nele para o cálculo das condições de usinagem. Em sua maioria, as equações são as mesmas utilizadas na tecnologia de fabricação, contendo parâmetros de correção para determinadas situações. Além disso, algumas regras de decisão foram seguidas para tratar adequadamente furos profundos e entidades que necessitem de pré-furação.

Os resultados fornecidos pelo novo ambiente são dois arquivos texto, contendo o planejamento de processo e o código G gerado para a fabricação da peça. Os nomes dos arquivos são escolhidos pelo usuário como pode ser visto na caixa de diálogo exposta na figura 5. Também é solicitado a ele que informe um ponto de troca de ferramentas (que depende da máquina de comando numérico que está sendo utilizada).

A caixa de diálogo intitulada "Especificacoes da peça" possui o seguinte layout:

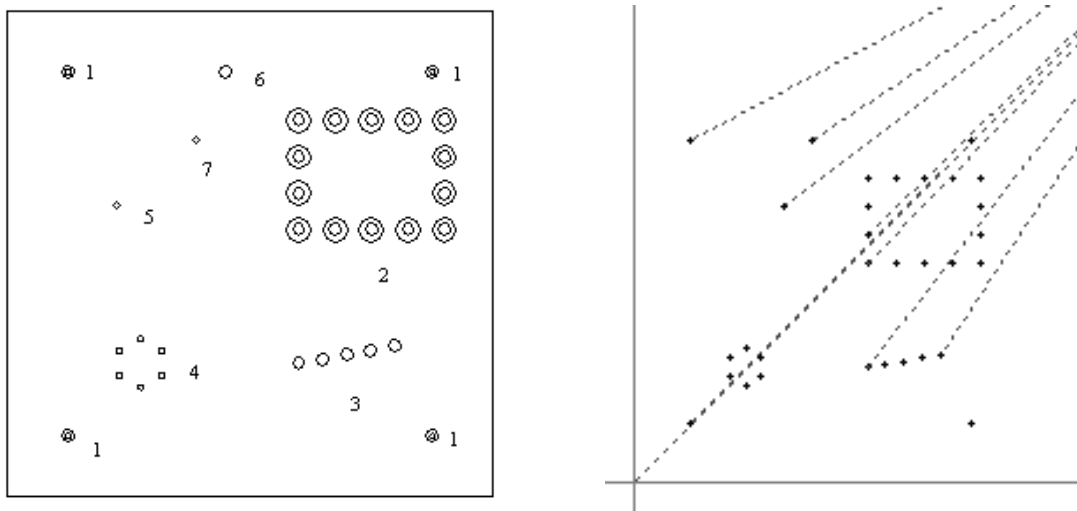
- Logotipo da Universidade de Brasília e Engenharia Mecânica.
- Logotipo do CAMDRILL.
- Seção "Nome dos Arquivos de Saída" com dois campos de entrada: "Planejamento de Processo" e "Código G".
- Seção "Ponto de Troca de Ferramenta" com campos de entrada para as coordenadas x, y e z, todos com o valor "0.0".
- Botões "OK" e "Cancel" na base.

**Figura 5.** Caixa de diálogo solicitando o nome dos arquivos de saída.

Para verificar o funcionamento do ambiente, uma peça teste foi desenhada e seu código G simulado. A peça exemplo e o resultado da simulação podem ser vistos na figura 6.

Na peça exemplo foram utilizados os seguintes furos:

- 1) Matriz retangular de furos com diâmetro 5 mm, profundidade de 10 mm, escalonados com diâmetro 10 mm e profundidade de escalonamento 5 mm;
- 2) Matriz retangular vazada de furos com 10 mm de diâmetro, profundidade de 20 mm, escareados com diâmetro de 12 mm, 60°;
- 3) Vetor diagonal de furos a 10°, 10 mm de diâmetro, profundidade 20 mm com alargamento;
- 4) Matriz polar de furos simples com 5 mm de diâmetro e 10 mm de profundidade;
- 5) Furo unitário de centro com 5 mm de diâmetro e 5 mm de profundidade;
- 6) Furo unitário alargado com 10 mm de diâmetro e 10 mm de profundidade;
- 7) Furo unitário simples com 5 mm de diâmetro e 30 mm de profundidade.



**Figura 6.** Peça exemplo e respectivo resultado de simulação.

Nota-se, na figura 6, que o caminho de ferramenta sai da tela do computador às vezes. Isso ocorre porque o ponto de troca de ferramenta sugerido na simulação foi nas coordenadas (700 700,700). Verifica-se também que o furo de número 5 não foi fabricado. Quando a tolerância exigida pelo usuário é menor do que a que é possível obter com o conjunto máquina-ferramenta adotado, CAMdrill sugere, na folha de plano de processo, que este furo seja realizado em separado dos demais e não o inclui no código G. O furo 7 possui características de furação profunda e, por isso, é utilizado o ciclo G82 para sua fabricação.

Um último tópico que sugere discussão é o código G em si. Criado com o objetivo de ser o mais abrangente possível, tornou-se tão abrangente que existem versões incompatíveis entre si. Talvez haja então, dependendo do conjunto máquina ferramenta a ser utilizado, a necessidade de promover algumas adaptações no código gerado, para que este trabalhe adequadamente.

## 5. CONCLUSÕES

O novo ambiente criado mostrou-se capaz de efetivar satisfatoriamente a integração CAD/CAPP/CAM. É possível, através dele, trabalhar alguns dos principais processos de furação de maneira amigável ao usuário e também transparente, à medida que funciona inteiramente sob o ambiente do AutoCad.

O sistema CAMdrill também promove tratamento adequado a situações comuns do planejamento de processo de furação como a confecção de furos profundos e a pré-furação de entidades.

O conceito de *features* aliado à utilização da área de dados estendidos das entidades mostrou-se uma excelente solução para aplicações deste tipo já que confere ao sistema bastante flexibilidade. Isto pode ser demonstrado em fatos como a possibilidade de substituir os dados das entidades em qualquer momento e, caso o usuário exporte as entidades para tratamento posterior, os dados permanecem junto ao desenho e às respectivas entidades.

Isto também sugere que a utilização de um sistema CAD semi-aberto como o AutoCad é aconselhável. O CAD é a base para a integração entre as tecnologias CIM porque é dele que partem as principais informações que serão utilizadas. A manipulação destas informações e sua disponibilização para as outras tecnologias constituem a chave para a integração.

Apesar da utilização de um banco de dados extremamente limitado e aplicação sobre um único tipo de processo de fabricação, a implementação do CAPP generativo mostrou-se válida e aplicável em ambientes industriais.

A metodologia de pré-ordenamento adotada não é aconselhável. Embora tenha cumprido os objetivos propostos, o pré-ordenamento dificulta o tratamento posterior da entidade limitando a liberdade do usuário quer seja pela impossibilidade de utilização de desenhos antigos ou pela inserção de instabilidades no sistema em determinadas situações.

Enfim, conclui-se com este trabalho que é viável a integração CAD/CAPP/CAM, utilizando o método generativo de planejamento de processo, ao menos para os processos de furação.

## 6. REFERÊNCIAS

- Allen, Dell K., 1989, "An Introduction to Automated Process Planning", B. Young University.
- Álvares, Alberto J. e outros, 1991, "CIM – Computer Integrated Manufacturing, Aspectos Relevantes Para sua Implantação - Parte I", CERTI, Santa Catarina.
- Chang, T.C. e Wysk, R.A., 1985, "An Introduction to Automated Process Planning Systems", Prentice-Hall Inc., New Jersey.
- Ferreira, J.C.E. e outros, janeiro de 1999, "Parâmetros de Usinagem e Geração do Programa NC em CAD/ CAPP/CAM", Revista Máquinas e Metais, pp. 54-63.
- Nolen, James, 1989, "Computer-Automated Process Planning For Word-Class Manufacturing", Marcel Dekker, New York, 434p.
- Normann, A. e Rosa, J.M.D. , julho de 1989, "O Processo de Furação é Otimizado Pelo CAPP", Revista Máquinas e Metais, nº 282, ano XXV.
- Silva, A. D. e outros, 1997, "Aplicação de um Sistema CAD Para Geração e Simulação de Programas Para CNC", Universidade Federal de Uberlândia.
- Silva, N.A. e Batocchio, A. , dezembro de 1997, "O Modelamento Baseado em Features Leva à Integração Entre Projeto e Manufatura", Revista Máquinas e Metais.
- Zdeblick, W. J., 1989, "Planejamento de Processo Com Auxílio do Computador", revista Commline.

# **AUMENTO DO EFEITO ESTUFA ATRAVÉS DO USO DE FILMES EM SUPERFÍCIES DE VIDRO**

**Silvio Romero de Melo**  
**Manoel Leonel de Oliveira Neto**  
**George Santos Marinho**

Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica – CT – UFRN  
Campus Universitário – Natal RN – 59072-970  
E-mail: silvio@dem.ufrn.br

## **RESUMO**

Foram realizados experimentos para verificação da variação da temperatura do interior de uma câmara hermeticamente fechada, dotada de cobertura de vidro e submetida à radiação proveniente de uma fonte térmica utilizada para simular o fluxo de energia solar. Três tipos de filme (película) de filtração da radiação solar, com diferentes índices de opacidade, foram analisados. Em cada caso, compararam-se as temperaturas atingidas na câmara com aquela obtida na situação da cobertura sem filme. Empregando materiais de baixo custo e instrumentação comum a qualquer laboratório de ensino e pesquisa, foi possível estabelecer uma metodologia simples para verificação da influência do uso de filmes em superfícies de vidro na temperatura do interior de uma câmara. A análise permitiu demonstrar o aumento do efeito estufa devido ao uso de filme, resultado que pode ser estendido ao aumento do rendimento térmico de coletores solares planos.

**Palavras-chave:** Radiação térmica, efeito estufa, filme, película.



## 1. INTRODUÇÃO

Entre os parâmetros que influenciam o rendimento térmico de coletores solares, destacam-se: a geometria, o tipo de material e acabamento da superfície de absorção, o ângulo de inclinação em relação à fonte, o espaçamento da cavidade, o fator de correção devido à deposição de poeira, o tipo e o número de lâminas de vidro (Garg, 1978).

A cobertura de um coletor solar deve, ao mesmo tempo, permitir a passagem da maior quantidade possível de radiação térmica incidente e minimizar a perda de calor refletido e emitido pela superfície de absorção, caracterizando o denominado efeito estufa. Devido às suas características intrínsecas, tais como: alta transmissividade, resistência às intempéries, baixo custo e fácil reposição, o vidro transparente é o melhor material atualmente disponível para uso como cobertura de coletores solares (Mesquita & Trindade, 1996).

Várias técnicas para aumentar a eficiência de coletores solares do tipo placa plana têm sido investigadas. Saboya & Saboya (1996) demonstraram que a adição de aletas à superfície de absorção permite minimizar as perdas de calor por convecção e radiação, já que as aletas retêm parte da energia que seria liberada por convecção para o ar no interior da cavidade.

Tanaka (1980) descreve os efeitos da deposição de filmes metálicos na face interna do envelope de vidro que envolve a superfície de absorção de coletores concentradores, mostrando que, para o intervalo de comprimento de onda da radiação solar, o aumento da espessura do filme provoca uma diminuição na transmissividade ao mesmo tempo em que aumenta a refletividade na região infra-vermelho.

O uso de material isolante transparente (MIT) acoplado à superfície refletora possibilita o aumento da eficiência de captação de radiação térmica e, conseqüentemente, o aumento da temperatura no interior do coletor. Além disso, o uso de MIT implica em menor complexidade e custo inferior em comparação às técnicas de uso de superfícies seletivas e/ou tubos evacuados. Entretanto, a viabilidade do uso de MIT depende do equacionamento entre o ganho obtido com a redução das perdas térmicas pelo coletor e a perda devido à atenuação da radiação pela cobertura (Leite *et al.*, 1996).

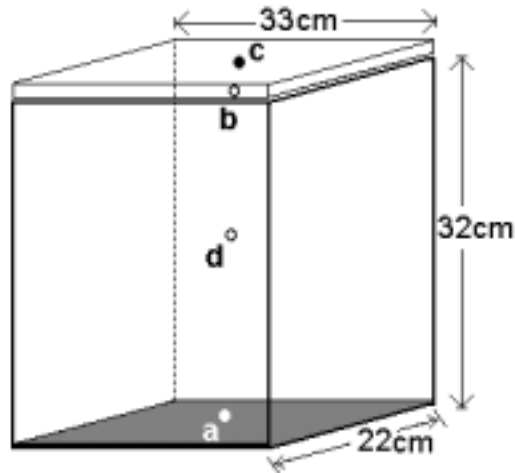
O presente trabalho trata da análise da influência do uso de películas em superfícies de vidro no aumento da temperatura do ar no interior de uma câmara hermeticamente fechada submetida à radiação proveniente de uma fonte térmica.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

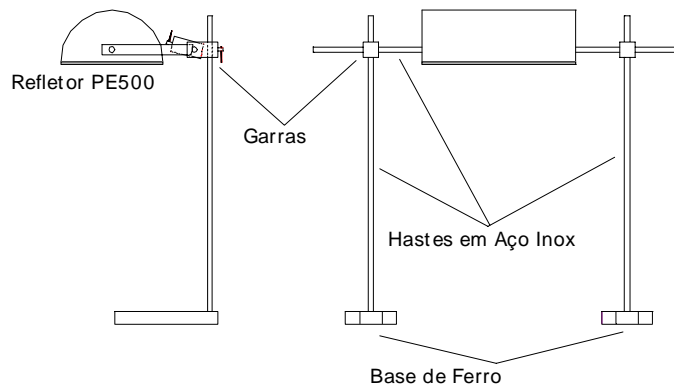
Os experimentos foram realizados em uma câmara com cobertura de vidro transparente de 3mm de espessura, por ser esse o tipo mais empregado (Mesquita e Trindade, 1996), e paredes laterais e inferior de madeira, pintadas respectivamente nas cores branco fosco a preto fosco. Na figura 1 representam-se as dimensões e pontos de fixação dos termopares.

A análise da eficiência de um coletor solar em condições naturais está associada à problemas de repetibilidade das medidas. Desse modo, deve-se dispor de um dispositivo que permita estimar os parâmetros térmicos de interesse sem os inconvenientes das medições em ambiente externo (Tiba *et al.*, 1989).

Para garantir a repetibilidade dos dados nos experimentos, utilizou-se uma fonte de radiação térmica para aquecimento da câmara, constituída por uma lâmpada mista (vapor de mercúrio e fluorescente, 500W) e um refletor de alumínio, montado sobre barras e garras universais de laboratório. Uma lâmina de vidro foi fixada à frente do refletor da lâmpada para servir de anteparo à radiação. Dessa forma, os experimentos ficaram restritos à faixa visível da radiação térmica. Na figura 2 vê-se o esquema do sistema utilizado.



**Figura 1.** Câmara com cobertura de vidro e pontos de fixação de termopares (a, b, c, d).



**Figura 2.** Fonte de radiação térmica montada em suporte universal.

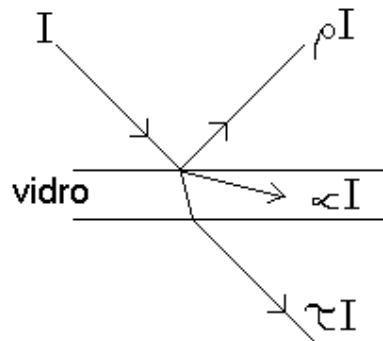
Sendo o objetivo da pesquisa a análise do efeito da modificação da superfície transparente de coletores solares na temperatura no interior da câmara, uma superfície horizontal de vidro foi exposta à radiação solar às 12:00h, com ângulo de incidência dos raios de 90°; dessa forma, foi possível determinar a temperatura atingida pelo vidro e, a partir desse valor, foi determinada a distância a ser utilizada nos experimentos em laboratório entre a fonte luminosa e a câmara. Assim, nos experimentos realizados, a cobertura da câmara atingiu uma temperatura próxima daquela obtida quando exposta ao sol.

Após a montagem do aparato em ambiente com controle de temperatura, a primeira parte dos experimentos permitiu a análise do aquecimento da câmara no caso da cobertura de vidro sem película de filtragem de radiação térmica. Para medição de temperatura foram utilizados quatro termopares acoplados a dois termômetros digitais. Os termopares foram fixados em pontos simetricamente alinhados, localizados nas partes centrais externa e interna da cobertura, no centro e na base da câmara (ver fig.1). As medidas foram tomadas em intervalos de 5, 15, 30 e 60min, durante 11 horas (duas horas além do tempo necessário para que o sistema atingisse o regime permanente).

Na segunda parte dos experimentos, películas foram fixadas na superfície inferior do vidro e repetidos os procedimentos da primeira parte para cada uma delas. i.e., submetendo-se a câmara à mesma potência de radiação luminosa anterior. Foram utilizadas três películas com índices de transparência diferentes, sendo uma delas fumê e as duas outras refletivas.

### 3. RESULTADOS E ANÁLISE

Os resultados dos experimentos podem ser explicados com base na figura 3.



**Figura 3.** Distribuição da energia térmica radiante sobre a superfície de vidro.

A equação genérica da distribuição de radiação térmica que incide sobre uma superfície é dada por:

$$I = \rho(I) + \tau(I) + \alpha(I) \quad (1)$$

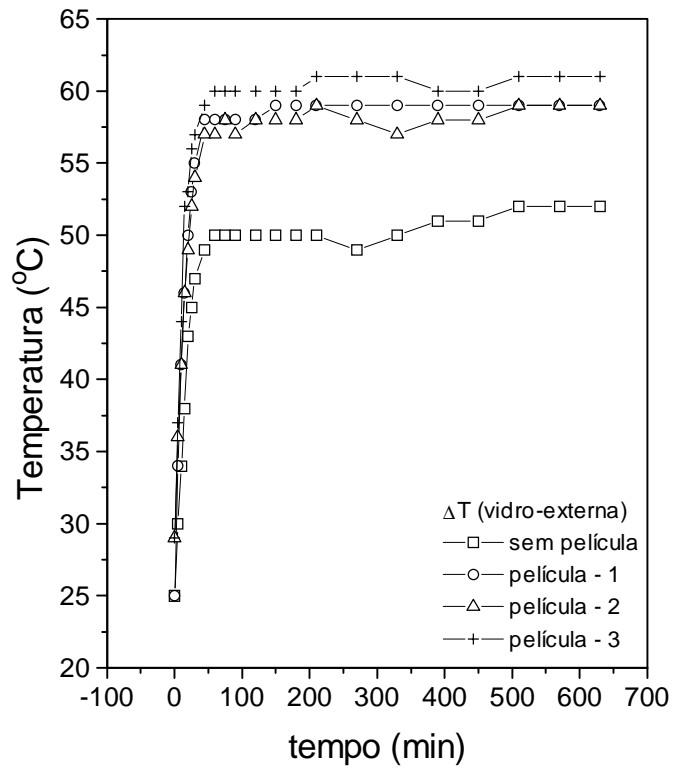
onde:  $I$  = energia total incidente  
 $\rho$  = refletividade  
 $\tau$  = transmissividade  
 $\alpha$  = absorptividade

Em relação ao vidro, considerando-se a radiação térmica com comprimento de onda na faixa visível, as absorptividades ( $\alpha_p$ ) e refletividades ( $\rho_p$ ) das películas utilizadas nos experimentos eram maiores, enquanto a transmissividade ( $\tau_v$ ) do vidro era maior que as das películas. Com base nesses dados, a comparação entre a distribuição da energia incidente na cobertura da câmara nas situações com e sem película permite os seguintes resultados:

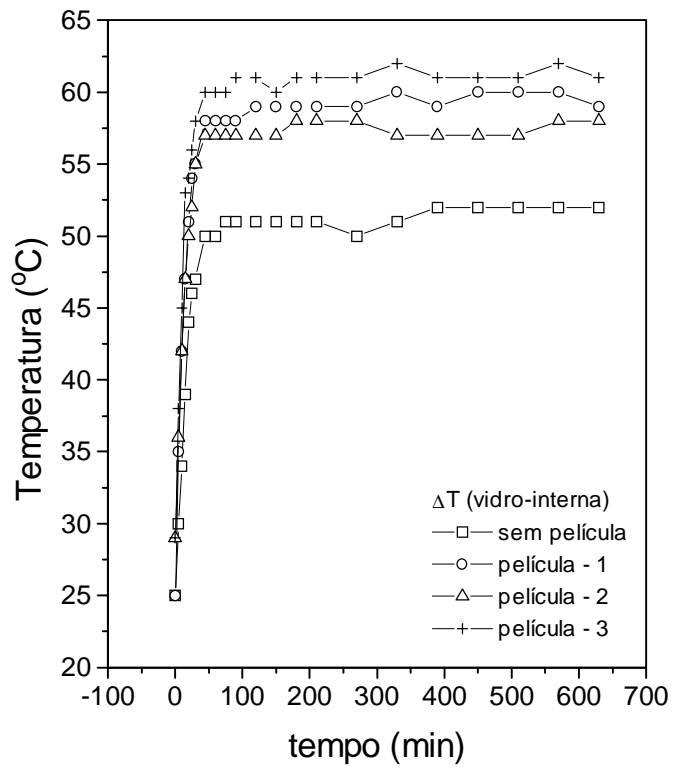
$$\begin{aligned} \rho_p I &> \rho_v I \\ \alpha_p I &> \alpha_v I \\ \tau_p I &< \tau_v I \end{aligned} \quad (2)$$

onde: subscrito “p” refere-se à cobertura com película  
subscrito “v” ao vidro sem película.

Nas figuras 4 e 5 representam-se respectivamente as variações de temperatura nas faces superior e inferior do vidro, nas quatro situações do experimento, ou seja: sem película, com película nº1 (refletiva), com película nº2 (“fumê”) e com película nº3 (refletiva).



**Figura 4.** Variação da temperatura na parte superior do vidro.



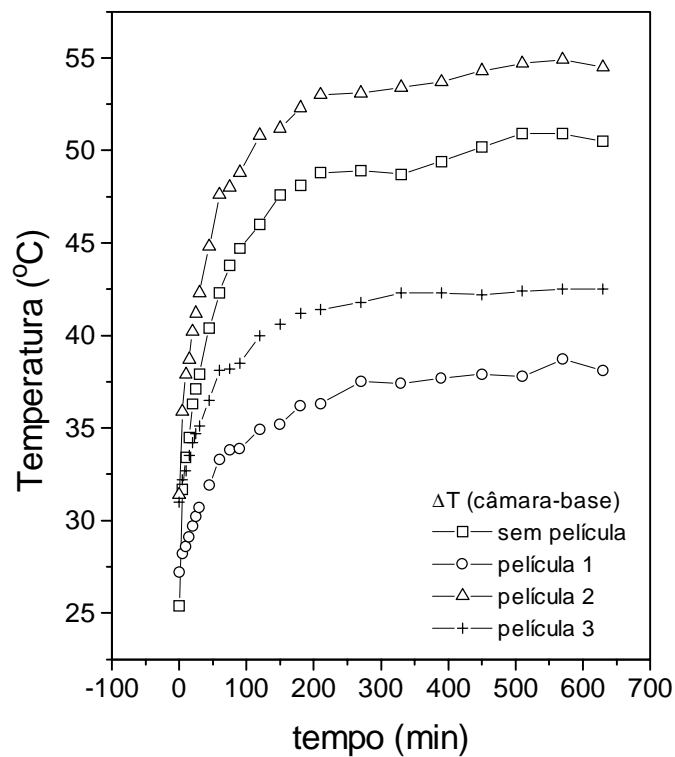
**Figura 5.** Variação da temperatura na parte inferior do vidro.

Distingui-se o aumento de temperatura na parte superior do vidro (fig.4) devido à adição da película, como era esperado, já que a película aumenta a absorvidade ( $\alpha$ ) da radiação incidente. A máxima diferença de temperatura foi obtida com a película nº3 (espelhada), cujo valor ficou 10°C acima da temperatura do vidro sem película.

A temperatura na parte inferior do vidro (fig.5) seguiu o mesmo padrão obtido no caso da temperatura na parte superior (fig.4), com diferença de temperatura máxima de 9°C entre o vidro sem película e com película nº3 (espelhada).

Apesar da refletividade da cobertura ser maior nos casos com película (que, assim, devolvem ao meio através de reflexão uma fração maior da energia incidente), as absorvidades das películas eram maiores. Desse modo, mesmo com o aumento da quantidade de energia refletida, a energia absorvida pela película fez com que a temperatura na parte inferior do vidro atingisse um valor superior ao caso do vidro sem película.

A figura 6 representa a variação da temperatura na base da câmara.



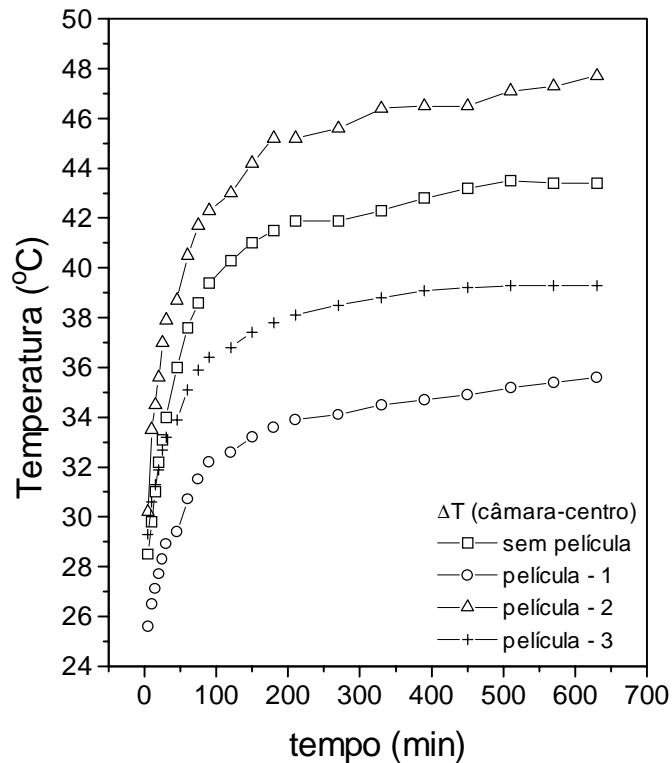
**Figura 6.** Variação da temperatura na base da câmara.

Observou-se que no caso da cobertura com películas espelhadas (nº1 e nº3), a base da câmara atingiu temperaturas respectivamente 12,4 e 8°C menores do que no caso da superfície sem película. Isso ocorreu devido à maior refletividade das películas espelhadas, que provocaram uma redução da quantidade de energia que atravessava a cobertura (em comparação com os casos da superfície com a película nº2 e sem película), resultando na diminuição na energia radiante que atingia a base da câmara.

Apesar de aparentemente idênticas, as películas refletoras possuíam absorvidades distintas, o que explica o maior valor da temperatura obtida com a película nº3, 4,4°C superior ao obtido com a película nº1.

No caso da película n°2 (fumê), mediu-se uma temperatura na base da câmara 4°C acima da obtida no caso sem película. Apesar de causar uma redução na transmissividade ( $\tau$ ), a película fumê foi responsável por um aumento na temperatura do vidro devido à sua maior absorptividade ( $\alpha$ ). Desse modo, a soma das energias transmitida através da cobertura, refletida de volta para a base e emitida por radiação pela cobertura aquecida superam o menor ganho de energia devido à menor transmissividade da película fumê, resultando numa quantidade maior de energia chegando na base da câmara e, portanto, uma temperatura mais elevada.

Apesar das temperaturas nas faces do vidro com película atingirem valores muito próximos (ver figs. 4 e 5), a menor refletividade da película n°2 (fumê) resultou em temperaturas na base 12 e 16,4°C maiores que as obtidas com as películas n°3 e n° 1, respectivamente. Na figura 7 vê-se a variação da temperatura do ar no centro da câmara.



**Figura 7.** Variação da temperatura do ar no centro da câmara.

Como o ar é transparente à radiação, apenas a condução próximo às paredes e a convecção contribuem para a elevação de sua temperatura no interior da câmara. O calor absorvido pelo ar pode ser expresso matematicamente por:

$$Q_{ar} = Q_P + Q_C \quad (3)$$

onde:  $Q_P$  é o calor transferido por convecção pelas paredes e pela base e  $Q_C$  é o calor transferido por convecção a partir da cobertura.

Em comparação à situação sem película, as diferenças de temperatura do ar na câmara foram, respectivamente, - 7.8°C com a película n°1, + 4.3°C com a película n°2 e - 4.1°C com a película n°3. Como a temperatura da cobertura foi maior no caso da película n° 2, a parcela de calor transferida para o ar por convecção para o ar foi maior.

#### **4. CONCLUSÕES**

Construído o aparato e realizados os experimentos, a análise dos dados permitiu que se chegasse às seguintes conclusões:

- a) a utilização de filmes de filtração da radiação solar permitiu modificar as características de absorvidade ( $\alpha$ ), transmissividade ( $\tau$ ) e refletividade ( $\rho$ ) da cobertura da câmara;
- b) a modificação das características da cobertura alterou significativamente a transferência de calor para o ar no interior da câmara;
- c) no caso do filme fumê (película nº 2), a redução da transmissividade da energia para o interior da câmara foi compensada pelo aumento da absorvidade ( $\alpha$ ) da cobertura, cuja fração de energia radiante transferida à base da câmara aumentou sua temperatura; esta, por sua vez, transferiu calor por convecção para o ar, aumentando sua temperatura;
- d) através de uma metodologia simples e da utilização de recursos mínimos de instrumentação para análise de parâmetros térmicos (termopares), foi possível evidenciar o aumento do efeito estufa devido à adição de películas à cobertura de uma câmara que simulava um coletor solar;
- e) faz-se necessária a realização de experimentos com o dispositivo submetido à radiação solar (ou a proveniente de um simulador da radiação solar) para que seja possível determinar o aumento do rendimento de coletores com cobertura dotadas de filmes.

#### **5. BIBLIOGRAFIA**

- Garg, H. P., 1978, System data on flat plate collectors and it's optimization, anais do I Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro – RJ, pp.65-86.
- Leite, A. P. F., Soares, J. J. & Rodrigues, L. S., 1996, Simulação do desempenho ótico de um coletor solar plano isolado com material transparente, IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Recife – PE, pp. 747-751.
- Mesquita, L. C. S. & Trindade, R. C., 1996, Manual de aquecimento solar, CRESESB, 1.ed., pp. 7-8.
- Saboya, S. M. & Saboya, F. E. M., 1996, Eficiência de coletores solares com absorvedores aletados, VI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Florianópolis – SC, pp. 1621-1626.
- Tanaka, T., 1980, Review Paper: Solar Thermal Electric Power Systems in Japan. Solar Energy, vol.25, pp.97-104, Pergamon Press Ltd., Great Britain.
- Tiba, C., Fraidenraich, N. & Barbosa, E. M. S., 1989, Desempenho térmico de um coletor solar mediante testes noturnos, X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro – RJ, pp.577-580.

#### **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Misteiner Rodrigues Meira, Coordenador do Laboratório de Física do CEFET-RN  
Ao CNPq e à CAPES.

## SISTEMA ALTERNATIVO DE AQUECIMENTO SOLAR

**Luiz Guilherme Meira de Souza;**

**João Maria Bezerra**

UFRN – CT – Depto. de Engenharia Mecânica

Campus universitário – Natal – RN.

CEP: 59072-970 – Fone: (84) 215-3740.

### RESUMO

O trabalho desenvolvido busca uma alternativa para redução do uso da energia elétrica obtida da forma convencional como uma maneira de amenizar diretamente a matriz energética estadual, bem como contribuir para a diminuição do consumo nacional de energia elétrica, através da utilização de uma fonte de energia renovável, limpa e abundante, no aquecimento de água para fins de banho e uso em cozinha por energia solar.

O sistema que tem sido normalmente empregado para o aquecimento de água residencial e indicado pela literatura especializada trabalha no regime de termo-sifão; o trabalho presentemente desenvolvido usa o regime de fluxo contínuo com uma única passagem pelos coletores solares e busca mostrar que pode ser usado com eficiência em função dos objetivos a serem atingidos, podendo se constituir num sistema que opera com um consumo mínimo de energia elétrica, diminuindo o custo operacional para o usuário.

Palavras Chaves: Energia Solar, Energia Elétrica, Fontes Alternativas de Energia

### 1. INTRODUÇÃO

De todas as fontes alternativas de energia estudadas, quais sejam, a eólica, a solar, a de biomassa, a geotérmica, a maremotriz e a hidráulica, a que mais tem merecido destaque é a energia solar, por ser uma fonte renovável, limpa e não poluente, disponível em qualquer localidade da Terra. De uma forma geral, todas essas fontes de energia podem ser resumidas apenas em solar e geotérmica, visto que todas as demais fontes são formas indiretas da energia solar. De todas as possibilidades de uso da energia solar, a que tem se evidenciado como uma das mais viáveis é o aquecimento de água para fins residenciais e industriais, sendo sua aplicação a mais difundida e utilizada em todo o mundo, principalmente na França, Estados Unidos, Israel, Índia, Canadá, dentre outros. No Brasil, por ser um país tropical, esta fonte de energia encontra-se de forma bastante abundante em todo o território nacional, principalmente na região nordeste, onde se estima que apresenta um alto nível de insolação ficando na ordem de 500 a 700 W/m<sup>2</sup>, conforme BEZERRA(1986).

Segundo LAMBERTS, R. et all (1996), 42% do consumo de energia elétrica no Brasil é direcionado para o setor de edificações, dos quais 84,1% indica a construção por empresas e famílias e 15,9% pela administração pública, envolvendo 13,8% do Produto Interno Bruto do país. Ainda de acordo com LAMBERTS, R. et all (1996) , o setor residencial responde por 25% do consumo nacional de energia e coloca o chuveiro elétrico como segundo maior consumidor de energia em uma residência com 25% do consumo total perdendo apenas para o refrigerador com 30% deste consumo. Dados da CEMIG – Companhia Energética de Minas



Gerais, constantes em FIGUEIREDO (1990), indicam que o uso de chuveiro elétrico no Brasil atinge o horário de pico das 18:00 h às 19:00 h, quando em pelo menos 50% das unidades habitacionais que dispõe de chuveiro elétrico existe pelo menos uma pessoa tomando banho, o que provoca uma demanda de aproximadamente 8,5% da demanda nacional de energia que está sendo utilizada neste horário. Portanto, se, pelo menos, mantiver-se a qualidade e disponibilidade dos serviços reduzindo o consumo de energia, se estará aumentando a eficiência da matriz energética. Estes dados indicam ser a utilização cada vez mais crescente de unidades habitacionais com sistema de aquecimento de água por energia solar como sendo um caminho claro e viável para o alívio do sistema energético nacional, que ora encontra-se numa situação bastante difícil devido a falta de investimentos do Governo Federal para instalação de novos sistemas de geração, transmissão e distribuição de energia elétrica pela via convencional, agravado pela questão dos recursos hídricos existentes que, por sua vez, em algumas regiões também encontram-se já com sua capacidade para acomodação de usinas hidrelétricas praticamente esgotadas.

Os dispositivos utilizados para a captação da energia solar são chamados de coletores solares, que podem ser classificados de baixa, média e alta concentração dependendo do nível de temperatura requerido. Os coletores mais utilizados para esse fim são os coletores de placa plana que são constituídos de uma caixa isolada termicamente nas partes lateral e inferior. Sobre o isolamento inferior é colocada uma placa absorvedora que pode ser pintada de preto fosco ou com uma tinta seletiva. Nessa placa, pode-se colocar tubos absorvedores ou não, caso o seu uso seja para o aquecimento de água ou de ar, respectivamente. A parte superior do coletor é fechada com uma ou duas placas de vidro plano transparente, dependendo da temperatura que se deseja atingir. O seu funcionamento se baseia na absorção da radiação solar pela placa absorvedora, que transforma esta radiação em calor e o transfere para o fluido de trabalho.

## **2.1. O SISTEMA PROPOSTO**

No âmbito do Laboratório de Máquinas Hidráulicas e Energia Solar da UFRN sempre priorizou-se a importância dada ao desenvolvimento de coletores solares que, além de atenderem ao fim para o qual haviam sido projetados, tivessem um baixo custo em relação aos coletores dito convencionais disponíveis no mercado, apresentando uma relação custo x benefício satisfatória. Com este intuito, foram construídos e estudados seis modelos de coletores solares alternativos que variaram bastante quanto a pontos fundamentais, tais como o material a ser utilizado para a confecção dos tubos absorvedores bem como sua disposição (em série ou em paralelo), o número de unidades absorvedoras e a geometria a ser empregada.

O sistema proposto neste trabalho será utilizado como base para se analisar dois pontos fundamentais para o uso destes sistemas solares: sua operacionalidade e o desempenho de dois coletores similares com tubos absorvedores de diferentes diâmetros.

Para se ter uma posição definida quanto à viabilidade econômica do sistema, foi efetuada uma simulação no que diz respeito ao consumo de água quente e à utilização da energia elétrica necessária para dar suporte ao sistema, para uma residência padrão, definida como uma média dos padrões de unidades habitacionais existentes nesta região.

No presente estudo, procurar-se-á chegar a um sistema solar de aquecimento de água para fins residenciais, que apresente satisfatória relação custo x benefício, que mantenha um bom nível de operacionalização, atendendo ao objetivo para o qual se propôs, se bem adequando à realidade e que se apresente como uma alternativa prática e acessível para uso imediato no mercado consumidor.

## **2.2. CONSTITUIÇÃO DO SISTEMA**

O sistema em estudo foi montado com a finalidade de se simular uma situação de consumo a mais próxima possível de uma residência. Este sistema constituiu-se, basicamente, de duas caixas de fibrocimento (uma de 250 litros e uma de 500 litros), dois coletores solares planos, complementado por um aporte elétrico constituído por uma resistência elétrica de 2000W de potência, uma bóia de controle de nível de 10 A, um contactor e um termostato.

Os coletores solares utilizados para a montagem do sistema apresentavam uma área de exposição a radiação solar correspondente a  $1,5\text{m}^2$  ( $1,0\text{m} \times 1,5\text{m}$ ), tubos absorvedores de cobre com diâmetro de  $3/4"$  (Coletor I) e  $1/2"$  (Coletor II), em número de 17, dispostos em série e cobertura com uma placa de vidro plano transparente de 3mm de espessura. A relação quantidade de unidades absorvedoras x disposição das unidades está diretamente relacionada com a curvatura mínima conseguida em laboratório nos tubos de cobre),

## **2.3. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA**

Pode-se dimensionar um sistema solar para aquecimento de água de forma direta ou indireta. A seguir, faz-se um breve resumo sobre cada um destes métodos de dimensionamento: No método direto o dimensionamento é feito em função do número de pessoas a usar o sistema ( $0,7\text{m}^2/\text{pessoa}$ ) e no indireto a área de captação é determinada de acordo com o volume do reservatório de água quente (vazão pequena – 2 l/min; vazão confortável – 5 l/min e vazão farta – 10 l/min).

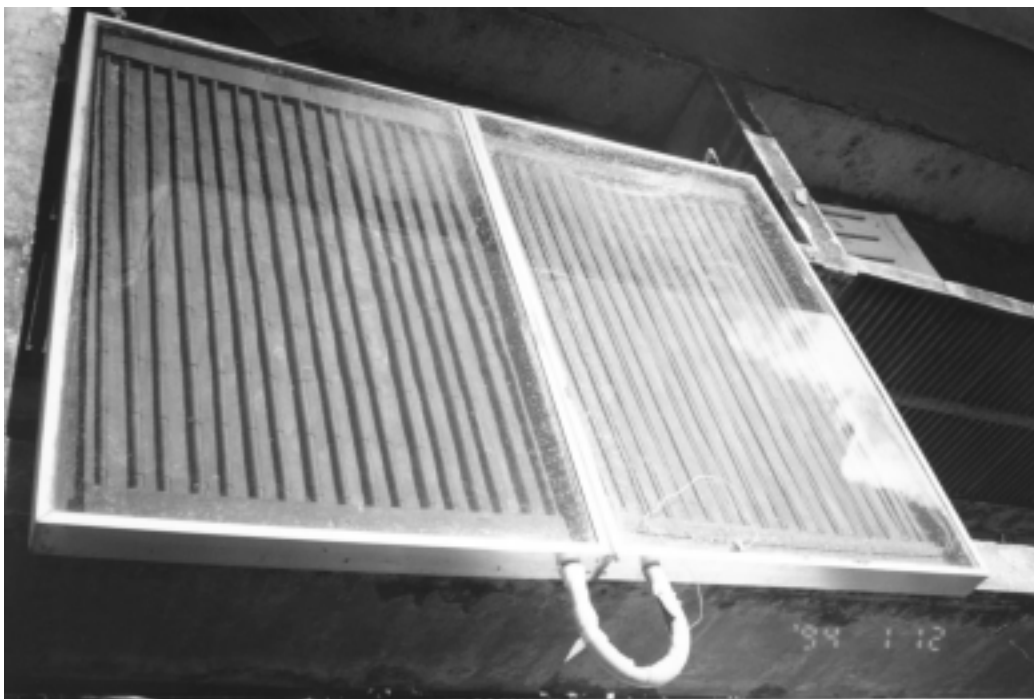
## **2.4. DEFINIÇÃO DA RESIDÊNCIA PADRÃO E HÁBITOS DE CONSUMO**

Com a finalidade de se definir um modelo padrão de residência que representasse uma média das unidades habitacionais da região nordeste, foram definidas como hipóteses simplificadoras, uma residência que constasse do casal com dois filhos totalizando 4 (quatro) pessoas, 3 (três) banhos por dia por pessoa, um tempo médio de banho igual a 6 (seis) minutos e uma vazão do chuveiro de 5 (cinco) litros por minuto (vazão confortável).

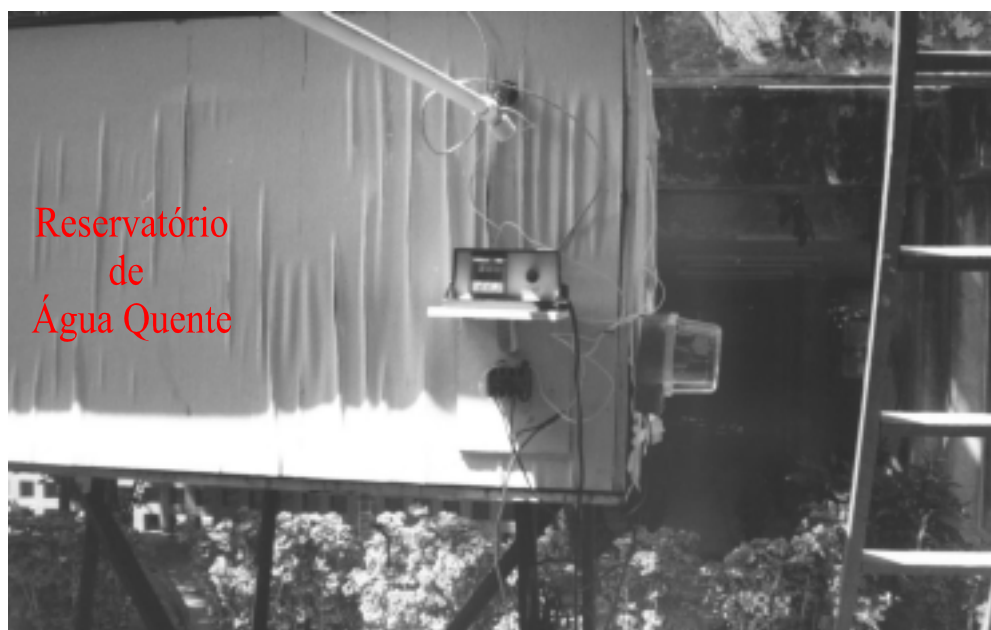
O reservatório de água fria foi alimentado através da rede pública, sendo responsável pela manutenção da vazão requerida em níveis constantes e pela alimentação dos coletores solares I e II. A água, ao sair aquecida dos coletores solares, que foram ligados em série, seguia para o reservatório de água quente do sistema, onde se mantinha armazenada até o consumo. As figuras 1 e 2 mostram os principais componentes do sistema proposto.

## **2.5. CUSTO DE FABRICAÇÃO DOS COLETORES SOLARES**

Para cada coletor fabricado utilizou-se 25 metros de tubos de cobre de R\$ 4,00 por metro para os de  $3/4"$  e R\$ 2,50 para os de  $1/2"$ . Para cobertura de cada coletor utilizou-se  $1,5\text{m}^2$  de placa de vidro de 3mm de espessura ao preço de R\$ 10,00 por metro quadrado. A estrutura foi confeccionada em perfil de alumínio (R\$20,00 para cada seis metros) com chapas, absorvedora e de fundo, de alumínio com 5mm de espessura (R\$10,00 por metro quadrado). O isolamento térmico utilizado foi a lã de vidro (R\$10,00 a manta de  $0,60\text{m} \times 1,20\text{m}$ ), o elemento de vedação borracha de silicone (R\$5,00 a bisnaga) e a pintura dos elementos absorvedores feita com preto fosco (R\$5,00 o litro).



**Figura 1 - Coletores do sistema de aquecimento proposto**



**Figura 2 - Reservatório de água quente do sistema de aquecimento**

### **3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

O desenvolvimento experimental deste trabalho consistiu, primeiramente, em se fazer um ensaio dos dois coletores a serem usados no sistema a ser estudado, procurando fazer-se

uma análise comparativa dos mesmos quanto à relação custo x benefício; numa segunda etapa, foi realizada uma simulação prática do real consumo diário de uma residência padrão, estudando-se o desempenho operacional do sistema instalado, usando-se para isto, as hipóteses simplificadoras citadas no item anterior. Com estes dados, foi estabelecido o consumo diário desta residência que serviria de base de cálculo para determinar-se o consumo médio mensal desta unidade habitacional.

Os coletores solares foram ensaiados individualmente com as vazões de 30 l/h, 40 l/h e 50 l/h, em um período de três dias, em regime de fluxo contínuo. O sistema de aquecimento instalado foi ensaiado com uma vazão de 60 l/h, tendo os coletores sido montados em série e os ensaios realizados em um período de cinco dias, em regime de fluxo contínuo, com uma única passagem e considerando-se um volume de 360 litros de água quente por dia. Tanto para os ensaios dos coletores individualmente quanto para o sistema instalado, os dados foram tomados de meia em meia hora, de 8:00 às 15:00 horas.

Para simular o funcionamento do sistema na residência padrão definida, foram realizadas três descargas de água quente do sistema, representando o consumo diário para banho dos seus usuários. Procurou-se realizar estas descargas de água quente para consumo nos horários de 7:00 h, 12:00 h e 18:00 h, por serem os horários médios que, geralmente, são usados para banho.

Durante o período no qual foi realizado este experimento também foi analisada a funcionalidade dos coletores solares planos empregados, estudando-se os seus rendimentos térmicos para as vazões especificadas. Uma atenção especial será dada ao reservatório térmico utilizado com o intuito de procurar-se ter uma análise mais cuidadosa deste reservatório quanto ao seu material (fibrocimento) e ao seu isolamento.

Para os ensaios realizados com os coletores foram levantados dados das temperaturas de entrada e de saída de água em cada coletor para cada vazão trabalhada e nível da radiação solar. Por sua vez, para os ensaios realizados com o sistema de aquecimento instalado, foram levantados dados das temperaturas nos seguintes pontos: entrada dos coletores, temperatura de saída de água do primeiro coletor (igual a temperatura de entrada do segundo coletor), na entrada do reservatório térmico, no interior do reservatório térmico. Além disso, foram medidos o nível da radiação solar e consumo diário de eletricidade para a vazão determinada. A temperatura da água no interior do reservatório térmico foi tomada na região intermediária do reservatório, procurando-se obter a temperatura média interna do reservatório de água quente.

O consumo de eletricidade foi tomado através do medidor de eletricidade integrante do aporte elétrico do sistema e a radiação solar foi medida por intermédio de um piranômetro, construído no Laboratório de Máquinas Térmicas e Energia Solar da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, acoplado a um multímetro digital.

#### **4.1. ANÁLISE DO DESEMPENHO DOS COLETORES SOLARES**

Na primeira etapa, centralizam-se as considerações apenas nos coletores solares estudados e chamados, respectivamente, de coletor I com os tubos absorvedores de 3/4" e, coletor II, com os tubos absorvedores de 1/2".

Para que se possa ter uma melhor visão sobre o desempenho destes coletores, mostra-se na Tabela 1, os dados obtidos para as vazões de 30, 40 e 50 litros por hora para ambos.

**Tabela 1. Dados de temperatura e rendimento dos coletores estudados**

<b>Q (l/h)</b>	30 l/h	40 l/h	50 l/h
<b><math>\Delta T - C1</math></b>	23,8	19,6	17,5
<b><math>\Delta T - C2</math></b>	21,8	18,4	15,1
<b><math>\eta - C1</math></b>	70,04	71,99	75,08
<b><math>\eta - C2</math></b>	66,95	69,44	69,46

$\Delta T - C1$ : Variação da Temperatura no Coletor Solar I (°C)

$\Delta T - C2$ : Variação da Temperatura no Coletor Solar II (°C)

$\eta - C1$ : Rendimento Térmico do Coletor Solar I (%)

$\eta - C2$ : Rendimento Térmico do Coletor Solar II (%)

Comparando ao dados obtidos de um coletor em relação ao outro, percebeu-se que os valores obtidos no coletor I sempre foram mais elevados do que os valores obtidos no coletor II, tanto no que diz respeito às diferenças das temperaturas de entrada e de saída do fluido, quanto em relação ao rendimento dos mesmos. Em relação às diferenças de temperaturas estes acréscimos foram de 9,17%, 6,52% e 15,89%, respectivamente, para as mesmas vazões de 30, 40 e 50 litros por hora. Para os rendimentos térmicos, estes acréscimos foram de 4,61%, 3,67% e 8,09% para as mesmas vazões.

Os acréscimos obtidos pelo coletor I em relação ao coletor II, conforme visto, situaram-se em patamares bastante modestos, salientando-se que ambos os coletores foram construídos com as mesmas características, alterando-se apenas o diâmetro dos tubos absorvedores e que foram colocados sob as mesmas condições de trabalho.

A escolha de qual dos dois coletor seria o mais indicado para utilização em um sistema de aquecimento de água para banho recairia naquele que melhor apresentasse a relação custo x benefício, já que ambos satisfazem às exigências técnicas. Diante deste fato, é importante lembrar-se os custos de fabricação de cada um dos coletores, cujo resumo se encontra na tabela 2.

**Tabela 2. Custos de fabricação dos coletores solares**

<b>Coletor</b>	<b>Custo/m<sup>2</sup> (R\$)</b>	<b>Custo Total (R\$)</b>
Coletor I	132,00	198,00
Coletor II	103,70	155,50

De acordo com a tabela acima, nota-se um aumento de R\$ 42,50 no custo do coletor I em relação ao coletor II, o que equivale a um acréscimo de 27,33%.

Diante do exposto, conclui-se que o coletor II seria o que apresentou uma maior viabilidade em função da relação custo x benefício, visto que os ganhos obtidos com o coletor I foram bastante modestos, não compensando o acréscimo de 27,33% nos custos de fabricação.

## **4.2. ANÁLISE DO SISTEMA DE AQUECIMENTO**

Para se analisar o sistema de aquecimento proposto, é de fundamental importância que se compare os dados obtidos com aqueles referentes a um sistema convencional de aquecimento de água para banho, que opere em iguais condições.

Para isso, convém lembrar as características de operação do sistema convencional: -  
Objetivo: aquecimento de água para banho, Temperatura mínima da água quente: 40°C;  
Usuários: 4 pessoas; - Banhos por dia: 3 banhos; Vazão do chuveiro: 5 l/min (confortável);  
Tempo de banho: 6 minutos; Volume de água quente a ser aquecida: 180 litros; Volume  
Total de consumo por dia: 360 litros

#### 4.2.1. ANÁLISE DE CUSTO DA ENERGIA DO SISTEMA CONVENCIONAL

Para um chuveiro elétrico aquecer o volume de água quente requisitado trabalharia 72 minutos diariamente, proporcionando as mesmas condições de conforto para os usuários, isto é, um volume de água quente correspondente a 3 banhos por dia com duração de 6 minutos para cada um dos quatro usuários. (obs.: 3 banhos x 6 minutos x 4 usuários = 72 minutos/dia)

Portanto, para o aquecimento de um volume equivalente a 360 litros de água quente por dia, necessitaria-se de uma quantidade de calor a ser determinada pela expressão abaixo:

$$Q_u = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

onde:  $Q_u$  = quantidade de calor fornecida (kW);  $m$  = vazão mássica (kg/s);  $c_p$  = calor específico a pressão constante ( $4,18 \times 10^3$  kJ/Kg.°C);  $\Delta T$  = variação entre a temperatura final e inicial do fluido (10°C)

Sendo assim, ter-se-ia que uma quantidade de calor correspondente a 4,17 kWh. Portanto, para aquecer o volume especificado necessitaria-se de 83,4 kWh de energia elétrica por mês que, em termos financeiros, equivaleria ao valor de R\$ 13,34 levando-se em consideração o preço do kWh estimado em R\$ 0,16, conforme dado da concessionária de energia local.

Perceba-se que este é um raciocínio generalizado, visto que o consumo originado pela fonte de aquecimento convencional, tanto pode ser um chuveiro elétrico quanto um aquecedor elétrico de passagem, por exemplo.

#### 4.2.2. SISTEMA SOLAR DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

A eficiência do sistema solar projetado pode ser avaliada pela quase não utilização do aquecimento elétrico para suprir a incapacidade de aquecimento na temperatura desejada por parte do sistema solar.

A quantidade de calor perdida pelo reservatório térmico das 15:00 horas de um dia de ensaio para às 07:00 horas do dia seguinte, atingiu um valor médio de 8,7°C .

Observou-se que estas quedas de temperatura, praticamente, não ocasionaram o acionamento da resistência elétrica do sistema, regulada para ser acionada a 40°C, temperatura mínima desejada da água no reservatório térmico. Apenas no último dia de ensaio foi que o reservatório atingiu uma temperatura inicial de 39,7°C. Esse comportamento implicou o consumo de energia mostrado na tabela 3.

**Tabela 3. Consumo elétrico do sistema de aquecimento**

<b>Período</b>	<b>Consumo Diário (kWh)</b>	<b>Consumo Semanal (kWh)</b>	<b>Consumo Mensal (kWh)</b>
28.12 – 29.12	1,2	4,5	18,0
29.12 – 30.12	1,1		
30.12 – 31.12	0,5		
31.12 – 01.01	1,7		
<b>MÉDIA SEMANAL</b>	1,1		
<b>MÉDIA MENSAL</b>	4,4		

Pelos valores apresentados, percebe-se que a resistência elétrica do sistema foi muito pouco acionada, lembrando-se que nestes consumos está incluída a energia consumida pelo termostato do sistema que, por ser elétrico, também tem sua parcela de consumo de eletricidade.

Diante do exposto, podemos concluir que o sistema apresentou um desempenho bastante satisfatório no período de ensaios realizados tanto em relação a sua eficiência para aquecimento da água requerida para o consumo quanto à energia elétrica utilizada pelo seu aporte elétrico.

Portanto, pode-se concluir que pode ser indicado o sistema em estudo para uso de aquecimento de água para fins de banho em residências de pequeno porte. É importante salientar que com o uso do sistema de aquecimento proposto, obter-se-ia uma economia mensal do consumo de energia elétrica de 78,4% em relação ao sistema convencional, visto que enquanto o consumo média mensal de um chuveiro elétrico ficaria em torno de 83,4 kWh, o do sistema proposto foi de 18,0 kWh.

## **5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES**

Em função da análise dos dados coletados e apresentados neste trabalho, além da observação mantida quanto à operacionalidade, manutenção e desempenho tanto dos coletores solares quanto do sistema de aquecimento empregados, chegou-se às seguintes conclusões:

- a) Os resultados atingidos pelos coletores solares estudados (coletor I – tubos absorvedores de 3/4" e coletor II – tubos absorvedores de 1/2") mostraram a viabilidade operacional de qualquer um dos dois em sistemas de aquecimento de água por energia solar para residências;
- b) Os coletores apresentaram baixo custo de fabricação por metro quadrado (R\$ 132,00 para o coletor I e R\$ 155,50 para o coletor II), quando comparados aos coletores planos convencionais com os tubos ligados em paralelo, sendo de seis a oito por metro de largura e trabalhando em regime de termosifão (R\$ 200,00), conforme LOURENÇO (1998), o que indica a viabilidade econômica dos seus usos;
- c) Com relação à durabilidade dos coletores empregados, pode-se afirmar que os mesmos não sofreram alterações perceptíveis quanto à deformação e desgaste durante o período de ensaios;
- d) O reservatório térmico mostrou-se eficiente com relação a sua funcionabilidade nos dias de ensaio. A caixa de fibrocimento não apresentou vazamento nem desgaste, resistindo bem à temperatura e à pressão. O pó de madeira cumpriu satisfatoriamente a sua função de isolante térmico, garantindo a possível temperatura interna da água no reservatório, com um mínimo de perdas de calor.

- e) O sistema de aquecimento mostrou-se bem mais econômico do que o convencional, visto que projetou um consumo médio mensal de 18,0 kWh (equivalentes a R\$ 2,88) contra 83,4 kWh (equivalentes a R\$ 13,34) obtendo uma economia de 78,4%, o que indica ser bastante promissor a substituição do sistema convencional pelo sistema alternativo proposto.
- f) Os coletores do sistema proposto poderiam ter como elementos absorvedores tubos de PVC, devendo ser estudada a viabilidade de utilização de tal tipo de material de uma forma mais aprofundada, em função de seu baixo custo.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BEZERRA, A.M. **Energia Solar: Aquecedores de Água**, Editora Universitária – UFPB, 221 p. João Pessoa, 1986.
- DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes**, II edição, New York, John & Sons, 757 p., 1991.
- FIGUEREDO, J.C.A. **Performance de sistemas de aquecimento solar de água em condomínios**. V Congresso Brasileiro de Energia. Anais – Vol. 1/3. Rio de Janeiro, 1990.
- JAGUARIBE, E.F. **Parâmetros e Modelos Ligados à Captação da Energia Solar**, Boletim da Associação Brasileira de Energia Solar, Ano V, n. 13, João Pessoa/PB, 1983.
- JÚNIOR, F.S. **Otimização e Desempenho Térmico de um Coletor Solar Alternativo com Tubos Absorvedores de Cobre**, Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal/RN, 1995.
- LAMBERTS, R. et all. **Eficiência Energética em Edificações: estado da arte**. MME/ELETOBRÁS.1996.
- LOURENÇO, J.M. **Estudo de um Coletor Solar Alternativo, usando Tubos Absorvedores de Alumínio**, Dissertação de Mestrado/Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica-UFRN, Natal/RN, 144 p., 1997.
- MEIRA, G.L. **A importância da Energia Solar como Fonte Alternativa e o Desenvolvimento de um Instrumento para medir Radiação Solar Global**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 70 p., Natal, 1987.
- PALZ, W. **Energia Solar e Fontes Alternativas**, Tradução Noberto de Paula Lima. Hemus Editora Ltda., p. 116, São paulo, 1995.



## 7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Dubinin, M.M. & Astakhov, V.A., 1971, "Molecular-Sieve Zeolithes-II". Washington: American Chemical Society.
- Khelifa, N. ,1984, "Das Adsorptionspaar Silicagel-Wasserdampf". Anwendung als Solares Klimatisierungssystem, Dissertation Ludwig-Maximilians Universität, Munich.
- Vodianitskaia, P.J. e Klüppel, R.P., 1984, "Geladeira Solar de Adsorção", Anais do III Congresso Brasileiro de Energia, Rio de Janeiro.
- Cacciola, G., Restuccia, G. and Mercadante, 1995, "Composites of activated carbon for refrigeration adsorption machines", Carbon, Vol. 33 (9), pp. 1205-1210.
- Guilleminot, J.J., 1998, "From pellets to composite adsorbent bed: evolution of adsorbent technologies", FOA6, Elsevier, pp 1071-1076.
- Guilleminot, J.J. , Meunier, F. and Pakleza, J. , 1987, "Heat and Mass transfer in a non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure/non-uniform temperature case", Int. J. of Heat Mass Transfer, V 30, N 8, pp 1595-1606.
- Gurgel J. M. e Klüppel, R. P., 1992, "Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por Adsorção", anais do IV ENCIT , Rio de Janeiro.
- Klüppel, R. P. and Gurgel, J.M., 1987, "Solar adsorption cooling using silicagel/water", Advances in solar energy technology, Proceedings of ISES, volume 3, Hamburg, R.F.A.
- Guilleminot J.J. and Gurgel, J.M. , 1990, "Heat transfer intensification in adsorbent beds of adsorption thermal devices", International solar energy conference american society of mechanical engineers (ASME), Miami (Florida).
- Hsieh, C.K., 1981. "Thermal Analysis of CPC Collectors"; S. Energy, V 27, N 1.
- Carvalho, J.M. , Silva, J. E. Jr e Gurgel, J.M., 1998, " Simulação De Um Sistema De Refrigeração De Leite Usando Adsorção E Regenerado Por Energia Solar." V Congresso De Engenharia Mecânica Norte Nordeste , Fortaleza –CE.
- Tchernev, D. I., 1979, "Proceedings of the XIVth Intersociety Energy Conversion Engineering Conferences".
- Guilleminot, J.J. Meunier F. et Mischler B., 1979, "Étude des cycles intermittents à adsorption solide pour la refrigeration solaire"; Ver. Phys. Appl. 15.
- Boubakri A., Grenier Ph. And Pons M., 1985, "Utilisation du couple C.A.-méthanol pour la production de glace par énergie solaire. Proceedings of the J.I.T.H. Conference, C.N.R.S. Editor, Rabat.
- Passos, E.F., Escobedo, J.F. and Meunier, F., 1986, "Étude des couples charbon actif-methanol et leur application a la refrigeration solaire", Thèse de Doctorat – École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suíça.
- Pons, M. and Grenier, Ph., 1986, "Experiemntal data on a solar-powered ice maker using activated carbon and methanol adsorption pair", Journal of Solar Energy Engineering, V 109, pp 303-310.
- Winston, R.,1986, "Principles of solar concentrators of a novel design, Solar Energy, V 16, pp 89-95.
- Silva, J.A., 1986, "Desenvolvimento e análise térmica de um coletor solar de baixo custo"; Dissertação de Mestrado, CPGEM, UFMG.

## 6 – AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi financiado pelo CNPq (Proc. N° 350163/91-0).

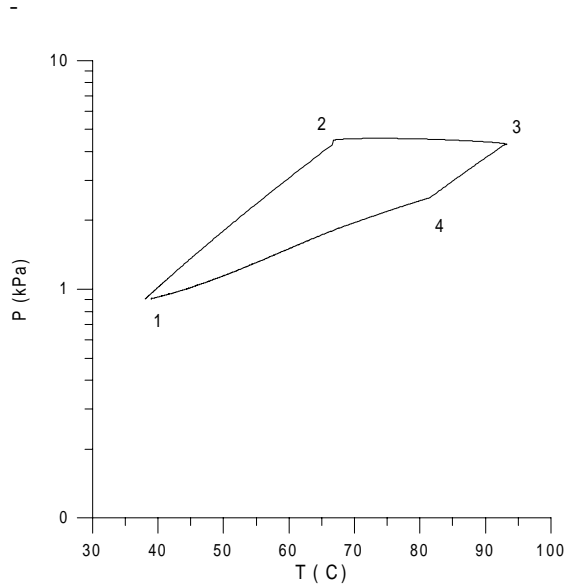


Figura 3. Ciclo adsorptivo obtido com uso de coletor / reator plano

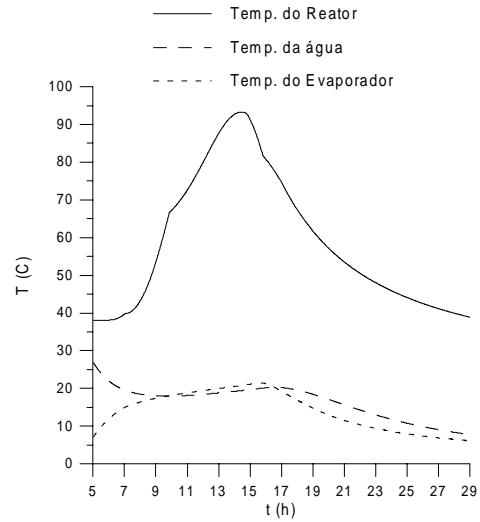


Figura 4. Histogramas de temperaturas do refrigerador com uso de coletor/reator plano

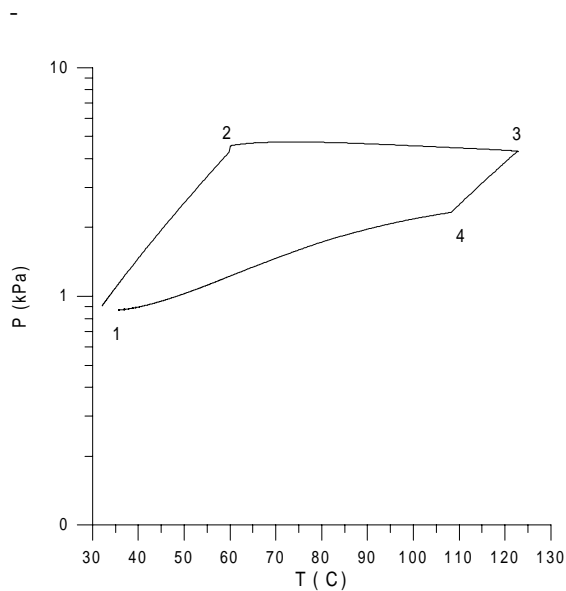


Figura 5. Ciclo adsorptivo obtido com uso de coletor / reator plano

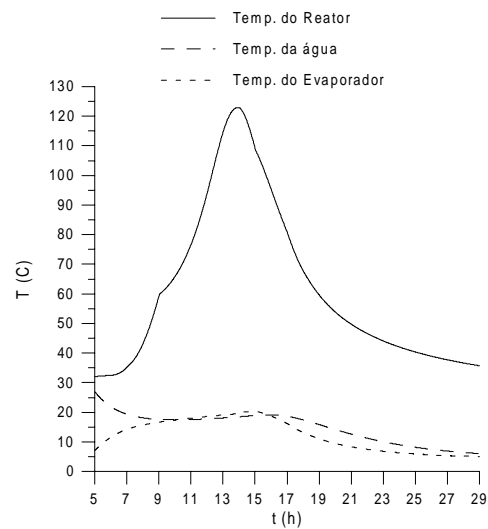


Figura 6. Histogramas de temperaturas do refrigerador com uso de coletor/reator CPC

#### 4. SIMULAÇÃO

O refrigerador é simulado através dos modelos apresentados. É usado um esquema numérico totalmente implícito para a solução das equações. Inicialmente é realizada uma simulação de um refrigerador com reator usando coletor plano. Em seguida, para as mesmas condições de funcionamento é simulado o mesmo refrigerador com a única diferença que é a utilização de um CPC. São consideradas condições solarimétricas e ambientais relativas ao dia 30/04/1985 (João Pessoa), que correspondem a energia incidente em um área da captação de  $1\text{ m}^2$  de  $23,8\text{ MJ}$ , temperatura ambiente variando entre  $21$  e  $28\text{ }^\circ\text{C}$ , massa de água do evaporador de  $25\text{ kg}$  com temperatura inicial (5 horas da manhã) de  $6\text{ }^\circ\text{C}$ , massa de água para ser resfriada no reservatório de  $15\text{ kg}$  com temperatura inicial (5 horas da manhã) de  $27\text{ }^\circ\text{C}$ . Para o coletor plano ( $1\text{ m}^2$ ), 24 tubos posicionados paralelamente, (4 cm de diâmetro externo com tubo interno concêntrico com 1 cm de diâmetro, permitindo a compactação de  $20\text{ kg}$  de sílica gel) somam um comprimento total de  $23\text{ m}$  com área total superficial externa de  $2,9\text{ m}^2$  que corresponde a área de transferência de calor entre os tubos e o adsorvente. No CPC, as simulações levaram a otimização de um reator formado por um tubo de  $2\text{ m}$  de comprimento com diâmetro externo de  $20\text{ cm}$  e interno de  $16\text{ cm}$  e com uma área de absorção de energia de  $1,25\text{ m}^2$  e de  $2,26\text{ m}^2$  para resfriamento por convecção. A quantidade de sílica gel foi otimizada em  $17\text{ kg}$ . A área de captação na abertura do CPC é igualmente de  $1\text{ m}^2$  porém considerou-se uma eficiência de captação de radiação no absorvedor (CE) de  $70\%$  (decorrente das múltiplas reflexões e imperfeições construtivas das superfícies refletoras). Os resultados obtidos estão mostrados nas figuras 3,4,5 e 6 onde são mostrados os ciclos adsorptivos e histogramas referentes as temperaturas do reator, evaporador e da água a ser resfriada. Os ciclos são formados por 4 processos: (1-2) aquecimento do reator, (2-3) dessorção com condensação do sorbato, (3-4) resfriamento do reator até atingir a pressão do evaporador e (4-1) adsorção com obtenção do frio. Observa-se que no sistema com coletor plano atinge-se uma temperatura menor que no sistema com CPC. Também pode ser notado que o CPC permite uma temperatura de final de processo de adsorção menor que a conseguida com o coletor plano. São fatos que eram esperados com a utilização do CPC que permitiu um melhor COPs solar que é definido como a razão entre a energia solar disponível e o frio obtido no evaporador. Para o uso de sílica gel /água, temperaturas acima de  $120\text{ }^\circ\text{C}$  não inúteis pois para estas condições a sílica gel já se encontra praticamente anidra. O fato de se conseguir um maior resfriamento é fundamental para se obter uma maior quantidade de massa cíclica (evaporada) com a sílica gel conseguindo atingir uma maior concentração de sorbato. Com o coletor plano obteve-se um COPs de  $0,13$  com uma massa cíclica de adsorbato de  $1,25\text{ kg}$ . Com o CPC, o COPs foi  $0,19$  e obteve-se uma massa cíclica de  $1,95\text{ kg}$ . Estes resultados são obtidos para configurações otimizadas.

#### 5. CONCLUSÃO

Com as simulações realizadas, o uso de um coletor CPC para regenerar um reator adsorptivo mostrou-se viável do ponto de vista técnico e apresentando melhores resultados do COPs quando comparados com os resultados obtidos com reator com coletor solar plano. Isto é entendido como consequência do CPC ter permitido uma maior temperatura do adsorvente e também pela maior facilidade de se resfriar durante o período noturno em relação a um coletor plano. A utilização do absorvedor de vidro também auxiliou na obtenção de temperaturas elevadas com a radiação atingindo diretamente o leito adsorvente. A construção de um protótipo usando CPC se faz necessário para se validar o modelo e melhor avaliar as implicações tecnológicas do seu uso. Também um estudo teórico e experimental da convecção no absorvedor do CPC é relevante para uma conclusão final.

construtivas do absorvedor. O uso do tubo em vidro é inovador e vantajoso pois permite que o fluxo solar incida diretamente sobre o leito poroso, considerando uma transmissividade próxima de 1 para a parede de vidro do tubo. Desta forma os processos de aquecimento não ocorrem através da parede do tubo que apresenta uma grande resistência térmica entre ele e o leito granular. Isto permite se atingir temperaturas mais elevadas com menor inércia térmica. Durante os processo em que envolve o resfriamento do reator, isto não pode ser mais considerado visto que a emissão radiativa do leito ocorre no infravermelho (com  $\tau$  próximo de 0, tornando o vidro opaco a radiação) e a transferência de calor vai ocorrer através de três resistências em série: contato térmico entre leito e parede do tubo, condução através da parede e finalmente convecção para o ambiente. Como o absorvedor aqui idealizado é composto por tubos concêntricos, a convecção ocorre também através do interior do reator, aumentando a superfície de troca convectiva.

O balanço de energia para a parede externa do tubo de vidro (desprezando-se reflexões de radiação sobre a sua superfície) é então:

$$M_t C_{p_t} \frac{\partial T_t}{\partial t} = I_s CE (1 - \tau) \pi D L + h_c \pi D_i L (T_g - T_t) + h_e \pi D L (T_a - T_t) \quad (4)$$

No leito adsorativo, compreendido entre os dois tubos concêntricos, um balanço de energia permite calcular para cada tempo sua temperatura:

$$M_g C_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial t} = I_s CE \tau + h_c \pi D_i L (T_{te} - T_g) + h_c \pi d_e L (T_{ti} - T_g) + \frac{\partial C}{\partial t} M_g h_s \quad (5)$$

O balanço de energia para a parede externa do menor tubo do absorvedor é:

$$M_{ti} C_{p_{ti}} \frac{\partial T_{ti}}{\partial t} = h_c \pi d_e L (T_g - T_{ti}) + h_{e2} \pi d_i L (T_a - T_{ti}) \quad (6)$$

Onde:  $I_s$  é a radiação solar incidente na abertura do CPC,  $CE$  é o coeficiente de eficiência do CPC,  $\tau$  é a transmissividade do vidro,  $h_e$  é o coeficiente de convecção sobre o duto,  $h_{e2}$  é o coeficiente de convecção no interior do duto do absorvedor,  $h_c$  é o coeficiente de contato térmico tubo/leito,  $T_{te}$  é a temperatura do tubo externo,  $T_{ti}$  é a temperatura do tubo interno do absorvedor,  $M_{te}$  é a massa do tubo externo,  $M_{ti}$  é a massa do tubo interno,  $C_{p_{te}}$  e  $C_{p_{ti}}$  são os calores específicos do tubo externo e do interno,  $D_e$  e  $D_i$  são os diâmetros externo e interno do maior tubo do absorvedor,  $d_e$  e  $d_i$  são os diâmetros externo e interno do menor tubo do absorvedor,  $T_g$  é a temperatura do adsorvente,  $T_a$  é a temperatura ambiente.  $M_g$  é a massa do adsorvente (kg),  $C_{p_g}$  = Calor específico do adsorvente com adsorbato.

O termo  $(dC/dt)$  é obtido diferenciando-se a equação 2 parcialmente em relação a  $T_g$  e  $\ln P$  e usando-se equação 3 chega-se a:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = nDC T_g^n \left( \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1} \left[ \frac{\partial (\ln P)}{\partial t} - \frac{h_s}{RT^2} \frac{\partial T_g}{\partial t} \right] \quad (7)$$

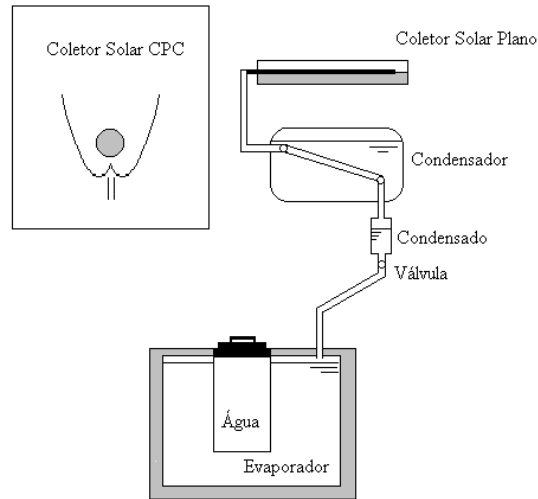


Figura 2. Esquema do resfriador de água adsorvente. São mostradas as duas possibilidades de coletores que formam os reatores estudados.

A relação de Clapeyron dá a entalpia de mudança de fase:

$$h_s = -R T^2 \left( \frac{\partial \ln P}{\partial T_g} \right) \quad (3)$$

Onde:  $C$  = concentração de sorbato (kg/kg),  $\rho(T)$  = massa específica do sorbato (kg/m<sup>3</sup>),  $R = 461,6$  (J/kg K),  $h_s$  é o calor de sorção (J/kg),  $P_s$  = pressão de saturação do sorbato que é função da temperatura do leito sorvente (Pa),  $P$  = pressão no adsorvente (Pa),  $T_g$  = temperatura do adsorvente (K),  $n$ ,  $K$  e  $W_o$  são constantes dependentes do par sorvente/sorbato. Para o par sílica gel/água, essas constantes foram determinadas por (Khelifa, 1984) e são:  $W_o = 4,07 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup>(H<sub>2</sub>O)/kg de sílica-gel,  $n = 1$  e  $k = 4,912 \times 10^{-6}$  kg(H<sub>2</sub>O)/J

O desequilíbrio térmico responsável pelo início do processo de dessorção corresponde, a partir do instante  $t = 0$ , ao fornecimento de uma potência solar incidente  $I_s$  (em W/m<sup>2</sup>), na parede externa dos tubos paralelos cujo comprimento total ( $L$ ) seja suficiente para preencher a área de um metro quadrado de coletor. Um coletor funcionando num sistema de refrigeração por sorção está ligado a um condensador e a um evaporador. Quando a pressão do leito atinge a pressão de condensação do sorbato ( $P_{cond}$ ), inicia-se a condensação do vapor d'água proveniente do processo de dessorção no reator. Após a finalização da condensação, o reator se resfria com a conseqüente queda de pressão, quando esta atinge a pressão do evaporador e continuando a se resfriar, provoca o processo de adsorção com a evaporação de água obtendo-se o efeito frigorífico. Desta forma define-se o COPs como sendo a razão entre o frio obtido no evaporador e a energia solar global incidente na abertura do concentrador.

O condensador é considerado multi-tubular, resfriado a água estacionária. O evaporador é esquematizado como um reservatório contendo água que é o fluido refrigerante (adsorvato) e em contato com este, um outro reservatório onde se coloca a água a ser resfriada.

Para a modelização matemática do refrigerador de água com o uso do CPC, o procedimento é semelhante ao citado acima. O absorvedor do CPC recebe o mesmo fluxo de energia solar ( $I_s$ ) incidente na sua abertura (1 m<sup>2</sup>) com a consideração de um coeficiente de eficiência  $CE$  onde são levados em conta a refletividade das paredes refletoras e imperfeições

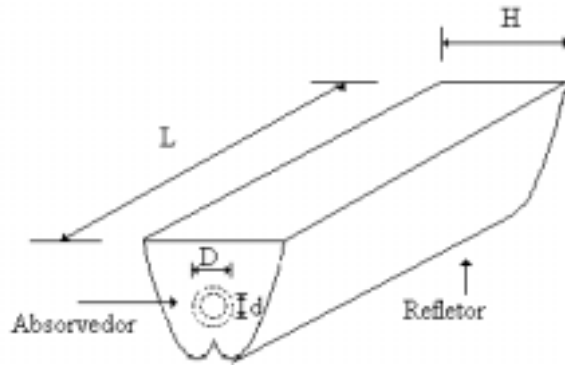


Figura 1. Esquema do CPC

Neste CPC o absorvedor de radiação consiste de dois cilindros concêntricos de dimensões  $D$  e  $d$  onde entre eles está o leito adsorativo granular consistindo assim no reator adsorativo. A abertura do CPC com  $L = 2$  m e  $H = 0.5$  m, corresponde a uma área de  $1 \text{ m}^2$ . As superfícies refletoras são unidas por placas com as mesmas propriedades óticas e têm o objetivo também de refletir radiação para o absorvedor.

Desta forma, considerando as superfícies com excelente refletividade e perfeitamente parabólicas, define-se a razão de concentração RC como sendo função da área de abertura e da área do absorvedor, podendo ser calculada por:

$$RC = \frac{H}{\pi D} \quad (1)$$

### 3. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático e as respectivas hipóteses simplificadoras utilizadas para simular uma geladeira esquematizada na figura 2 (com o uso de um coletor plano) encontra-se detalhado nos trabalhos de (Gurgel e Klüppel, 1992) e (Carvalho et al., 1998). Nesse modelo a radiação solar incidente no coletor solar plano ( $I_s$ ), é distribuída em tubos paralelos que compõem o reator no interior do coletor. A parede do tubo é considerada a uma temperatura uniforme, ou seja, o fluxo radiativo incidente na parte superior, é rapidamente difundido por toda a parede do tubo. O aquecimento do leito adsorativo se faz entre as paredes internas dos tubos através de uma resistência térmica de contato.

No interior do leito adsorativo, são desprezados gradientes de temperatura devido a pequena espessura da camada porosa do leito granular. Em função da temperatura e da pressão, os adsorventes têm a capacidade de reter uma quantidade de sorbato variável entre zero e  $W_0$  que é a quantidade máxima possível. Uma relação entre a concentração do sorbato retido no adsorvente, a temperatura do leito sólido e a pressão em que se encontra o sorbato gasoso foi proposta por (Dubinin-Astakhov, 1971) na forma abaixo:

$$C = W_0 \rho(T) \exp \left\{ -K \left[ R T_g \ln \frac{P_s}{P} \right]^n \right\} \quad (2)$$

misturadas ao leito e de compactação bimodal. Mais recentemente, nesta mesma direção, também foram desenvolvidos por (Cacciola e Restuccia, 1995) e (Guillemintot, 1998), novos adsorventes (compósitos de carvão ativado e de zeolita-PTFE), com o propósito de melhorar a eficiência dos processos de sorção. Nestes trabalhos, aumentos consideráveis sobre o valor da condutividade térmica foram constatados mas com a desvantagem de apresentarem uma maior resistência a difusão de massa em seu interior, fato que incentiva a uma continuidade de pesquisas tentando minimizar este problema. Vários outros estudos teóricos e experimentais continuam sendo feitos com o objetivo de aperfeiçoar sistemas de refrigeração por adsorção que além de ser atraente pelo uso da energia solar, destaca-se também pela não utilização de CFCs, como fluido de trabalho se enquadrando nas novas regulamentações relativas aos novos fluidos frigorígenos (protocolo de Montreal e de Kyoto). Neste presente trabalho, a motivação do estudo da viabilidade do uso do CPC é pela possibilidade de se conseguir temperaturas mais elevadas durante o período de insolação e menores temperaturas durante o período noturno. Uma das maiores limitações dos sistemas adsorptivos é a dificuldade de transferir calor para o ambiente, durante o processo de resfriamento do reator que deve ocorrer logo após a sua regeneração. Os coletores planos necessitam do uso de vitrais e isolantes térmicos para atingirem suas temperaturas de trabalho e que naturalmente dificulta este resfriamento. O uso do CPC pode a princípio contornar estes dois problemas. Para uma avaliação técnica da incorporação de um CPC, é realizada uma simulação numérica relativa a modelização matemática de todo o sistema frigorífico. Para esta modelização são usadas hipóteses e simplificações que já foram bem testadas e confrontadas com resultados experimentais obtidos em diversos trabalhos (Guillemintot et al, 1987) e (Gurgel e Klüppel, 1992), o que torna as simulações confiáveis.

A descrição detalhada dos sistemas adsorptivos para fins de refrigeração são bem apresentados nas citações acima. Resumidamente é formado basicamente por três trocadores de calor interligados (Reator adsorptivo, Condensador, Evaporador). O funcionamento destas máquinas é baseado na reação química entre dois compostos, que se apresentam um na forma sólida (adsorvente) e outro na forma líquida ou vapor (adsorbato). O frio é obtido durante o processo de adsorção no reator que provoca a evaporação do sorbato do evaporador.

## **2. COLETOR SOLAR CONCENTRADOR**

Concentradores solares apresentam como principal vantagem a possibilidade de se obter altas temperaturas de operação. O concentrador parabólico composto (CPC) foi inicialmente idealizado por (Winston, 1974), que demonstrou que entre os concentradores, este possui a maior eficiência de absorção de radiação difusa cuja fração coletada é inversamente proporcional à razão de concentração. Para o caso de baixas concentrações ( $RC < 3$ ), estudos de (Hsieh, 1981) demonstram que não há a necessidade de se fazer nenhum ajuste de posicionamento para rastreamento solar durante todo o ano. Sua forma característica apresenta superfícies refletoras em forma de parábolas truncadas capazes de concentrar a radiação solar em um absorvedor de forma tubular que recebe a radiação incidente através de sua abertura. Detalhes construtivos podem ser encontrados em (Silva, 1993). O CPC aqui idealizado (figura 1) teve suas dimensões obtidas através de um estudo de otimização realizado através de um modelo matemático desenvolvido para o sistema frigorífico.

## REFRIGERAÇÃO POR ADSORÇÃO SOLAR USANDO CPC

**J.C. Santos<sup>1</sup>, J.E. Silva Jr.<sup>1,2</sup>, F.P. Carvalho, R.P. Klüppel<sup>3</sup>,  
M.A.W. Cavalcanti, J.M. Gurgel**

UFPB/DTM/CPGEM/Laboratório de Energia Solar, e-mail: gurgel@les.ufpb.br

C.P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa - PB - Brasil

1- UFPB/CT/CPGEM

2- Escola Técnica Federal de Sergipe/UNED

3- UFPE/DEM

### Resumo

O trabalho apresenta um estudo da viabilidade técnica do uso de um coletor solar concentrador parabólico composto (CPC) com um absorvedor tubular de vidro. O objetivo deste CPC é o de regenerar um leito adsorvente, contido no interior do tubo, que compõe um reator adsorvente de um sistema de refrigeração por adsorção. É apresentado a modelização matemática e simulação numérica referente a tal sistema, que permitiu uma otimização do seu dimensionamento. Os resultados da simulação são comparados com os obtidos com um refrigerador operando sob as mesmas condições, porém usando um reator tubular inserido em um coletor solar plano. O uso do CPC mostrou-se viável como coletor solar tendo-se conseguido um COP superior quando confrontado com o sistema usando coletor plano.

**Palavras – chave:** Adsorção, Leito Granular, Sílica–gel, Sistema de Refrigeração, CPC.

### 1. INTRODUÇÃO

Os estudos da aplicação da adsorção sólida com fins de obtenção de frio têm sido realizados desde o fim da década de 1970 com os trabalhos de (Tchernev, 1979) e (Guilleminot et al, 1980), que construíram protótipos usando o par zeolita/água. O par sílica gel/água foi em seguida testado por (Vodianitskaia e Klüppel, 1984) e (Klüppel e Gurgel, 1987), com testes em dois protótipos. Tais sistemas apresentaram dificuldades para a obtenção de gelo conseqüente da limitação física da temperatura mínima em que a água (fluido de trabalho) pode ser atingida que corresponde a temperatura do ponto triplo. Para contornar este problema, outros pares frigorígenos foram estudados sendo o carvão ativado/metanol usado com resultados promissores (Boubakri et al. , 1985), (Passos, 1986) e (Pons e Grenier, 1987) dentre outros. Embora tenham feito gelo, havia a necessidade de avanços tecnológicos visando melhorar suas performances. Um dos problemas avaliados, é a baixa condutividade térmica dos leitos granulares. Diante disto, algumas tentativas de se intensificar a transferência de calor nos leitos porosos foram estudadas por (Guilleminot e Gurgel, 1990), que conseguiram um aumento do valor da condutividade térmica do leito e diminuição da resistência de contato leito granular/parede através de inserções metálicas



## Otimização Teórica/Experimental de um Coletor de Energia Solar Plano

Dalmo G. Gomes

Nide G. C. R. Fico Jr.

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Aeronáutica, 12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [nide@aer.ita.cta.br](mailto:nide@aer.ita.cta.br)

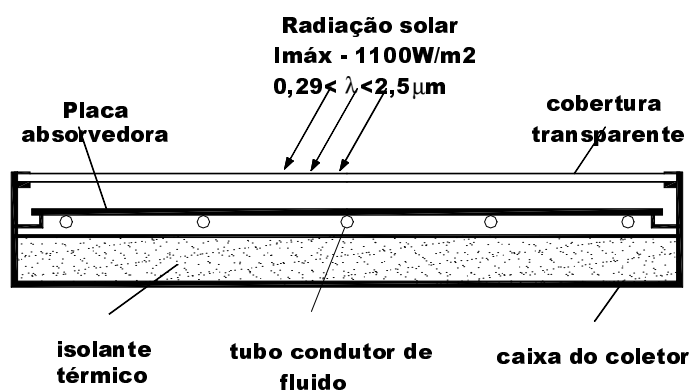
### Resumo

*O presente trabalho apresenta resultados obtidos na otimização de um coletor de energia solar de placas planas. Usando equações disponíveis na literatura projetou-se um coletor de aleta com degrau. Este foi construído e ensaiado em laboratório com objetivo de se minimizar as perdas por convecção através da superfície superior do coletor.*

**Palavras-chave:** energia solar, mecânica dos fluidos, transferência de calor

### 1. INTRODUÇÃO

Desde a pré-história a humanidade faz uso da energia solar. Civilizações antigas, como os Incas, sabiam como manter termicamente confortável o ambiente em suas moradias (Grolier,1993). Existe, até hoje, um grande interesse por parte dos pesquisadores no processo de absorção, armazenamento e utilização da energia solar, por ser esta uma fonte inesgotável de energia e de fácil obtenção, particularmente em um país como o Brasil. Um coletor de energia solar de placas planas, usualmente chamado de coletor solar, é um trocador de calor que pode ser projetado para aplicações que requerem temperaturas moderadas, ou seja, de até aproximadamente 100 °C acima da temperatura ambiente. Este tipo de equipamento pode ser utilizado em aquecimento de ambientes, mas sua principal aplicação é no aquecimento de água para uso doméstico. A energia solar incidente que é absorvida pelo coletor,  $I$ , é transferida para o fluido que escoar no seu interior (Duffie&Beckman,1980), conforme esquematizado na figura 1.



**Figura 1.** Esquema de um típico coletor de energia solar de placas planas.

Este processo começa pelo recebimento da energia solar radiante pela placa absorvedora a qual é transferida por condução para o tubo condutor de fluido e, finalmente, transferida por convecção do tubo para o fluido. As perdas de energia, que sempre existem, são provocadas

por processos de transferência de calor por convecção (natural e forçada) e radiação nas partes laterais, inferior e superior do coletor. A superfície superior é responsável pela maior parcela dessas perdas de energia (Agarwal& Larson,1981).

Segundo Duffie e Beckman (1980), o primeiro estudo detalhado da eficiência de coletores de energia solar de placas planas foi realizado por Hottel e Woertz (1942). O trabalho destes pesquisadores baseou-se no balanço de energia e nas medições experimentais em coletores de energia solar. Tabor (1958) modificou os cálculos das perdas de energia feitas, por Hottel e Woertz (1942), com o uso de novas correlações para transferência de calor por convecção entre duas placas planas e, incluindo também, valores de emitância dos vidros. Estas correlações permitiram estimar perdas de energia do coletor com superfícies seletivas, pois, pelo método anterior de Hottel e Woertz (1942), não eram obtidos resultados satisfatórios. Em 1959, no Laboratório de Energia Solar da Universidade do Arizona, Bliss (1959) combina em um “*fator de eficiência*” todas as variáveis que influenciam a eficiência de coletores de energia solar de placas planas. Este fator foi de extrema importância em projetos e cálculos de eficiência de vários tipos de coletores. Este trabalho ainda é importante fonte de referência.

Estudos de minimização das perdas de energia por convecção natural entre a cobertura de vidro e a placa receptadora de calor de coletores de placas planas (ver Figura 1) foram feitos por Malhotra e Rani (1980). No mesmo ano, Duffie e Beckman editam o livro “*Solar Engineering of Thermal Processes*”, aprimorando o trabalho de 1974. Agarwal e Larson (1981) avançam ainda mais no estudo do cálculo do coeficiente de perdas de energia na parte superior do coletor de placas planas, utilizando as equações propostas por Klein (1975).

Procurando economizar material da aleta, sem prejudicar sua eficiência, foram desenvolvidos perfis não uniformes como, por exemplo, o circular e o triangular. Entretanto a dificuldade na manufatura destes perfis faz com que, na prática, o perfil retangular seja usado. Hollands e Stedman (1992) desenvolveram estudos na otimização de placas absorvedoras de calor de coletores de energia solar com degraus na espessura da aleta. O objetivo destes autores era manter a eficiência da placa coletora e, ao mesmo tempo, obter economia de material. Ao contrário das aletas com perfis não uniformes, a aleta com degrau no perfil é de fácil fabricação. A confecção das aletas com duas lâminas de larguras diferentes proporcionam a formação de um degrau no perfil. Este processo de fabricação foi desenvolvido a partir do método patenteado por Olson, Thundal e Wilson (1981).

O objetivo do presente trabalho é realizar a otimização de um coletor de energia solar de placas planas. Assim, primeiramente foi feita uma avaliação teórica *de custo / fator de eficiência* em coletores de energia solar de placas planas em função da distância entre os centros dos tubos. Em seguida foi realizada uma segunda avaliação de *custo / fator de eficiência*, agora para aleta com degrau. A partir deste estudo teórico foi confeccionado um coletor otimizado, com degrau na aleta. Ensaio experimentais foram realizados neste coletor de energia solar. É importante salientar que para determinação de sua eficiência térmica foi utilizado o método descrito pela norma ASHRAE. Finalmente, foi realizado um estudo experimental para redução de perdas de energia por convecção forçada na superfície superior do coletor confeccionado. Uma solução clássica para redução dessas perdas de energia é a colocação de camadas de vidro adicionais na superfície superior. Neste trabalho pretende-se melhorar a eficiência do coletor através da colocação de paredes verticais no perímetro do coletor. Estas paredes funcionam como barreiras, reduzindo a velocidade do vento sobre o coletor, e portanto, minimizando as perdas de energia por convecção forçada.

## **2. PROJETO DO COLETOR**

A fim de se realizar os ensaios experimentais do presente trabalho foi projetado e construído um coletor solar. Como desejava-se um equipamento otimizado foram feitos

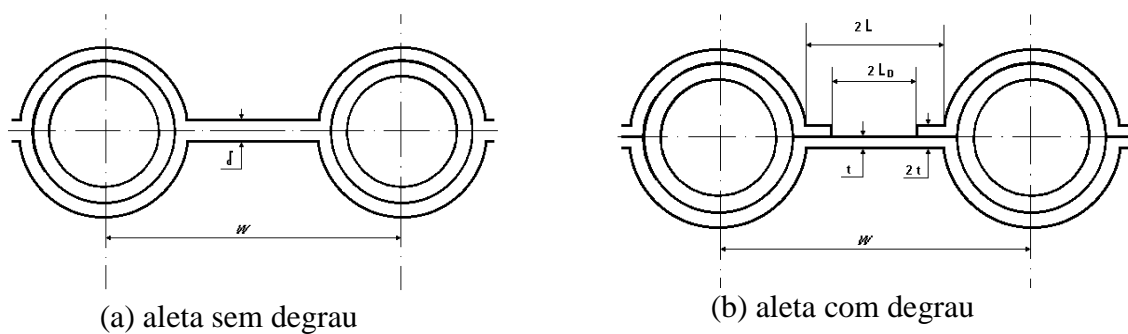
diversos estudos para minimizar a relação *custo / fator de eficiência* (Gomes, 1998). Os materiais considerados foram aço, aço galvanizado, alumínio e cobre. Uma primeira análise foi para o caso de aletas com perfis retangulares. Foram estudadas diversas placas com espessuras encontradas no mercado e também placas com espessuras diferentes, para análise da existência de uma espessura ótima em relação ao *custo / fator de eficiência* do coletor.

O fator de eficiência do coletor de energia solar,  $F'$ , representa a razão entre a energia líquida obtida e a energia adquirida se a superfície absorvedora do coletor estivesse na temperatura de entrada do fluido, com fluxo de calor uniforme (Bliss,1959):

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[ \frac{1}{U_L (D + (W - D) F)} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]}, \quad (1)$$

onde três parâmetros adimensionais podem ser formados, são eles:  $(U_L W / C_B)$ , relativo à condutância da solda aleta-tubo,  $(U_L W / \pi D_i h_{fi})$  relativo à transferência de calor ao fluido nos tubos e também a  $(W / (D + (W - D) F))$ , relativo ao fator de eficiência da placa. Nesses parâmetros,  $U_L$  é o coeficiente global de troca de calor,  $D$  e  $D_i$  representam o diâmetro externo e interno respectivamente,  $W$  é a distância entre tubos,  $C_B$  condutância da solda entre aleta e tubo,  $F$  é o fator de eficiência da aleta e  $h_{fi}$  representa o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo e o fluido.

O preço das placas não encontradas no mercado foram calculados proporcionais ao da espessura mais próxima encontrada no mercado. Em seguida foram escolhidas, para cada um dos quatro materiais, as espessuras ótimas para confecção do coletor com degrau no perfil, ver figura 2 (b). Em ambos os casos utilizou-se o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o tubo e o fluido,  $h_{fi}$ , para coletores de energia solar que estejam funcionando com água e com sistema termossifão (Bliss,1959) .



**Figura 2.** Perfis de um coletor de energia solar de placa plana.

Os resultados dos estudos teóricos mostraram que as aletas com degrau no perfil proporcionam valores do fator *custo / fator de eficiência* menores do que os obtidos para aletas retangulares. Isto significa que para todas as placas encontradas no mercado com perfil retangular, a quantidade de material das aletas pode ser reduzida e o fator *custo / fator de eficiência* ser ainda menor. Os resultados das otimizações dos quatro materiais analisados, no caso de aleta com degrau, estão na tabela 1 abaixo.

De acordo com a tabela 1, coletores confeccionados com aletas de alumínio com a introdução de um degrau no perfil da aleta foram os que obtiveram um valor *custo / fator de eficiência* menor (US\$ 63,79 / m<sup>2</sup>) entre os quatro tipos de materiais analisados. Houve uma

economia de 44 % de material utilizado na aleta causando uma diminuição no fator de eficiência do coletor de apenas 2,0 % em relação ao caso de aleta de espessura constante e igual a 0,8 mm. Esta queda de eficiência é considerada baixa em relação a economia de material obtida (ver figura 2).

**Tabela 1.** Espessuras e tamanhos dos degraus otimizados para os materiais encontrados nos mercados de São José dos Campos e São Paulo.

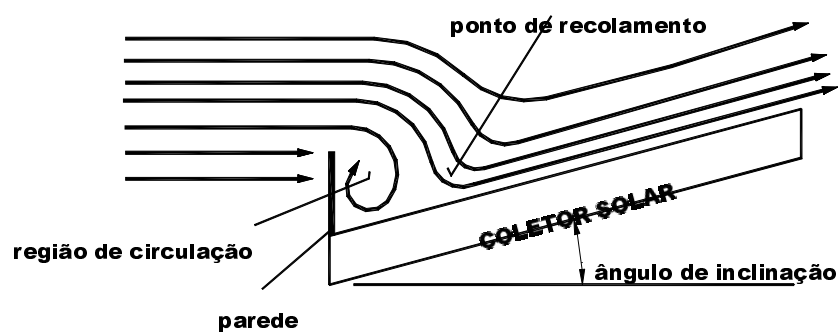
Material da aleta	Espessura da aleta, pt (mm)	Espessura da aleta, t (mm)	Valor( $L_D/L$ ) do degrau	Fator de eficiência do coletor %	Custo do coletor US\$/m <sup>2</sup>	Custo / Fator de eficiência US\$/m <sup>2</sup>
Aço	1,8	0,9	0,98	84,9	61,06	71,89
Aço galvanizado	1,0	0,5	0,72	85,6	60,80	70,97
Alumínio	0,8	0,4	0,88	86,1	54,96	63,79
Cobre	0,2	0,1	0,82	86,6	59,43	68,59

### 3. ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Neste trabalho propõe-se uma alternativa para a minimização das perdas de energia por convecção forçada pela superfície do coletor. Ao invés da solução clássica de se adicionar placas de vidro coloca-se, em todo o perímetro do coletor, uma barreira (ou parede) vertical com o objetivo de diminuir a velocidade do vento sobre o coletor (ver figura 3). Esta barreira cria uma região de recirculação do escoamento sobre o coletor que é proporcional a altura da mesma. Lembrando(McAdams, 1954) que o coeficiente de película pode ser escrito como:

$$h_w = 5,7 + 3,8 \cdot V \quad (\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (2)$$

onde  $V$  é a velocidade do vento dada em metros por segundo. A região de recirculação sobre o coletor tende a diminuir o valor do coeficiente de filme,  $h_w$ , pois a velocidade do vento sobre o coletor é menor do que se não houvesse a parede ao longo do perímetro do coletor, portanto, o efeito da “barreira” é o de diminuir as perdas de energia pela parte superior do coletor. É importante salientar que neste trabalho apenas a barreira frontal foi utilizada.



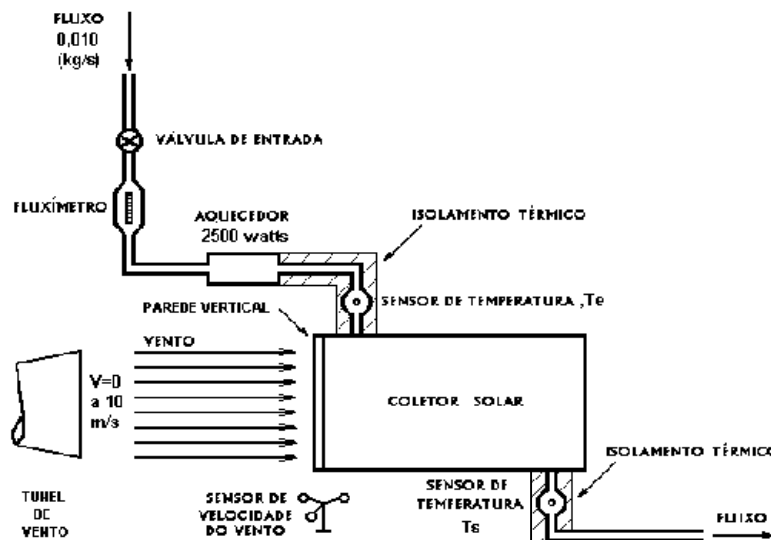
**Figura 3.** Linhas de corrente na parte superior do coletor solar com parede vertical.

### 3.1 Métodos e procedimentos utilizados

O método experimental usado para verificar as perdas de energia no coletor foi desenvolvido pelo monitoramento das temperaturas de entrada e saída no sistema em regime permanente. O objetivo é verificar as perdas de energia pela diferença de temperatura na entrada e saída do coletor submetido a várias condições preestabelecidas.

Foram feitos ensaios nos quais a diferença entre a temperatura de entrada,  $T_e$ , e a do ambiente,  $T_a$ , foi fixada em  $30\text{ }^\circ\text{C}$  e outros nos quais essa diferença era de  $60\text{ }^\circ\text{C}$ . O ângulo do coletor em relação a horizontal também foi variado. Os valores utilizados foram  $0$ ,  $15$  e  $30$  graus. Um outro parâmetro importante é a altura da parede,  $L_p$ . Os seguintes valores de  $L_p$  foram testados:  $0$ ,  $5$ ,  $11$ ,  $14$ ,  $18$  e  $22$  cm. Finalmente, a velocidade do vento,  $V$ , foi variada de  $2$  em  $2$  m/s, na faixa de  $0$  a  $8$  m/s.

O procedimento para medição das perdas de energia por convecção forçada pela parte superior do coletor foi o seguinte: inicialmente, sem vento atuando sobre o coletor, circula-se a água por dentro do coletor com uma vazão de  $0,020$  kg/s, e número de Reynolds baseado no diâmetro interno,  $Re_{Di} = 3150$ . Na entrada do coletor existe uma resistência térmica que aquece a água até que a temperatura desejada ( $30\text{ }^\circ\text{C}$  ou  $60\text{ }^\circ\text{C}$  acima da temperatura ambiente) seja alcançada. O fluxo de massa é o mesmo utilizado pela norma ASHRAE para o cálculo de desempenho do coletor. Aguarda-se o tempo suficiente para que a temperatura da água na entrada e na saída do coletor se estabilize, caracterizando o regime permanente. No coletor testado, tempo mínimo aguardado foi de  $30$  minutos, que é muitas vezes superior a sua constante de tempo. Depois anota-se as temperaturas de entrada, saída e ambiente além do fluxo de massa e o ângulo de inclinação. Ver esquema na figura 4.



**Figura 4.** Esquema para ensaio das perdas de energia do coletor solar confeccionado.

Após esta etapa do ensaio, liga-se o túnel de vento e regula-se a velocidade ( $0 \leq V \leq 8$  m/s) desejada sobre o coletor de energia solar. É preciso também colocar a parede na altura em que se deseja realizar o ensaio ( $0 \leq L_p \leq 22$  cm). Mantendo sempre constante a temperatura de entrada,  $T_e$ , aguarda-se o tempo suficiente para que a temperatura da água na saída do coletor se estabilize, caracterizando novamente o regime permanente. Mais uma vez, o tempo mínimo aguardado foi também de  $30$  minutos. De novo anota-se: as temperaturas de entrada, saída e ambiente, além do fluxo de massa, ângulo de inclinação do coletor, altura da parede e

velocidade do vento. O ensaio deve ser feito sem incidência de energia solar direta no coletor para que não haja interferência pela variação da intensidade solar.

### 3.2 Resultados experimentais

São apresentados a seguir resultados referentes às condições: velocidades de vento 5 m/s,  $T_e - T_a = 60^\circ\text{C}$ , ângulos de inclinação,  $\beta$ , 0, 15 e 30 graus e uma cobertura de vidro.

Na tabela 2 é apresentada a redução de perdas por convecção forçada devido a colocação da parede na parte frontal do coletor. As condições de ensaio foram: velocidade de 5 m/s,  $T_e - T_a = 60^\circ\text{C}$  e uma cobertura de vidro. Pode-se observar que para a parede de 5 cm de altura a incerteza dos resultados experimentais é grande o suficiente para impossibilitar qualquer tipo de análise.

**Tabela 2.** Redução percentual das perdas por convecção forçada pela parte superior do coletor em função da altura da parede,  $L_P$ . Velocidade do vento = 5 m/s,  $T_e - T_a = 60^\circ\text{C}$ .

Altura da Parede $L_P$ (cm)	Redução das Perdas (%)		
	$\beta = 0$ grau	$\beta = 15$ graus	$\beta = 30$ graus
5	$0,7 \pm 0,7$	$1,3 \pm 0,7$	$0,7 \pm 0,7$
11	$2,0 \pm 0,7$	$3,3 \pm 0,6$	$2,6 \pm 0,6$
14	$6,0 \pm 0,6$	$6,5 \pm 0,6$	$5,8 \pm 0,6$
18	$7,3 \pm 0,6$	$7,1 \pm 0,6$	$7,1 \pm 0,6$
22	$9,9 \pm 0,6$	$8,4 \pm 0,6$	$8,4 \pm 0,6$

A tabela 3 apresenta as reduções de perdas de energia causadas pela introdução da parede na parte superior do coletor de energia solar para velocidades de 2, 4, 5, 6 e 8 m/s,  $T_e - T_a = 60^\circ\text{C}$  e uma cobertura de vidro. A redução das perdas foi calculada comparando-se diferença entre a temperatura do fluido na entrada e na saída do coletor,  $(T_e - T_s)$ , para os casos com e sem barreira de vento, mantendo-se os demais parâmetros constantes. Os resultados obtidos demonstram que a parede de 22 cm é mais eficiente pois cria uma maior região de recirculação maior do que a parede mais baixa.

**Tabela 3.** Redução das perdas por convecção forçada pela parte superior do coletor em função de  $L_P$ . Velocidades do vento = 2, 4, 5, 6, 8 m/s,  $T_e - T_a = 60^\circ\text{C}$ , e uma cobertura de vidro.

Velocidade do Vento (m/s)	Redução das Perdas (%)	
	$L_P = 14$ cm	$L_P = 22$ cm
2	$5,7 \pm 0,8$	$12,9 \pm 0,8$
4	$5,8 \pm 0,7$	$10,2 \pm 0,7$
5	$6,0 \pm 0,6$	$9,9 \pm 0,6$
6	$7,1 \pm 0,6$	$11,5 \pm 0,6$
8	$8,2 \pm 0,6$	$11,4 \pm 0,6$

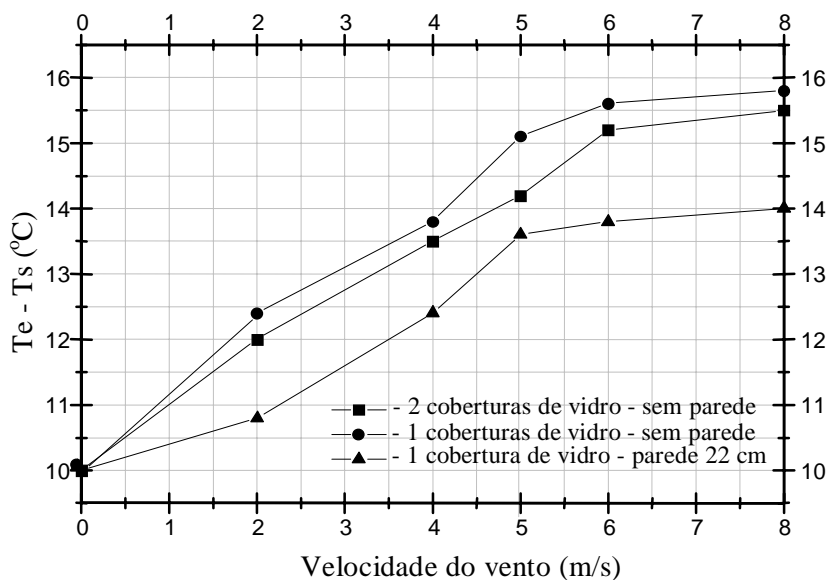
### 3.3 Análise comparativa dos métodos utilizados para redução de perdas de energia

A fim de se avaliar o potencial da parede como elemento redutor da perda de energia, na parte superior do coletor, por convecção forçada, os dados da figura 5 são bastante interessante. São apresentados três curvas: uma para o coletor com uma camada de vidro sem parede, outra para o coletor com uma camada de vidro e com uma parede frontal de 22 cm e finalmente com o coletor com duas camadas de vidro.

A velocidade do vento incidente foi variado de 0 a 8 m/s e a temperatura da água na entrada do coletor,  $T_e$ , é mantida fixa em 60 °C acima da temperatura ambiente,  $T_a$ . A diferença entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido,  $T_e - T_s$ , está relacionada com as perdas por convecção através da superfície superior do coletor. Quanto maior  $T_e - T_s$ , maior a troca de calor entre o coletor e a corrente de ar que escoava sobre ele.

Para as condições do ensaio experimental nota-se que a pior situação é a do coletor sem parede e com apenas uma cobertura de vidro. Fato este, bastante conhecido na literatura. A colocação de uma segunda cobertura de vidro vem contribuir para um melhor desempenho do coletor principalmente, pois esta diminui as perdas de energia por convecção forçada (a segunda cobertura tem pouca influência nas perdas por radiação (Duffie&Beckman,1980). Finalmente, a colocação de uma barreira frontal ao escoamento mostra-se, nas condições ensaiadas, mais eficaz do que a solução clássica de se colocar uma segunda cobertura de vidro sobre o coletor de energia solar de placa plana.

É importante também salientar que este se trata de um primeiro estudo e que proporciona uma colaboração no avanço do estudo das perdas de energia por convecção forçada na parte superior do coletor de energia solar. Novos ensaios devem ser realizados, inclusive os de campo, fora do laboratório, a fim de que se possa avaliar mais profundamente os ganhos que poderão ser obtidos através do conceito introduzido nesse trabalho.



**Figura 5.** Gráfico comparativo dos métodos utilizados para redução das perdas de energia com valores de  $T_e - T_s$  por velocidade do vento com  $T_e - T_a = 60$  °C.

## 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi introduzido um conceito novo para se minimizar as perdas de energia por convecção forçada através da superfície superior de um coletor de energia solar de placas

planas. A idéia é a de se criar uma região de recirculação de escoamento sobre o coletor, diminuindo assim a velocidade do vento e, conseqüentemente o coeficiente de filme  $h_w$ . A introdução desta barreira proporciona uma diminuição nas perdas de energia, devido a uma região de recirculação de escoamento sobre o coletor. Notou-se uma melhor eficácia da barreira para velocidades de vento com ângulo de inclinação do coletor de 0 grau. Para as outras inclinações, 15 e 30 graus, as regiões de recirculação foram pouco menores. Observou-se também que para as condições estudadas, a introdução da parede é a melhor solução para minimizar as perdas de energia, com uma melhoria na redução das perdas de energia chegando até 9,7 % em comparação com o coletor com duas coberturas de vidro, e de até 12,9% em comparação com o coletor com uma cobertura de vidro e sem parede, para velocidade de vento de 2 m/s. Estes resultados podem ser considerados promissores e certamente são satisfatórios para o atual estágio da presente pesquisa.

## 5. AGRADECIMENTO

Os autores agradecem o apoio da FAPESP que possibilitou a realização do presente trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS

- Agarwal, V. K. and Larson, D. C., 1981, "Calculation of the Top Loss Coefficient of a Flat-Plate Collector", *Solar Energy*, Vol 27, pp 69-71.
- Bliss, Raymond W., Jr., 1959, "The Derivations of Several 'Plate-Efficiency Factors' Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors", *Solar Energy Laboratory, Institute of Atmospheric Physics, University of Arizona, Tucson, Solar Energy*, Vol 3, pp 55-64.
- Duffie, John A., and Beckman, William A., 1980, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience, New York.
- Gomes, Dalmo G., 1998, "Estudo de Otimização em Coletores de Energia Solar de Placas Planas", Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 127p.
- G. Olson, B. Thundal, and G. Wilson, 1981, "Advanced Solar absorber of Metallurgically Bonded Copper and Aluminum", *Proceedings, Solar World Forum, Brighton, England, Pergamon Press, Vol. 1, pp 163-168.*
- Hollands, K. G. T., and Stedman, B.A., 1992, "Optimization of an Absorber Plate Fin Having a Step-Change in Local Thickness", *Solar Thermal Research Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada, N2L 3G1, Solar Energy*, Vol. 49, No. 6, pp 493-495.
- Hottel, H.C. and Woertz, B.B., 1942, "Performance of Flat-Plate Solar-Heat Collectors", *Transactions of the American Society Mechanical Engineers*, 64, 91.
- Klein S. A., 1975, "Calculation of Flat-Plate Collector Loss Coefficients", *Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, U.S.A., Solar Energy*, Vol 17, pp 79-80.
- Malhotra, A., Garg, H. P. and Rani, U., 1980, "Minimizing Convective Heat Losses in Flat Plate Solar Collectors", *Solar Energy*, Vol. 25 , pp 521-526.
- McAdams, W. H., 1954, "Heat Transmission", 3ª Edição, McGraw-Will Inc., New York.
- New Grolier Multimedia Encyclopedia, 1993, 6ª Ed., Versão 6.03 – Grolier Inc.
- Tabor, H., 1958, "Radiation, Convection and Conduction Coefficients in Solar Collectors", *Bulletin of the Research Council of Israel*, 6C, 155.



## **SIMULADOR DE RADIAÇÃO SOLAR. RESULTADOS, FUNCIONAMENTO E TESTES EM UM EQUIPAMENTO CONSTRUÍDO**

### **Marcelo Bezerra Grilo**

Doutorando em Engenharia Elétrica. UFPB/COPELE – Campina Grande, Paraíba.

[grilo@nerg.ufpb.br](mailto:grilo@nerg.ufpb.br) / [www.nerg.ufpb.br/~grilo](http://www.nerg.ufpb.br/~grilo) fone (083) 333 2967

### **Francisco Ilo Bezerra Cardoso**

Universidade de Pernambuco UPE/FESP. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica. Recife, PE, Brasil. (081) 9979 5898

**RESUMO.** O simulador de radiação solar é um equipamento que substitui a radiação solar, que chega a nível do solo, por uma radiação equivalente, porém de fonte artificial. O equipamento permite a pesquisa em sistemas que utilizam a radiação solar como fonte energética, possibilitando seu funcionamento para localidades com latitude e longitude diferentes, bem como de condições meteorológicas e de potência solar abrangentes. O simulador de radiação construído será utilizado na pesquisa em andamento que trata do desenvolvimento de um sistema para bombeamento de água usando energia solar, em um ciclo a absorção. É possível também sua utilização como fonte de energia para se estudar a influência da qualidade espectral da energia solar e da sua intensidade para o desenvolvimento morfológico de determinadas plantas. Neste trabalho, apresentam-se o projeto, as características construtivas e os resultados obtidos nos testes de um protótipo construído que utiliza material simples e de baixo custo.

**Palavras-chave:** Energia Solar, Radiação Solar, Baixo Custo, Simulador Solar

## **1. INTRODUÇÃO**

Este trabalho apresenta dados de projeto, características construtivas e os resultados dos testes de um equipamento, que substitui a radiação solar por uma radiação equivalente porém de fonte artificial, utilizando-se lâmpadas incandescentes.

Ele é caracterizado por produzir radiação com um espectro equivalente a radiação solar que chega a nível do solo, com comprimentos de ondas na faixa de 0,100 a 2,500  $\mu\text{m}$ .

A radiação solar, suas características e propriedades, será apresentada em um breve estudo com a finalidade de familiarizar o leitor com a terminologia adotada. Também são apresentados alguns dados geográficos e meteorológicos da cidade de Campina Grande, na Paraíba, onde o equipamento foi construído e testado. Estes estudos preliminares justificam-se pela necessidade de se chamar a atenção para certos cuidados que devem ser observados ao se construir um equipamento desse tipo.

O equipamento testado tem baixo custo de fabricação e apresenta facilidade para manutenção e operação. Foi construído com material de baixo custo e disponível na região.

Este equipamento será utilizado para os testes, em laboratório, de funcionamento de um coletor solar bifásico. Este coletor especial, utiliza como fluido de trabalho uma mistura de

água e amônia, e sua finalidade é funcionar como um gerador em um ciclo termodinâmico de absorção, onde o vapor de amônia produzido é usado para acionar um mecanismo de bombeamento de água.

## 2. MATERIAL E MÉTODOS

Antes de dar início a caracterização da parte experimental do simulador de radiação, apresenta-se um estudo resumido sobre o tema radiação e particularmente radiação solar. Esta apresentação contribui para familiarizar o leitor com a terminologia utilizada no trabalho, bem como dar aos iniciantes no tema uma visão panorâmica sobre o assunto.

Radiação solar é a radiação térmica com uma forma particular de comprimento de onda. A intensidade desta radiação depende basicamente das condições atmosféricas, da época do ano, do local ( latitude e longitude ) e da hora. A radiação térmica é a radiação eletromagnética emitida por um corpo em função de sua temperatura. Sabe-se que todo corpo com  $T \neq 0$  K, emite radiação.

O mecanismo de propagação da radiação é dado pela equação:  $c = \lambda \nu$ . Onde  $c$  é a velocidade de propagação da luz no vácuo,  $\lambda$  é o comprimento de onda e  $\nu$  é a frequência. Na tabela 1, apresentam-se alguns tipos de radiação e suas respectivas faixas espectrais de comprimento de onda.

**Tabela 1.** Espectro eletromagnético em função do comprimento de onda  $\lambda$ .

TIPO DE RADIAÇÃO	FAIXA DE $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )
Radiação térmica	0,100 a 100,000
UV - Ultravioleta	0,001 a 0,350
Radiação visível	0,350 a 0,750
IV - Infravermelho	0,750 a 1000,000
Radiação solar a nível do solo	0,100 a 2,500

No simulador de radiação solar nos interessa produzir o máximo de radiação na faixa espectral da radiação solar a nível do solo. Isto será obtido utilizando-se lâmpadas incandescentes comuns que tenham uma determinada temperatura de emissão no filamento e que portanto emitam radiação térmica com qualidade espectral nas faixas do ultravioleta longo, do visível e do infravermelho curto. Os fabricantes de lâmpadas produzem lâmpadas especiais que podem gerar radiação específica nas faixas espectrais desejadas, essas porém têm um custo muito elevado.

As propriedades mais usuais da radiação incidente sobre uma superfície são a Irradiação (G), a Refletividade ( $\rho$ ), a Absortividade ( $\alpha$ ), a Transmissividade ( $\tau$ ), e a Emissividade. Aplicando-se um balanço de energia em um corpo, a soma de  $\rho + \alpha + \tau$  deve ser igual a 1 (100%). A constante solar é dada pelo termo Gcs, e vale  $1353 \text{ W/m}^2$ , este valor de irradiação é obtido em altitudes muito elevadas fora da influência da camada atmosférica da terra.

Na revisão bibliográfica sobre a utilização de equipamentos para simular radiação solar, constata-se a existência de poucos trabalhos e referências sobre o tema. Os trabalhos encontrados referem-se a equipamentos de alto padrão tecnológico e conseqüentemente custos muito elevados. VERNON (1979), apresenta o simulador utilizado pela NASA, e BISGAARD (1982), descreve as características de um simulador utilizado para testes de coletor solar na Universidade da Dinamarca. No Brasil, obteve-se a informação de que o laboratório de

energia solar da UFRGS, já construiu um equipamento para este fim, mas que está desativado. É possível que existam no Brasil outros equipamentos sendo utilizados, um dos resultados esperados com a publicação deste trabalho é estabelecer contato com esses usuários.

Na tabela 02, são apresentados alguns dados meteorológicos e geográficos para Campina Grande, cidade inserida na área conhecida como semi-árido nordestino, onde é possível se obter intensidade de radiação solar, a nível do solo, na faixa de 600 a 950 W/m<sup>2</sup>.

**Tabela 2.** Dados meteorológicos e geográficos da cidade de Campina Grande

Altitude	550	m
Latitude	7°	sul
Longitude	35°	W Gw
Temperatura Ambiente ( média máxima )	24,7	°C
Temperatura Ambiente ( média mínima )	21,5	°C
Irradiação ( média máxima )	950	W/m <sup>2</sup>
Irradiação ( média mínima )	600	W/m <sup>2</sup>

Apresentam-se, na tabela 3, algumas características construtivas e de custos do simulador de radiação solar de baixo custo, projetado e construído por GRILO (1999), na cidade de Campina Grande, Brasil, e algumas características do simulador de radiação construído por CASTRO (1994), na cidade de Toulouse, França.

Esta tabela tem a finalidade de comparar os materiais e o nível de caracterização tecnológica e de custos envolvidos em cada equipamento. Utilizando-se valores de março de 1999, data dos testes, verifica-se que o equipamento construído em Campina Grande representa um investimento de apenas 20% em relação ao simulador construído na França, sendo, entretanto, capaz de realizar com competência e qualidade as tarefas para as quais foi projetado.

**Tabela 3.** Principais características dos simuladores de GRILO e de CASTRO

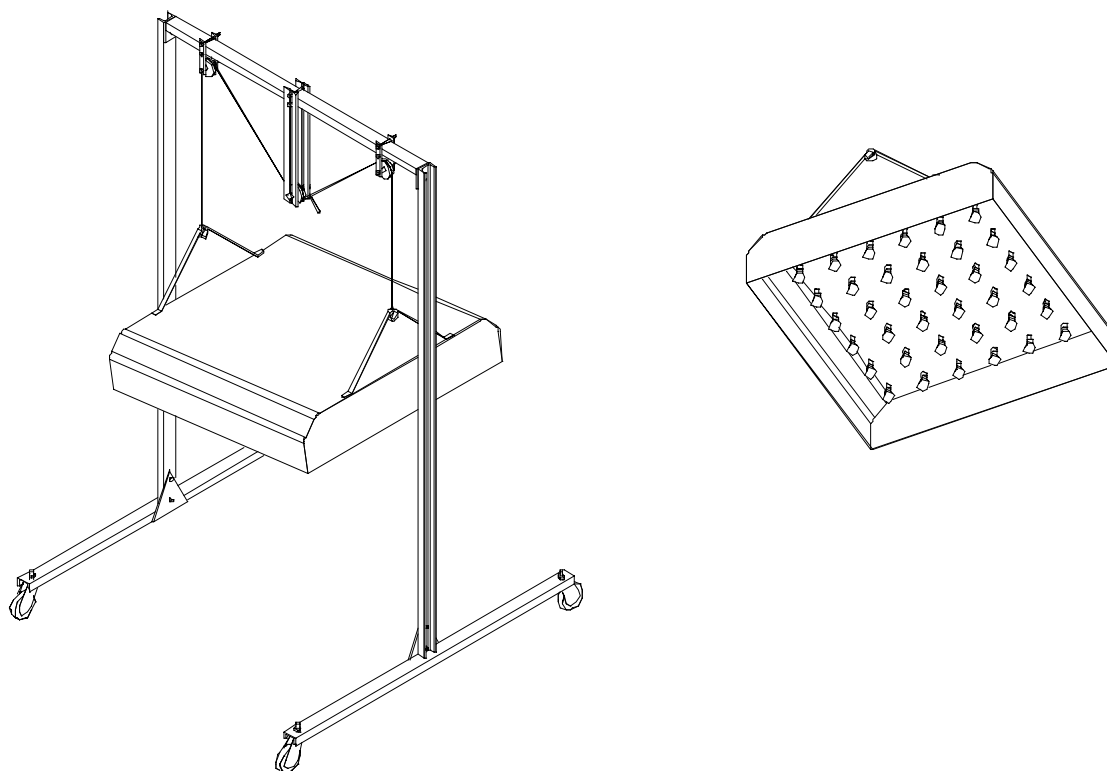
<b>CARACTERÍSTICAS</b>	<b>SIMULADOR DE BAIXO CUSTO CAMPINA GRANDE - BRASIL</b>	<b>SIMULADOR DE CASTRO TOULOUSE - FRANÇA</b>
Largura ( m )	1,40	0,50
Comprimento ( m )	1,40	2,00
Área ( m <sup>2</sup> )	1,96	1,00
Número de lâmpadas	36	10
Potência cada lâmpada ( W )	200	500
Tipo de lâmpada	Incandescente	Halogênio
Material do simulador	Chapa galvanizada	Aço Inox
<b>Custo aproximado ( US\$ )</b> Taxa do dia, US\$ 1.00 = R\$ 1,80	<b>132</b>	<b>660</b>

**Tabela 4.** Valores dos componentes do simulador solar de baixo custo

COMPONENTES	INVESTIMENTO ( US\$ )
Chapa galvanizada	15
Lâmpadas / Soquetes / Fios / Chaves	72
Madeira	12
Chapa de alumínio / parafusos	26
Tinta	07
<b>Total</b>	<b>132</b>

O equipamento construído e a experimentação realizada têm as seguintes características. A base do simulador de radiação é constituída por uma chapa de ferro galvanizada com dimensões de 1,40 m por 1,40 m, no interior do equipamento estão 36 pontos de luz, apropriadamente posicionados com soquetes de porcelana para resistir as altas temperaturas existentes.

Na figura 1, apresenta-se um desenho do equipamento construído.



**Figura 1.** Desenho do simulador no suporte e detalhe do posicionamento das lâmpadas

O critério para escolha da lâmpada utilizada como fonte emissora é aquele que contemple o binômio baixo custo e máxima eficiência. Elege-se a lâmpada incandescente de bulbo transparente de 200 W, porque ela tem uma temperatura no filamento irradiador em torno de

3 673 K. Aplicando-se a lei de Planck para este tipo de lâmpada, como pode ser visto em HOLMAN (1983), obtêm-se as características de radiação que este tipo de emissor tem:

- ✓ 0,4 % é irradiação no UV Ultravioleta
- ✓ 21,8 % é irradiação no V Visível
- ✓ 77,8 % é irradiação no IV Infravermelho

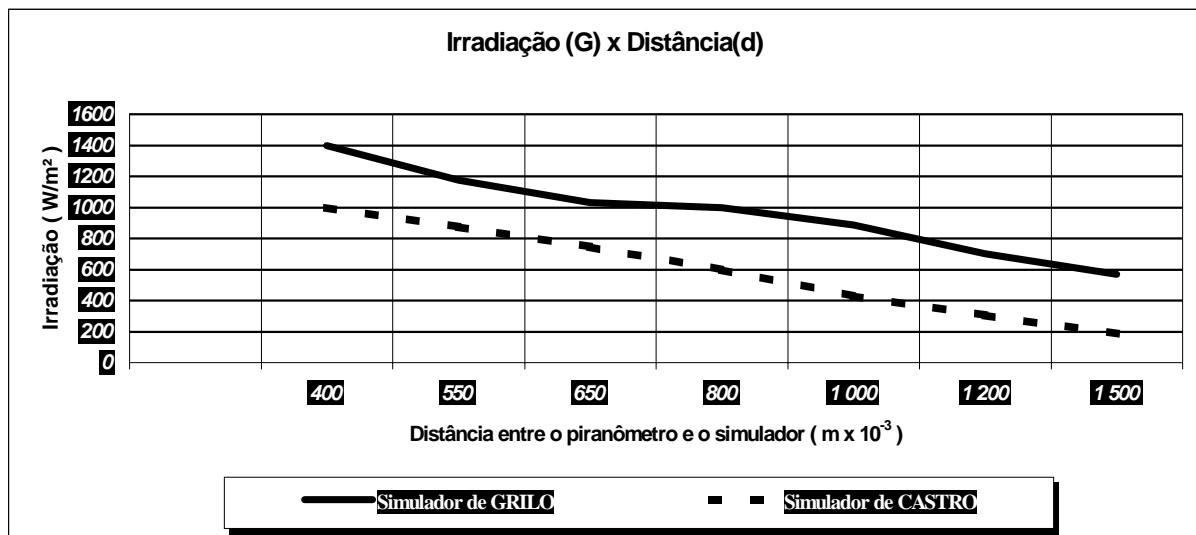
Para realizar os testes e medições, foi utilizado um piranômetro *Eppley*, modelo PSP referência número 28232F-3 com constante igual a  $8,75 \times 10^{-6} \text{ J/Wm}^2$ . Acoplado ao piranômetro utilizou-se um sistema de aquisição de dados *Zix Micrologger* fabricado pela *Campbell Scientific* com número de série 8461, do tipo RJV.

No Núcleo de Energia da UFPB tem um vídeo e um conjunto de fotografias do equipamento em teste, onde é possível observar a geometria, as proporções e demais características do equipamento testado, estas fotos foram obtidas com uma máquina fotográfica especial e digitalizadas diretamente no computador sem necessidade de revelação.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foram realizadas dez baterias de testes, que geraram aproximadamente cem planilhas. A seqüência de testes foi estabelecida com a finalidade de medir a irradiação obtida no piranômetro, essa irradiação é função da distância entre o simulador e o piranômetro e da potência que sai das lâmpadas no simulador. Espera-se com este tipo de teste determinar qual a distância correta entre o emissor e o receptor da radiação. Por exemplo, qual a distância necessária entre o simulador e um receptor para que este receba uma irradiação de  $950 \text{ W/m}^2$ ?

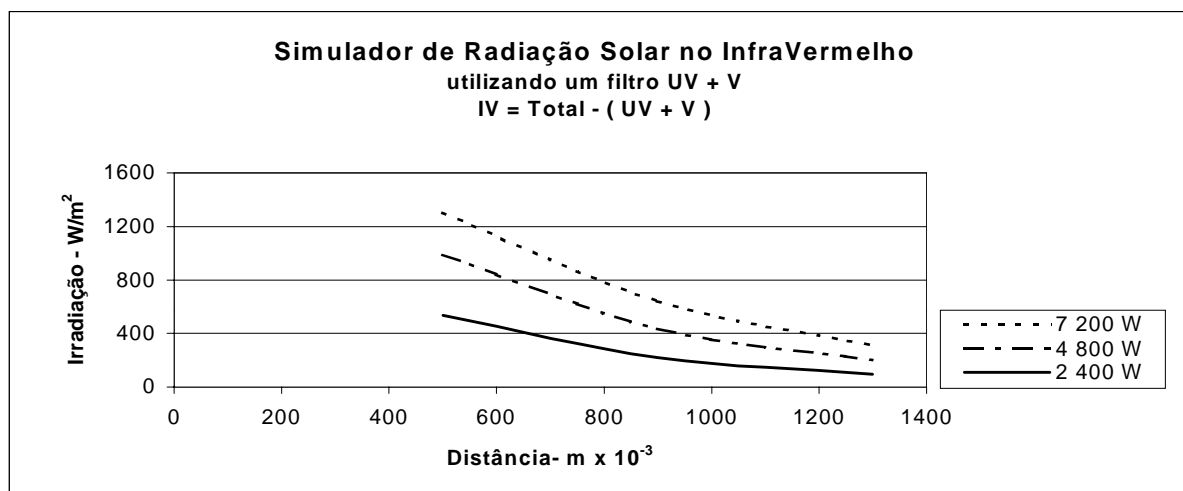
A figura 2, mostra os resultados obtidos no receptor, neste caso o piranômetro, quando se varia a distância entre este e o simulador. Na figura também é mostrada esta mesma relação para o simulador de CASTRO e que serve de comparativo entre os dois equipamentos. É possível observar que o simulador de GRILO tem capacidade de produzir irradiação na faixa equivalente a que realmente existe no Nordeste brasileiro, e até  $1 500 \text{ W/m}^2$ .



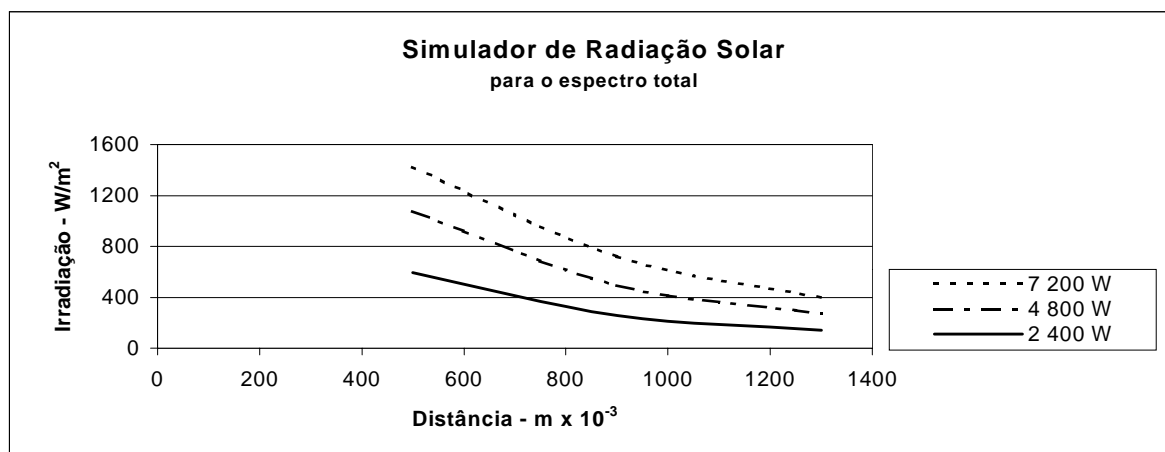
**Figura 2.** Irradiação obtida quando se varia a distância entre o simulador e o piranômetro

Os testes servem também para verificar a qualidade da radiação que chega no receptor, ou seja, a radiação deve estar na faixa espectral de  $0,100$  a  $2,500 \mu\text{m}$ , equivalente a que chega na superfície da terra quando proveniente do sol.

As figura 3 e 4, mostram os valores de irradiação obtidos no piranômetro para a faixa do espectro Infravermelho e para o espectro total. Comparando-se estas duas figuras observa-se que a radiação obtida para uma potência de partida de 7 200 W nas lâmpadas, apenas 1 200 W chega no receptor na faixa espectral do Infravermelho e 1 500 W chega no espectro total. Isto mostra que a radiação infravermelho é aproximadamente 80% da radiação total, o que está de acordo com o valor esperado teoricamente. Estas duas figuras mostram também que esta proporção de 80% se mantém quando a potência do emissor é de 4 800 W e 2 400 W.



**Figura 3.** Irradiação obtida na faixa do IV, variando-se a potência do simulador



**Figura 4.** Irradiação obtida para espectro total, variando-se a potência do simulador

#### 4. CONCLUSÕES

A figura 2, mostra que para se produzir irradiação entre 600 e 950  $W/m^2$ , basta variar a distância entre o simulador e o coletor solar entre 1,50 m e 0,70 m, e que essa irradiação pode chegar até 1 500  $W/m^2$  quando a distância entre o emissor e o receptor é de 0,50 m.

Para se utilizar um equipamento deste tipo, é necessário apenas que se conheça a faixa de irradiação incidente na localidade, e determinar, através da figura 2, qual a distância necessária entre o simulador e o coletor solar.

As figuras 3 e 4, mostram que o simulador construído produz radiação de qualidade, nas faixas espectrais esperadas.

Da análise dos dados obtidos nas medições, conclui-se que o equipamento construído e testado, apresenta resultados compatíveis com os esperados teoricamente.

Pode-se, portanto, afirmar que é possível e é viável, a construção e operação do simulador de radiação solar proposto.

### *Agradecimentos*

Ao Banco do Nordeste do Brasil - BNB, que apoia financeiramente o projeto Desenvolvimento de um Sistema para Bombeamento de Água usando Energia Solar, com Ciclo a Absorção, do qual este trabalho é parte.

## 5. REFERÊNCIAS

- BISGAARD, C., SVENDSEN, S.** 1982. Testing the efficiency of solar collectors at the Technical University of Denmark. SunWorld. Vol. 6 (4). pp. 112–113.
- CASTRO, Moema Soares.** 1994. Système de pompage de l'eau utilisant une pompe gás-lift et alimenté par énergie solaire. Thèse de Docteur. Toulouse, France. 145p.
- GRILO, Marcelo Bezerra.** 1999. Projeto, construção e testes de um simulador de radiação solar. Copele. UFPB, Campina Grande, Brasil. 57p.
- HANNA, G. B.** 1980. Investigation of a flat-plate solar collector performance with the use of a solar simulator. J. Eng. Sci. Riyadh. Vol. 6 (2). pp. 199-209.
- HOLMAN, Jack Philip.** 1983. Transferência de Calor. Tradução de Luiz Fernando Milanez, Editora McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, Brasil. 639p.

## SOLAR RADIATION SIMULATOR

**Abstract.** This paper is about the development of a radiation solar simulator. The solar radiation simulator is a device that substitutes the solar radiation by an equivalent artificial radiation in the laboratory. A well designed solar simulator allows the research of equipments that use the solar radiation as energy source, facilitating its operations at places with different latitude and longitude, as well as different meteorological conditions and including solar potencial. This paper presents the project and the characteristics of a solar radiation simulator, that uses simple and low cost materials, what makes its construction feasible in another laboratories of poor areas as the demi-arid area in the Brazilian Northeast.

**Keywords.** Solar Energy, Solar Radiation, Solar Radiation Simulator

# INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DO REATOR NO DESEMPENHO DE UM REFRIGERADOR SOLAR À ADSORÇÃO OPERANDO COM CARVÃO-AATIVO/METANOL

**Ronald Borges Buere**

**Márcio Fonte Boa Cortez**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: buere@demec.ufmg.br

**Evandro Ferreira Passos**

Universidade Federal de Viçosa, Departamento de Física, 36571-000, Viçosa, MG, Brasil. E-mail: epassos@mail.ufv.br

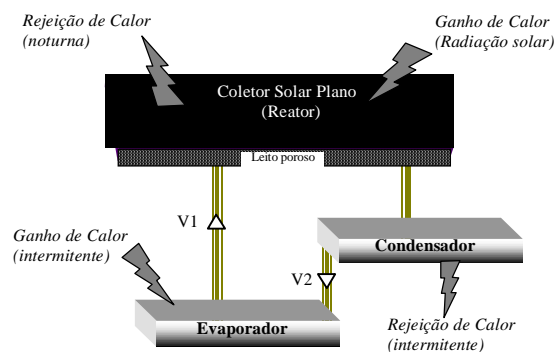
## Resumo

Uma análise teórica do reator de um sistema de refrigeração solar à adsorção, baseado em um modelo matemático representativo dos processos relativos ao fenômeno da sorção, é apresentada. O modelo matemático utilizado descreve a transferência de calor e massa durante o processo de dessorção, permitindo a avaliação do desempenho térmico do sistema. Diferentes concepções geométricas do reator, comuns na literatura, são consideradas na composição do sistema, possibilitando comparações de desempenho sob condições de operação definidas.

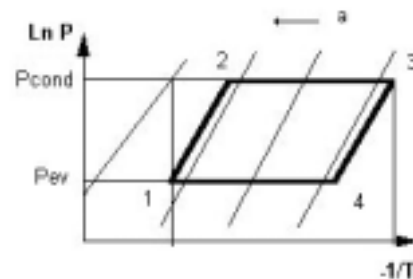
**Palavras-chave:** Refrigeração solar, adsorção, carvão ativo, leito poroso

## 1. INTRODUÇÃO

Um sistema de refrigeração solar à adsorção é composto, basicamente, de um reator (coletor solar) – constituído de um leito poroso, uma superfície absorvedora da radiação solar, uma cobertura transparente e isolamento térmico nas laterais e fundo – de trocadores de calor, condensador e evaporador, e de válvulas de retenção (figura 1).



**Figura 1** – Representação de um sistema de refrigeração à adsorção.



**Figura 2** – Ciclo de refrigeração no diagrama isotérmico.



O ciclo de refrigeração nesta instalação é caracterizado por uma operação intermitente, completando-se em duas fases: regeneração ou aquecimento (etapa diurna) e produção de frio ou adsorção (etapa noturna). A figura 2 mostra o ciclo de refrigeração à adsorção, no diagrama isostérico onde estas fases podem ser identificadas – a fase de regeneração (1-2-3) compõe-se dos processos de aquecimento isostérico (1-2) e dessorção (2-3) e a fase de produção de frio (3-4-1) dos processos de resfriamento isostérico (3-4) e adsorção (4-1).

A fase de regeneração inicia-se com a incidência de radiação solar no reator, que provoca o aumento de sua temperatura e pressão. Nesta fase, tem-se um processo inicial no qual a massa de fluido refrigerante adsorvida no leito poroso permanece constante (processo isostérico) que ocorre até que a pressão interna do reator alcance o valor da pressão de condensação, quando então, inicia-se o processo de dessorção. Na dessorção, a radiação solar continua a aquecer o leito poroso e a pressão do reator é a pressão de condensação. O vapor de refrigerante dessorvido dirige-se ao condensador e, após condensado, atinge o evaporador.

A etapa de produção de frio inicia-se ao final do período de insolação, quando a temperatura e a pressão do reator começam a diminuir. Inicialmente, tem-se um processo de resfriamento isostérico que ocorre até que a pressão do reator alcance o valor da pressão de evaporação, momento em que se inicia o processo de adsorção e a realização do efeito frigorífico através do evaporador. Durante o processo de adsorção em que a temperatura do leito poroso continua a diminuir e a pressão interna do reator é imposta pelo evaporador, o vapor de refrigerante que se forma no evaporador (através da cessão de calor do espaço a ser refrigerado) dirige-se ao reator onde é adsorvido pelo leito poroso. Ao final da fase de produção de frio, a concentração de refrigerante adsorvida no leito poroso é, novamente, elevada e o reator encontra-se preparado para nova etapa diurna.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

O modelo matemático baseia-se em uma análise bidimensional, em regime transiente, das equações de condução de calor e conservação de massa em um reator adsorvivo de geometrias, tubular e plana, face às seguintes considerações:

- 1-A transferência de massa dentro do leito adsorvivo, ocorre somente na fase de vapor. O equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato é verificado a cada instante em todos os pontos do leito poroso;
- 2-A pressão é considerada uniforme a cada instante, em todo o leito poroso ( $\text{grad } P = 0$ );
- 3-O leito poroso em presença da fase adsorvida é considerado um meio contínuo e homogêneo, para efeito da condução de calor;
- 4-A resistência à difusão de massa intergranular e através dos poros é desprezada;
- 5-Não se considera a transferência de calor convectiva no interior do leito poroso.

### 2.1 – Equação de Dubinin e Astakhov

Na região do leito poroso, a concentração da fase adsorvida ( $a$ ) em função da temperatura ( $T$ ) e pressão ( $P$ ) pode ser determinada pela equação de estado de Dubinin e Astakhov:

$$a = W_0 \rho_{\text{sorb}}(T) \exp\left[-D \left(T \ln \frac{P_{\text{sat}}(T)}{P}\right)^n\right], \quad (1)$$

onde,  $a$  é a massa de sorbato por unidade de massa de adsorvente,  $W_0$  é a capacidade máxima de adsorção (volume de adsorvato/massa de adsorvente),  $\rho$  é a massa específica do sorbato líquido e  $D$  e  $n$  são parâmetros característicos do par adsorvente/adsorvato.

A variação de massa no interior do leito poroso, decorrente das variações de temperatura e pressão pode ser calculada através da diferenciação total da equação 1 em relação ao tempo:

$$\frac{da}{dt} = b(a, T, P) \left( \frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} \right), \quad (2)$$

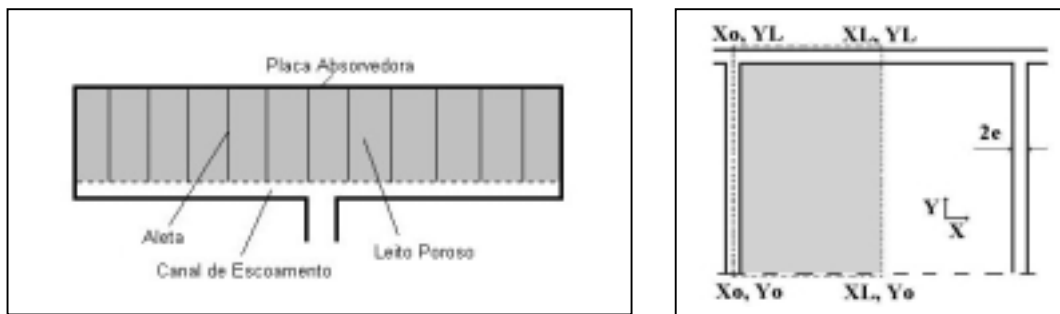
sendo,  $b(a, T, P) = aDnT^n \left( \ln \frac{P_{sat}(T)}{P} \right)^{n-1}$  e  $q_{st}$ , o calor isostérico de adsorção, dado por:

$$q_{st} = L + RT \ln \frac{P_{sat}}{P} + \frac{\alpha RT}{nD} \left( T \ln \frac{P_{sat}}{P} \right)^{1-n}, \quad (3)$$

onde  $L$  é o calor latente de vaporização e  $\alpha$  é o coeficiente de expansão térmica do sorbato.

## 2.2 – Reator Plano

O reator plano analisado possui configuração semelhante à encontrada em diversos trabalhos (Grenier & Pons, 1983; Passos, 1986; Guilleminot et al., 1987; Passos et al., 1989). O modelo é desenvolvido para uma região do reator compreendida entre duas aletas, cuja simetria permite a análise em meia-célula (figura 3).



**Figura 3** – Representação do reator plano e do domínio da solução.

Nas partes metálicas (placa absorvedora e aletas) a equação da condução de calor é:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \left( \frac{\rho c}{k} \right)_{met} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (4)$$

onde,  $k$ ,  $\rho$  e  $c$  são, respectivamente, a condutividade térmica, a massa específica e o calor específico à pressão constante do metal utilizado.

No leito poroso a equação é escrita como a seguir:

$$k_{lp} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + q_{st} \rho_{sorb} \frac{da}{dt} = [\rho_{sorb} (c_{sorb} + a(T, P)c_{sorb})] \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

Na região de contato entre as partes metálicas e o adsorvente, estabelece-se uma resistência térmica ( $h$ ). Considerando-se  $T_{met}$  e  $T_{lp}$ , respectivamente, as temperaturas do metal e do leito poroso na região de contato, pode-se escrever:

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x_0+e} = h(T_{met} - T_{lp}), \quad -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y_L-2e} = h(T_{met} - T_{lp}). \quad (6)$$

As condições iniciais são fixadas em função das temperaturas, ambiente e do evaporador no início da fase de regeneração:

$$T(x, y, t = 0) = T_{\text{amb}}, \quad P(x, y, t = 0) = P_{\text{sat}}(T_{\text{ev}}). \quad (7)$$

Utilizando-se as equações 1 e 7, a concentração ( $a_0$ ) e a massa total de sorbato ( $M_{\text{sorb}}$ ) no início da regeneração podem ser determinadas:

$$a(T_0, P_0) = a_0, \quad M_{\text{sorb}}|_0 = \rho_{\text{sorb}} V_{\text{lp}} a_0, \quad (8)$$

onde,  $V_{\text{lp}}$  é o volume do leito poroso.

As condições de contorno são implementadas assumindo-se simetria em  $(x_0, y)$  e  $(x_L, y)$  e fluxo prescrito em  $(x, y_L)$  e  $(x, y_0)$ :

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x_0} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x_L} = 0, \quad (9-a)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y_L} = S - U_t [T(x, y_L) - T_{\text{amb}}], \quad \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y_0} = U_b [T(x, y_0) - T_{\text{amb}}], \quad (9-b)$$

onde  $S$  é a radiação solar absorvida pelo reator e  $U_t$  e  $U_b$  são os coeficientes globais de perda de calor pelas partes superior e inferior do reator, respectivamente. As expressões para determinação destes parâmetros são detalhadas em (Duffie & Beckman, 1991).

Durante o aquecimento isotérico, a concentração de sorbato varia, internamente, no leito poroso, permanecendo, entretanto, sua massa total, constante e igual à massa inicial:

$$\frac{d}{dt} \iint_A a(T(x, y), P) \rho_{\text{sorb}} dx dy = 0. \quad (10)$$

Aplicando a equação 10 sobre a equação 2, considerando a pressão uniforme, obtém-se:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\iint b(a, T, P) \frac{q_{\text{st}}}{RT^2} \frac{dT}{dt} dx dy}{\iint b(a, T, P) dx dy}. \quad (11)$$

Durante a fase de dessorção, a pressão do sistema é imposta pelo condensador:

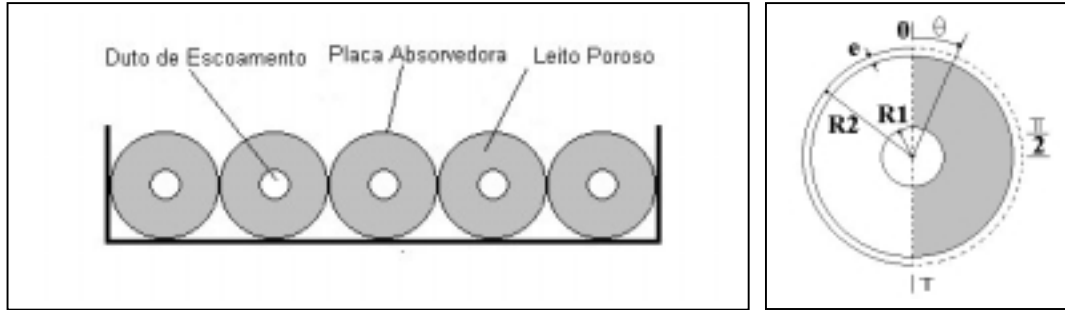
$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{d \ln P_{\text{cond}}}{dt}. \quad (12)$$

A seguinte expressão final é obtida para o leito poroso:

$$k_{\text{lp}} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \left[ \rho_{\text{sorb}} (c_{\text{sorb}} + a(T, P) c_{\text{sorb}}) + \rho_{\text{sorb}} b(a, T, P) \frac{q_{\text{st}}^2}{RT^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_{\text{sorb}} b(a, T, P) q_{\text{st}} \frac{d \ln P}{dt} \quad (13)$$

### 2.3 – Reator Tubular

O reator tubular estudado é semelhante ao utilizado por pesquisadores da Universidade Federal da Paraíba (Gurgel & Kluppel, 1992; Leite, 1997 e 1998). O modelo é desenvolvido para uma região do reator, compreendida entre a superfície externa do duto de escoamento e a superfície externa do tubo. A simetria deste tipo de reator permite a análise em uma porção de 1/2 de tubo, conforme mostrado na figura 4.



**Figura 4** – Representação do reator tubular e do domínio da solução.

Os processos que ocorrem no interior do reator tubular são descritos através da aplicação da equação da condução de calor bidimensional, transiente, em coordenadas cilíndricas a cada um de seus componentes (placa absorvedora e leito poroso). As condições iniciais são como as descritas para o reator plano e as condições de contorno são as seguintes:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial \theta} \right|_{r,\theta} = 0, \text{ para } \theta = 0 \text{ ou } \theta = \pi, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r1,\theta} = 0, \quad (14-a)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r2,\theta} = S - U_t [T(r_2, \theta) - T_{amb}], \text{ para } 0 \leq \theta \leq \pi/2, \quad (14-b)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r2,\theta} = U_b [T(r_2, \theta) - T_{amb}], \text{ para } \pi/2 < \theta \leq \pi. \quad (14-c)$$

Conduzindo-se esta análise como na seção precedente, as seguintes expressões finais são obtidas para a região metálica e leito poroso, respectivamente:

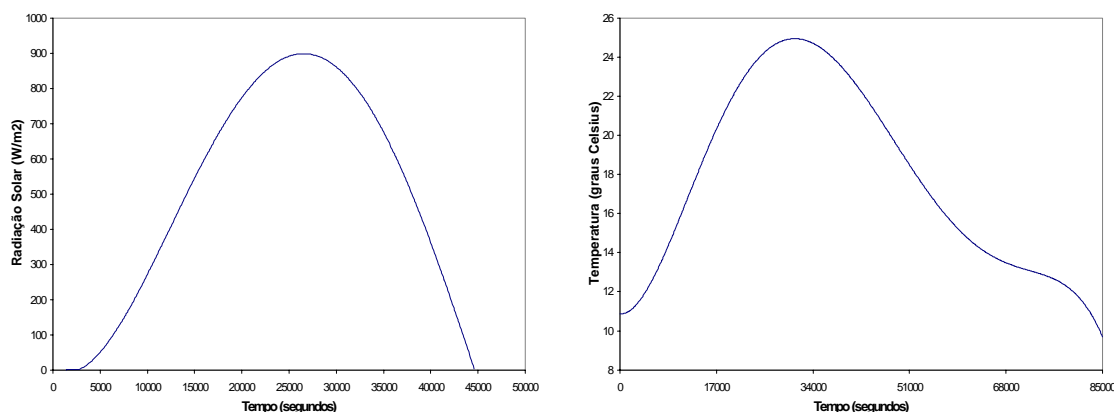
$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = \left( \frac{\rho c}{k} \right)_{met} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (15-a)$$

$$\left[ \rho_{sorb} (c_{sorb} + a(T, P)c_{sorb}) + \rho_{sorb} b(a, T, P) \frac{q_{st}^2}{RT^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_{sorb} b(a, T, P) q_{st} \frac{d \ln P}{dt} = k_{ip} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) \quad (15-b)$$

A solução do conjunto de equações sujeitas às condições iniciais e de contorno é obtida mediante a utilização de um método numérico baseado na técnica de volumes finitos através do programa computacional *Conduct* (Patankar, 1991). O modelo devidamente implementado determina os campos de temperatura e concentração e a pressão do reator (consequentemente, a quantidade de massa de sorbato desorvida), a partir de dados de insolação e temperaturas, ambiente, de condensação e de evaporação.

### 3. METODOLOGIA DE ANÁLISE

Para a validação do modelo matemático implementado e avaliação do desempenho dos sistemas com reator plano e tubular, tomou-se como referência os estudos apresentados em (Passos, 1986 e Passos et al., 1989). Estes trabalhos, consideram um protótipo com reator plano, composto de uma superfície absorvedora em cobre, com pintura seletiva (absortividade de 0,97 e emissividade de 0,1), aletas em cobre, e cobertura de vidro (emissividade de 0,88). As dimensões da “meia-célula” apresentada na figura 3 são:  $x_L = 25$  mm e  $y_L = 51$  mm. O par adsorvente/adsorvato utilizado é o carvão ativo/metanol e o carvão ativo, especificamente, é o AC-35 cujas propriedades e parâmetros da equação de estado são:  $\rho = 460,0$  kg/m<sup>3</sup>,  $c_p = 1010,0$  J/kgK,  $W_o = 0,425$  l/kg<sub>sorv</sub>,  $D = 5,02 \text{ E-}7$  e  $n = 2,15$ .



**Figura 5** – Condições operacionais.

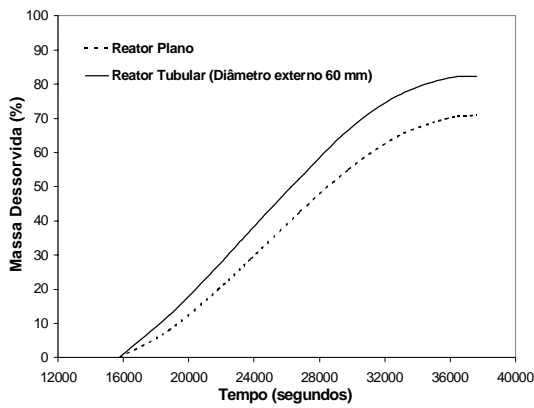
Para a análise comparativa adotou-se a quantidade de massa dessorvida, durante a fase de regeneração, como critério para avaliação do desempenho de cada sistema. Nas simulações, foram consideradas, então, para ambos os sistemas, as condições operacionais apresentadas na figura 5, a mesma temperatura do reator no início da regeneração, as mesmas temperaturas de condensação e evaporação, o mesmo coeficiente convectivo para o ambiente externo e o mesmo coeficiente global de perdas pela parte inferior do reator.

No dimensionamento do reator tubular foram consideradas duas situações. Inicialmente, a “meia célula” apresentada na figura 4 foi dimensionada de maneira a comportar a mesma quantidade, em massa, de sorvente seco contida na “meia célula” do reator plano (figura 3). No segundo caso, as dimensões foram definidas de forma que o reator tubular comportasse a mesma quantidade, em massa, de sorvente seco, contida no reator plano, por unidade de área de coleta. Definindo-se, então, o duto de escoamento com diâmetro de 16 mm (Gurgel & Kluppel, 1992, utilizaram um duto de escoamento de 15 mm) tem-se para o primeiro caso um tubo com diâmetro de 60 mm e, para o segundo caso um diâmetro externo de 70 mm. Em ambos os casos considera-se tubos com 1 m de comprimento e paredes de 1 mm de espessura.

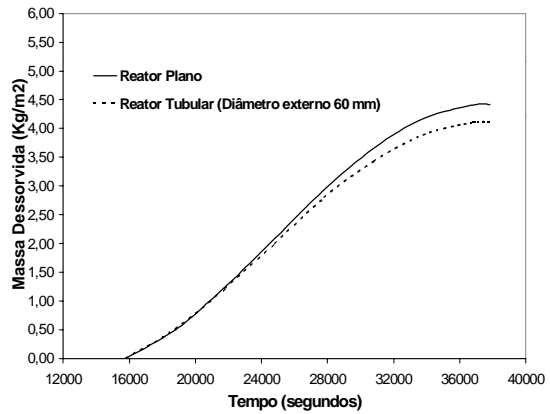
### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inúmeras simulações foram realizadas considerando diferentes temperaturas de condensação e evaporação. Os resultados mostraram que estas temperaturas afetam, significativamente, o desempenho dos sistemas – maiores quantidades de massa dessorvida são conseguidas quando o sistema opera com baixas temperaturas de condensação e altas temperaturas de evaporação. Os resultados apresentados a seguir foram obtidos para temperaturas de condensação e evaporação de 33°C e -10°C, respectivamente (valores

médios das temperaturas de condensação e evaporação utilizadas nas simulações), e podem ser considerados representativos de todos os demais resultados qualitativos encontrados.



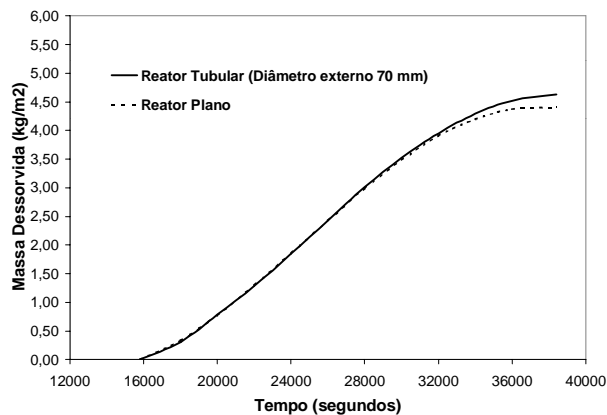
**Figura 6** – Massa dessorvida ao longo do tempo, em relação à massa inicial.



**Figura 7** – Massa dessorvida ao longo do tempo, por área de coleta.

Na figura 6 observa-se que a quantidade de massa dessorvida pelo reator tubular é significativamente superior à quantidade dessorvida pelo reator plano, quando analisados em termos da massa inicial. No reator tubular, entretanto, a quantidade de tubos, colocados lado a lado, necessária para preencher um metro quadrado de área é, aproximadamente, de 16 unidades. Esta mesma área comporta, aproximadamente, 20 “células” do reator plano. O melhor “fator de empacotamento” verificado para as células do reator plano, proporciona uma maior quantidade de massa dessorvida por metro quadrado de área de coleta (figura 7).

Conforme citado anteriormente, a utilização de tubos com 70 mm de diâmetro externo no reator tubular proporciona a mesma quantidade, em massa, de sorvente seco contida no reator plano por unidade de área de coleta. Desta forma, a massa inicial de adsorvato é a mesma para ambos os reatores. A quantidade de massa dessorvida pelos reatores, plano e tubular, ao longo do tempo, nesta condição, é mostrada na figura 8, onde se observa uma maior capacidade de dessorção por área de coleta para o reator tubular.



**Figura 8** – Massa dessorvida por área de coleta, ao longo do tempo.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A análise comparativa entre os reatores plano e tubular demonstrou que o reator tubular, nas condições estabelecidas para as simulações, possui uma capacidade de dessorção superior à verificada para o reator plano quando ambos comportam a mesma quantidade, em massa, de sorvente seco por unidade de área de coleta. A capacidade de dessorção do sistema com reator tubular foi, em média, 5% superior à do sistema com reator plano. Quando a quantidade de massa de sorvente seco contida no reator tubular é inferior à contida no reator plano, observa-se que uma maior quantidade de massa é dessorvida pelo reator plano, por unidade de área de coleta, e que o reator tubular dessorve maior quantidade em relação a massa inicial. Pode-se, então, concluir que a utilização de tubos de pequeno diâmetro externo na composição do reator tubular pode ser indicada para proporcionar boas quantidades de massa dessorvida em locais ou períodos de baixa insolação.

Neste trabalho, realizou-se apenas uma análise térmica dos reatores, não tendo sido considerado qualquer aspecto construtivo, como soldagem, montagem e custos envolvidos. Diante disto, para a proposição de sistemas reais, deve-se estabelecer uma análise criteriosa que contemple tanto o desempenho térmico do sistema, quanto os obstáculos à sua construção.

## 6. REFERÊNCIAS

- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Grenier, P., Pons, M., 1983, "Experimental and Theoretical Results on the Use of an Activated - Carbon Intermittent Cycle for the Application to a Solar Powered Ice Maker", Proceedings of the ISES Conference Perth.
- Guillemintot, J.J., Meunier, F., Pakleza, J., 1987, "Heat and Mass Transfer in a Non-Isothermal Fixed Bed Solid Adsorbent Reactor: a Uniform Pressure – Non-Uniform Temperature Case", Int. Journal Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, 1595-1606.
- Gurgel, J.M, Kluppel, R.P., 1992, "Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por Adsorção", ENCIT-92.
- Leite, A.P.F., 1997, "Sistema Frigorífico à Adsorção Utilizando Carvão Ativado-Metanol com Regeneração por Energia Solar", COBEM-CIDIM/97, Baurú-SP.
- Leite, A.P.F., 1998, "Thermodynamic Analysis and Modeling of an Adsorption-Cycle System for Refrigeration from Low-Grade Energy Sources", J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. XX, No. 4, 518-531.
- Passos, E.F., 1986, "Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de leur Application a la Réfrigération Solaire", Tese de Doutorado No. 624, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Suisse.
- Passos, E.F., Escobedo, J.F., Meunier, F., 1989, "Simulation of an Intermittent Adsorptive Solar Cooling System", Solar Energy, Vol. 42, No. 2, 103-111.
- Patankar, S.V., 1991, "Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer", Innovative Research Inc..

## ESTUDO E ANÁLISE DE REATORES FOTOCATALÍTICOS

**Geralda Gilvânia Cavalcante de Lima (\*)**

**Carlos Antônio Pereira de Lima (\*)**

**Fernando Fernandes Vieira (\*)**

**Zaqueu Ernesto da Silva (\*\*)**

**Carlos Antônio Cabral dos Santos (\*\*)**

(\*) Universidade Estadual da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Química, Caixa Postal 781, 58100-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: [gilvania@les.ufpb.br](mailto:gilvania@les.ufpb.br)

(\*\*) Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/CPGEM-DTM, Caixa Postal 5115, 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil

### **Resumo.**

Apesar do grande potencial de desinfecção e desintoxicação fotocatalítica solar de ar, água e esgotos, ainda é muito pequeno o uso desta tecnologia tanto comercialmente como industrialmente. Literaturas publicadas mostram que existem duas unidades em escala piloto para tratamento de efluentes uma nos EUA e outra na Espanha. Outras investigações de tratamento de esgotos reais industriais, embora não em escala de engenharia mostraram o potencial do processo solar onde os métodos de tratamento convencionais não tiveram sucesso.

Basicamente existem dois tipos de reatores: Concentrados que utilizam somente a radiação UV direta e os não concentrados que utilizam tanto a radiação difusa quanto direta e tem um potencial de baixo custo quando comparados com os concentrados.

O presente trabalho é uma revisão dos tipos e configurações de reatores existentes, bem como fontes de radiação e metodologia de construção. Finalmente são apresentadas recomendações para o desenvolvimento de novos projetos e implantação de sistemas fotocatalíticos.

**Palavras-chaves:** Fotocatálise, Fotoreatores, Degradação, Energia Solar

### **1 - INTRODUCAO:**

A fotocatalise tem sua origem na década de 70, quando pesquisas em células eletroquímicas começaram a ser desenvolvidas com os objetivos de produção de combustíveis fosseis a partir de materiais de baixo custo, visando a transformação da energia solar em química (Nogueira, 1995).

Em 1972 Fujishima e Honda relataram a decomposição fotocatalítica da água em eletrodos de  $\text{TiO}_2$  irradiado em uma célula eletroquímica gerando  $\text{H}_2$  e  $\text{O}_2$ . A partir desta época, muitas pesquisas foram dedicadas ao entendimento do processos fotocatalíticos envolvendo a oxidação da água e íons inorgânicos.



A destruição de compostos poluentes por fotocatalise é um assunto bastante discutido na literatura. A degradação fotocatalítica é conseguida com auxílio de um fotocatalisador, no caso um semicondutor ( $\text{TiO}_2$ ). Alguns semicondutores possuem a capacidade de transformar luz em outro tipo de energia, e neste caso a energia da luz absorvida pelo semicondutor resulta na promoção de um elétron a um nível de energia mais elevado produzindo radicais altamente reativos. Estes radicais são do tipo hidroxila ( $\bullet\text{OH}$ ) e podem oxidar e mineralizar compostos orgânicos. As moléculas orgânicas são decompostas e transformadas em água, dióxido de carbono e ácidos minerais. (Alberici, 1992)

A desintoxificação fotocatalítica tem muitas vantagens em relação aos processos convencionais de tratamento, pois evita o uso de outras substâncias químicas, como oxidantes e redutores. O catalisador pode ser reaproveitado do efluente tratado e a energia necessária ao processo pode ser fornecida por uma fonte limpa e inesgotável, como por exemplo o Sol.

## 2 – REATORES FOTOCATALITICOS

Nas últimas três décadas uma grande variedade de modelos e configurações de reatores fotoquímicos vem sendo estudados e desenvolvidos para aplicações específicas de destruição de poluentes. Estes reatores utilizam o fotocatalisador em suspensão (**slurry**) ou imobilizado em algum suporte, podem operar continuamente ou em batelada, em série ou paralelo, além do que estes sistemas podem ser aplicados tanto a sistema em fase líquida ou gasosa.

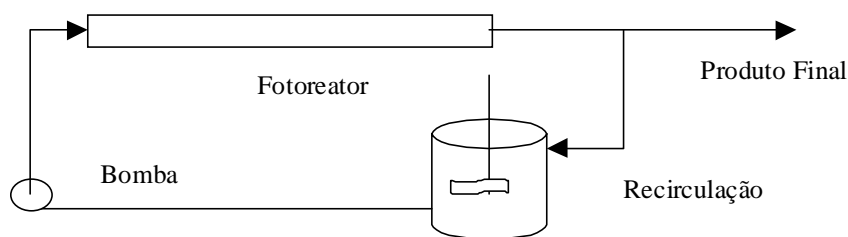
### 2.1 – Modo operacional

No caso do fotocatalisador em suspensão, o mesmo é misturado com o efluente, no entanto no final do processo as partículas devem ser separadas da solução através de filtração, ou centrifugação o que representa uma etapa adicional ao processo. Este problema não acontece quando utiliza-se o fotocatalisador imobilizado, este é impregnado sobre as paredes do reator (Matthews, 1987) ou em outra matriz, sendo do conhecimento, bolas de vidro (Serpone et al, 1986), areia (Matthews et al, 1992), fibras de vidro (Goswami, et al, 1997).

A oxidação fotocatalítica pode ser operada através dos seguintes modos:

1) Batelada: Neste modo, o efluente é armazenado no tanque e continuamente recirculado para o reator até que a destruição desejada seja alcançada. Operação deste modo requer um ou mais tanques de estocagem. Se o grau de destruição da água contaminada não for alcançado em um dia (operação solar), o sistema é operado no dia seguinte até o grau de destruição ser obtido. Alternativamente pode-se tratar o efluente no próprio tanque aberto a radiação.

2) Única passagem modo contínuo: Neste tipo a área do reator e a velocidade de fluxo são projetadas tais que a destruição desejada seja alcançada numa simples passagem. A velocidade de fluxo neste caso é normalmente baixa. A insolação solar varia durante o dia e portanto, a velocidade de fluxo contínuo deve ser ajustada de acordo com a variação da incidência de radiação solar. Em períodos de alta incidência solar (p.ex: próximo ao meio dia) o fluxo deverá ser aumentado para manter a concentração final desejada.



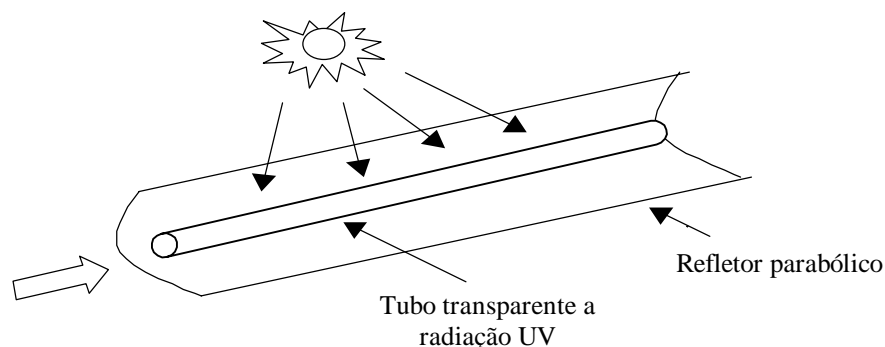
**Figura 1.** Esquema simplificado do sistema de tratamento fotocatalítico

## 2.2 – Configurações

Nos últimos anos muitos reatores fotocatalíticos foram desenvolvidos e testados. Eles se dividem em duas grandes classes principais quanto a absorção de luz: os concentrados que utilizam somente a radiação direta e os não concentrados que utilizam tanto a radiação direta como a difusa

### 2.2.1 - Reator de Calha Parabólica ( Parabolic Trough Reactor-PTR)

O Reator Concentrado de Calha Parabólica (Fig. 2), concentra os raios diretos da parte UV do espectro solar e pode ser caracterizado como um reator de fluxo de interno. Na faixa de comprimento de onda 300-400 nm ocorre a excitação do  $\text{TiO}_2$ . A intensidade de radiação direta e difusa que alcançam a superfície da terra neste comprimento de onda são quase iguais, isto significa dizer que o sistema concentrado só emprega metade da radiação disponível na região espectral especificada. Este tipo de reator foi construído e usado com bastante sucesso para desintoxicação solar nos USA em Albuquerque ( Laboratório Nacional da Sandia ) e na Califórnia ( Laboratório Livermore Lawrence ) (Pacheco et al, 1993) e na Espanha em Almería ( Plataforma Solar de Almería, PSA) (Curcó et al, 1996).

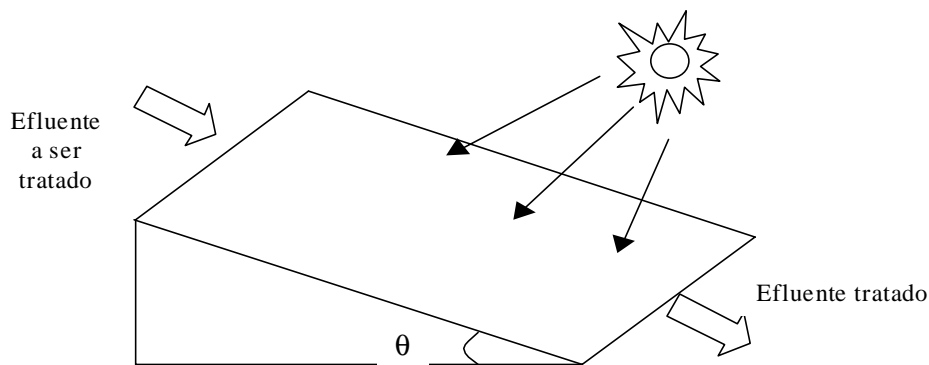


**Figura 2.** Reator de calha parabólica

### 2.2.2 - Reator de leito fixo de filme fino - (Thin-Film-Fixed-Bed-Reactor TFFBR)

A etapa de filtração para separação do fotocatalisador após a fotodegradação da solução de poluentes pode ser uma etapa difícil, considerando que o fotocatalisador é geralmente um pó bastante fino. A imobilização do fotocatalisador em um suporte estacionário apresenta-se como uma solução para este problema, onde a etapa de filtração é suprimida, simplificando o processo. O reator de leito fixo de filme fino (Fig. 3) é do tipo não concentrado, formado por uma placa impregnada com o fotocatalisador. Este tipo de configuração apresenta varias vantagens como: alta eficiência ótica, transferencia efetiva de

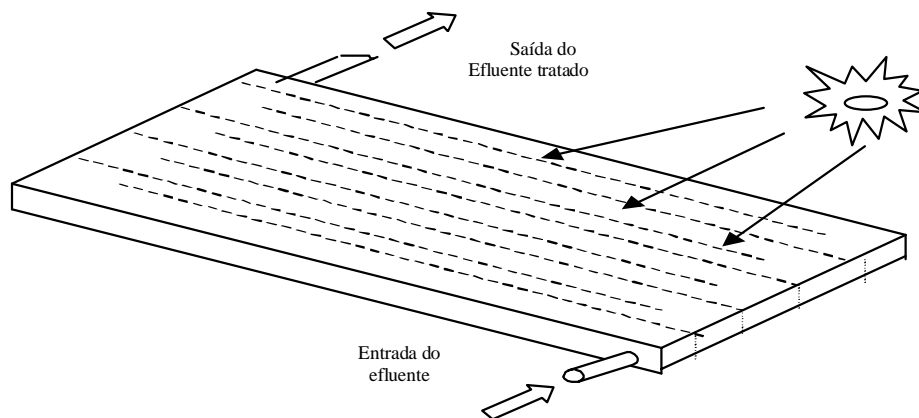
oxigênio dentro do filme líquido, não existe separação do fotocatalisador da água purificada, é de simples construção e apresenta baixo custo de investimento (Van Well et al 1997)



**Figura 3.** Reator filme fino fixo

### 2.2.3 - Reator de Dupla Chapa – (Double Skin Sheet Reator – DSSR)

Um novo tipo de reator não concentrado é o reator de dupla folha (fig. 4). Ele consiste de uma caixa estruturada transparente a radiação UV, na qual o catalisador juntamente com o efluente, formando uma suspensão circula através de bombeamento. Este tipo de reator emprega ambas as porções de radiação solar direta e difusa, mas após o processo de degradação o fotocatalisador precisa ser removido do líquido.

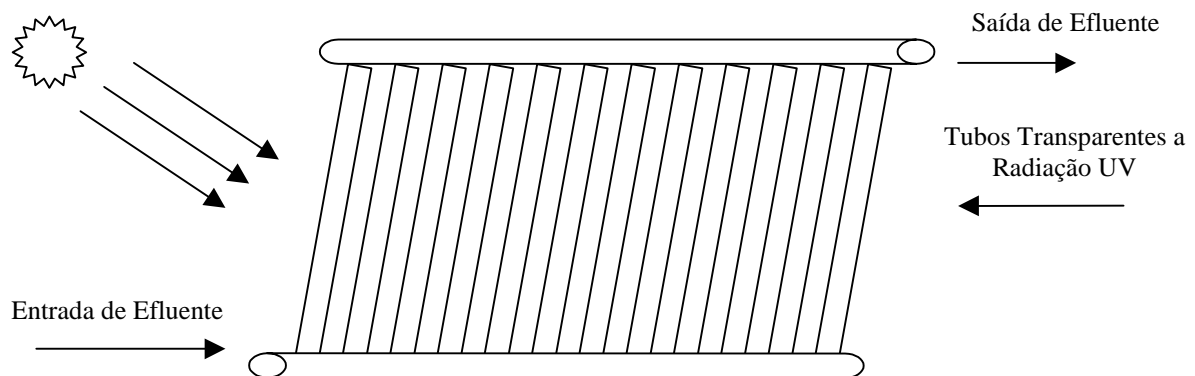


**Figura 4.** Reator de Dupla Chapa

### 2.2.4 - Reator de Fluxo Tubular - (Tubular Flow Reactor -TFR)

Outro tipo de reator não concentrado é o Reator de Fluxo Tubular (fig. 5), este reator consiste de tubos paralelos transparentes a radiação UV, conectados a cabeçotes por onde entra o efluente a ser tratado. No projeto deste tipo de reator, um fator importante deve ser levado em conta que é a relação entre o diâmetro do cabeçote e o diâmetro do tubo transparente para evitar recirculação do efluente dentro do reator, o que aumentaria

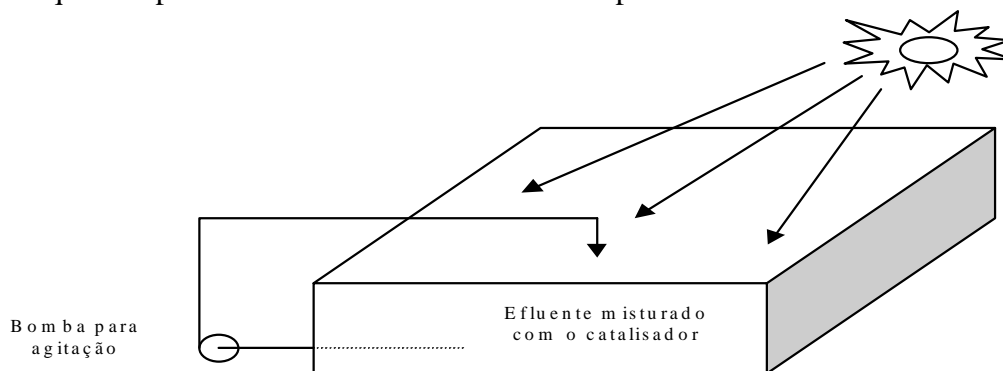
consideravelmente o tempo de exposição do efluente. O modo mais indicado de operação é o modo **slurry**.



**Figura 5.** Reator de Fluxo Tubular

### 2.2.5 - Reator Tanque (Shallow Pond Reactor - SPR)

Este tipo de reator não concentrado (fig. 6) consiste de um tanque aberto, onde o esgoto é misturado ao catalisador. Neste tipo de configuração o ar é borbulhado continuamente na água para promover a aeração e mistura. Esta configuração por ser de construção barata é indicado para indústrias, principalmente as que produzem milhões de m<sup>3</sup> de esgoto por dia e já tem uma grande lagoa que são usadas para tratamento biológico da água. Portanto, um processo de pré ou pós tratamento pode ser empregado fazendo uso da radiação solar UV e contendo lagoas para oxidação fotocatalítica de muitos compostos orgânicos que não podem ser consumidos diretamente pelas bactérias.



**Figura 6.** Reator Tanque

## 2.3 – Fontes de Iluminação

A energia necessária para ativar o fotocatalisador (TiO<sub>2</sub>) é superior a 3,2 e.V, isto corresponde a radiação ultravioleta, cujo comprimento de onda é menor do que 388 nm. Basicamente qualquer fonte de luz que emita radiação neste comprimento de onda pode ser usada para promoção das reações fotocatalíticas.

Um grande numero de pesquisas tem sido desenvolvidas com o uso de luz artificial, que podem ser classificadas de três formas: Tipo irradiação interna – onde a(s) lâmpada(s) são imersa(s) dentro do fotoreator (Tinucci et al 1993; Bahnemann et al 1993; Li & Zhang, 1996). Tipo irradiação externa – onde as lâmpadas são colocadas fora do fotoreator (Anheden

et al 1996; Preis et al 1997). Tipo irradiação distribuída – onde a luz é distribuída da fonte para o reator através de defletores e outros meios (Reeves et al, 1992).

A geração artificial de fótons necessária para desintoxificação de efluentes é a mais importante fonte de custos durante a operação fotocatalítica. Com um fluxo UV próximo à superfície da terra de 20 a 30 W/m<sup>2</sup>, o Sol dispõe de 0,2 a 0,3 mol de fótons/m<sup>2</sup>.h em 300 a 400 nm disponível para o processo (Welll et al, 1997). Isto sugere usar o Sol como uma sensível fonte de luz, econômica e ecológica. Um dos primeiros grupos a utilizarem a componente UV do espectro solar para a promoção de reações fotocatalíticas foi Ahmed & Ollis (1984), vários estudos desenvolvidos por (Matthews & McEvoy, 1992; Goswami et al 1993, Giménez et al, 1997) mostraram que é possível utilizar a luz solar como fonte de radiação ultravioleta, para o processo de fotodegradação tendo em vista que de 4 a 6% da radiação solar que atinge a terra, possui este comprimento de onda. Devido a estes fatores, a utilização da radiação ultravioleta (UV) do espectro solar para dirigir a oxidação fotocatalítica ganhou popularidade nos últimos anos

### 3 – DESENVOLVIMENTO DE PROJETOS

Ao contrario do que possa parecer, o procedimento para projetar um sistema de desintoxificação fotocatalítico solar é bastante complexo, pois muitas variáveis interferem diretamente no processo como: seleção do reator, configuração (série ou paralelo), modo operacional (slurry ou matriz fixa), intensidade de radiação, carga de catalisador, velocidade de fluxo, controle de pH.

Basicamente o projeto de um sistema de desintoxificação solar segue os seguintes passos:

1 - Determinação experimental em laboratório do valor de  $k_0$  que é a constante de velocidade de reação ( $s^{-1}$ ) para cada um dos componentes presentes no efluente. Utiliza-se no projeto o menor valor encontrado.

2 - Correção do valor da constante de velocidade de reação, uma vez que a intensidade de radiação UV não é constante durante o dia e não pode ser controlada. Goswami (1995) mostra que a constante de velocidade deve ser corrigida para os vários tipos de configurações através de correlações apropriadas,

$$\frac{k}{k_0} = a \cdot \left[ \frac{I}{I_0} \right]^x, \quad (1)$$

a eq.1 vale para reatores concentrados do tipo PTR, e não concentrados TFR e DSSR, onde 'a' é uma constante dada pela razão entre a área exposta a radiação (m<sup>2</sup>) e o volume do reator (m<sup>3</sup>) e 'x' é um expoente de intensidade de radiação corrigido,  $k$  é a constante de velocidade ( $s^{-1}$ ) corrigida,  $I$  é a intensidade de radiação local (W/m<sup>2</sup>) e  $I_0$  a intensidade de radiação experimental (W/m<sup>2</sup>).

$$\frac{k}{k_0} = a \left( \frac{I}{I_0} \right) \left( \frac{\delta}{\delta_0} \right), \quad (2)$$

a eq. 2 acima é valida para reatores não concentrados do tipo TFFBR, onde  $\delta$  representa a espessura do filme (mm),

$$\frac{k}{k_0} = m \left[ \frac{I(A/V)}{I_0(A/V)_0} \right]^n \quad (3)$$

a eq. 3 é válida para reatores do tipo SPR, onde  $m$  e  $n$  são determinados experimentalmente.

3 - O próximo passo é determinar o tempo de residência necessário para exposição, este parâmetro é bastante influenciado pela ordem da cinética a considerando como modelo de primeira ordem temos

$$t = \frac{\ln\left(\frac{C_i}{C_f}\right)}{k} \quad (4)$$

onde:  $C_f$  é a concentração final do contaminante (mg/l),  $C_i$  é a concentração inicial (mg/l).

4 - Com base em todas estas informações, deve-se calcular a área de exposição necessária para que se alcance um determinado nível de degradação estabelecido no início do projeto

#### 4 – CONCLUSÕES

O uso da desinfecção e desintoxicação fotocatalítico solar é um método muito promissor para o tratamento de efluentes industriais e domésticos, principalmente pelo Sol ser uma fonte de energia barata e ecologicamente correta. A implantação de processos fotocatalíticos de efluentes em escala industrial ainda é um grande problema, visto que a engenharia do processo ainda encontra-se pouco explorada. O desenvolvimento e validação de modelos matemáticos que permitam simular fotoreatores, será uma importante contribuição no projeto destas unidades no grande desafio a ser vencido que é a mudança de escala de laboratório para a escala industrial.

A viabilidade econômica para implantação de um sistema fotocatalítico solar esta relacionado diretamente ao rigor da legislação ambiental vigente.

#### 8 - BIBLIOGRAFIA

- Ahmed, S., and Ollis, D. F., 1984, " Solar Photoassisted Catalytic Decom Positive of the Chlorinated Hidrocarbons Trichloroethylene and Trichloromethane," Solar Energy, Vol. 32, No. 5 , pp. 597-601.
- Alberici, R. M., 1992, " Fotodegradação de Fenol e Fenois Clorados Catalizada por Dióxido de Titânio" Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, campinas, São Paulo, Brasil, 91p.
- Anheden, M., Goswami, D. Y., and Svedberg, G., 1996, " Photocatalytic Treatment of Wastewater From 5-Fluorouracil Manufacturing," Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 118, pp. 2 -8.
- Bahnemann, D. W., Bockelmann, D., Goslich, R., Hilgendorff, M., and Weichgrebe, D., 1993, " Photocatalytic Detoxification: Novel Catalysts, Mechanisms and Solar Applications," In: Photocatalytic Purification and Treatment of Water and Air. Ollis, D. F. and Al-Ekabi, H. (eds), Elsevier, Amsterdam, pp. 301 - 319.

- Curc6, D., Malato, S., Blanco, J., and Gim6nez, J., 1996, "Photocatalysis and Radiation Absorption in a Solar Plant," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 44, pp. 199-217
- Fujishima, A., Honda, K., 1972, "Electrochemical Photolysis of Water at a Semiconductor Electrode", *Nature*, Vol. 238, pp. 37-38.
- Gim6nez, J., Curc6, D., and Marco, P., 1997, "Reactor Modeling In the Photocatalytic Oxidation of Wastewater," *Water Science and Technology*, Vol. 35, No. 4, pp. 207-213.
- Goswami, D. Y., 1995, "Engineering o Solar Photocatalytic Detoxification and Disinfection Processes," *Advances in Solar Energy*, K. W. Bo6r, Ed., Vol. 10, American Solar Energy Society, Boulder, CO, pp. 165-209.
- Goswami, D. Y., Klausner, J., Mathur, D. G., Martin, A., Schanze, K., Wyness, P., Turchi, C., and Marchand, E., 1993, " Solar photocatalytic Treatment of Groundwater at Tyndall AFB: Field Test Results," proceedings of the 1993 Annual Conference American solar Energy Society, washington, D.C. April, pp. 235-239.
- Goswami, D. Y., Trivedi, D. M., and Block, S. S., 1997, "Photocatalytic Desinfection of Indoor Air," *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 119, pp. 92 -96.
- Li, X. Z., and Zhang, M., 1996, " Decolorization and Biodegradability of Dyeing Wastewater Treated by a TiO<sub>2</sub>-Sensitized Photo-oxidation Process," *Water Science and Technology*, Vol. 34, No. 9, pp. 49-55.
- Matthews, R. W., 1987, " Solar-electric water purification using photocatalytic oxidation with TiO<sub>2</sub> as a stationary phase," *Solar Energy*, Vol. 39, pp. 405-413.
- Matthews, R. W., and McEvoy, S. R., 1992, " Destruction of Phenol in Water with Sun, Sand and Photocatalysis," *Solar Energy*, Vol. 49, No. 6, pp. 507 - 513.
- Nogueira, R. F. P., 1995, " Fotodestrui76o de compostos Potencialmente T6xicos Utilizando TiO<sub>2</sub> e Luz Solar, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, campinas, S6o Paulo, Brasil, 87p.
- Pacheco, J. E., Mehos, M., Turchi, C., and Link, H., 1993, "Operation of a Solar Photocatalytic Water Treatment System at a Superfund Site," In: *Photocatalytic Purification and Treatment of Water and Air*. Ollis, D. F. and Al-Ekabi, H. (eds), Elsevier, Amsterdam, pp. 547-556.
- Preis, S., Krichevskaya, M., and Kharchenko, A., 1997, "Photocatalytic Oxidation of Aromatic Aminocompounds in Aqueous Solutions and Groundwater From Abandoned Military Bases," *Water Science and Technology*, Vol. 35, No. 4, pp. 265-272.
- Reeves, R., Ohlhausen, R., Sloan, D., Pamplin, K., Scoggins, T., Clark, C., Hutchinson, B., and Green, D., 1992, " Photocatalytic Destruction of Organic Dyes in Aqueous TiO<sub>2</sub> Suspensions Using Concentrated Simulated and Natural Solar Energy," *Solar Energy*, Vol. 48, No. 6, pp. 413-420.
- Serpone, N., Borgarello, E., Harris, R., Cahill, P., and Bargarello, M., 1986, " Photocatalysis over TiO<sub>2</sub> supported on a glass substrate," *Solar Energy Materials*, Vol. 14, pp. 121-127.
- Tinucci, L., Borgarello, C, Minero, C., and Pelizzetti, E., 1993, " Treatment of Industrial Wastewaters by Photocatalytic Oxidation on TiO<sub>2</sub>," In: *Photocatalytic Purification and Treatment of Water and Air*. Ollis, D. F. and Al-Ekabi, H. (eds), Elsevier, Amsterdam, pp. 585-594.
- Van Well, M., Dillert, R. H. G., Bahnemann, D. W., Benz, V. W., and Mueller, M. A., 1997, " A Novel Nonconcentrating Reactor for Solar Water Detoxification," *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 116, pp. 2 - 7.

# $H_2$ CONTROL FOR VARIABLE-SPEED STALL-REGULATED WIND TURBINE

**Ronilson Rocha**  
**Peterson Resende**  
**José L. Silvino**

Federal University of Minas Gerais - CPDEE  
Cx. P. 209 - 30161-970 - Belo Horizonte, MG, Brasil

**Marcos V. Bortolus**  
Federal University of Minas Gerais - DEMEC  
Cx. P. 209 - 30161-970 - Belo Horizonte, MG, Brasil

## **Abstract**

This paper presents an  $H_2$  control application for a variable speed stall regulated wind turbine drive system. The main purpose is to increase energy conversion efficiency and to reduce mechanical stress of the wind turbine. The control system performance is analyzed for MOD-2 wind turbine system.

**Keywords:** Wind Energy, Modeling,  $H_2$  Control.

## **1. INTRODUCTION**

The simplest configuration of a wind energy conversion system uses a stall-regulated wind turbine, where the power is naturally limited by aerodynamic efficiency decreasing due to stall effect (Novak et al., 1995). The turbine speed may be maintained constant when the generator is directly connected to the fixed-frequency utility grid, but, in this case, it is not possible to control the amount of power delivery by turbine to the generator. However, efficiency, mechanical stress and noise questions are better solved through variable speed operation. In this case, the generator is associated with power electronic converters, allowing power regulation by speed turbine adjustment (Novak et al., 1995).

Since wind system characteristics are highly dependent of wind speed, the quality of its control depends upon the stochastic properties of the controller. In this case, where disturbance rejection and noise suppression are important, the  $H_2$  philosophy is particularly appropriate to controller design, offering robustness both to disturbances and system uncertainties (Grimble, 1994; Rocha et al., 1999).



In this paper, a linearized mathematical model of stall-regulated wind turbine is proposed and used to design an  $H_2$  controller. A control strategy is proposed to increase the wind energy extract for variable speed operation. The control purposes are to attenuate torsional modes and to avoid fortuitous instabilities caused from wind turbulence and phenomena just as wind shear and aerodynamic stall. The proposed control scheme is analyzed through of simulation of MOD-2 wind turbine-generator system.

## 2. WIND ENERGY CONVERSION SYSTEM MODEL

The basic wind turbine drive system is composed by a wind turbine coupled at an electrical generator, directly or through gearbox, which can be adequately represented by approximated 2-mass model shown in Fig. 1. Supposing gearbox as ideal, this mechanical system can be described by:

$$J_t \dot{\omega}_t + D_t \omega_t = Q_a - Q_m - D_{hg} (\omega_t - \omega_g) \quad (1)$$

$$J_g \dot{\omega}_g + D_g \omega_g = D_{hg} (\omega_t - \omega_g) + Q_m - Q_g \quad (2)$$

$$Q_m = K_{hg} \int (\omega_t - \omega_g) dt \quad (3)$$

where  $\omega_t$ = turbine speed,  $\omega_g$ = generator speed,  $J_t$ = turbine inertia,  $J_g$ = generator inertia,  $D_t$ = turbine damping,  $D_g$ = generator damping,  $D_{hg}$ = shaft damping,  $K_{hg}$ = shaft stiffness,  $Q_a$ = aerodynamic torque,  $Q_g$ = generator torque and  $Q_m$ = shaft torque.

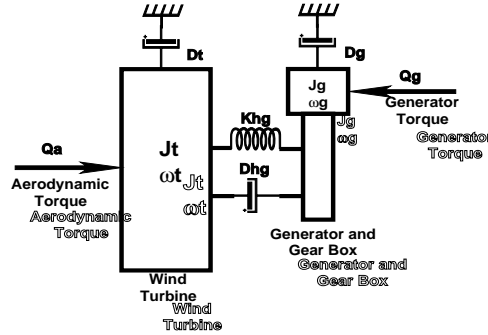


Figure 1: Wind turbine drive system model

The aerodynamic torque  $Q_a$  is better evaluated using dimensionless power coefficient  $C_p$  and torque coefficient  $C_q$ , which define the turbine ability to convert kinetic energy of moving air to mechanical power or torque (Novak et al., 1995):

$$Q_a = \frac{1}{2} \rho S R \frac{C_p}{\lambda} V^2 = \frac{1}{2} \rho S R C_q V^2 \quad (4)$$

where  $\rho$ = air density,  $S$ = rotor area,  $R$ = turbine radius,  $V$ = wind speed and  $\lambda$  is a parameter known as tip-speed ratio, defined as:

$$\lambda = \frac{R \omega_t}{V} \quad (5)$$

Both coefficients  $C_p$  e  $C_q$  are nonlinear functions of tip-speed ratio  $\lambda$  as shown in Fig. 2. It is possible to identify two distinct regions in turbine operation. The region “A” is stable and characterized by a negative slope, corresponding to normal region of turbine operation. The region “B” corresponds to aerodynamic stall, where aerodynamic torque

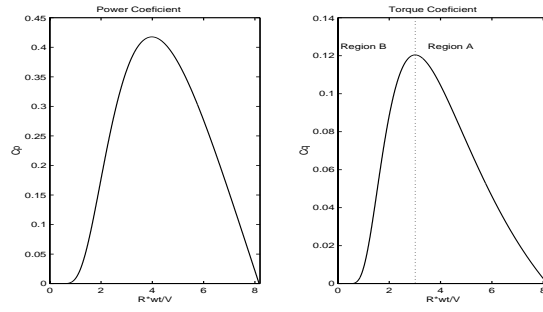


Figure 2:  $C_p(\lambda)$  and  $C_q(\lambda)$  of MOD-2 wind turbine

drops suddenly. This region is unstable and characterized by a positive slope. For control design, a linearized aerodynamic torque in region “A” can be used in modelling without degeneration of results (Novak et al., 1995; Rocha et al., 1999). The time derivative of aerodynamic torque  $Q_a$  for maximum  $C_p$  is:

$$\dot{Q}_a = \alpha \dot{V} + \gamma \dot{\omega}_t \quad (6)$$

where  $\alpha$  and  $\gamma$  can be easily calculated from wind turbine data by:

$$\alpha = \left. \frac{\delta Q_a}{\delta V} \right|_{opt} = \frac{1}{2} \rho A R C_{pmax} \left( 2 \frac{V}{\lambda_{opt}} - 1 \right) \quad (7)$$

$$\gamma = \left. \frac{\delta Q_a}{\delta \omega_t} \right|_{opt} = -\frac{1}{2} \rho A R^3 \frac{C_{pmax}}{\lambda_{opt}^2} \quad (8)$$

The electrical generator is the link between mechanical energy and electricity. It can be connected to electrical load directly or through electronic devices used to process the generated electrical energy. In last case, the generator torque is virtually independent of system dynamics (Novak et al., 1995), and its adjustment provides a way to regulate turbine speed and system efficiency, consisting in only manner to control a stall-regulated wind turbine. From equations (1), (2), (3) and (6), a linearized state model for stall-regulated wind turbine can be given by:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{b}u + \boldsymbol{\xi} \quad (9)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{c}\mathbf{x} + \eta \quad (10)$$

where  $\mathbf{x}^T = [ Q_a \ \omega_t \ \omega_g \ Q_m ]$ ,  $\mathbf{u} = Q_g$  and  $\boldsymbol{\xi}^T = [ \alpha \dot{V} \ 0 \ 0 \ 0 ]$ . The vector  $\boldsymbol{\xi}$  is the disturbance on aerodynamic torque due to wind speed fluctuation  $\dot{V}$ , which can be assumed as white noise with zero mean in steady state (Wasynczuk et al., 1981). The measurement noise is represented by  $\eta$  and matrices  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{b}$  and  $\mathbf{c}$  are given by:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \gamma \frac{1}{J_t} & -\gamma \frac{D_t + D_{hg}}{J_t} & \gamma \frac{D_{hg}}{J_t} & -\gamma \frac{1}{J_t} \\ \frac{1}{J_t} & -\frac{D_t + D_{hg}}{J_t} & \frac{D_{hg}}{J_t} & -\frac{1}{J_t} \\ 0 & \frac{D_{hg}}{J_g} & -\frac{D_{hg} + D_g}{J_g} & \frac{1}{J_g} \\ 0 & K_{hg} & -K_{hg} & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J_g} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{c} = [ 0 \ 0 \ 1 \ 0 ]$$

### 3. $H_2$ TECHNIQUE

A feedback control design consists essentially in to find a controller  $K$  which assures stability, performance and robustness requirements, minimizing sensitivity  $S$  and complementary sensitivity  $T$  functions. However, it is not possible to minimize simultaneously

$S$  and  $T$ , since that (Safonov et al., 1981):

$$S(s) + T(s) = I \quad (11)$$

Then, a compromise must be established between stability, performance and robustness requirements, favoring sensitivity  $S$  or complementary sensitivity  $T$  in accordance with relative importance of disturbance/reference and uncertainties power at each frequency (Safonov et al., 1981; Stein & Athans, 1987).

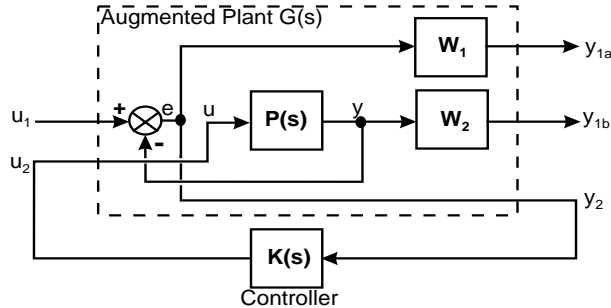


Figure 3: Plant Augmentation

This control problem can be formalized as  $H_2$  optimization problem to find a controller  $K$  which stabilizes internally the augmented system of figure 3, given by:

$$P(s) = \left[ \begin{array}{c|cc} A & B_1 & B_2 \\ \hline C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{array} \right] \quad (12)$$

so that  $H_2$  norm of transfer matrix between outlet and noise is minimized. This optimization problem is equivalent to conventional problem LQG (Grimble, 1994; Stein & Athans, 1987), involving a cost function:

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \int_0^T \begin{bmatrix} x^T & u_2^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1^T \\ D_{12}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 & D_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^T \\ u_2^T \end{bmatrix} \right\} \quad (13)$$

with correlated white plant noise  $\xi$  and white measurement  $\eta$  entering the system via the channel  $\begin{bmatrix} B_1 & D_{21} \end{bmatrix}$  associated with correlation function:

$$E \left\{ \begin{bmatrix} \xi(t) \\ \eta(\tau) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi^T(t) & \eta^T(\tau) \end{bmatrix} \right\} = \begin{bmatrix} B_1 B_1^T & B_1 D_{12}^T \\ D_{12} B_1^T & D_{12} D_{12}^T \end{bmatrix}^T \delta(t - \tau) \quad (14)$$

In this way, The  $H_2$  optimal controller  $K$  is realizable through of resolution of two Riccatti equations to find a full-state feedback  $K_c$  and a Kalman filter with residual gain matrix  $K_f$ .

#### 4. CONTROL DESIGN

The turbine speed is the most important variable on wind turbine control, mainly for stall-regulated wind turbines. To obtain the maximum efficiency on energy conversion in subnominal speed range, the wind system must operate at constant tip-speed ratio  $\lambda$  to maintain the maximum  $C_p$ . The block diagram of proposed control strategy is shown in Fig. 4.

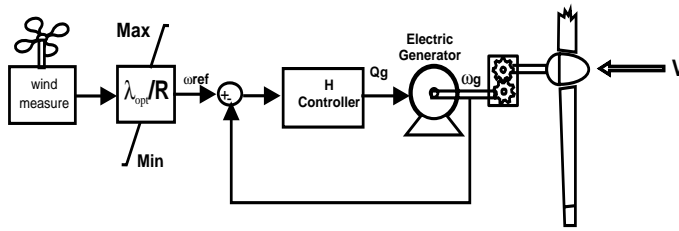


Figure 4: Control block diagram

Due to direct dependence of speed reference with wind speed in this control strategy, sudden variations of wind speed can excite torsional modes, inducing unacceptable mechanical stress in wind turbine. Thus, the design control specification must assure a good attenuation for torsional modes, as well to harmonic frequencies introduced by wind fluctuation and other aerodynamic force sources as wind shear and stall effect. It is necessary to avoid the operation in stall region to assure better performance of wind energy conversion system.

The aerodynamic behavior of the wind turbine is nonlinear, dependent on wind speed and may change over time due to contamination of blade surfaces. Because of complexity of the interaction of the rotor with wind-field, it is not possible to quantify the uncertainty in the aerodynamic models. However, according to (Leith & Leithead, 1997), practical experience indicates that 10 dB is an appropriate gain margin and roughly 60 degrees the appropriate phase margin. The close loop poles have to be placed as far away as possible from frequencies of large amounts of fluctuation energy in the wind and other sources of force to avoid instabilities in system operation.

## 5. SIMULATION RESULTS

The performance of the proposed  $H_2$  controller was simulated using the MOD-2 wind turbine-generator system complete model given by (Wasynczuk et al., 1981), which data are shown in table 1. The weighting functions  $W_1(s)$  and  $W_2(s)$  are selected as:

$$W_1(s) = 40 \frac{s + 1.1}{(s + \epsilon)(1.1s + 1)} \quad (15)$$

$$W_2(s) = \frac{(s + 2.5)^2}{s + 1500} \quad (16)$$

Table 1: MOD-2 system data referred to a 2.5 MVA base and 1.84 rad/sec

$J_t$	$D_t$	$J_g$	$D_g$	$K_{hg}$	$D_{hg}$
37,413	$2,024 \times 10^{-2}$	2,091	$3,01 \times 10^{-2}$	28,4	1,831

The integral action is incorporated in weighting  $W_1(s)$  with the inclusion of term  $1/(s + \epsilon)$ , where  $\epsilon$  is a very small variable, aiming to achieve a zero steady-state error and disturbance reduction. The Bode diagrams for close-loop system shows cross-over frequency around 20 rad/s, gain margin about 10 dB and phase margin as 61 degrees, which assures the robustness design specifications. The dynamic behavior of this controlled MOD-2 system when submitted at wind fluctuation and a step on wind speed are

shown respectively in Figs. 5 and 6. In both simulations, the aerodynamic torque  $Q_a$  is corrupted with ripple torque due to aerodynamic forces sources just as wind shear, tower shadow, stall phenomenon, etc.

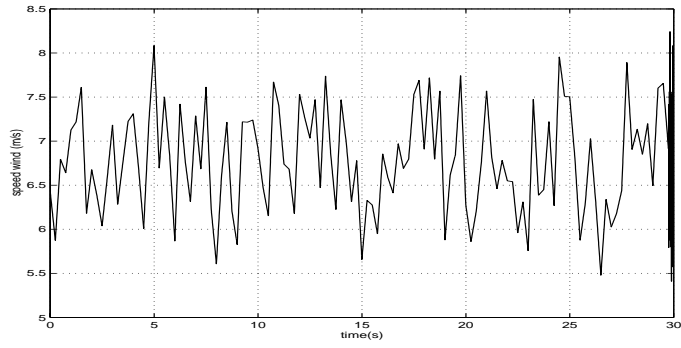
The generator speed control was relatively accurate as shown in figures 5.b and 6.b. Since speed reference is directly dependent of wind speed, a noise is added to the system due to wind fluctuation that reduces the system lifetime. Thus, it is necessary to filter the speed reference signal, although sometimes this function is performed by anemometer inertia. From figures 5.c and 6.c, it is noted that electrical torque  $Q_g$  tend to oppose the aerodynamic torque  $Q_a$ , providing a fast speed adjustment and better ripples attenuation. The system operates around optimal tip-speed ratio as shown in 5.d and 6.d, assuring good efficiency for wind energy conversion system.

## 6. CONCLUSION

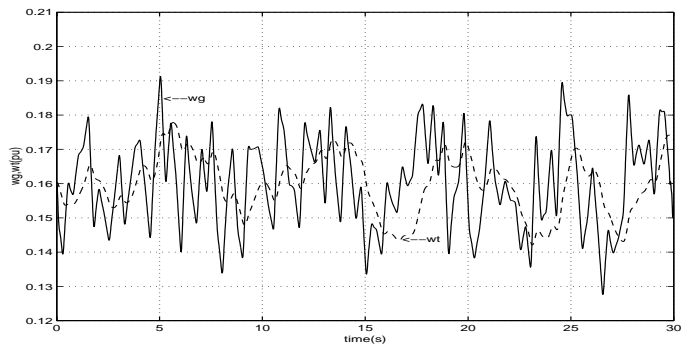
A simplified wind system model is proposed and considerations for energy conversion efficiency maximization and mechanical stress reduction are presented. A speed controller for the wind system is designed using  $H_2$  technique to assure control requirements. The control system performance is verified through of simulation of MOD-2 wind turbine-generator system. The simulation results show good  $H_2$  performance, since the wind energy conversion system operated near optimal tip-speed ratio even with wind speed disturbances with a good ripple torque attenuation.

## 7. REFERENCES

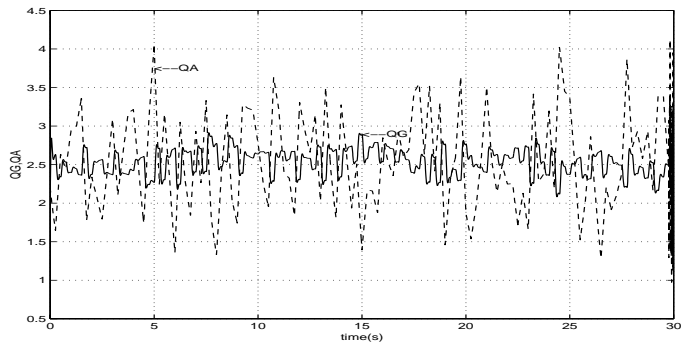
- Grimble, M. J., 1994, Robust industrial control - Optimal design approach for polynomial system, Prentice Hall International, New York, USA.
- Leith, D. J., & Leithead, W., 1997, Implementation of wind turbine controllers, Technical Report, Department of Electronic & Electrical Engineering, University of Strathclyde, Glasgow, UK.
- Novak, P., Ekelund, T., Jovik, I. & Schmidtbauer, B., 1995, Modeling and control of variable-speed wind-turbine drive-system dynamics, IEEE Control Systems, vol. 15, n. 4, pp. 28-38.
- Rocha, R., Resende, P., Silvino, J. L. & Bortolus, M. V., 1999, Modeling and LQG/LTR discrete control of a wind energy conversion system, 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, Brazil.
- Safonov, M. G., Laub, A. J. & Hartmann, G. L., 1981, Feedback properties of multi-variable systems: the role and use of the return difference matrix, IEEE Trans. on Automatic Control, vol. 26, n. 1, pp. 47-65.
- Stein, G. & Athans, M., 1987, The LQG/LTR procedure for multivariable feedback control design, IEEE trans. on Automatic Control, vol 32, n. 2, pp. 105-114.
- Wasynczuk, O., Man, D. T. & Sullivan, J. P., 1981, Dynamic behaviour od a class of wind turbine generators during random wind fluctuations, IEEE trans. on Power Apparatus and Systems, vol. 100, n. 6, pp 2837-2845.



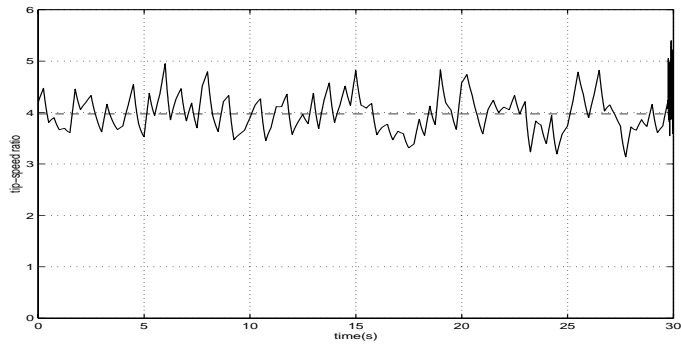
(a) Wind speed



(b) Generator and wind turbine speeds

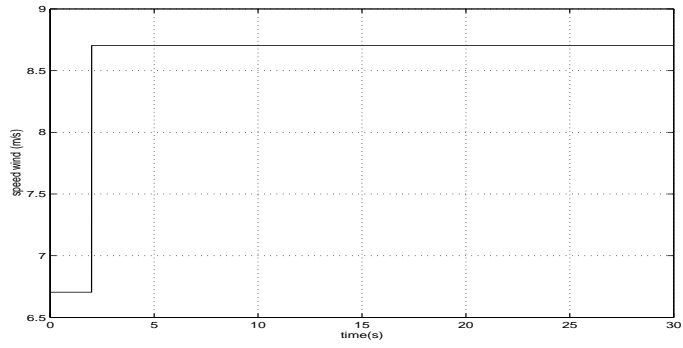


(c) Aerodynamic and generator torques

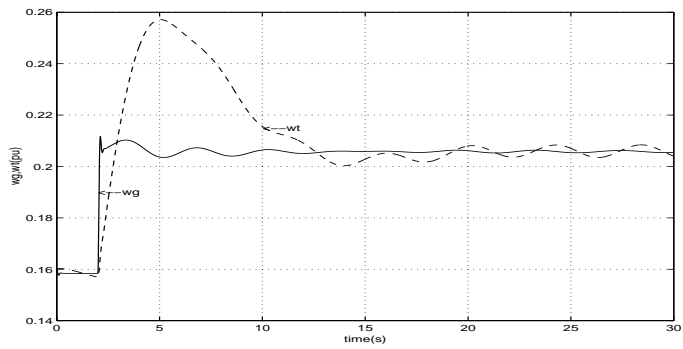


(d) Tip-speed ratio

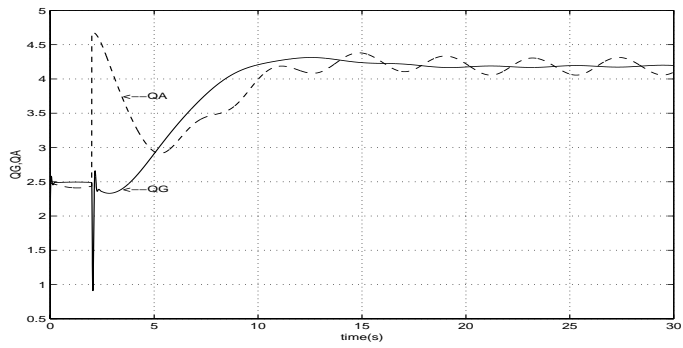
Figure 5: System behaviour with wind fluctuation



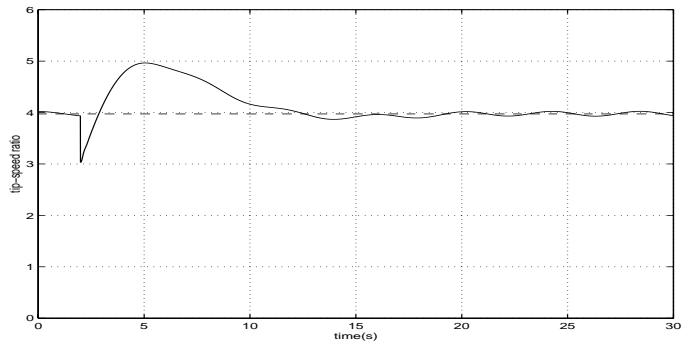
(a) Wind speed



(b) Generator and turbine speeds



(c) Aerodynamic and generator torques



(d) Tip-speed ratio

Figure 6: System behaviour with step on speed wind

# CONTRIBUIÇÃO DE ENERGIA SOLAR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUAS SANITÁRIAS: ESTUDO DE UM CASO EM PORTUGAL

**J. Abel Andrade**

Departamento de Engenharia Mecânica  
Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Instituto Politécnico do Porto  
R. António Bernardino de Almeida 431, 4200-072 PORTO  
Portugal

## Resumo

Esta comunicação descreve o plano de monitorização para avaliação dos parâmetros relevantes do sistema de aquecimento de águas sanitárias misto, gás/energia solar, implementado num edifício de habitação social, na cidade de Vila do Conde, Portugal. Os resultados obtidos pelo plano de monitorização, para três das dezasseis habitações existentes no edifício, indicam que a contribuição solar para aquecimento de água sanitárias é de 50% atingindo cerca de 80% no período de Verão e de 40% no período de Inverno.

**Palavras-chave:** energia solar, água quentes sanitária, consumo de energia

## 1. INTRODUÇÃO

As energias renováveis, e em particular a energia solar, foram sempre encaradas com grande desconfiança pelos sectores da energia convencional. No entanto, hoje em dia, existem motivações que justificam a promoção das energias alternativas, algumas delas, como o caso da energia solar, com condições de mercado mais favoráveis.

O aumento na procura deste tipo de soluções alternativas pode ser atribuído, na sua generalidade, à combinação entre o aumento do custo das formas convencionais de energia com o aumento da consciencialização no que diz respeito à diminuição dos danos ecológicos.

As necessidades de energia para aquecimento das águas sanitárias são uma percentagem elevada das necessidades totais sendo superiores a 15 kWh/m<sup>2</sup>.ano como é indicado em (Buhring & Silva, 1999) pelo que representam uma parcela a considerar num contexto de racionalização de energia.

A utilização de equipamento de combustão, como por exemplo o uso de caldeiras para aquecimento de águas domésticas, pode criar problemas na qualidade do ar interior pela formação de gases de combustão, (Zorraquino *et al.*, 1999). A caracterização destas emissões é estabelecida por índices de emissão referidos em Marques & Pinho (1998), cujos limites são indicados na norma europeia EN297 (1997) e por WHO (1987).



Como complemento do exposto, e atendendo a que a energia solar é uma fonte energética disponível para todos, a utilização de sistemas de aquecimento de água por recurso à tecnologia dos painéis solares tem sofrido um aumento considerável quer em Portugal quer no Brasil como referido em (Krezinger *et al.*, 1998).

A análise do comportamento térmico de sistemas tais como edifícios e seus equipamentos, incluindo-se aqui os sistemas de aquecimento de águas quentes sanitárias, é essencial para o melhor conhecimento das suas características e potencialidades assegurando-se assim uma base sólida que permita a sua divulgação como instrumento de utilização.

Existem duas opções de estudo referidas por Laret (1990) como sendo a via numérica e a experimental. A simulação numérica é hoje em dia muito frequente, utilizada entre outros por Laret (1990) e Morejon (1998). Esta situação não é alheia ao facto dos resultados serem obtidos num curto espaço de tempo pelo desenvolvimento da tecnologia de computação.

A segunda via da experimentação é bastante mais morosa pelo que tem menos adeptos e na qual apenas se analisa, geralmente, o comportamento de equipamentos individualmente como sendo o caso do estudo da eficiência de caldeiras a gás, (Marques & Pinho, 1998 ) ou da influência de fogões a gás na qualidade do ar interior, (Zorraquino *et al.*, 1999).

Estes dois tipos de estudo devem ter um desenvolvimento em conjunto para que a experimentação valide o processo numérico. No entanto, o comportamento de sistemas térmicos quando em funcionamento regular apresenta-se com características diferentes por acção de imponderáveis como seja o modo de estar das pessoas que os utilizam diariamente. Assim torna-se fundamental que se processe uma via complementar às anteriores que caracterize o funcionamento dos sistemas quando integrados na situação de real.

O estudo apresentado insere-se neste último contexto, permitindo quantificar em termos operacionais de funcionamento a contribuição da energia solar, através da tecnologia dos painéis solares, para o aquecimento das águas quentes sanitárias em três habitações da cidade de Vila do Conde, Portugal. Simultaneamente permite demonstrar que a utilização de energias alternativas, tal como a energia solar, pode resultar numa redução do consumo de energia de origem fóssil e da melhoria da qualidade ao ambiente interior.

## **2. CARACTERIZAÇÃO DA INSTALAÇÃO**

O edifício objecto deste estudo encontra-se localizado na cidade de Vila do Conde, Portugal, e é constituído por 16 apartamentos distribuídos por 4 pisos. Dos diferentes apartamentos, 3 encontram-se monitorizados com a finalidade de avaliar, durante o período de ocupação, o consumo de energia assim como a qualidade de conforto como referido por Fernandes *et al.* (1997). A escolha dos apartamentos a avaliar foi baseada numa previsão de consumo de energia para aquecimento ambiente constante do estudo PLEA88 (1992).

Os apartamentos são designados neste estudo por X, Y e Z e qualquer um destes tem uma área de 80 m<sup>2</sup> e com um nível de ocupação de 3 pessoas.

O aquecimento de águas sanitárias é realizado em caldeira a gás e é auxiliado por um conjunto de seis colectores solares por cada quatro habitações, em altura, correspondendo a 3m<sup>2</sup> de superfície colectora por habitação. Os colectores encontram-se localizados no terraço do edifício com uma orientação a Sul e uma inclinação de 36°.

O esquema deste sistema de aquecimento de águas sanitárias é apresentado na figura 1.

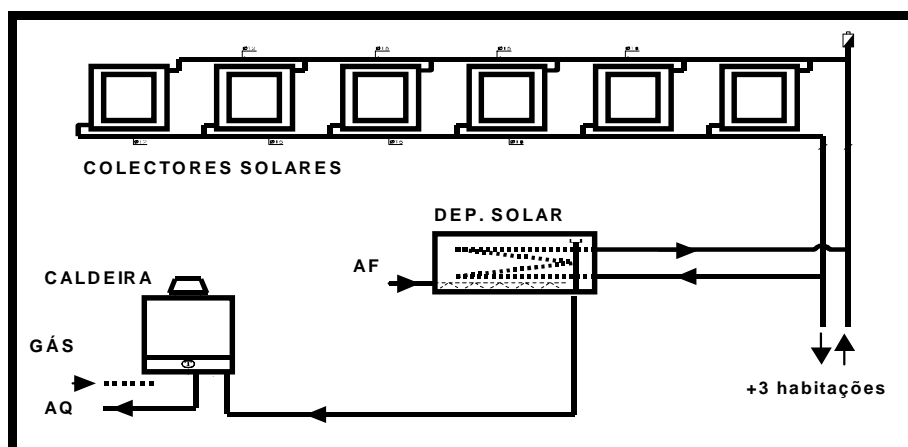


Figura 1 - Sistema de Aquecimento de Águas Sanitárias

A água circula em circuito fechado nos coletores solares, agrupados em paralelo, e pelos depósitos de água quente solar existentes em cada uma das habitações. Cada depósito tem uma capacidade de 150 litros o que corresponde aos valores normalmente utilizados, 50 a 100 litros por  $m^2$  de coletor.

A bomba circuladora é comandada por um controlo cuja actuação assegura o seu funcionamento sempre que o nível de radiação solar incidente atinge um valor pré-fixado. Existe ainda um controlo com actuação diferencial de temperaturas ( $4^{\circ}C$ ) entre a entrada e saída dos coletores. Para além destes dois existe um temporizador que coloca a bomba em funcionamento durante 2 minutos em cada período de 10 minutos.

A circulação de água do circuito primário no depósito de cada habitação é controlada por válvula termostática pré-regulada para  $55^{\circ}C$  o que significa que quando a temperatura da água acumulada no depósito é inferior à temperatura fixada, a válvula abre e a água em circulação passa pelo depósito.

O aquecimento suplementar da água, sempre que necessário, é realizada numa caldeira a gás do tipo WRS 325 de uma empresa sediada em Portugal.

Entre as alternativas para o circuito de águas quentes sanitárias a equipa responsável pelo projecto dos sistemas térmicos optou pela colocação da caldeira e depósito solar em série pelo que a água fria sanitária entra no respectivo depósito onde recebe um primeiro aquecimento e depois segue para a caldeira onde recebe o aquecimento final, se necessário.

Apesar do sistema de controlo implementado garantir uma temperatura de utilização de água de  $55^{\circ}C$  a temperatura é muitas vezes inferior por os utilizadores desligarem manualmente a caldeira quando consideram que a temperatura da água do depósito solar é suficiente para as actividades como por exemplo o acto de lavagem de louça.

### 3. PLANO DE MONITORIZAÇÃO

O plano de monitorização para avaliar a contribuição solar no aquecimento de águas sanitárias insere-se num programa de monitorização mais amplo com objectivos descritos em Fernandes (1997). Este, para além do estudo de parâmetros ambientais relativos ao conforto térmico envolve a avaliação do consumo de energia por fontes de energia utilizadas nas habitações e que são o gás, a electricidade e a energia solar.

Deste modo poder-se-á avaliar a contribuição da energia solar no aquecimento de águas sanitárias mas também a sua participação no consumo global das habitações.

A energia solar captada nos painéis solares tem como única utilização no edifício o aquecimento de água sanitária. No entanto, o aquecimento das águas sanitárias tem como energia complementar a energia térmica proveniente da combustão do gás na caldeira. Assim, nas águas quentes sanitárias podem ser contabilizadas duas quantidades de energia térmica. Uma fornecida pelo depósito solar - proveniente dos colectores solares, e outra realizada na própria caldeira.

Do exposto, para análise da contribuição solar no aquecimento da água sanitária torna-se necessário avaliar o consumo de gás na caldeira, a energia térmica recebida pela água no depósito solar e a energia térmica recebida pela água na caldeira de acordo com o esquematizado na figura 2.

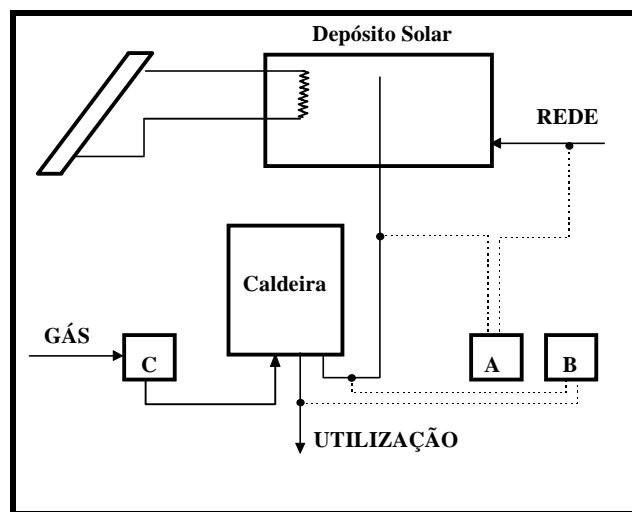


Fig. 2 - Esquema de monitorização do sistema de águas quentes sanitárias

A determinação do consumo de gás requer a instalação de um medidor de caudal de gás no circuito de alimentação da caldeira - contador C, Fig. 2. Os medidores a utilizar são do tipo volumétrico. A partir do caudal volumétrico e considerando o poder calorífico do gás é calculado o seu valor energético em termos de kWh.

O consumo de energia associada às águas quentes é avaliado em termos de energia térmica pela utilização de medidores de energia térmica. A distribuição dos medidores de energia térmica pelos pontos chave da rede de águas sanitárias é feito do seguinte modo:

- Entre a entrada e saída do depósito solar para contabilizar a energia recebida pela água sanitária quando passa pelo depósito solar - Contador A, Fig. 2.
- Entre a entrada e saída da caldeira que permite contabilizar a energia recebida pela água sanitária quando passa na caldeira - Contador B, Fig. 2.

Nos casos em que as necessidades de água quente, em termos de temperatura, forem inferiores às temperaturas da água que chegam à caldeira, esta não provoca a queima de gás e o medidor de energia térmica não é activado. Este apenas apresentará consumo quando houver elevação de temperatura entre a entrada e saída da água na caldeira. Os medidores de energia térmica a utilizar são do tipo medidores de entalpia.

#### 4. RESULTADOS

Os resultados apresentados da avaliação da monitorização efectuada nas habitações X, Y e Z são relativos a um período de 2 anos, de Abril de 1996 a Março de 1998.

A energia solar é contabilizada em termos de energia térmica recebida pela água sanitária no depósito solar. No entanto, a água sanitária recebe uma energia complementar na caldeira proveniente da queima de gás.

Atendendo a que a energia térmica recebida pela água na caldeira é proveniente da combustão de gás e que o caudal volumétrico deste se encontra avaliado pelo processo de monitorização implementado pode-se estabelecer a relação entre a energia solar contabilizada no depósito solar e a energia correspondente ao consumo de gás. A transformação do consumo de gás em energia térmica foi baseada num factor de 25.8 kWh/m<sup>3</sup>. Os resultados obtidos para o período referido de 2 anos, e traduzidos em termos anuais, são os constantes da tabela 1.

Tabela 1 - Consumos de energia para AQS (kWh)

	X		Y		Z	
	Gás	Solar	Gás	Solar	Gás	Solar
kWh/ano	706	578	453	482	645	799
%	55	45	49	51	45	55

A análise dos valores anteriores permite concluir que o consumo de energia para aquecimento de água quente sanitária é, em média, de 15 kWh/m<sup>2</sup>.ano como é indicado em (Buhring & Silva, 1999). Simultaneamente, verifica-se que a importância da energia térmica proveniente do depósito solar é de cerca de 50% em relação à energia térmica resultante da combustão do gás na caldeira o que equivale a uma redução para metade do produto resultante de uma fonte poluente como é a queima de gás com benefício evidente para a qualidade do ar interior. Aquele valor é inferior ao utilizado normalmente para efeito de análise económica dos sistemas de aquecimento de águas quentes sanitárias por recurso a painéis solares. Esta diferença de valores pode ser justificada na premissa de se considerar o rendimento da caldeira de 90% como referido na literatura de promoção de equipamento e de resultados experimentais apontarem apenas para 80%, (Pilão, 1998), enquanto os resultados da monitorização a este edifício apontam para um rendimento de apenas 60%.

A contribuição solar não é constante ao longo do ano. Nos períodos de Verão a energia disponível ao nível dos colectores solares é maior pelo que a energia térmica armazenada nos depósitos solares é superior. Nestas condições o consumo de gás será inferior naqueles períodos uma vez que a temperatura de saída da água da caldeira não é alterada pelos utilizadores durante o ano.

A contribuição do gás e da energia solar para AQS ao longo dos 24 meses de monitorização para os três apartamentos em estudo é indicado na figura 4.

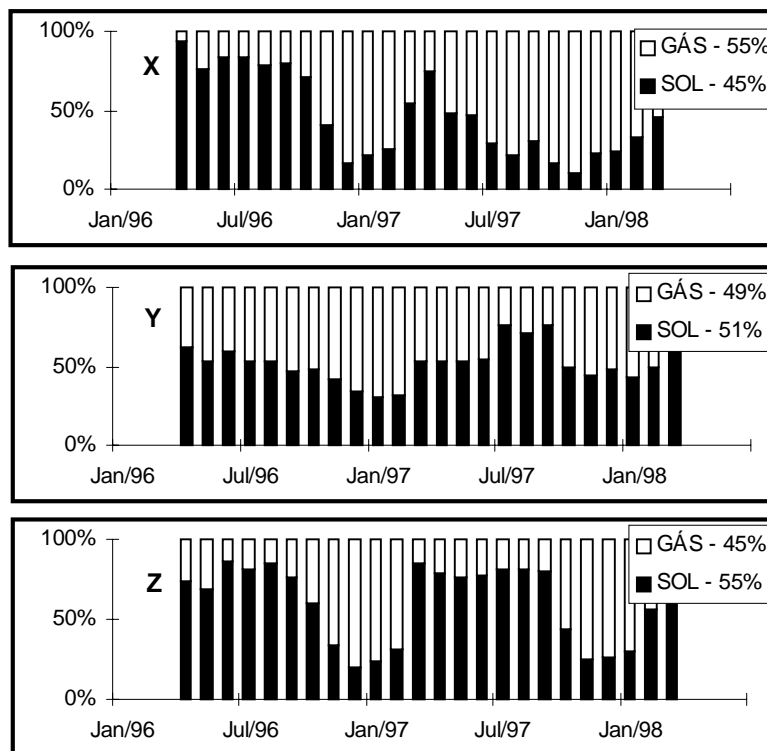


Fig. 4 - Repartição de energia para AQS

Estes dados demonstram que a percentagem de energia solar atinge cerca de 80 % no período de Verão e que no período de Inverno apenas aproximadamente 40% da energia solar contribui para o aquecimento de águas quentes sanitárias. Verifica-se também que mesmo nos meses mais quentes a temperatura da água proveniente dos depósitos solares não é suficiente para a satisfação das necessidades pois existe sempre consumo de gás que fornece o complemento de energia.

A inclinação existente dos colectores de 36°, por opção do instalador, e não de 42°, valor recomendado para Portugal, ao influenciar a energia recebida pela água também contribui para o decréscimo da contribuição solar no período de Inverno. A opção por uma inclinação superior favoreceria este período com desvantagem pouco significativa no período de Verão. O facto dos utilizadores desligarem, por sua livre vontade, a caldeira no período de Verão, para determinado tipo de utilização justifica, por si, o aquecimento excessivo da água neste período. Um outro aspecto que condiciona o conjunto de valores apresentados resulta do diagrama de consumos de água quente que se concentra na parte final do dia. Assim, a orientação dos colectores deveria ser mais para Oeste de modo a aproveitar a radiação solar nas horas mais próximas do consumo.

O esquema de monitorização implementado permite realizar medições de energia térmica recebida pela água no depósito solar - Solar, (contador B, fig.2) e a energia recebida pela água na caldeira - Caldeira, (contador A, fig.2) pela combustão do gás.

Os valores para o período referidos são indicados na tabela 2

Tabela 2 - Consumos de energia térmica (kWh)

	X		Y		Z	
	Caldeira	Solar	Caldeira	Solar	Caldeira	Solar
kWh/ano	457	578	281	482	385	799
%	44	56	37	63	33	67

A análise da tabela demonstra que para o aquecimento das águas sanitárias a contribuição da energia térmica proveniente dos colectores solares e transferida para a água sanitária ao nível do depósito solar é preponderante (cerca de 60% ) em relação à energia recebida pela água na caldeira e resultante da queima de gás.

Verifica-se que a energia térmica recebida pela água na caldeira é bastante inferior ao que lhe é fornecido pela combustão do gás, tabela 2. Esta diferença está associada a dois factores. Um deles é o coeficiente de transformação do caudal volumétrico de gás ( $m^3$ ) em energia (kWh) que tem em conta o poder calorífico do gás. A aproximação feita teve em consideração o tipo de gás comercializado e valores de poder calorífico tabelados. O segundo factor é o tipo de caldeira utilizada e a sua eficiência térmica. A permuta de calor entre a queima do gás e a recebida pela água não tem uma eficiência unitária. Acresce o facto que o tipo de utilização não é de modo algum aproximado ao de regime permanente.

## 5. CONCLUSÃO

Como síntese podem-se indicar, como relevantes, os seguintes aspectos:

Descrição de uma instalação de monitorização montada num edifício em Vila de Conde para avaliação da contribuição solar no aquecimento da água quente sanitária.

A utilização da energia solar através de painéis solares permite a diversificação de energias utilizadas.

A substituição da energia térmica proveniente da queima do gás pela utilização da energia solar reduz substancialmente o risco de contaminação do ambiente interior.

A análise da energia para aquecimento de águas quentes sanitárias evidencia a importância da contribuição solar em especial no período de Verão enquanto nos meses de menor incidência solar a contribuição é reduzida mas ainda significativa.

A eficiência das caldeiras a gás apresentaram valores inferiores aos normalmente referidos na literatura por razões de diferentes condições de funcionamento. Num caso em regime permanente e no outro por funcionamento descontínuo.

## 6. REFERÊNCIAS

- Buhning, A., Silva, P., 1999, "Heat supply in passive houses with a compact ventilation device and integrated exhaust air heat pump", 6. th International Energy Agency Heat Pump Conference, Berlim, Alemanha.
- EN 297:1994/prA3:1996/prA5:1997, 1997, "Gas-fired central heating boiler. Type B11 and B11BS boilers, fitted with atmospheric burners of nominal heat input not exceeding 70 kW, Final report", CEN, Brussels.

- Fernandes, E. O., Andrade, J. A., Garcês, L. P., 1997, “Potencial da energia solar em habitação social - Estudo de um caso em Vila do Conde”, VIII Congresso Ibérico de Energia Solar, Porto.
- Krezinger, A., Oliveski, R. C., Siqueira, A. M., 1998, “Um novo algoritmo para cálculo de perdas térmicas em reservatórios de água quente de sistemas solares”, 7. Th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, Brasil.
- Laret, L., Palero, I., 1990, “Hot water heating systems: design of models, network simulation and validations”, Proceeding of the third International Conference of System Simulation in Buildings, Liège, Bélgica.
- Marques, M. G., Pinho, C., 1998, “The coupling between environmental impact and the second law analysis of water heaters”, 7. th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, Brasil.
- Morejon, C. F. M., Hackenberg, C. M., 1998, “Simulação de sistemas termo-solares: código TRANSYS”, 7. th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, Brasil.
- Plea 88, 1992, “Edifício no terreno da antiga feira do gado - Análise do comportamento térmico”, Protermia.
- Rosa Maria Pilão, R. M., 1996, “Estudo do Comportamento Térmico de Esquentadores Domésticos a Gás”, Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia do Porto.
- WHO, World Health Organization. Regional Office for Europe, 1987, “Air Quality Guidelines for Europe”. European series, nº 23 Who regional publications, Copenhagen, Dinamarca.
- Zorraquino, J. V. M., Diaz, V. J. C., Lucena, I. L., 1999, “Impacto de los aparatos de cocción a gas sobre la calidad de aire interior”, V Congresso Iberoamericano de Ar Condicionado e Refrigeração, Lisboa, Portugal.

# ASPECTOS GERENCIAIS EM SISTEMAS DE ELETRIFICAÇÃO RURAL FOTOVOLTAICA DOMICILIAR

**Heitor Scalabrini Costa**

Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Elétrica e Sistemas de Potência, Núcleo de Apoio a Projetos de Energias Renováveis, 50.740 – 530, Recife – PE,  
Tel (Fax): (081) 271 – 8255 E-mail: naper@npd.ufpe.br

## **Resumo**

A disponibilidade financeira, mesmo limitada, tem possibilitado a instalação de inúmeros sistemas fotovoltaicos para diversas aplicações no Brasil. O êxito de projetos e programas depende, além dos recursos financeiros, de um conjunto de elementos adicionais, para satisfazer as necessidades elétricas dos usuários. Estes elementos de natureza técnica e não técnica requer adequada atenção no momento de planejar e executar estes projetos e programas. Neste trabalho é descrita uma proposta baseada na organização comunitária local, que leva em conta a participação dos usuários na gestão das instalações fotovoltaicas. Neste esquema, os usuários devem se envolver no processo de eletrificação, tanto na definição dos usos da eletricidade que receberão, como das ações de operação e manutenção dos sistemas. Uma estrutura organizativa e de gestão local (técnica, administrativa e financeira) em torno do projeto/programa contribuirá para o principal objetivo que é de manter uma qualidade aceitável dos serviços elétricos fornecidos pelos sistemas fotovoltaicos. Nesse processo é necessário enfatizar a necessidade de se criar uma nova cultura de fornecimento e uso da energia elétrica, promover a aceitação e a apropriação da tecnologia pelos usuários, desenvolver esquemas de eletrificação descentralizada sustentável, e estabelecer uma estrutura organizativa local em torno do projeto.

**Palavras chaves:** Sistema fotovoltaico domiciliar, Sustentabilidade, Gerenciamento.

## **1. INTRODUÇÃO**

Nos últimos anos os sistemas fotovoltaicos (FV) têm demonstrado seu potencial técnico no fornecimento de eletricidade para numerosas aplicações em áreas rurais, evidenciando o setor da eletrificação rural.

Os sistemas FV são parte integrante de grandes programas de eletrificação rural descentralizada em distintas partes do mundo - Argentina, África do Sul, Bolívia, Índia, México, Zimbábue, entre outros. Tem-se documentado muitas experiências sobre as barreiras e dificuldades de difusão, e também como superá-las; tanto na área técnica, como nas áreas de organização, políticas energéticas e financiamento.

No Brasil a eletrificação rural com sistemas fotovoltaicos se iniciou em escala significativa entre 1992 e 1994, mediante projetos pilotos em cooperação com organismos estrangeiros, principalmente Alemanha (projeto Eldorado) e os Estados Unidos (DOE/NREL). O Programa de Desenvolvimento Energético dos Estados e Municípios-PRODEEM, concebido e coordenado pelo Ministério de Minas e Energia, em 1995, é quem tem levado a



cabo a tarefa de levar energia elétrica às comunidades rurais não servidas pela rede elétrica convencional com fontes renováveis de energia.

Segundo informações não oficiais, no final de 1999 mais de 3 MW de potência instalada de sistemas fotovoltaicos forneciam eletricidade para domicílios, escolas, centros comunitários, telefonia rural e bombeamento de água. Apesar do país contar com uma estrutura institucional básica, que poderia servir à disseminação dessa tecnologia, muito pouco se fez no sentido de garantir a sustentabilidade das instalações.

Inicialmente, foram as concessionárias de energia (Companhias Energéticas de Pernambuco, Ceará, Bahia, Alagoas, Minas Gerais, entre outras), que ficaram com a responsabilidade da instalação, assistência técnica e capacitação dos usuários. Com exceção da CEMIG, que ainda hoje mantém um programa de pré-eletrificação com sistemas fotovoltaicos, as outras concessionárias abandonaram esta opção energética para as áreas rurais.

Neste trabalho são identificados os aspectos técnicos e não técnicos que podem constituir em barreiras para a disseminação da tecnologia fotovoltaica para as aplicações domiciliares. É reforçada a importância da organização local comunitária (associações, sindicatos) na gestão técnica, administrativa e financeira das instalações.

## **2. REQUERIMENTOS PARA A SUSTENTABILIDADE DOS SISTEMAS FOTOVOLTAICOS**

O fornecimento energético desenvolvido principalmente através de unidades de produção e distribuição, altamente centralizadas, nem sempre é a melhor opção quando se trata de satisfazer as necessidades energéticas do setor rural. Isto se deve, em parte, ao alto nível de dispersão das populações nas zonas rurais, às baixas demandas de energia existentes nestas regiões e, em alguns casos, a dificuldade nos acessos às comunidades afastadas.

No esquema tradicional de eletrificação rural pela extensão da rede, a interação do usuário com a tecnologia de eletrificação comercialmente adotada, é mínima. Na eletrificação com sistemas fotovoltaicos, faz-se necessário uma participação ativa do usuário na compreensão e no manejo da tecnologia, além de um conhecimento do meio físico, social, econômico e ambiente em que a tecnologia se insere. Estes elementos, acima apontados, fazem com que o processo de eletrificação com sistemas fotovoltaicos seja mais completo que o tradicional, pois vai além da simples instalação de equipamentos.

As comunidades/usuários devem ter um papel preponderante no processo de eletrificação. Não dispondo de capacidade técnica autônoma, ela necessita de um grupo técnico que terá um papel importante, desde a concepção e instalação, até o acompanhamento dos projetos implantados. A participação das Organizações Não Governamentais, que atuam na capacitação e no acompanhamento de projetos, permite o envolvimento de entidades/técnicos com experiências comprovadas na área do desenvolvimento rural.

As experiências nacionais e internacionais de utilização das energias renováveis, em particular na eletrificação rural fotovoltaica, têm mostrado que a disseminação desta tecnologia é uma tarefa complexa, pois implica antecipar e resolver problemas de caráter técnico/engenharia, econômico, de infra-estrutura, social e de gestão.

É necessário, visto a complexidade do problema, que a intervenção de equipes multidisciplinares levem em conta aspectos críticos de natureza técnica e não técnica (Huacuz, 1999), que garantam a gestão sustentável e o êxito dos projetos de eletrificação rural com energia solar fotovoltaica. Os aspectos técnicos estão relacionados ao desempenho dos diferentes componentes/elementos do sistema (módulo fotovoltaico, bateria, controlador de carga, divisor de tensão, luminárias, fiação e interruptores). Nos aspectos não técnicos, são

analisados os interesses e vontade política, os fatores humanos (usuário, instalador e o promotor da tecnologia), a participação dos usuários, a capacitação, a infra-estrutura e o acompanhamento das instalações, visando à assistência técnica.

## **2.1. Aspectos técnicos**

### **2.1.1 Módulo fotovoltaico**

O módulo fotovoltaico constitui-se no elemento mais confiável, que, praticamente, não necessita de manutenção, dentre os componentes dos sistemas fotovoltaicos de eletrificação rural. Os outros componentes necessitam de manutenção em maior ou menor grau. Alguns requerem maior desenvolvimento e melhoras significativas no desempenho.

O caso mais grave que pode ocorrer com o módulo, é a quebra do seu vidro de cobertura. A infiltração de água é que pode, ao longo de dias (meses), debilitar o funcionamento do gerador, reduzindo assim a energia elétrica gerada.

### **2.1.2 Bateria**

É o elemento crítico nos sistemas fotovoltaicos. Pode ser danificada com sobrecargas e descargas profundas e por práticas impróprias de operação e manutenção.

A maioria dos projetos de eletrificação rural utiliza baterias automotivas, chumbo-ácidas, que são mais comumente encontradas e mais baratas. As baterias denominadas de “solares”, são menos disponíveis e mais caras. Na literatura, pouco existe sobre avaliações e diagnósticos sistemáticos ou estudos de desempenho, que comprovem a superioridade das baterias solares no âmbito da eletrificação rural. Verifica-se a importância deste elemento, cuja principal função, é o de armazenar a energia e disponibilizá-la quando o usuário a necessitar.

A segurança com as baterias nas instalações fotovoltaicas residenciais é muito importante, pois existe perigo de explosão e corrosão. Para se prevenir acidentes, é recomendável que elas não sejam instaladas em dormitórios e nem em áreas de maior circulação. São recomendáveis locais com boa ventilação, ficando a bateria isolada do chão (por exemplo, o uso da madeira é uma boa solução). Estes cuidados devem ser levados em consideração.

### **2.1.3 Controlador de carga**

Os controladores eletrônicos de carga (também conhecidos como reguladores de tensão), têm como propósito proteger a bateria contra sobrecargas e descargas excessivas. São elementos fundamentais, possibilitando estender a vida útil das baterias, além de protegê-las contra sobrecarga e sobredescarga.

### **2.1.4 Luminárias**

Uma luminária fluorescente completa DC é composta do tubo luminoso (lâmpada), do reator inversor eletrônico (RIE) e da estrutura mecânica.

O RIE tem a função de adaptar os parâmetros elétricos da saída da fonte de alimentação aos parâmetros elétricos da entrada da lâmpada.

A forma de onda na saída do RIE é uma indicação da sua qualidade e custo. Ela depende do método de conversão e filtragem utilizadas para suavizá-la e eliminar os harmônicos indesejáveis, resultantes do processo de conversão. No caso do RIE com onda senoidal, apesar de serem mais caros, são os que apresentam um desempenho mais adequado à

aplicação em domicílios rurais com energia solar fotovoltaica, não apresentando interferência no rádio e na televisão.

### **2.1.5 Instalação elétrica**

Um elemento que muitas vezes não é mencionado em sistemas fotovoltaicos domiciliares é a instalação elétrica. É necessária a existência de normas técnicas e, também, o seu cumprimento.

Os condutores utilizados são na forma de fios (rígido) e cabos (flexível) isolados. A intensidade de corrente elétrica máxima admissível, que circula nos condutores, é fixada em função da secção e do tipo do condutor.

No dimensionamento dos condutores, para uma instalação fotovoltaica, deve-se minimizar as perdas ôhmicas, ou seja, otimizar a secção do condutor de maneira a limitar a queda de tensão, ao limite de 2 % da tensão de operação.

### **2.1.6 Interruptores**

Sugere-se que os materiais empregados nas instalações elétricas dos sistemas fotovoltaicos, instalados nas áreas rurais, sejam de boa qualidade. Isto se faz necessário para evitar problemas e manter um fornecimento regular de energia elétrica residencial.

É digna de menção a não opção pelo uso de interruptores do tipo “pêra” nas instalações. Tal dispositivo é inadequado pois, apresenta problemas nos contatos liga-desliga, após alguns meses de uso.

### **2.1.7 Divisor de tensão**

A tensão de operação nos domicílios é fixada pela bateria interligada, em geral 12 VDC. Os usuários necessitam de outras tensões para alimentar, o rádio e/ou o aparelho de som. O divisor de tensão comumente utilizado fornece 6 e 9 VDC.

## **2.2 Aspectos não técnicos**

### **2.2.1 Vontade política**

Entre os elementos não técnicos indispensáveis para assegurar a sustentabilidade dos projetos e programas de eletrificação rural com energias renováveis, está a vontade política para reconhecer o direito do cidadão à energia elétrica. Esta vontade deve ser traduzida em leis, regulamentos e ações, que garantam este direito e estabeleça as responsabilidades do Estado nos diferentes níveis.

### **2.2.2 Fatores humanos críticos**

Identifica-se três elementos como fatores críticos para a sustentabilidade das instalações fotovoltaicas.

#### O usuário

Os principais beneficiários das instalações fotovoltaicas pertencem aos setores excluídos da sociedade. As principais características comuns nestas comunidades rurais estão enumeradas a seguir:

- São marginalizadas pelo poder público;
- Não estão familiarizadas com tecnologia moderna e não têm experiência no uso da eletricidade;
- Apresentam carências significativas quanto a equipamentos de uso coletivo e familiar;
- Deficiências na comunicação com o exterior (estradas, TV, rádio, ...);
- A organização social é em torno da família;
- Utilizam estratégias mistas de sobrevivência (autoconsumo, pequena comercialização, emigração, ...);
- Hegemonia da “palavra” sobre a “escrita” (elevados índices de analfabetismo);
- Baixa população (30 a 50 casas,  $\approx$  200 habitantes);
- Similaridades em relação ao grau de desenvolvimento sócio-econômico (renda econômica fixa: aposentadoria, pouca ou nenhuma especialização profissional, ...) e com relação aos usos e padrões de demanda de energia;
- Atividade econômica predominante ligada ao setor primário (agricultura familiar).

O fato destes moradores não estarem familiarizados com o uso da eletricidade, requer um tratamento especial no que concerne a sua capacitação no manejo e uso da energia solar fotovoltaica, além da própria gestão (administrativa, técnica e financeira) de tais equipamentos.

#### O instalador

No campo, caso os instaladores não estejam sensibilizados e capacitados a realizar um bom trabalho, um número de circunstâncias podem forçá-los a se desviar das especificações técnicas estabelecidas, implicando em uma baixa qualidade das instalações.

#### O promotor

Comumente, são técnicos das companhias energéticas, das Universidades e de Organizações Não Governamentais que têm a função de influenciar a comunidade para utilizar os sistemas fotovoltaicos. Pode ser verificado que mesmo entre os promotores, existe um descrédito (pela falta de informações), sobre a operacionalidade dos sistemas solares.

Em muitos casos não existe uma preocupação maior na escolha das comunidades rurais que serão beneficiadas pela eletricidade solar. Em várias situações, a própria escolha não leva em conta aspectos técnicos-sociais, econômicos e organizativos da comunidade selecionada.

### **2.2.3 Participação dos usuários**

Tradicionalmente, o usuário tem sido considerado como um objeto, no processo de eletrificação rural convencional pela extensão da rede elétrica.

No caso do uso das fontes renováveis de energia, com geração elétrica local, o usuário deve se envolver no processo. Tanto na definição dos usos da energia, como nas ações de operação e manutenção das instalações. Não se deve esquecer, também, da necessidade da gestão administrativa, técnica e financeira dos sistemas instalados.

Para ser sustentável ao longo do tempo, o processo de eletrificação rural fotovoltaica, deve ser orientado no sentido da confiabilidade do serviço oferecido, onde a meta mais importante é a satisfação das necessidades dos usuários.

#### **2.2.4. Capacitação**

A capacitação e informação são uma exigência quando se trata de implantar eletrificação rural fotovoltaica. Grandes esforços de capacitação e informação são necessários. O usuário é um dos objetivos maiores da capacitação. Na maioria dos casos, a eletricidade é um fator completamente novo na vida destas pessoas, o que requer uma extensa campanha de informação e educação, que motive o uso racional da eletricidade proporcionado pelos sistemas fotovoltaicos. O usuário participa diretamente na manutenção preventiva requerida por tais equipamentos. A capacitação técnica dos usuários deve ser feita através de cursos sobre o uso e a gestão dos sistemas com energia solar, não esquecendo a formação do eletricista solar da comunidade.

O treinamento e capacitação fornecidos aos usuários permitem que o gerenciamento técnico, administrativo e financeiro destas instalações, sejam realizados pelos próprios beneficiários da eletricidade solar.

#### **2.2.5 Infra-estrutura**

Outro aspecto muito importante para a sustentabilidade das instalações autônomas fotovoltaicas diz respeito à necessidade de uma infra-estrutura para bem atender aos sistemas instalados nas áreas rurais.

As disponibilidades locais de peças para reposição e serviços de manutenção são dois aspectos fundamentais para o bom êxito dos projetos em longo prazo. Um sistema fotovoltaico deve funcionar pelo menos 20 anos fornecendo energia elétrica.

#### **2.2.6 Acompanhamentos dos projetos**

O acompanhamento através de visitas periódicas, tem demonstrado que a manutenção preventiva e, em alguns casos, corretiva, pode e deve ser realizado por membros da própria comunidade, que devem receber treinamento para exercerem esta tarefa. É o caso do papel fundamental do “eletricista solar”, que são membros (dois ou três) da própria comunidade, que devem receber informações e treinamento adequados, para realizarem a assistência técnica dos equipamentos instalados na comunidade em que vivem.

Não havendo um acompanhamento sistemático destas instalações, a probabilidade do insucesso da eletrificação rural com energia solar é muito grande.

### **3. GERENCIAMENTO LOCAL E PARTICIPATIVO**

Assim como a tecnologia de geração de energia elétrica, através da conversão fotovoltaica da energia solar, o gerenciamento ou o acompanhamento da mesma tem que ser descentralizado. Isto é, o aspecto fundamental para garantir a sustentabilidade dos programas com eletrificação fotovoltaica é a divisão de responsabilidades. A Organização Comunitária Local (OCL) deve se responsabilizar pela gestão técnica, administrativa e financeira dos sistemas fotovoltaicos instalados na comunidade.

As principais vantagens desta proposta é que a OCL responderá pelas necessidades locais e pela administração. As desvantagens são da carência de recursos financeiros, e dos desvios dos recursos para outras necessidades mais imediatas da comunidade.

No tocante à capacitação, um problema bastante constatado na prática, é o deslocamento de técnicos de localidades distantes, como a capital do Estado, até o local da instalação defeituosa, quando surge um mau funcionamento nos sistemas. Isto encarece muito a solução do problema, além de acarretar um tempo maior para sua correção, que em muitas situações o

próprio usuário poderia resolver. Para solucionar tais questões relativas à capacitação dos usuários, algumas sugestões e propostas são recomendadas:

- Criação de um programa regular para a capacitação dos moradores;
- Plano de capacitação técnica com acompanhamento e monitoramento para todo o sistema antes e depois da implantação;
- Capacitação em três níveis: eletricitista rural e para o usuário (nível local), um nível intermediário através de técnicos da prefeitura e/ou ONG's (regional) e por último, em nível central (estadual) através do órgão gestor;
- Priorizar a capacitação do usuário com a formação dos eletricitistas e com o aumento de informações sobre a energia solar;
- Descentralizar a capacitação para um maior envolvimento a nível regional na assistência técnica;
- Reduzir as barreiras de informação a fim de aumentar a troca de experiências entre a comunidade e os responsáveis pela tecnologia.

No que diz respeito à assistência técnica, uma questão essencial é a dificuldade de aquisição de peças de reposição. Apesar da bateria ser um dos equipamentos que apresentam maiores problemas, devido, principalmente, ao término da vida útil da mesma, pode ser facilmente substituída por baterias automotivas, que resolvem parcialmente o problema. Porém, o mesmo não ocorre perante a aquisição dos demais componentes dos sistemas, e isto também tem sido uma questão bastante preocupante. Para resolver o problema da manutenção e assistência técnica, são recomendadas as seguintes sugestões:

- Maior ênfase (priorizar) à assistência técnica local, pois se trata de um nível de permanente apoio;
- Criação de um pequeno estoque de peças sobressalentes (inversores para lâmpadas, fusíveis, entre outros) e anexá-lo ao kit básico que compõe um sistema fotovoltaico;
- Criação de um fundo auxiliar na associação de moradores para manter um pequeno estoque de peças;
- Maior negociação com fornecedores de peças para a redução dos custos na compra em “quantidade”;
- Maior conscientização e mobilização da comunidade, objetivando a redução da dependência com os órgãos governamentais;
- Repassar a propriedade dos equipamentos para a organização comunitária local.

Com este tipo de acompanhamento e assistência, através da divisão de responsabilidades, pode-se otimizar este processo de acompanhamento, além de tornar mais rápido a manutenção quando necessário.

Para garantir a sustentabilidade (entendido aqui como a garantia da boa qualidade do serviço elétrico fornecido pelo sistema, ao longo da vida útil do gerador fotovoltaico, 20 anos) destas instalações, propõem-se as seguintes ações:

- seleção de comunidades não eletrificadas conjuntamente com parceiros locais (ONG's, Prefeitura, Sindicato dos Trabalhadores Rurais - STR), em função de critérios físicos, energéticos, organizativos, sociais e econômicos;
- Caracterização sócio-econômica e energética, familiar e comunitária;
- Promoção e divulgação da energia solar fotovoltaica nos encontros municipais realizados com esta finalidade;
- Especificações técnicas e econômicas do projeto;

- Capacitação da comunidade através de treinamento dirigido aos usuários;
- Instalação participativa dos equipamentos;
- Gestão comunitária para assistência técnica e reposição de peças (criação do fundo comunitário);
- Acompanhamento do projeto.

#### **4. CONCLUSÕES**

Uma parte importante do esforço de eletrificação nas pequenas comunidades rurais distantes da rede, até então não contemplada na política de eletrificação rural, poderia ser levado a cabo mediante a disseminação de sistemas autônomos fotovoltaicos. O objetivo seria de dotar as residências de energia elétrica (iluminação, e outras aplicações) em curto prazo.

Requer-se entretanto, de uma política coerente que permita fortalecer e, sobretudo, ampliar este esforço, provendo as comunidades de um nível energético suficiente para iniciar as atividades produtivas que permita seu desenvolvimento econômico.

Algumas das principais barreiras sócio-econômicas-culturais encontradas que oferecem resistência à implantação da tecnologia estão listadas abaixo:

- A diferença entre a energia solar e a convencional, dificulta a aceitação por parte dos usuários, pelo fato de inicialmente não darem credibilidade;
- Alguns usuários mais ambiciosos e com um poder aquisitivo um pouco maior que os demais, não se contentam com a carga que poderá ser conectada ao sistema;
- Outros muito conservadores não aceitam que seja instalado o sistema em suas casas, pois receiam que com a chegada de informações, seus filhos sofram má influência;
- Algumas comunidades preferem esperar pelo cumprimento de promessas políticas para com a chegada da energia elétrica convencional;
- Os programas com a energia solar fotovoltaica precisam de recursos financeiros para, posteriormente, ser feita a manutenção nos equipamentos; porém, existem determinados usuários que não assumem a responsabilidade com a organização comunitária local, dificultando assim, o bom funcionamento da mesma e do sistema;
- Para muitos usuários, é lógico pensar que se alguma instituição/órgão do governo trouxe o sistema, outra (ou a mesma) deverá repará-lo, então não apoiam as iniciativas da organização local, dificultando o trabalho da mesma.

Em contraposição com a extensão das redes de combustíveis convencionais, o uso de tecnologias renováveis requer uma alta participação e organização local. As experiências mundiais, levadas a cabo, até o momento, demonstram que o grau de organização das comunidades, a compreensão das prioridades, expectativas e necessidades dos usuários, treinamento adequado dos usuários e a existência de manutenção regular dos equipamentos, são fundamentais para o êxito dos projetos.

#### **5. REFERÊNCIAS**

- Huacuz, J. M., 1999, “Energias sostenibles en zonas rurales dentro del proceso de modernización del sector en América latina y el Caribe”, Comunicação privada, Instituto de Investigaciones Eléctricas, Cuernavaca, México, 71 p.

# USO DE DIODOS DE *BYPASS* E DE BLOQUEIO NA PROTEÇÃO DE SISTEMAS FOTOVOLTAICOS

**Lúcio Almeida Hecktheuer**

**Arno Krenzinger**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil. E-mail: laheck@vortex.ufrgs.br

## **Resumo**

Em sistemas fotovoltaicos constituídos por módulos associados em série e em paralelo, faz-se necessário introduzir dispositivos de proteção, geralmente diodos, a fim de evitar danos e perdas de potência do sistema devido a diferenças entre as características elétricas das células nos módulos e possíveis sombreamentos das mesmas. O presente trabalho tem por objetivo apresentar estes tipos de proteções e também uma análise do comportamento elétrico de dois módulos, disponíveis no mercado consumidor, contendo diodos *bypass* ligados em diferentes configurações. Verifica-se que os diodos *bypass* e de bloqueio, quando corretamente conectados no sistema, evitam que um módulo funcione como carga para outros, dissipando uma potência muito grande que possa causar danos ao sistema. Também atuam no sentido de evitar um decréscimo muito acentuado da potência efetiva da associação quando há sombreamento de módulos.

**Palavras-chave:** Sistema fotovoltaico, Energia solar, Proteção

## **1. INTRODUÇÃO**

Quando se trabalha com sistemas fotovoltaicos de potências elevadas, faz-se necessário associar módulos em série e em paralelo a fim de se conseguir valores de tensão e corrente apropriados para a aplicação que se deseja. Segundo vários autores, entre eles (Zilles, 1993; Gupta e Milnes, 1981), as diferenças entre as características elétricas e possíveis sombreamentos de módulos podem ocasionar danos ao sistema devido ao sobreaquecimento de células. Para evitar os problemas advindos destas situações indesejadas, mas que ocorrem ao longo da vida útil do sistema, deve-se acrescentar dispositivos de proteção, geralmente diodos, que são colocados em pontos estratégicos do circuito do sistema com o objetivo de evitar o aparecimento de pontos quentes nos módulos e conseqüente perdas de potência. O funcionamento destes diodos foram previamente descritos em (Gonzalez e Weaver, 1980; Ilceto et al, 1998) entre outros. Outros métodos como o da manipulação da resistência paralela na fabricação das células e o uso de diodos *bypass* incorporado em cada uma das células dos módulos conforme citados por (Roche, Outhred e Kaye, 1995), ainda são pouco utilizados e merecem maiores estudos.



## 2. PROTEÇÃO DE SISTEMAS FOTOVOLTAICOS COM DIODOS

A proteção de módulos fotovoltaicos que compõem um sistema, faz-se, preferencialmente, com o uso de diodos de *bypass* e de bloqueio, evitando assim o aparecimento de pontos excessivamente quentes nos módulos, o que pode vir a prejudicar o funcionamento do sistema. A seguir, são apresentadas as formas de se proteger sistemas fotovoltaicos com o uso de diodos de *bypass* e de bloqueio.

### 2.1 Diodo de *bypass*

Em associações série de células fotovoltaicas (módulos), as mesmas estão sujeitas a funcionarem como carga para as demais células. Neste caso, corre-se o risco de se ter uma tensão negativa aplicada nos seus extremos que seja maior que a sua tensão de “*breakdown*”, ocasionando uma dissipação de potência exagerada sobre ela e, por conseqüência, provocando um aquecimento que pode causar danos à célula. Esta situação pode ocorrer devido a não identidade ou por sombreamento de células. Nestas situações, ao conectar-se um diodo em anti-paralelo com os extremos das células (diodo *bypass*), o mesmo ficará diretamente polarizado e, portanto, permitirá que a corrente circule por ele. Assim sendo, a célula em questão não contribui na conversão da energia elétrica, mas, também não se comporta como carga para as demais células. Se a célula for idêntica às demais e não estiver sombreada, o diodo *bypass* ficará reversamente polarizado, não permitindo que por ele circule corrente. Este diodo *bypass* deve ser capaz de conduzir toda a corrente gerada pela associação série e sua tensão limiar de condução deve ser a menor possível.

Na prática, não se colocam diodos *bypass* em paralelo com cada uma das células associadas, mas sim com grupos delas. A Fig. 1 mostra como são ligados os diodos *bypass* em módulos fotovoltaicos (associações de N células em série) disponíveis no mercado.

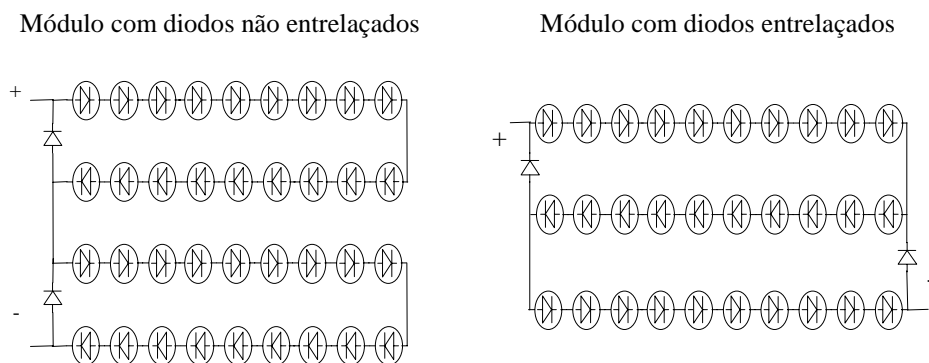


Fig. 1 Ligações de diodos *bypass* em módulos fotovoltaicos

Em módulos fotovoltaicos com diodos *bypass* ligados de forma entrelaçada, se tem disponível apenas um valor de tensão nominal para o módulo, por exemplo 12 V, e nos outros módulos dois valores de tensão (6 V e 12 V).

### 2.2 Diodo de bloqueio

Sistemas fotovoltaicos constituídos por vários ramos em paralelo, cada qual podendo ser constituídos por N módulos associados em série, podem ser protegidos contra correntes reversas dos outros ramos através de diodos de bloqueio conectados em série em cada um dos

ramos. Essa corrente reversa é causada pela diferença de tensão dos ramos devido a situações indesejadas já citadas anteriormente.

O ramo que apresenta uma menor tensão fica sujeito a funcionar como carga para os demais ramos. Desta forma, parte ou toda a corrente gerada pelos ramos que apresentam maior tensão fluirá pelo ramo de menor tensão, ocasionando um aquecimento neste último ramo e perda de potência do sistema. O uso de diodos de bloqueio ligados em série com os módulos de cada ramo, conforme é mostrado na Fig. 2, evitam o aparecimento de correntes reversas.

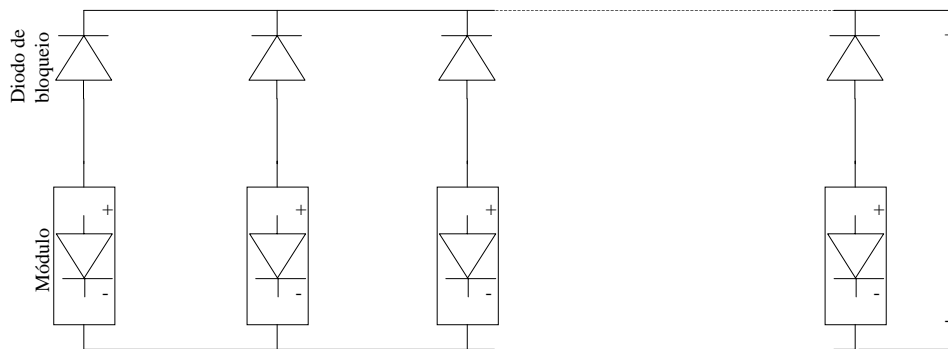


Fig. 2 Associação paralelo de módulos fotovoltaicos com diodos de bloqueio

Os diodos de bloqueio ocasionam uma queda de tensão de aproximadamente 1 V (valor este que depende do tipo de diodo utilizado), o que pode ser importante em sistemas de menor porte. Para reduzir significativamente esta queda tensão, pode-se substituir o diodo de bloqueio por fusíveis. Com o fusível, as células do módulo do ramo de menor tensão não correm o risco de serem danificadas mas não se evita a perda de potência do sistema visto que por este ramo circulará uma corrente reversa.

Quando a energia elétrica do sistema fotovoltaico é armazenada em baterias, pode-se utilizar um diodo de bloqueio com o seu cátodo ligado no terminal positivo do banco de baterias com o objetivo de não permitir a sua descarga em períodos de escuridão ou de muito baixa radiação solar (células fotovoltaicas comportando-se como diodos polarizados diretamente). O inconveniente desta solução é que se tem, nos períodos em que o sistema está gerando energia elétrica, uma perda de potência que é dissipada no próprio diodo de bloqueio.

Com o objetivo de minimizar estas perdas, pode-se utilizar diodos do tipo Schottky, os quais apresentam, segundo (Boylestad, 1986), uma queda de tensão da ordem de 0,2 V quando polarizados diretamente. Em sistemas que operam com tensões superiores a 24 V, torna-se necessário utilizar-se diodos de junção P-N que suportam tensões reversas maiores, embora provoquem uma perda de potência maior, pois a queda de tensão, quando em polarização direta, é na ordem de 0,7 V (diodos de silício).

Esta aplicação do diodo de bloqueio, atualmente é de muito pouco uso, visto que há modernos reguladores de carga de baterias que possuem dispositivos de chaveamento interno que desconectam os módulos da carga durante a noite. Mesmo sem a utilização destes reguladores, a aplicação do diodo é questionada, pois a queda de tensão que ele provoca durante o dia proporciona uma perda de energia que pode ser, em determinados casos, maior que a perda de energia durante a noite, sem a sua presença.

## 2.3 Ligação de diodos de proteção em sistemas fotovoltaicos

Os sistemas fotovoltaicos que utilizam um número maior de módulos a fim de obter-se valores de tensão e corrente apropriados para a aplicação desejada, em geral utilizam simultaneamente associações em série e em paralelo. Nestes casos, a proteção dos módulos é conseguida utilizando-se, também simultaneamente, os diodos de *bypass* e de bloqueio.

A Fig. 3 mostra como devem ser ligados os diodos de proteção em um sistema composto por módulos ligados em série paralelo.

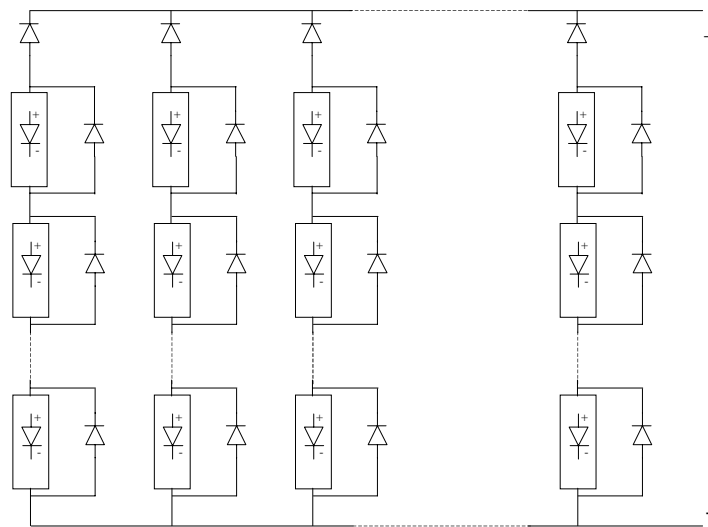


Fig. 3 Associação série paralelo de módulos fotovoltaicos com diodos de proteção

## 3. DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE LIGAÇÕES DE DIODOS *BYPASS*

Com o objetivo de analisar o comportamento dos módulos quando funcionando com tensões reversas, situação em que os diodos de bloqueio devem atuar, foram traçadas curvas dos módulos com algumas células sombreadas. Esta situação de polarização reversa em módulos fotovoltaicos acontece não só com a presença de sombras nos módulos mas também quando a associação está funcionando em curto-circuito ou circuito aberto.

Os dois módulos que foram testados possuem diferentes ligações dos diodos de *bypass*, (diodos entrelaçados ou não entrelaçados conforme Fig.1). Com diodos entrelaçados, a máxima tensão reversa é de aproximadamente 1,4 V mais 1/3 da tensão do módulo e com diodos não entrelaçados ao redor de 1,4 V.

Geralmente, módulos com 30 ou 33 células (apenas três colunas de células interligadas em série), apresentam diodos *bypass* ligados entrelaçados e módulos com 36 células (quatro colunas de células interligadas em série) apresentam diodos *bypass* não entrelaçados, nos quais tem-se disponível as tensões nominais, conforme ligação, de 12 V ou 6 V. Nos módulos com diodos *bypass* entrelaçados, tem-se disponível apenas uma tensão, geralmente 12 V.

Nas Fig. 4 e 5, são mostradas as curvas de dois módulos (um com diodos não entrelaçados e outro com diodos entrelaçados), nas situações de sombreamento e não sombreamento de células.

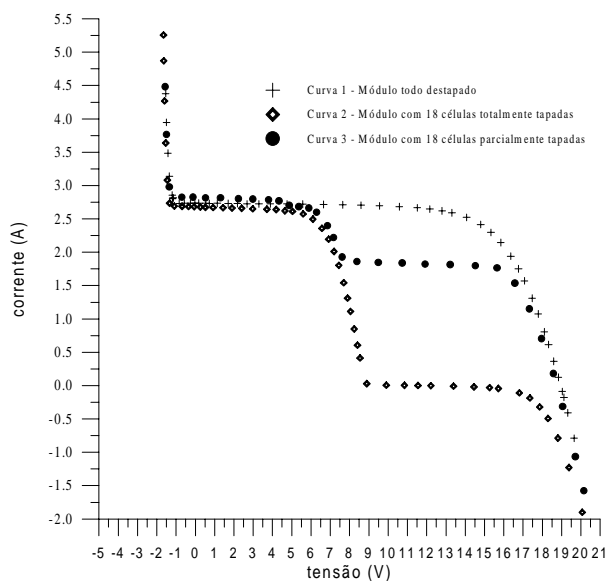


Fig. 4 Curva de módulo fotovoltaico com diodos *bypass* não entrelaçados

A ligação dos diodos *bypass* de forma convencional (não entrelaçados), onde cada diodo está ligado em paralelo com apenas um grupo de células, limita a tensão reversa de funcionamento do módulo, não deixando que as células, individualmente, dissipem uma quantidade muito grande de potência.

Quando tem-se um sombreamento total ou parcial de uma célula, por ela circulará apenas parte da corrente que pode circular pelas células não sombreadas. A outra fração de corrente circulará pelo diodo *bypass* de modo que, pelo grupo de células que não estão sombreadas, circula a soma das duas correntes mencionadas. No caso de sombreamento total de uma célula, toda a corrente que circula pelas células não sombreadas circulará também pelo diodo *bypass* que provoca uma queda de tensão de aproximadamente 0,7 V.

Na ligação de diodos entrelaçados, onde cada diodo está conectado em paralelo com dois grupos de células ligadas em série, tem-se duas situações distintas de comportamento dos diodos quando houver sombreamento de células. Estas situações são diferenciadas com relação a coluna onde está a célula sombreada.

Quando se tem uma célula da fileira central totalmente sombreada, o módulo comporta-se como se tivesse dois grupos de células e diodo *bypass* ligados em paralelo. Nesta situação, a corrente de curto-circuito tem seu valor duplicado com uma conseqüente redução da tensão de circuito aberto. Isso já não ocorre se a célula sombreada estiver colocada numa das fileiras laterais. É interessante chamar a atenção sobre os efeitos que o sombreamento parcial da fileira central de módulos com diodos de *bypass* entrelaçados podem produzir sobre o resultado em avaliações descuidadas de sistemas em operação. Muitas vezes o técnico faz uma leitura de corrente de curto-circuito e tensão, sem perceber que a poeira no módulo pode estar causando um falso aumento na corrente do mesmo.

Com os diodos entrelaçados, quando tem-se um sombreamento total de uma célula, a tensão de circuito aberto é reduzida a menos de 1/3 da tensão de circuito aberto sem sombreamento (tensão equivalente de um grupo de células em série menos a queda de tensão sobre um diodo *bypass*). Já com o uso de diodos não entrelaçados, esta tensão fica reduzida a pouco menos da metade da original, sem sombreamento.

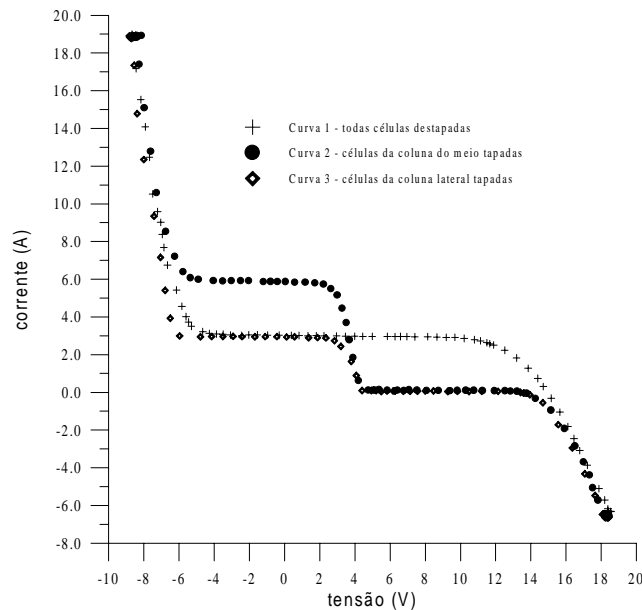


Fig. 5 Curva de módulo fotovoltaico com diodos *bypass* entrelaçados para uma irradiância de  $930 \text{ W/m}^2$  e temperatura constante de  $67.4 \text{ }^\circ\text{C}$

#### 4. CONCLUSÕES

A proteção de sistemas fotovoltaicos mais difundida e usada é através da utilização de diodos. Quando se tem módulos associados em série, a proteção é feita colocando-se em anti-paralelo com cada módulo um diodo de *bypass*. Para módulos associados em paralelo, liga-se em série com cada módulo um diodo de bloqueio. Associações fotovoltaicas série-paralelo são protegidas utilizando-se, simultaneamente, diodos de *bypass* e de bloqueio.

Dois tipos de ligações de diodos *bypass* (entrelaçados ou não entrelaçados) são bastante utilizadas e aplicadas em módulos comerciais. Os módulos que apresentam diodos *bypass* entrelaçados limitam a tensão reversa aplicada em aproximadamente  $1,4 \text{ V}$  mais  $1/3$  da tensão do módulo enquanto que os com diodos *bypass* não entrelaçados limitam ao redor de  $1,4 \text{ V}$ . Ambas as configurações de ligação dos diodos *bypass* limitam a tensão reversa a ser aplicada nos módulos e, em situações não desejadas de funcionamento do sistema (sombreamento ou defeito de um módulo), minimizam a redução do fator de forma da curva característica I-V da associação e perdas de potência.

#### 5. REFERÊNCIAS

Boylestad, R., Nashelsky, L., 1986, “Dispositivos Eletrônicos e Teoria de Circuitos”, Prentice-Hall do Brasil, 3.ed., Rio de Janeiro, Brasil, 700p.

Gonzalez, C. C., Weaver, R., 1980, “Circuit Design Considerations for Photovoltaic Modules and Systems”, Proceeding of the 14<sup>th</sup> IEEE Photovoltaic Specialists Conference, San Diego, CA, pp. 528-535.

Gupta, A., Milnes, A. G., 1981, “Effects of Shading and Defects in Solar Cell Arrays”, Proceeding of the 15<sup>th</sup> IEEE Photovoltaic Specialists Conference, Orlando, FL, pp. 1111-1116.

Iliceto, A. et al, 1998, "Assessment of Blocking and Bypass Diodes Application in PV Power Plants", Anais do 2<sup>th</sup> World Conference and Exhibition on Photovoltaic Solar Energy Conversion, pp. 2108-2111, Vienna, Austria.

Roche, D, Outhred, H., Kaye, R. J., 1995, "Analysis and Control of Mismatch Power Loss in Photovoltaic Arrays", Progress in Photovoltaics: Research and Applications, Vol. 3, pp. 115-127.

Zilles, R., 1993, "Modelado de Generadores Fotovoltaicos Efectos de la Dispersion de Parametros", Tese de Doutorado, Universidad Politecnica de Madrid, Madrid, España, 146p.

# **CARACTERIZAÇÃO DA BANCADA DE CIRCULAÇÃO NATURAL DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE EMERGÊNCIA EM REATORES NAVAIS E EM REATORES AVANÇADOS**

**Luiz Alberto Macedo**

**Benedito Dias Baptista Filho**

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares IPEN-CNEN/SP, Divisão de Termo-Hidráulica  
Cx. Postal 11049, CEP 05422-970, São Paulo SP, Brasil. E-mail : lamacedo@net.ipen.br

## **Resumo**

O desenvolvimento de sistemas passivos de resfriamento de emergência de reatores avançados ainda depende de investigações de alguns processos de circulação natural. A Bancada de Circulação Natural do IPEN foi concebida para a realização de estudos considerando linhas de desvio, que interligam a saída da fonte fria com a saída da fonte quente. Este trabalho, além de descrever a bancada e resumir suas características de projeto, apresenta resultados da sua caracterização hidráulica, consistindo de medidas de perda de pressão e sua correlação em termos de fatores de atrito, apresenta ainda resultados de testes de calibração do sistema de medição de potência e de vazão e, dos primeiros experimentos em circulação natural. Esses experimentos envolveram transitórios em circulação natural com a aplicação de degraus de potência. Os resultados mostraram um comportamento não linear do medidor de vazão magnético, bem como uma dependência com a temperatura do fluido. O conjunto: circuito/instrumentação/sistema de aquisição de dados é adequado para os propósitos de pesquisa de sistemas passivos de resfriamento de emergência.

**Palavras-chave:** Circulação Natural, Segurança Passiva, PWR, ALWR.

## **1. INTRODUÇÃO**

Aspectos econômicos e de segurança dirigiram o setor nuclear ao desenvolvimento de novos conceitos de reatores nucleares e de sistemas de segurança. Há alguns anos se iniciou o desenvolvimento dos conceitos de “reatores avançados,” com a introdução de aperfeiçoamentos tecnológicos, plantas com elevada padronização, redução na demanda de controle, redução na demanda de suprimento de energia elétrica de emergência, e o uso de componentes mais robustos, ou seja, imunes a falhas, conforme Layman *et al.* (1991). Na linha dos reatores de água pressurizada (PWR) destaca-se a adoção de conceitos de reatores navais militares que utilizam sistemas de resfriamento de emergência com características passivas, utilizando o fenômeno da circulação natural. O presente trabalho descreve uma bancada para experimentos em circulação natural (BCN) e resume suas características de projeto. Além disso apresenta os resultados da caracterização hidráulica da bancada, que consistiram em medidas de perda de pressão em diversos trechos, sua correlação em termos de fatores de atrito, os resultados de testes de calibração do sistema de medição de potência e o primeiro resultado de experimento em circulação natural. Esses resultados tratam de transitórios em circulação natural a baixas potências (até 2300 W), com a aplicação de degrau de potência iniciado em condições de equilíbrio. Existem diversos trabalhos sobre circulação natural, tais como apresentados por Zvirin, 1981 e Lavrador, 1994. As principais diferenças entre esses

trabalhos e os propostos para a BCN estão na utilização de linhas de desvio entre a fonte quente e a fonte fria, para controle de temperatura e, na concepção do trocador de calor. Os resultados utilizando as linhas de desvio não são apresentados nesse trabalho.

## 2. DESCRIÇÃO DA BANCADA

O Circuito de Circulação Natural apresentado em Baptista F. *et al.*(1999) e representado esquematicamente na Figura 1, foi concebido nos moldes de um sistema de remoção de calor residual de um reator PWR avançado. É composto de um aquecedor elétrico e um trocador de calor constituído por dois tubulões horizontais com um feixe vertical de tubos imersos em um tanque de água. O trocador de calor é alimentado por gravidade a partir de um reservatório elevado. Além desses componentes e da instrumentação descrita adiante, foi instalada uma bomba para realizar operações de calibração e determinação das características hidráulicas do sistema. A tubulação é de cobre, com 22 mm de diâmetro externo e 0,6 mm de espessura. O aquecedor e todas as tubulações são isolados com calhas de lã de vidro de 25 mm de espessura, encamisadas com alumínio. As válvulas instaladas nas linhas principais do circuito são do tipo esfera. Para o controle da vazão no secundário do trocador de calor foi instalada uma válvula globo e um rotâmetro devidamente calibrado.

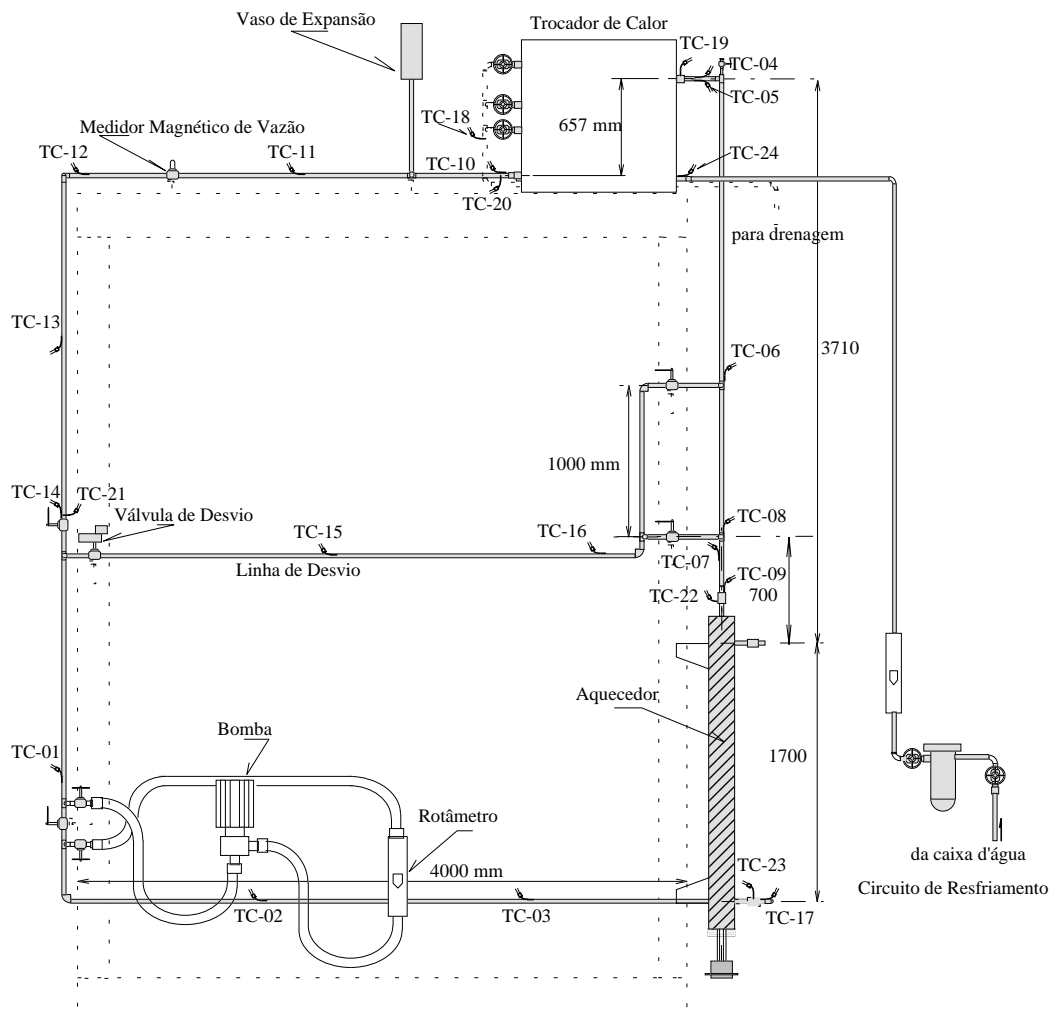


Figura 1. Esquema do Circuito de Circulação Natural



O aquecedor elétrico, projetado para uma potência máxima de 10 KW, é de aço inoxidável austenítico e possui três resistências tubulares em “U”. O trocador de calor foi totalmente construído em cobre, com dois tubulões de 1 ¾ pol., interligados por 18 tubos de 3/8 pol. imersos em um reservatório com volume de 0,202 m<sup>3</sup>. Com a finalidade de estudar o comportamento de sistemas de circulação natural com linhas de desvio foi instalada uma interligação da “perna-fria” com a “perna-quente” do circuito, contendo uma válvula esfera com atuador motorizado e duas ramificações isoladas por meio de válvulas esfera. Na linha principal do circuito, foi instalado um medidor de vazão tipo magnético ajustado para a faixa de vazão máxima de 0,1 kg/s. Ao longo do circuito foram instalados 24 termopares (TC), sendo 5 do tipo T de 1,5 mm e 19 do tipo K de 0,5 mm de diâmetro. O acompanhamento e registro das temperaturas e da vazão é feito por um sistema de aquisição de dados em plataforma PC. Ao longo do circuito foram ainda instaladas 4 tomadas de pressão que permitem determinar os coeficientes de perda de carga de trechos do sistema em condições de circulação forçada, utilizando um transmissor de pressão diferencial tipo capacitivo. O controle de potência é realizado por meio de uma fonte de alimentação variável. O controlador de potência pode receber o sinal de controle advindo de uma fonte externa ou de uma saída do sistema de aquisição de dados que é constituído por uma placa de aquisição de dados, um computador (PC), um bloco terminal isolado, um módulo condicionador de sinais e um bastidor.

### 3. RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO HIDRÁULICA

A caracterização hidráulica do circuito foi feita circulando-se água ao longo de cada trecho, conforme Figura 2, onde se queria determinar a perda de carga ( $\Delta P$ ) para se determinar coeficientes de perda de pressão ou de atrito. As medidas de  $\Delta P$  nos diversos trechos foram realizadas com um transmissor de pressão diferencial na faixa de 0 a 130 mmH<sub>2</sub>O. Com as quatro tomadas de pressão foram selecionados onze (11) trechos de interesse. Os comprimentos equivalentes para perda de pressão ( $L_{eq}$ ) obedecem a:

$$\Delta P = f L_{eq} / D_h \rho v^2 / 2 \quad (1)$$

onde  $\Delta P$  é a perda de pressão (N/m<sup>2</sup>),  $f$  o fator de atrito,  $L_{eq}$  o comprimento equivalente (m),  $D_h$  o diâmetro hidráulico (m),  $\rho$  a massa específica da água (kg/m<sup>3</sup>) e  $v$  a velocidade de escoamento (m/s).

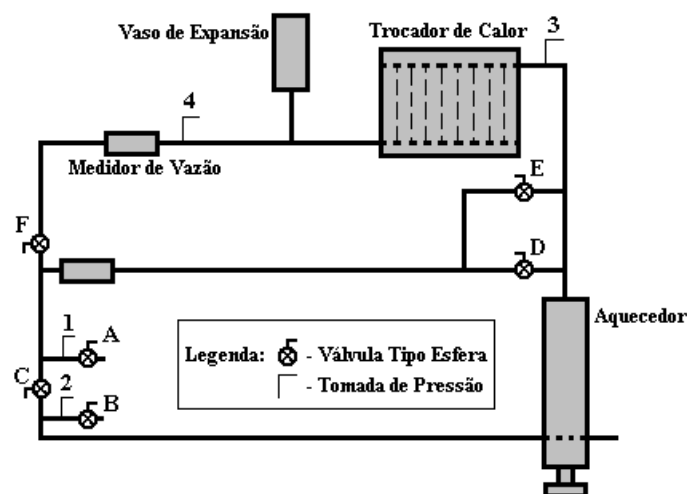


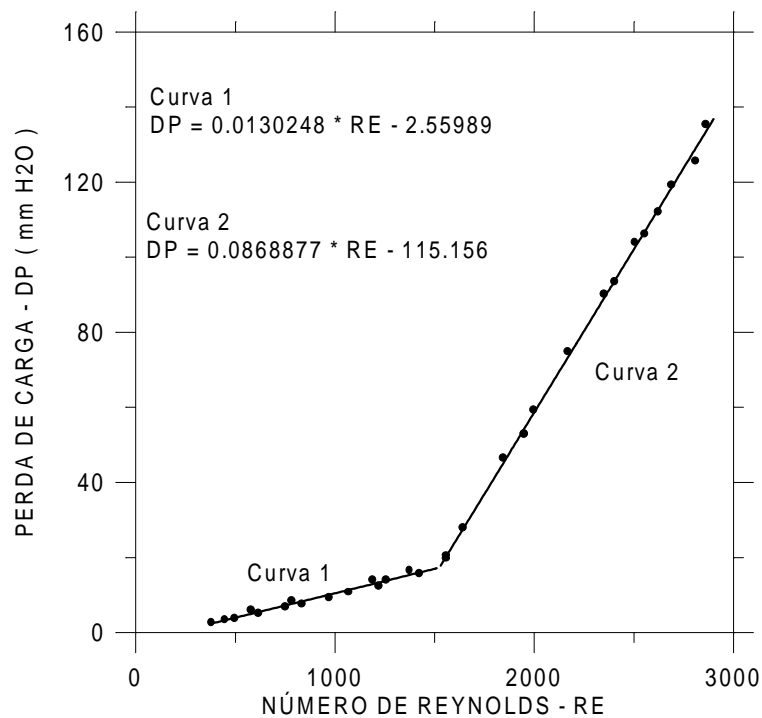
Figura 2 - Elementos para Caracterização Hidráulica da Bancada

Para correlacionar o fator de atrito ( $f$ ) foi seguido o seguinte procedimento: em cada trecho selecionado foi variada a vazão, medida por meio de um rotâmetro previamente calibrado; a partir do início da faixa de medição do transmissor de pressão, iniciou-se o registro da correspondente perda de pressão; em cada condição foi registrada a temperatura da água para determinação das suas propriedades físicas; conhecida a vazão ( $Q$ ), a perda de carga ( $\Delta P$ ), e as propriedades da água e, para o comprimento equivalente de cada trecho ( $L_{eq}$ ), baseados em dados tabelados conforme Crane (1977), foi utilizada a Eq.(1) para se obter o valor do fator de atrito ( $f$ ). Esse procedimento foi repetido para cada trecho (Tabela 1).

**Tabela 1 - Trechos Selecionados da Bancada**

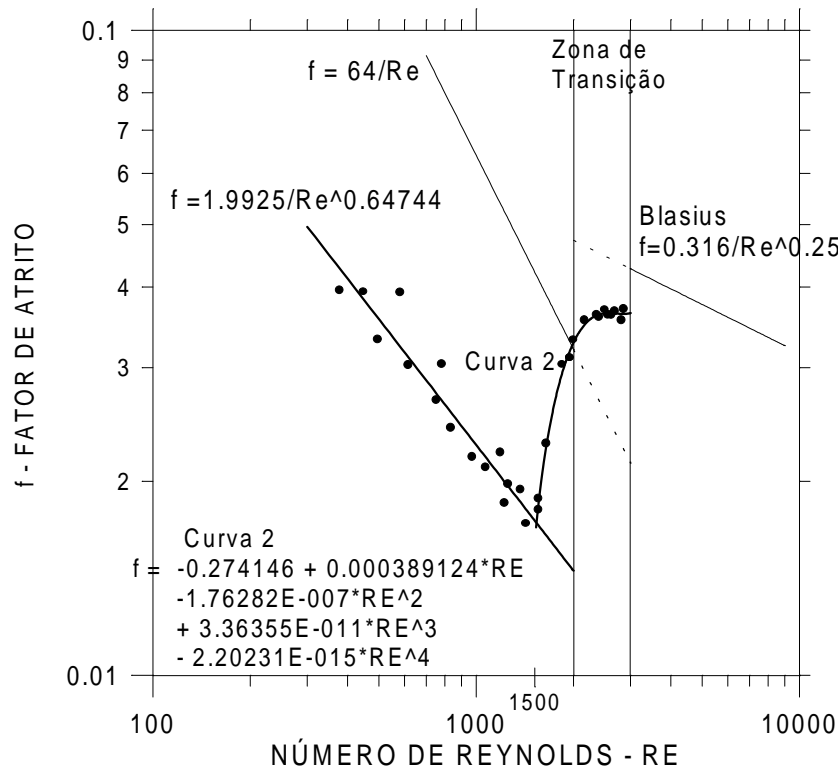
Trecho	Vazão (kg/h)	Válvula A	Válvula B	Válvula C	Válvula D	Válvula E	Válvula F
2 - 1	23 - 167	Aberta	Aberta	Fechada	Fechada	Fechada	Aberta
2 - 3	25 - 207	Aberta	Aberta	Fechada	Fechada	Fechada	Aberta
3 - 4	25 - 206	Aberta	Aberta	Fechada	Fechada	Fechada	Aberta
4 - 1	26 - 123	Aberta	Aberta	Fechada	Fechada	Fechada	Aberta
1 - 2	25 - 167	Aberta	Aberta	Aberta	Fechada	Fechada	Fechada
2 - D - 1	25 - 210	Aberta	Aberta	Fechada	Aberta	Fechada	Fechada
2 - E - 1	28 - 220	Aberta	Aberta	Fechada	Fechada	Aberta	Fechada

A Figura 3 exemplifica o correlacionamento da perda de carga ( $\Delta P$ ) com o Número de Reynolds ( $Re$ ) apresentando os resultados para o trecho 2-1 da Bancada. Podemos observar a mudança de comportamento da perda de carga no ponto em torno de  $Re \approx 1500$ .



**Figura 3 - Gráfico Perda de Carga vs. Número de Reynolds – Trecho 2 – 1**

Na Figura 4 são mostrados os resultados na forma de correlação do fator de atrito. Observa-se que os testes atingem a zona de transição. Na faixa de regime laminar foi obtido um fator de atrito um pouco inferior ao da curva de Hagen-Poiseuille ( $f=64/Re$ ). Na zona de transição ( $Re = 2000$  a  $3000$ ) a curva tende a manter o comportamento esperado porém atingindo valores pouco inferiores aos da curva de Blasius.



**Figura 4 - Gráfico Fator de Atrito (f) vs. Número de Reynolds (Re) – Trecho 2-1**

As correlações obtidas permitiram observar que o coeficiente de atrito é intrínseco à bancada, sendo dependente de características geométricas. Conclusões similares foram apresentadas por Zvirin, 1981.

#### 4. CALIBRAÇÃO DE POTÊNCIA ELÉTRICA

A potência elétrica é registrada a partir de um sinal enviado pelo variador de potência ao sistema de aquisição de dados, sendo necessário uma calibração feita por meio de balanço térmico no aquecedor, em regime permanente. Foram realizados vários testes nos quais, para uma dada vazão e após constatação de regime permanente, eram registradas as temperaturas de entrada e saída do fluido no aquecedor (termopares TC-23 e TC-22 da Figura 1). Uma vez conhecidas as temperaturas são calculadas as entalpias do fluido na entrada e saída do aquecedor, e determinada a potência térmica. A Tabela 2 e a Figura 5 mostram os resultados dos testes que permitiram estabelecer uma relação matemática entre a potência elétrica medida (P) e potência térmica (PT) correspondente:

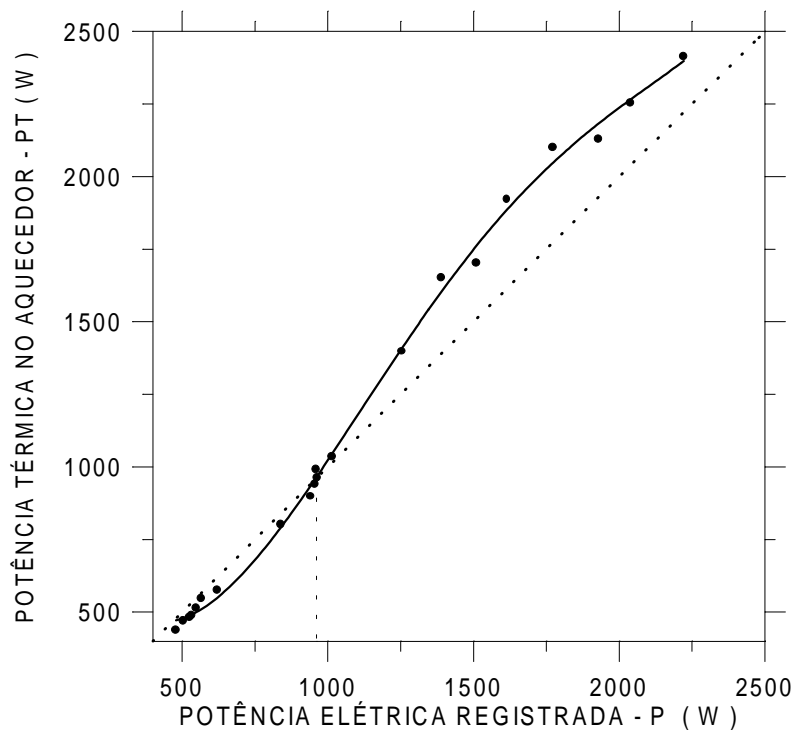
$$PT = 1101,11 - 3,36037P + 0,0053635P^2 - 2,46258 \cdot 10^{-6} P^3 + 3,81456 \cdot 10^{-10} P^4 \quad (2)$$

#### 5. CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DE VAZÃO

Observou-se que o “zero” do medidor magnético de vazão depende da temperatura do sensor (há um “drift”). Apesar de pequena, essa variação é importante na faixa de vazão obtida em circulação natural. Para essa calibração foram realizados testes variando a temperatura da água, e correlacionando os resultados com a temperatura da superfície externa do tubo, lida através do termopar TC-11. Esta curva de calibração é mostrada na Figura 6.

**Tabela 2 - Medidas de Potência Elétrica e Potência Térmica no Aquecedor**

Vazão Calibrada (kg/h)	Potência Elétrica (W)	Potência Térmica (W)	Vazão Calibrada (kg/h)	Potência Elétrica (W)	Potência Térmica (W)
49.57142	478,8758	438,8363	76.62865	2037,572	2253,46
40.55234	526,3383	482,1864	40.55234	505,4192	468,8121
55.58414	548,757	513,5013	49.57142	565,3466	546,6509
68.61169	531,8062	488,739	45.56294	1509,442	1702,605
68.61169	622,0453	576,5872	59.59262	1930,816	2127,695
68.61169	839,3052	801,3026	89.65622	2221,587	2413,641
78.6329	957,3925	940,3346	90.65834	1255,77	1397,601
78.6329	1015,583	1035,852	92.66257	1391,145	1652,478
37.54598	941,5403	898,6062	92.66257	1614,425	1920,87
49.57142	960,7579	992,1406	92.66257	1771,631	2101,329
77.63078	964,6798	962,2681			

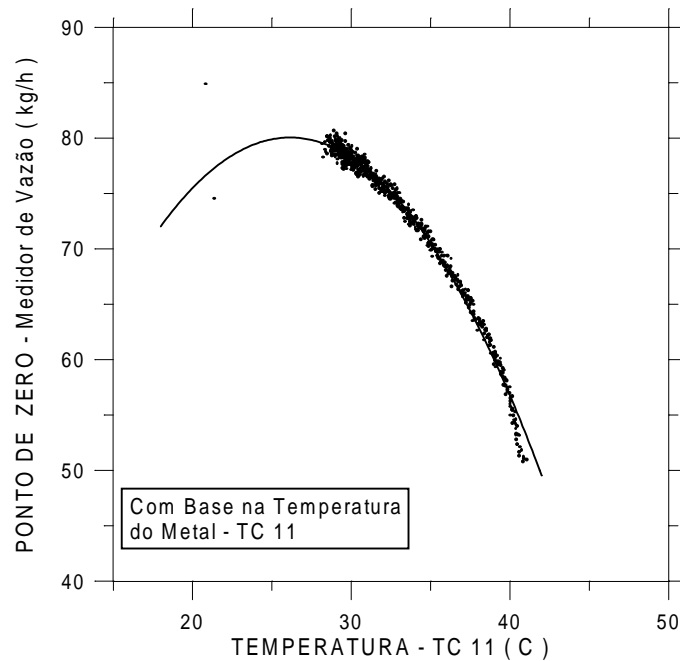


**Figura 5 - Curva de Calibração de Potência da Bancada**

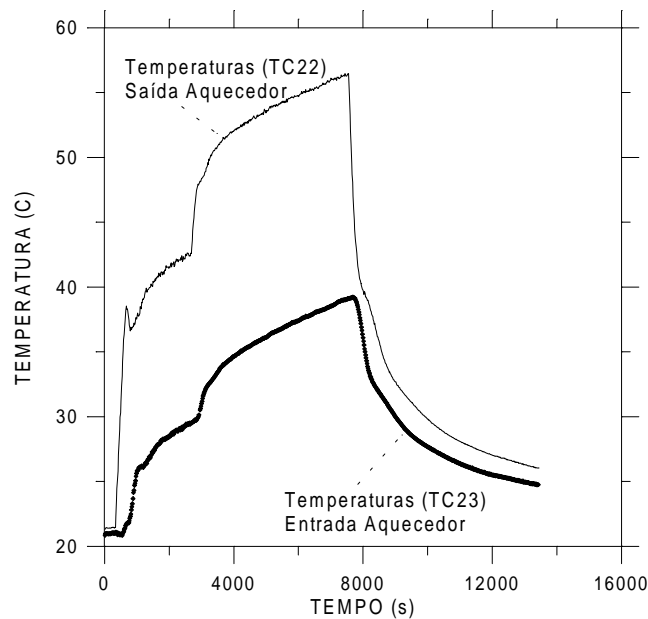
## 6. EXPERIMENTO EM CIRCULAÇÃO NATURAL

Neste item é apresentado o primeiro experimento em circulação natural realizado após a calibração. O experimento consistiu de dois transitórios de aumento de potência, partindo-se da condição inicial de fluido parado na temperatura ambiente, e concluído antes de ser atingido o regime permanente com o desligamento do aquecedor. O primeiro degrau de potência foi de aproximadamente 1.500 W e o segundo elevou a potência a aproximadamente 2.200 W. Após duas horas do início o aquecedor foi desligado, sendo mantido o resfriamento e registrados os dados por mais 1:40h. As temperaturas registradas na entrada e saída do aquecedor ao longo do transitório são mostradas na Figura 7. Os valores registrados de potência e vazão, bem como a potência térmica fornecida ao fluido pelo aquecedor, calculada

por meio de balanço térmico, são mostrados na Figura 8. A potência térmica calculada, mostrada no diagrama da Figura 8, confirma que o sistema não atingiu regime permanente.



**Figura 6 - Calibração do Ponto de Zero do Medidor de Vazão**

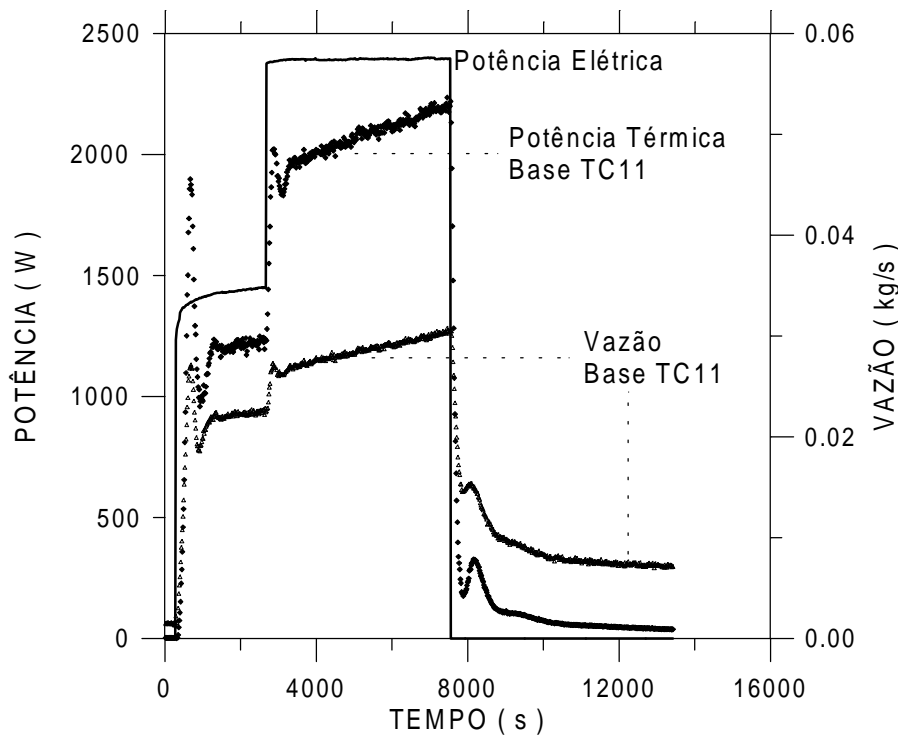


**Figura 7 – Temperaturas de Entrada e Saída do Aquecedor ao longo do Transitório**

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos na operação em circulação natural, após a calibração da bancada, demonstram que a instrumentação do circuito está adequada para os seus propósitos experimentais. A potência do aquecedor em conjunto com a altura total do circuito e o diâmetro da tubulação, são adequados para a obtenção de vazões facilmente mensuráveis na faixa especificada para o medidor de vazão. Apesar de não ter sido atingido o regime permanente, mas considerando o fato de ter sido utilizada uma vazão bem inferior que a

máxima possível para o secundário, pode ser previsto que a capacidade do trocador de calor é adequada para a realização dos experimentos idealizados. O sistema de controle de potência e o sistema de aquisição de dados operaram adequadamente, demonstrando precisão e estabilidade. Esta fase inicial demonstrou que medidores magnéticos de vazão são adequados para instalações experimentais em circulação natural, desde que tomados cuidados adicionais para sua calibração em função da temperatura. Essa conclusão deu início a uma nova pesquisa sobre utilização de medidores magnéticos sob condições de temperatura variável. Os resultados confirmaram ainda conclusões de outros autores quanto à diferença dos fatores de atrito, comprovando a necessidade de caracterização hidráulica de cada circuito experimental.



**Figura 8 - Comparação entre Potências e Vazão ao longo do Transitório**

## 6. REFERÊNCIAS

- Baptista F., B.D., Gonçalves, I.M.P., Macedo, L.A., Almeida, J.C. e Santos, S.C., 1999, “Circuito Experimental para Pesquisa de Sistemas de Resfriamento de Emergência de Reatores Avançados”, VII Congresso Geral de Energia Nuclear – CGEN, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.
- Crane Co., 1977, “Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipes”, England.
- Layman, W. H., Marston, T. U. e Sugnet, W. R., 1991, “Update on the ALWR Program: The Future of Nuclear Power in the USA”, Nuclear Engineering International, Advanced Reactors, USA, pp.23-31.
- Lavrador, M. B. , 1994, “Análise Experimental de Circulação Natural em um Circuito Fechado”, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Zvirin, Y., 1981, “A Review of Natural Circulation Loops in Pressurized Water Reactors and Others Systems” , Nuclear Engineering and Design 67, p. 203-225, North Holland Publishing Company.

## **SIMULAÇÃO NUMÉRICA EM SALA DE AULA**

**João Roberto Barbosa**

**Cleverson Bringhenti**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica, Departamento de Energia, e-mail: barbosa@mec.ita.cta.br

12.228-901 São José dos Campos - SP - Brasil

### **Resumo**

Este trabalho trata da simulação numérica de turbinas a gás em sala de aula. O objetivo é mostrar aos alunos as soluções de problemas mais complexos do que os tradicionalmente abordados. Para isso, foi desenvolvido um programa em linguagem FORTRAN, capaz de simular o desempenho de turbinas a gás em regime permanente, tanto no ponto de projeto como fora dele. Um exemplo típico de cálculos complexos é o de desempenho de turbinas aeronáuticas. Essa simulação é feita para se saber como ela irá operar e também para diminuir custos elevados de ensaios. O aluno pode, então, simular o funcionamento do motor em todos os pontos do envelope de vôo e verificar se a turbina irá operar adequadamente. Problemas desse tipo nunca poderiam ser tratados pelos alunos sem os recursos computacionais adequados. Um exemplo de aplicação feito em aula é apresentado.

**Palavras-chave:** Turbinas, Turbinas a gás, Desempenho, Simulação numérica

### **1. INTRODUÇÃO**

O cálculo de desempenho de turbinas a gás é complexo. Por esse motivo, o ensino tradicional de engenharia somente aborda soluções de problemas mais simplificados em sala de aula. Cálculos mais complexos são apenas apresentados aos alunos a título de conhecimento. Dessa forma muitas passagens importantes para a completa elucidação da técnica utilizada são omitidas, em decorrência da falta de tempo. Problemas de engenharia apresentam diversas soluções e em decorrência da complexidade dos cálculos a solução otimizada não é, geralmente, abordada.

Em turbinas a gás a grande quantidade de cálculos não só inviabiliza o tratamento aprofundado do assunto como desanima o estudante, mesmo que haja tempo disponível, pois existe uma série de critérios de convergência das variáveis que tornam o cálculo manual exaustivo, se não impossível. É neste contexto que a simulação numérica em sala de aula objeto deste trabalho vem a auxiliar o aluno. Os recursos computacionais aceleram os cálculos, eliminando assim essa barreira existente tanto em aula como em laboratório. Com isso, o Professor trata da teoria que subsidia o projeto e dos parâmetros que influenciam significativamente no desempenho das turbinas a gás, fazendo afirmações a respeito do motor. Todas as afirmações podem ser

imediatamente conferidas pelos alunos, utilizando programas de computador apropriados.

A simulação numérica de desempenho de motores de combustão interna em geral, e de turbinas a gás em particular, operando tanto no ponto de projeto como fora dele, está sendo estudada no Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA. Como parte deste estudo foram desenvolvidos programas de computador em linguagens C++ (Monteiro, 1999) e FORTRAN (Barbosa e Bringhenti, 1999). Para o cálculo do desempenho de uma turbina a gás requerem-se a descrição do motor discretizado em blocos funcionais, as características de desempenho de cada componente, o combustível utilizado e suas características térmicas. Com isso, todas as características termodinâmicas à entrada e à saída de cada bloco são disponíveis, além das características globais de desempenho.

Simulações são exigidas para se saber como irá operar uma determinada turbina a gás, ou seja, procura-se conhecer todo o envelope de vôo da aeronave através de simulações e também para diminuir os altos custos de ensaios.

Outras instituições têm-se esforçado para obter melhores resultados de simulação de desempenho (Bringhenti, 1999), utilizando métodos diversos.

O aluno deve ter conhecimento do cálculo de ciclos para poder, então, entender a operação da máquina e simular o funcionamento do motor. Estudo de funcionamento em todos os pontos do envelope de vôo são importantes para verificar se a turbina irá operar adequadamente quando utilizada em vôo. Problemas tão complexos não podem ser tratados em sala de aula através dos métodos de cálculo tradicionais no ensino de engenharia, mas podem ser facilmente abordados com os recursos computacionais desenvolvidos. O aluno não precisa se preocupar com os cálculos em si, mas deve utilizar seu conhecimento para interpretar os resultados obtidos e as suas causas.

## **2. NECESSIDADE DO ENVOLVIMENTO DO ALUNO EM PROJETOS COMPLEXOS**

Torna-se necessário que o aluno se envolva em projetos mais complexos de turbinas a gás, pois somente assim é conseguido um conhecimento mais aprofundado de ciclos reais. Nesta direção, alguns trabalhos têm sido desenvolvidos, utilizando as formas tradicionais de cálculos através de programas em FORTRAN e, também, planilhas eletrônicas (Ramsden e Barbosa (1994), Barbosa e Sena (1994), Barbosa (1996, 1998)). Os cálculos em sala de aula utilizam a abordagem de calor específico e razão de calores específicos constantes, quando, na verdade estas propriedades variam de acordo com a temperatura estática e seus valores devem ser encontrados através de métodos iterativos. Torna-se possível o cálculo do desempenho de turbinas a gás fora do ponto de projeto, o que é praticamente inviável manualmente quando se quer estudar as conseqüências da alteração de desempenho de cada componente. Uma turbina a gás pode ter mais de um eixo e vários componentes. Como exemplo, os motores turbofans de fluxos misturados ou separados, com sangrias de ar dos compressores. Tais motores são praticamente impossíveis de serem estudados em pormenores em sala de aula, devido à sua complexidade.

O cálculo de desempenho em regime permanente é feito em duas etapas. Na primeira é feito o cálculo no ponto de projeto. É um cálculo seqüencial, bloco a bloco, uma vez que todas as informações estão disponíveis. As características de desempenho de cada componente são antecipadamente conhecidas no ponto de projeto. Na segunda etapa é feito o cálculo fora do ponto de projeto. Não pode ser feito diretamente porque, a priori, não se conhece o ponto de operação de cada componente e, em conseqüência, as características desses componentes. É necessário recorrer-se a um processo iterativo.

O que se busca é a solução de um sistema de equações de conservação de massa, de ener-



gia e da quantidade de movimento aplicado a todas as interfaces dos blocos. Escolhido o ponto de operação fora do ponto de projeto, são feitas estimativas de desempenho de cada componente através de interpolações nos seus mapas e de cálculos baseados em propriedades do escoamento à entrada e à saída de cada bloco. Em geral, não se verificam as equações de conservação. Através de um processo iterativo, são escolhidos, sobre os mapas dos componentes, novos pontos de operação, até que as equações de conservação sejam satisfeitas, dentro de uma precisão previamente estabelecida (Bringhenti (1999), Barbosa e Bringhenti (1999)).

### 3. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático das turbinas está documentado em Bringhenti (1999), fugindo do escopo deste trabalho sua completa reprodução nesta oportunidade. O fluido de trabalho é considerado como gás perfeito, com propriedades variáveis em função da temperatura estática  $T$ . De um modo geral, conhecido o estado do fluido numa posição 1, o estado numa posição 2 é calculado através da equação de Gibbs. Utilizando as definições de entalpia e calor específico a pressão constante, a equação de gás ideal e a função  $\phi = \int c_p (dT/T)$ , tem-se

$$ds = c_p (dT/T) - R(dP/P) \quad (1)$$

que, integrada entre a entrada e a saída do componente, considerando processo isentrópico, dá

$$s_{t2} - s_{t1} = 0 = \phi_{t2} - \phi_{t1} - R \ln(P_{t2}/P_{t1}) \text{ e, daí, } P_{t2} = P_{t1} e^{\frac{\phi_{t2} - \phi_{t1}}{R}} \quad (2)$$

Define-se eficiência isentrópica pela relação

$$\eta = (H_{t2} - H_{t1}) / (H_{t2'} - H_{t1}) \quad (3)$$

As equações (2) e (3) permitem calcular a pressão total à saída de cada bloco, utilizando propriedades variáveis do escoamento, ao invés das propriedades constantes, geralmente utilizadas em cálculos em sala de aula.

Uma turbina a gás é formada por componentes bem definidos tanto geométrica como funcionalmente, cujos processos termodinâmicos podem ser facilmente modelados. De um modo geral, uma turbina a gás pode ser decomposta nos blocos indicados na Tabela 1, a saber:

**Bloco ambiente.** Dada a altitude onde está operando a turbina, as condições atmosféricas de Pressão e Temperatura são determinadas de um modelo analítico (Bringhenti, 1999), representando a atmosfera padrão ISA. As condições de referência indicadas são as condições ao nível do mar. Para levar em conta os diferentes dias do ano adota-se uma correção para a temperatura, chamada de  $\Delta T_{ISA}$ , que é adicionada à temperatura calculada pelas fórmulas acima.

**Bloco compressor.** Dadas as condições à entrada do compressor, a taxa de compressão e a eficiência isentrópica, as condições na saída são calculadas pelas Eq. (1) e (2). No cálculo fora do ponto de projeto, conhecem-se a rotação e a taxa de compressão. Utilizando-se o mapa do compressor (Fig. 1), interpolam-se a vazão de massa corrigida e a eficiência. Os demais cálculos são idênticos aos do ponto de projeto. Um erro é gerado, referente à diferença entre as vazões de massa de entrada e a interpolada.

Tabela 1 - Blocos funcionais para decomposição de uma turbina a gás

ordem	Bloco	Função
1	ambiente	condições ambientes.
2	admissão	Tomada de ar do motor
3	compressor	Compressores de Baixa, Média e Alta Pressões, Fan
4	câmara	Câmara de combustão
5	turbina	Turbinas em geral e Turbina Livre
6	duto	dutos em geral
7	divisor de massa	sangrias de ar e by-pass
8	misturador	Junção de dois fluxos (sem conserv. quant. movimento)
9	misturador total	Junção de dois fluxos (com conserv. quant. movimento)
10	bocal convergente	Bocal propulsor convergente
11	escapamento	Duto colocado após turbina de potência
12	troc. de calor - fria	Circuito frio de um trocador de calor
13	troc. calor - quente	Circuito quente de um trocador de calor

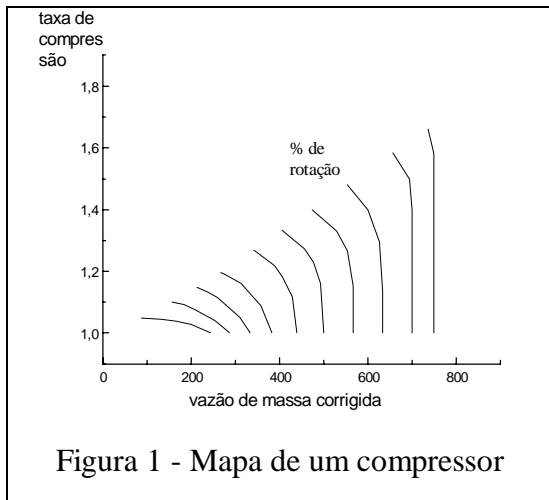


Figura 1 - Mapa de um compressor

**Bloco câmara.** As condições à entrada da câmara de combustão são: perda proporcional de pressão de estagnação, temperatura de saída (ou a vazão de massa de combustível). Calculam-se eficiência da câmara e pressão total de saída por

$$P_{t2} = P_{t1} - \Delta P_{tcc} = P_{t1} (1 - \Delta P_{tcc} / P_{t1}) \quad (4)$$

No cálculo fora do ponto de projeto, conhecem-se as condições de entrada na câmara. Arbitra-se, como variável, a temperatura de saída. Calcula-se a perda de pressão pela Eq. (5).

$$\Delta P_{tcc} = K P_{t1} R \left( \dot{m} \sqrt{T_{t1}} / P_{t1} \right)^2 \quad (5)$$

onde K é uma constante determinada pela Eq. (5), utilizando os parâmetros do ponto de projeto

e R a constante do fluido de trabalho.

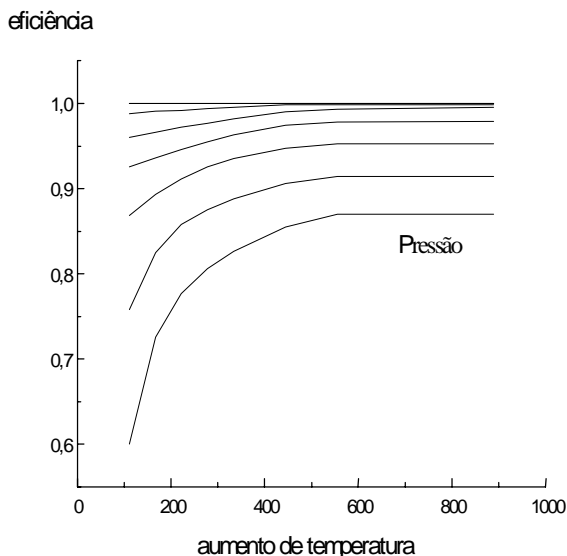


Figura 2 - Mapa de uma Câmara de Combustão

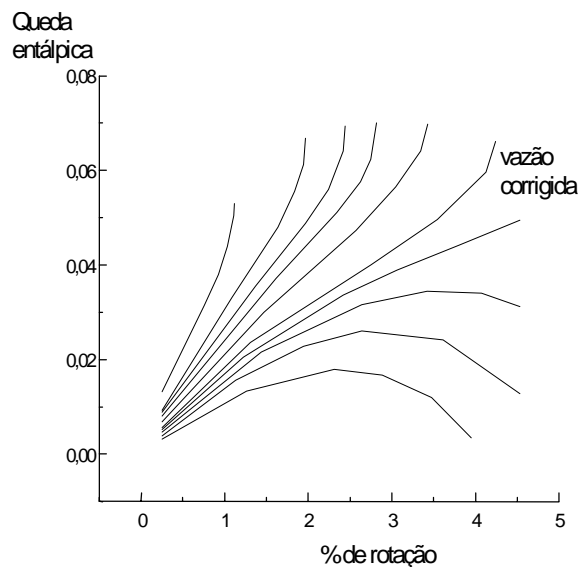


Figura 3 - Mapa de uma turbina

As demais propriedades na saída, obtém-se interpolando, do mapa da câmara (Fig. 2), sua eficiência.

**Bloco turbina.** Dadas as condições à entrada da turbina, a potência que deve desenvolver e a eficiência isentrópica, as condições na saída são calculadas pelas Eq. (2) e (3). A potência da turbina é a soma das potências dos compressores que aciona, de equipamentos auxiliares e de eixo. Algumas podem ser nulas, dependendo do tipo de turbina utilizada, como num turbojato em que a turbina deve desenvolver apenas a potência para acionamento dos compressores e, eventualmente, de equipamentos auxiliares. No cálculo fora do ponto de projeto, conhecem-se a rotação e a vazão de massa corrigida. Utilizando-se o mapa da turbina (Fig. 3), interpolam-se a queda de entalpia e a eficiência. Os demais cálculos são idênticos aos do ponto de projeto. Dois erros são gerados: o primeiro se refere à diferença entre as vazões de entrada e a necessária para produzir a potência e o segundo à diferença entre as entalpias interpolada e a requerida.

**Bloco bocal.** Dadas as condições de entrada no bocal e a pressão estática ambiente, calcula-se a área de saída do bocal admitindo-se que haja expansão total, admitindo-se que a velocidade de saída seja a velocidade, calculada como se o bocal fosse ideal, multiplicada pelo coeficiente de velocidade do bocal. O coeficiente de velocidade é interpolado do mapa do bocal (Fig. 4) em função da relação de pressões no bocal (pressão total na entrada e estática ambiente). Fora do ponto de projeto, conhecem-se as condições à entrada do bocal, a sua área de descarga e a pressão ambiente. Calcula-se a velocidade de saída a partir da velocidade ideal e do coeficiente de velocidade do bocal em função da sua relação de pressões. Um erro é gerado referente à relação de pressões calculada e a necessária para fazer passar pelo bocal a vazão de massa especificada à sua entrada.

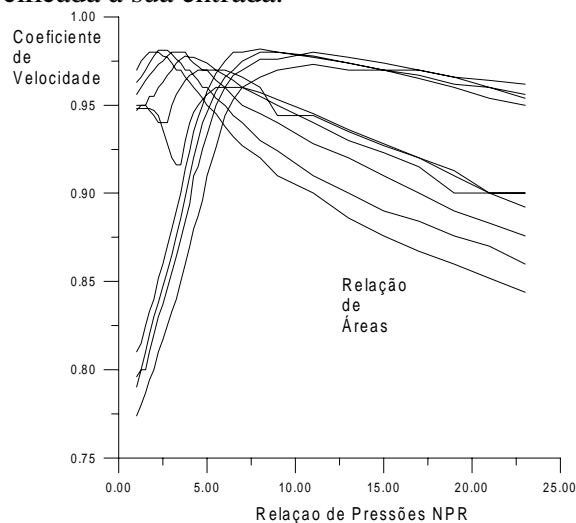


Figura 4 - Mapa de um bocal

**Bloco divisor de massas.** Fornece as condições de saída do bloco idênticas às de entrada, apenas distribuindo as vazões de massa em porcentagens da vazão de massa de entrada. O coeficiente de by-pass, definido como a relação das vazões de massa desviada do núcleo do motor e a que passa pelo núcleo do motor.

**Bloco misturador.** Conhecidas as condições de entrada dos dois fluxos a serem misturados, as condições de saída são obtidas utilizando-se as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e de energia, além da condição adicional de que as pressões estáticas de ambos os fluxos devem ser iguais. No ponto de projeto é especificado o número de Mach do escoamento que é proveniente da parte quente do motor e

calculadas as áreas de entrada dos fluxos frio, quente e de saída do misturador. Fora do ponto de projeto, conhecem-se as áreas das seções de entrada e de saída do misturador e, a partir delas, são calculados os demais parâmetros.

**Bloco trocador de calor** - partes fria e quente. O trocador de calor é dividido em dois blocos que se interagem através da quantidade de energia absorvida pelo fluido que circula pela sua parte fria, que deve ser igual à retirada do fluido que circula pela sua parte quente. No ponto de projeto especifica-se a efetividade do trocador de calor. Fora do ponto de projeto a efetividade não é conhecida, devendo ser calculada. Utiliza-se a técnica de Özisik (1990) para o cálculo da efetividade fora do ponto de projeto.

**Bloco duto e bloco escapamento.** São adiabáticos, com perda de pressão de estagnação pro-

porcionais ao quadrado da vazão (Eq. (5)). Especificando-se a percentagem de perda de pressão é determinado o fator de perda de carga. Fora do ponto de projeto admite-se que esse fator de perda de carga seja constante, o que permite o cálculo das perdas.

**Entrada de dados** - O programa desenvolvido (Bringhenti, (1999), Barbosa e Bringhenti, (1999)) é bastante amigável, sendo bastante fácil a montagem do arquivo de dados de entrada, conforme será mostrado na aplicação seguinte.

## 5. APLICAÇÃO

Para demonstrar a facilidade de simulação de funcionamento de uma turbina a gás, foi escolhido um motor bastante complexo - turbofan de dois eixos e de fluxos misturados. O desempenho no ponto de projeto é calculado e, em seguida, em alguns pontos de operação fora do ponto de projeto, com vistas à determinação do consumo de combustível durante a realização de um vôo típico, como o especificado na Tab.2.

Tabela 2 - Perfil (hipotético) do vôo para fins de cálculo de combustível

tempo (min)	Mach	regime	altitude (m)	Fan (% N)					
0	0	Taxi in	0	31,00	21,9	0,8000		12192	99,26
5	0,2271	Take off	0	96,48	24	0,8000	Cruise	12192	96,06
6,1	0,2727		304,8	96,48	77	0,8000		12192	57,01
7	0,2821	Climb	457,	96,70	78,7	0,7100		12192	57,01
9,1	0,3915		609,6	95,62	80,5	0,7215	Descent	10668	55,07
11,2	0,4524		3048	96,31	82,2	0,6721		7620	55,00
13,4	0,6038		7620	99,60	84	0,6038		7620	50,00
15,5	0,6721		7620	99,60	85,7	0,4524		3048	33,58
17,6	0,7000		10668	1,000	87,5	0,2821		609,6	31,77
19,7	0,7000		12192	99,26	89,2	0,2268		0	31,45
					91	0		0	31,45
					95	0	Taxi out	0	31,00

- Para utilização do programa de computador, o aluno deve seguir o procedimento:
- escolha do motor (foi escolhido proposadamente um motor considerado complexo).
  - fazer um esquema do motor, incluindo todos os seus componentes principais.
  - fazer um esquema dos blocos funcionais do motor baseado no esquema de b). Na Fig. 5 a numeração interna é a numeração dos blocos e a externa é a numeração das estações de cálculo (entrada e de saída de cada bloco).
  - numerar os blocos funcionais do esquema obtido em c)
  - numerar as estações de entrada e de saída de cada componente, inclusive a atmosfera.
  - coletar os dados de desempenho de cada componente, no ponto de projeto. Neste instante, o aluno deverá obter informações a respeito de vazões de massa de ar, taxas de compressão e eficiências dos compressores, eficiências da câmara de combustão e das turbinas, perdas de pressão nos dutos e demais componentes, sangrias de ar, condições de vôo (altitude e número de Mach de vôo), combustível a ser utilizado e seu poder

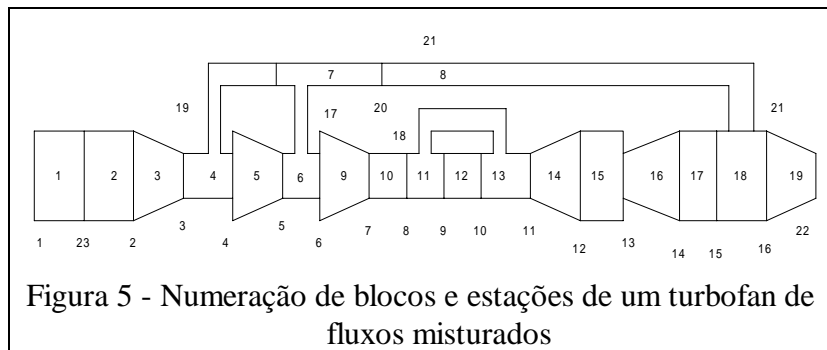


Figura 5 - Numeração de blocos e estações de um turbofan de fluxos misturados

calorífico, temperatura máxima do ciclo. Essas informações poderão ser passadas pelo professor ou escolhidas pelo aluno com base na tecnologia de projeto das turbinas atuais. Esses valores poderão vir a ser modificados em função dos resultados obtidos durante a simulação.

g) montar o arquivo de dados de entrada do programa. Nesta oportunidade, o aluno poderá utilizar o programa de cálculo de desempenho, no módulo "ajuda", para montar o arquivo de entrada a partir de uma listagem dos nomes dos blocos constituintes do motor. A preparação do arquivo de entrada de dados é bastante simples. Inicialmente se fornecem os dados de cada componente no ponto de projeto e, em seguida, as condições em que se deseja conhecer o desempenho do motor fora do ponto de projeto.

Tabela 3 - Dados do arquivo de entrada de dados para o motor turbofan de fluxo misto.

2-SAHFT ENGINE	4 20 21 0.03	<b>dutos</b>	17
fim titulo	<b>compr</b> 9	3 14 15 0.00	
<b>ambie</b> 1	3 6 7 0.85 2.407 1	<b>mixto</b>	18
1 1 23 0.7 10668.0 0. 72.36	<b>dutos</b> 10	1 15 21 16 0.5	
<b>admis</b> 2	1 7 8 0.00	<b>conve</b>	19
1 23 2 1.0	<b>divma</b> 11	1 16 22	
<b>compr</b> 3	3 8 9 18 0.9995 0.0 0.0 0	<b>desem</b>	20
1 2 3 0.85 1.817 1	<b>camar</b> 12	tjato	
<b>divma</b> 4	1 9 10 0.99 0.05 1435.	fimmo	
1 3 4 19 0.171923 0.0 0.0 1	<b>mixpa</b> 13	odp	
<b>compr</b> 5	1 10 18 11	2-SAHFT ENGINE - ODP	
2 4 5 0.85 6.15 1	<b>turbi</b> 14	fim titulo	
<b>divma</b> 6	1 11 12 0.87 0.99 1 1 0 0 2 2 3	1 0.7 10668.	
2 5 6 17 0.9817696 0 0 0	<b>dutos</b> 15	3 1. 0.9926	
<b>mixpa</b> 7	2 12 13 0.00	etc. ...	
2 19 17 20	<b>turbi</b> 16	99	
<b>dutos</b> 8	2 13 14 0.87 0.99 1 1 0 0 1 1		

Os resultados obtidos através do programa de computador, a exemplo dos indicados na Tabela 4. referente ao cálculo no ponto de projeto, permitiram a montagem da Tabela 5 contendo as condições de vôo e o consumo instantâneo de combustível. Admitindo-se que existe uma variação linear do consumo entre os instantes considerados, a integração do consumo instantâneo ao longo do tempo resulta no consumo de combustível de cada motor. O volume de combustível a ser colocado nos tanques da aeronave para o vôo em questão é maior do que o calculado visto que os regulamentos exigem acréscimo ao valor calculado para cobrir, por exemplo, atrasos na partida e na chegada, pouso alternativo em caso de indisponibilidade do aeroporto de chegada, etc., quantidades essas que não serão analisadas neste trabalho. O arquivo de entrada de dados referente ao motor escolhido está indicado na Tabela 3. Os detalhes para montagem do arquivo podem ser vistos em (Bringhenti, 1999).

A Tabela 5 contém o resumo dos resultados obtidos, bem como o consumo de combustível calculado pelo aluno, a partir dos resultados, cuja amostra está indicada na Tabela 4, para uma condição determinada de vôo.

## 6. COMENTÁRIOS

A facilidade de modelação de um motor complexo como o escolhido para estudo fica patente.

Não se dispõe de dados do fabricante do motor para a missão de vôo ora em estudo. En-

Tabela 5 - Resumo dos resultados para cálculo do combustível

N	Altít	Mach	% N <sub>1</sub>	m <sub>f</sub>	Tempo	cons
1	.0	.0000	0.3100	.0916	5	27,5
2	.0	.2271	0.9648	.7871	6,5	70,8
3	304.8	.2727	0.9648	.7690	7	23,1
4	457.2	.2821	0.9670	.7619	8,5	68,6
5	609.6	.3915	0.9562	.7620	9,5	45,7
6	3048.0	.4524	0.9631	.5817	11	52,4
7	7620.0	.6038	0.9960	.3750	13	45,0
8	7620.0	.6721	0.9960	.3999	15	48,0
9	10668.0	.7000	1.0000	.2538	18	45,7
10	12192.0	.7000	0.9926	.1934	22	46,4
11	12192.0	.8000	0.9926	.2153	24	25,8
12	12192.0	.8000	0.9606	.1922	77	611,2
13	12192.0	.8000	0.5701	.0134	78	0,8
14	12192.0	.7100	0.5701	.0206	81	3,7
15	10668.0	.7215	0.5507	.0193	83	2,3
16	7620.0	.6721	0.5500	.0392	85	4,7
17	7620.0	.6038	0.5000	.0299	86	1,8
18	3048.0	.4524	0.3358	.0212	88	2,5
19	609.6	.2821	0.3177	.0741	90	8,9
20	.0	.2268	0.3145	.0857	91	5,1
21	.0	.0000	0.3145	.0929	95	22,3
22	.0	.0000	0.3100	.0916	100	27,5

Consumo total de combustível = 1189,8 kg

## 7. REFERÊNCIAS

- Barbosa, J.R. e Sena, G.J., Planilhas eletrônicas no ensino de engenharia - estudo de caso: ciclos de turbinas a gás, XXII COBENGE, Porto Alegre, RS, 24 a 27 de outubro de 1994, pp 500-506.
- Barbosa, J.R., Ensino de Engenharia com auxílio de computador, IV INTERTECH96, 22 a 25 de setembro de 1996, Valencia, Venezuela.
- Barbosa, J.R., Teaching heat conduction - New techniques, VII LATCYM98, 5 a 8 de outubro de 1998, Salta, Argentina.
- Barbosa, J. R. e Bringhenti, C., Simulação Numérica do Desempenho de Turbinas a Gás, Paper AAEIF, COBEM99, Águas de Lindóia, 21 a 26 de novembro de 1999, SP.
- Bringhenti, C., Simulação numérica de turbinas a gás em regime permanente, Tese de Mestrado, ITA, 1999.
- Monteiro, J.F.C., Métodos numéricos e computacionais para simulação de motores de combustão interna, Tese de Mestrado, ITA, 1999.
- Özisik, M. N. Transferência de Calor: um texto básico. Guanabara Koogan, 1990.
- Ramsden, K.W. e Barbosa, J.R., A Computational Aid to Engineering Design Teaching, III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Belém, PA, 21 a 24 de junho de 1994, pp 474-477.

tretanto, para uma missão típica semelhante, um motor equivalente apresenta consumo de 1270 kg de combustível, valor que difere apenas de 80 kg aproximadamente do valor previsto, o que indica que a metodologia utilizada pode ser considerada satisfatória, nesta fase de cálculos desenvolvidos em sala de aula, por alunos de curso de graduação.

# PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM PÊNDULO INVERTIDO COMO EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA DIDÁTICA DE APRENDER FAZENDO

**Roberto Firmento de Noronha**  
**Leonardo Tadeu Garcia Lima**  
**Leonardo Assá Galego Soares**  
**Marcelo Tomaz Zambon da Silva**

UFF - Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Passo da Pátria, 156 - 24210-240 - Niterói, RJ, Brasil. E-mail: [rnoronha@mec.uff.br](mailto:rnoronha@mec.uff.br)

## Resumo

O pêndulo invertido é um sistema mecânico com dois graus de liberdade, que são o deslocamento horizontal do carrinho e o deslocamento angular da haste. Só se garante a estabilidade da haste na posição vertical através de um sistema de controle em malha fechada agindo sobre o acionador do carro. Um protótipo deste está sendo desenvolvido na UFF como uma atividade de ensino através da metodologia de “mãos na massa”. Para tanto, um dispositivo ótico de sensoriamento foi concebido e testado enquanto que o motor de corrente contínua, a ser empregado para o acionamento do carrinho, teve suas constantes elétricas medidas, junto com suas curvas de resposta. O controle deverá ser PID e implementado digitalmente. Neste trabalho, deseja-se apresentar as atividades realizadas para o projeto e desenvolvimento do protótipo, inclusive quanto a modelagem, projeto do controle e simulação.

**Palavras-Chave:** Atividade *Hands-On*, Controle de Sistemas Mecânicos, Pêndulo Invertido

## 1. INTRODUÇÃO

O pêndulo invertido é um equipamento típico para o ensino da teoria de controle aplicada a sistemas mecânicos, seja o chamado controle clássico baseado em funções de transferência, seja o chamado controle moderno baseado em equações de estado, sejam também técnicas de controle não-linear, tais como controle adaptativo, nebuloso, por redes neurais etc. Este equipamento consiste em uma haste conectada a um carrinho através de uma rótula, com um peso colocado na extremidade superior da haste. Trata-se, assim, de um sistema mecânico de dois graus de liberdade, referentes ao deslocamento horizontal do carrinho e à rotação da haste, em um plano vertical que contém o eixo de deslocamento do carrinho.

Trata-se também de um sistema de equilíbrio instável, pois a tendência do pêndulo é de cair, por influência do peso. A finalidade do controle é manter o pêndulo na sua posição de equilíbrio, na vertical, pelo simples deslocamento do carrinho, para frente ou para trás. Para tanto, a posição do pêndulo é monitorada através de um sensor acoplado ao eixo do mesmo, de modo que, de acordo com o deslocamento angular do pêndulo, o sensor manda um sinal que indica a posição do pêndulo para o controlador, o qual atua no motor, ajustando a tensão elétrica que comanda o torque do motor e atuando, desta forma, sobre o deslocamento horizontal do carro.

Um protótipo deste está sendo desenvolvido na UFF como uma atividade de ensino através da metodologia de “*hands-on*”, conceito este que pode ser traduzido para “mãos na massa” ou “aprender fazendo”. Consiste em fazer os alunos apropriarem o conhecimento

através de atividades práticas de bancada, atividade esta que se insere dentro do programa REENGE da FINEP. A diretriz de projeto foi apenas que o equipamento deveria ser pequeno, para facilitar o seu transporte e permitir que fosse efetivo na sua utilização como um kit didático. Soluções bastante interessantes foram adotadas no decorrer da atividade, seja na concepção do dispositivo, seja nos procedimentos de projeto.

Como parte deste desenvolvimento, um dispositivo ótico de sensoriamento foi concebido e testado enquanto que o motor de corrente contínua, a ser empregado para o acionamento do carrinho, teve suas curvas de resposta determinadas, junto com suas constantes elétricas. O controle deverá ser PID e implementado digitalmente. Neste trabalho, deseja-se apresentar as atividades realizadas para o projeto e desenvolvimento do protótipo, inclusive quanto a modelagem, projeto do controle e simulação.

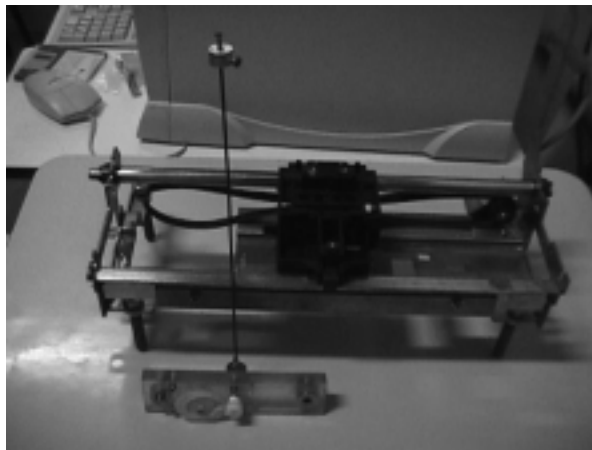
### **1.1 Uma pequena revisão bibliográfica**

A modelagem do pêndulo invertido é encontrada em livros textos introdutórios de teoria de controle, tais como os de Ogata (1990) e Bélanger (1995). Mais recentemente, Tilbury e Messner (1999) disponibilizaram tutoriais para o ensino de controle em páginas da Internet, com vários exemplos de sistemas mecânicos, incluindo o pêndulo invertido e o motor de corrente contínua. Enquanto isto, Duchesne et al. (1991) e Smith & Blackburn (1992) enfatizaram o lado experimental, da montagem do sistema e a realização de seu controle.

Por outro lado, o equipamento é uma interessante plataforma para testar e comparar a eficiência de diferentes algoritmos de controle. A esse respeito, Kajiwara et al. (1999) utilizam uma variação do pêndulo invertido para demonstrar a aplicabilidade de técnicas de controle de sistemas variantes no tempo.

## **2. CONCEPÇÃO MECÂNICA**

O dispositivo foi concebido a partir de uma base de impressora matricial, junto com seu carro de impressão. Este desliza ao longo de uma guia e é conectado ao acionador elétrico por meio de uma correia dentada. A base do pêndulo propriamente dito, englobando o sistema de sensoriamento de posição angular, foi montado sobre o carro da impressora, tendo sido seu corpo confeccionado em acrílico, com a haste acoplada a um eixo transversal. Para verificar a robustez do controlador, o peso ligado ao pêndulo foi montado de modo que se possa mudar sua posição ao longo da haste, podendo variar assim sua distância em relação ao eixo de rotação. A figura 1 apresenta uma foto do protótipo.



**Figura 1.** Foto do pêndulo invertido.

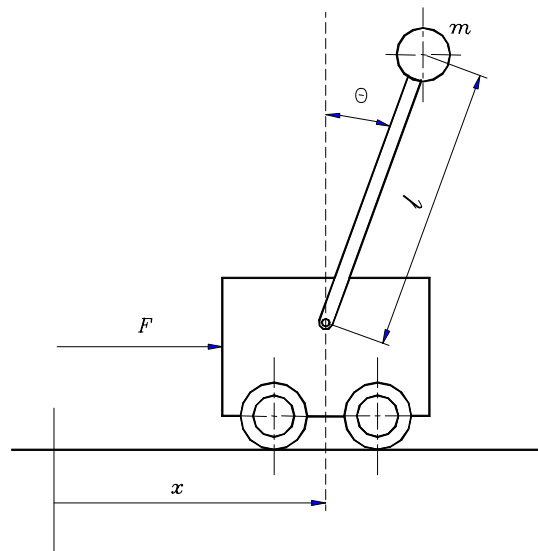


A utilização do carro de impressora foi devido à precisão envolvida na sua construção, necessária para o funcionamento adequado do sistema, principalmente quanto ao perfeito ajuste entre o carro e a guia, reduzindo atrito e perturbações. Adicionalmente, a correia dentada permite um bom acoplamento entre o motor e o carro, devido a baixa elasticidade da correia, permitindo uma resposta imediata e precisa do carro a um comando do controlador para o motor.

### 3. MODELAGEM

#### 3.1 Descrição do problema

Conforme esquematizado na figura 2, o pêndulo invertido de massa  $m$  e comprimento  $l$  desloca-se no plano vertical, em torno de um eixo fixo ao carro. O carro, de massa  $M$ , move-se horizontalmente em uma dimensão ao longo do eixo  $x$ , sob a influência da força  $F$ . O atrito do sistema não é considerado. A força  $F$  é regulada de modo a manter o pêndulo na posição vertical.



**Figura 2.** Desenho esquemático de um pêndulo invertido

#### 3.2 Obtenção das equações do modelo

As coordenadas generalizadas são  $x$  e  $\theta$ . A velocidade da massa  $m$  tem duas componentes, uma devido ao deslocamento do carro e a outra devido ao deslocamento angular do pêndulo. A velocidade do carro é  $\dot{x}$  na direção horizontal. A posição horizontal da massa  $m$  é  $x + l \sin \theta$  e sua posição vertical é  $l \cos \theta$ . Aplicando a 2ª Lei de Newton, conforme apresentado por Ogata (1990) ou as equações de Lagrange (Bélanger, 1995), obtém-se o sistema de equações de segunda ordem que descreve o conjunto mecânico:

$$\begin{cases} (M + m)\ddot{x} + ml \cos \theta \ddot{\theta} - ml \sin \theta \dot{\theta}^2 = F(t) \\ \ddot{x} \cos \theta + l \ddot{\theta} - g \sin \theta = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Semelhantemente, determinam-se também as equações diferenciais que representam o motor elétrico CC a ser utilizado como acionador (Bélanger, 1995). Considerando uma caixa

de redução acoplada ao motor, as equações ficam:

$$\begin{cases} i = \frac{v}{L_a} - \frac{K_e N \dot{\theta}_e}{L_a} - \frac{Ri}{L_a} \\ \ddot{\theta}_e = \frac{NK_t i}{J_e} - \frac{T_l}{J_e} \end{cases} \quad (2)$$

onde  $i$  - corrente elétrica passando pelo motor  
 $v$  - tensão elétrica aplicada ao motor  
 $K_e$  - constante de força contra-eletromotriz do motor  
 $N$  - razão de redução da caixa  
 $\theta_e$  - ângulo de rotação do eixo de saída da caixa de redução  
 $R$  - resistência do circuito da armadura do motor  
 $L_a$  - indutância do circuito da armadura do motor  
 $K_t$  - constante de torque do motor  
 $T_l$  - torque útil fornecido pelo conjunto motor - caixa de redução  
 $J_e$  - momento de inércia polar efetivo em relação ao eixo de saída da caixa.

### 3.3 Determinação das equações de estado

Os sistemas de equações (1) e (2) podem ser agregados em um único conjunto a partir das relações existentes entre a força  $F$  e o torque útil  $T_l$ ,  $T_l = Fr$ , e o deslocamento  $x$  com o ângulo  $\theta_e$ ,  $x = \theta_e r$ . Nestas relações,  $r$  é o raio da polia no eixo de saída da caixa de redução, onde se acopla a correia acionadora. Linearizando a seguir as equações em torno da posição de equilíbrio e transformando em um sistema de equações de primeiro grau, chega-se às equações de estado:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{-mgr^2}{Mr^2 + J_e} & 0 & 0 & \frac{NK_t r}{Mr^2 + J_e} \\ 0 & \frac{(Mr^2 + mr^2 + J_e)g}{(Mr^2 + J_e)l} & 0 & 0 & -\frac{NK_t r}{(Mr^2 + J_e)l} \\ 0 & 0 & \frac{-NK_e}{L_a r} & 0 & \frac{-R}{L_a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L_a} \end{bmatrix} v \quad (3)$$

$$y = [0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ i \end{bmatrix} + [0]v$$

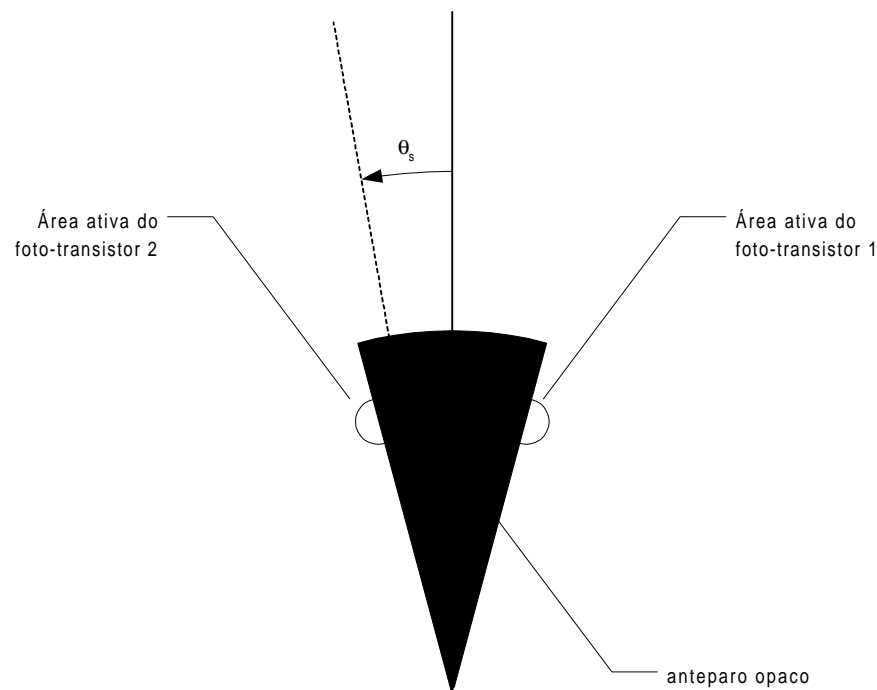
### 3.4 Determinação dos parâmetros do motor

Para o projeto do controle, é necessário a determinação dos parâmetros do motor que aparecem nas equações de estado. No caso dos parâmetros elétricos,  $R$ ,  $L_a$ ,  $K_e$  e  $K_t$ , foi utilizado o roteiro da Pittman (1999). A determinação dos três primeiros parâmetros é relativamente simples. Porém, para se obter a constante de torque do motor,  $K_t$ , é necessário

se estabelecer uma curva torque x corrente. Como a medição do torque de motores de pequena potência é bastante difícil, preferiu-se calculá-lo a partir de uma montagem de dois motores conectados entre si pelos eixos, um deles funcionando como gerador. A partir da variação da carga elétrica conectada a este último, foi possível se determinar a potência elétrica fornecida e, através desta, o torque do motor, a menos do rendimento dos motores.

#### 4. SENSORES

O sensoriamento da posição angular foi baseado em foto-transistores. Utilizou-se um LED (diodo emissor de luz) como fonte luminosa, cuja intensidade pode ser considerada constante. Pode-se considerar que a corrente de coletor do foto-transistor é proporcional à intensidade de luz incidente. Um anteparo opaco, na forma de um setor circular, foi montado conforme representado na figura 3. Quando o anteparo se move, há uma variação na área do foto-transistor que está iluminada pelo LED, produzindo, em última análise, uma mudança na tensão de coletor do foto-transistor.



**Figura 3.** Esquema de montagem do sensor óptico de posição

A variação da tensão de coletor do foto-transistor em função do ângulo de rotação  $\theta_s$  do setor circular é bastante não-linear, prejudicando sua utilização para aplicações de controle. Visando minimizar este problema, adota-se uma montagem diferencial, utilizando-se dois pares de LED e foto-transistores. Cada foto-transistor é montado de um lado do anteparo opaco, de forma que o movimento da haste produz um aumento da área “iluminada” de um dos foto-transistores, enquanto que esta área diminui para o outro. Pode-se mostrar que a diferença entre as tensões de coletor dos dois foto-transistores é um sinal proporcional à posição angular do setor circular e possui uma característica bastante linear, dentro de uma faixa de valores em torno da vertical. Essa faixa é no entanto bastante limitada, em torno de 1 grau, em função do pequeno diâmetro dos foto-transistores. Para se ampliar esta faixa, um par de engrenagens foi colocado entre os eixos da haste e do setor circular, com razão de ampliação de 1:4,5.

## 5. PROJETO DO CONTROLADOR

A implementação digital permitirá a utilização de diversas estruturas de controle. No caso deste projeto inicial, utilizou-se um controlador PID que, além de garantir um erro em regime permanente nulo (Bélanger, 1995), é um controlador amplamente empregado e que também permite uma implementação analógica.

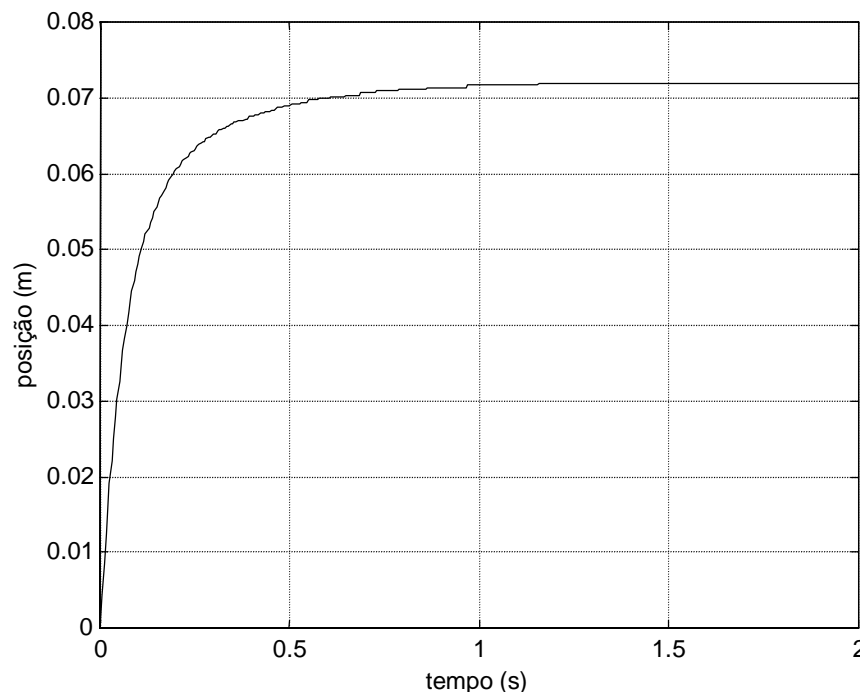
Tendo em vista a disponibilidade de um procedimento de otimização baseado em algoritmos genéticos (Potvin, 1994), deu-se preferência à utilização deste procedimento ao invés de métodos clássicos como a análise por lugar das raízes para a determinação dos parâmetros do controlador PID ( $K_d$ ,  $K_p$  e  $K_i$ ). A função de otimização empregada foi estipulada de forma a, inicialmente, assegurar a estabilidade em malha fechada e, em seguida, reduzir o seu tempo de resposta e o deslocamento máximo ao degrau unitário.

O projeto de controle obtido, contudo, não impunha restrições à tensão aplicada sobre o motor. Os primeiros controladores projetados resultavam em tempos de resposta e de acomodação extremamente reduzidos, às custas de sobretensões elevadas no motor.

A partir deste ponto, buscou-se adaptar o projeto ótimo a valores mais realistas com o equipamento a ser empregado. Este procedimento foi bastante direto, uma vez que já se dispunha de um controle capaz de assegurar a estabilidade em malha fechada do sistema.

## 6. SIMULAÇÕES

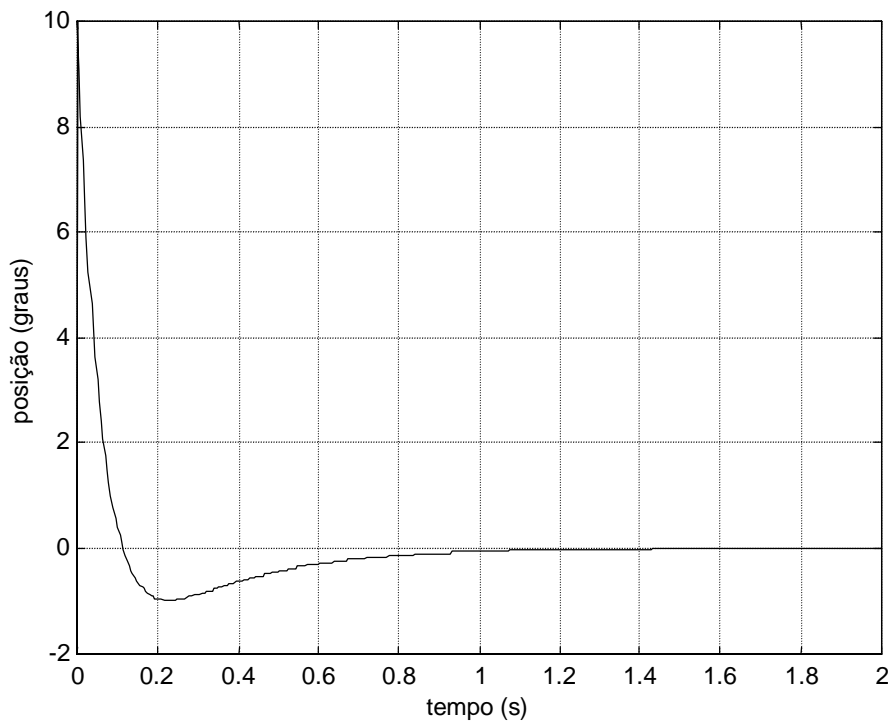
Para demonstrar a qualidade do projeto de controle proposto, simulou-se a partida do dispositivo, considerando-se um ângulo inicial do pêndulo igual a  $10^\circ$ . A Figura 4, abaixo, apresenta o deslocamento do carro até a estabilização do sistema.



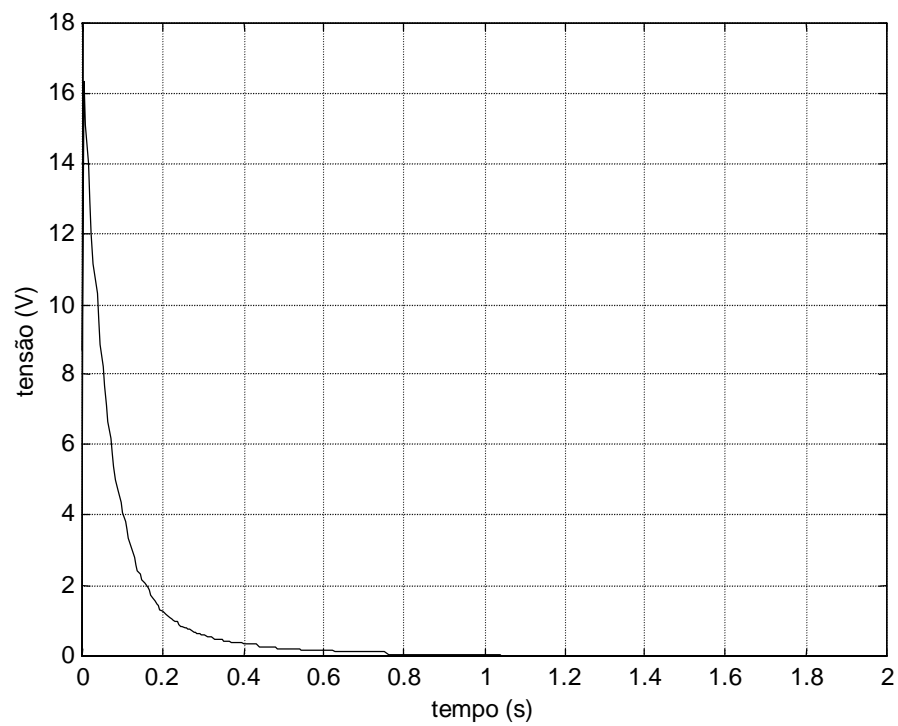
**Figura 4.** Gráfico de deslocamento do carro após a partida

A Figura 5 mostra o ângulo do pêndulo, partindo de  $10^\circ$  e sendo conduzido rapidamente para a posição de equilíbrio. A Figura 6 demonstra que a tensão elétrica aplicada no motor é

condizente com sua especificação, atingindo um máximo de cerca de 16 V.



**Figura 5.** Gráfico da posição angular do pêndulo após a partida



**Figura 6.** Tensão aplicada no motor após a partida

## 7. CONCLUSÃO

Foi apresentado o desenvolvimento de um protótipo do pêndulo invertido, desenvolvimento esse realizado não só para se ter um equipamento didático bastante útil para o ensino de teoria de controle, como também para se realizar uma atividade de “aprender fazendo”.

Soluções bastante inovativas foram adotadas no decorrer do projeto, entre as quais cabe destacar:

- i. Aproveitamento da estrutura mecânica de uma impressora matricial;
- ii. Determinação experimental dos parâmetros elétricos do motor;
- iii. Desenvolvimento de um dispositivo ótico de sensoriamento;
- iv. Projeto do controlador por meio de otimização baseada em algoritmos genéticos.

Na avaliação do aspecto didático da atividade, é inquestionável que os alunos orientados tiveram um aprendizado bastante intenso, tanto de conhecimento tecnológico quanto de atitude em relação a enfrentar os diversos problemas encontrados. Porém, deve-se ressaltar que a experiência mostrou, também, outros três aspectos relacionados a esta atividade. A dedicação exigida dos docentes envolvidos com o projeto foi bastante alta. Além disso, a iniciativa exigida dos alunos não se coaduna com o seu perfil médio. Esses dois aspectos levam a restringir a aplicabilidade de atividades desse tipo a um número limitado de alunos voluntários, realmente comprometidos com a realização do projeto. Finalmente, observou-se que essa prática leva a uma apropriação seletiva do conhecimento, basicamente do que foi empregado diretamente na atividade, sem a procura do domínio da base teórica envolvida.

## 8. AGRADECIMENTOS

É feito agradecimento ao CNPQ, pela concessão de bolsas de iniciação científica que motivou e permitiu o desenvolvimento desse trabalho, e à FINEP, pelo auxílio concedido dentro do programa REENGE.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bélanger, P.R., 1995, “Control Engineering - A Modern Approach”, Saunders College Pub.
- Duchesne B., Fischer, C.W., Gray, C.G. e Jeffrey, K.R., 1991, “Chaos in the Motion of an Inverted Pendulum: An Undergraduate Laboratory Experiment”, Am. J. of Physics, vol. 59, nº 11, pp. 987-991.
- Kajiwar, H., Apkarian, P. e Gahinet, P., 1999, “LPV Techniques for Control of an Inverted Pendulum”, IEEE Transactions on Control Systems, fevereiro, pp. 44-54.
- Ogata, K., 1990, “Modern Control Engineering”, 2ª edição, Ed. Prentice Hall Int.
- Pittman Motors, 1999, “Servo Motor Application Notes”, <http://www.pittmannet.com>.
- Potvin, A.F., 1994, Genetic Algorithm Toolbox, The MathWorks, Inc., <http://www.mathworks.com/support/ftp/optimsrv4.shtml>.
- Smith, H.J.T. e Blackburn, J.A., 1992, “Experimental Study of an Inverted Pendulum”, Am. J. of Physics, vol. 60, nº 10, pp. 909-911.
- Tilbury, D.M., e Messner, W.C., 1999, “Control Tutorials for Software Instruction over the World Wide Web”, IEEE Transactions on Education, vol. 42, nº 4, novembro, pp. 237-246.

## A IMPORTÂNCIA DA COMUNICAÇÃO INTER E INTRAPESSOAL NA FORMAÇÃO DO ENGENHEIRO

Myriam Eugênia Ramalho Prata Barbejat  
Universidade Federal Fluminense  
Departamento de Engenharia Mecânica  
R. Passo da Pátria, 156  
Niterói – RJ – 24210-240  
Fax: (021)717-4446, Tel: (021)620-7070 r.213  
E-mail: [tgmmryri@vm.uff.br](mailto:tgmmryri@vm.uff.br), [barbejat@nitnet.com.br](mailto:barbejat@nitnet.com.br)

**Resumo.** *O presente trabalho apresenta uma proposta de metodologia de um conjunto de ações que podem ser sistematizadas e adotadas nas Escolas de Engenharia, visando minimizar o problema de adaptação do engenheiro ao mercado de trabalho no que tange à comunicação inter e intrapessoal. São analisadas as experiências vivenciadas com alunos do Programa Especial de Treinamento (PET) da Engenharia Mecânica da UFF e da turma de Introdução à Engenharia Mecânica, cujo sucesso nos motivou a apresentar este trabalho. Além da viabilidade de implantação da proposta a curto prazo, espera-se que o envolvimento dos professores com a questão das Ciências Humanas promova também uma melhoria na qualidade da comunicação professor / aluno, melhorado, conseqüentemente, a qualidade do próprio curso.*

**Palavras-chave:** *Comunicação Intrapessoal, Formação do Engenheiro, Aprimoramento Pessoal e Profissional.*

### 1. INTRODUÇÃO

Os meios eletrônicos de comunicação têm facilitado indubitavelmente a comunicação interpessoal. Muitas amizades até nascem desta maneira, enquanto outras crescem e se solidificam. Também no ambiente profissional este canal de comunicação tem oferecido uma velocidade considerável na resolução de problemas. No entanto, tem-se observado, tanto individualmente como coletivamente, que um dos maiores problemas de comunicação não se encontra em um canal externo, mas em sistemas de crenças internos, dentro de cada indivíduo, gerando ruídos na chamada *comunicação intrapessoal*. Certamente, a baixa qualidade desta vai também provocar uma distorção na essência do que precisa ser

comunicado a outra pessoa podendo causar sérios prejuízos, até financeiros, para a empresa ou para a coletividade envolvida.

Recentemente, (Marcheti & Belhot, 1998) esclareceram as tênues diferenças entre o que se denomina inteligência *interpessoal* e inteligência *intrapessoal*. A primeira revela-se através de uma habilidade em relacionar-se bem com os outros, em perceber seus humores e motivações, em captar suas intenções e conseguir analisar questões coletivas sob diferentes pontos de vista. Esta habilidade possibilita o convívio com outras pessoas em sociedade. Já a inteligência *intrapessoal* entra no âmago de nossa existência e permite entendermos porque agimos de tal maneira em determinada situação. Esta habilidade reforça nossa auto-estima, auto crescimento e possibilidade de resolver problemas internos.

Em nosso contato diário com os estudantes de engenharia, temos observado que a maioria deles ainda sente dificuldade nesta interação interpessoal, seja por falta de maturidade, instabilidade emocional, pouca experiência em lidar com o auto conhecimento e/ou até mesmo falta de valores morais básicos que deveriam vir do convívio familiar.

Quando se fala em um novo estilo de ensino de Engenharia e nas mudanças de paradigma na Educação, é necessário refletir na maneira como os alunos receberão e processarão estas novas informações: como vão interagir com seus professores, tutores, colegas, funcionários, parceiros, etc.

A maioria das Universidades brasileiras até então tem se preocupado principalmente com a formação técnica e científica do engenheiro, entregando ao mercado de trabalho um profissional com excelente formação técnica, porém com dificuldade de se relacionar com chefes e subordinados, de liderar um grupo de trabalho ou de conhecer seu próprio potencial criativo, como foi relatado por Dening (1992) o mesmo problema, acontecendo, naquela época, com as Universidades americanas.

Este trabalho relata os problemas identificados na Escola de Engenharia da UFF e propõe uma metodologia capaz de ajudar o aluno a dar os primeiros passos em direção à melhoria da qualidade de sua *comunicação intrapessoal*, proporcionando, conseqüentemente, o seu aprimoramento pessoal e profissional.

Neste sentido, concordamos com Robbins (1987), quando diz que “a qualidade da sua vida é a qualidade da sua comunicação com você mesmo”, ou seja, só a partir de uma boa comunicação intrapessoal as pessoas podem ter uma boa comunicação interpessoal e em seguida o sucesso profissional.

## **2. IDENTIFICAÇÃO DO PROBLEMA**

Tanto em sala de aula como na função de Coordenador de Curso, o professor está sempre em contato muito próximo com a essência do aluno, ou seja, a essência do ser humano aluno. Assim, as qualidades e defeitos e os traços marcantes de personalidade se evidenciam claramente por ocasião de uma correção de prova, ou como o aluno esclarece suas dúvidas em sala de aula, ou até mesmo em como ele dá desculpas por algum fracasso.

Em toda a nossa experiência na coordenação de curso, principalmente no momento em que o aluno vem fazer sua inscrição em disciplinas, a cada início de período letivo, surgem novas oportunidades de identificar problemas de comunicação. Eles se escondem em várias situações; desde uma simples reclamação porque o serviço de cópias não está funcionando até



uma série de reprovações por se considerar “perseguido pelo professor”. No caso do aluno que está ingressando no curso a situação é ainda mais alarmante. Ele vem com muita bagagem em questões tecnológica e de informática mas pouco trabalhado em relação a comportamentos e capacidade de comunicação interpessoal.

Vários outros casos foram identificados como se estivéssemos abrindo janelas do programa *Windows*. Um exemplo típico acontece quando o aluno está com o curso atrasado. À medida que “clicamos” nas janelas, vão aparecendo: bloqueios em relação a Cálculo ou Física; ou o aluno nunca se perguntou o que gosta de fazer; ou já se perguntou, mas seu sistema de crenças não lhe permite sequer imaginar que poderá ser bem sucedido; e, na maioria das vezes, ele nem faz idéia de que tipo de comportamentos ou habilidades ele deveria desenvolver para ter sucesso. E foi neste ponto que identificamos que, muito antes do problema ser devido “às distorções da economia do país” ou “ao mau professor deste ou daquele curso”, o problema está dentro do próprio aluno: como ele ainda não se conhece, como ele ainda não sabe comunicar-se consigo mesmo; enfim, como ele precisa desenvolver a *comunicação intrapessoal*.

Além das observações feitas com os alunos do curso, também registramos depoimentos de ex-alunos a respeito das dificuldades enfrentadas no início de carreira. As mais comuns foram: desempenho pessoal durante uma entrevista num processo de seleção, realização de seminários, exposição de vendas em nome da empresa ou internamente para seus diretores, transmissão de ordens a subordinados e ainda como obter motivação dos outros e sua própria para a realização de um trabalho em equipe. Ao serem questionados se este treinamento deveria fazer parte de sua formação como engenheiro, dentro da Universidade, a resposta afirmativa foi unânime. E acrescentaram: “Talvez assim diminua o abismo entre o dia da nossa formatura e o início do nosso trabalho”.

### **3. A EXPERIÊNCIA NA UFF COM O PET E NA DISCIPLINA “INTRODUÇÃO À ENGENHARIA”**

Paralelamente à identificação do problema de comunicação, a proposta feita por Leta (1996) para implantação do Programa Especial de Treinamento (PET) no Curso de Engenharia Mecânica da UFF estava sendo aprovada pela CAPES.

Sugerimos então aos alunos do PET uma seqüência de atividades extracurriculares na área de Ciências Humanas. Estas atividades estavam em perfeita consonância com a filosofia do programa. No início foi necessário superarmos algumas barreiras, pois, em geral o aluno de Engenharia acredita que escolheu Ciências Exatas porque não gosta ou “não precisa” de Ciências Humanas.

Giblin (1989) afirma, com base em pesquisas realizadas pelo *Carnegie Institute of Technology*, que o sucesso de um profissional depende apenas 15% do treinamento técnico, da inteligência científica e da habilidade no trabalho, enquanto os outros 85% obedecem a fatores de personalidade, liderança e da habilidade de se relacionar com as pessoas. A boa notícia é que estes fatores podem ser adquiridos e / ou desenvolvidos como uma disciplina que se “aprende”. Neste caso, talvez seja uma das disciplinas mais difíceis de se “aprender” pois, além de muita predisposição para isso, é necessário romper com hábitos negativos, já bastante arraigados em várias gerações anteriores, que fazem o papel de uma força contrária

ao sentido do deslocamento (crescimento pessoal) desejado. Esses hábitos “em direção oposta”, tais como baixa auto-estima, não saber lidar com as próprias emoções, enxergar as dificuldades maiores do que as possibilidades de solução, tomar atitudes precipitadas baseadas em julgamentos, entre outros, normalmente vem do convívio familiar, ou de uma cultura educacional antiga, da qual muitos de nós fomos vítimas.

Uma vez superados estes preconceitos, e conscientes do tipo de benefícios que teriam no futuro, os alunos passaram a se dedicar às atividades propostas, utilizando a seu favor uma das habilidades mais marcantes no engenheiro: o raciocínio lógico e “exato”. Afinal, quem não gostaria de ter sucesso em sua profissão?

### **3.1 Atividades de Comunicação no PET**

A primeira fase destas atividades constituiu-se de uma série de encontros semanais onde foram realizadas dinâmicas de grupo e discussão de temas ligados ao auto conhecimento, ou seja, às comunicações *intra e interpessoal*: comunicação verbal e não verbal, canais de comunicação (visual, auditivo e cinestésico), rapport, sistemas de crenças, auto-estima, inventário de defeitos e qualidades, hemisférios cerebrais, inteligência emocional e metas. Ao final desta fase cada aluno apresentou para o grupo um trabalho sobre uma pessoa de sucesso, de sua livre escolha, onde as atitudes ou os traços de personalidade foram identificados e analisados em conjunto.

Obviamente, não se tratou de uma análise profunda pois ninguém era psicólogo no grupo, mas foi muito proveitosa para todos, uma vez que aqueles hábitos, tanto positivos quanto negativos, foram, pelo menos, identificados e compartilhados no grupo.

Na segunda fase, em outro semestre, o grupo já estava maior. Evitando repetir a mesma atividade, que, a rigor, os alunos novos teriam direito, todos concordaram em dar continuidade, desta vez focalizando o tema Liderança, entendendo que era necessário exercitar os conceitos adquiridos no semestre anterior e ao mesmo tempo interagirem com os novos colegas. Assim, nem os alunos novos foram poupados de sugerirem temas e coordenarem debates. Nessa ocasião os alunos tomavam a iniciativa de convidar colegas “não-petianos” e até de outros cursos, para participarem das atividades: foi o efeito multiplicador tão desejado nos programas PET. Tivemos até a participação de mães de alunos ligadas à área de educação, cuja presença na Universidade, além de enriquecer sobremaneira as atividades, trouxeram elogios pela iniciativa da UFF, relatando resultados positivos observados em casa com os filhos.

A escolha de temas nesta fase foi totalmente livre sendo pesquisados individualmente ou em duplas. Os principais temas foram: Musicoterapia, Arteterapia, Inteligência Emocional, A Mulher no Mercado de Trabalho, O Fim do Emprego, Meu Primeiro Emprego ou Minha Primeira Experiência de Trabalho, Preconceitos (raciais, profissionais, etc.), Globalização, Sinergia no Trabalho, Reconhecimento e Elogio, entre outros, que eram identificados enquanto “navegavam” pela *Internet* ou na *mídia* em geral.

Observou-se claramente, nessa ocasião, a quebra dos preconceitos em relação às Ciências Humanas. Os alunos demonstravam o devido respeito para com as novidades desta área, até então desvalorizada ou desconhecida, da mesma maneira que o faziam com a descoberta de um novo dispositivo mecânico.

Novamente, a intenção aqui não foi promover debates com análises psicológicas, sociais e econômicas profundas; mas proporcionar ao aluno a oportunidade de coordenar um debate, de criticar sem ofender, de receber uma crítica e também de motivar um colega mais tímido a participar.

### **3.2 Atividades de comunicação na disciplina “Introdução à Engenharia”**

Aproveitando a experiência bem sucedida no PET, sugerimos alguns trabalhos individuais e em grupo para os alunos do ano letivo de 1999. Um deles foi o relato de uma experiência que consistiu na descrição de um projeto pessoal bem sucedido e outro projeto que não deu certo, onde o aluno deveria analisar os motivos que o conduziram ao sucesso ou ao fracasso. O outro trabalho tratou de analisar uma personalidade (atual ou não) de sucesso do ponto de vista de suas habilidades empreendedoras e de comunicação e os conseqüentes desdobramentos desses comportamentos que culminaram no seu sucesso.

### **3.3 Resultados obtidos**

Ao final do primeiro ano de atividades verificamos algumas mudanças de comportamento por parte dos alunos, tais como: maior desinibição no trato com professores, facilidade em tomar iniciativas e autoconfiança para realizar trabalhos e recuperar disciplinas em que tinham sido reprovados. Tivemos ainda, alguns depoimentos sobre a melhoria na qualidade de seus relacionamentos com pais e irmãos. Funcionários e professores ligados à administração da Escola fizeram elogios do tipo “Esses meninos do PET são muito educados e estão sempre animados, dá até gosto fazer as coisas para eles”. Por outro lado, “esses meninos” nos diziam: “Engraçado como a gente consegue as coisas facilmente: basta um sorriso e um elogio ou um reconhecimento, e as pessoas nos atendem bem mais rápido e melhor”.

No entanto, muito mais importante do que o sorriso, foi o resgate da autoconfiança. Certa vez, um aluno que mal conversava no grupo, no início das atividades, venceu a inibição e deu seu depoimento para cerca de cinquenta calouros no auditório. Além de surpresos os colegas do PET reconheceram, mais uma vez, os benefícios dos exercícios de comunicação.

Outro resultado registrado foi o crescimento da interatividade da turma de Introdução à Engenharia do 2º período de 1999, tanto na questão de organização de uma lista pelo correio eletrônico como pela qualidade dos *feedbacks* de uns para com os outros observados dentro de sala de aula por ocasião das dinâmicas de grupo e dos trabalhos apresentados.

Embora ainda não possamos medir o sucesso destes jovens no mercado de trabalho, pois eles ainda são alunos, acreditamos que este efeito tenderá a se prolongar e se disseminar nos cursos de Engenharia.

#### 4. METODOLOGIA PROPOSTA

Com base nas observações empíricas das reações dos alunos aos estímulos propostos durante as atividades do PET e da disciplina *Introdução à Engenharia* e, recentemente, de acordo com as recomendações da Comissão de Especialistas do MEC (1999) acerca do perfil desejado para o novo engenheiro, sugerimos a criação de uma disciplina *optativa*, por se tratar de uma solução a curto prazo, que contempla tanto os alunos que estão ingressando na Universidade quanto os alunos mais antigos. Posteriormente, por ocasião da implantação da Reforma Curricular, entendemos ser mais profícuo tal disciplina se tornar *obrigatória*.

Assim, a disciplina proposta “*APRIMORAMENTO PESSOAL E PROFISSIONAL*”, poderá ser ministrada ou coordenada por tutores ou coordenadores de cursos em parceria com professores das Escolas de Educação e/ou de Psicologia ou ainda através de parcerias externas com instituições do tipo SEBRAE, CIEE, etc.

A formatação da disciplina com objetivos e ementa está apresentada na figura 1, nos moldes exigidos pela UFF para criação de uma disciplina.

#### 5. CONCLUSÕES

Os resultados indicaram uma boa receptividade por parte dos alunos de engenharia, de assuntos antes considerados “apenas do profissional das Ciências Humanas” e que por isso, eram desvalorizados.

As experiências no PET da Engenharia Mecânica da UFF demonstraram que a boa comunicação *intrapessoal* pode desencadear uma série de outros comportamentos em direção a uma comunicação *interpessoal* mais eficaz e conseqüentemente, uma capacitação profissional diferenciada.

As autoavaliações e avaliações em grupo dentro da disciplina *Introdução à Engenharia* mostraram que o futuro engenheiro apesar de ter ficado surpreso com a natureza das atividades considerou-as importantes para sua formação. É fácil perceber sua motivação para a construção de seu curso uma vez que ele está consciente de que a qualidade do seu curso vai depender muito mais de seu próprio desempenho do que da Universidade.

Com a divulgação na *mídia* e *Internet* de empresas que estão investindo no treinamento de seus empregados para aprenderem a trabalhar em equipe, conquistando assim vantagens competitivas no mercado, diríamos que a importância de se disponibilizar esta disciplina ainda no período de graduação é incontestável, pois o aluno terá a oportunidade de fazer de seu curso o seu próprio laboratório de comunicação.

A Universidade que oferecer este aprimoramento estará atendendo melhor às necessidades do mercado e da sociedade.

A nova LDB prevê a criação de instrumentos que proporcionem de fato as mudanças de paradigma na Educação; e este seria um deles. Ratificando, desta forma, as palavras de Denning (1992), temos que incluir no *novo currículo* “ como ouvir, como planejar, como cuidar, como persuadir, como se organizar para novos aprendizados, e até mesmo como ser confiável e honesto”.

A proposta da criação da disciplina *Aprimoramento Pessoal e Profissional* não apenas é viável, como contribui para uma reflexão por parte do professor que também se beneficia com a oportunidade de se reciclar, melhorando sua habilidade de comunicação com o aluno e orientando-o de maneira a aproveitar melhor o seu potencial. Percebendo esta necessidade, coordenadores dos cursos das Engenharias do Centro Tecnológico, junto à Proreitoria de Assuntos Acadêmicos da UFF, deram início a um projeto de *RH para professores*, que visa, a partir de uma parceria com a Faculdade de Educação, a reciclagem pedagógica e de comunicação para o corpo docente. O discurso do “aprender a aprender”, tão presente nos diversos departamentos das universidades, não pode se limitar ao corpo discente; afinal, como diz Richard Bach, “*todos somos alunos, praticantes, professores*”.

## **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Comissão de Especialistas do MEC, 1999, “Diretrizes Curriculares para os Cursos de Engenharia”.

Denning, P. J., 1992, “Educating a new Engineer”, *Communications of the ACM*, Vol. 35, No. 12, pp. 83-97.

Giblin, L., 1989, “Como ter Segurança e Poder nas relações com as pessoas”, Ed. Maltese. SP.

Leta, F. R., 1996, “Projeto de Implantação do Programa Especial de Treinamento–TEM/UFF”.

Marcheti & Belhot, 1998, “Inteligências Múltiplas e o Ensino de Engenharia”, *Anais do XXVI COENGE*, Vol. 1, pp 545-560.

Robbins, A., 1987, “Poder Sem Limites”, Ed. Best Seller. SP.

UNIVERSIDADE FEDERAL FLUMINENSE PRÓ-REITORIA DE ASSUNTOS ACADÊMICOS	Curso/Titulação: Engenharia Mecânica <b>Habilitação:</b> <b>Ênfase:</b>
--	---

Formulário n.º 14 - Matéria – Disciplina (Objetivo e Ementa)

CODIGO	NOME DA MATÉRIA	<b>CRIAR: SIM ( ) NÃO (x)</b>
705-6	Ciências Humanas	

<b>DEPARTAMENTO DE LOTAÇÃO:</b> Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica		
CODIGO	NOME DA MATÉRIA	<b>CRIAR: SIM (x) NÃO ( )</b>
TGM04001	APRIMORAMENTO PESSOAL E PROFISSIONAL	

<b>CARGA HORÁRIA</b> (T) 60h (P) -- (E) -- <b>CRÉDITOS:</b> 04
<b>HOUVE ALTERAÇÃO DA DISCIPLINA:</b> NOME() CRÉDITOS() CARGA HORÁRIA() NÃO HOUE()
<b>DISCIPLINA</b> OBRIGATÓRIA ( ) OPTATIVA (x) ELETIVA ( )
<b>OBJETIVOS DA DISCIPLINA</b>
Conscientizar o aluno das mudanças de paradigma do mercado de trabalho no que tange às novas exigências de capacitação profissional. Desenvolver o auto conhecimento para que o aluno possa identificar suas qualidades e defeitos a fim de utilizá-las mais adequadamente a seu favor. Sensibilizar e motivar o aluno para o desenvolvimento de habilidades comportamentais e valores morais e éticos que caracterizam o perfil do novo engenheiro. Exercitar o cumprimento de uma meta a curto prazo como ponto de partida para sua capacitação ao sucesso. Desenvolver habilidades de comunicação interpessoal e intrapessoal , de liderança, assim como potencial criativo e capacidade de decisão com responsabilidade perante sua equipe de trabalho e perante a sociedade.
<b>DESCRIÇÃO DA EMENTA</b>
Conceitos básicos de Comunicação e de Metas. Liderança e Trabalho em Equipe. Sinergia. Comportamentos e atitudes que marcam as pessoas bem sucedidas. Análise de erros e acertos, durante a execução de uma meta. Ética profissional e pessoal. Princípios de Administração Pessoal . Inventário de defeitos e qualidades.

. Figura 1– Proposta de criação de disciplina

# A INTERNET COMO FERRAMENTA AUXILIAR NO ENSINO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL

**Manoel Theodoro Fagundes Cunha**

**Sergio Scheer**

Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Centro de Estudos de Engenharia Civil,  
81531-990, Curitiba, PR, Brasil. E-mail: mcunha,scheer@cesec.ufpr.br

## Resumo

A Internet é o ambiente para o qual todos os esforços recentes da indústria de computadores e do mundo dos negócios estão dirigidos. *Hardware* e *software* tem sido direcionados para tirar proveito da capacidade de comunicação em rede provida pela Internet. Este trabalho mostra a Internet como ambiente de desenvolvimento de programas e o seu uso como apoio ao processo de ensino-aprendizagem. Os conceitos básicos de HTML, Java e CGI são apresentados e utilizados na construção de uma aplicação-exemplo, que pode ser acessada através da Internet com a utilização de um *browser* padrão. Utilizando a aplicação que trata de potencial de temperatura com solução pelo Método dos Elementos de Contorno, o estudante pode modificar os parâmetros do problema utilizando o *mouse* e o teclado e visualizar graficamente as soluções, verificando como se comporta o fluxo e como se dá o impacto nos resultados devido à variação do número de elementos ou do tipo de elemento utilizado.

**Palavras-chave :** Programação na Internet, Java, CGI, Método dos Elementos de Contorno, Ensino-aprendizagem.

## 1. INTRODUÇÃO

O ensino de engenharia tem sido durante décadas afetado pela evolução acelerada das capacidades na área da chamada Tecnologia da Informação. Métodos e técnicas têm mudado para acompanhar esta evolução. O avanço do conhecimento humano exige do professor constante atualização e a conseqüente adaptação a novos paradigmas.

O desenvolvimento de *softwares* educacionais tem sido nos últimos anos uma prática comum que ganhou impulso com o advento da interface gráfica e mais recentemente com os recursos de multimídia. Atualmente os recursos de computação gráfica como a utilização de cores, alta resolução e interatividade são considerados essenciais a qualquer aplicação. Som e vídeo também começam a ser utilizados de forma rotineira.

Neste contexto, a Internet propicia um ambiente que permite o desenvolvimento de aplicações educacionais com todos os recursos da interface gráfica e multimídia existentes em *softwares* tradicionais, trazendo, porém, benefícios adicionais e incomparáveis: a disseminação e acessibilidade do ensino de engenharia.

A capacidade de acesso à informação proporcionada pela Internet é inigualável e permite ao aluno buscar material de apoio para a sua aprendizagem, de forma adequada às suas

necessidades. Assim, o uso do computador doméstico pode ser uma alternativa aos laboratórios que, na maioria das vezes, precisam ser compartilhados e não podem ser atualizados constante e adequadamente. A disponibilidade vinte e quatro horas por dia é outro fator relevante que leva o acesso à informação no momento mais conveniente ao usuário.

As ferramentas necessárias para o desenvolvimento de uma aplicação educacional de engenharia na Internet são de domínio público, bastante conhecidas e disponíveis. Neste trabalho os conceitos básicos de HTML, Java e CGI são apresentados e utilizados na construção de uma aplicação-exemplo (Cunha, 1999), acessada através da Internet com a utilização de um navegador ou *browser* padrão. Esta aplicação interativa mostra um problema de potencial de temperaturas com solução através do Método dos Elementos de Contorno e com a possibilidade de variação de diferentes parâmetros de solução.

## 2. HYPERTEXT MARKUP LANGUAGE (HTML)

*Hypertext Markup Language* ou HTML é uma linguagem de descrição na qual as páginas da *web* são escritas. Além de incluir instruções básicas para formatação de texto, a linguagem HTML oferece também recursos como *links* para outras páginas e apresentação de imagens.

O exemplo que se segue mostra a estrutura básica de um arquivo HTML :

---

```
<HTML>
  <HEAD>
    <TITLE>Titulo da pagina</TITLE>
  </HEAD>
  <BODY>
    <H1>Cabecalho</H1>
    <P>Este &eacute; um texto em <B>negrito</B>.</P>
    <P>Este &eacute; um texto em <I>it&aacute;lico</I>.</P>
    <P><A HREF="http://www.ufpr.br">UFPR</A></P>
    <P><IMG SRC="image.gif"></P>
  </BODY>
</HTML>
```

---

Como o exemplo ilustra, a linguagem HTML se baseia em *tags* para indicar o contexto e o formato do texto de uma página *web*. A linguagem HTML oferece vários *tags* para formatar texto e apresentar caracteres especiais. O *link* com outras páginas e apresentação de imagens também é feito com a inclusão de *tags*. A linguagem HTML oferece ainda *tags* com várias opções de alinhamento ou posicionamento.

Textos e exemplos educativos tem sido disponibilizados em *home-pages* com a utilização da linguagem HTML. No entanto, ainda que esta linguagem permita a utilização de imagens, aplicações educacionais de engenharia demandam uma determinada capacidade de processamento e em alguns casos um certo grau de interatividade.

## 3. COMMON GATEWAY INTERFACE (CGI)

*Common Gateway Interface* ou CGI é um padrão de interface entre aplicações e servidores *web* (Felton, 1977). Programas CGI são aplicações colocadas em um diretório especial do servidor *web* e executadas pelo servidor, usualmente em resposta a uma solicitação do usuário vinda de um *browser*, como Netscape ou Internet Explorer.

Programas CGI podem ser desenvolvidos em uma variedade de linguagens como C/C++, Delphi, Visual Basic e Perl. CGI pode também ser implementada em várias plataformas, incluindo Unix e Windows. Este trabalho utiliza a linguagem C/C++ devido à sua velocidade



de execução, pequeno tamanho dos executáveis, portabilidade e disponibilidade de compiladores.

Considere o seguinte exemplo :

---

```
#include <iostream.h>
void main(void) {
    cout << "Content-type: text/html\n\n";
    cout << "<HTML>\n";
    cout << "<BODY>\n";
    cout << "<P>Hello Internet World !</P>\n";
    cout << "</BODY>\n";
    cout << "</HTML>\n";
}
```

---

O código apresentado mostra um programa simples em C++ que mostra *strings* na tela.

Como qualquer outro programa, ele pode ser executado pelo usuário e o resultado é simplesmente uma saída de texto. Entretanto, o programa pode ser colocado em um servidor *web* e executado a partir de um *browser* padrão. Neste caso, a saída do programa é redirecionada pelo servidor para o navegador que solicitou a sua execução.

Uma página *web* pode ser utilizada não somente para executar um programa CGI como também para permitir a entrada de dados pelo usuário para estas aplicações. Todas as informações são enviadas pelo servidor para o programa como uma *string* contínua que deve ser convenientemente dividida.

## 4. JAVA

Java é uma linguagem de programação orientada a objetos que pode ser utilizada para a criação de dois tipos de aplicações : programas e *applets* (Naughton & Schildt, 1997). Quando utilizada no desenvolvimento de programas a linguagem Java não difere muito de outras linguagens de computador. A criação de *applets* é, na verdade, o que destaca a linguagem Java. Um *applet* é um pequeno programa enviado pelo servidor através da Internet e automaticamente instalado e executado como parte de uma página *web*.

Considere o exemplo a seguir :

---

```
import java.awt.*;
import java.applet.*;
public class HelloApplet extends Applet {
    public void paint(Graphics g) {
        g.drawString("Hello Internet World !",20,20);
    }
}
```

---

O código apresentado simplesmente mostra uma mensagem na janela do *applet* :

Para executar um *applet* em um *browser* é necessário escrever uma página HTML contendo o *tag* apropriado, conforme mostrado a seguir :

---

```
<HTML>
  <BODY>
    <APPLET CODE=HelloApplet.class" WIDTH=200 HEIGHT=100>
  </APPLET>
</BODY>
</HTML>
```

---

Java tem como uma característica importante sua portabilidade, baseada na chamada *Java Virtual Machine (Java VM)*. Ao se compilar um programa Java, geram-se instruções para a *Java VM*, que são processadas no computador cliente ou no servidor, dando independência de sistema.

## 5. INTEGRAÇÃO DE PROGRAMAS CGI E APPLETS JAVA

Ainda que os programas CGI e *applets* Java sejam aplicações diferentes, estes programas podem interagir de várias maneiras. Programas CGI podem enviar *applets* Java como parte de uma página HTML enviada do servidor para o *browser* do usuário. Assim, o programa CGI poderia definir os parâmetros de um *applet* ou definir o próprio *applet*. Como a linguagem Java inclui a capacidade de enviar uma URL (*Universal Resource Locator*) é possível para um *applet* Java executar um programa CGI.

## 6. A APLICAÇÃO

Esta aplicação foi desenvolvida com propósitos educacionais para analisar um problema simples de potencial e está disponível na *home-page* em (Cunha, 2000). Nesta aplicação o usuário deve definir o comprimento do lado do quadrado, o número de elementos em cada face, bem como a temperatura no lado esquerdo do quadrado.

### 6.1 CGI com *input* e *output* HTML

Em sua versão mais simples, uma página HTML permite ao usuário fornecer os parâmetros do problema e executar o programa CGI para a sua solução (Figura 1).

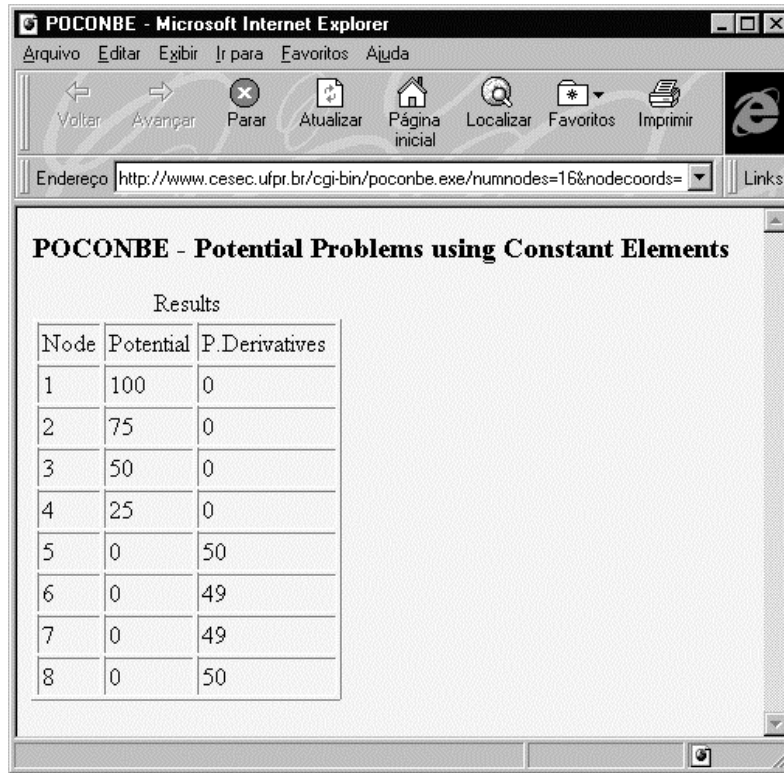
The screenshot shows a Microsoft Internet Explorer window titled 'POTENTIAL - Microsoft Internet Explorer'. The address bar contains 'http://www.cesec.ufpr.br/~mcunha/potential.html'. The main content area displays a 'Heat Flow Example' with a diagram of a square. The diagram is labeled with  $q=0$  at the top,  $u=T$  on the left,  $u=0$  on the right, and  $q=0$  at the bottom. The side length is labeled  $L$ . Below the diagram, there are three numbered input fields:

1. Potential on the left side :
2. Domain side :
3. Number of boundary elements in each face :  2  4  8  16

At the bottom of the form is an 'EXECUTE' button.

Figura 1. Entrada de dados HTML.

Quando executado, o programa CGI soluciona o problema e envia os resultados para o usuário como uma nova página HTML, conforme mostra a Figura 2.



**POCONBE - Potential Problems using Constant Elements**

Results

Node	Potential	P.Derivatives
1	100	0
2	75	0
3	50	0
4	25	0
5	0	50
6	0	49
7	0	49
8	0	50

**Figura 2.** Saída de resultados HTML.

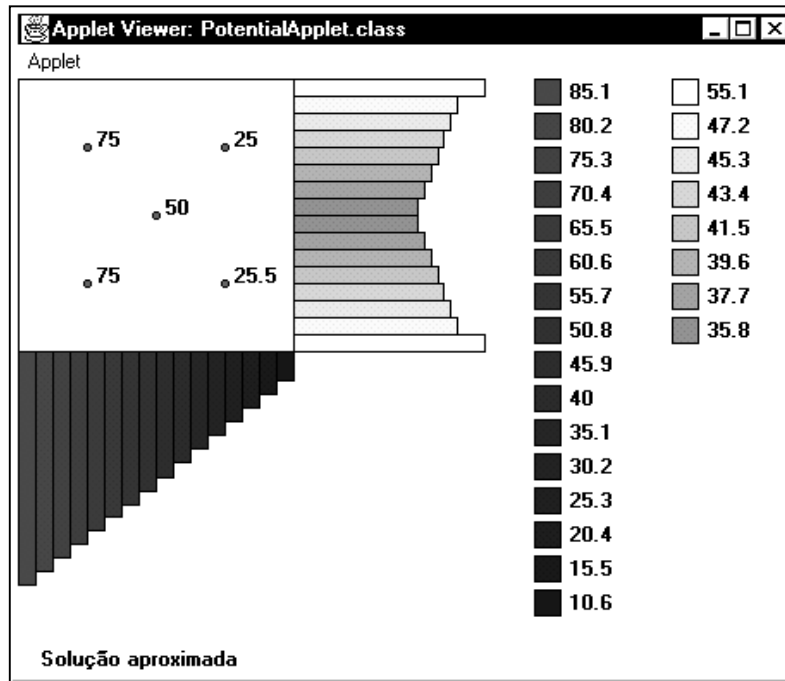
## 6.2 CGI com *input* HTML e *output* Java

A aplicação pode ainda ser melhorada utilizando-se a capacidade de apresentação dos resultados de forma gráfica, utilizando um *applet* Java.

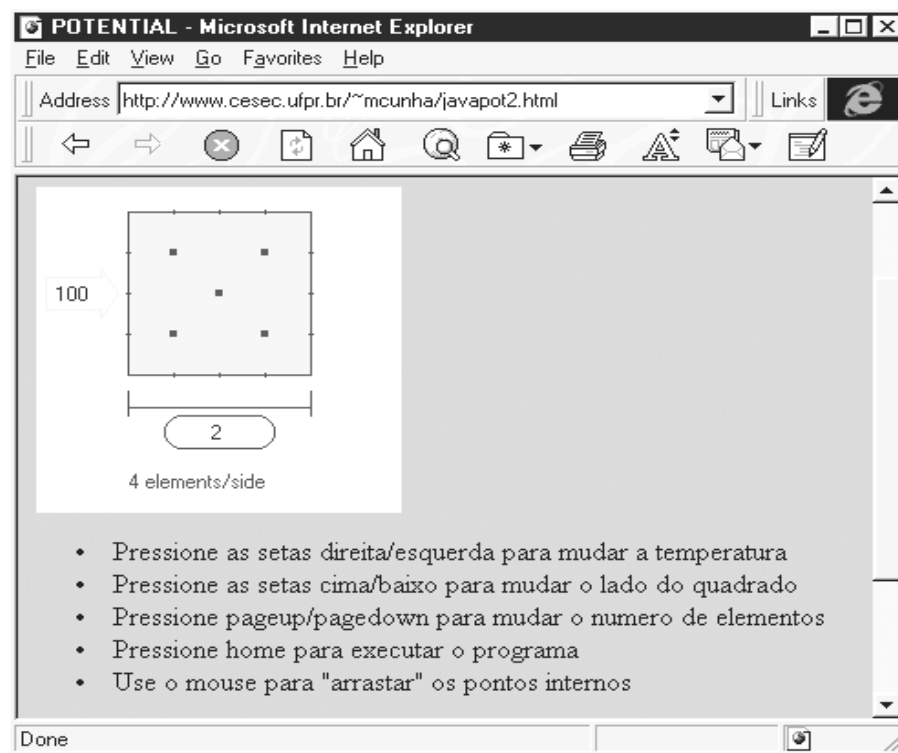
Ao ser executado, o programa CGI pode enviar o *applet* Java para o browser do usuário, passando para este os parâmetros necessários para desenhar a solução, como mostrado na Figura 3.

## 6.3 CGI com *input* e *output* Java

A forma final da aplicação utiliza um *applet* Java na fase de entrada de dados, permitindo ao usuário uma definição interativa do problema com o uso do mouse e/ou do teclado, conforme mostra a Figura 4.



**Figura 3.** Saída de resultados com *applet* Java



**Figura 4.** Entrada de dados com *applet* Java.

## 7. CONCLUSÃO

Uma vez que os applets Java tem a capacidade de resposta à eventos do mouse e do teclado, uma interface interativa pode ser criada.

A pré e pós visualização gráfica no lado-cliente associada a uma verificação dos dados de entrada antes de serem enviados, pode reduzir a carga de processamento no lado-servidor.

Do ponto de vista de engenharia, uma aplicação CGI pode executar qualquer cálculo realizado por um programa padrão, permitindo o desenvolvimento de programas educacionais de qualquer nível de complexidade.

Um programa CGI, em conjunto com a interface gráfica dos *applets* Java, tem as mesmas capacidade e recursos de um programa tradicional com o benefício adicional da acessibilidade, disponibilidade e disseminação que somente uma aplicação Internet possui.

## 8. REFERÊNCIAS

- Cunha, M.T.F., 1999, "A Pratical Approach in the Development of Engineering Applications to the Internet Using Object Oriented Programming", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR, Brasil. 64p.
- Cunha, M.T.F., <http://www.cesec.ufpr.br/~mcunha>, 31 de janeiro de 2000.
- Felton, M., 1977, "CGI Internet Programming with C++ and C", Prentice-Hall.
- Naughton, P.; Schildt, H., 1997, "Java : The Complete Reference", McGraw-Hill.

# **ESTRUTURAÇÃO DE UM CURSO DE ESPECIALIZAÇÃO EM REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO - ASPECTOS INSTITUCIONAIS, TÉCNICOS, SOCIAIS, DIDÁTICOS E ECONÔMICOS**

**Celso Luiz da Silva**

**Vicente Luiz Scalon**

Universidade Estadual Paulista, UNESP, Faculdade de Engenharia, Campus de Bauru, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Luiz Edmundo C. Coube, s/nº, Bairro Vargem Limpa, CEP: 17033-360, BAURU-SP, Cx. Postal 473. E-mail: celsos@bauru.unesp.br

## **Resumo**

O presente trabalho apresenta detalhes da estruturação, em seus diversos aspectos, de um Curso de Especialização em Refrigeração e Ar Condicionado. São discutidas todas as fases do processo de implantação do curso: estudo de viabilidade, concepção, público alvo, estruturação, atendimento ao regimento da UNESP e do MEC, divulgação, planilha de custos, cobrança de taxas, horário e dias da semana mais atraentes. São apresentadas e discutidas informações sobre o perfil dos alunos e dos professores, e o interesse e envolvimento de empresas do ramo no processo de reciclagem de engenheiros através do referido curso. São discutidas as vantagens para o Departamento, para a formação dos professores e técnicos envolvidos, para a Faculdade e para a Universidade como um todo. Os resultados obtidos mostram que essa iniciativa foi bem sucedida, permitindo que o aluno engenheiro atualize e aperfeiçoe seus conhecimentos, tornando-se mais competitivo profissionalmente.

**Palavras-chave:** Curso de Especialização, Refrigeração e Ar Condicionado

## **1. INTRODUÇÃO**

A realização de um Curso de Especialização em Refrigeração e Ar Condicionado pelo Departamento de Engenharia Mecânica da FE-UNESP, foi objeto de estudos e discussões por parte dos professores que trabalham na Área Fluido-Térmica, como resposta a solicitações e anseios da comunidade profissional que trabalha no dia a dia com o tema da geração de frio. Deve também ser considerado, que cada vez mais a concorrência em um mundo globalizado exige que o engenheiro mantenha-se atualizado em relação a novas técnicas, novos equipamentos, novos instrumentos de controle de processo, entre outros aspectos.

A necessidade de se dispor de profissionais competentes para projeto, manutenção e operação de sistemas de refrigeração e ar condicionado é cada vez maior num país de clima tropical como o Brasil. A refrigeração para fins de armazenagem, transporte e processamento de alimentos, ou em processos industriais específicos, e o condicionamento de ar para fins de conforto ambiental, são aplicações que apresentam crescimento substancial atualmente, podendo até ser consideradas indispensáveis.

A região de Bauru, no centro do Estado de São Paulo, contando com mais de um milhão de habitantes e com um padrão sócio-econômico dos mais altos do país é carente de cursos especializados em temas tecnológicos, tais como o da Refrigeração e Ar Condicionado.

Por outro lado, a universidade e os institutos de pesquisas brasileiros são as instituições que podem atender a tal chamamento, é nelas que se encontram os professores pesquisadores, os laboratórios, e o melhor caminho para se conseguir recursos financeiros para a educação continuada de nossos profissionais. Isso, sem considerar que as instituições quando públicas tem o dever de promover a extensão de seus conhecimentos, permitindo de forma inteligente o retorno do investimento que o cidadão nelas fez através dos impostos pagos.

Para a universidade, além das justificativas já mencionadas, esta atividade proporciona a atualização dos docentes envolvidos, permite uma maior interação com as empresas do ramo, possibilita a obtenção de parcerias com outras instituições de ensino, e também permite a captação de recursos extra-orçamentários, além de outras vantagens.

## 2. CONCEPÇÃO DO CURSO

Conforme descrito na introdução, muitos profissionais de engenharia haviam manifestado tanto aos professores do departamento de engenharia mecânica e aos dirigentes da Faculdade de Engenharia como a entidades classistas regionais, a falta de cursos de reciclagem, do tipo atualização, extensão ou mesmo uma especialização em refrigeração e ar condicionado.

A iniciativa da criação do referido curso partiu da chefia do departamento com total apoio do seu conselho. Designou-se então, um professor da área fluido-térmica para efetuar estudos de viabilidade da implantação e realização do mesmo. O professor coordenador montou uma equipe que promoveu discussões sobre clientela, carga horária, ementa, distribuição de aulas, horário e questões legais internas à instituição e de âmbito estadual e federal.

O público alvo que se pretendeu atingir constitui-se de profissionais formados em engenharia e também de outros profissionais com curso superior que por qualquer razão sentissem necessitados ou interessados em estudar sobre o tema. As inscrições mostraram que 20% dos interessados não tinham a formação em engenharia, assunto que será melhor tratado quando discutir-se o perfil dos alunos.

Para atender à legislação vigente, o curso deveria proporcionar um mínimo de 360 horas/aula, além de exigir que os alunos elaborassem um trabalho de monografia e sua defesa pública perante uma banca examinadora. O curso foi estruturado em disciplinas e tópicos de disciplinas, como é mostrado nas tabelas 1 e 2.

**Tabela 1.** Disciplinas e Carga Horária do Curso de Especialização em RAC

<b>Disciplinas do Curso</b>	<b>Carga Horária (horas/aula)</b>
1) Disciplina: Revisão de Conceitos Fundamentais	48
2) Disciplina: Ciclos Frigoríficos	24
3) Disciplina: Componentes do Sistema de Refrigeração	72
4) Disciplina: Principais Equipamentos de Processo Usuários de Sist.de Refrigeração	36
5) Disciplina: Conceitos Fundamentais em Condicionamento de Ar	48
6) Disciplina: Instalações de Ar Condicionado	36
7) Disciplina: Engenharia de Controle em Refrigeração e Ar Condicionado	36
8) Disciplina: Aspectos Técnicos	48
9) Disciplina: Projeto em Refrigeração e Ar Condicionado	36
Total.....	384

A distribuição das aulas sempre nos finais de semana implicou em que as 384 horas/aula fossem ministradas durante 10 meses. Acrescentou-se mais 04 meses para a elaboração da monografia por parte dos alunos, perfazendo um total de 14 meses de curso.

## **Tabela 2. Ementas das Disciplinas**

### **Revisão de Conceitos Fundamentais**

- Abertura / A UNESP/ O CURSO
- Metodologia Científica
- Revisão de Mecânica dos Fluidos
- Revisão de Termodinâmica
- Revisão de Transferência de Calor e Massa

### **Ciclos Frigoríficos**

- Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor
- Ciclo de Refrigeração por Absorção
- Combinação de Ciclos

### **Componentes do Sistema de Refrigeração**

- Compressores
- Trocadores de Calor (Evaporadores e Condensadores)
- Válvula de Expansão e Tubos Capilares
- Refrigerantes

### **Principais Equipamentos de Processo Usuários de Sistemas de Refrigeração**

- Equipamentos Básicos de Processo
- Levantamento da Área de Troca
- Projeto de Refrigeração na Conservação de Alimentos
- Outras Aplicações (Criogenia, Liofilização, etc.)

### **Conceitos Fundamentais em Condicionamento de Ar**

- Termodinâmica do Ar Úmido
- Psicrometria
- Conforto Ambiental.
- Carga Térmica.

### **Instalações de Ar Condicionado**

- Sistemas de RAC de Pequeno, Médio e Grande Porte
- Ventilação e Distribuição de Ar em Ambientes
- Filtração de Ar e Bombas de Circulação
- Armazenamento de Energia

### **Engenharia de Controle em Refrigeração e Ar Condicionado**

- Instrumentação
- Controle
- Conservação de Energia

### **Aspectos Técnicos**

- Normas e Legislação
- Manutenção de Sistemas de Ar Condicionado
- Acústica e Ruídos Aplicada aos Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado
- Materiais e Processos Construtivos de Serpentina

### **Projeto em Refrigeração e Ar Condicionado**

- Técnicas de Elaboração de Projeto em Refrigeração e Ar Condicionado
- Análise Econômica e Mercadológico em Refrigeração e Ar Condicionado

De forma geral, os professores responsáveis pelas disciplinas do curso utilizaram como material bibliográfico: manuais, livros, revistas e artigos usuais da área de refrigeração e ar condicionado, podendo-se citar ASHRAE Handbook (1998, 1997, 1996), diversos exemplares do ASHRAE Journal, CARRIER (1965), CONAN (1990), CREDER (1996),



DOSSAT (1980), ISMAIL (1998), JONES (1983), STOECKER (1985), THRELKELD (1970), TORREIRA (1983) e TRANE (1979).

O curso foi oferecido às sextas-feiras a noite (4 horas) e aos sábados (manhã e tarde, 8 horas), possibilitando que o profissional da região que trabalha oito horas diárias, tenha possibilidade de se atualizar e enriquecer seus conhecimentos, abrindo novas oportunidades. Esta estratégia de horário mostrou-se de grande importância.

A divulgação do curso foi feita com a utilização de vários veículos de comunicação: site na Internet, cartazes, folders, mala direta, outdoors, rádio e jornais. Procurou-se sempre contar com a colaboração desses diversos meios de comunicação, assim sendo, a rádio da própria UNESP veiculou o curso, a home page foi confeccionado no próprio departamento, os jornais divulgaram a matéria como assunto de interesse da comunidade, de forma gratuita, e os folders e cartazes foram confeccionados em gráfica com apoio de um banco.

### **3. ASPECTOS ECONÔMICOS**

A questão da cobrança de taxas e/ou mensalidades em cursos de qualquer tipo oferecido pelas universidades públicas é sempre uma questão polêmica, envolvendo aspectos de gestão financeira, de recolhimento de tributos, de limites, entre outros. Essa questão está regulamentada na UNESP, tendo sido estabelecidos critérios, procedimentos e limites para tal atividade. Fundamentalmente, a instituição observa com rigor a carga horária de cada docente em regime de dedicação exclusiva, não permitindo que essa atividade interfira na qualidade de seus cursos de graduação e pós-graduação *stritu-sensu*.

O curso de Especialização em RAC é administrado financeiramente por uma Fundação interveniente que opera no campus de Bauru, e que para tanto cobra uma taxa pelos seus serviços.

A planilha de custos é elaborada previamente, tomando como base o pagamento mensal de cada aluno e um número máximo e mínimo de alunos que viabilizem a realização do curso. Especificamente neste curso que ora analisamos o valor da mensalidade foi de R\$300,00 mensais durante os 10 meses.

A tabela 3 mostra a planilha de custos do curso. Os percentuais são variáveis dependendo das características do curso e do número de alunos inscritos, delimitado entre uma quantidade máxima e mínima necessária para o funcionamento do curso, a não ser aqueles para a Unidade que estão preestabelecidos.

### **4. PERFIL DOS PROFESSORES, ALUNOS E PALESTRANTES**

O quadro de professores é composto de 14 doutores e 02 mestres, sendo que dentre estes estão profissionais de renomada qualificação na área de refrigeração e ar condicionado. Dos dezesseis professores, onze são dos departamentos da Faculdade de Engenharia de Bauru, quatro são das outras universidades públicas paulistas e um é da Escuela de Ingenieros Industriales da Universitat Politècnica de Catalunya-Barcelona-Espanha.

Inicialmente o curso obteve vinte e cinco inscrições de alunos, sendo que vinte (80%) possuíam formação em engenharia. Os outros cinco inscritos tinham formação em biologia, agronomia, administração de empresas e economia. Depois de dois meses de curso sete alunos haviam desistido, sendo que cinco destes eram aqueles que não tinham formação de engenheiro. No quinto mês de curso, ocorreu mais uma desistência motivada por transferência de emprego do aluno para outro estado. Dessa forma, efetivamente cursaram e concluíram o curso dezessete alunos.

**Tabela 3.** Planilha de distribuição de custos.

<b>DISCRIMINAÇÃO</b>	<b>Percentual com número máximo de alunos (%)</b>	<b>Percentual com número mínimo de alunos (%)</b>
<b>UNIDADE</b>	30	30
<b>FUNDAÇÃO</b>	7,5	5,5
<b>Docentes (Bruto)</b>	24	32
<b>Coordenação</b>	10	8
<b>Despesas Gerais</b> -Material de Consumo -Material Permanente -Serviços -Transporte -Diárias	9,65	6,7
<b>Secretária do Curso (Bruto)</b>	6,25	6,25
<b>Taxa de Orientação (Bruto)</b>	6,67	6,67
<b>Auxiliar Técnico (Bruto)</b>	4,89	4,88
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>	<b>100</b>

Dos dezessete alunos do curso, doze são profissionais que já atuavam na área da refrigeração e do condicionamento de ar e que procuraram se atualizar e melhor qualificar. Quatro eram engenheiros recém graduados que melhoraram seus conhecimentos sobre RAC para melhor competir no mercado de trabalho (ao final do curso os quatro estavam empregados e trabalhando no ramo). Um dos alunos é funcionário do próprio departamento e responsável pelo laboratório de frio.

Além das aulas normais, houve um empenho substancial para a vinda de vários palestrantes de empresas e de associações da área do frio. Assim sendo, estiveram apresentando palestras as empresas Mc Quay, Semco e Microblau, e também o presidente da ABRAVA. Foram realizadas também várias visitas a empresas da região que possuem sistemas complexos e interessantes de refrigeração e ar condicionado.

## **5. INFRAESTRUTURA NECESSÁRIA**

Para o desenvolvimento de suas atividades, o Curso de Especialização em RAC contou com dois anfiteatros equipados com todos os recursos didáticos e de um laboratório de refrigeração e ar condicionado onde é possível realizar inúmeras experiências, e promover a visualização dos principais componentes do sistema em corte.

O laboratório de informática da Faculdade de Engenharia e a biblioteca do campus de Bauru estavam disponíveis para os alunos do curso.

O cursos ministrados foram totalmente apostilados e alguns programas computacionais disponibilizados aos alunos.

## 6. RESULTADOS OBTIDOS E ANÁLISE

O curso foi avaliado pelos alunos através de um questionário crítico abordando vários aspectos relacionados com o conteúdo programático, qualidade do corpo docente, instalações, horário, entre outros. Uma Comissão Especial formada por três professores e a Congregação da Faculdade também fizeram uma avaliação do curso.

Os resultados do Curso de Especialização em RAC podem ser assim resumidos:

- **Para a faculdade/departamento:**

- Realizou uma importante atividade extensionista, colaborando na reciclagem e atualização de profissionais de engenharia.
- Promoveu a atualização de seus docentes nos assuntos pertinentes, com reflexos no ensino de graduação e pós-graduação.
- Interagiu com empresas e associações classistas locais e regionais.
- Captou recursos extra orçamentários que utiliza na manutenção e aquisição de equipamentos.

- **Para os engenheiros que realizaram o curso:**

- Reciclaram seus conhecimentos sobre o assunto.
- Atualizaram informações sobre novas tecnologias, mercado, tendências em RAC.
- Melhoraram seus currículos, tornando-se mais competitivos no mercado de trabalho.
- Qualificaram melhor às empresas onde trabalham, melhorando a qualidade dos serviços prestados.
- Em alguns casos, conseguiram emprego.

Para ilustrar a questão da importância tecnológica proposta pelo curso, apresenta-se a Tabela 4 com os temas de monografias desenvolvidos pelos alunos.

**Tabela 4.** Temas de Monografias

<b>Assunto</b>
Qualidade do Ar Interior
Sistema de Refrigeração por Absorção para uma Churrascaria
Sistema de Frio da empresa COCAM - Liofilização
Instrumentação e Controle em Ar Condicionado
Exaustão em Sistemas de Ar Condicionado
Resfriamento de Leite
Uso do Tubo Capilar em Sistemas para Resfriamento de Leite
Resfriamento a $-60^{\circ}\text{C}$
Resfriamento de Peixes
Carta Psicrométrica de Bauru
Estudos da Nova Lei de Qualidade do Ar Interior
Condicionamento de Ar em Containers Telefônicos
Resfriamento Evaporativo
Análise de Custos em Sistemas de Termoacumulação
Projeto de Sistema de Termoacumulação – Estudo de Caso
Carta Psicrométrica de Marília
Filtração de Ar

## 7. CONCLUSÕES

O Curso de Especialização em Refrigeração e Ar Condicionado apresentado atingiu resultados acima do esperado, motivo pelo qual esse modelo poderá ser adotado por outras IES brasileiras, adaptando e/ou adequando o mesmo às suas peculiaridades.

O curso propiciou informações e técnicas para utilização dos novos refrigerantes que minimizam os efeitos de destruição da camada de ozônio, bem como a questão da conservação e racionalização de energia, temas que estão diretamente relacionados com problemas ambientais sérios.

O curso em questão insere-se como uma atividade extensionista importante no contexto da universidade.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- ASHRAE Handbook - Fundamentals, SI Edition, 1997  
ASHRAE Handbook - Applications, SI Edition, 1998  
ASHRAE Handbook - Systems, SI Edition, 1996  
ASHRAE Journal, Revistas, Publicação da American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, EUA. (vários exemplares).  
CARRIER - Handbook of Air Conditioning System Design - De. McGraw Hill, 1965.  
CONAN, J.G.; Refrigeracion Industrial, Ed. Paraninfo; Barcelona-ES; 1990.  
CREDER, H.; Instalações de Ar Condicionado, Ed. LTC, 1996.  
DOSSAT, R.J.; Princípios de Refrigeração; Ed. Hemus; 1980.  
ISMAIL, K. A. R., Bancos de Gelo: Fundamentos e Modelagem, Publicação Independente, 1998.  
JONES, J.P.; Engenharia de Ar Condicionado, Ed. Campus, 1983  
STOECKER, W.F.; JONES, J.W.; Refrigeração e Ar Condicionado, Ed. McGraw-Hill, 1985.  
THRELKELD, J.L.; Thermal Enviromental Engineering, Ed. Prentice Hall Inc., 1970.  
TORREIRA, R.P.; Elementos Básicos de Ar Condicionado, Ed. Hemus, 1983.  
TRANE - Reciprocating Refrigeration, Manual, 1979.

# PROGRAMA EDUCACIONAL PARA ESTUDO DA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO E CONVECÇÃO

**Míriam Rocchi Tavares**

**Marcelo Oliveira de Souza**

**Guilherme Menin Gaertner**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica

Av. Prof. Mello Moraes, 2231, 05447-030, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: [mtavares@usp.br](mailto:mtavares@usp.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta a primeira versão de um *software* educacional para o estudo da transferência de calor em problemas que envolvam os mecanismos de condução e convecção. O desenvolvimento do programa Transcal 1.0 envolveu alunos de quinto ano do curso de engenharia mecânica como atividade de iniciação científica. O objetivo maior deste programa é servir como uma ferramenta didática adicional em cursos de transferência de calor, seja em aulas teóricas como experimentais. Problemas de condução bidimensional são tratados numericamente enquanto que os referentes a casos unidimensionais são resolvidos analiticamente. O módulo referente à convecção utiliza correlações empíricas. As saídas gráficas possibilitam fácil compreensão dos processos de troca de calor.

**Palavras-chave:** Educação em engenharia, Programa educacional, Condução, Convecção.

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização do computador na educação moderna como parte integrante do processo de aprendizado tem aumentado consideravelmente nos últimos anos. Neste contexto, e como consequência do que já ocorre no campo da pesquisa, vem-se estimulando em salas de aula o uso do computador e de *softwares* variados para solução de problemas básicos nas mais diversas disciplinas.

Com relação às ciências térmicas é grande o número de programas existentes no mercado. Entretanto a maioria absoluta destes *softwares* tem por enfoque exclusivamente aplicações técnicas e científicas nas áreas de pesquisa e desenvolvimento e, portanto, dada a sua complexidade exigem do usuário treinamento específico relativamente demorado e conceitos técnicos avançados. Uma exceção a esta regra é o trabalho de Maliska (1999) que desenvolveu um bom *software* didático para cálculo numérico da condução pela técnica dos volumes finitos, mas que não trata casos de convecção.

A proposta que apresentamos neste artigo refere-se a um programa educacional cujo objetivo é servir como uma ferramenta adicional ao ensino da transferência de calor por condução e convecção, para os cursos de graduação nas diversas modalidades de engenharia. A idéia de elaborar tal programa nasceu juntamente com a necessidade de adaptar as ementas dos cursos teóricos e de laboratório de Transferência de Calor, na Universidade de São Paulo, às recomendações para reforma da estrutura curricular (Hernandez et al. 1998) do curso de

Engenharia Mecânica. Tal reforma aconselha a utilização de recursos técnicos modernos nos currículos dos cursos de graduação e enfatiza a necessidade de uma total integração entre os cursos de teoria e práticos. Neste último contexto, o programa computacional desenvolvido tem-se mostrado extremamente útil nas aulas de laboratório permitindo, através do computador, a repetição simulada dos experimentos com materiais e condições de contorno diferentes, o que leva o aluno a adquirir em pouco tempo vivência prática do fenômeno estudado.

O desenvolvimento do programa Transcal, que começou em 1997, envolveu também dois alunos do quinto ano do curso de Engenharia Mecânica que trabalharam durante o período de um ano e que para isto receberam treinamento específico. O programa nesta primeira versão 1.0 permite o estudo da condução unidimensional, transiente ou estacionária, para casos padrões tratados nos cursos de graduação (Incropera, 1996) através da solução analítica do problema escolhido, incorporando arquivos de dados termodinâmicos como função da temperatura, para os sólidos condutores e isolantes mais comuns, bem como para líquidos e gases. A condução bidimensional é estudada através do método das diferenças finitas e o módulo de cálculo permite a utilização das mais variadas condições de contorno sobre o problema estudado, oferecendo como opção adicional a possibilidade de tratar a condutibilidade térmica do material como variável com a temperatura no domínio de cálculo. O usuário pode também selecionar, sobre interface gráfica, diferentes materiais e suas localizações (por movimentação do mouse) no domínio de cálculo. As saídas gráficas permitem fácil visualização da distribuição de temperaturas.

O módulo que analisa a convecção permite o estudo de casos de convecção forçada interna e externa e da convecção mista através da determinação dos números de Nusselt ou Grashof por relações empíricas tiradas da literatura especializada. Neste caso o programa faz uso de várias relações apropriadas para uma mesma situação e mostra os diferentes resultados. Este procedimento leva a uma outra contribuição importante deste tipo de *software* que tem sido a de facilitar a compreensão, pelos estudantes, de que todos os modelos implicam num certo número de simplificações que nem sempre reproduzem perfeitamente a realidade mas que, apesar disto, levam a resultados coerentes.

## **2. CARACTERÍSTICAS DO PROGRAMA**

O programa foi desenvolvido através do EXCEL para o Microsoft Windows. Como configuração mínima para o computador recomenda-se processador típico de um PC 486 de 100MHz e 8 Mb de memória RAM. A escolha do EXCEL, para esta primeira versão Transcal 1.0, em detrimento do C++ ou o Delphi 4.0, baseou-se na decisão de tornar o programa interativo com o usuário permitindo-lhe alterar facilmente os bancos de dados do *software*, pela inclusão de novos materiais ou propriedades termodinâmicas ou mesmo de modificar correlações, no caso dos problemas de convecção. Sendo o Excel um programa de uso generalizado e bem conhecido entre estudantes, esta possibilidade de interação programa/usuário pareceu-nos, nesta etapa inicial, compensar largamente as desvantagens da escolha, que se referem à necessidade de compilação e à maior lentidão na obtenção dos resultados.

### **2.1. Modelos Matemáticos**

Os módulos de condução resolvem a equação da conservação de energia num meio contínuo. Levando em conta a lei de Fourier para a condução através de um sólido, de

material com calor específico  $c_p$ , condutibilidade térmica  $k$  e massa específica  $\rho$ , a conservação de energia se escreve:

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

onde  $T$  representa a distribuição de temperaturas,  $t$  o tempo e  $\dot{q}$  a geração interna de energia.

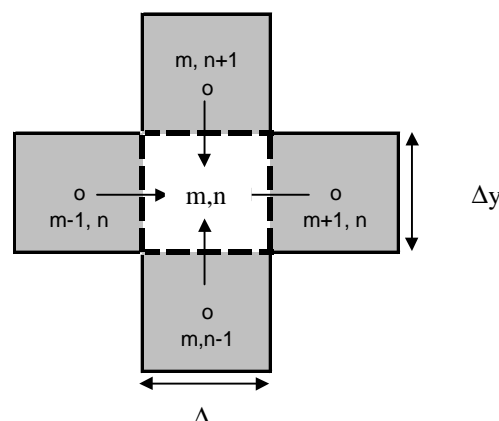
**Condução unidimensional** - O programa trata os casos de problemas estacionários ou transitórios de condução unidimensional, com ou sem geração interna para sólidos de geometria convencional, como esferas, paredes planas e cilindros, através da solução analítica, conforme detalhado nos livros textos mais comuns de Transferência de Calor (Incropera, 1996) e supondo constante. Como condições de contorno pode-se escolher entre temperatura de superfície constante ou coeficiente de transferência por convecção constante. Os resultados mostram graficamente a distribuição de temperaturas ou sua evolução temporal e apresentam o valor do fluxo de calor através da superfície escolhida. Na unidade referente ao regime transiente unidimensional utilizam-se os casos de análise concentrada e as soluções analíticas que geraram as cartas de Heisler, soluções estas descritas em Schneider (1955).

**Condução bidimensional** - Para os casos bidimensionais estacionários o programa, nesta primeira versão Transcal 1.0, inclui apenas superfícies retangulares, mas apresenta a possibilidade de tratar a condutibilidade térmica do sólido como não-uniforme, variando com a temperatura em cada ponto do domínio. Os valores da condutibilidade do material são interpolados pelo programa a partir de banco de dados para valores discretos, preestabelecidos, da temperatura. Este recurso foi também utilizado para tratar problemas com dois ou mais materiais distintos. A técnica das diferenças finitas é utilizada para a solução do problema.

Neste caso, discretizando-se o domínio de cálculo em elementos retangulares de dimensão  $\Delta x$  por  $\Delta y$ , o balanço de energia no volume de controle em torno de um nó interno  $(m,n)$ , conforme esquematizado na Figura 1, leva a:

$$\sum_{i=1}^4 q_{(i) \rightarrow (m,n)} + \dot{q} (\Delta x \cdot \Delta y) = 0 \quad (2)$$

onde  $q_{(i) \rightarrow (m,n)}$  representa o fluxo de calor por condução do nó vizinho  $(i)$  para o nó  $(m,n)$  e  $\dot{q}$  a energia gerada por unidade de volume.



**Figura 1.** Volume de controle retangular em torno do nó  $(m,n)$  e nós vizinhos

Em caso da condutibilidade térmica ser considerada variável com a temperatura, a equação para o fluxo de calor entre o nó  $(m-1,n)$  e o nó  $(m,n)$  pode ser obtida pela lei de Fourier e resulta:

$$q_{(m-1,n) \rightarrow (m,n)} = \frac{2 k_{m-1,n} k_{m,n}}{k_{m-1,n} + k_{m,n}} \Delta y \frac{T_{m-1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \quad (3)$$

onde  $k_{i,j}$  representa o valor da condutibilidade no nó  $(i,j)$ . Equações semelhantes resultam para os fluxos provenientes dos outros nós vizinhos de forma que a equação 2, para o volume de controle em torno do nó  $(m,n)$  se transforma em:

$$\begin{aligned} & \Delta y^2 \left( \frac{2 k_{m+1,n} k_{m,n}}{k_{m+1,n} + k_{m,n}} \right) T_{m+1,n} + \Delta y^2 \left( \frac{2 k_{m-1,n} k_{m,n}}{k_{m-1,n} + k_{m,n}} \right) T_{m-1,n} + \\ & + \Delta x^2 \left( \frac{2 k_{m,n+1} k_{m,n}}{k_{m,n+1} + k_{m,n}} \right) T_{m,n+1} + \Delta x^2 \left( \frac{2 k_{m,n-1} k_{m,n}}{k_{m,n-1} + k_{m,n}} \right) T_{m,n-1} + \\ & - 2 \Delta x^2 \left( \frac{k_{m,n+1} k_{m,n}}{k_{m,n+1} + k_{m,n}} + \frac{k_{m,n-1} k_{m,n}}{k_{m,n-1} + k_{m,n}} \right) T_{m,n} + \\ & - 2 \Delta y^2 \left( \frac{k_{m+1,n} k_{m,n}}{k_{m+1,n} + k_{m,n}} + \frac{k_{m-1,n} k_{m,n}}{k_{m-1,n} + k_{m,n}} \right) T_{m,n} = -\dot{q} \Delta x^2 \Delta y^2 \end{aligned} \quad (4)$$

Para considerar a variação da condutibilidade térmica com a temperatura o programa gera inicialmente uma primeira solução impondo  $k$  constante para todo o domínio. Posteriormente permite que o usuário escolha se deseja, ou não, refinar as soluções, de tal modo que cada solução anterior sirva como uma melhor aproximação para se determinar a condutibilidade em cada ponto do domínio até a convergência.

O programa também utiliza a equação 4 para um domínio que contenha mais de um material desprezando-se neste caso a resistência de contato.

Por análise semelhante à que levou a equação 4, escreve-se uma equação para cada nó do domínio resultando um sistema de equações lineares cujas incógnitas são as temperaturas nos nós da malha. A solução deste sistema permite determinar a distribuição de temperaturas no domínio. Na resolução do sistema linear o programa utiliza técnica de inversão de matrizes, programada em C++, contida em módulo executável anexado ao Transcal 1.0.

Com relação às condições de contorno o programa é bem geral, permitindo tratar casos de convecção com coeficiente de transferência de calor constante,  $h$ , e/ou casos de paredes com temperatura uniforme, ou variável segundo uma função qualquer, a ser definida pelo usuário.

**Convecção** – O estudo da convecção baseia-se na conhecida lei de Newton para o cálculo do fluxo de calor entre um sólido e o fluido adjacente. Sendo  $T_p$  a temperatura a superfície do sólido de área  $A$  e  $T_\infty$  a temperatura do fluido ao longe, tem-se:

$$q = h A (T_p - T_\infty) \quad (5)$$

Na solução deste problema o programa utiliza correlações empíricas para o número de Nusselt (ou Grashof) em função do número de Reynolds (ou Rayleigh), para casos



encontrados nos livros textos de Transferência de Calor para a graduação (Incropera, 1996). Estes casos referem-se à convecção forçada interna ou externa e à convecção natural, para corpos de forma convencional.

## 2.2. Estrutura

A estrutura do programa está baseada em dois módulos desenvolvidos através do Excel 7 para Windows 95. O primeiro, UNIDIMENSIONAL, refere-se ao estudo dos casos com solução analítica/empírica e o segundo BIDIMENSIONAL, aos casos da condução bidimensional que foram tratados numericamente.

### 2.2.1. Módulo UNIDIMENSIONAL

O módulo UNIDIMENSIONAL está dividido em:

**Planilha “TRANSCAL”** – que contém dois grandes blocos, Condução e Convecção, com as Telas das Ferramentas compostas de Entrada de Dados, Resultados, Gráficos, as Telas de Fórmulas e as Telas de Perfil de Temperaturas. Nestas telas encontram-se definidas as variáveis de entrada e saída, as fórmulas utilizadas nos cálculos para obtenção dos resultados. Como as planilhas são abertas, o usuário pode acrescentar casos não tratados pelo programa, que se baseia apenas nos descritos pelos livros textos para a graduação.

Como ferramenta auxiliar na entrada de dados, pode-se escolher o material do problema a estudar através de uma Caixa de Seleção de Material a ser aberta na tela de entrada.

No caso dos problemas de Convecção o *software* põe a disposição do usuário a ferramenta Caixa de Seleção da Correlação a ser utilizada, da qual constam os nomes das correlações empíricas e seu intervalo de aplicação em termos dos adimensionais característicos. O programa não habilita correlações inadequadas e calcula os resultados para todas fórmulas válidas além da selecionada mostrando-os ao usuário para comparação.

**Planilha “TABELAS”** - que contém as tabelas com propriedades de substâncias sólidas e fluidos em função da temperatura além dos coeficientes utilizados nas equações. O banco de dados contém informações para mais de 100 materiais sólidos e para 12 fluidos. O usuário pode também complementar este banco com novas substâncias.

**Módulo “MACROS”** que contém as Macros de Propriedades, de Cálculos e de Movimentação dentro das ferramentas disponíveis. Neste módulo estão definidos os procedimentos para interpolação nas tabelas de propriedades, os cálculos a serem realizados, e transparentes ao usuário, que no entanto pode alterá-los se desejar.

**Módulo “FUNÇÕES”** que contém algumas fórmulas úteis para o usuário como cálculo de áreas, volumes, velocidades, vazões, etc.

O módulo UNIDIMENSIONAL apresenta ainda um menu para que o usuário possa escolher e alternar entre os dois blocos, Condução e Convecção, da planilha TRANSCAL, escolhendo dentro de cada bloco o caso que deseja estudar, se regime permanente ou transitório, cilindro, esfera, etc.

### 2.2.2. Módulo BIDIMENSIONAL

O módulo BIDIMENSIONAL trata, nesta primeira versão, o caso da condução bidimensional em regime permanente e, conforme exposto, apenas para domínio retangular.

Leva-se em conta a variação da condutibilidade térmica com a temperatura em cada ponto do domínio. Este módulo está subdividido em:

**Entrada de Dados** – onde o usuário escolhe as dimensões do domínio e o número de elementos que deseja. Nesta tela deve-se também completar as informações sobre o caso a ser

estudado pela escolha de um ou dois materiais e pela quantificação do termo de geração interna. O programa utilizará as planilhas TABELAS e MACROS do módulo para cálculo das propriedades e interpolação dos vapores da condutibilidade.

**Condições de Contorno** – que oferece ao usuário barras de opções para cada uma das faces do domínio. Nestas caixas pode-se tanto definir condições de contorno de convecção com coeficiente de transferência constante (eventualmente calculado pelo próprio programa no módulo UNIDIMENSIONAL), como também definir funções matemáticas quaisquer para ao perfil de temperaturas numa face. Funções pré existentes no EXCEL podem também ser utilizadas. Desta maneira cada face do domínio pode estar sujeita a condição de contorno diferente.

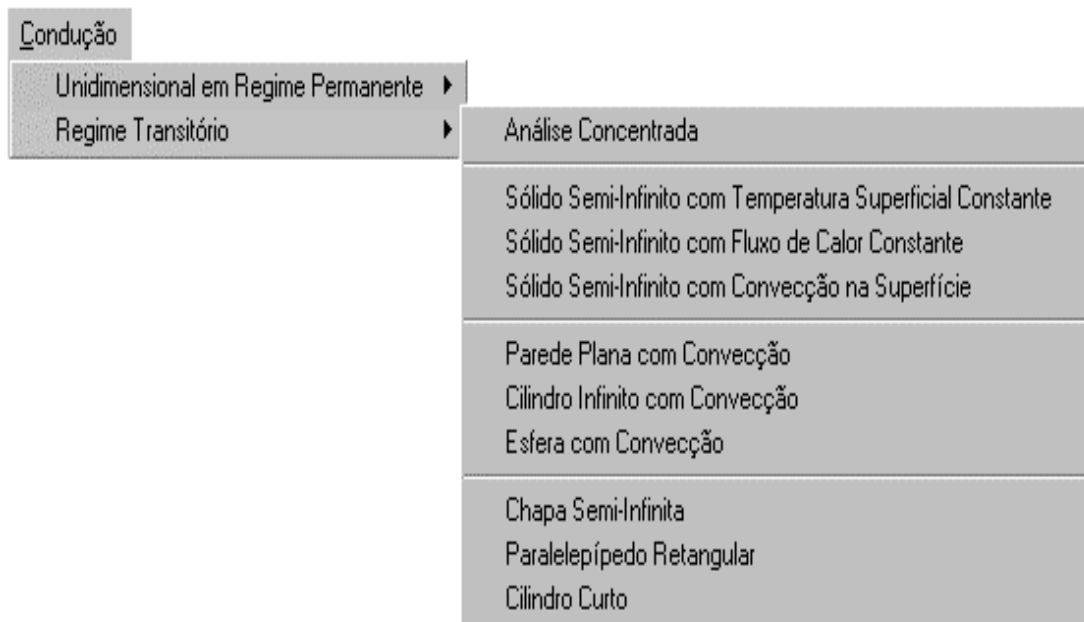
**Materiais** – Caso o usuário opte por domínio contendo dois materiais diferentes este módulo permite que ele defina, sobre o domínio através de movimentação do cursor ou do mouse na tela, a localização de cada material.

**Resultados** – Este módulo apresenta os resultados para a distribuição de temperaturas no domínio em telas coloridas bi ou tridimensionais com possibilidade de visualização por perspectivas diferentes obtidas por movimentação do mouse (um dos recursos gráficos do EXCEL). Pode-se também optar por acessar a matriz da distribuição de temperaturas resultante na pasta de trabalho MATRIZES.

### 3. EXEMPLOS

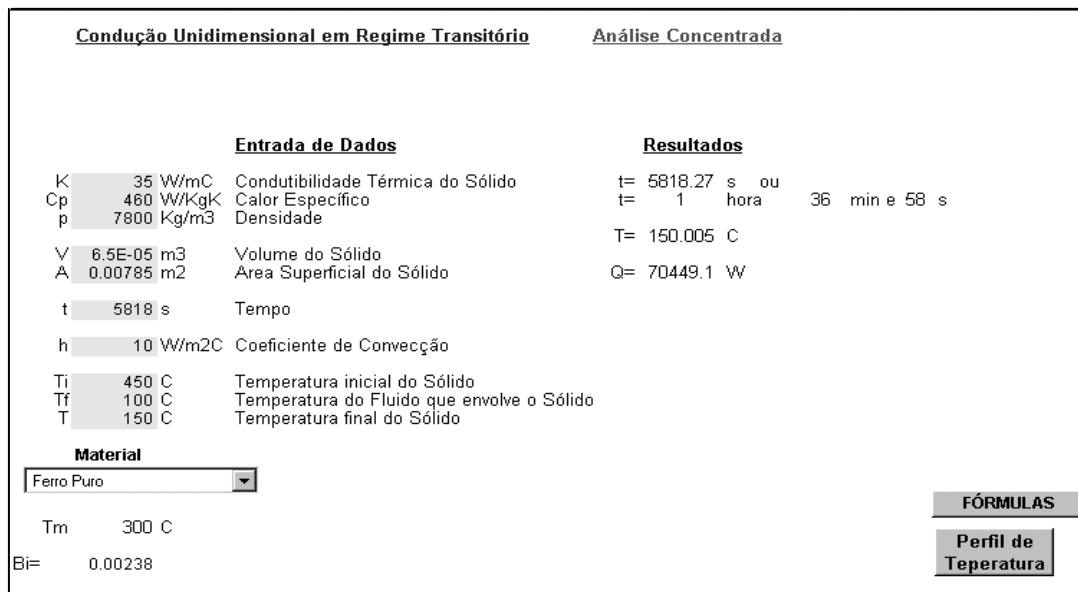
A seguir apresentamos dois exemplos ilustrativos do emprego de TRANSCAL 1.0.

A figura 2 mostra a tela de opções para um problema de condução unidimensional em regime transitório.



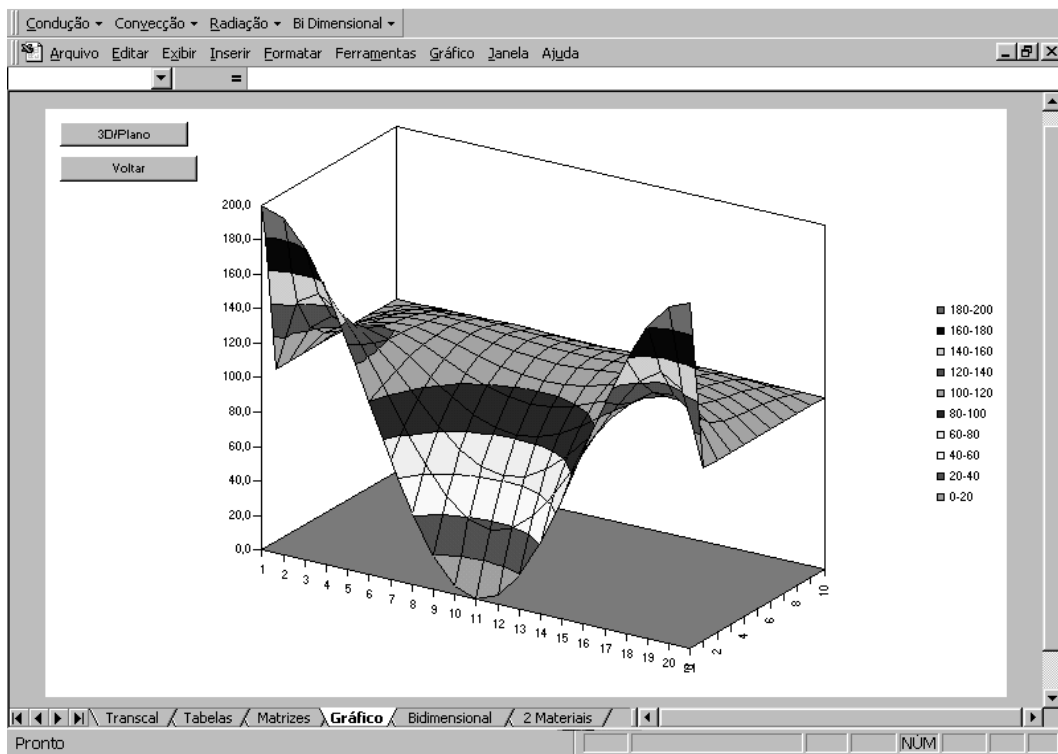
**Figura 2.** Tela de opções para problemas de Condução Transitória

O estudo do caso da transferência de calor transitória em uma esfera de ferro subitamente imersa em fluido, com superfície sujeita a coeficiente de convecção constante, leva ao resultado da figura 3.



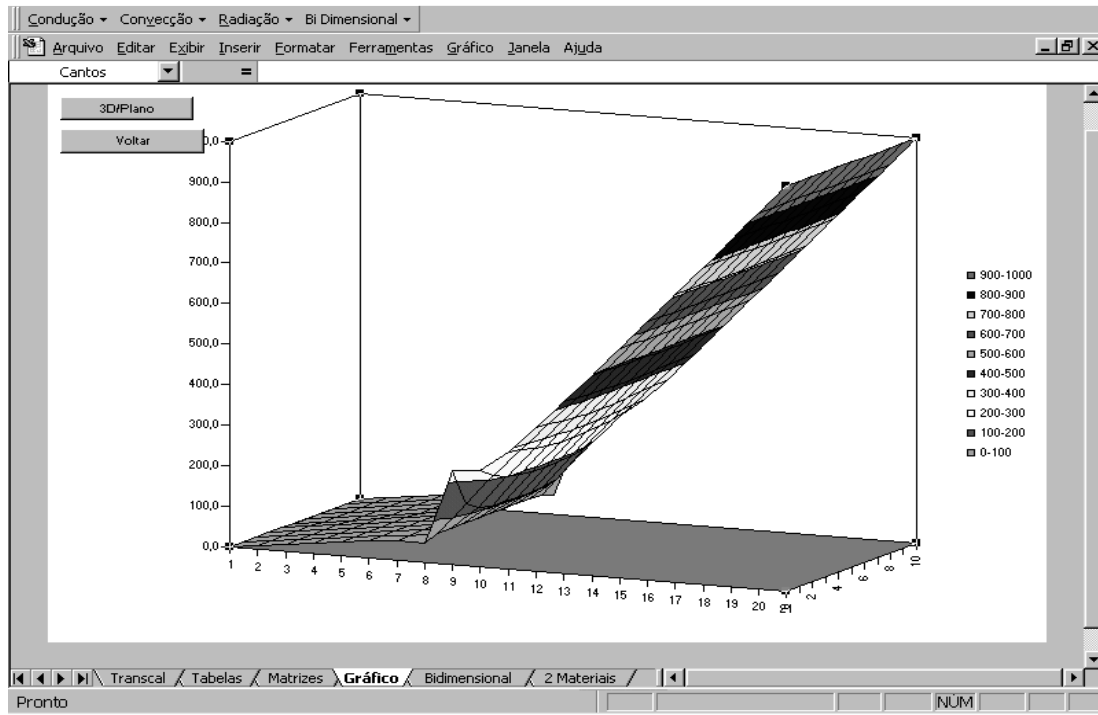
**Figura 3.** Resultado para problema típico de condução transitória.

A figura 4 mostra o resultado para a distribuição de temperaturas num domínio retangular onde três faces apresentam como condição de contorno temperatura uniforme e na quarta face a temperatura tem distribuição senoidal.



**Figura 4.** Distribuição de temperaturas numa chapa retangular

Finalmente, a Figura 5 ilustra o resultado no caso de um domínio retangular composto de dois materiais distintos, silício e outro altamente condutor, cobre.



**Figura 5.** Distribuição de temperaturas em placa composta de 2 materiais

Nota-se na figura 5 a conseqüência da brusca mudança de material na distribuição de temperaturas, o que ocorre na abcissa  $x = 8$  cm.

#### 4. CONCLUSÃO

O programa educacional apresentado neste trabalho foi elaborado de maneira a fornecer aos estudantes ferramentas diversificadas para facilitar o compreensão de fenômenos envolvendo troca de calor entre corpos. A utilização do *software* em cursos de laboratório como recurso adicional tem servido para acelerar o processo de aprendizado ao mesmo tempo em que vem proporcionado aos estudantes vivência no assunto através da repetição simulada dos experimentos com materiais e condições de contorno diferentes.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bejan A. 1996, "Transferência de Calor", Ed. Edgar Blücher, Ltda. S. Paulo, Brasil, 540p.
- Incropera F.P. & De Witt D.P., 1996, "Introduction to Heat Transfer", John Wiley and Sons, Inc., 3<sup>rd</sup> ed., 832p.
- Hernandez Neto A., Tribess A., Fiorelli F.A.S., 1998, "The laboratory as a tool for learning thermodynamics, heat transfer and thermal systems", Proc. International Congress on Engineering Education, ICEE 98, Rio de Janeiro, Brasil, em CdRom
- Maliska C.R., Dihlmann A., Ambrósio V.S., Reis M.V.F., Maliska Jr. C.R., 1999, "Heat conduction teaching, HeatTransfer 1.1 software + new course program", Proc. Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM 99, Águas de Lindóia, Brasil, em CdRom.
- Schneider, P.J., 1955, "Conduction Heat Transfer", Addison Wesley, Reading, MA. 395p.

## O USO DA MODELAGEM FÍSICA NO ENSINO DO PROCESSO DE FORJAMENTO A QUENTE DE PEÇAS METÁLICAS

**Sérgio Tonini Button**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais, 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [sergio1@fem.unicamp.br](mailto:sergio1@fem.unicamp.br)

### Resumo

O ensino de conformação mecânica tem grande importância nos cursos de graduação em Engenharia Mecânica pois aborda processos amplamente empregados na indústria de manufatura, como o forjamento a quente. Uma grande dificuldade no ensino desse processo é a dificuldade de fabricar-se as matrizes necessárias para um dado forjado, bem como a elevada capacidade da prensa necessária, além dos problemas causados pelo manuseio do material aquecido. A simulação numérica não fornece por si só uma resposta definitiva sobre o processo analisado devido às incertezas relacionadas com o comportamento plástico dos materiais metálicos nas condições de processamento e também ao comportamento tribológico das interfaces material-ferramentas. A simulação física possibilita a validação dos resultados numéricos sendo normalmente empregada para esse fim. A simulação física em laboratório exige recursos relativamente menores em equipamentos e ferramentas e permitem avaliar o escoamento do material durante o processo prevendo-se o surgimento de defeitos.

**Palavras-chave:** Ensino, conformação, forjamento, modelagem

### 1. INTRODUÇÃO

O ensino de conformação plástica dos metais no curso de graduação em Engenharia Mecânica reveste-se de grande importância pois aborda processos amplamente empregados na indústria de manufatura na qual respondem por etapas intermediárias ou finais de fabricação da grande maioria dos bens produzidos, como componentes para automóveis, para máquinas-ferramentas, para equipamentos e instalações industriais, ferramentas manuais e instrumentos cirúrgicos, elementos de fixação, recipientes, entre outros.

Uma das dificuldades em transmitir-se conceitos e informações sobre a conformação plástica refere-se à grande variedade de processos existentes associada a uma grande diversidade de materiais trabalhados e de produtos fabricados, que envolvem conhecimentos específicos fortemente relacionados à experiência adquirida industrialmente nas áreas de planejamento de processos e de produção.

Lange (1985) apresenta no capítulo 2 uma classificação dos processos de conformação de acordo com o estado de tensão predominante em cada um deles. Numa primeira divisão, definem-se cinco grupos: por compressão, por tração, combinados por tração e compressão, por flexão e por cisalhamento.

A partir desses cinco grupos principais são definidos dezessete sub-grupos relacionados aos processos em suas denominações primárias. Como exemplo, tem-se no grupo de tensões

predominantemente compressivas: a laminação, o forjamento com matriz aberta, o forjamento em matriz fechada, a indentação e a extrusão.

Cada um desses dezessete sub-grupos é novamente dividido para conter as variações de cada processo. A princípio, Lange diferencia essas variações pelo aspecto geométrico do processo, que normalmente está associado à geometria do produto.

Reunidas todas as variações dos processos, atinge-se algo em torno de setenta processos distintos, somente considerando aspectos geométricos. Outros fatores como materiais conformados, dimensões dos produtos ou temperaturas de trabalho poderiam ser considerados nessa ou em outras classificações, aumentando o número de processos e evidenciando ainda mais a complexidade verificada nessa área da manufatura de peças metálicas.

O processo de forjamento por exemplo, apresenta diversas variações de acordo com a temperatura (quente, morno, frio ou isotérmico), livre ou em matriz fechada (com ou sem rebarba), em prensa ou martelo, e processos compostos como o *swaging* e o *cross-rolling*.

Em outra referência importante na área de conformação plástica, Altan & Gegel (1983) apresentam uma outra classificação em que a primeira divisão refere-se à matéria-prima trabalhada, distinguindo os processos que trabalham com volumes, como a extrusão, o forjamento, a laminação e a trefilação, daqueles que envolvem superfícies (principalmente chapas e folhas) como a estampagem, o dobramento e o corte.

Os processos de conformação são tão específicos e apresentam tantas particularidades que é comum encontrar-se livros e manuais escritos especialmente para um determinado processo como em Laue & Stenger (1981) para a extrusão contínua de perfis, Billigmann & Feldmann (1979) para a extrusão a frio e Metals Handbook (1989) para o forjamento.

Assim, no ensino desses processos deve-se aliar os conhecimentos teóricos sobre aspectos metalúrgicos e mecânicos com informações práticas relacionadas com a dinâmica dos processos, os equipamentos empregados e detalhes práticos que garantem a viabilidade dos processos e a qualidade dos produtos conformados.

## **2. O ENSINO DE CONFORMAÇÃO MECÂNICA NA UNICAMP**

Os processos por conformação plástica são apresentados no curso de graduação em Engenharia Mecânica na disciplina teórica Conformação Mecânica que tem em sua ementa tópicos sobre classificação e descrição dos processos, metalurgia mecânica (encruamento, recozimento, conformabilidade, textura e anisotropia) e mecânica da conformação (teoria da plasticidade, tribologia e métodos de cálculo de tensões e deformações).

A bibliografia básica consiste em livros-textos como Bresciani *et al.* (1997), Dieter (1981) e Schey (1987). Para complementar a teoria vista nas aulas expositivas, os alunos realizam semestralmente uma visita técnica a uma indústria de grande porte no setor de conformação plástica, freqüentemente do setor das forjarias.

Além de avaliados sobre a teoria apresentada nas aulas expositivas, os alunos apresentam um projeto relacionado ao processo de fabricação de uma peça metálica. Atualmente, todo o acompanhamento das etapas do projeto para o forjamento inclui roteiros de projeto e exemplos de aplicação [Button (1998)].

Como afirmado na introdução deste texto, a grande diversidade dos processos de conformação faz com que somente a apresentação de conceitos teóricos não seja suficiente para o aprendizado e a preparação do estudante de Engenharia Mecânica para as atividades industriais que ele irá defrontar em sua profissão. Há necessidade de envolvê-lo com a prática do processo, de modo que ele perceba algumas particularidades dos equipamentos, ferramentas e materiais normalmente empregados e comprove os conceitos teóricos.

Assim, a teoria dos processos de conformação é complementada no curso da UNICAMP com aulas práticas numa segunda disciplina: Laboratório de Processos de Fabricação que também envolve experiências sobre usinagem, fundição, soldagem e metrologia.

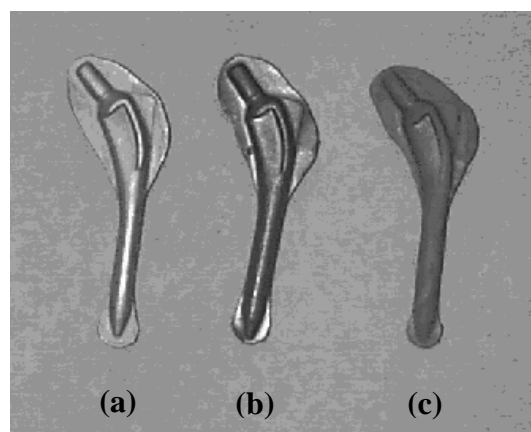
### 3. A SIMULAÇÃO FÍSICA COMO FERRAMENTA ÚTIL PARA O PLANEJAMENTO DO PROCESSO DE FORJAMENTO

Segundo Johnson (1992) o ensino prático da conformação plástica tem outro aspecto extremamente importante quando se observa o grande desenvolvimento ocorrido nos últimos anos no campo da simulação numérica dos processos, destacando-se o método dos elementos finitos. De acordo com Johnson a crescente sofisticação dos métodos e programas disponíveis deve ser acompanhada por um aprendizado prático consistente que permita ao engenheiro atuar positivamente seja fornecendo dados adequados para o pré-processamento (condições iniciais de temperatura, velocidade e atrito e propriedades do material a conformar, entre outros), seja analisando os resultados obtidos em termos de distribuições de deformações, tensões e temperaturas no produto e nas ferramentas que permitam avaliar possíveis problemas durante o processo como por exemplo defeitos nas peças conformadas.

A simulação numérica não fornece por si só uma resposta definitiva sobre o processo analisado devido às incertezas relacionadas com o comportamento plástico dos materiais metálicos nas condições de processamento e também ao comportamento das interfaces material-ferramentas no que se refere ao atrito/lubrificação. A simulação física possibilita a validação dos resultados da simulação numérica e normalmente é encontrada nos diversos trabalhos que tratam da análise de processos como os apresentados por Altan & Ahmetoglu (1996) e Fujikawa (2000), Yoshimura & Tanaka (2000) e Vazquez & Altan (2000).

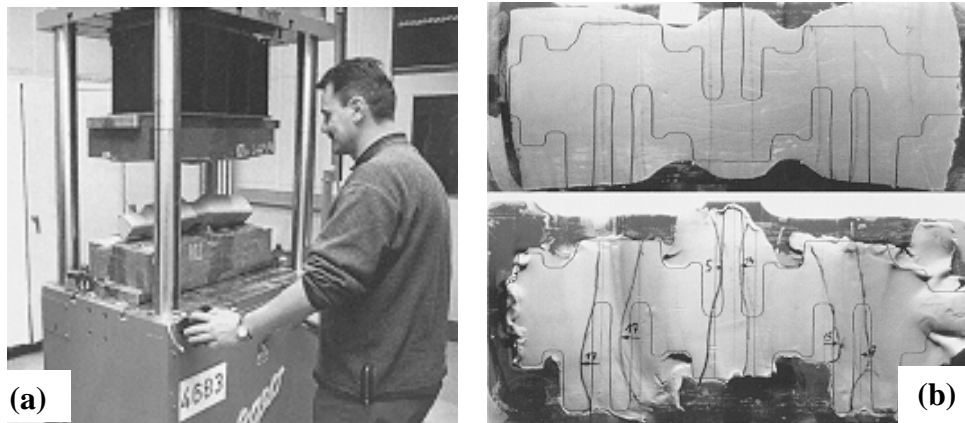
A simulação física em laboratório empregando materiais de modelamento exigem recursos relativamente menores no investimento em equipamentos e ferramentas, como apresentado por Pertence & Cetlin (1998) e permitem avaliar principalmente o escoamento do material durante o processo prevendo-se o surgimento de defeitos.

Isso é possível pela capacidade de materiais de baixo custo e facilmente acessíveis como a massa de modelar (plasticina) deformar-se e apresentar modo de escoamento semelhante ao de ligas metálicas forjadas a quente, o que permite avaliar-se a capacidade desses materiais preencherem adequadamente as matrizes e fornecer produtos dentro das especificações em ambiente industrial. A figura 1 extraída de Button (1999) apresenta a similaridade do comportamento de materiais de simulação (plasticina e chumbo) forjados à temperatura ambiente e do alumínio comercialmente puro forjado a 400 °C a partir de uma mesma geometria de pré-forma.



**Figura 1.** Forjados a partir de tarugos de alumínio (a), chumbo (b) e plasticina (c).

O uso da simulação física tem-se mostrado de grande importância industrial como pode ser observado na figura 2 extraída de Haats (1999), que apresenta a simulação do forjamento a quente de um girabrequim em aço pelo forjamento à temperatura ambiente de massa de modelar empregando matrizes fabricadas em resina plástica (a), que permite observar falhas no preenchimento dessas matrizes (b) e favorece a definição de uma pré-forma adequada de forma rápida e com custos reduzidos.



**Figura 2.** (a) simulação física do forjamento a quente de girabrequins, (b) aspecto do escoamento da massa de modelar nas matrizes de forjamento.

#### 4. AS EXPERIÊNCIAS DE CONFORMAÇÃO NO LABORATÓRIO DE PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

A seguir descrevem-se os ensaios de forjamento desenvolvidos pelos alunos de graduação na disciplina de Laboratório de Processos de Fabricação, especificamente na área de Conformação Mecânica.

##### 4.1 Os ensaios de forjamento

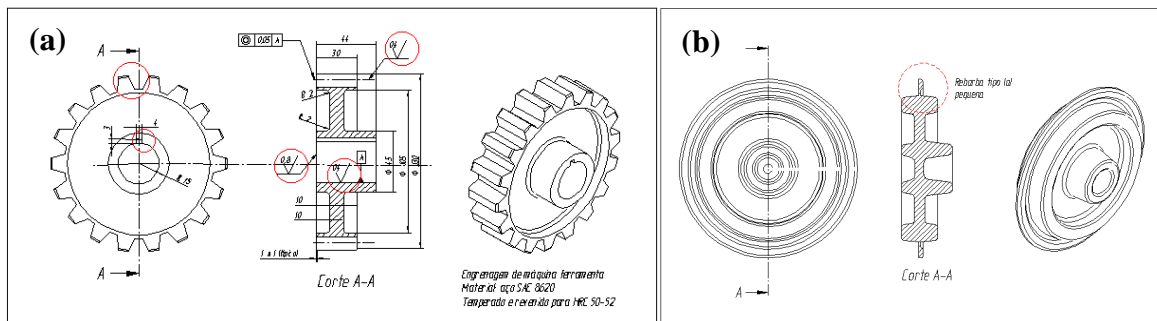
**Objetivos.** A partir do desenho de uma peça pronta, os alunos devem projetar e dimensionar o forjado bem como as matrizes de forjamento e fabricá-las em resina epoxi a partir de um modelo do forjado feito em parafina, madeira ou nylon. Empregando essas matrizes, são realizados os ensaios de forjamento que têm por objetivo estudar a influência da pré-forma no modo de escoamento do material, na qualidade do produto forjado e em alguns casos, na redução da quantidade de material na bacia de rebarba. Esses ensaios também permitem avaliar a utilidade de materiais de modelamento, como a plasticina, na simulação de processos de conformação.

**Descrição do procedimento para os ensaios.** São formados grupos de cinco alunos que recebem um desenho de uma peça de uso em sistemas mecânicos (engrenagens, bielas, garfos de acionamento, volantes) com suas dimensões finais como por exemplo uma engrenagem cilíndrica de dentes retos (Figura 3.a), bem como os materiais necessários para a fabricação dos modelos e das matrizes (massa de modelar, resina epoxi, filme de PVC e espátula).

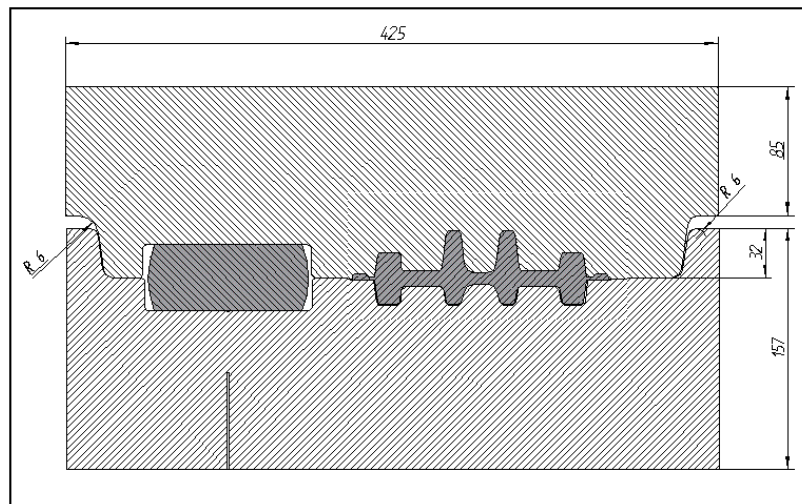
Empregando critérios normalmente utilizados na indústria de forjamento a frio e a quente, procede-se o dimensionamento do forjado (Figura 3.b) e das matrizes de forjamento (Figura 4), que têm sua forma e dimensões definidas, além do sistema de localização e alinhamento.



A primeira avaliação dos alunos consiste na análise dos desenhos dos projetos do forjado e das matrizes e na correção dos erros verificados.



**Figura 3.** (a) exemplo de peça pronta empregada para os ensaios de forjamento e (b) desenho do forjado



**Figura 4.** Vista do corte da elevação das matrizes de forjamento empregadas para forjamento da peça mostrada na figura 3.b.

A etapa seguinte é a fabricação do modelo do forjado que será empregado para a fabricação das matrizes. De acordo com a geometria do forjado pode-se optar pela utilização de modelos de madeira para peças de revolução pela facilidade de torneamento, ou por modelos de cera para peças mais complexas, visto que a cera é um material facilmente moldável e que pode ser posteriormente removida das matrizes por sua fusão. Há outros materiais possíveis para a fabricação dos modelos como a própria resina epoxi ou o nylon. A figura 5 apresenta alguns modelos fabricados pelos alunos.

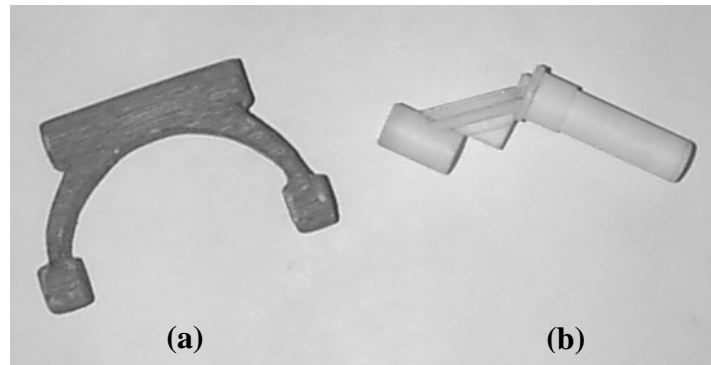
As matrizes de forjamento são fabricadas pela moldagem de camadas de resina epoxi sobre o modelo fabricado. O filme de PVC é empregado para permitir a posterior extração do modelo do interior das matrizes. A figura 6 apresenta algumas matrizes fabricadas.

De posse dos modelos os alunos determinam o volume do forjado, já incluída a bacia de rebarba, e preparam pré-formas que serão ensaiadas para verificar aquela que oferece a melhor condição de preenchimento das matrizes evitando o surgimento de defeitos.

As pré-formas são fabricadas em camadas de massa de modelar de diversas cores de modo a facilitar a observação do escoamento e a distribuição das deformações no forjado. Essa massa é previamente preparada com a adição de gesso em pó com o objetivo de representar adequadamente o comportamento plástico de materiais metálicos conformados a quente. Para

essa qualificação, preparam-se pré-formas com diversas quantidades de gesso que são forjadas obtendo-se peças como as mostradas na figura 1.c, definindo-se como a composição mais adequada, aquela que melhor simule o escoamento do alumínio forjado a quente.

Definida a melhor composição da massa de modelar e fabricadas as pré-formas, executam-se os ensaios de forjamento numa prensa hidráulica, empregando-se o filme de PVC como lubrificante entre as superfícies da pré-forma e das matrizes. A análise dos resultados dos ensaios comporá a segunda avaliação dos alunos.



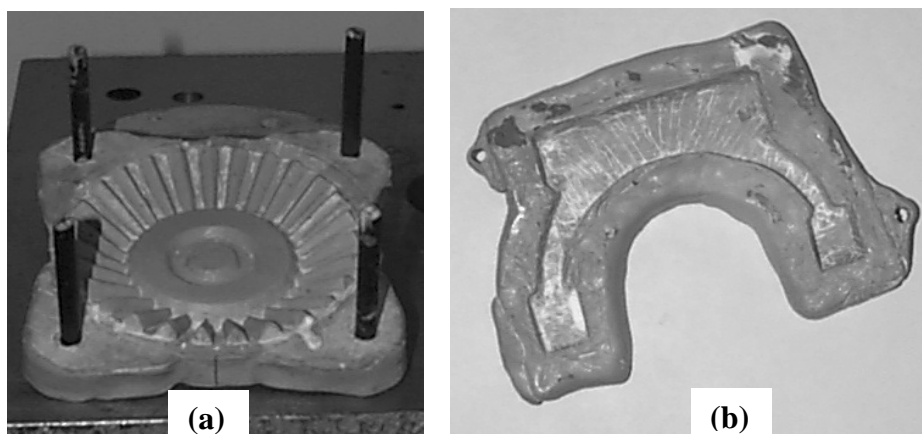
**Figura 5.** Exemplos de modelos fabricados pelos alunos:  
(a) garfo de acionamento de transmissão mecânica em madeira e  
(b) pedal de motocicleta em nylon.

**Análise dos resultados.** O ensaio de forjamento é interrompido durante o curso de trabalho para avaliar-se o modo de escoamento do forjado. Após o forjamento de cada pré-forma analisa-se a qualidade do forjado obtido observando-se se há defeitos de preenchimento causados pelo escoamento inadequado, ou então, se o forjado está corretamente preenchido mas existe um excesso de rebarba que justifique uma redução do volume da pré-forma. Caso necessário, uma nova pré-forma é fabricada, ensaiada e analisada.

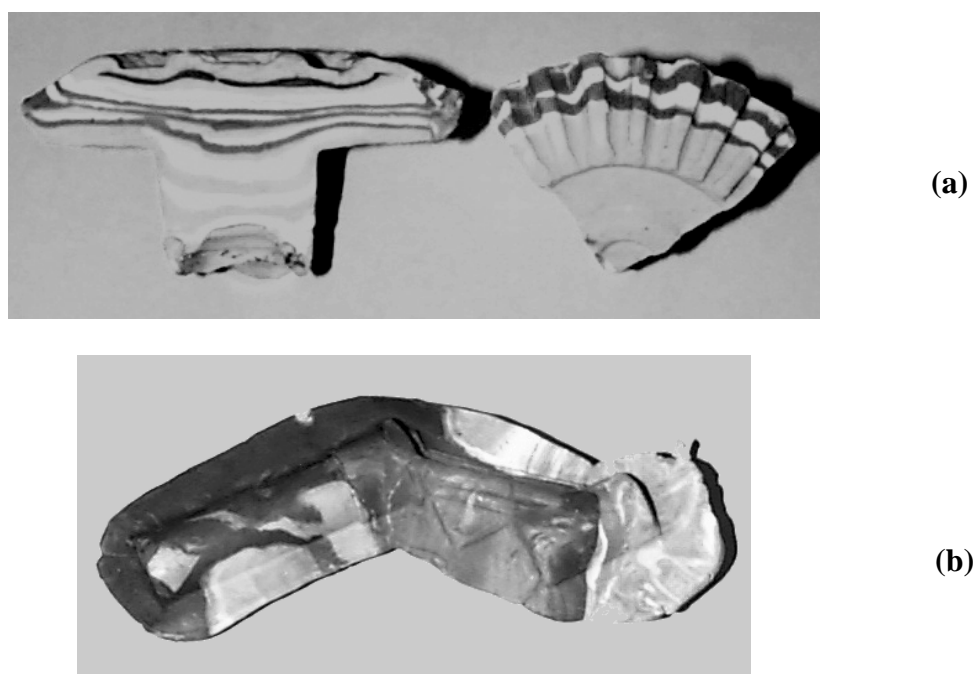
As peças forjadas são cortadas em seu plano longitudinal mediano para análise do modo de escoamento que permita prever a formação de defeitos internos.

A figura 7 apresenta peças obtidas nos ensaios de forjamento. A peça (a) relativa à matriz da figura 6.a é mostrada em um trecho de sua parte superior evidenciando os dentes formados e em seu corte longitudinal evidenciando a simetria do escoamento e o preenchimento completo das matrizes. Nesse caso tem-se um exemplo de processo *near-net shape* em que a geometria e as dimensões do forjado são próximas da peça acabada e não há formação de bacia de rebarba.

Na peça (b) relativa às figuras 5.a e 6.b não houve interesse em verificar-se o aspecto interno do escoamento mas principalmente de observar-se a minimização da bacia de rebarba pelo uso de uma pré-forma adequada. Como se observa na figura essa bacia ainda poderá ser reduzida em ensaios futuros, apesar da geometria complexa da peça que dificulta o preenchimento total das matrizes devido ao escoamento lateral predominante.



**Figura 6.** Exemplos de matrizes fabricadas pelos alunos em resina epoxi: (a) engrenagem cônica e (b) garfo de acionamento.



**Figura 7.** Exemplos de peças obtidas nos ensaios de simulação do forjamento: (a) engrenagem cônica e (b) pedal de acionamento

## 5. CONCLUSÕES

O emprego da simulação física para análise de processos de conformação como o forjamento é uma ferramenta útil para a otimização dos processos além de ser um método interessante e de baixo custo para a complementação prática da formação dos alunos.

Como esse trabalho vem sendo desenvolvido há pouco mais de um ano, verifica-se a necessidade de aprimorar as técnicas de fabricação dos modelos e das matrizes, principalmente no que se refere ao alinhamento das matrizes superior e inferior.

Também verificou-se a necessidade de desenvolver-se paralelamente à simulação física, modelos para a simulação numérica dos processos de modo a permitir a comparação entre os resultados obtidos nos dois métodos e também envolver os alunos com ferramentas modernas de análise de processos.

## 6. AGRADECIMENTOS

O autor agradece o apoio da Comissão de Ensino e dos alunos de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP.

## 7. REFERÊNCIAS

- Altan T. & Ahmetoglu M., 1996, “Special Issue: Selected Papers on Sheet Forming and Stamping and Forging and Machining, from the Engineering Research Center for Net Shape Manufacturing, The Ohio State University, Columbus, Preface”, *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 59, ns. 1 e 2.
- Altan, T., Oh, S.I. & Gegel, H.L., 1.983, “Metal Forming, Fundamentals and Applications”, American Society for Metals, Metals Park, Ohio,USA.
- Billigmann, J. & Feldmann, H.D., 1979, “Estampado y Prensado a Máquina”, Editorial Reverté S.A., Barcelona.
- Bresciani Fo., E., Button, S.T., Gomes, E., Nery, F.A.C. & Zavaglia, C.A.C., 1997, “Conformação Plástica dos Metais”, 5<sup>a</sup> ed., Ed. da UNICAMP, Campinas.
- Button, S.T., 1998, “Roteiro para Projeto de Ferramentas para o Forjamento a Quente”, UNICAMP, Campinas.
- Button, S.T., 1999, "O Ensino em Laboratório de Processos de Conformação Plástica de Metais", Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP, Brasil, CD-ROM.
- Dieter, G.E., 1981, “Metalurgia Mecânica”, Ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro.
- Fujikawa S., 2000, “Application of CAE for Hot-Forging of Automotive Components”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 98, n. 2, pp. 176-181
- Haats, J., 1999, “Lightweight Crankshaft Drives Using Forged Components:”, *Forum – Technische Mitteilungen ThyssenKrupp*, English Edition, Thyssen Krupp AG, p. 54-55.
- Johnson, W., 1992, “Developments in Forming Technology – an Engineering Educator’s Approach”, *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 31, pp. 1-26.
- Lange, K. (Editor), 1985, “Handbook of Metal Forming”, McGraw-Hill Book Co.
- Laue, K. & Stenger, H., 1981, “Extrusion, Processes, Machinery, Tooling”, American Society for Metals, Metals Park, Ohio,USA.
- Metals Handbook, 1989, “Forging”, vol. 14, 9<sup>a</sup> ed., ASM International, Metals Park, Ohio,USA.
- Pertence, A.E.M. & Cetlin, P.R., 1998, “Analysis of a New Model Material for the Physical Simulation of Metal Forming”, *J. of Materials Processing Technology*, vol. 84, pp. 261-267.
- Schey, J.A., 1987, “Introduction to Manufacturing Processes”, 2<sup>a</sup> ed., McGraw-Hill Intl.
- Vazquez, V. & Altan, T., 2000, “New Concepts in Die Design - Physical and Computer Modeling Applications”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 98, n. 2, pp. 212-223
- Yoshimura, H. & Tanaka, K., 2000, “Precision Forging of Aluminum and Steel”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 98, n. 2, pp. 196-204.

## **SOBRE UMA METODOLOGIA DE ENSINO DE ENGENHARIA DE ESTRUTURAS ATRAVÉS DA WEB**

**Elizabeth Vieira Maia**

**José Márcio Fonseca Calixto**

**Ramon Pereira da Silva**

**Roque Luiz da Silva Pitangueira**

**Krishna Caldas**

**Euler Mendes Rachid**

Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia de Estruturas, 30110-060, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: [idea@dees.ufmg.br](mailto:idea@dees.ufmg.br)

### **Resumo**

Este artigo apresenta a implementação computacional de um simulador para análise de estruturas empregando a metodologia de ensino baseada na WEB. Ele é resultado de uma pesquisa que vem sendo realizada na UFMG pelo grupo IDEA (Interactive Distance Education Aid) cujo objetivo principal é o estudo de novas tecnologias no ensino de engenharia. Da pedagogia sabe-se que a utilização de simuladores motivam estudantes muito mais que os métodos tradicionais de ensino já que a participação deles no processo é o objetivo principal. O simulador de análise estrutural, desenvolvido em JAVA empregando a filosofia de programação orientada a objeto (POO), está integrado a um ambiente computacional de aprendizagem cooperativa. O modelo de implementação segue a arquitetura cliente-servidor. O sistema permitirá também a inclusão de diferentes tarefas ao ambiente mesmo quando o simulador não estiver sendo simultaneamente utilizado. Os resultados deste estudo revelarão as potencialidades do modelo WWW como ferramenta de ensino e aprendizagem.

**Palavras-chave:** Engenharia Estrutural Assistida pela Web, Ambientes Educacionais Colaborativos, Simuladores.

### **1. INTRODUÇÃO**

Todas as formas na natureza precisam de uma estrutura para existir. No caso dos insetos e animais são ainda necessárias estruturas para suportar suas atividades. Os insetos e os animais irracionais as constroem por instinto (West, 1989). Para conceber, projetar e construir suas estruturas de tal modo que satisfaçam suas necessidades os homens desenvolveram a Engenharia Estrutural.

Recentemente os cursos de Engenharia passaram por uma reformulação para atender às novas demandas surgidas pelos novos cenários mundiais. Foram implantadas novas áreas e disciplinas e as existentes tiveram que ser otimizadas. Entretanto, permanecem disciplinas básicas da área de Engenharia de Estruturas, nos cursos de Engenharia e Arquitetura, que são

consideradas difíceis e áridas pelos alunos. Dentre os fatores que contribuem para esta imagem, destacam-se:

- a grande quantidade de novos conceitos;
- a necessidade da rápida assimilação destes conceitos para a compreensão dos assuntos subsequentes;
- a dificuldade de serem comprovados, durante as aulas expositivas, determinados fenômenos físicos importantes, muitas vezes investigados em laboratório;
- as limitações dos desenhos no quadro negro, uma forma tradicional em aulas expositivas.

Uma das soluções encontradas para estes problemas é o emprego de modelos gráficos interativos como recurso didático para ilustração qualitativa de determinados fenômenos. A visualização gráfica de modelos estruturais, através de suas formas indeformada e deformada, das condições de carregamento e vinculação, das grandezas internas (tensões, deformações, esforços, etc.) e suas variações no domínio do problema são elementos importantes na compreensão do comportamento das peças estruturais.

Em quase todos os seus aspectos, a vida humana tem sido influenciada pelos computadores. Os computadores são instrumentos capazes de promover diferentes níveis de reflexão, de estabelecer conexões entre o conhecimento adquirido e o pretendido, de aumentar a motivação (Moraes, 1998). Na Engenharia Estrutural, vários métodos de análise, apesar de conhecidos conceitualmente há bastante tempo, só puderam ser aplicados após os computadores atingirem o estágio atual de desenvolvimento. Com os modernos softwares, estruturas complexas estão sendo modeladas. Entretanto, se cuidados não forem tomados, ao invés de construir conhecimento, estas novas tecnologias estarão encobrendo etapas importantes na formação dos engenheiros estruturais. Validar resultados de análise exige conhecer o comportamento estrutural.

Os chamados métodos clássicos de análise são excelentes para criar no estudante o entendimento do comportamento estrutural. Várias são as instituições de ensino que criaram seus softwares educacionais para assistir a análise estrutural juntamente com os processos manuais. Mas no entendimento dos professores componentes do grupo *IDEA*, está faltando no processo de ensino de Engenharia de Estruturas a ligação entre a concepção estrutural e a criação do modelo matemático com a teoria apresentada em sala de aula.

A Internet e seus serviços têm mostrado serem capazes de hospedar ambientes de aprendizagem que promovam a conexão entre a teoria e a prática envolvidas no processo de projeto de estruturas. Estas tecnologias ampliam o espaço reduzido que os livros possuem, disponibilizando sons, movimentos, imagens e cores. Permitem aos alunos formularem e testarem hipóteses, produzirem simulações, construir conhecimento independentes do local onde se encontram, colaborativamente ou não.

As dificuldades inerentes à produção de material eletrônico (custo, deficiência de conhecimentos tecnológicos, falta de uma política educacional específica), não afetam somente a UFMG. A Escola de Engenharia e Arquitetura da *Washington State University* contornou parcialmente estes problemas com a criação de um laboratório de ensino (*Educational Media Systems, EMS*), que funciona graças ao trabalho colaborativo de professores e alunos bolsistas (Brahler *et al.*, 1999).

O grupo *IDEA* trabalha na implantação do *IDEA Lab* com estas mesmas premissas. O *IDEA Lab* é um espaço virtual colaborativo não possuindo as limitações de espaço físico e manutenção inerentes aos laboratórios tradicionais. O *IDEA Lab* aglutinará cooperações de diferentes áreas do conhecimento, evitando que iniciativas isoladas onerem ainda mais o custo de desenvolvimento. Ele não só permitirá a construção de materiais didáticos baseados na *Web*, como contribuirá decisivamente para o domínio das tecnologias e para o entendimento

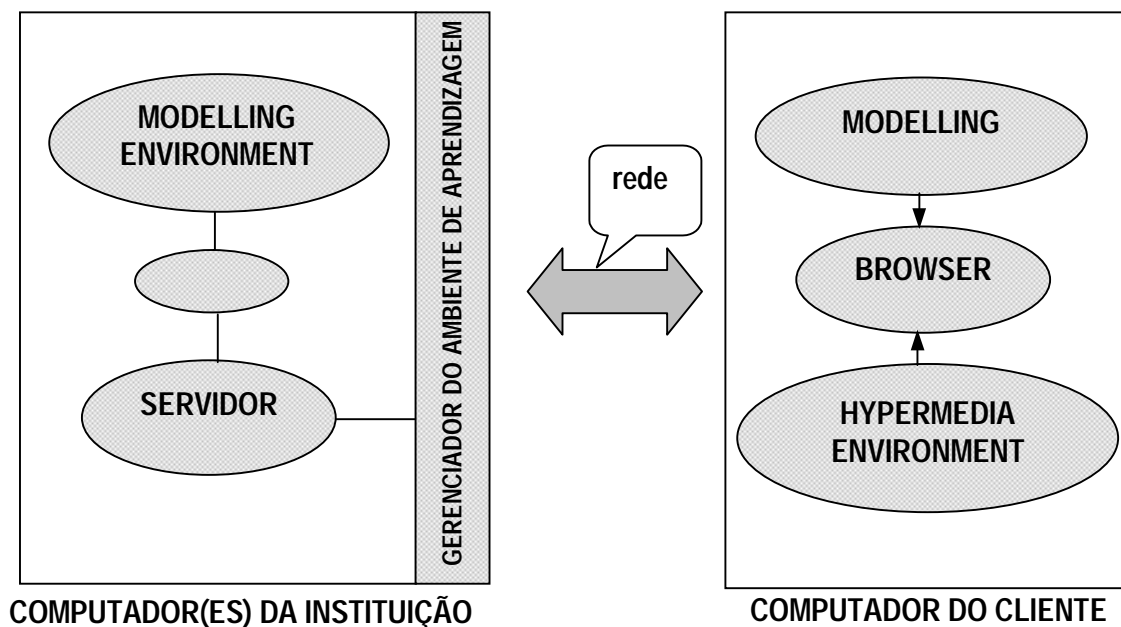
da pedagogia envolvida. Para os alunos bolsistas será uma oportunidade de adquirir habilidades adicionais que os diferenciara para o mercado de trabalho.

Como elemento embrionário do *IDEA Lab* está sendo desenvolvido o *IDEA Simulator*, um recurso didático de apoio ao ensino de Engenharia de Estruturas. Devido ao alto custo dos programas que integram ferramentas de criação de conteúdos para a *Web*, o *IDEA Simulator* está sendo construído utilizando-se ferramentas gratuitas.

## 2. IDEA SIMULATOR

A implementação do *IDEA Simulator* (Figura 1) apresenta duas vertentes complementares. A primeira consiste no desenvolvimento, no formato de hipermídia, da apresentação dos conceitos teóricos com exemplos ilustrativos promovendo assim a motivação para o estudo do comportamento estrutural através da experimentação (*Hypermedia Environment*).

A segunda vertente (*Modelling Environment*) implementa uma aplicação escrita em Java que analisa os modelos criados pelo aprendiz e devolve os resultados tanto na forma numérica quanto na forma gráfica.



**Figura 1.** Modelo de implementação do *IDEA Simulator*

### 2.1 *Hypermedia Environment*

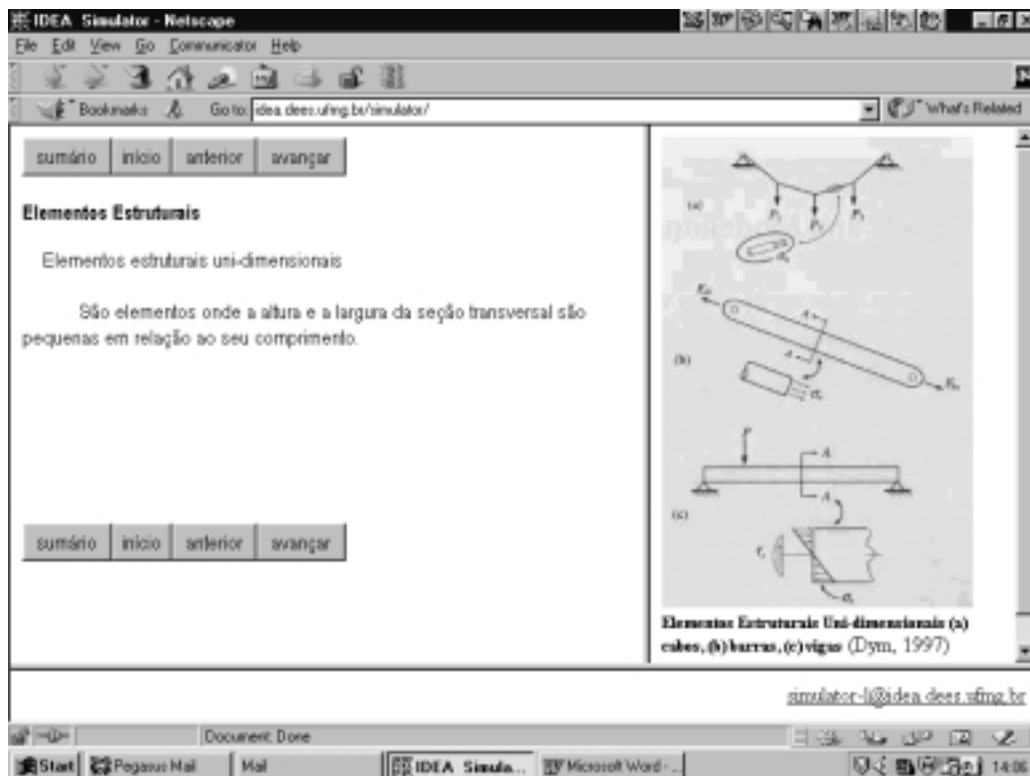
A diversidade dos recursos hipermídia pode intensificar a compreensão de conceitos complexos (Sheer *et al.*, 1998). Estes tipos de ambientes oferecem ao aprendiz oportunidade para que ele possa estruturar seu conhecimento respeitando, assim, sua forma pessoal de aprender.

No projeto do conteúdo conceitual preocupou-se com a consistência, clareza, navegabilidade e velocidade. Pretendeu-se que o espaço ocupado por cada conceito fosse de uma página. Quando isto não foi possível preferiu-se quebrar o conteúdo em várias páginas ao invés de utilizar várias telas. Segundo os *web designers*, as pessoas perdem a concentração quando os documentos são longos (Knox, 1997). Manteve-se um mesmo *layout* para as páginas. As cores para o fundo são bem leves e não houve utilização de elementos pulsantes. A localização dos botões de navegação é à esquerda, no topo e no fim da página. Esta

estratégia de navegabilidade permite que com três a quatro toques no *mouse* possa-se sair do ambiente, voltar ao início de um assunto, acessar o sumário, avançar. O título e subtítulos aparecem logo abaixo seguido do conteúdo (Figura 2). Desta forma o aprendiz sempre saberá onde ele está quando estiver explorando um tópico.

Na apresentação dos conceitos, as imagens estáticas foram tratadas diferentemente de acordo com o tempo de *download*. Quando o tempo excede alguns segundos a imagem é referenciada através de um *link*. Procurou-se disponibilizar exemplos de aplicação dos elementos estruturais em obras conhecidas mundialmente ou que estão presentes na cidade do aprendiz. Nesta versão do *IDEA Simulator* não haverá a disponibilização de vídeos devido à baixa taxa de transmissão de dados na maioria das conexões de rede ainda existentes no país.

O trabalho colaborativo está sendo assistido pela comunicação através de lista de discussão e *e-mails*. A ausência, hoje, de recursos de áudio é também devido à pequena banda passante.



**Figura 2.** Projeto das páginas de conteúdo do *Hypermedia Environment*

A cada novo conceito o aluno será convidado a criar e/ou examinar modelos estruturais que demonstrem o comportamento mencionado. Neste momento, o *Modelling Environment* passa a ter o controle.

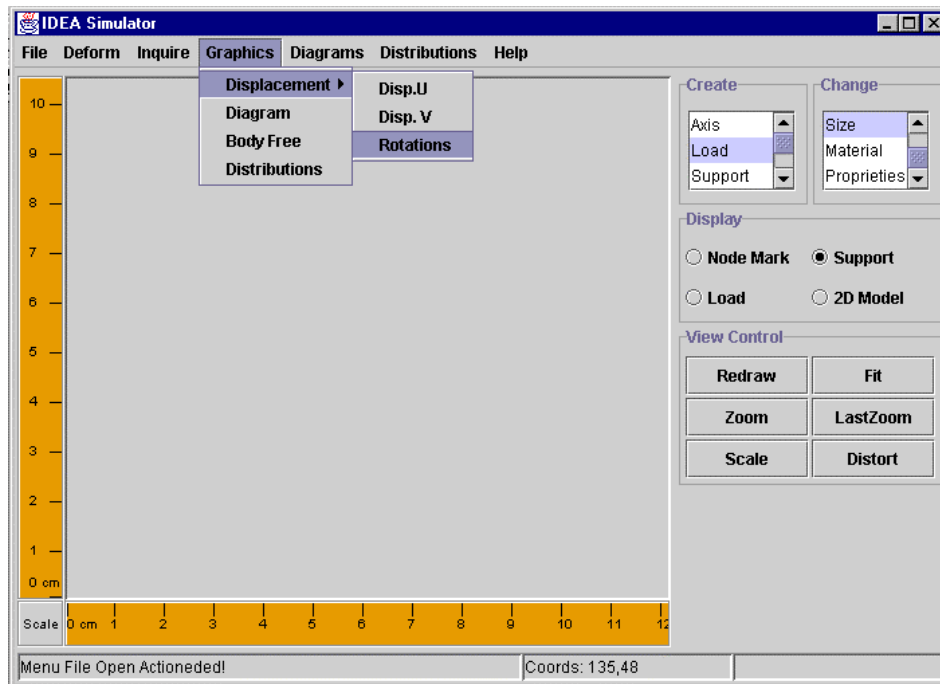
## 2.2 *Modelling Environment*

Como pode ser notado na Figura 1, o *Modelling Environment* está presente tanto na máquina do cliente quanto no servidor. No cliente ele é fisicamente representado por uma interface gráfica (Figura 3) e no servidor ele é composto por um programa de análise estrutural.

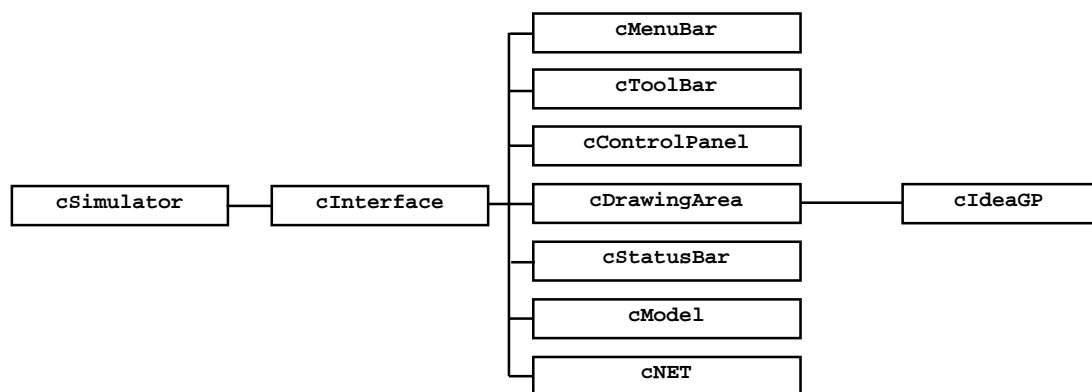
A Figura 4 mostra, simplificadamente, a organização das superclasses que formam o projeto orientado a objetos da interface gráfica do simulador. Tal organização foi inspirada



nos processos experimentais executados em laboratórios do mundo real por uma máquina de ensaio equipada com painel de controle, dispositivo gráfico capaz de acompanhar a execução do experimento e capacidade de armazenamento automático dos dados do ensaio. A classe *cInterface* simula a máquina de ensaio propriamente dita contendo os elementos do painel de controle (representados através das classes *cMenuBar*, *cControlPanel*, e *cToolBar*) e seu dispositivo gráfico. Tal dispositivo é imaginado como um monitor capaz de apresentar gráficos relativos às grandezas do ensaio e enviar mensagens relativas ao andamento do experimento. Estes dois elementos são simulados, respectivamente, através das classes *cDrawingArea* e *cStatusBar*. A classe *cDrawingArea* se auxilia do pacote gráfico *cIdeaGP*, que permite manipular elementos de desenho em coordenadas do mundo (Maia *et al.*, 2000).



**Figura 3.** Interface gráfica (*Modelling Environment*)

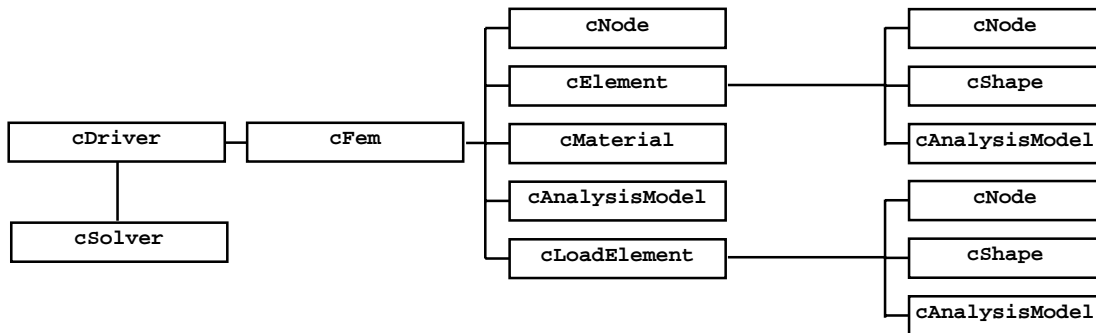


**Figura 4.** Organização de classes da interface gráfica

As peças estruturais a serem ensaiadas são simuladas pela classe *cModel*, que as representa como modelos de elementos finitos. A capacidade de armazenamento de dados do ensaio é representada pela classe *cNET* que, no lado do cliente, cuida da comunicação com o

servidor para efeito de enviar e receber dados relativos às simulações. O laboratório virtual assim concebido é posto em funcionamento através da classe *cSimulator*.

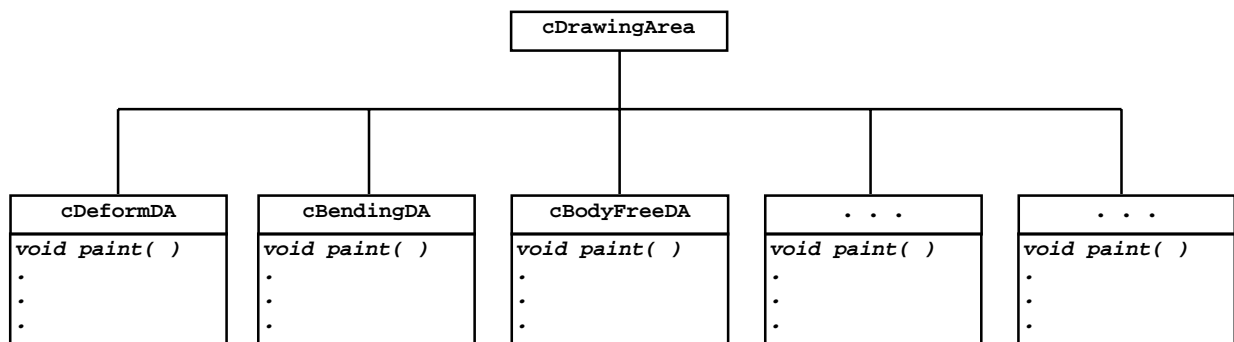
É importante ressaltar que a classe *cInterface* gerencia a interação com o usuário, através da comunicação com o servidor, manipulando uma estrutura de dados que forma a classe *cModel*. A organização das classes de *cModel* está mostrada na Figura 5.



**Figura 5.** Organização de classes de *cModel*

É importante lembrar que as variáveis e métodos de cada uma das classes acima (Figuras 4 e 5) estão relacionados tanto com o processo de análise estrutural como com a manipulação de imagens via computação gráfica interativa.

A interação com o usuário e conseqüente manipulação dos dados do modelo são graficamente representadas na área de desenho da interface. Tal área é de responsabilidade da classe *cDrawingArea*, cuja hierarquia de classes está mostrada na Figura 6.

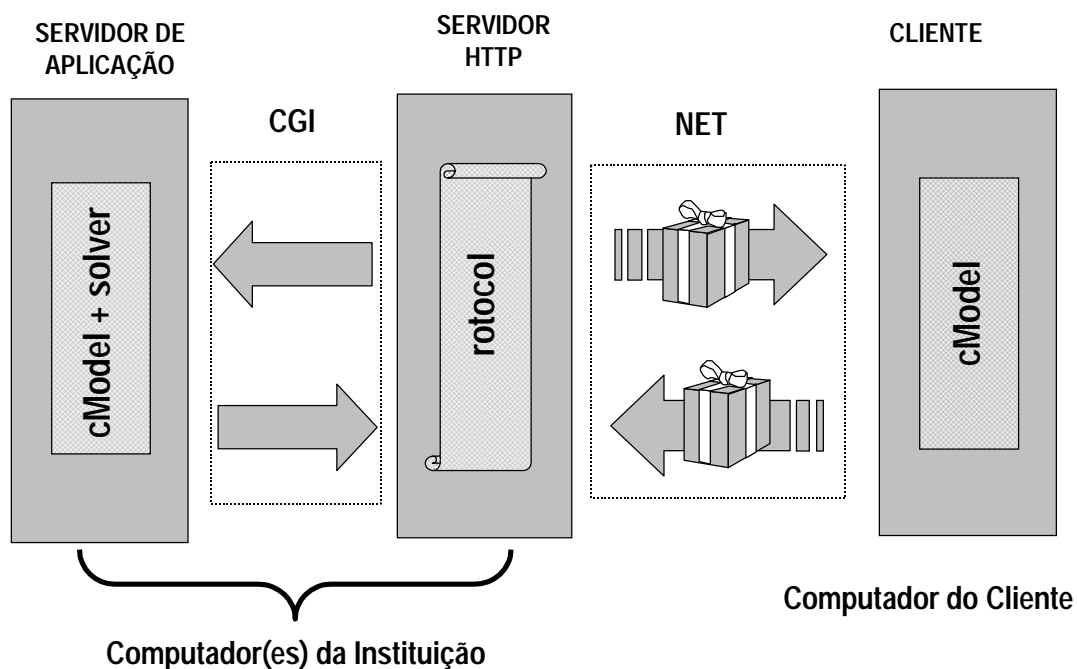


**Figura 6.** Hierarquia de classes para *cDrawingArea*

Como pode ser visto na Figura 6, a hierarquia apresentada sobrecarrega o método que desenha o modelo (*paint( )*) de modo que o objeto do tipo *cDrawingArea* represente o estado corrente do modelo segundo a variável escolhida pelo usuário. Em outras palavras, a classe *cDrawingArea* é instanciada por *cInterface*, segundo interação com o usuário, de modo a representar na área de desenho o estado deformado da estrutura (instanciando *cDeformDA*), diagramas de momentos fletores (instanciando *cBendingDA*), diagramas de corpo livre (instanciando *cBodyFreeDA*), ou qualquer outra imagem representativa do comportamento estrutural da simulação corrente.

A implementação da comunicação cliente-servidor foi desenvolvida com um código CGI que encaminha as requisições para análise estrutural e devolve ao cliente os resultados numéricos. A partir de um protocolo proprietário, a estrutura de dados contida na classe *cModel* é alterada, ora pelo cliente, quando encaminha dados, ora pelo servidor, quando

executa a análise (Figura 7). Tal protocolo tem uma organização semelhante à adotada no projeto orientado a objetos da classe *cModel*.



**Figura 7.** Projeto lógico (*Modelling Environment*)

### 3. CONCLUSÕES

O *IDEA Lab* propiciará a formação de uma comunidade (professores e alunos) especialistas no uso das tecnologias de comunicação assíncronas, síncronas e remotas, imprescindíveis para disseminação de uma cultura de ensino e aprendizagem baseada na *Web*, aplicadas a qualquer conteúdo didático.

O *IDEA Lab* ajudará no estabelecimento de metodologias de desenvolvimento que promovam uma larga reutilização e manutenção dos materiais didáticos, diminuindo o custo nas novas implementações e atualizações de conteúdo.

Em ambientes de aprendizagem apoiados por computador a possibilidade de simular réplicas de problemas reais minimiza a compartimentalização de conceitos presente nos currículos tradicionais que dificulta a visualização global do processo de projeto.

Em ambientes de aprendizagem apoiados por computador o aprendiz tem o controle das atividades de modo a satisfazer a maneira que lhe é específica de aprender.

### 4. REFERÊNCIAS

- Brahler, C. J., Peterson, N.S., Johnson, E. C., 1999, "Developing on-line learning materials for higher education: An Overview of current issues", *Educational Technology & Society*, Volume 2, Issue 2.
- Dym C.L., 1997, "Structural Modeling and Analysis", Cambridge University Press, United Kingdom, 261p.
- Knox, E.L.S., 1997, "The Pedagogy of Web Site Design", *ALN Magazine*, Volume 1, Issue 2.

- Maia, E.V., Pitangueira, R.L.S., Silva, R.P., Calixto, J.M.F., Caldas, K., Rachid, E.M., 2000, “Análise Estrutural Assistida pela Web”, The Sixth Interamerican Conference on Engineering and Technology Education (Intertech 2000), Cincinnati, Ohio.
- Moraes, M. C., 1998, “Novas Tendências para o Uso das Tecnologias da Informação na Educação”, <http://www.edutecnet.com.br/>
- Sheer, S., Pedrozo, P.H., Maggi, Y.I., Machado, R.D., 1998, “Development of Hypermedia for Structural Engineering Teaching and Learning”, Computational Mechanics: New Trends and Applications, CIMNE, Barcelona, Spain.
- West, H. H., 1989, “Analysis of Structures: an integration of classical and modern methods”, 2<sup>nd</sup> Edition, John Wiley & Sons, New York, USA, 707p.

# IMPORTÂNCIA DO ENSINO EXPERIMENTAL NA FORMAÇÃO DE UM ENGENHEIRO MECÂNICO

**Antonio de Pádua Lima Filho\***

**Edmar Maria Lima Lopes\*\***

**Cesar Fernandes\***

Universidade Estadual Paulista-Unesp, Campus de Ilha Solteira, \*Departamento de Engenharia Mecânica, \*\* Departamento de Matemática, 15385-000, Av. Brasil, Centro-56, Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: [padua@dem.feis.unesp.br](mailto:padua@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

O objetivo deste trabalho é mostrar o desafio enfrentado pelos alunos de graduação do curso de Engenharia Mecânica da FEIS-UNESP na fabricação de um sistema de trefilação. Este sistema foi totalmente construído nas dependências da oficina do Departamento de Engenharia Mecânica (DEM). Ferramentas foram especialmente construídas para usinar as três trefilas empregadas na redução de área (27% em cada redução) de um arame de cobre de 4,8mm de diâmetro. As trefilas, após usinadas, foram temperadas em óleo seguidas de revenimento para obter uma dureza de 52HRC. Um motor trifásico (3/4cv) transmite um movimento a um redutor que aciona, por corrente, duas engrenagens de tamanhos diferentes, para variar a taxa de deformação do material no interior da trefila. Essa experiência foi muito gratificante tanto para os alunos como para o professor deste projeto. Foi observado que os alunos, durante o desenvolvimento do trabalho experimental, adquiriram confiança para vencer desafios, divulgaram o trabalho prático para as outras turmas e principalmente, desenvolveram trabalho de equipe (cooperação). A instrumentação da máquina de trefilar será possível numa outra etapa, conforme programa previsto anteriormente. O sistema de trefilação construído servirá como pesquisa e permitirá a prática da teoria apresentada em sala de aula.

**Palavras-chave:** Engenharia mecânica, Ensino, Trabalho experimental, Trefilação

## 1. INTRODUÇÃO

O domínio dos processos de fabricação é muito importante para um país, principalmente para aquele que almeja independência tecnológica. Então, o estudo destes processos e o seu desenvolvimento dentro de um curso de Engenharia Mecânica são fundamentais.

Evidentemente, durante o desenvolvimento de um processo de fabricação, será necessário estudar os tipos de materiais que devem ser aplicados para um determinado componente da máquina que está sendo construída. Neste contexto, Brito (1999) descreve a importância do ensino de ciência de materiais e tecnologia no curso de Engenharia Mecânica.

Aliado ao uso de materiais, as técnicas de usinagem, soldagem, elementos de máquina e emprego do projeto auxiliado por computador (CAD), que eventualmente foram aplicados neste trabalho, são outras frentes de estudo que tendem a desenvolver o conhecimento tecnológico do aluno.

Nesta mesma linha de raciocínio, o trabalho de equipe, com auto confiança e credibilidade são outros pontos também importantes no processo de aprendizagem. Neste

sentido, Romano e Dallmeyer (1999) desenvolveram um sistema de avaliação pessoal. Eles relatam que na primeira aula do semestre é muito importante a apresentação dos alunos. Isto visa criar um ambiente de cooperação (trabalho de grupo).

Toda a atividade de simulação, seja ela experimental ou através de modelos matemáticos, é fundamental para o sucesso na atividade industrial do aluno de Engenharia Mecânica. Entretanto, mesmo que os experimentos tenham tendência de simular uma atividade industrial (a máquina de trefilação construída neste trabalho, por exemplo), jamais poderia simular de forma real as condições industriais.

O teste no equipamento construído é a fase final do projeto. Naturalmente, o equipamento pronto precisa ser testado várias vezes até atingir o funcionamento esperado. Evidentemente, o equipamento quase sempre não funciona na primeira tentativa. Um momentâneo sentimento de desânimo ocorre. Entretanto, esta é justamente uma etapa ativa em que o aluno se enriquece mais. A vontade de solucionar o problema faz com que aumente sua criatividade. Assim, o aluno neste momento, começa a relacionar o modelo mecânico teórico com modelo mecânico prático (equipamento pronto). Certamente, este tipo de atividade prática faz com que o aluno enriqueça profissionalmente. Bernadini *et al.* (1999) citam que a experimentação é indispensável para formação em engenharia. Estes autores relatam que o uso de multimídia deve ser usada também para complementar as experimentações realizadas.

Por outro lado, Bittencourt e Feijóo (1999) têm desenvolvido somente simulação que utilizem ferramentas computacionais (softwear) e multimídia para alunos de graduação. De acordo com estes autores, estas ferramentas possibilitam ao aluno relacionar consistentemente os assuntos apreendidos teoricamente com modelos virtuais.

Braga (1999) enfatiza o uso da internet como suporte ao curso de transmissão de calor do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio. Ele analisa os custos envolvidos para implantar o material didático via internet, as vantagens e as desvantagens do uso da internet em sala de aula. Bernadini *et al.* (1999) mostra o site Metais (<http://www.materiais.ufsc.br/metais/index.htm>) como um meio educacional focalizando a área de materiais e processos de conformação mecânica. Este site também estabelece uma conexão dos diversos materiais/processos com seus respectivos fabricantes, revendedores e/ou executores.

O sistema de trefilação projetado e construído na Oficina do DEM/FEIS/UNESP, é um equipamento didático e de pesquisa não disponível para compra no mercado nacional. Este visa estudar a tecnologia de trefilação pouco pesquisada no Brasil.

Com a máquina pronta, o aluno vai poder observar o efeito do atrito na carga necessária para operação de trefilação na segunda etapa do projeto. O atrito é um dos principais fatores considerados na operação de trefilação, ou qualquer outra operação de deformação plástica dos metais. Na trefilação, este provoca aquecimento e desgaste da fieira. Disto resulta em perda da eficiência do processo. O aluno poderá também observar o efeito do encruamento, taxa de deformação sobre esta carga.

A máquina de trefilar foi totalmente construída com recursos disponível no DEM/FEIS/UNESP. Parte da reforma (pintura) contou com o apoio financeiro da iniciativa privada. No futuro, um projeto vai ser encaminhado a uma agência de fomento e pesquisa para a instrumentação deste equipamento.

## **2. PROCESSO DE TREFILAÇÃO EXPERIMENTAL**

Existem dois tipos básicos de equipamentos para realização da trefilação experimental (Seybolt & Burke, 1969):

1. trefilado de banco (equipamento construído neste trabalho);

## 2. máquina de estirado tipo carretel.

Um equipamento de trefilação para laboratório não é usualmente encontrado no mercado. Assim, há necessidade de ser projetada e construída uma máquina de trefilação experimental. Para isso, empregam-se um motor de  $\frac{1}{4}$  a  $\frac{1}{2}$  cavalo de força (Seybolt & Burke, 1969) (neste trabalho  $\frac{3}{4}$  cv), redutores de velocidade, sistema de transmissão (bobinas, engrenagens, eixos, correntes, entre outros). Estes componentes foram entretanto usados na construção da máquina de trefilação pelos alunos neste trabalho.

## 3. MATERIAIS

O sistema de trefilação fabricado pelos alunos da disciplina de Conformação Plástica dos Metais do DEM/FEIS/UNESP no 1º. semestre 1993, foi remodelado para torná-lo operante. A recuperação foi feita a partir do levantamento dos materiais disponíveis e uma estimativa de preço daqueles que seriam adquiridos no mercado.

A máquina de trefilação foi projetada para trefilar arames de cobre e de alumínio com diâmetro inicial aproximado de 4,8mm. Três fieiras de aço (carbono equivalente maior que 0,4% em peso), temperadas e revenidas, foram usinadas na oficina do DEM/FEIS/UNESP para produzir uma redução de 27% em área para cada fieira (Figura 1). Esta foi uma tarefa cumprida pelos alunos da disciplina de Conformação Plástica dos Metais do 1º. semestre de 1993 (Figura 2).

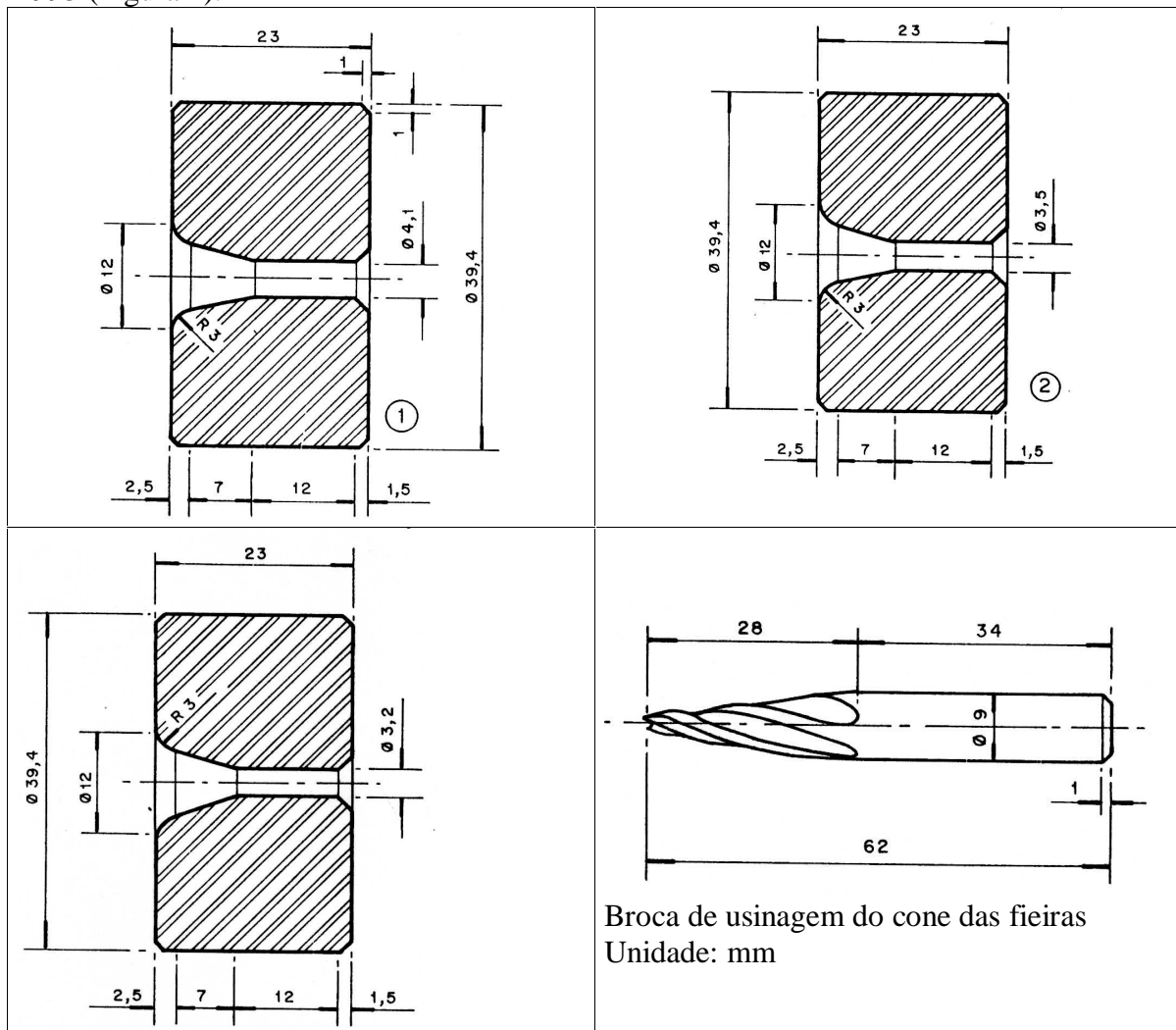


Figura 1. Geometria e dimensões das fieiras e da ferramenta usada na confecção do cone das fieiras.



Figura 2. Alunos do 1º. semestre da disciplina de Conformação Plástica dos Metais de 1993, trocam informações na finalização da máquina de trefilação.

A principal ferramenta deste trabalho foi a participação dos alunos na fabricação do equipamento de trefilação. Existiu uma descontração do grupo na checagem do equipamento construído. Esta descontração, gradativamente, fez com que os alunos trabalhassem em grupo (Figura 2). Intuitivamente, eles foram levados por tomar decisões próprias durante os testes preliminares do equipamento construído. Só após algumas tentativas frustradas o Professor e os Técnicos participaram com sugestões para resolver os problemas. Até esta etapa, pelo exercício da prática, o aluno estava construindo o seu próprio conhecimento. Isto colaborou e muito na disciplina teórica, pois leva o aluno a ter vontade de pesquisar mais sobre o assunto, fundamental para a formação do aluno de graduação. Além disso, o grupo passou a ter um certo *status* perante as outras turmas.

Esta máquina (Figura 2) apresentou problema quanto ao tracionamento do arame. Para que houvesse a recuperação e o remodelamento do equipamento de trefilar, foram verificados os materiais disponíveis. Uma estimativa de preço dos materiais necessários para o término desta máquina foi feita. Houve participação da comunidade nesta recuperação. Por exemplo, a pintura da máquina foi financiada pela empresa SERVITEC-Ltda, Empresa situada em Ilha Solteira/SP.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A reforma iniciou-se pela recuperação do sistema de transmissão que interliga o redutor ao carretel tracionador por uma corrente dentada. Este sistema, através de um cabo de aço ( $\phi$  6mm), fornece a força necessária para o acionamento do carrinho (veja Figura 3). A função deste carrinho é tracionar o arame de cobre ou de alumínio através da fieira.

Para isto, foi necessário a adição de mais uma engrenagem cônica de dentes retos e dois mancais de deslizamento na caixa de engrenagem. Esta dá a sustentação ao eixo (ABNT 1040), através do qual, se transmite rotação ao carretel tracionador. Os dois mancais de deslizamento posicionados entre os mancais de rolamento têm a função de apoio do eixo a fim de suportar o esforço de flexão durante a operação. Na extremidade, junto aos mancais de rolamento, foi acoplado duas porcas para contrapor ao movimento axial do eixo. O deslocamento axial do eixo foi observado durante testes preliminares.



A rigidez da estrutura da máquina também foi aumentada para garantir o esforço transmitido pelo carretel, quando do tracionamento do arame através da fieira. Dois perfis “L” de abas iguais de 11/2” por 3/16” de espessura, serviram como trilhos ao carrinho tracionador (Figura 3).

Um dispositivo de segurança na máquina de trefilar foi implantado. Para isto, duas barras cilíndricas de 10mm de diâmetro de aço baixo carbono (ABNT-1020) serviram como guia do carro tracionador. Estas impedem que o carro tracionador saia dos trilhos, evitando assim futuros acidentes durante a operação (Figura 3).

A última etapa da reforma foi a pintura da máquina de trefilar. Assim, foi necessário uma pesquisa sobre padrões de cores utilizadas em máquinas. A norma NBR-N 2004 padroniza estas cores. De acordo com esta norma, a cor azul é aplicada para partes fixas, enquanto a cor amarela é aplicada para as partes móveis. Os desenhos (26 pranchas) dos componentes da máquina de trefilar remodelada foram feitos por um aluno utilizando o AutoCAD R2000. Parte da equipe que participou da recuperação desta máquina é mostrada na Figura 4.

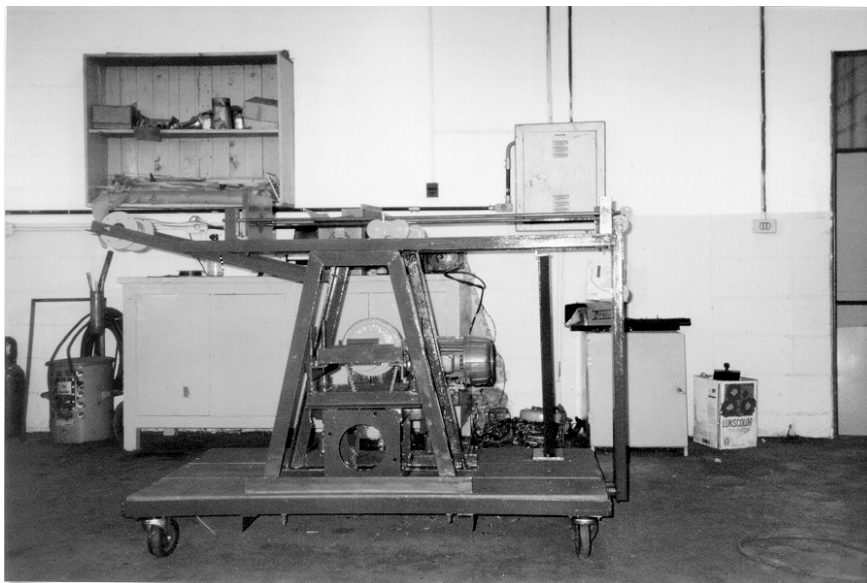


Figura 3. Máquina de trefilação pintada de acordo com a norma ABNT (NBR-N 2004). As cores azul e amarela indicam respectivamente as partes fixas e as partes móveis.

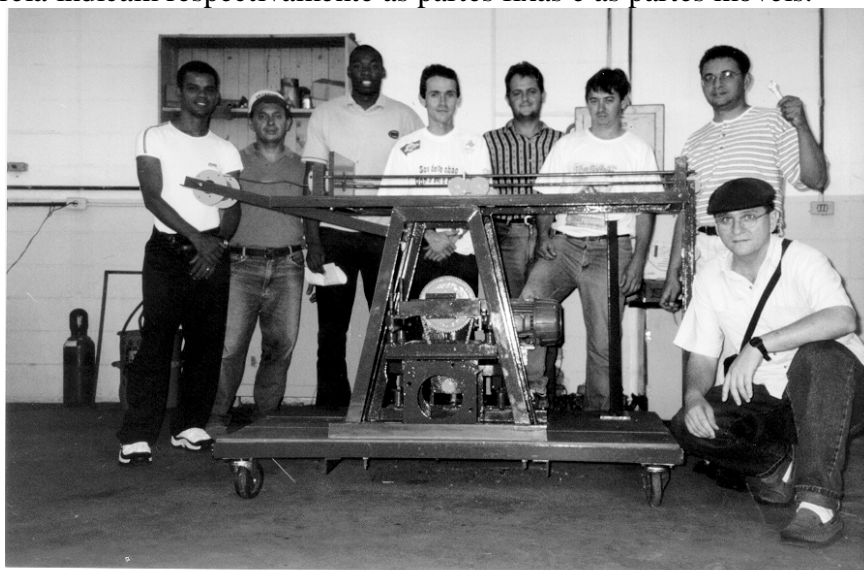


Figura 4. Alunos, técnicos e docente estão juntos com o equipamento de trefilação recuperado e remodelado.

## 5. CONCLUSÃO

É pensando em tornar o aprendizado ainda mais desafiador, menos passivo e com um máximo de aproveitamento possível do aluno de graduação, é que deve ser criado trabalhos experimentais nas disciplinas teóricas, principalmente nas regiões onde é difícil de oferecer estágios extracurriculares em indústrias. A simulação de um processo de manufatura tenderia a aumentar o interesse do aluno e conseqüentemente, sua aprovação na disciplina, uma vez que o conhecimento adquirido é aplicado.

Os desafios encontrados para a recuperação da máquina de trefilar foram vencidos a contento. Os problemas encontrados durante a recuperação, serviram como incentivo para prosseguir na empreitada. Em algumas situações o trabalho tinha que ser refeito, por exemplo, na usinagem de um outro eixo para o acoplamento das engrenagens.

Apesar que o trabalho foi realizado praticamente sem nenhum apoio financeiro, foi feita uma cotação do custo de material através de FAX em diversas empresas. Esta pesquisa mostrou que o orçamento feito em diversas empresas, é fundamental para a aproximação dos estudantes com o mercado. Pois, muitas vezes, a escolha do material está baseada no preço disponível encontrado no mercado.

### *Agredcimentos*

Os autores gostariam de agradecer aos alunos Rodolfo Wurza e André Gustavo Mise que muito ajudaram durante o desenvolvimento do trabalho experimental; e o aluno Luís Gustavo Muriti pelos desenhos dos componentes da máquina de trefilar.

Ao Sr. Antonio Gomes da Empresa SERVTEC Ltda em Ilha Solteira-SP, que cedeu gentilmente as tintas e pincéis para a pintura da máquina de trefilar.

Aos técnicos da Oficina Mecânica do Laboratório de Engenharia Mecânica da UNESP de Ilha Solteira.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bernadini, P. A. N., Oliveira, C. A. S., Kuhn A., I., 1999, “Veiculando Informações e Serviços via Internet: www.Metais”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil.
- Bittencourt, M. L. e Feijóo, R. A., 1999, “A Continuous Mechanic Approach to Teach Solid Mechanics”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil.
- Braga, W., 1999, “Características do uso da Internet como suporte a Curso de Engenharia”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil.
- Brito, A. A. S., 1999, “The Importance of Teaching Materials Science & Technology in the Course of Mechanical Engineering”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil.
- Romano, L. N. e Dallmeyer, A. U., 1999, “A Avaliação Pessoal discente no Ensino de Engenharia Mecânica na Universidade Federal de Santa Maria”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil.
- Seybolt, A. V. e Burke, J. E., 1969, “Tecnicas de Metalurgia Experimental, Ed. Limusa Wiley, S. A. México, 269p.

# ANÁLISE DINÂMICA DE PLACAS E CASCAS ATRAVÉS DO ELEMENTO FINITO DE NOVE NÓS COM REFINAMENTO HIERÁRQUICO

## **Amarildo Tabone Paschoalini**

UNESP, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Brasil Centro, 56 - 15385-000 - Ilha Solteira, SP, Brasil  
E-mail: [tabone@dem.feis.unesp.br](mailto:tabone@dem.feis.unesp.br)

## **Loir Afonso Moreira**

UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Projeto Mecânico

## **Fernando Iguti**

UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica Computacional

## **Resumo**

Este trabalho apresenta a análise de vibração livre não amortecida de placas e cascas através de um elemento finito do tipo hierárquico baseado no conceito de aproximação  $p$ . O primeiro nível de aproximação da solução é obtido através do elemento isoparamétrico quadrilateral quadrático de 9 nós da família Lagrangeana, formulado a partir da teoria de Reissner-Mindlin, com integração numérica consistente. Para outros níveis de aproximação são realizados sucessivos refinamentos hierárquicos com o propósito de retirar a característica de rigidez excessiva do elemento isoparamétrico na análise de placas e cascas finas. São apresentados exemplos numéricos para mostrar a precisão, eficiência e vantagens da presente formulação, e os resultados obtidos (frequências naturais e modos de vibrar) são comparados com os disponíveis na literatura.

**Palavras-chave:** Método dos elementos finitos, Versão  $p$ , Vibração livre, Placa, Casca.

## **1. INTRODUÇÃO**

A maior parte das estruturas compostas por placas e cascas projetadas atualmente requerem algum tipo de análise dinâmica para comprovar sua capacidade de suportar carregamentos transitórios. Embora a análise de estruturas compostas por placas e cascas pelo Método dos Elementos Finitos já se estenda por mais de três décadas, o estabelecimento de um modelo que seja confiável, eficiente e aplicável a qualquer situação (placas e cascas finas ou placas e cascas moderadamente grossas) ainda continua a ser objeto de estudo de muitos autores.

Bathe e Dvorkin (1985 e 1986) resumiram os requisitos que devem ser encontrados no desenvolvimento de um elemento finito confiável e eficiente para análise de casca:

1. o elemento deve satisfazer os requisitos usuais de invariância e convergência (Zienkiewics, 1977);
2. o elemento deve ser formulado sem o uso de uma teoria específica, de maneira que possa ser aplicável em qualquer situação de placa ou casca;
3. o elemento deve ser simples, barato e utilizar, considerando a análise de cascas, cinco ou seis graus de liberdade por nó;

4. o elemento deve ser "numericamente seguro", isto é, não deve conter qualquer modo próprio nulo, e deve estar livre do efeito de bloqueio;
5. o elemento não deve ser baseado em fatores de ajuste numérico;
6. o elemento deve ser relativamente insensível às distorções geométricas;
7. o elemento deve ter a capacidade de proporcionar soluções precisas e eficientes.

A formulação para análise de casca baseada na degeneração de um elemento sólido tridimensional através da redução de sua dimensão na direção da espessura tem sido escolhida por um grande número de pesquisadores nos últimos anos com o objetivo de satisfazer os requisitos acima e, baseado nessa formulação, o elemento de nove nós da família Lagrangeana tem sido usado como base para o desenvolvimento de muitos elementos finitos para análise de casca. Em parte, isto se deve às seguintes observações: na análise de tensões no plano o elemento isoparamétrico de nove nós é menos sensível a distorções geométricas que o elemento de oito nós (Cook, 1981 e Verheghe e Powell, 1986) e, para o caso geral de flexão de placas o elemento de nove nós tem um ótimo desempenho se comparado a outros elementos quadriláteros lineares, quadráticos e cúbicos (Pugh *et al.*, 1978). Além disso, os elementos de nove nós para análise de cascas são geralmente considerados como vantajosos em casos onde existem grandes variações de tensões, onde as deformações por flexão dominam a solução, e onde a geometria é curva (Park e Stanley, 1986).

Entretanto, é bem conhecido que os resultados obtidos através do elemento de nove nós para análise de cascas apresentam diversas deficiências (Oñate, 1992). A integração exata do elemento quadrilátero quadrático de nove nós exige 3x3 pontos de integração na quadratura de Gauss-Legendre para a matriz de rigidez que contém os termos relativos à flexão e 3x3 pontos de integração para a matriz de rigidez que contém os termos relativos à cortante (*integração numérica consistente*). Os resultados obtidos são excelentes para situações de placas e cascas moderadamente grossas, contudo, com a redução da espessura o elemento torna-se excessivamente rígido e os resultados não tendem àqueles da teoria clássica de Kirchhoff para placas e cascas finas. A *integração numérica reduzida* (2x2 pontos de integração para a matriz de rigidez que contém os termos relativos à cortante) elimina em muitos casos o efeito de bloqueio na análise de placas e cascas finas, mas pode gerar elementos com modos próprios facilmente propagáveis em toda malha para várias condições de contorno, que distorcem a solução.

Este trabalho apresenta uma formulação do tipo hierárquica, baseada no conceito de aproximação  $p$ . O primeiro nível de aproximação da solução é obtido através do elemento isoparamétrico quadrilátero quadrático de 9 nós da família Lagrangeana, formulado a partir da teoria de Reissner-Mindlin, com integração numérica consistente. Para outros níveis de aproximação são realizados sucessivos refinamentos hierárquicos (3º, 4º e 5º graus) com o propósito de retirar a característica de rigidez excessiva do elemento isoparamétrico na análise de placas e cascas finas.

No processo de refinamento  $h$  a malha de elementos é refinada através da diminuição sucessiva do tamanho dos elementos. Neste processo o número e o tipo de funções de interpolação sobre cada elemento permanecem fixos. A utilização deste tipo de refinamento tende a aumentar o custo da análise (novos nós e elementos têm de ser gerados) e produzir erros associados à subdivisão excessiva da malha de discretização.

Ao contrário, no processo de refinamento  $p$  hierárquico o número e a distribuição de nós e elementos sobre a malha discretizada permanecem fixos, no entanto, o número e o grau das funções de interpolação são aumentados progressivamente. As matrizes de rigidez produzidas nos estágios anteriores àquele da aproximação pretendida reocorrem e não precisam ser recalculadas. A qualidade de aproximação da solução e o custo computacional são vantagens que a versão  $p$  hierárquica de refinamento oferece em relação à versão  $h$ .

## 2. FORMULAÇÃO

De acordo com Zienkiewicz *et al.* (1971), o campo de deslocamento do elemento de casca é interpolado a partir das funções de forma  $N_i(\xi, \eta)$  quadrilaterais quadráticas, e é dado por:

$$\bar{\Delta}(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) \bar{\delta}_i + \zeta \cdot \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) \cdot \frac{t_i}{2} \bar{v}_{1i} \cdot \alpha_i - \zeta \cdot \sum_{i=1}^n N_i(\xi, \eta) \cdot \frac{t_i}{2} \bar{v}_{2i} \cdot \beta_i \quad (1)$$

onde o deslocamento  $\bar{\Delta}(\xi, \eta, \zeta)$  é um vetor coluna de componentes  $u, v$  e  $w$  nas direções X, Y e Z, respectivamente, de um sistema de referência global associado ao elemento e, da mesma maneira  $u_i, v_i$  e  $w_i$ , as componentes do deslocamento  $\bar{\delta}_i$ . Neste trabalho o campo de deslocamento do elemento de casca será interpolado a partir das funções de forma  $N_i(\xi, \eta)$  quadrilaterais quadráticas de nove nós da família Lagrangeana, portanto  $n=9$ .

O refinamento da expansão quadrática especificada pela Eq.(1) pode ser conseguido adicionando-se a ela funções de forma hierárquicas  $M_{pk}(\xi, \eta)$  de ordem superior a dois (Babuska *et al.*, 1981). As funções  $M_{pk}(\xi, \eta)$  são polinômios de grau  $p$  associados a cada um dos lados do elemento ( $k = 1, 2, 3$  e  $4$ ) ou são polinômios de grau  $p$ , do tipo bolha, associados ao elemento ( $k = 5, 6, 7, \dots$ ). Neste trabalho o refinamento da expansão quadrática foi feito adicionando-se funções de forma hierárquicas de 3º, 4º e 5º graus. As funções de forma utilizadas foram definidas em termos das integrais dos Polinômios de Legendre (Szabo *et al.*, 1991), conforme mostra a Tabela 1.

**Tabela 1.** Funções de forma hierárquicas de 3º, 4º e 5º graus.

	$k = 1$	$k = 2$	$k = 3$	$k = 4$	$k = 5$	$k = 6$
$p = 3$						
$p = 4$						
$p = 5$						

Desta forma o deslocamento  $\bar{\Delta}$  dado pela Eq.(1) para o caso do elemento isoparamétrico, torna-se:

$$\begin{aligned} \bar{\Delta}(\xi, \eta, \zeta) = & \sum_{i=1}^9 N_i(\xi, \eta) \cdot \bar{\delta}_i + \zeta \cdot \sum_{i=1}^9 N_i(\xi, \eta) \cdot \frac{t_i}{2} \bar{v}_{1i} \cdot \alpha_i \\ & - \zeta \cdot \sum_{i=1}^9 N_i(\xi, \eta) \cdot \frac{t_i}{2} \bar{v}_{2i} \cdot \beta_i + \sum_{p=3}^5 \sum_{k=1}^6 M_{pk}(\xi, \eta) \bar{\delta}_{pk} \end{aligned} \quad (2)$$

para o caso de elemento paramétrico do tipo hierárquico. Nesta expressão  $\bar{\delta}_{pk}$ , de componentes  $a_{pk}, b_{pk}$  e  $c_{pk}$  segundo os eixos X, Y e Z do sistema de referência global, é o

vetor constituído dos parâmetros hierárquicos. As funções  $M_{pk}(\xi, \eta)$  quando inseridas na Eq.(1) não modificam o nível de aproximação do elemento, mas, no entanto, a incógnita  $\bar{\delta}_{pk}$  deixa de ter o significado físico de variável nodal. Na realidade, as componentes de  $\bar{\delta}_{pk}$  são parâmetros dependentes das incógnitas nodais  $\bar{\delta}_i$ ,  $\alpha_i$  e  $\beta_i$ .

De uma maneira compacta, a Eq.(2) pode, ainda, ser dada por:

$$\{u\} = [N] \cdot \{a\} \quad (3)$$

onde  $\{u\}$  é uma matriz constituída dos deslocamentos  $u(\xi, \eta, \zeta)$ ,  $v(\xi, \eta, \zeta)$  e  $w(\xi, \eta, \zeta)$ ,  $[N]$  é uma matriz constituída das funções de forma  $N_i(\xi, \eta)$  e  $M_{pk}(\xi, \eta)$ , e  $\{a\}$  é uma matriz constituída dos deslocamentos nodais  $u_i$ ,  $v_i$ ,  $w_i$ ,  $\alpha_i$  e  $\beta_i$  e dos parâmetros hierárquicos  $a_{pk}$ ,  $b_{pk}$  e  $c_{pk}$ .

De acordo com as hipóteses básicas da teoria de placa e casca (Timoshenko *et al.*, 1959) e em função da solicitação do elemento, um ponto genérico vai apresentar, segundo o sistema de referência local  $(x', y', z')$ , a ele associado, o seguinte estado de deformação específica:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{x'} \\ \varepsilon_{y'} \\ \gamma_{x'y'} \\ \gamma_{y'z'} \\ \gamma_{x'z'} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x'} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y'} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial y'} & \frac{\partial}{\partial x'} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z'} & \frac{\partial}{\partial y'} \\ \frac{\partial}{\partial z'} & 0 & \frac{\partial}{\partial x'} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u' \\ v' \\ w' \end{Bmatrix} \quad (4)$$

ou ainda,

$$\{\varepsilon'\} = [L] \cdot \{u'\} \quad (5)$$

onde,  $\{\varepsilon'\}$  é uma matriz coluna constituída das deformações específicas e distorções em um ponto genérico do elemento segundo o sistema de referência local,  $\{u'\}$  corresponde aos deslocamentos segundo o sistema de referência local e  $[L]$  é o operador linear.

Aplicando o *Princípio do Trabalho Virtual* e o *Princípio de D'Alembert*, chega-se à determinação das matrizes de rigidez e de massa do elemento:

$$[K^e] = \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} [B]^T \cdot [D'] \cdot [B] \cdot |J(\xi, \eta)| \cdot d\xi \cdot d\eta \cdot d\zeta \quad (6)$$

$$[M^e] = \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \rho \cdot [N]^T \cdot [N] \cdot |J(\xi, \eta)| \cdot d\xi \cdot d\eta \cdot d\zeta \quad (7)$$

onde,  $[B]$  é uma matriz que relaciona as deformações específicas com os deslocamentos e as rotações nodais,  $[D']$  é uma matriz quadrada, simétrica, constituída das constantes elásticas do material,  $|J(\xi, \eta)|$  o determinante da matriz jacobiano da transformação global-local e  $\rho$  a densidade de massa por unidade de volume do elemento. De uma forma compacta, pode-se escrever a equação que representa o equilíbrio do sistema:

$$[M^e] \cdot \{\ddot{a}\} + [K^e] \cdot \{a\} = \{f^e\} \quad (8)$$

onde  $[M^e]$  é a matriz de massa do elemento,  $\{\ddot{a}\}$  é um vetor coluna constituído das acelerações nodais e dos parâmetros hierárquicos,  $[K^e]$  é a matriz de rigidez do elemento,  $\{a\}$  é um vetor coluna constituído dos deslocamentos nodais e dos parâmetros hierárquicos,  $\{f^e\}$  é o vetor de carga. Encontradas as equações algébricas que descrevem as características de cada elemento do sistema estrutural, o próximo passo é combiná-las para formar um conjunto completo de equações, que governe a reunião de todos os elementos. O procedimento de montagem deste conjunto de equações é baseado na necessidade de que o *equilíbrio* se verifique por todo o sistema. Pode-se, portanto, escrever que:

$$[M] \cdot \{\ddot{a}\} + [K] \cdot \{a\} = \{f\} \quad (9)$$

Esta equação representa o caso geral de vibração forçada para sistemas não amortecidos e se não existem forças atuantes no sistema, tem-se o caso de vibração livre. Admitindo-se movimento harmônico a Eq.(9) pode ser reescrita na seguinte forma:

$$([K] - \lambda \cdot [M]) \cdot \{\phi\} = \{0\} \quad (10)$$

onde  $[K]$  e  $[M]$  são as matrizes de rigidez e de massa globais do sistema, respectivamente, e  $\lambda$  o quadrado da frequência angular. Entretanto, este problema só pode ser resolvido após a imposição das condições de contorno do sistema estrutural em análise. Para um sistema estrutural com  $n$  graus de liberdade podemos escrever que:

$$[K] \cdot [\Phi] = [M] \cdot [\Phi] \cdot [\Lambda] \quad (11)$$

onde  $[K]$  e  $[M]$  são as matrizes ( $n \times n$ ) de rigidez e de massa globais do sistema, respectivamente,  $[\Lambda]$  a matriz diagonal ( $n \times n$ ) que contém os  $n$  autovalores  $\lambda_i$  e  $[\Phi] = [\{\phi_1\}, \dots, \{\phi_i\}, \dots, \{\phi_n\}]$  a matriz ( $n \times n$ ) que contém os  $n$  autovetores  $\{\phi_i\}$ .

O processo de resolução do problema de autovalor generalizado consiste na obtenção das matrizes  $[\Lambda]$  e  $[\Phi]$ . Para tanto resolve-se, primeiramente, o sistema isoparamétrico:

$$[K_{iso}] \cdot [\Phi_{iso}] = [M_{iso}] \cdot [\Phi_{iso}] \cdot [\Lambda_{iso}] \quad (12)$$

Sendo  $n_{iso}$  o número de graus de liberdade da análise isoparamétrica,  $[K_{iso}]$ ,  $[M_{iso}]$ ,  $[\Phi_{iso}]$  e  $[\Lambda_{iso}]$  são submatrizes ( $n_{iso} \times n_{iso}$ ) correspondentes ao sistema isoparamétrico. Pode-se fazer o refinamento da solução obtida através da primeira reanálise do sistema introduzindo funções de forma hierárquicas de terceiro grau:

$$\begin{bmatrix} [K_{iso}] & [K_{iso,h3}] \\ [K_{h3,iso}] & [K_{h3}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [\Phi_{iso}] & [\Phi_{iso,h3}] \\ [\Phi_{h3,iso}] & [\Phi_{h3}] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [K_{iso}] & [K_{iso,h3}] \\ [K_{h3,iso}] & [K_{h3}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [\Phi_{iso}] & [\Phi_{iso,h3}] \\ [\Phi_{h3,iso}] & [\Phi_{h3}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [\Lambda_{iso}] & [\Lambda_{iso,h3}] \\ [\Lambda_{h3,iso}] & [\Lambda_{h3}] \end{bmatrix} \quad (13)$$

onde as submatrizes correspondentes ao sistema isoparamétrico já foram obtidas anteriormente na análise inicial. Sendo  $n_{h3}$  o número total de variáveis hierárquicas introduzidas na primeira reanálise,  $[K_{iso,h3}]$ ,  $[M_{iso,h3}]$ ,  $[\Phi_{iso,h3}]$  e  $[\Lambda_{iso,h3}]$  são submatrizes ( $n_{iso} \times n_{h3}$ ) correspondentes ao acoplamento entre o sistema isoparamétrico e o sistema hierárquico relacionado com a primeira reanálise,  $[K_{h3}]$ ,  $[M_{h3}]$ ,  $[\Phi_{h3}]$  e  $[\Lambda_{h3}]$  são submatrizes ( $n_{h3} \times n_{h3}$ ) correspondentes ao sistema hierárquico para a primeira reanálise. De maneira

semelhante, pode-se fazer o refinamento da solução obtida através da segunda reanálise do sistema introduzindo funções de forma hierárquicas de quarto grau e depois de quinto grau.

Como o algoritmo desenvolvido permite que se escolham, independentemente, os lados e elementos a serem refinados, os graus das funções de forma hierárquicas a serem introduzidas, bem como as variáveis hierárquicas de interesse, pode-se ter tantas reanálises quanto se queira. Assim, de uma forma geral, se se pretender fazer a  $i$ -reanálise pode-se escrever que:

$$\begin{bmatrix} [K_{iso}] & \dots & [K_{iso,hi}] \\ \vdots & & \vdots \\ [K_{hi,iso}] & \dots & [K_{hi}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [\Phi_{iso}] & \dots & [\Phi_{iso,hi}] \\ \vdots & & \vdots \\ [\Phi_{hi,iso}] & \dots & [\Phi_{hi}] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [M_{iso}] & \dots & [M_{iso,hi}] \\ \vdots & & \vdots \\ [M_{hi,iso}] & \dots & [M_{hi}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [\Phi_{iso}] & \dots & [\Phi_{iso,hi}] \\ \vdots & & \vdots \\ [\Phi_{hi,iso}] & \dots & [\Phi_{hi}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [\Lambda_{iso}] & \dots & [\Lambda_{iso,hi}] \\ \vdots & & \vdots \\ [\Lambda_{hi,iso}] & \dots & [\Lambda_{hi}] \end{bmatrix} \quad (14)$$

onde todas as submatrizes anteriores àquelas relacionadas com a reanálise  $i$  já foram obtidas. Sendo  $n_{hi}$  o número total de variáveis hierárquicas introduzidas na  $i$ -ésima reanálise,  $[K_{iso,hi}]$ ,  $[M_{iso,hi}]$ ,  $[\Phi_{iso,hi}]$  e  $[\Lambda_{iso,hi}]$  as submatrizes ( $n_{iso} \times n_{hi}$ ) correspondentes ao acoplamento entre o sistema isoparamétrico e o sistema hierárquico relacionado com a  $i$ -ésima reanálise,  $[K_{hi}]$ ,  $[M_{hi}]$ ,  $[\Phi_{hi}]$  e  $[\Lambda_{hi}]$  as submatrizes ( $n_{hi} \times n_{hi}$ ) correspondentes ao sistema hierárquico relacionado com a  $i$ -ésima reanálise.

### 3. RESULTADOS NUMÉRICOS

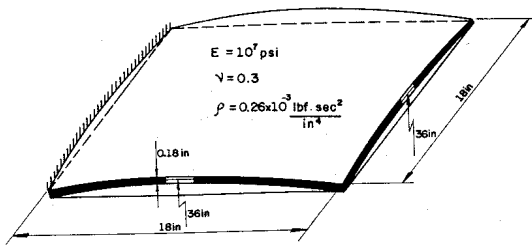
A seguir são apresentados alguns resultados numéricos onde a confiabilidade e a eficiência, considerando a análise dinâmica de placas e cascas, do elemento finito hierárquico proposto são analisadas. Fez-se, além da comparação dos resultados obtidos nas análises isoparamétrica ( $p=2$ ) e hierárquica de 3º grau ( $p=3$ ), 4º grau ( $p=4$ ) e 5º grau ( $p=5$ ), a comparação dos resultados obtidos com os elementos finitos **9URI** (isoparamétrico quadrilateral quadrático de nove nós com integração totalmente reduzida) e **Shell93** (disponível no "software" comercial ANSYS 5.4).

Todos os resultados obtidos com os vários elementos finitos descritos acima foram comparados com os obtidos analítica ou experimentalmente disponíveis na literatura. Os resultados apresentados foram normalizados dividindo-se a frequência natural calculada pela frequência natural "exata" (obtida na literatura).

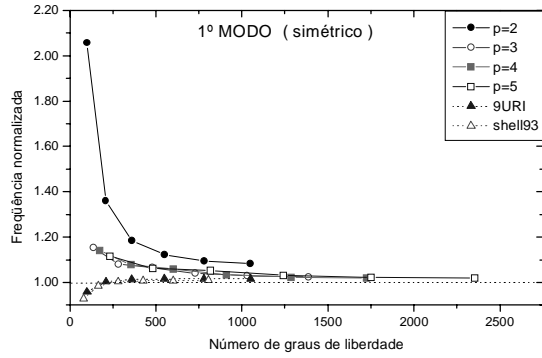
#### 3.1 Casca esférica engastada em uma extremidade

Em função da geometria a casca esférica engastada em uma extremidade (Figura 1a) foi modelada com seis malhas de discretização de 2x2, 3x3, 4x4, 5x5, 6x6 e 7x7 elementos. As Figuras 1b, 1c, 1d, 1e e 1f apresentam as cinco primeiras frequências naturais normalizadas (Leissa *et al.*, 1983) para cada malha de discretização e o número de graus de liberdade envolvidos na análise do elemento finito proposto com seus refinamentos ( $p=2$ ,  $p=3$ ,  $p=4$  e  $p=5$ ) e dos outros elementos finitos comparados (9URI e Shell93).

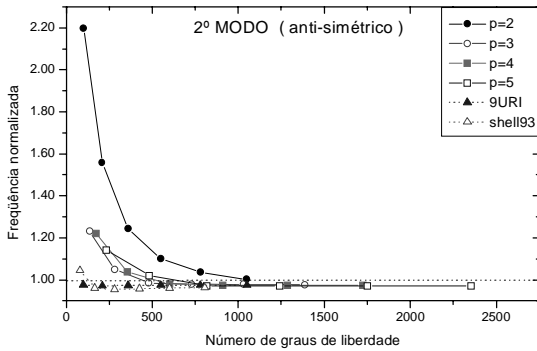




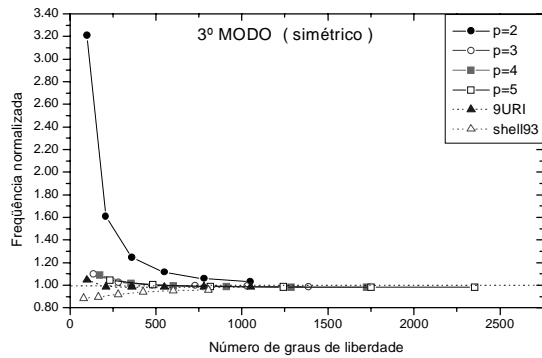
(a)



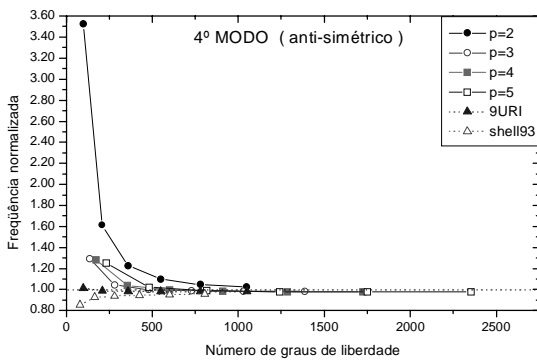
(b)



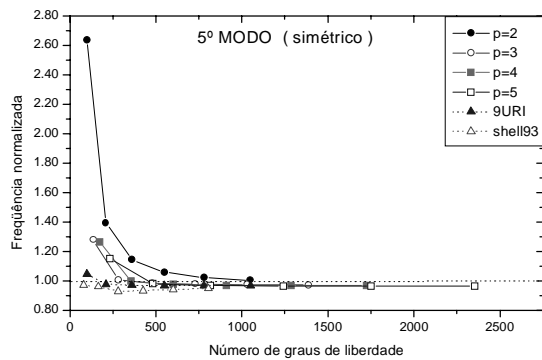
(c)



(d)



(e)



(f)

**Figura 1.** Casca esférica engastada em uma extremidade (a) e suas freqüências naturais normalizadas para o 1º modo (b), 2º modo (c), 3º modo (d), 4º modo (e) e 5º modo (f).

### 3.2 Placa quadrada apoiada nos quatro cantos

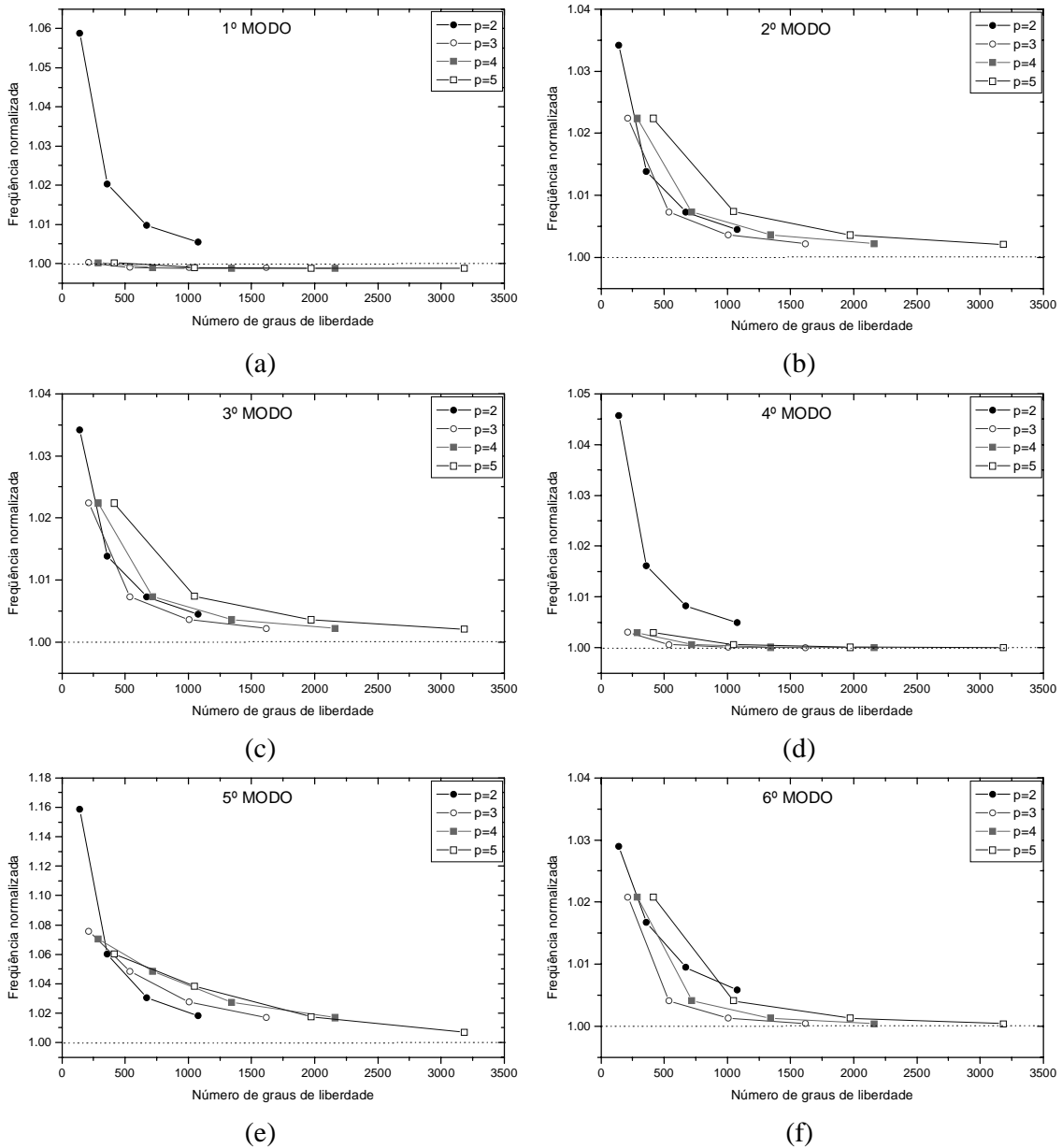
Para verificar se o elemento finito com refinamento hierárquico gera elementos com modos próprios propagáveis em toda malha foi feito um teste clássico proposto na literatura: a análise de uma placa quadrada apoiada nos quatro cantos que é extremamente sensível à existência de modos próprios de flexão.

Em função da geometria a placa foi modelada com malha de discretização regular de 3x3, 5x5, 7x7 e 9x9 elementos. A Figura 2 apresenta as seis primeiras freqüências naturais normalizadas (Leissa, 1969) para cada malha de discretização e o número de graus de liberdade envolvidos na análise do elemento finito proposto com seus refinamentos ( $p=2$ ,  $p=3$ ,  $p=4$  e  $p=5$ ) e dos outros elementos finitos comparados (9URI e Shell93).

Os resultados obtidos com o elementos finitos 9URI e Shell93 estão muito distantes do "exato" (os modos próprios se propagam em toda malha distorcendo a solução) e por esta razão os resultados para este elemento não aparecem na Figura 2.

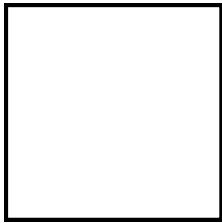
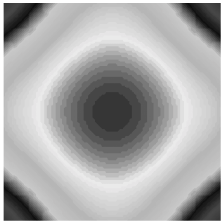
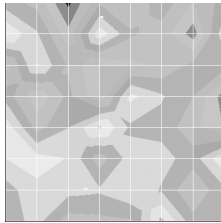
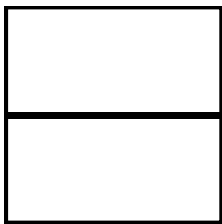
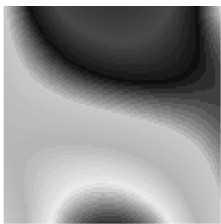
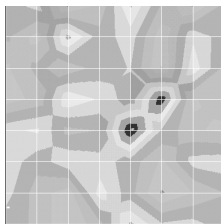
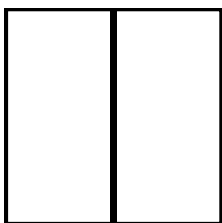
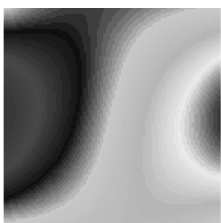
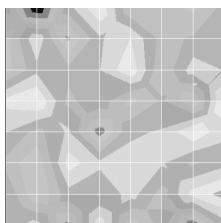
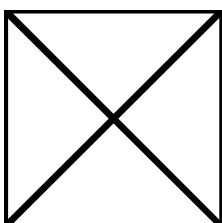
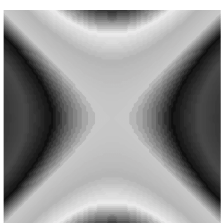
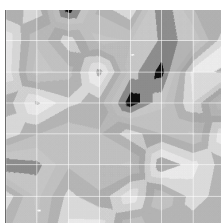
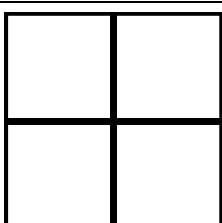
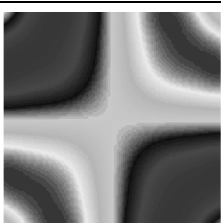
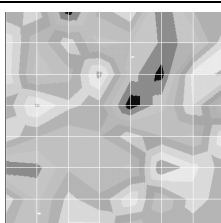
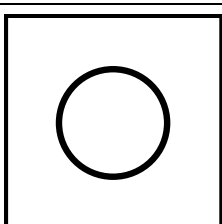
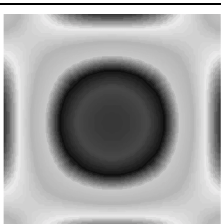
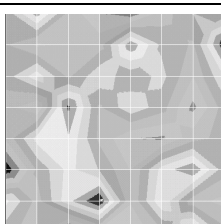
Na Tabela 2 são apresentados os seis primeiros modos de vibrar da placa quadrada apoiada nos quatro cantos obtidos a partir do elemento finito proposto (HIERÁRQUICO) e do elemento Shell93 (ANSYS) com malhas de discretização de 9x9 elementos, estes resultados podem ser comparados com os obtidos analiticamente ("EXATO") por Leissa (1969).

Pode-se verificar que os modos de vibrar obtidos com o elemento finito proposto são excelentes, enquanto que os obtidos com o elemento Shell93 apresentam o problema de geração de modos próprios que distorcem a solução.



**Figura 2.** Freqüências naturais normalizadas da placa quadrada apoiada nos quatro cantos para o 1º modo (a), 2º modo (b), 3º modo (c), 4º modo (d), 5º modo (e) e 6º modo (f).

**Tabela 2.** Modos de vibrar da placa quadrada apoiada nos quatro cantos.

	"EXATO"	HIERÁRQUICO	ANSYS
1º MODO			
2º MODO			
3º MODO			
4º MODO			
5º MODO			
6º MODO			

## 4. CONCLUSÕES

A partir dos resultados dos exemplos numéricos, verifica-se que o refinamento da solução do elemento isoparamétrico, através da introdução de polinômios de terceiro ( $p=3$ ), quarto ( $p=4$ ) e quinto ( $p=5$ ) graus, apresenta os seguintes resultados:

- excelente convergência com o refinamento da malha;
- não apresenta os problemas de bloqueio na análise de placas e cascas finas;
- não gera elementos com modos próprios;
- com o refinamento da malha os resultados convergem para os obtidos com integração reduzida.

Enfim, pode-se dizer que o elemento finito proposto, considerando a análise dinâmica, atende praticamente todos requisitos que devem ser encontrados no desenvolvimento de um elemento finito confiável e eficiente para análise de placas e cascas.

## 5. REFERÊNCIAS

- Babuska, I., Szabo, B.A. and Katz, I.N., 1981, "The p-version of the finite element method", SIAM J. Num. Anal., vol.21, n.6, pp.1180-1207.
- Bathe, K.J. and Dvorkin, E.N., 1985, "A four-node plate bending element based on Mindlin/Reissner plate theory and a mixed interpolation", Int. J. Num. Meth. Engng., vol.21, pp.367-383.
- Bathe, K.J. and Dvorkin, E.N., 1986, "A formulation of general shell elements - the use of mixed interpolation of tensorial components", Int. J. Num. Meth. Engng., vol.22, pp.697-722.
- Cook, W.A., 1981, "The effect of geometric shape on two-dimensional finite elements". CAFEM 6, Proc. 6th Int. Seminar on Computational Aspects of the FEM, Paris.
- Leissa, A.W., Lee, J.K. and Wang A.J., 1983, "Vibrations of cantilevered doubly curved shallow shells". Int. J. Solids Struct., vol.19, pp.411-424.
- Leissa, A.W., 1969, "Vibration of plates". NASA SP-60, Washington, D.C.
- Oñate, E., 1992, "Cálculo de estructuras por el método de elementos finitos - análisis estático lineal", CIMNE, Barcelona.
- Park, K.C. and Stanley, G.M., 1986, "A curved  $C^0$  shell element based on assumed natural-coordinate strains", J. Appl. Mech., vol.53, pp.278-290.
- Pugh, E., Hinton, E. and Zienkiewicz, O.C., 1978, "A study of quadrilateral plate bending elements with reduced integration", Int. J. Num. Meth. Engng., vol.12, pp.1959-1979.
- Szabo, B.A. and Babuska, I., "Finite Element Analysis", Wiley-Interscience, New York, 1991.
- Timoshenko, P. and Woinowsky-Krieger S., 1959, "Theory of plates and shells". 2ed., Kogakusha: McGraw-Hill.
- Verheghe, B. and Powell, 1986, "Control of zero-energy in 9-node plane element", Int. J. Num. Meth. Engng., vol.23, pp.863-869.
- Zienkiewicz, O.C., 1977, "The finite element method", 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- Zienkiewicz O.C., Irons, B.M, Scott, T.C., Campbell, J.S., 1971, "Three dimensional stress analysis". Proc. IUTAM Symp. On High Speed Computing of Elastic Structures, Liege, Belgium, vol.01, pp.413-432.

# UTILIZAÇÃO DE REFORÇOS DE FIBRA DE VIDRO EM MATRIZ EPÓXI NO REPARO DE TENSORES DE MADEIRA DE ESTRUTURAS DE AERONAVES

**Rogério Pinto Ribeiro**

**Carlos Alberto Cimini Jr.**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil.

E-mail: [rogerio@vesper.demec.ufmg.br](mailto:rogerio@vesper.demec.ufmg.br), [cimini@dedalus.lcc.ufmg.br](mailto:cimini@dedalus.lcc.ufmg.br)

**Ernani Sales Palma**

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica, Av. Dom José Gaspar, 600, CEP 30535-610, Belo Horizonte, MG, Brasil.

E-mail: [palma@pucminas.br](mailto:palma@pucminas.br)

**Nilton José Lucinda de Oliveira**

Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais, Setor de Tecnologia Metalúrgica, Av. José Cândido da Silveira, 2000, CEP 31170-000, Belo Horizonte, MG, Brasil.

E-mail: [niltonol@cetec.br](mailto:niltonol@cetec.br)

## Resumo

A madeira tem sido utilizada como material estrutural desde os primórdios da construção aeronáutica. O recente desenvolvimento de aeronaves de construção mista utilizando madeira e compósitos deu novo impulso à sua utilização. Nas três últimas décadas foram construídas mais de 22000 aeronaves leves empregando madeira como material estrutural. Neste trabalho é apresentada uma metodologia de projeto do reparo de tensores de freijó (*Cordia goeldiana*) reforçados com laminados de fibra de vidro em matriz epóxi. Uma análise por elementos finitos de modelos de tensores típicos, sem e com reforço, foi verificada experimentalmente para tração e flambagem, esforços típicos desse tipo de componente estrutural. São também apresentados resultados de ensaios de caracterização das propriedades mecânicas dos principais materiais envolvidos – freijó e laminados com tecido *S2-glass/epóxi*.

**Palavras-chave:** Madeira, Materiais compostos, Reparo estrutural

## 1. INTRODUÇÃO

No início da indústria aeronáutica a madeira surgiu como o principal material para a fabricação de componentes estruturais de aeronaves. Dois fatores vieram posteriormente modificar essa preferência. O primeiro deles estava ligado à baixa eficiência dos adesivos para madeira disponíveis na época e o outro associado ao fato que durante a Primeira Guerra Mundial (1914-1919) a fabricação de dezenas de milhares de aeronaves militares acabou por gerar escassez de madeira de qualidade aeronáutica no final do conflito. Assim a partir da década de 30 foi iniciada a pesquisa de novos materiais capazes de substituir a madeira na fabricação de estruturas de aeronaves. Ligas de alumínio vieram atender essa demanda, com valores de resistência e rigidez específicas semelhantes às da madeira. Para se obter boa eficiência nas uniões estruturais de componentes fabricados com essas ligas, foram

utilizados processos de rebiteagem. As ligas de alumínio se mantêm até hoje como o material mais utilizado na fabricação de estruturas de aeronaves. No entanto a madeira, ainda que em menor escala, teve seu uso continuado, sobretudo nas aeronaves de pequeno porte. Nas três últimas décadas foram produzidas mais de 22000 aeronaves leves com componentes estruturais em madeira (Kitplanes, 1998). No Brasil existe ainda em operação um número considerável de aviões de instrução e planadores com estrutura fabricada em madeira. A espécie de madeira utilizada no Brasil para fabricação de estruturas aeronáuticas é o freijó (*Cordia goeldiana*), caracterizada por Brotero (1941) em ensaios de tração, compressão, cisalhamento e flambagem.

Um exame da documentação técnica vigente emitida pelos organismos governamentais reguladores e homologadores das atividades de manutenção de aeronaves revela que os processos aprovados e recomendados para reparação de avarias estruturais em componentes fabricados em madeira não sofreram grandes modificações nos últimos trinta anos, segundo FAA/AC43 (1988), EAA/CAM18 (1988) e FAA/AC65 (1976).

O uso conjunto de madeira e materiais compostos tem sido pesquisado para aplicações estruturais, tanto em trabalhos experimentais (Triantafillou e Deskovic, 1992) quanto em análises pelo métodos de elementos finitos (Williamson e Daadbin, 1992) (Avent, 1986).

Neste trabalho é proposta uma metodologia para reparo de tensores de fuselagem de aeronaves fabricadas em madeira através da aplicação de reforços fabricados em laminados de fibra de vidro/epóxi na região avariada.

Para aeronaves de configuração convencional a atuação do leme direcional produz flexão simétrica na fuselagem. Já a atuação do profundor produz flexão que será ou não simétrica em função dos fatores de carga verticais, positivos e negativos, definidos no projeto da aeronave. Usualmente a relação entre os fatores de carga verticais máximos positivo e negativo é menor ou igual a 2, segundo regulamentos aeronáuticos vigentes. Assim, os tensores de fuselagem devem ser dimensionados para suportar cargas de tração e compressão dentro dessa faixa. Como uma maximização da relação resistência/peso para estruturas de aeronaves é desejável, são utilizados altos índices de esbeltez nos tensores. Esse fato faz com que a flambagem apareça como condição limitante no dimensionamento dos mesmos, sem contudo dispensar a verificação da resistência à tração (Bruhn, 1965). Foram então realizados ensaios de caracterização para esforços de tração e flambagem em corpos de prova retirados de tábuas de freijó submetidas aos processos de seleção e secagem usualmente adotados em manutenção de aeronaves. Os laminados de fibra de vidro/epóxi foram caracterizados através apenas de ensaios de tração. Os resultados obtidos para esses materiais foram posteriormente utilizados nos modelos de elementos finitos.

## **2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL**

### **2.1 Ensaios de caracterização de laminados de fibra de vidro/epóxi**

As propriedades mecânicas dos laminados dependem significativamente do processo empregado na sua laminação, do número de camadas e sua forma de compactação, da orientação dessas camadas em relação à direção dos esforços e do processo de cura, entre outros fatores. De modo geral a literatura fornece apenas os dados referentes a laminados unidirecionais para uma dada relação volume de fibra/volume de resina. Assim definiu-se pela caracterização dos materiais a serem utilizados nos reforços através de ensaios mecânicos em corpos de prova fabricados com processos mais próximos daqueles usualmente empregados em manutenção de aeronaves. Os ensaios de tração foram realizados em máquina Instron tipo tração/compressão com célula de carga de 100 kN, tendo como base a norma ASTM D 3039 (1989) e utilizando-se uma velocidade de deslocamento de cabeçote de 0,2 mm/min. Foram

ensaiados para cada um das direções, longitudinal e transversal, 5 corpos de prova laminados a partir de tecidos com fibras orientadas a 0° (*warp*, longitudinal) e 90° (*fill*, transversal) e os resultados são apresentados na Tabela 1. As características dos materiais utilizados para fabricação dos laminados são descritas a seguir:

**Reforço:** os laminados foram confeccionados com tecidos de fibra de vidro de alta resistência, do tipo *S2-Glass*, fabricados pela *Hexcel Corporation*. O produto utilizado tem o código de fabricante 4522. Trata-se de um tecido tipo *plain*, com 53% de filamentos *warp* e 47% de filamentos *fill*. A espessura por camada é de 0,10 mm para laminados com relação de 50% de volume de fibra. A gramatura é de 126 g/m<sup>2</sup>;

**Matriz:** foi utilizada a resina epóxi *Araldite*<sup>®</sup> LY 5052 BR e o endurecedor HY 5052 BR fabricados pela *Ciba Especialidades Químicas Ltda.* com a proporção recomendada de 100 g de resina para 38 g de endurecedor.

## 2.2 Ensaios de caracterização do freijó

Sendo a madeira um material composto natural, optou-se pela utilização da mesma norma ASTM D 3039 (1989) para a caracterização do freijó em tração nas direções paralela e transversal às fibras. Essa opção se mostrou adequada já que foram observados modos de falha típicos, tendo sido obtidos valores de resistência e rigidez esperados para a espécie (Brotero, 1941) com baixa dispersão dos resultados. Para cada direção foram ensaiados 5 corpos de prova retirados de uma tábua pré-selecionada para uso em construção aeronáutica e os resultados são também mostrados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Resultados dos ensaios de caracterização de materiais em tração

Material	Tensão de Ruptura (MPa)			Módulo de Elasticidade (GPa)		
	Média	Desvio Padrão	Coef. Variação %	Média	Desvio Padrão	Coef. Variação %
<i>S2Glass – Warp</i>	497	27	5,4	29,72	1,65	5,6
<i>S2Glass - Fill</i>	421	36	8,5	25,54	1,37	5,4
Freijó Tração paralela	117	7	6,2	19,17	1,20	6,3
Freijó Tração transversal	3,9	0,39	9,9	0,7	0,046	6,7

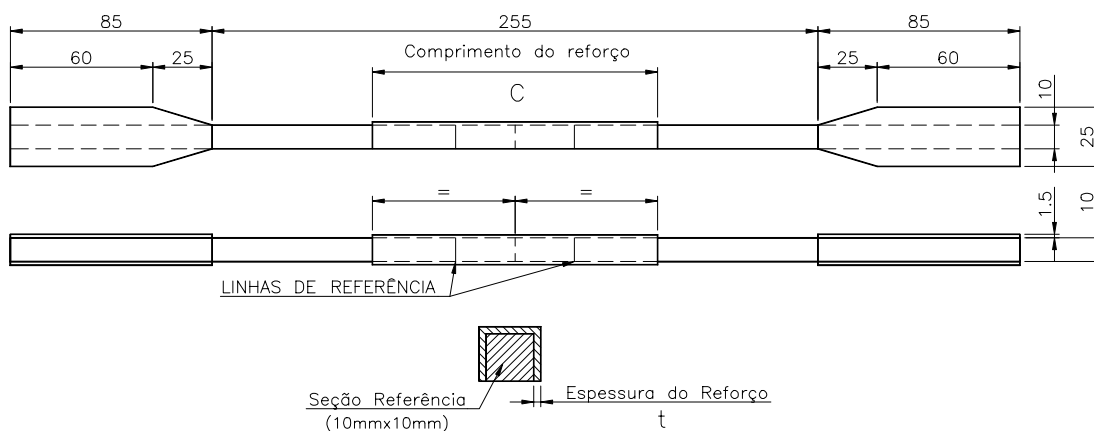
## 2.3 Ensaios de simulação de reparos

Visando validar o modelo de elementos finitos criado para análise estrutural de reparos de tensores, foram realizadas campanhas de ensaios de tração e de flambagem. Nos ensaios de flambagem foram consideradas conservativamente condições de extremidades bi-articuladas. Nos dois casos foram ensaiados preliminarmente corpos de prova construídos unicamente em freijó com dimensões semelhantes às encontradas nos tensores de fuselagem de aeronaves. Esses corpos de prova são referenciados neste trabalho como “sem reforço” e visam estabelecer uma referência do comportamento estrutural do tensor original. Posteriormente foram ensaiados corpos de prova com dimensões idênticas às dos corpos de prova “sem reforço” cortados ao meio em seu comprimento, de modo a simular uma ruptura. Após alinhadas suas metades, um reforço fabricado com laminado de fibra de vidro/epóxi foi aplicado unindo-as de forma equidistante a partir do ponto do corte. Como uma das faces do tensor é colada ao revestimento da fuselagem em aeronaves de madeira, optou-se pelo uso de um perfil C para o reforço garantindo acessibilidade de colocação do mesmo na área de avaria sem a necessidade de retirada do revestimento da fuselagem nesse local. Foi proposta uma geometria para o perfil C com espessura de 1,3 mm e comprimento interno de alma e abas de 10 mm, tendo a sua colagem no tensor sido feita com adesivo *Araldite*<sup>®</sup> de secagem normal. Esses corpos de prova são a seguir referenciados como “com reforço”. Os ensaios foram feitos em máquina Instron com o uso de extensômetro de 50 mm de abertura inicial fixado aos

corpos de prova nas linhas de referência. Garras-padrão foram utilizadas para os ensaios de tração e um dispositivo foi fabricado para permitir a simulação de apoio rotulado nas duas extremidades para os ensaios de flambagem.

Para os ensaios de tração foram incorporados *tabs* fabricados em ipê (*Tabebuia spp*) colados com adesivo *Araldite*<sup>®</sup> nas extremidades das peças de freijó. Na Figura 1 são apresentados corpos de prova de tração “com reforço”. A geometria dos corpos de prova de tração “sem reforço” pode ser inferida à partir da Figura 1 retirando-se o perfil C e o corte.

Os corpos de prova dos ensaios de flambagem são do tipo prismático, sem *tabs*, com seção transversal quadrada com aresta de 10 mm e constante ao longo de seu comprimento L. O comprimento foi variado de modo a varrer a faixa típica de esbeltez verificada em tensores de fuselagem, situada para valores de índice de esbeltez ( $L/\rho$ ) entre 80 e 200, onde  $\rho$  é o raio de giração da seção. De modo análogo aos corpos de prova de tração, os corpos de prova de flambagem “sem reforço” e “com reforço” se diferenciam pela presença do perfil C e do corte.



**Figura 1.** Corpos de prova de tração “com reforço”

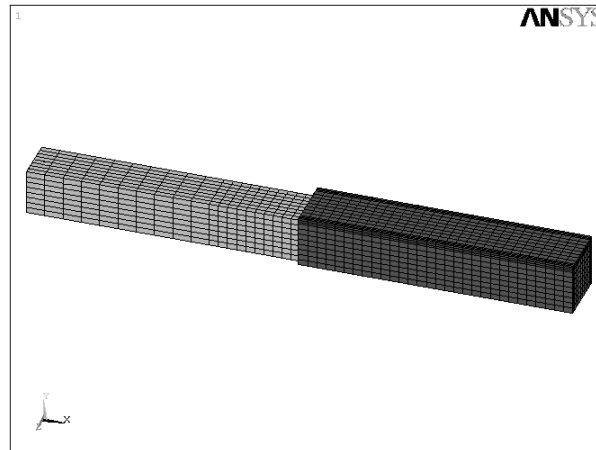
### 3. MODELOS

O programa comercial ANSYS (1997) foi utilizado como plataforma de análise dos modelos de elementos finitos. Todas as análises efetuadas foram lineares e elásticas. Nos modelos de corpos de prova “com reforço” a região do reforço apresenta especial dificuldade na análise pois nela ocorre uma interação entre materiais não isotrópicos e com grande variação em seus módulos de elasticidade. Modelos numéricos simplificados foram usados por Avent (1986) e Williamson e Daadbin (1992), para modelar casos semelhantes. Dávila (1999) sugere estratégias para aumentar a eficiência dessa modelagem. No presente trabalho, para análise de tensões de tração, foi gerado um modelo de elementos sólidos *SOLID45* (ANSYS, 1997) com 8 nós e 6 graus de liberdade por nó, apresentado na Figura 2. O mesmo tipo de elemento foi utilizado nos dois materiais (freijó e laminado de fibra de vidro/epóxi). Na definição das propriedades dos materiais foram utilizados os valores apresentados na Tabela 1. O filme de adesivo não foi representado nesse modelo. De forma a reduzir o número de elementos foi utilizada condição de simetria. Para modelagem das condições impostas pela máquina de ensaio adotou-se, como condições de contorno nos nós pertencentes à seção contida pelo plano de simetria, restrição da translação na direção do eixo X (eixo longitudinal). Carga unitária foi aplicada nos nós da seção da extremidade, de forma a simular tensão remota constante e igual a 0,01 MPa.

Para o caso da flambagem foram gerados modelos com elementos de viga *BEAM4* (ANSYS, 1997), bidimensionais, elásticos, com 2 nós e 6 graus de liberdade por nó. Os



valores constantes da Tabela 1 foram também utilizados para definição das propriedades dos materiais. Na região do reforço foi gerada uma malha composta por elementos distintos superpostos com propriedades de cada um dos dois materiais, freijó e laminado de fibra de vidro/epóxi, mesclados através do comando *merge* (ANSYS, 1997). Esse modelo teve o nó de uma das extremidades restrito na direção do eixo X (eixo longitudinal), simulando a base fixa da máquina de ensaios. Na outra extremidade, para simulação do cabeçote móvel, foi imposta uma translação de compressão na direção do mesmo eixo. Em ambas as extremidades as rotações foram liberadas para simulação de flambagem de uma peça bi-articulada, enquanto que as translações na direção do eixo Y (eixo transversal) foram restritas.



**Figura 2.** Modelo de simulação do corpo de prova de tração “com reforço”

## 4. RESULTADOS

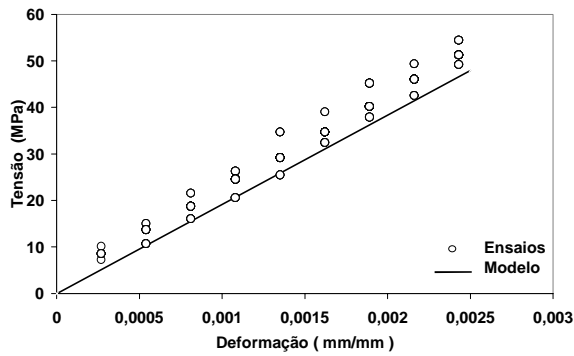
Os resultados são apresentados graficamente em curvas típicas tensão *vs.* deformação para ensaios de tração e tensão crítica *vs.* índice de esbeltez ( $L/\rho$ ) para ensaios de flambagem. Além disso foram incluídas figuras contendo isocurvas para o modelo de tração. Adotou-se a seção transversal do tensor “sem reparo” (10 mm x 10 mm) como área de referência para o cálculo das tensões.

### 4.1 Tração

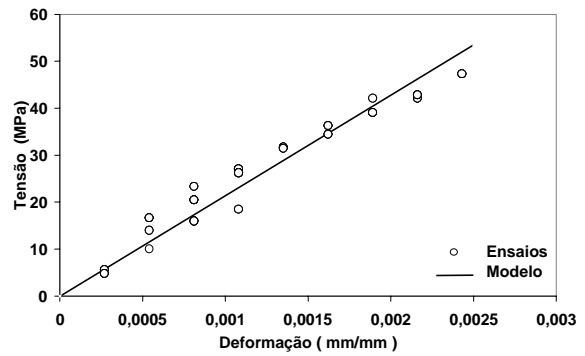
Os resultados dos ensaios de tração apresentaram de modo geral valores de dispersão típicos para o tipo de material e de sollicitação. Os modelos foram capazes de simular satisfatoriamente a rigidez obtida nos resultados experimentais, conforme mostrado nas Figuras 3 e 4, respectivamente para tensores “sem reforço” e “com reforço”. Na Figura 3 observa-se discreta tendência do modelo em subestimar a rigidez dos tensores ensaiados. Esse fato pode ser atribuído à dispersão dos dados na determinação da rigidez utilizada no modelo (freijó ensaiado na caracterização, da ordem de 6 % segundo Tabela 1).

Na Figura 5 é mostrado que o modelo aponta para um aumento de rigidez provocado pela introdução do reforço de fibra de vidro/epóxi na região do reparo. Um exame da Figura 6 indica, no entanto, que essa previsão não foi confirmada pelos ensaios já que seus resultados mostram uma redução no valor da rigidez de 5 % ao se incorporar o reforço de laminado de fibra de vidro/epóxi à região de reparo. A não inclusão do filme de adesivo no modelo pode ser apontada como uma possível explicação para esse comportamento.

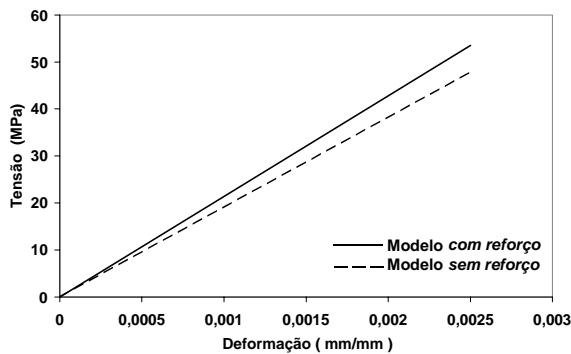
Para tensores reforçados foi observado nos ensaios que a ruptura se deu por cisalhamento do freijó na região de aplicação dos reforços. Um exame das Figura 7 e 8 mostra que o modelo foi capaz de identificar concentrações de tensões de cisalhamento e axiais nessa região. Isso sugere uma redução na resistência do tensor original conforme observado nos ensaios. As tensões de ruptura dos tensores “com reforço” foram menores em 30 % que as obtidas para os tensores “sem reforço” (Figura 9). Entretanto, para tensores de fuselagens as tensões de flambagem são limitantes e, portanto, uma redução da resistência à tração não implica necessariamente na necessidade de alteração do reparo proposto.



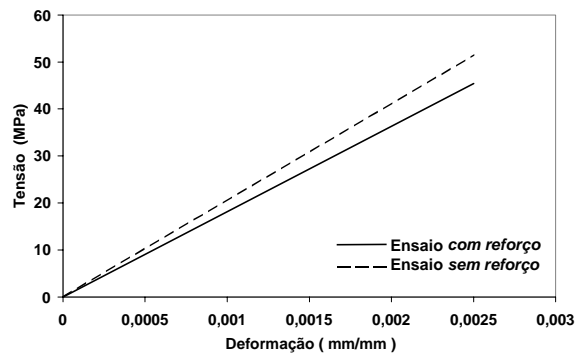
**Figura 3.** Curvas tensão vs. deformação de modelo e ensaios de tração em tensores “sem reforço”



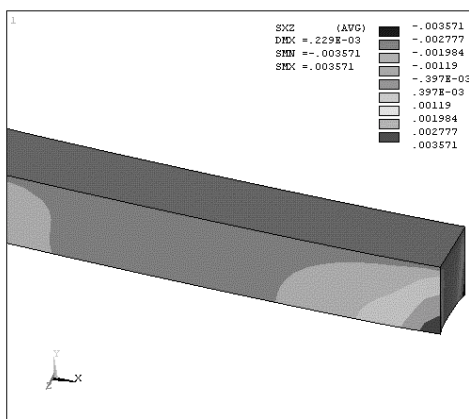
**Figura 4.** Curvas tensão vs. deformação de modelo e ensaios de tração em tensores “com reforço”



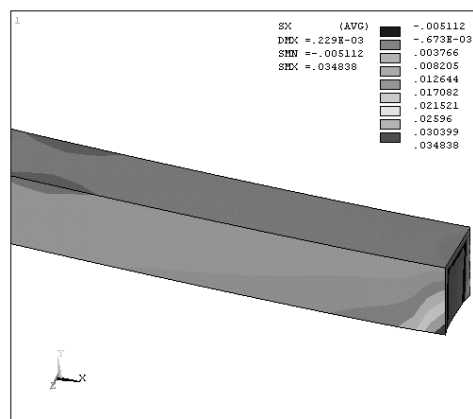
**Figura 5.** Curvas de tensão vs. deformação para modelos “sem reforço” e “com reforço”



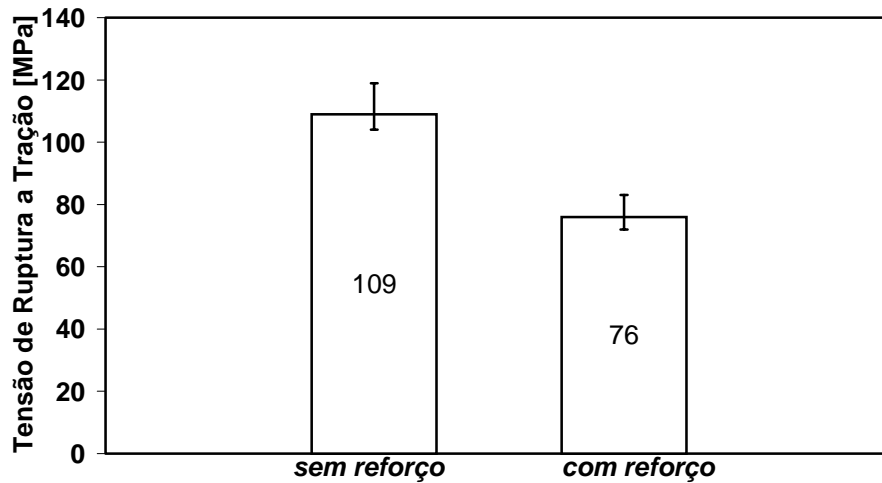
**Figura 6.** Curvas tensão vs. deformação para linhas de tendência dos ensaios “sem reforço” e “com reforço”



**Figura 7.** Variação da tensão de cisalhamento xz para modelo de tração “com reforço”



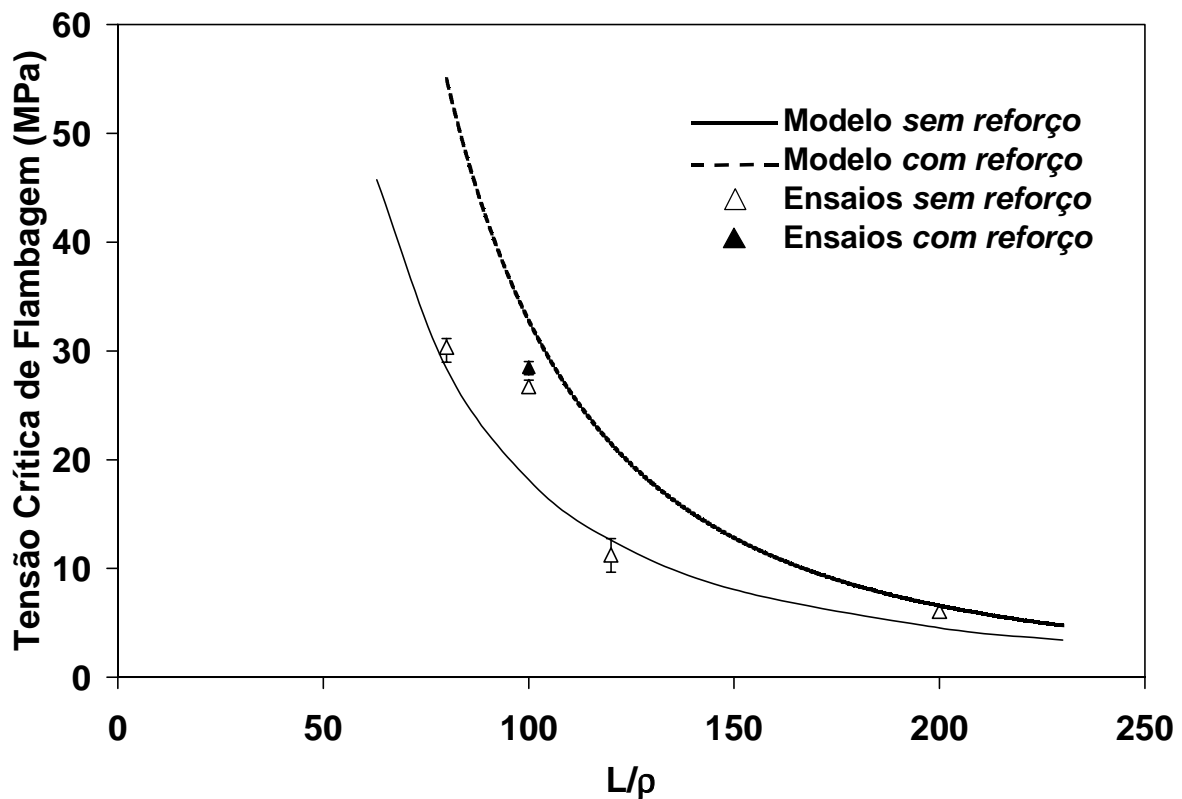
**Figura 8.** Variação da tensão axial no eixo x para modelo de tração “com reforço”



**Figura 9.** Tensões de ruptura à tração em tensores “sem reforço” e “com reforço”

#### 4.2 Flambagem

A Figura 10 apresenta os resultados das tensões críticas de flambagem vs. índice de esbeltez ( $L/\rho$ ) para os modelo e ensaios de tensores “sem reforço” e “com reforço”. As simulações das tensões críticas de flambagem pelos modelos correlacionaram com os dados obtidos experimentalmente de forma satisfatória (Figura 10). Os ensaios demonstraram que a aplicação dos reparos aumentou em 13 % a tensão admissível à flambagem, o que sugere a viabilidade de aplicação do reparo proposto.



**Figura 10.** Curvas de tensão crítica de flambagem vs.  $L/\rho$  para ensaios e modelos

## 5. CONCLUSÕES

Foi desenvolvida uma metodologia de reparos de tensores de madeira com a utilização de reforços de tecidos laminados de fibra de vidro/epóxi. Tal metodologia usa modelos de elementos finitos como ferramenta de projeto. Ensaios mostraram que a introdução do reparo induziu perda de 5 % na rigidez e de 30 % na resistência para tração e aumento de 13 % de resistência na flambagem. Resultados experimentais validaram a utilização dos modelos para prever a rigidez para tração e a carga crítica para flambagem bi-articulada dos tensores reparados. Concentrações de tensões foram identificadas no modelo de tração indicando modos de falha verificados nos ensaios. Trabalhos adicionais devem ser realizados para plena qualificação da metodologia proposta.

## AGRADECIMENTOS

- HEXCEL CORPORATION – USA, pela doação dos tecidos de fibra de vidro *S2-Glass* utilizados na fabricação dos laminados dos reparos;
- CIBA ESPECIALIDADES QUÍMICAS LTDA., pela doação do conjunto resina epóxi/endurecedor utilizado na fabricação dos laminados dos reparos.

## 6. REFERÊNCIAS

- ANSYS User's Manual, Versão 5.4, 1997.
- ASTM D 3039, Standard Test Method for Tensile Properties of Fiber-Resin Composites, 1989, American Society for Testing Materials, pp.117-120.
- Avent, R., 1986, "Design Criteria for Epoxy Repair of Timber Structures", Journal of Structural Engineering, Vol. 112, No. 2, pp.222-240.
- Brotero, F.A., 1941, "Dados Experimentais do Freijó", Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo, Boletim 29, 52p.
- Bruhn, E.F. 1965, "Analysis and Design of Flight Vehicle Structures", Tri-State Offset Company, USA.
- Dávila, C.G. and Chen, T.K., 1999, "Advanced Modeling Strategies for the Analysis of Tile-Reinforced Composite Armor", NASA Technical Memorandum NASA/TM-1999-209352, 16p.
- EAA/CAM18, 1988, "The Civil Aeronautics Manual 18", EAA (Experimental Aviation Association) Aviation Foundation, Inc., 210p.
- FAA/AC65, 1976, "Airframe & Powerplant Mechanics", Federal Aviation Administration, 601p.
- FAA/AC43, 1988, "Acceptable Methods, Techniques, and Practices – Aircraft Inspection and Repair", Federal Aviation Administration, 315p.
- Kitplanes, 1998, Vol. 15, No. 12, pp. 30-77.
- Triantafillou, T.C. and Deskovic, N., 1992, "Prestressed FRP Sheets as External Reinforcement of Wood Members", Journal of Structural Engineering, Vol. 118, No. 5, pp. 1270-1284.
- Williamson, C. and Daadbin, A., 1993, "An investigation into using finite element analysis for epoxy resin joints", Materials & Design, Vol. 14, No. 2, pp.91-95.

# ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DE TRELIÇAS MISTAS PARA EDIFICAÇÕES DE ANDARES MÚLTIPLOS

**Enio Pontes de Deus**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60.455-790, Fortaleza, CE, Brasil. E-mail: [epontes@dem.ufc.br](mailto:epontes@dem.ufc.br)

## Resumo

Os sistemas de vigamentos de piso em treliças mistas apresentam maior rigidez e economia em relação ao sistema convencional de pisos, que são apoiados sobre elementos metálicos sem interação. Este trabalho é resultado de uma intensa investigação sobre orientações de projeto e monitoração de um sistema estrutural em treliça mista. Inicialmente, são apresentados os critérios de dimensionamento da estrutura com *deck*-metálico incorporado. Com base nesses procedimentos é desenvolvida uma análise experimental, em escala real, para estudo do comportamento da treliça fabricada de perfis de chapa dobrada e conduzida até a ruína. O dimensionamento considera a ruína controlada pelo banzo inferior sob tensão de ruptura do material. O modo de colapso foi verificado devido a uma fratura frágil que se originou na corda inferior.

**Palavras-chave:** Estrutura de aço, Treliça mista, Fratura

## 1. INTRODUÇÃO

As estruturas mistas, face aos avanços conseguidos em nossos dias nas técnicas de construção e aprimoramento dos materiais empregados, permanecem como solução estrutural eficiente e, por isto, bastante difundida no meio técnico (Deus, 1993).

Os estudos dos conceitos relacionados à construção mista tiveram evolução associada historicamente ao desenvolvimento do concreto e do aço como materiais resistentes em um sistema estrutural.

A utilização de elementos treliçados como elementos resistentes em sistemas de pisos mistos surgiu na década de 60 na forma de treliças leves mistas ou *Open-Web Steel Joists*.

Vários ensaios foram conduzidos por diferentes pesquisadores e fabricantes de estruturas, que chegaram à conclusão de que este sistema é uma alternativa viável para sistemas de vigamento em estruturas mistas.

O estudo de **Treliças Mistas** teve origem com Iyengar (1973), que testaram treliças mistas utilizadas em sistemas de pisos para o edifício SEARS TOWER em Chicago.

Bjorhovde (1981), realizou o teste de uma treliça mista com 12000 mm de comprimento e 850 mm de altura, projetada para um edifício em Edmonton, Canadá. O colapso da estrutura foi precipitado pela flambagem da diagonal mais comprimida, com uma carga correspondente a 95% da carga de projeto.

Atualmente, os sistemas estruturais mistos tornaram-se importantes e atrativos para os projetistas, pois além de reduzir o custo de material e mão-de-obra, fornecem um sistema com maior rigidez e resistência, apresentando ainda várias vantagens, como:

- diminuição do peso global da estrutura; aumento de áreas livres de colunas permitindo uma maior flexibilidade na utilização da edificação; redução da altura do viga-piso; redução de flechas; utilização eficiente de dois materiais básicos da construção civil: aço e concreto; padronização dos componentes do sistema estrutural; eliminação dos escoramentos provisórios pela utilização de deck-metálico auto-portante; a montagem ganha em rapidez e precisão simplificando o acompanhamento técnico; utilização de telas soldadas; maior segurança no ambiente de trabalho; possibilidade de trabalho simultâneo em vários pisos; redução dos custos finais.

As treliças são fabricadas utilizando-se perfis selecionados pelo projetista dentro de uma larga variedade de seções de aço disponíveis. As cordas e diagonais podem ser escolhidas entre seções tais como: perfis tubulares de seção quadrada ou retangular, cantoneiras, tês, perfis de chapa dobrada, entre outros.

Afim de simplificar o processo de fabricação, as diagonais das treliças devem ser ligadas por soldas de filete diretamente nas laterais das cordas, dispensando o uso de chapas de ligação (*gusset*), que encarecem a fabricação e diminuem o espaço disponível para passagem de tubulações de serviços (dutos de ar condicionado, tubulações, eletrodutos, etc.).

Entretanto, a eliminação da chapa de *gusset* acarreta uma redução na área disponível para execução das soldas nas extremidades das diagonais provocando a superposição das mesmas quando se procura conservar o ponto de trabalho teórico. Para que seja possível a execução das ligações sem obstrução, é necessário deslocar o ponto de trabalho (PT) provocando excentricidades nos nós da treliça. A consideração destas excentricidades é obrigatória na fase de análise estrutural, de modo que seja possível garantir a resistência adequada dos elementos e das ligações.

Existem outras considerações de projeto que viabilizam a utilização de estruturas mistas:

- Projeto nos estados limites;
- Emprego de conectores de cisalhamento;
- Redução das flechas e vibrações devido ao acréscimo de rigidez, quando submetida às cargas de serviço;

Este trabalho, salvo indicado explicitamente o contrário, atende às recomendações da Norma Canadense CAN S16.1- M94, com base no projeto para estados limites aplicados à treliça leve mista. Como existem poucos resultados referentes a testes de treliças mistas de maior capacidade de carga, escolheu-se então, analisar o comportamento de uma treliça mista através de teste em escala real que caracterize as situações mais comuns de utilização de tais sistemas na prática corrente de profissionais e engenheiros estruturais.

## **2. DIMENSIONAMENTO DA TRELIÇA MISTA**

O dimensionamento consiste em verificações de resistência do sistema estrutural durante as seguintes fases de carregamento:

- instalação do deck-metálico, lançamento do concreto e cargas de ocupação.

Durante as fases construtivas, principalmente durante o lançamento do concreto, a verificação da corda superior se torna imperativa. Isto se deve ao fato da treliça não ser escorada gerando esforços de compressão consideráveis.

Na última fase do dimensionamento, considera-se que a laje de concreto passa a funcionar como corda superior da treliça, pois esta já pode ser considerada como um elemento estrutural plano.

A resistência à flexão de uma treliça mista é obtida quando a seção da corda inferior escoou em tração, e o concreto atinge sua resistência à compressão efetiva. Admite-se que existe uma interação completa e que a linha neutra se situa acima da nervura da laje (Fig. 1). A força resistente de tração fatorada na corda inferior é dada por :

$$T_r = \phi A_s F_y \quad (1)$$

Sendo:  $A_s$  = Área da seção transversal da corda inferior e  $F_y$  = Tensão de escoamento do aço.

A resistência à compressão efetiva do concreto é calculada utilizando-se uma área efetiva de concreto obtida pela multiplicação da largura efetiva por uma espessura efetiva do mesmo. A largura efetiva é dada pela cláusula 17.3.2 da S16.1. A resistência à compressão é calculada pela seguinte equação:

$$C_r = 0.85 \phi_c f_{ck} a b_e \quad (2)$$

onde :  $\phi_c = 0,60$

$f_{ck}$  = Resistência média característica do concreto à compressão;

$a$  = Espessura da parte comprimida da laje de concreto;

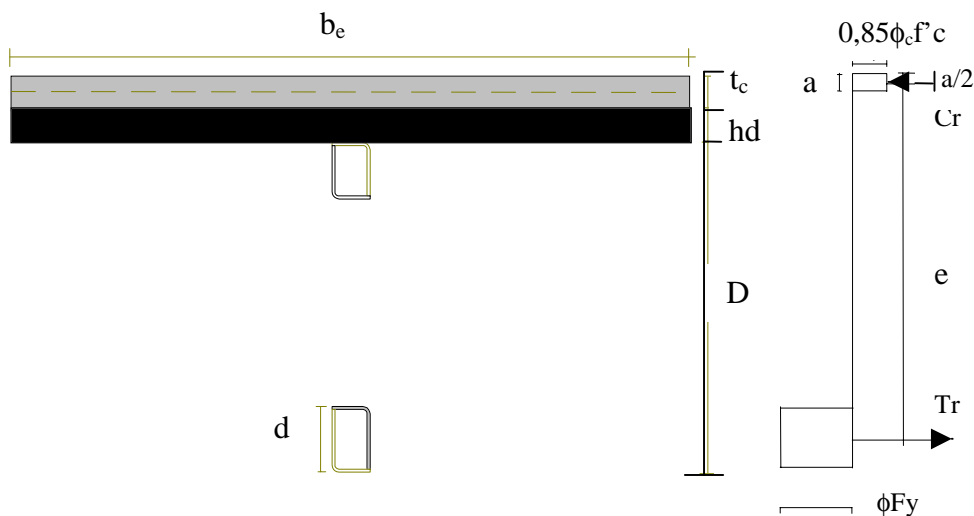
$b_e$  = Largura efetiva da laje de concreto.

Para que haja equilíbrio, tem-se:

$$\phi A_s F_y = 0.85 \phi_c f_{ck} a b_e \quad (3)$$

A espessura efetiva de concreto que está submetida à compressão é:

$$a = \frac{\phi A_s F_y}{0.85 \phi_c f_{ck} b_e} \quad (4)$$



**Figura 1.** Momento resistente de uma treliça mista.

A condição de “a” ser menor que “t<sub>c</sub>” indica que a linha neutra permanece no concreto, obtendo-se com isto uma maior eficiência do sistema estrutural. A área de concreto em tração é desprezada.

O momento resistente último é obtido através da equação a seguir:

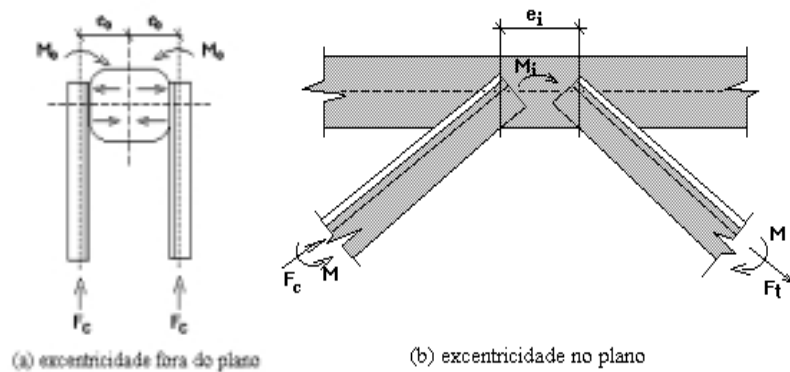
$$M_{rc} = \phi A_s F_y e \quad (5)$$

onde “e” representa a distância entre o centro de gravidade da corda tracionada ao centro de gravidade da seção comprimida de concreto.

## 2.1 Diagonais

As diagonais de uma treliça mista devem ser dimensionadas para suportar o esforço cortante vertical total. Estas barras são solicitadas por esforços axiais e momentos de extremidade nas duas direções, momentos estes decorrentes das rotações impostas nas ligações soldadas pelas deformações da treliça e dos efeitos das excentricidades nodais. Estas excentricidades são causadas pelos deslocamentos dos pontos de trabalho (PT) necessários para a execução destas ligações sem necessidade de cortes adicionais nas extremidades das peças.

Os momentos provenientes das excentricidades fora do plano da treliça são auto equilibrados (Fig. 2).



**Figura 2.** Momentos originados das excentricidades nodais da treliça.

## 2.2. Conectores de Cisalhamento

No dimensionamento de treliças mistas o cálculo dos conectores é efetuado admitindo-se a interação total entre a laje de concreto e a corda superior da treliça. A força de cisalhamento horizontal resistida pelos conectores entre os pontos de apoio e máximo momento fletor é dada por:

$$V_h = \phi A_{sc} F_y \quad (6)$$

onde : A<sub>sc</sub> = Área da seção transversal do conector de cisalhamento.

A Norma Canadense CAN S16.1-M94, admite que os conectores de cisalhamento devem ser espaçados uniformemente ao longo do comprimento da corda.



### 2.3. Dimensionamento da Treliça Testada

Para realização do ensaio dimensionou-se uma treliça mista com 11910 mm de comprimento, com espaçamento de centro a centro entre treliças de 3000 mm. A largura efetiva da laje foi de 2350 mm, largura esta que foi adotada para o ensaio experimental. O deck-metálico utilizado foi fabricado pela PERKROM, e usado invertidamente com 76 mm de altura e tensão de escoamento de 250 MPa. A laje de concreto possuía espessura de 65 mm e  $f'_c$  de 20 MPa. O concreto foi armado com uma armadura mínima de tela soldada Q92 (TELCON) e colocado à 96 mm de altura em relação ao fundo do deck-metálico para controle da fissuração da laje.

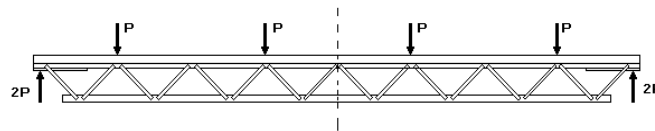
As cordas e diagonais da treliça foram formadas por tubos retangulares compostos de perfis cantoneira de chapa dobrada. As demais diagonais foram compostas por cantoneiras de chapa dobrada. O aço estrutural adotado para as cordas e diagonais foi o SAC 41. Todas as peças de aço foram padronizadas com uma espessura de 6.35 mm. Adotou-se a configuração tipo *Warren* com 8 painéis, com as diagonais inclinadas aproximadamente a  $45^\circ$ , observando um modo adequado para a determinação de espaços livres para a passagem de dutos das instalações. A altura compreendida entre a superfície de concreto e a face inferior da corda inferior foi de 720 mm.

A treliça mista foi projetada para uma carga permanente total  $W_D$  correspondente a 11.7 kN/m e sobrecarga de ocupação  $W_L$  de 5.0 kN/m. De acordo com a Norma Canadense S16.1 (CANM, 1989), seções 7.2.2 e 7.2.3 o valor da carga total fatorada  $W_f$  é dado por :

$$W_f = \alpha_D W_D + \alpha_L W_L, \quad \text{sendo } \alpha_D = 1.25 \text{ e } \alpha_L = 1.5 \quad (7)$$

Os esforços máximos calculados utilizados no pré-dimensionamento dos elementos da treliça, foram obtidos a partir do valor de  $W_f$  correspondente a 263.4 kN, resultando um momento fletor fatorado  $M_f$  de 392 kN.m e um esforço cortante fatorado  $V_f$  de 132 kN. O momento resistente  $M_{rc}$  calculado foi de 441 kN.m, 1.13 vezes o valor de  $M_f$ .

Com o objetivo de simular este carregamento, projetou-se a treliça para suportar quatro cargas concentradas, equivalentes a carga distribuída total, aplicadas em quatro nós como mostra a figura 3. A flecha devido à carga correspondente a fase construtiva de lançamento do concreto da laje mista, foi estimada com um valor de 20 mm. A flecha máxima para o carregamento total imposto foi de 13.3 mm, menor que o máximo valor recomendado pela S16.1 de  $L/360$  ou 33 mm.



**Figura 3.** Diagrama de carregamento.

A treliça mista foi dimensionada para que a corda inferior atingisse não mais a tensão de escoamento, mas sua tensão de ruptura ( $F_u$ ), ou seja:

$$T_r = \phi A_s F_u \quad (8)$$

## 2.4. Triangularização da Treliça

Entre as configurações conhecidas para treliça escolheu-se a tipo *Warren*, pois ela permite maiores espaços livres entre as diagonais para instalação de dutos e serviços (Fig. 4).

As diagonais da treliça são conectadas diretamente nas cordas por meio de soldas de filete. Devido a este tipo de conexão torna-se necessário a introdução de excentricidades nodais devido ao deslocamento do ponto de trabalho (PT). Esta medida evita cortes adicionais nas extremidades das diagonais que dificultam e aumentam o custo de fabricação (Fig. 5).

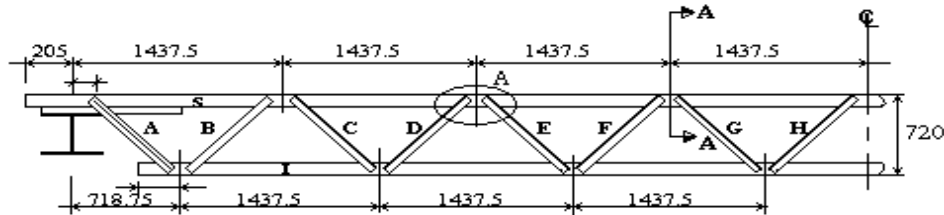


Figura 4. Detalhamento das barras e nós da treliça.

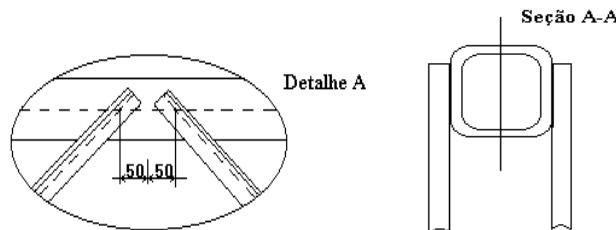


Figura 5. Detalhe A e seção A-A da figura 4.

## 2.5. Modelagem Para Análise Estrutural

De posse dos desenhos de detalhes (desenho de fabricação) são elaborados os modelos estruturais para serem analisados por computador. O primeiro modelo corresponde à treliça isolada (Fig. 6), onde são consideradas as fases construtivas de colocação do deck-metálico e do lançamento do concreto e não há nenhuma interação entre a laje mista e a treliça. O modelo 2 corresponde à treliça mista (Fig. 7), ou seja, situação em serviço em que há uma interação entre a laje mista e a treliça, sendo analisado sob cargas fatoradas de ocupação superpostas com as cargas permanentes (peso próprio). Neste método, considera-se a fração comprimida da área da seção transversal da laje de concreto como uma área equivalente em aço, transformada pela razão entre os módulos de elasticidade dos dois materiais ( $n = E_s / E_c$ ). As ligações entre os elementos que compõem a laje e a corda superior, são feitas por pequenos segmentos denominados "*shear-links*".

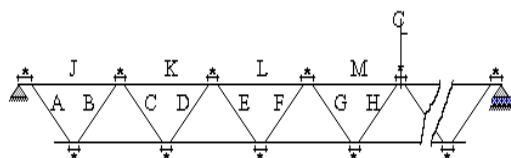


Figura 6. Modelo 1 - treliça isolada (construção não mista).

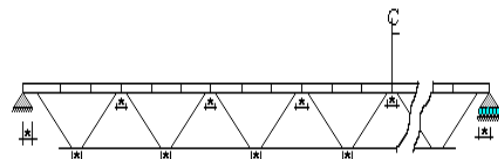


Figura 7. Modelo 2 - Treliça Mista

### 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

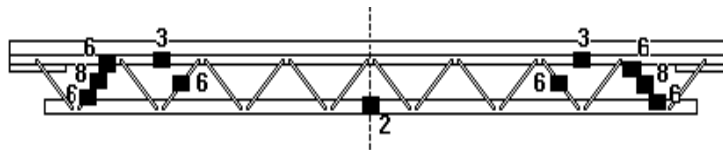
Neste estudo procurou-se investigar vários aspectos do comportamento da treliça, que são:

- deflexão da treliça na fase não mista devido ao peso próprio do concreto no sentido de avaliação do desempenho em construções não escoradas;
- deflexão e tensão nos membros devido à retração do concreto em um período de 90 dias;
- teste da treliça mista até a fase de ruína;
- flecha máxima da treliça mista e possíveis modos de ruína do modelo;
- distribuição de tensões no concreto na região central da treliça;
- comportamento dos conectores de cisalhamento ;
- estado de fissuração longitudinal do concreto;
- determinação dos esforços nas cordas e diagonais.

Ensaio de resistência dos conectores de cisalhamento, foram executados antes do teste destrutivo do modelo para se definir a distribuição dos conectores ao longo da corda superior da treliça. A qualidade do concreto foi avaliada através de testes de compressão de corpos de prova cilíndricos. Antes da ruína ser atingida, o conjunto foi devidamente instrumentado para a determinação da frequência natural da treliça mista. Isto teve como objetivo principal avaliar o aspecto de conforto humano relativo a vibração devido ao impacto de calcanhar ("*Heel Drop*" Test).

#### 3.1. Instrumentação

As medidas das deflexões foram executadas com o uso de um deflectômetro mecânico, com precisão de 0,01 mm e curso máximo de 25 mm, localizado no centro da treliça e tendo como nível de referência a face inferior da corda tracionada. As leituras das deformações nas barras foram efetuadas por 60 extensômetros elétricos de resistência (Strain Gauges) tipo KYOWA e SHOWA com comprimento de resistência de 5 mm, resistência de 120 Ohms e fator de  $2,10 \pm 1\%$  (gauge factor). Sua distribuição na estrutura está mostrada na figura 8.



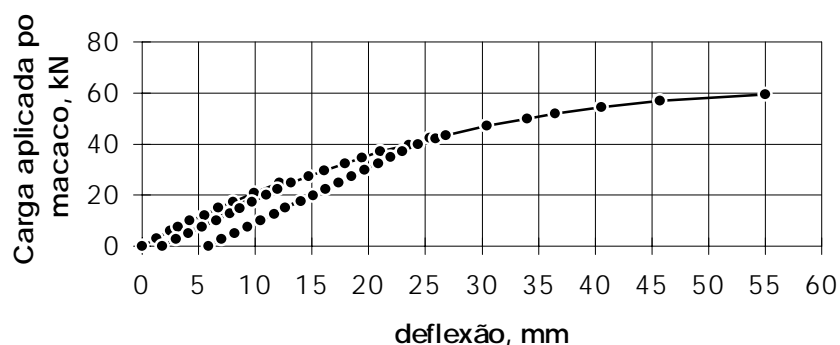
**Figura 8.** Posicionamento dos extensômetros elétricos na treliça mista.

#### 3.2. Teste Final

Examinando a figura 9, pode-se observar o comportamento da estrutura desde a pré-carga até a ruína, onde a carga aplicada é plotada versus deflexões ocorridas no centro da treliça.

Para a carga de 55 kN foi obtida a tensão de escoamento  $f_y$  da corda inferior. Quando a carga total era de 240 kN, ouviu-se grandes estalos simultâneos, ocorrendo uma ruptura brusca, quase sem aviso, da treliça mista, sendo esta seccionada em sua região central. Houve uma ruptura frágil da solda de união das duas metades da treliça metálica. Antes da queda foi possível a percepção do seccionamento da corda inferior.

Os ruídos que antecederam a queda foram originados da ruptura da solda. A carga de ruptura foi então de 60 kN/atuador. A deflexão total no instante que antecedeu a queda da estrutura foi de 55 mm.



**Figura 9.** Gráfico carga versus deslocamento no centro da treliça mista.

#### 4. CONCLUSÃO

O estudo experimental desenvolvido neste trabalho possibilitou observar o comportamento de uma treliça mista, em escala real, utilizando perfis leves de chapa dobrada, quando solicitada por quatro cargas concentradas nos quartos de vão.

Para as condições impostas de temperatura e umidade, constatou-se que praticamente não houve retração considerável na laje mista, ocorrendo formação de fissuras com uma abertura média na ordem de 0,2 mm. As deflexões e deformações variaram de forma lenta e contínua num período de 70 dias até estabilizar um valor máximo de 2,8 mm. A consideração especial do uso de tela soldada na laje de concreto contribuiu no controle do fissuramento devido à retração do concreto e variações termohigrométricas.

Uma vez reforçadas as diagonais e demais componentes da treliça para tensões correspondentes a  $F_u$  da corda inferior, não verificou-se mais a falha de nenhum componente a não ser da solda existente na corda inferior, que devido ao modo pela qual foi executada, tornou-se o ponto mais fraco levando a estrutura à ruína.

Para as emendas de topo soldadas das cordas da treliça, deve-se adotar medidas que possam garantir uma penetração total através do emprego de juntas pré-qualificadas da AWS. Uma análise posterior desta solda demonstrou uma falta de penetração e um alto índice de porosidade.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Salmon C. G., Johnson J. E., 1996. Steel Structures: Design and Behavior: Emphasizing Load and Resistance Factor Design, Hardcover, 4<sup>th</sup> Edition.
- Deus, E.P., 1993. Treliças mistas para edificações de andares múltiplos com uso de perfis leves de chapa dobrada. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Brasil.
- Iyengar, S.H., Zils, J.J., 1973. Composite floor system for sears tower. AISC v.10.
- Bjorhovde, R., 1981. Full-scale test of a composite truss. Struc. Eng. Report n. 97, The Univ. of Alberta, Edmonton.
- CAN, 1994. Canadian standards association, CSA S16.1-94, Limit States Design of Steel Structures, Canadá.

# ANÁLISE DAS TENSÕES EM FEIXE DE MOLAS SEMI-ELÍPTICAS E COMPARAÇÃO COM A NORMA ABNT NBR 8567 (1984)

**Luiz Daré Neto**

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Odilson Coimbra Fernandes**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: ldaren @bauru.unesp.br.

## Resumo

Existe farta literatura para a determinação das tensões em feixes de molas semi-elípticas, utilizando equações elementares de resistência dos materiais, mas não foi encontrada, na literatura formal, trabalho que quantificasse, experimentalmente, as tensões nas lâminas internas de um feixe de molas, dificuldade esta encontrada, devido ao contato entre as lâminas, impossibilitando a introdução de instrumento de medição. Este trabalho tem o objetivo de apresentar o desenvolvimento do processo utilizado para a medição das tensões atuantes nas lâminas internas de um feixe de molas semi-elípticas, e apresentar os valores encontrados com o ensaio experimental, no feixe de molas semi-elípticas, utilizando 24 extensômetros de resistência elétrica, distribuídos nas cinco lâminas de molas; estes valores foram comparados com valores calculados, encontrados através da aplicação da Norma ABNT NBR8567 (1984). Os resultados mostraram discrepância entre os valores medidos e calculados, e que a Norma Brasileira não é indicada para determinar a tensão atuante em qualquer ponto de qualquer lâmina do feixe de molas, mas devido a sua simplicidade e rapidez do processo apresenta boa precisão para o pré-desenvolvimento do produto.

**Palavras-chaves:** molas semi-elípticas; molas planas; análise de tensões.

## 1. INTRODUÇÃO

A denominação de mola semi-elíptica surgiu devido ao uso, nas carruagens, de um par de feixes de molas, um feixe sobre o outro, unidos pelas extremidades, sendo, o feixe inferior, a imagem do superior; devido à curvatura das lâminas, necessária para proporcionar o vão livre para o deslocamento ou movimentação, a forma resultante é muito parecida com uma elipse, originando este nome (BASTOW; 1990).

Vários trabalhos, na indústria, já foram feitos medindo-se a tensão atuante na primeira lâmina do feixe de molas, mas, não foi encontrado nenhum trabalho que determinou as tensões nas lâminas internas do mesmo.

O fato de que as últimas lâminas de um feixe são as primeiras a apresentar falas (quebras) é conhecido, tanto pelos fabricantes de veículos pesados como pelos fabricantes de molas, fato também mencionado por WACHTEL et al. (1987).

O objetivo deste trabalho tecnológico é criar um método eficiente para medir a real tensão atuante em todas as lâminas de um feixe de molas semi-elípticas, e realizar comparações entre os resultados teóricos obtidos através da aplicação da Norma ABNT NBR 8567 (1984) e resultados de ensaios

obtidos através de extensômetros de resistência elétrica; para tanto, foi escolhido um feixe de molas existente no mercado, composto por cinco lâminas, as quais receberam 24 extensômetros de resistência elétrica.

## 2. MATERIAIS

### 2.1. Feixe de Molas

O elemento em estudo é o feixe de molas semi-elípticas, também chamado feixe de molas planas.

Visando uma aplicação direta da pesquisa, escolheu-se trabalhar com o feixe de molas da suspensão dianteira dos caminhões da marca Mercedes Benz, utilizado em vários modelos. As lâminas foram numeradas de 1 a 5, de acordo com as Normas ABNT -NBR 8567 (1984).

Como um dos pontos menos conhecidos em feixes de molas é o efeito da variação da tensão, devido ao escalonamento das lâminas no feixe, decidiu-se escalonar a segunda lâmina, isto é, cortar uma parte de cada extremidade, tirando o efeito da segurança do veículo, mas, aumentando o número de escalonamentos, de três para quatro lâminas.

O feixe em estudo é um feixe simétrico, sendo que os meios comprimentos das lâminas dos feixe são: lâmina número 1 - 859,0 mm; lâmina número 2 - 734,5 mm; lâmina número 3 - 615,0 mm; lâmina número 4 - 419,0 mm; lâmina número 5 - 226,0 mm.

No feixe em estudo, as espessuras das lâminas são diferentes, tendo a primeira e a segunda lâminas espessura de 17 mm, e da terceira à quinta lâminas, espessura de 18 mm. Todas as lâminas do feixe possuem largura de 70 mm com raio de arredondamento lateral.

O módulo de resistência à flexão, calculado, para as lâminas números 1 e 2 foi de  $3.050\text{mm}^3$ , e  $3.400\text{mm}^3$  para as lâminas números 3, 4 e 5; desta forma os valores dos momento de inércia da seção foi de  $25.925\text{mm}^4$  para as lâminas números 1 e 2, e  $30.600\text{mm}^4$  para as lâminas números 3, 4 e 5.

Deve ser ressaltado que estes valores não são válidos para as extremidades das lâminas números 3, 4 e 5.

A boa concordância entre o raio das laterais e as superfícies planas da lâmina de mola, melhora a eficiência, nessa região, do tratamento da superfície pelo processo “*shot peening*”, já que as trincas, por fadiga do material, geralmente, têm início na linha de encontro de superfícies (bordas), conforme PASTOUKHOV & VOORWALD (1995) e PETERSON (1974).

Embora a Norma ABNT NBR 5678 (1984) indique o valor do módulo de elasticidade (E), 196.000 MPa e VLACK (1984) o valor médio de 205.000 MPa, neste trabalho foi utilizado o valor de  $E = 204.048\text{MPa}$ , valor este, usualmente utilizado pelas Industrias do ramo.

### 2.2. Elementos para a Medição das Tensões

Neste trabalho, para a medição da tensão em pontos pré estabelecidos da superfície das lâminas do feixe, foram utilizados extensômetros elétricos de resistência para medição da deformação em uma direção; estes extensômetros apresentavam resistência de  $119,8 \pm 0,2\Omega$  (a  $24^\circ\text{C}$ , 50% RH), os quais foram ligados a uma caixa comutadora, com capacidade para 24 canais, e a um medidor de micro-deformação. Os extensômetros foram ligados em meia ponte de Wheatstone, com compensador de temperatura.

A aplicação da força foi feita por uma prensa hidráulica e o valor da carga aplicada foi lido em um anel dinamométrico, com capacidade de 98.100 N (10.000 kgf).

### 3. MÉTODO

O procedimento para aplicação das cargas e determinação do deslocamento do feixe foi baseado nas mesas de ensaio, encontradas nas indústrias especializadas, isto é, prensa hidráulica e carrinhos para deslocamento das extremidades; conforme ilustrado pela figura 1.



**Figura 1.** Banco de ensaios destinados à medição das deformações nos pontos pré-estabelecidos dos feixe de molas (as extremidades da Segunda lâmina não correspondem às condições ensaiadas)

#### 3.1. Método para a Medição da Tensão-Deformação

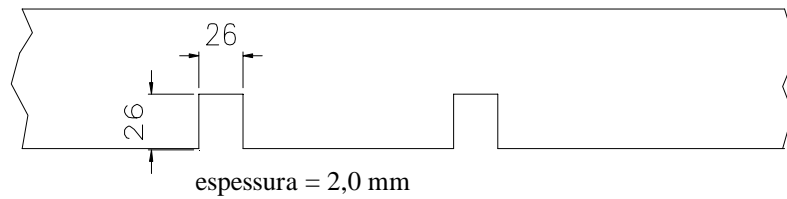
Considerando o objetivo final do trabalho, que é estudar o comportamento da tensão no feixe de molas semi-elípticas, foi necessário colar extensômetros em determinados pontos de todas as lâminas do feixe.

No feixe de molas semi-elípticas existe a inconveniência de que as lâminas trabalham encostadas uma à outra, impossibilitando a colagem dos extensômetros nas superfícies internas das lâminas do feixe, sem danificá-los.

O procedimento desenvolvido para a medição da deformação-tensão em pontos das lâminas internas do feixe, consiste na utilização de uma lâmina espaçadora entre as lâminas de molas.

Estes elementos espaçadores são de alumínio, material escolhido devido a sua elevada resistência à deformação por compressão e baixa resistência à flexão, influndo o mínimo possível nos resultados. A figura 2 ilustra uma parte de uma lâmina espaçadora.

A deflexão (deslocamento) do ensaio foi 110 mm, valor obtido da condição de trabalho do feixe de molas no veículo.



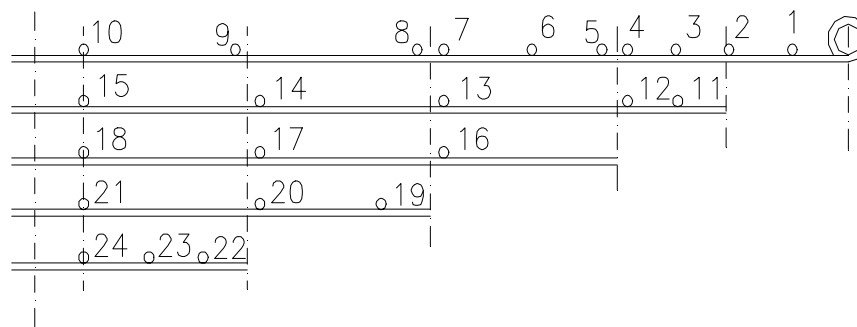
**Figura 2.** Croqui de uma lâmina espaçadora de alumínio, onde é mostrado o recorte para posicionamento dos extensômetros elétricos.

### 3.2. Pontos Analisados

A análise da variação das tensões no feixe de molas foi feita em 24 pontos, sendo distribuídos da seguinte forma: dez pontos na primeira lâmina, cinco pontos na segunda lâmina e na terceira, quarta e quinta lâminas, três pontos em cada uma; a justificativa desta distribuição será detalhada a seguir.

Para a verificação da variação da tensão nas lâminas do feixe em uma mesma seção vertical, procurou-se fazer o alinhamento vertical dos pontos em análise, tomando como referência o centro do feixe.

Para uma visualização mais geral, a figura 3 mostra um esboço dos pontos analisados em cada lâmina.



**Figura 3.** Pontos em estudos do feixe de molas.

A posição de cada ponto em análise foi determinada tendo como base: o efeito da carga externa, o efeito das forças nas extremidades das lâminas em contato e o alinhamento vertical.

Desta forma, o ponto 1 é utilizado para calibrar o banco de ensaios.

Para a análise da variação da tensão nas seções de mesma posição, em relação ao centro do feixe de molas, formaram-se os seguintes alinhamentos verticais: pontos 3 e 11; pontos 4 e 12; pontos 7, 13 e 16; pontos 9, 14, 17 e 20 e os pontos 10, 15, 18, 21, e 24; cada conjunto de pontos alinhados, relaciona diferentes números de lâminas, sendo que o conjunto mais interessante é o que analisa todas as lâminas.

## 4. RESULTADOS E INTERPRETAÇÃO

A tensão atuante no material é, geralmente, o elemento mais importante da análise estrutural do projeto, merecendo cuidados especiais para sua determinação. O método de medição da deformação do material é o mais recomendado para estes casos, pois é analisada a própria peça física, dentro do sistema a que pertence e nas condições de trabalho.



#### 4.1. Resultados Experimentais

Os resultados dos ensaios obtidos, através de uma ponte amplificadora, foram em micro deformações, sendo realizados com duas repetições, e as diferenças encontradas mantiveram-se entre zero e 20  $\mu\text{St}$  (0 a 4 MPa).

Como o usual na engenharia é o tratamento dos resultados utilizando a tensão, os valores mostrados são convertidos em tensão, aplicando a lei de HOOKE (matemático inglês ROBERT HOOKE, 1635-1703), os quais estão mostrados no item seguinte.

#### 4.2. Análise da Distribuição da Tensão no Feixe de Molas Utilizando a Norma ABNT NBR 8567 (1984)

Para análise dos resultados, será assumido que, os valores das tensões medidas pelos extensômetros ( $\sigma_{\text{ext}}$ ), em cada ponto das lâminas do feixe, serão os valores reais, sendo os mesmos usados para a determinação da diferença ou erro, na comparação com os valores obtidos através dos processos teóricos, indicados pela Norma ABNT NBR - 8567 (1984).

A Norma em tela, traz uma equação específica para o caso de feixe de molas com espessuras de lâminas diferentes, a qual, não pode ser aplicada diretamente, pois as seções das lâminas não são retangulares, sendo formadas por composições de formas. A situação pode ser contornada mantendo-se constante a espessura da lâmina estudada ( $h_i$ ) e determinando-se a largura média ( $b_n$ ) suficiente para proporcionar o módulo de resistência à flexão da seção analisada; assim, como resultado obtém-se:  $b_1^*$  e  $b_2^* = 63,32 \text{ mm}$  e  $b_3^*$ ,  $b_4^*$  e  $b_5^* = 62,96 \text{ mm}$ ; onde:  $b_n^*$  é a largura média da lâmina de mola, necessária para produzir o módulo de resistência à flexão da mesma.

Estes valores da largura média, são aplicados na equação indicada pela Norma, que, retrabalhada, é representada pela equação 1.

$$\sigma_t = \frac{6 \cdot P_1 \cdot l_p \cdot h_n}{b_1^* \cdot \sum_{i=1}^2 h_i^3 + b_3^* \cdot \sum_{i=3}^{Ne} h_i^3} \quad (1)$$

Para a determinação da tensão teórica ( $\sigma_t$ ), calculada em cada ponto por esta Norma, o comprimento " $l_p$ " é tomado como sendo a distância entre o ponto de aplicação da força até o ponto em análise; o valor da força " $P_1$ ", que é a carga atuante no olhal da primeira lâmina, é a metade do valor lido no dinamômetro do banco de ensaio, para o deslocamento de 110 mm, a qual apresentou o valor de 11.473,5 N; o número de lâminas na seção transversal do feixe de molas é simbolizado por " $Ne$ ".

Conhecendo-se o valor da tensão real ( $\sigma_{\text{ext}}$ ), medida no ponto, e a tensão teórica ( $\sigma_t$ ), calculada no mesmo ponto, pode-se determinar a diferença entre elas; será chamado de "Erro" esta diferença em porcentagem.

Para o ponto número 1, este "Erro" é:

$$rro_1 = \left( \frac{\sigma_{t1} - \sigma_{\text{ext}1}}{\sigma_{\text{ext}1}} \right) 100 = \left( \frac{222,0 - 220,4}{220,4} \right) 100 = 0,72\% \quad (2)$$

A análise de cada ponto está mostrada na tabela 1.

**Tabela 1.** Valores das tensões reais ( $\sigma_{ext}$ ) e teóricas ( $\sigma_t$ ), produzidas pelo deslocamento de 110 mm, utilizadas para determinação do Erro decorrente da aplicação da Norma ABNT - NBR 8567 (1984).

Ponto Número	Distância ( $l_p$ ) [mm]	Largura da lâmina ( $b^*$ ) [mm]	Espessura da lâmina ( $h_n$ ) [mm]	Tensão teórica ( $\sigma_t$ ) [MPa]	Tensão real ( $\sigma_{ext}$ ) [MPa]	Erro [%]
1	59	63,32	17	222,0	220,4	0,72
2	126	63,32	17	474,0	476,5	-0,51
3	182	63,32	17	342,3	493,8	-30,67
4	233	63,32	17	438,3	497,9	-11,97
5	260	63,32	17	429,7	502,0	-14,39
6	333,5	63,32	17	474,7	516,2	-8,04
7	426,5	63,32	17	504,5	532,6	-5,27
8	455	63,32	17	485,3	540,7	-10,25
9	646,5	63,32	17	516,8	565,2	-8,57
10	807	63,32	17	547,9	581,5	-5,78
11	180	63,32	17	338,6	200,0	69,31
12	232,5	63,32	17	437,3	402,0	8,79
13	427	63,32	17	505,1	493,8	2,29
14	621	63,32	17	535,7	553,0	-3,12
15	806	63,32	17	547,2	589,7	-7,20
16	427	62,96	18	534,8	553,0	-3,29
17	621	62,96	18	567,3	585,6	-3,14
18	806	62,96	18	579,4	597,9	-3,09
19	493	69,33	13,3	357,8	267,3	33,86
20	621	62,96	18	567,3	591,7	-4,14
21	805	62,96	18	578,7	614,2	-5,78
22	682	67,9	13,7	420,1	263,2	59,59
23	738,5	64,93	16,1	503,0	444,8	13,07
24	806	62,96	18	579,4	620,3	-6,59

## 5. DISCUSSÃO

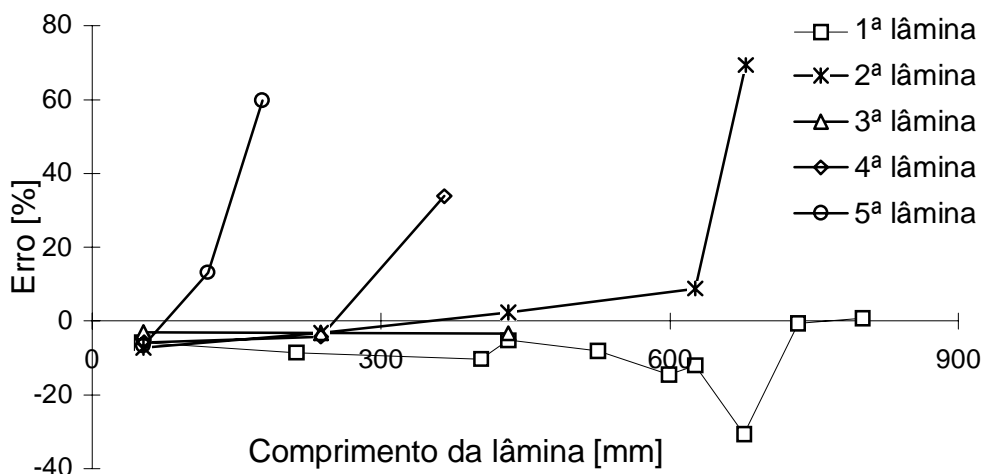
Analisando os valores dos Erros, nota-se que, nos pontos 1 e 2, devido à simplicidade do sistema, os Erros são os menores; nos pontos mais próximos das alterações de seções, pontos números: 3, 5, 8, 9, 11, 19, 22 e 23, os valores dos Erros são os maiores; deve ser observado que, nos pontos 5, 8 e 9, mesmo não estando próximos da extremidade da primeira lâmina, sofrem influência da entrada de mais uma lâmina, no caso, a terceira a quarta e a quinta lâminas, respectivamente. Os três maiores valores do Erro foram encontrados nos pontos mais próximos das extremidades das lâminas a que pertencem, e são eles, os pontos números: 11, 19 e 22.

Os pontos mais distantes das alterações de seção (pontos: 7, 13, 14, 16, 17 e 20), apresentam valores dos Erros que estão dentro da faixa de +2,3 a -5,3%.

No alinhamento de pontos mais próximos ao centro do feixe de molas, são encontrados valores do Erro que estão dentro da faixa de - 3,1% a -7,2%, partindo do valor -5,8% (na primeira lâmina), crescendo até 7,2% (na segunda lâmina), atingindo o mínimo valor da faixa, na terceira lâmina e decrescendo, novamente, até a quinta lâmina.

O método utilizado nesta Norma é simples e rápido; todavia, deve ser observado que apresentou uma tensão teórica pouco menor que a tensão real, nos pontos de maior solicitação, fato este, contra a segurança.

A variação do Erro, em função do comprimento de cada lâmina, é representada pela figura 4.



**Figura 4.** Variação do valor do Erro ao longo do comprimento das cinco lâminas, pela comparação entre os valores obtidos no ensaio e os valores calculados, aplicando a Norma ABNT NBR 8567 (1984).

## 6. CONCLUSÕES

Do exposto, conclui-se que após aprofundada revisão da literatura, foi constatada a ausência de um processo para a medição das tensões atuantes em todas as lâminas de um feixe de molas semi-elípticas; daí surgiu a necessidade de se criar um método para essa quantificação.

De acordo com os resultados obtidos, após os ensaios, a metodologia desenvolvida mostrou ser inovadora, eficiente e de rápida execução, podendo ser aplicada em condições estáticas, dinâmicas e mesmo com o veículo em reais condições de trabalho.

Outro objetivo, foi a determinação da distribuição da tensão ao longo de cada lâmina do feixe de molas, através da extensometria. Os resultados foram apresentados, representando a condição de trabalho.

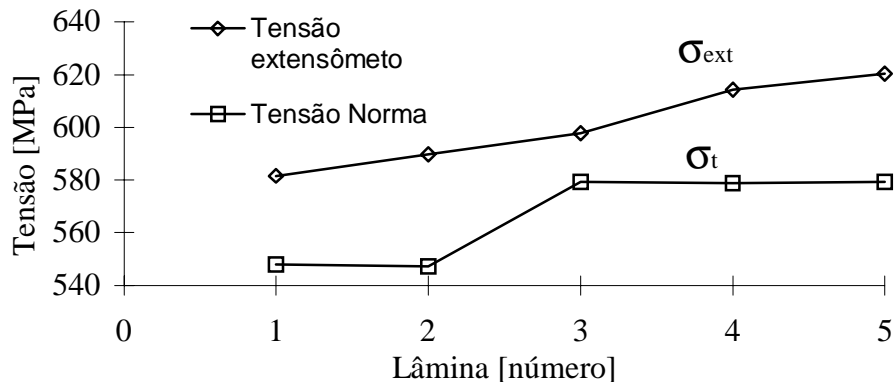
Aqueles resultados, denominados de tensões reais ( $\sigma_{ext}$ ), foram comparados com os valores das tensões calculadas ( $\sigma_t$ ), segundo a recomendação da Norma ABNT NBR 8567 (1984). A conclusão desta comparação foi uma discrepância entre os valores da tensão, em cada ponto, devido, possivelmente, a utilização de uma fórmula simplista para analisar um sistema complexo.

Tomando como referência as tensões reais obtidas no ensaio com o feixe de molas ( $\sigma_{ext}$ ) e comparando-as com as tensões calculadas ( $\sigma_t$ ), e fazendo um alinhamento das tensões nas seções analisadas mais próximas do centro do feixe de molas (pontos 10, 15, 18, 21 e 24, pertencentes, respectivamente, às lâminas números, 1 a 5), pode-se notar a discrepância dos valores encontrados, que é mostrada pelo gráfico da figura 5.

Com as fórmulas indicadas pela Norma, as tensões calculadas são iguais nas seções alinhadas das lâminas de mesma espessura; isto ocorre devido aos valores numéricos, empregados na equação 1, serem iguais; assim, as tensões nos pontos alinhados: 10 e 15 (lâminas 1 e 2), e 18, 21 e 24 (lâminas 3, 4 e 5), diferem somente pela variação da distância entre o ponto de aplicação da força e o ponto analisado (Tabela 1).

Como na região deste alinhamento das seções ocorre o maior nível de tensão registrada, com base no exposto recomenda-se que, após os cálculos das tensões, estas sejam aumentadas em 6% (seis por cento) para o método de cálculo. Este percentual é baseado no fato de que,

no processo de cálculo das tensões, estas foram menores que as reais, com diferenças da ordem de 5,7%.



**Figura 5.** Comparação entre as tensões reais e as tensões calculadas nos pontos números: 10, 15, 18, 21 e 24 (primeira a quinta lâminas), do feixe de molas.

Na determinação da distribuição da tensão do feixe de molas, o “Erro” variou entre 34 e 70% (Tabela 1), nas lâminas inferiores, após aumento do pacote de lâminas (pontos: 11, 19 e 22); nas lâminas superiores, que sofrem aumento da espessura do pacote, o “Erro” também é significativo, 30,7% no ponto número 3; 14,4% no ponto número 5; 10,3% no ponto número 8 e 8,6% no ponto número 9. As vantagens da utilização das Normas citadas, são a simplicidade e a rapidez do processo, apresentando boa precisão a qual, entretanto, é bastante influenciada pela distância do ponto analisado à seção com variação na espessura do pacote do feixe, quanto maior esta distância, melhor a precisão; como desvantagem, não é recomendada a sua utilização na análise da distribuição da tensão ao longo de todo o feixe de molas, recomendando a sua utilização para o pré-desenvolvimento do produto.

## 7. REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1984), ABNT - NBR 8567 - Cálculo e Projetos de Feixes de Molas para Veículos Rodoviários.
- BASTOW, D. (1990). Car Suspension and Handling; 2nd ed, 2nd reprinted; Billing & Sons; London; Cap. 7, pp 201-230.
- PASTOUKHOV, V.A.; VOORWALD, H.J.C. (1995). Introdução à Mecânica da Integridade Estrutural, Ed. UNESP, São Paulo, cap. 4, pp 109-145.
- PETERSON, R.E. (1974). Stres Concentration Factor; John Wiley & Sons; New York.
- WACHTEL, D.W.; ADKINS, D.E.; MAY, J.M.; HOHNSTADT, W.E. (1987). Advances in the Design, Analysis, and Manufacturing of Steel Leaf Spring; Truck and Bus Meeting and Exposition; Dearborn - Michigan, November 16 - 19.

# ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE FALHAS EM LIGAÇÕES DE ESTRUTURAS DE AÇO APORTICADAS

**Felipe Barreto Campelo Cruz**  
**Hamilton Ferreira Gomes de Abreu**  
**Enio Pontes de Deus**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60455-760, Fortaleza, CE, Brasil. E-mail: [epontes@dem.ufc.br](mailto:epontes@dem.ufc.br)

## Resumo

As estruturas de aço apresentam uma diversidade de configurações, meios e dispositivos de ligação. É praticamente impossível obter-se um engastamento perfeito entre vigas e pilares, observando-se que as ligações induzem efeitos locais e imperfeições capazes de induzir um comportamento global não-linear das estruturas, além de proporcionar uma rigidez parcial das ligações. A falha de elementos mecânicos é um processo que pode assumir distintas formas, dependendo, por exemplo, do tipo de aplicação, do material e das condições ambientais. Neste trabalho, apresenta-se um estudo de falhas nas ligações viga-coluna de aço e um código de cálculo LVC (Ligação Viga- Coluna), considerando resultados experimentais elaborados para determinação e classificação de ligações, sendo também apresentados os resultados obtidos.

Palavras-chave: Estruturas de Aço, Ligações de Aço, Falhas Estruturais.

## 1. INTRODUÇÃO

Uma análise estrutural convencional considera um conjunto de elementos interligados e durante muito tempo considerou-se as ligações como pontos nodais. Os comportamentos dessas ligações eram idealizados como nós rígidos ou rotulados, relacionados com as rotações relativas e com a transmissão do momento fletor entre os elementos.

Os nós considerados rígidos eram aqueles que permitiam uma perfeita continuidade rotacional, onde o ângulo formado pelos elementos estruturais interligados permaneciam o mesmo após o carregamento da estrutura e permitiam a total transmissão do momento fletor.

Para o caso das ligações rotuladas era determinado que não deveria ocorrer continuidade rotacional entre os elementos e, portanto, não deveria ocorrer transmissão do momento fletor.

Através de vários estudos e pesquisas verificou-se que esta abordagem era inadequada, uma vez que vários fatores influenciam no comportamento das ligações de uma estrutura, qualquer que seja o sistema estrutural ou materiais utilizados. As estruturas de aço apresentam uma diversidade de configurações, meios e dispositivos de ligação.

Atualmente, considera-se nas etapas de análise e no dimensionamento estrutural que as ligações apresentem um comportamento semi-rígido, o que permite a aplicação de modelos mais aproximados do comportamento de uma estrutura.

Um outro aspecto a ser considerado é a falha nessas ligações. Os problemas relacionados à fratura em estruturas de um modo geral preocupam os projetistas desde à antiguidade. Apesar das obras do antigo Egito e dos Césares Romanos serem testemunhas da capacidade dos engenheiros e arquitetos daquela época, com certeza muitos outros projetos tiveram menos sucesso e resistiram muito menos tempo (Deus, 1997).

A falha de elementos mecânicos é um processo que pode assumir distintas formas, dependendo, por exemplo, do tipo de aplicação, do material e das condições ambientais. De modo geral, uma falha pode ser definida como a ausência de capacidade do elemento quando se trata em corresponder à demanda que lhe é exigida, ou melhor, a capacidade é inferior a demanda.

Um ponto inicial para realização de um projeto estrutural deve ser o estabelecimento dos critérios quanto a definição dos diferentes tipos de carregamentos que podem ocorrer, assim como a definição dos níveis admissíveis de solicitação para o material. O tempo de utilização da estrutura pode afetar a falha de elementos caracterizada por algum tipo de envelhecimento ou desgaste do material.

Pode-se dizer que as ligações são a origem de descontinuidades geométricas e mecânicas que devem ser observadas e tratadas com cuidado, onde o seu comportamento deve ser analisado da forma mais precisa possível. Um estudo minucioso do seu comportamento estrutural é de grande importância e pode conduzir a uma grande economia final.

## 2. CONSIDERAÇÕES GERAIS E CLASSIFICAÇÃO DAS LIGAÇÕES

No dimensionamento de uma estrutura metálica considera-se uma idealização do comportamento das ligações, situando-as em duas classes extremas: ligações rígidas (ou engastadas) e ligações flexíveis (ou rotuladas). Entretanto, uma vez que vários fatores influenciam o comportamento das ligações, surge um tipo intermediário: ligações semi-rígidas (Ribeiro, 1998).

As ligações flexíveis são aquelas nas quais as rotações relativas entre os elementos conectados não são restringidas ou admitem uma restrição no máximo igual a 20% da rotação relativa teórica, verificada sobre condição de rótula ideal. As ligações rígidas são aquelas nas quais é garantida a continuidade da estrutura, onde as rotações relativas são totalmente restringidas, ou admitem restrição no mínimo igual a 90% da rotação teórica, verificada sob condição de rótula ideal.

As ligações semi-rígidas serão, portanto, aquelas correspondentes às ligações cujo comportamento situa-se entre os limites estabelecidos pelos tipos anteriores.

É difícil, porém, avaliar o quanto uma ligação é rígida ou flexível, o que nos conduz a adotar, na prática, concepções estruturais simplificadas como forma de viabilizar a análise estrutural.

Os parâmetros que mais influenciam na execução de uma ligação são: tipo de ligação, configuração geométrica, grau de padronização, tipo de junta e dimensão das soldas, ajuste de furos e soldas de campo.

Outro fator importante para o avanço das pesquisas sobre o comportamento das ligações foi o desenvolvimento verificado na área da computação. O engenheiro estrutural quase nunca dispõe da possibilidade de testar as ligações que pretende adotar em uma determinada estrutura. Portanto, criou-se métodos de análise mais eficientes capazes de representar e prever o comportamento das ligações com maior precisão, sendo estes calibrados através de testes de laboratório.

A observação de trabalhos experimentais torna evidente que o comportamento momento-rotação ( $M - \theta$ ) das ligações é predominantemente não-linear, podendo contribuir de forma significativa para o comportamento global da estrutura, incluindo limites de resistência e considerações de deslocamento. A rigidez de uma ligação em determinado ponto é dada pela diferencial da curva  $M - \theta$  naquele ponto.

Considerando-se as ligações teoricamente rígidas, o momento nos apoios de uma viga será dado por:

$$M_f = \frac{ql^2}{12} \quad (1)$$

Porém, considerando-se que a ligação não se comporta como perfeitamente rígida, a redução do momento fletor na ligação será dada por:

$$M_\theta = \frac{4EI\theta}{L} - \frac{2EI\theta}{L} = \frac{2EI\theta}{L} \quad (2)$$

Portanto, o momento real nos apoios será obtido através da soma algébrica dos dois valores, obtendo-se:

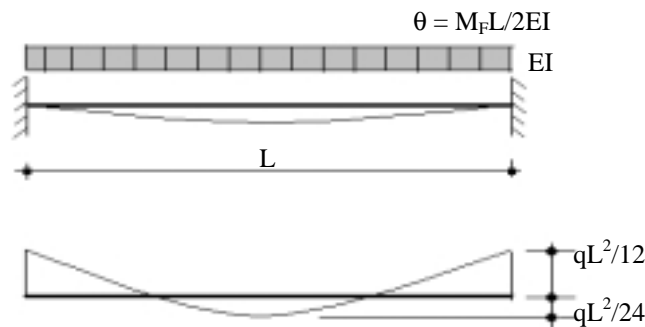
$$M = M_f - M_\theta = \frac{qL^2}{12} - \frac{2EI\theta}{L} \quad (3)$$

Assim, para uma ligação teoricamente rígida, tem-se  $\theta = 0$  e  $M = qL^2/12$ , enquanto para uma ligação teoricamente flexível,  $M = 0$  e  $\theta = qL^3/24EI$ .

As propriedades estruturais relevantes são a resistência, a rigidez e a capacidade de deformação. A maioria das ligações típicas pertencem à terceira categoria (semi-rígidas).

## 2.1. Suportes Rígidos

Seja o caso de uma viga prismática conectada a duas colunas tão rígidas que a rotação nos apoios seja devido apenas à viga (veja Fig.1). Considerando apenas o comportamento elástico da viga, a adoção de ligações rígidas não seria conveniente, uma vez que o momento fletor nas extremidades seria o dobro do momento no meio do vão. Em outras palavras, as ligações deveriam ser capazes de transmitir, sem apresentar rotação significativa, um momento fletor superior ao que solicita a viga.



**Figura 1.** Diagrama de viga com apoio rígido.

Para ligações flexíveis, o momento fletor no meio do vão é o triplo do caso anterior e as ligações não transmitirão momento fletor, porém devem apresentar grande capacidade rotacional.

A utilização de qualquer ligação semi-rígida proporciona o desenvolvimento de momentos máximos, menores que os produzidos nas situações limite. Portanto, uma ligação ótima é aquela que proporciona rotações suficientes para equilibrar os momentos fletores no meio e nas extremidades da viga.

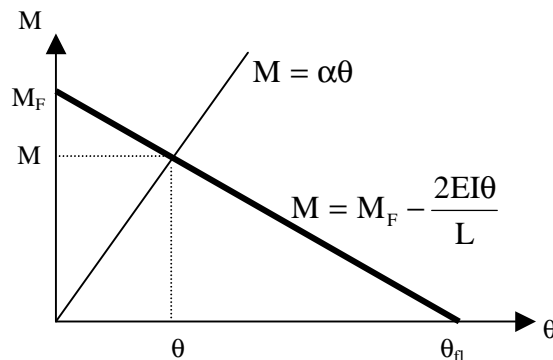
Uma aproximação para a situação representada anteriormente seria admitir que a relação momento-rotação fosse linear, ou seja:

$$M = \alpha\theta \quad (4)$$

onde  $\alpha$  é uma constante de proporcionalidade que representa a rigidez da ligação.

Para o caso de uma viga com carregamento uniformemente distribuído tem-se (Fig.2):

$$M = M_F - \frac{2EI\theta}{L} \quad (5)$$



**Figura 2.** Diagrama – Momento x Rotação.

onde  $M_F$  é o momento de engastamento perfeito  $M_F = qL^2/12$  e  $\theta_{\pi}$  representa a rotação para o caso de ligações flexíveis, sendo:

$$\theta_{\pi} = \frac{M_F L}{2EI} \quad (6)$$

Deste modo, o momento fletor nas extremidades da viga deverá satisfazer, simultaneamente, às equações (4) e (5), obtendo-se:

$$M = k M_F \quad (7)$$

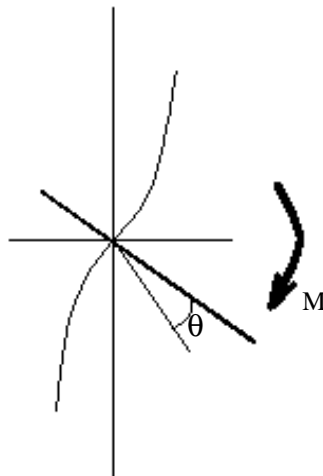
onde:

$$k = \frac{\alpha L}{\alpha L + 2EI} \quad (8)$$

O parâmetro  $k$  representa a porcentagem do momento fletor de engastamento perfeito que a ligação é capaz de transferir, ou seja, representa o grau de rigidez da ligação (veja Fig. 3). A condição de igualdade entre os momentos nas extremidades e meio do vão da viga é obtida quando  $k$  for igual a 0,75. Portanto, quando  $k > 0,75$  o momento máximo deve ocorrer nas extremidades da viga; caso  $k < 0,75$  o momento máximo ocorre no meio do vão.

No Eurocode – 3 (1993), encontra-se as diversas representações do diagrama momento - rotação dependendo dos efeitos de rigidez das ligações.

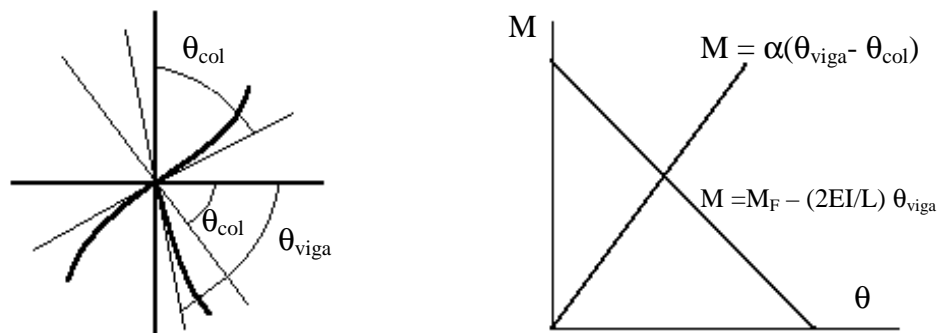




**Figura 3.** Modelo representativo de ligação viga–coluna.

## 2.2. Suportes Flexíveis

Para o caso de apoios flexíveis considera-se o efeito das rotações relativas da linha elástica da viga e da coluna, ou seja (Fig. 4):

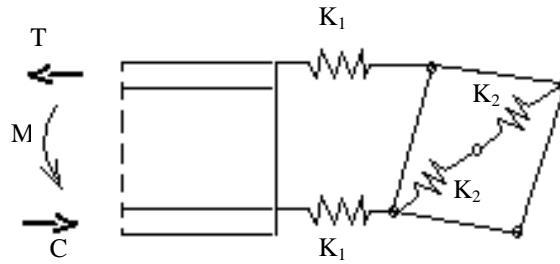


**Figura 4.** Rotação em suporte flexível para comportamento linear.

## 2.3. Caracterização das Falhas nas Ligações

Quando se considera o problema de falha estrutural pode ser feita uma associação com a perda de rigidez da seção danificada. Esta associação também pode estar relacionada com a perda de rigidez ( $K$ ) de uma mola capaz de idealizar o sistema desejado. Para a simulação do comportamento de uma ligação através de uma mola ou um sistema de molas tem-se situações complexas, principalmente quando se considera o comportamento não-linear. No presente estudo considera-se apenas o regime elástico para fins de dimensionamento estrutural.

A figura 5 apresenta o modelo proposto que consiste na adoção de molas para representar o comportamento da ligação, considerando-se a flexibilidade da união viga-coluna. As molas  $K_1$  representam a ação dos momentos transmitidos pela viga, enquanto as molas  $K_2$  representam o cisalhamento transmitido à alma da coluna.



**Figura 5.** Modelo de molas representando o comportamento da ligação.

O momento de plastificação resultante na ligação será dado por (Höb, 1994):

$$M = f_y A_e \cdot (h_v - t_v) \quad (9)$$

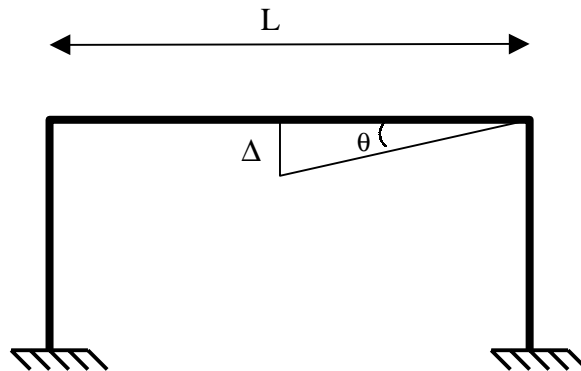
onde  $A_e$  é a área efetiva da ligação da viga à alma da coluna (regime elástico), considerando-se espraimento 1:1 da espessura da mesa da viga. A constante momento-rotação da mola  $K_1$  é obtida pela seguinte expressão:

$$K_1 = \left( 1 + \frac{A_{\text{cis}}}{A_e} \right) \frac{(h_v - t_v)^2}{2} c_E \quad (10)$$

sendo  $A_{\text{cis}}$  é a área de cisalhamento da seção considerada na coluna e  $c_E$  um coeficiente que depende do tipo de perfil utilizado. Para o caso de perfis laminados europeus  $c_E = 1200$  kN/mm.

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados apresentados a seguir foram obtidos através do código de cálculo - **LVC** (Ligação Viga-Coluna) desenvolvido em Delphi no DEM (Depto. de Engenharia Mecânica – UFC), para determinação e classificação de ligações e tem como base os princípios apresentados anteriormente. A figura 6 apresenta um exemplo de pórtico plano utilizado nos casos gerais de dimensionamento de estruturas de aço. Portanto, para determinados valores de  $\theta$  é possível classificar o tipo de ligação. Os resultados obtidos com o programa LVC estão apresentados nas figuras 7, 8, 9 e 10.



**Figura 6.** Pórtico exemplo utilizado no programa LVC.

**Condição:**  $\Delta \leq \frac{L}{360}$

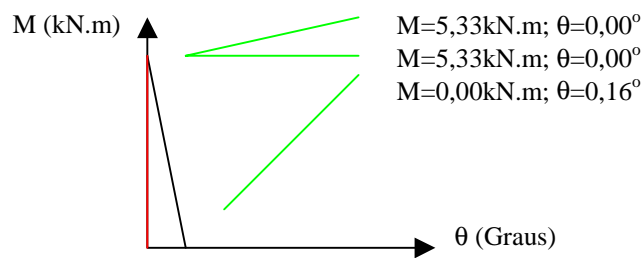
**Para L = 2m**

$\Delta \leq \frac{2}{360} = 0,0056m$

$\text{tg } \theta_1 = 0,0056 \Rightarrow \theta = 0,32^\circ$

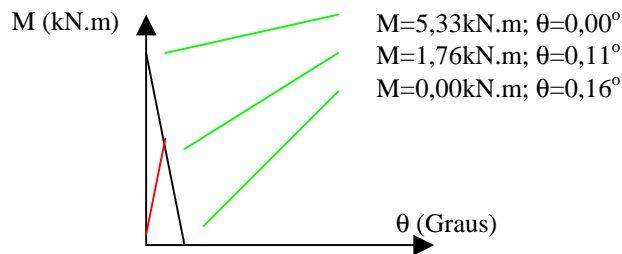
Considerando:  $\theta_1 = 0^\circ$ ;  $\theta_2 = 0,11^\circ$ ;  $\theta_3 = 0,16^\circ$ ;  $\theta_4 = 0,32^\circ$ .

Para  $\theta_1 \rightarrow M = 5,33kN.m$  - Ligação Rígida



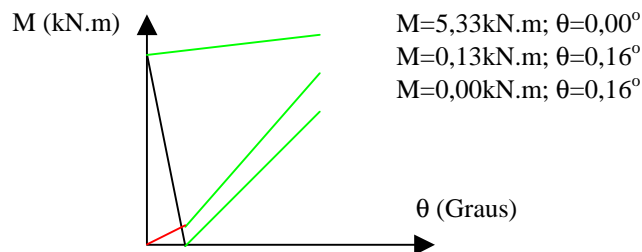
**Figura 7.** Valores de M para  $\theta = 0$ .

Para  $\theta_2 \rightarrow M = 1,76kN.m$  - Ligação Semi-Rígida



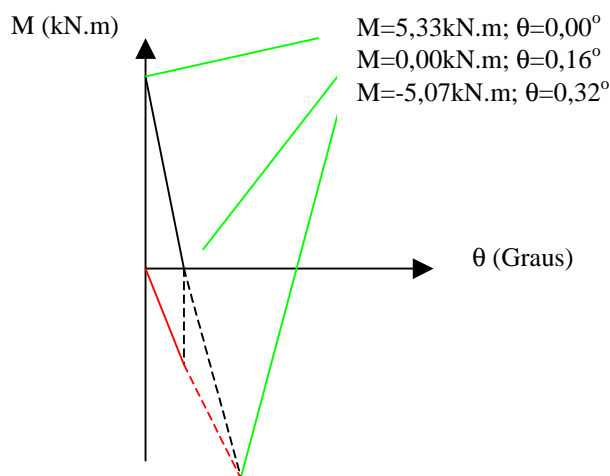
**Figura 8.** Valores de M para  $\theta = 0,11$ .

Para  $\theta_3 \rightarrow M = 0,13kN.m$  - Ligação Flexível



**Figura 9.** Valores de M para  $\theta = 0,16$ .

Para  $\theta_4 \rightarrow M = -5,07\text{kN.m}$  - **Análise fora do regime elástico**



**Figura 10.** Valores de M para  $\theta = 0,32$

#### 4. CONCLUSÃO

Inicialmente foram relacionadas as principais abordagens sobre o estudo do comportamento de ligações, considerando-se as recomendações de procedimentos para dimensionamento. Foram analisados os principais critérios com o objetivo de tornar claro para quem projeta que o tipo de ligação semi-rígida oferece uma situação mais real. Devido as hipóteses simplificadoras antes adotadas, os elementos de ligação eram dimensionados separadamente, a partir dos esforços de extremidade dos elementos estruturais. De uma forma geral, os resultados obtidos com o Programa LVC permitem um direcionamento para os projetistas de estruturas, fornecendo dados suficientes para escolha do tipo de ligação que o mesmo possa utilizar. Estes resultados são teóricos e obtidos segundo as recomendações anteriormente apresentadas neste trabalho para cada tipo de ligação.

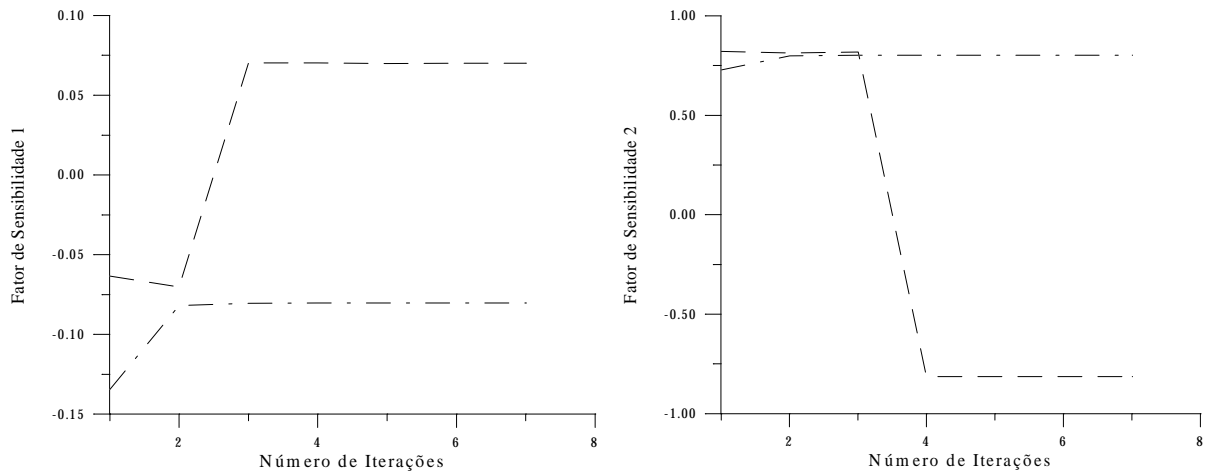
#### 5. REFERÊNCIAS

- Gaylord, E.H. , Gaylord, C.N. & STALLMEYER, J.E., 1992. *Design of Steel Structures*. McGraw-Hill, 3ª edition.
- NBR 8800 , 1986 – *Projeto e Execução de Estruturas de Aço de Edifícios*. ABNT, Rio de Janeiro.
- Salmon, C. G. & Johnson, J.E., 1996. *Steel Structures: Design and Behavior*; HaperCollins Publishers; 4ª edition.
- Deus, E.P., 1997, *Análise do processo de fraturamento em vigas de pontes de aço sob efeito de fadiga*, Tese de Doutorado, USP- EESC, São Carlos, Brasil.
- Hüb, P., 1994. *Optmierung von Stockwerkrahmen aus Stahl mit biegesteifen und biegeweichen Rahmenknoten*, Tese de Doutorado,, Universität F. Karlsruhe, Alemanha.
- Ribeiro, L., 1998. *Estudo do Comportamento Estrutural de Ligações Parafusadas VC, com Chapa de Topo*, Tese de Doutorado, USP- EESC, São Carlos, Brasil.
- Eurocode 3, (1993). *Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten, Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln für den Hochbau*, DIN V.

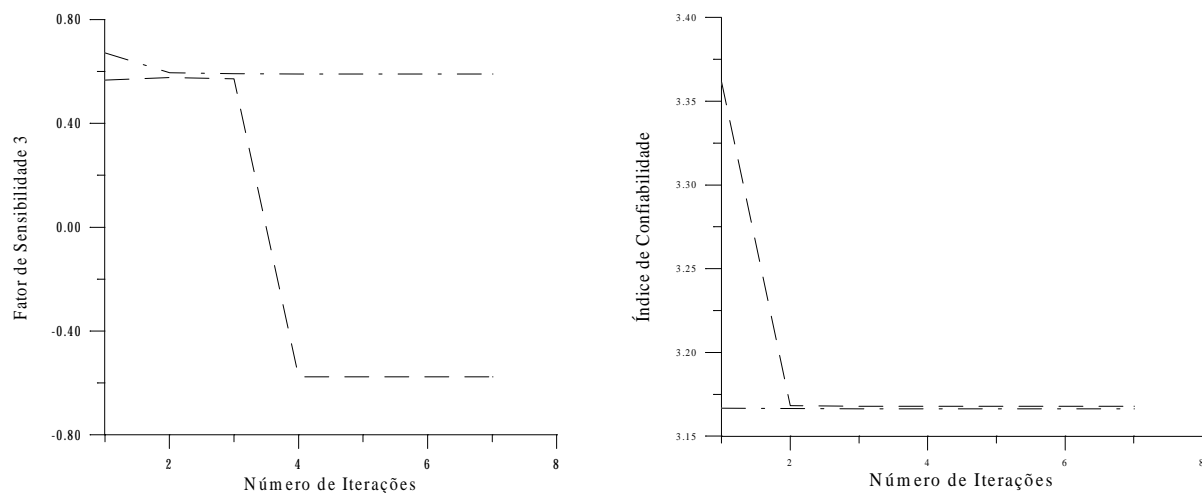
projeto. Deve-se ressaltar que ao utilizar os fatores de omissão de sensibilidade, independente do uso de qualquer esquema de superfície de reposta adaptativa estabelecido a qualidade dos resultados será menor.

## 5 REFERÊNCIAS

- Bucher C. G. and Bourgund U., A Fast And Efficient Response Surface Approach For Structural Reliability Problems, Journal of Engineering Mechanics (ASME), Vol. 115, No. 3, pp. 447-463, March, 1989.
- Der Kiureghian, Lin H. Z. and Hwang S. J., Second - Order Reliability Aproximations, Journal of Engineering Mechanics (ASME), Vol. 113, No. 8, pp 1208-1225, August, 1987.
- Ditlevsen O., Principle of Normal Tail Aproximation, Journal of the Engineering Mechanics (ASME), Vol. 107, No EM6, pp 1191-1207, December, 1981.
- Enevoldsen I., Sensitivity Analysis of Reliability - Based Optimal Solution, Journal of Engineering Mechanics (ASME), Vol. 120, No. 1, pp 198 - 205, January, 1994.
- Hasofer A. M. and Lind N. C., Exact and Invariant Second - Moment Code Format, Journal of the Engineering Mechanics (ASME), Vol. 100, No EM1, pp 111 -121, February, 1974.
- Hohenbichler M. and Rackwitz R., Non-Normal Dependet Vectors in Structural Safety, Journal of the Engineering Mechanics (ASME), Vol. 107, No EM6, pp 1227-1237, December, 1981.
- Kleiber M. and Hien T. D., The Stochastic Finite Element Method: Basic Pertubation Technique and Computer Implementation, John Wiley & Sons, 1992.
- Lumb P. and Li S. K., Reliability Analysis By Numerical Integration And Curve Fitting, Structural Safety, 3 (1985), pp. 29-36.
- Madsen O. H., Omission Sensitivity Factors, Structural Safety, Vol. 5, pp 35-45, 1988.
- Maymon G., Probability of Failure of Structures Without a Closed - Form Failure Function, Computers & Structures, Vol. 49, No. 2, pp. 301-313, 1993.
- Maymon G., Direct Computation of the Design Point of a Stochastic Structure Using a Finite Element Code, Structural Safety, Vol. 14, pp 185-202, 1994.
- Racwitz R. and Fiessler B., Structural Reliability Under Combined Random Load Sequences, Computers & Structures, Vol. 9, pp. 489-494, 1978.
- Shinozuka M., Basic Analysis of Structural Safety, Journal of Structural Engineering (ASME), Vol. 109, No 3, pp.700-740, March, 1983.



**Figura 2.** Comportamento dos fatores de sensibilidade das variáveis de projetos  $X_1$  e  $X_2$ , aplicando-se os esquemas adaptativo e não adaptativo.



**Figura 3.** Comportamento do fator de sensibilidade da variável de projeto  $X_3$  e do índice de confiabilidade, aplicando-se os esquemas adaptativo e não adaptativo.

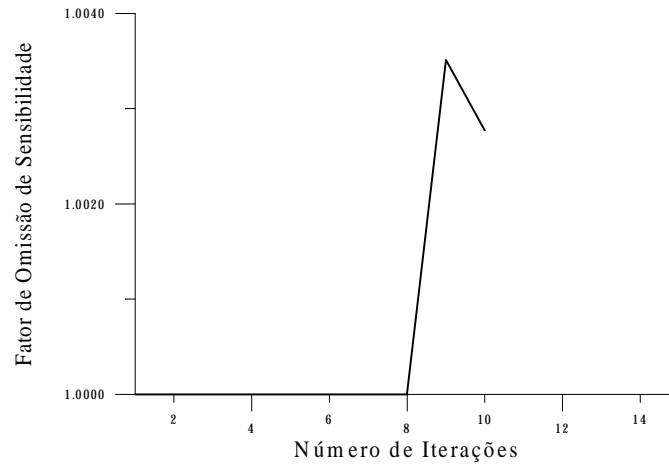
Na análise de confiabilidade realizada utilizou-se o algoritmo HL-RF. O número de iterações foi maior para o esquema adaptativo, porém o número de iterações utilizando as informações geradas pela superfície de estado limite real foi inferior ao esquema não adaptativo.

#### 4. CONCLUSÕES

A análise de sensibilidade aplicada ao problema de confiabilidade estrutural na determinação do índice de confiabilidade de *Hasofer-Lind* mostrou que o emprego das medidas de sensibilidade em problemas que apresentam a superfície de estado limite explícita em termos das variáveis de projeto possibilitou reduzir o custo computacional além de indicar a tendência do processo solução.

A utilização dos fatores de sensibilidade e omissão de sensibilidade não apresentou resultados relevantes, quando aplicada a uma superfície de estado limite aproximada, pois o ajuste conduz a resultados que podem apresentar um desvio significativo em função do grau de não linearidade do problema ou da regularidade da região onde encontra-se ponto de

O fator de omissão de sensibilidade utilizado nesse exemplo possibilitou estabelecer a solução com um número de iterações menor, conforme mostrado na figura 1 comparando-se com as soluções obtidas pelos outros métodos de busca. Isto implica a diminuição do número de avaliações da superfície de estado limite e do esforço computacional.



**Figura 1.** Fator de omissão de sensibilidade da variável de projeto  $X_1$ .

### 3.2 Exemplo 2

Uma haste de seção transversal  $X_2$  é solicitada por uma carga axial  $X_1$ . A falha é caracterizada quando a tensão axial atuante é maior que a tensão de escoamento  $X_3$ ,

$$g(\mathbf{X}) = X_3 - \frac{X_1}{X_2} \quad (17)$$

as variáveis de projeto são normais e correlacionadas,  $\mu_{\mathbf{X}} = \{1000 \ 2 \ 600\}$  e  $\sigma_{\mathbf{X}} = \{33 \ 0,1 \ 20\}$  cuja matriz dos coeficientes de correlação é dada por,

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0,5 & 0 \\ 0,5 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

**Tabela 2.** Resultados em termos do ponto de projeto e índice de confiabilidade.

Tipo de Análise	$X_1$ *(N)	$X_2$ *(m <sup>2</sup> )	$X_3$ *(MPa)	$\beta_{HL}$	$P_f$ ( $\times 10^{-3}$ )	$N_I$
Adaptativa (CRA)	1007,33	1,78771	563,515	3,16670	0,7780	16
Não Adaptativa (CRA)	1008,39	1,79246	562,573	3,16776	0,7682	10
Referência (Maymon, 1994)	1008,01	1,79354	562,014	3,16804	0,7674	16

Os fatores de sensibilidade não apresentam o mesmo comportamento para os esquemas adaptativo e não adaptativo, porém a resposta em termos de índice de confiabilidade apresenta resultados satisfatórios conforme pode ser observado nas figuras 2 e 3.

## 2.5 Análise de confiabilidade adaptativa

Quando o comportamento da superfície de estado limite é conhecido em termos das variáveis de projeto o índice de confiabilidade de *Hasofer-Lind* é determinado com eficiência. Porém na maioria das aplicações de engenharia não é possível estabelecer pelos processos analíticos conhecidos o comportamento estrutural em relação ao vetor de projeto.

A análise de confiabilidade adaptativa propõe que as informações obtidas nas simulações anteriores sejam utilizadas para realizar uma aproximação do comportamento da superfície de estado limite e do vetor gradiente. Estabelecido o processo adaptativo, as informações necessárias para a determinação do ponto de projeto são provenientes da superfície de estado limite aproximada.

Na análise de confiabilidade adaptativa foram empregadas as técnicas de superfície de resposta (Lumb & Li, 1985) sendo que os comportamentos da superfície de estado limite e do vetor gradiente, foram modelados por

$$\bar{g}(X) = a_0 + b_i X_i + c_i X_i^2 \quad (14)$$

$$\bar{g}_{,j}(X) = a_0 + b_i X_i + c_i X_i^2 \quad (15)$$

sendo,  $a_0$ ,  $b_i$ ,  $c_i$  coeficientes da aproximação,  $\bar{g}(\cdot)$  e  $\bar{g}_{,j}(\cdot)$  a superfície de estado limite aproximado e a  $j$ -ésima componente do gradiente da superfície de estado limite. Foi utilizada a técnica dos mínimos quadrados (Bucher & Bourgund, 1989) para estabelecer os coeficientes das aproximações propostas. Conforme novos pontos de projeto são determinados, ocorre a atualização dos coeficientes das Equações (14) e (15).

## 3. RESULTADOS

Com o objetivo de avaliar a eficiência da formulação apresentada, propõe-se a resolução de dois exemplos apresentados em (Maymon, 1993) e (Maymon, 1994), utilizando o código computacional desenvolvido.

### 3.1 Exemplo 1

Uma haste de seção transversal circular é tracionada por uma carga conhecida  $T = 5$  kN, tendo como variáveis randômicas o diâmetro ( $X_1$ ) e a tensão de escoamento ( $X_2$ ). As variáveis normais possuem comportamento probabilístico, gaussiano e não são correlacionadas. Admite-se que a falha, para caso estático, ocorre quando a tensão axial atinge a tensão de escoamento do material da haste.

$$g(X) = \frac{\pi X_1^2 X_2}{4} - T \quad (16)$$

**Tabela 1.** Ponto de projeto.

Ponto de projeto	CRA	Der Kiureghian, Lin & Hwang, 1987
$X_1^*$ (mm)	27,5881	28,0500
$X_2^*$ (MPa)	8,3647	8,0900



O tamanho do passo definido pela Equação (10) é determinado pelo comportamento da função de mérito e pelas restrições impostas no seu domínio de existência.

### 2.3 Determinação da probabilidade de falha

Na aproximação de primeira ordem, o comportamento da superfície de estado limite é modelado por hiperplanos, sendo que a probabilidade de falha depende apenas da norma do vetor de projeto no ponto de projeto (Hasofer & Lind, 1974),

$$P_f = \Phi(-\beta_{HL}) \quad (11)$$

sendo  $P_f$  a probabilidade de falha,  $\Phi(\cdot)$  a função de probabilidade normal padrão acumulada. Essa aproximação fornece resultados satisfatórios quando a superfície de estado limite é topologicamente regular nas vizinhanças do ponto de projeto.

### 2.4 Análise de sensibilidade

Na análise de sensibilidade clássica as medidas de sensibilidade estão baseadas no comportamento do sistema em relação a uma variação dos parâmetros, em torno de seus valores nominais. Ao tratar o problema de confiabilidade estrutural o enfoque utilizado na metodologia convencional da análise de sensibilidade poderá inserir erros nas avaliações, por não comportar na sua estrutura o modelamento das dispersões inerentes às variáveis de projeto.

Geralmente nos problemas de confiabilidade estrutural somente algumas variáveis influenciam significativamente sobre o valor total da probabilidade de falha. Como a eficiência numérica decresce, com o aumento do número de variáveis, é importante diminuir esse número, sem causar perda da qualidade dos resultados.

As medidas de sensibilidade exprimem a tendência das variáveis de projeto sobre o comportamento da superfície de estado limite nas regiões investigadas pelo processo solução. Estas medidas possibilitam a redução do número de variáveis sem aumento o custo computacional, por serem estabelecidas, a partir das informações correntes.

O fator de sensibilidade representa a derivada do índice de confiabilidade, em relação às variáveis de projeto no espaço normal padrão,

$$\alpha_i = \frac{\partial \hat{a}}{\partial u_i} \quad (12)$$

é utilizado quando o nível de confiabilidade é especificado.

O fator de omissão de sensibilidade fornece o erro relativo no índice de confiabilidade de Hasofer-Lind, quando admite-se que uma ou um conjunto de variáveis de projeto modifica o seu comportamento de randômico para determinístico, (Madsen, 1993). Definindo-se o fator de omissão de sensibilidade como a razão entre os índices de confiabilidade de Hasofer-Lind,

$$\tilde{\alpha}_i = \frac{\hat{a}_{HL}(u_i = k)}{\hat{a}_{HL}} \quad (13)$$

considerando-se que a variável de interesse possua comportamentos determinístico e randômico respectivamente.

sendo  $\Gamma$  uma matriz triangular inferior, obtida da decomposição de Choleski da matriz dos coeficientes de correlação e  $\Sigma_X$  a matriz de desvio padrão das variáveis de projeto.

A transformação aplicada às variáveis de projeto deve ser atualizada a cada iteração, pela modificação dos parâmetros das funções densidade de probabilidade normal equivalente das variáveis de projeto.

## 2.2 Processo de busca do ponto de projeto

A escolha da técnica de otimização dependerá de critérios baseados nas propriedades de convergência local e global, na capacidade de resolver problemas não convexos e da taxa de convergência. O algoritmo HL-RF, proposto inicialmente por (Rackwitz & Fiessler, 1978), tem mostrado-se eficiente em relação aos critérios de seleção, além de comportar na sua estrutura informações probabilísticas das variáveis de projeto. A seqüência de pontos é estabelecida por,

$$\mathbf{u}^{k+1} = \frac{[\nabla g(\mathbf{u}^k)\mathbf{u}^k - g(\mathbf{u}^k)]\nabla g(\mathbf{u}^k)^T}{|\nabla g(\mathbf{u}^k)|^2} \quad (5)$$

Com a finalidade de aumentar a convergência global do algoritmo se introduziu uma função mérito para monitorar a seqüência de convergência do método, passando a ser conhecido como HL-RFM (Der Kiureghian & Liu, 1991).

$$m(\mathbf{u}^{k+1}) = \frac{1}{2} \left| \mathbf{u}^{k+1} - \frac{\nabla g(\mathbf{u}^k)\mathbf{u}^k}{|\nabla g(\mathbf{u}^k)|^2} \right|^2 + \frac{1}{2} g(\mathbf{u}^k)^2 \quad (6)$$

No HL-RFM, a atualização do vetor de projeto, é dada pela seguinte expressão

$$\mathbf{u}_f^{k+1} = \mathbf{u}^{k+1} + p\mathbf{d}^k \quad (7)$$

sendo  $\mathbf{d}^k$  o vetor que determina a direção de pesquisa, definido por

$$\mathbf{d}^k = \frac{[\nabla g(\mathbf{u}^k)\mathbf{u}^k - g(\mathbf{u}^k)]\nabla g(\mathbf{u}^k)^T - \mathbf{u}^k}{|\nabla g(\mathbf{u}^k)|^2} \quad (8)$$

onde,  $p$  é o parâmetro que determina o tamanho do passo

$$p = \{p \in \mathbb{R}^n / 0 \leq p \leq 1\} \quad (9)$$

Ao utilizar o HL-RFM coloca-se como opção o ajuste do tamanho do passo é definido por

$$p = 1 - \frac{1}{\exp \left( \left| \frac{-g(\mathbf{u}^k)}{\nabla g(\mathbf{u}^k)} \right| \right)} \quad (10)$$

análise de confiabilidade adaptativa (Madsen, 1988). Para avaliar a formulação e a metodologia empregada desenvolveu-se um código computacional, **CRA** – Component Reliability Analysis.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE CONFIABILIDADE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DOS MOMENTOS

O problema de confiabilidade estrutural pelo método dos momentos consiste em minimizar a distância entre o ponto de projeto, sobre a superfície de estado limite e a origem do espaço normal padrão. O ponto de projeto é a configuração que o vetor de projeto assume na qual está associada a maior probabilidade de falha, segundo um critério de falha estabelecido. A determinação do índice de confiabilidade de *Hasofer-Lind* pode ser formulada como um problema de otimização, cuja a função objetivo

$$\min \|\beta_{HL}\| \quad (1)$$

sujeito a

$$g(u^*) = 0 \quad (2)$$

onde  $\beta_{HL}$  índice de confiabilidade de *Hasofer-Lind* e  $g(\cdot)$  representa o critério de falha utilizado para avaliar o estado de falha de um componente segundo determinado modo de falha e  $u^*$  o ponto de projeto.

Pela análise dos trabalhos de (Ang & Tang, 1984), (Bjerager, 1990), (Der Kiureghian, Lin & Hwang, 1987), (Enevoldsen, 1994) e (Shinozuka, 1983) pode-se constatar que a abordagem pelo método dos momentos envolve a transformação das variáveis de projeto, processo de busca do ponto de projeto, determinação da probabilidade de falha, análise de sensibilidade e análise de confiabilidade adaptativa.

### 2.1 Transformação das variáveis de projeto

As variáveis de projeto representam as características geométricas do componente, propriedades mecânicas dos materiais e a intensidade do carregamento. O comportamento probabilístico desses parâmetros pode ser caracterizado por funções densidade de probabilidade objetivando melhorar a representação das dispersões do vetor de projeto.

A solução do problema de confiabilidade estrutural é estabelecida num espaço onde o comportamento probabilístico das variáveis de projeto é caracterizado por uma função densidade de probabilidade normal padrão conjunta. As transformações aplicadas nas variáveis de projeto permitem operar com um vetor randômico de projeto normal com componentes correlacionadas (Der Kiureghian & Liu, 1986) e (Ditlevsen, 1981). A transformação aplicada às variáveis no espaço de projeto é representada da seguinte forma,

$$U = J\{X - \mu_x\} \quad (3)$$

$U$  é vetor de projeto no espaço normal padrão,  $\{X - \mu_x\}$  é o vetor que representa a translação no espaço normal padrão,  $\mu_x$  é o vetor média equivalente e  $J$  é a matriz jacobiano, que realiza a rotação dos eixos no espaço normal equivalente, sendo definida por

$$J = \Gamma \Sigma_X^{-1} \quad (4)$$

# EMPREGO DAS MEDIDAS DE SENSIBILIDADE NA DETERMINAÇÃO DA PROBABILIDADE DE FALHA DE COMPONENTES MECÂNICOS

**Cláudio Roberto Ávila da Silva Júnior, M. Sc.**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná (CEFET/PR), Av. Sete de Setembro n° 3165, CEP: 80230-901, Curitiba, Paraná, Núcleo de Pesquisa em Engenharia Simultânea (NuPES), e-mail: claudio@damec.cefetpr.br

## Resumo

O trabalho propõe o emprego da análise de sensibilidade na determinação do índice de confiabilidade de Hasofer Lind para componentes mecânicos. Os fatores de sensibilidade e omissão de sensibilidade são empregados para indicar as variáveis de projeto significativas e as direções factíveis do processo solução. Na determinação da probabilidade de falha emprega-se o método dos momentos, com aproximação de primeira ordem aliado às técnicas de superfície de resposta, análise de sensibilidade e a análise de confiabilidade adaptativa. As medidas de sensibilidade são discutidas quando empregadas conjuntamente com o processo adaptativo. Um código computacional foi desenvolvido, onde estão implementadas as transformações das variáveis de projeto, os métodos HLRF e HLRFM e um interpretador simbólico para leitura da função de falha nas aplicações propostas.

**Palavras chaves:** Confiabilidade estrutural, Análise de sensibilidade, Confiabilidade adaptativa

## 1. INTRODUÇÃO

A análise de sensibilidade é uma ferramenta de aplicação crescente no desenvolvimento e avaliação de sistemas. Uma das aplicações usuais da análise de sensibilidade na tarefa de projeto está na indicação da influência das variáveis de projeto em relação ao fenômeno observado. Esta observação é determinada por medidas de sensibilidade baseadas no comportamento do sistema em relação a variações das componentes do vetor de projeto, em torno de seus valores nominais. Essa a definição para as medidas de sensibilidade não é adequada quando aplicada à estrutura da análise de confiabilidade estrutural. Isto se deve por esta não comportar, na sua metodologia o modelamento das dispersões inerentes das variáveis de projeto. Para eliminar esta fonte de erro propõe-se que análise de sensibilidade realizada, trate adequadamente as variabilidades presentes no vetor de projeto.

O objetivo desse trabalho é a determinação da confiabilidade em termos da probabilidade de falha e do índice de confiabilidade de *Hasofer-Lind* (Hohenbichler & Rackwitz, 1981) para componentes mecânicos. Foi necessário o desenvolvimento de uma formulação para tratar o problema de confiabilidade estrutural, utilizando o método dos momentos (Shinozuka, 1983), com aproximações de primeira ordem da superfície de estado limite e da probabilidade de falha. No estabelecimento da solução empregaram-se os algoritmos de busca HL-RF e HL-RFM (Der Kiureghian & Liu, 1991) associado a uma regra para o ajuste automático do tamanho do passo e análise de sensibilidade através dos fatores de sensibilidade e omissão de sensibilidade. Através das informações geradas durante o estabelecimento da solução o comportamento da superfície de estado limite foi aproximado com a finalidade de realizar a

# **AVALIAÇÃO DE INTEGRIDADE DE ESTRUTURAS UTILIZANDO AS FREQUÊNCIAS NATURAIS E REDES NEURAIS ARTIFICIAIS**

**Koje Daniel Vasconcelos Mishina**

**José Felício da Silva**

**Seyyed Said Dana**

Universidade Federal da Paraíba, Coordenação de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,  
Cep 58059-900, João Pessoa – PB – Brasil – e-mail: [felicio@funape.ufpb.br](mailto:felicio@funape.ufpb.br)

## **Resumo**

O presente trabalho propõe uma metodologia para avaliar a integridade de estruturas com base na resposta dinâmica representada pelas frequências naturais e Redes Neurais. A resposta dinâmica de uma estrutura é modificada a partir da presença de falhas na mesma, desta forma foi possível avaliar a integridade estrutural através da comparação entre a resposta dinâmica de uma estrutura com falha e sem falha. Utilizou-se o toolbox de Redes Neurais do Matlab 4.0 como ferramenta para identificar e quantificar o estágio de dano em que se encontrava a estrutura. O trabalho inclui a construção do modelo experimental que permitiu comparar as frequências teóricas e experimentais, bem como ajustar os parâmetros do modelo. A eficiência da metodologia empregada é mostrada através de gráficos que comparam as saídas desejadas (teóricas) e saídas obtidas através da Rede Neural.

**Palavras-chave:** Estrutura, Integridade, Frequências Naturais, Rede Neural

## **1. INTRODUÇÃO**

A sociedade mostra-se mais consciente e exigente no que se refere aos fatores de segurança, confiabilidade e qualidade. Com base nesta preocupação que é reflexo do desenvolvimento natural da nação, surge a necessidade de uma ação mais efetiva no que se refere a um programa de monitoramento e supervisão de estruturas com base em novas técnicas de detecção de falhas. O objetivo deste programa é estender à vida útil das estruturas; dando um suporte necessário para elaboração de um plano de manutenção preventiva, que venha a evitar catástrofes e altos custos provenientes de grandes perdas humanas e de materiais. Freire et al. (1994) apresentaram alguns exemplos recentes de monitoramento de estruturas civis com extensômetros de resistência elétrica e transdutores de deslocamento para mostrar como testes simples e econômicos possibilitam um melhor conhecimento da resposta sob carregamentos reais. Freire et al. (1994) propõem uma terminologia teórica básica para ser usada em Avaliação de Integridade Estrutural (AIE) de equipamentos e estruturas. Ghaboussi et al. (1992) utilizou as RNA na detecção de danos em estruturas. Doebling et al. (1996) identificou danos em estruturas e sistemas mecânicos em função da característica da resposta dinâmica. Kaminski (1997), projetou um sistema de diagnóstico de falhas estruturais baseado em medidas de vibração e RNA. Alves (1997), utilizou as frequências naturais e RNA para detecção de defeitos em estruturas. Cunha et al. (1998) realizou um trabalho de identificação de danos em estruturas usando RNA.

## 2. DESCRIÇÃO DO MODELO

Na escolha do modelo levou-se em consideração uma estrutura que representasse um maior número de casos possíveis, que fosse de fácil construção e que permitisse modificar a resposta dinâmica da estrutura em função da rigidez. A forma da construção desta estrutura possibilitou analisar a integridade de cada grau de liberdade separadamente. Neste trabalho procurou-se canalizar as atenções para avaliar a integridade estrutural do primeiro grau de liberdade.

O modelo em estudo representa um sistema de dois graus de liberdade, onde o primeiro grau é constituído de quatro lâminas (Kawasa) de aço inox, graduadas e com 12” (polegadas) de comprimento. As mesmas estão engastadas em uma das extremidades, enquanto as outras extremidades (superiores) estão fixas a uma massa ( $m_1$ ). O segundo grau de liberdade é representado pela lâmina 5 (Kawasa) também de aço inox, graduada e com 6” (polegadas) de comprimento (Fig. 1). As lâminas por serem graduadas facilitaram o deslocamento da massa sobre a mesma, permitindo desta forma um maior dinamismo na variação de rigidez da estrutura e conseqüentemente uma maior facilidade na obtenção dos dados para treinamento. A fixação da massa sobre as lâminas é feita através de parafusos allen (nº4). As massas foram fabricadas a partir de chapas de aço 1020 e tem os respectivos pesos:  $m_1 = 2,983$  kg e  $m_2 = 0,10910$  kg.

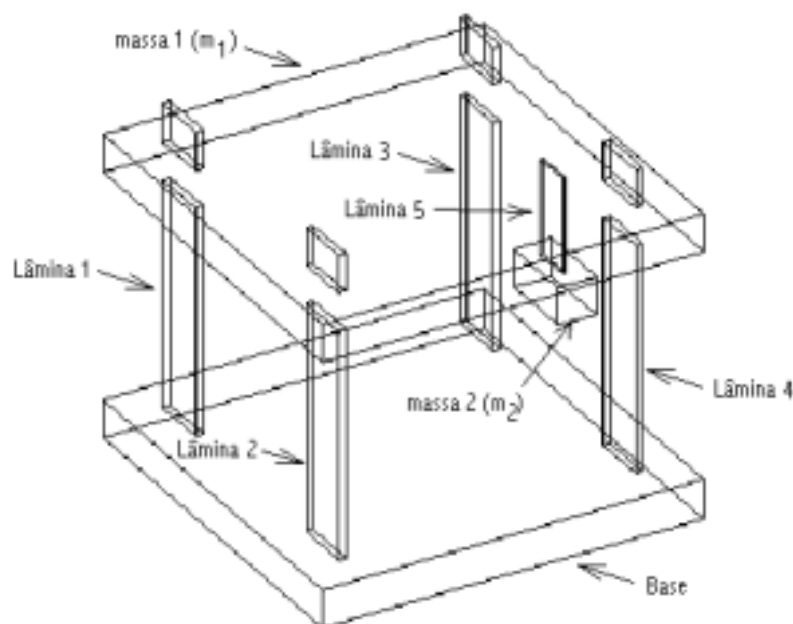


Figura 1 – Sistema de 2 graus de liberdade

## 3. MODELAMENTO MATEMÁTICO

A resposta dinâmica está diretamente associada a integridade da estrutura, e a mesma é modificada em função dos parâmetros: massa, amortecimento e rigidez. Considerando que a massa dificilmente é modificada e que o amortecimento tem uma parcela de influência pequena em relação a rigidez. Foi possível associar a integridade estrutural com a variação da rigidez.

Fazendo o equilíbrio de forças sobre a lâmina 1 (Fig. 2), quando a mesma esta excitada por uma força (P), chega-se a seguinte representação (Thomson, 1978).

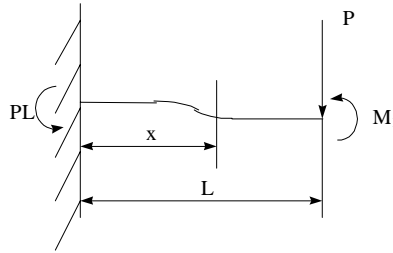


Figura 2 – Diagrama de corpo livre da lâmina 1

Fazendo o equilíbrio de forças sobre a lâmina 1, tem-se que a deflexão máxima ( $x=L$ ):

$$Y_1 = \frac{-PL^3}{12EI} \quad (1)$$

Onde:  $Y_1$  = Deflexão máxima;  
 $P$  = Carga aplicada;  
 $L$  = Comprimento útil da lâmina;  
 $E$  = Módulo de elasticidade;  
 $I$  = Momento de inércia

Através da Eq. (2), é possível relacionar a deflexão máxima com a rigidez.

$$K_1 = \frac{F}{Y_1} \quad (2)$$

$$K_1 = \frac{F}{Y_1} \Rightarrow K_1 = \frac{12EIF}{PL^3} \Rightarrow K_1 = \frac{12EI}{L^3} \quad (3)$$

Desta forma, tem-se através da Eq. (3) que a rigidez varia inversamente proporcional ao comprimento da lâmina. Como o 1º grau de liberdade é formado por 4 lâminas que estão em paralelo, o valor da rigidez equivalente é dado pelo somatório da rigidez de cada lâmina separadamente, conforme a Eq. (4).

$$K_{eq} = \frac{12E_1I_1}{L_1^3} + \frac{12E_2I_2}{L_2^3} + \frac{12E_3I_3}{L_3^3} + \frac{12E_4I_4}{L_4^3} \quad (4)$$

Para cada lâmina foi feito o ajuste experimental do módulo de elasticidade através da regressão linear dos pontos obtidos no gráfico (Deformação x Tensão), onde o módulo de elasticidade ( $E$ ) é dado pela inclinação da reta. As cargas aplicadas para a obtenção das deformações foram baseadas no limite elástico do material (Aço Inox).

As secções das lâminas foram medidas separadamente através de um micrômetro de precisão para cálculo do momento de inércia ( $I$ ).

A frequência natural teórica para um sistema de 1 grau de liberdade é dada pela Eq.(5).

$$W = \sqrt{\frac{K_{eq}}{m}} \quad (5)$$

Através da modificação do comprimento útil das lâminas, foi possível simular vários níveis de falha na estrutura [0-50% de falha], permitindo a geração de um banco de dados para treinamento da RNA.

#### 4. OBTENÇÃO DA RESPOSTA DINÂMICA (EXPERIMENTAL)

Para a obtenção das frequências naturais experimentais, utilizou-se transdutores de resistência elétrica (strain-gauges), sistema de aquisição composto de ponte dinâmica e placa de aquisição. A estrutura foi excitada aleatoriamente, e o sinal de vibração foi gerado pelo strain-gauges e gravado na placa de aquisição. Posteriormente foi feito o tratamento off-line deste sinal, através do Software (Snap-Master) que baseia-se nas Transformadas de Fourier (FFT) para determinação das frequências naturais (Fig. 3).



Figura 3 – Diagrama de bloco para obtenção das frequências naturais

#### 5. COMPARAÇÃO ENTRE AS FREQUÊNCIAS TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS

O intervalo em estudo compreendeu entre 0 à 50% de falha na rigidez da estrutura. Como a rigidez é inversamente proporcional ao comprimento da lâmina, foi possível simular falhas estruturais modificando a resposta dinâmica em função do comprimento das lâminas. A Tabela 1, mostra o erro entre as frequências naturais teóricas e experimentais em função do percentual de falha na estrutura.

Tabela 1 – Relação entre as frequências experimentais e teóricas em função do percentual de falha na estrutura

Percentual de falha na estrutura	Frequência Experimental (Hz)	Frequência Teórica (Hz)	Erro percentual entre as frequências
0	11,54 ± 0,2	11,78	2,03
5	11,17 ± 0,2	11,49	2,78
10	10,87 ± 0,2	11,18	2,77
15	10,62 ± 0,2	10,87	2,30
20	10,37 ± 0,2	10,54	1,61
25	9,91 ± 0,2	10,21	2,93
30	9,62 ± 0,2	9,86	2,43
35	9,16 ± 0,2	9,50	3,57
40	8,96 ± 0,2	9,13	1,86
45	8,50 ± 0,2	8,74	2,74
50	8,20 ± 0,2	8,33	1,56



## 6. PRÉ-PROCESSAMENTO DAS ENTRADAS DA REDE NEURAL ARTIFICIAL

A RNA caberá o aprendizado da relação causa e efeito que existe entre a presença dos defeitos e a variação da resposta dinâmica de maneira que não será necessária a obtenção de uma equação que represente este comportamento da estrutura. Esta informação será repassada a RNA durante a fase de treinamento.

O pré-processamento das entradas da RNA pode melhorar de forma significativa a eficiência das mesmas (Kovács, 1997), podendo ser uma simples normalização ou até cálculos mais complexos, vai depender do problema em estudo. Neste trabalho especificamente, o vetor de entrada foi formado pelas frequências naturais experimentais normalizadas e o vetor de saída pelos respectivos níveis de falhas existentes na estrutura. A normalização das frequências naturais evitou problemas de saturação junto a função de transferência.

Tabela 2 – Relaciona a falha estrutural e as frequências naturais experimentais normalizadas

PERCENTUAL DE FALHA ESTRUTURAL	FREQUÊNCIAS NATURAIS NORMALIZADAS
0	1
5	0,96
10	0,94
15	0,92
20	0,89
25	0,85
30	0,83
35	0,79
40	0,77
45	0,73
50	0,71

## 7. ANÁLISES E RESULTADOS

Após o treinamento da RNA foi feito o teste de generalização com dados não pertencentes ao conjunto de treinamento, para efetivamente determinar a configuração mais adequada. Isto é conseguido através da comparação dos erros obtidos pelas diferentes RNA. É importante lembrar que todas as configurações testadas apresentaram convergência no treinamento, pois, caso isto não ocorra não teria sentido o teste de generalização.

Os parâmetros utilizados pela RNA, estão mostrados no Apêndice 1. Os resultados são apresentados na Fig. 4, através de um comparativo entre as saídas desejadas (teóricas) e as saídas obtidas pela RNA.

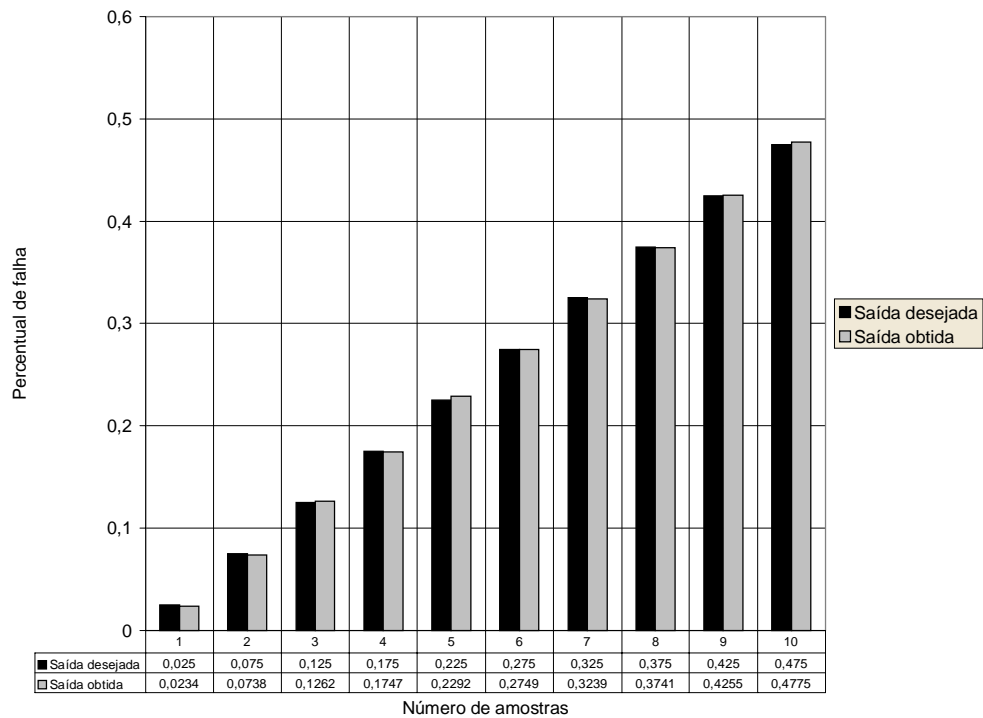


Figura 4 – Comparação das saídas desejadas e as saídas obtidas para 1 grau de liberdade

## 8. CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos para o sistema com 1 grau de liberdade é possível afirmar que a metodologia utilizada é viável na avaliação de integridade de estruturas. Ou seja, a RNA conseguiu identificar o estágio de dano em que se encontrava a estrutura, em função da resposta dinâmica.

Os dados coletados podem ser utilizados na elaboração de um plano de manutenção preventiva, que permitirá fazer uma avaliação segura da viabilidade técnica e financeira para recapacitação desta estrutura.

## 9. BIBLIOGRAFIA

1. Alves, M. A. L. Utilização de frequências naturais e redes neurais artificiais para a detecção de defeitos em estruturas, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 118 p., São Paulo, Brasil, 1997.
2. Chang, Kuo F. Structural Health Monitoring: A Summary Report on the First Stanford Workshop on Structural Health Monitoring, 1997.
3. Cunha, F. S., Silva, J. F., Paula, G. E., Freire, J.L. F., Identificação de Danos em Estruturas Usando Redes Neurais Artificiais, V Congresso de Engenharia Mecânica do Norte-Nordeste, ABCM, Fortaleza, Brasil, 1994.
4. Doebling, S. W., Farrar, C. R., Prime, M.B. and Shevitz, D. W., Damage Identification and Health Monitoring of Structural and Mechanical Systems from Changes in their Vibration Characteristics: a Literature Review. Los Alamos Report LA-13070-MS.

5. Freire, J. L. F., Castro, J.T.P., Otegui, J. L. et al. Aspectos Gerais da Avaliação de Integridade e Extensão de Vida de Estruturas e Equipamentos Industriais, Workshop-24 e 25/nov., Centro de Estudos em Integridade Estrutural, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 1994.
6. Freire, J. L. F., Castro, J.T.P., Vieira R. D. Avaliação de Integridade Estrutural e Monitoração de Estruturas Civas, Workshop, Centro de Estudos em Integridade Estrutural, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, CEFET-Rio e StrainLab Análises de Tensões Ltda, 1994.
7. Galvão, R. K. H. Curso sobre Processamento de Sinais Empregando Redes Neurais, ITA-Divisão Engenharia Eletrônica, Departamento Sistemas e Controle, p. 26-30 outubro, 1998.
8. Ghaboussi, X. Wu. J. & GARRET, J. H., Use of Neural Networks in Detection of Structural Damage, Computers & Structures, Vol. 42, No 4, p. 649-659, 1992.
9. Kaminski, P. C. Um sistema de diagnóstico de falhas estruturais baseado em redes neurais artificiais e frequências naturais, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 139 p., São Paulo, Brasil, 1997.
10. Kovács, Z. L. O cérebro e a sua mente – Uma introdução a neurociência computacional. Edição Acadêmica, São Paulo – SP, Brasil, 1997.
11. Thomson, W. T. Teoria da Vibração com Aplicações, Editora Interciência Ltda, Rio de Janeiro, 1978.

## APÊNDICE 1

### Parâmetros utilizados pela Rede Neural Artificial

- Treinamento supervisionado;
- 3 camadas escondidas, com 5 neurônios em cada camada;
- A função de transferência logística;
- O algoritmo de treinamento utilizado foi o de retro-propagação dos erros;
- Outros parâmetros de treinamento foram:
  - Número de épocas para apresentação no display = 2;
  - Número máximo de épocas = 100;
  - Erro a ser atingido = 0,00001;
  - Valor do mínimo gradiente = 0,002;
  - Valor inicial para o momento = 0,001;
  - Fator de crescimento do momento = 4;
  - Fator de decrescimento do momento = 0,01;
  - Valor máximo para o momento = 1e5.

## ANÁLISE DE FLAMBAGEM DE LÂMINAS EM PVC COM NERVURAS

**Marcelo Augusto Leal Alves**

**Paulo Carlos Kaminski**

Departamento de Engenharia Mecânica – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 – Cidade Universitária 05508-900, São Paulo, SP, Brasil.

E-mail: malalves@usp.br, pckamins@usp.br

### Resumo

Tubos em PVC com paredes nervuradas são usados em obras enterradas para escoamento de fluídos no regime de conduto livre. O processo de obtenção de tais tubos consiste no enrolamento de um perfil nervurado. Estudos prévios mostraram que a resistência à flambagem é o parâmetro crítico de projeto. A flambagem ocorre quando do enrolamento da lâmina, na fabricação do tubo. Neste trabalho é apresentado um estudo teórico analítico do problema de flambagem no enrolamento dos tubos bem como simulações, por elementos finitos, da flambagem. Para tanto são usados conceitos desenvolvidos inicialmente para o cálculo da resistência à flambagem de perfis monossimétricos.

**Palavras chave:** Flambagem, Nervuras, Lâminas

### 1. Introdução

Tubos com a parede reforçada, como os vistos neste trabalho, são produzidos pelo enrolamento de um perfil estrudado, formando uma hélice. O fechamento do tubo é feito por uma junção do tipo macho-fêmea e com o uso de soldagem química por meio de adesivo. Este tipo de tubo destina-se a obras enterradas, tais como sistemas de drenagem de águas pluviais e devem aliar baixo peso com alta rigidez. Esta é conseguida por meio do nervuramento, como o apresentado na figura 1.

A elevada rigidez é necessária para que, uma vez sujeito ao carregamento externo, o tubo sofra a menor deformação possível. Tal fato é importante tanto para garantir a vedação quanto para minimizar os efeitos de fluência do material do tubo.

Um mesmo perfil pode ser enrolado em diferentes diâmetros e portanto ficará sujeito a tensões diferentes durante o processo de enrolamento. Considerando que o perfil fica sujeito à flexão pura, tem-se que o momento fletor,  $M$ , aplicado no enrolamento do tubo é dado por:

$$M = \frac{2EI}{d_i} \quad (1)$$

Na equação (1) foi inicialmente adotado módulo de elasticidade,  $E$ , constante. Sendo que,  $I$  é o momento de inércia do perfil e  $d_i$  é o diâmetro de enrolamento do tubo. A equação (1) indica que para menores diâmetros de enrolamento o perfil estará sujeito a maiores esforços.

O estudo da flambagem das nervuras pode ser feito considerando apenas uma delas e levando em conta que parte da lâmina também faz parte do perfil (Kaminski & Laterza, 1999). Feita esta consideração é possível aplicar parte da teoria desenvolvida para a flambagem lateral por torção de vigas sujeitas a flexão.

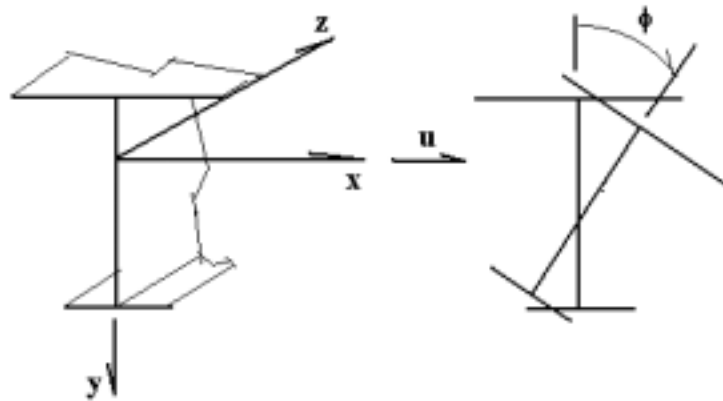


**Figura 1.** Perfil do tubo nervurado

## 2. Flambagem Lateral por Torção de Vigas Sujeitas a Flexão

A flambagem lateral de vigas sujeitas a flexão é objeto de alguns textos clássicos (Timoshenko & Gere, 1961), (Den Hartog, 1952), considerando apenas perfis bi-simétricos, p.ex. seção transversal retangular. O equacionamento apresentado nestes textos não é aplicável a casos gerais (Bleich, 1952). O mecanismo de flambagem envolve a torção, quando a rigidez torcional da viga é muito menor que a rigidez à flexão (Bleich, 1952), sendo esta uma característica de seções abertas de paredes finas, tais como o perfil usado nos tubos nervurados. Este fenômeno foi inicialmente equacionado por Wagner (1936) e, posteriormente, estudos complementares foram feitos por Goodier, (1942). Trabalhos posteriores (Trahair & Anderson, 1972), (Kitipornchai & Trahair, 1980) aplicaram os resultados mais antigos ao caso de vigas com monosimetria.

Na figura 2, são apresentados os deslocamentos do perfil sujeito a flambagem. Na mesma, também aparece o sistema de coordenadas adotado. Os deslocamentos referentes à flambagem são a translação  $u$  e a rotação  $\phi$ . As equações de equilíbrio, segundo Trahair e Anderson (1972), são apresentadas a seguir.  $E$  e  $G$  são os módulos de elasticidade e de torção, respectivamente.  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ , são os momentos solicitantes fletores ( $M_x$  e  $M_y$ ) e de torção ( $M_z$ ), atuantes na seção transversal.  $I_y$  é o momento de inércia em torno do eixo  $y$ ,  $I_t$  o momento de inércia a torção e  $I_w$  é o momento de inércia ao empenamento da seção



**Figura 2.** Sistema de coordenadas e deslocamentos

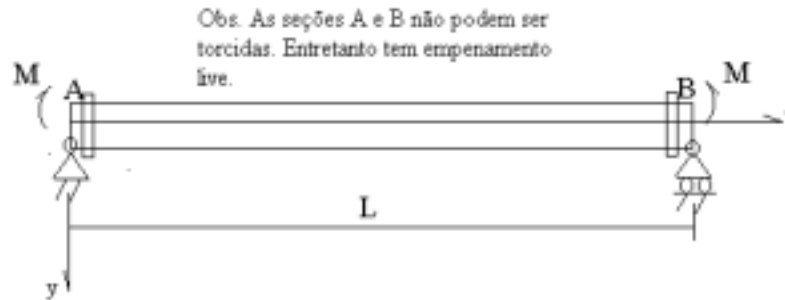
$$EI_y \cdot \frac{d^2 u}{dz^2} = -M_x \phi + M_y \quad (2)$$

$$(GI_t + M_x \beta_x) \cdot \frac{d\phi}{dz} - EI_w \cdot \frac{d^3 \phi}{dz^3} = M_x \cdot \frac{du}{dz} + M_z \quad (3)$$

Onde  $\beta_x$  é uma propriedade da seção transversal que leva em conta os efeitos devidos ao fato do centro de cisalhamento não ser coincidente com o baricentro da seção transversal. A expressão de  $\beta_x$  é dada por:

$$\beta_x = \frac{1}{I_x} \cdot \left( \int_A x^2 y dA + \int_A y^3 dA \right) - 2y_o \quad (4)$$

Na expressão (4)  $y_o$  é a coordenada do centro de cisalhamento, tomada em relação ao baricentro da seção. Notar que para seções com simetria em relação ao eixo x (ver figura 2),  $\beta_x$  é nulo.



**Figura 3.** Viga bi-apoiada sujeita a momentos na extremidade

Conforme a condição de carregamento e vinculação é possível encontrar soluções analíticas fechadas para as equações (2) e (3). Para a condições de viga bi-apoiada, de comprimento L, onde as extremidades estão impedidas de torcer mas não de empenar, sujeita a momentos concentrados nas extremidades, conforme a figura 3, as condições de contorno são:

$$\begin{aligned} p/z = 0, \quad u = \phi = \frac{d^2\phi}{dz^2} = 0 \\ p/z = L/2, \quad \frac{du}{dz} = \frac{d\phi}{dz} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Sabe-se ainda que quanto aos momentos solicitantes tem-se:

$$\begin{aligned} M_x = M \\ M_y = M_z = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Com as condições de contorno dadas por (5) e os esforços solicitantes por (6) a solução das equações (3) e (4), em termos de momento crítico de flambagem,  $M_c$ , é dada por:

$$M_c = \frac{\pi}{L} \cdot \sqrt{(EI_y GJ)} \cdot \left[ \frac{\pi\delta}{2} + \sqrt{\left(\frac{\pi\delta}{2}\right)^2 + \left(1 + \frac{\pi^2 EI_w}{GJL^2}\right)} \right] \quad (7)$$

Onde o parâmetro de monosimetria,  $\delta$ , é dado por:

$$\delta = \frac{\beta_x}{L} \sqrt{\frac{EI_y}{GJ}} \quad (8)$$

Outras condições de vinculação e carregamento levam a soluções analíticas fechadas ou soluções numéricas (Trahair & Anderson, 1972). A solução acima apresentada será empregada para validação dos modelos de elementos finitos usados na determinação de carregamentos críticos com outras condições de contorno mais adequadas ao problema estudado.

### 3. Modelos em Elementos Finitos

A aplicação de elementos finitos a problemas similares ao que é visto neste trabalho tem sido estudada segundo diversos aspectos, principalmente quanto a proposição de elementos específicos para as condições encontradas neste tipo de problema, isto é, não-linearidades devidas às grandes deformações e deslocamentos (Chin et al., 1994).

No entanto, neste trabalho foram empregados elementos padrão do tipo *shell*, disponíveis em qualquer programa comercial de elementos finitos. A razão para tal escolha deve-se a necessidade de manter a metodologia proposta o mais aplicável possível.

Deve ser lembrado que a carga de flambagem calculada pela solução analítica leva em conta uma série de hipóteses que na prática não são aplicáveis. Entre elas pode-se citar: homogeneidade da estrutura quanto as propriedades geométricas e de material, aplicação precisa do carregamento numa posição e direção. Em geral esta carga é maior do que a existente na realidade, mesmo quando são feitos experimentos controlados (Trahair & Anderson, 1972). Com modelos de elementos finitos, algo semelhante ocorre, justamente por se utilizar um modelo para a estrutura com uma série de condições idealizadas, como por exemplo os vínculos.

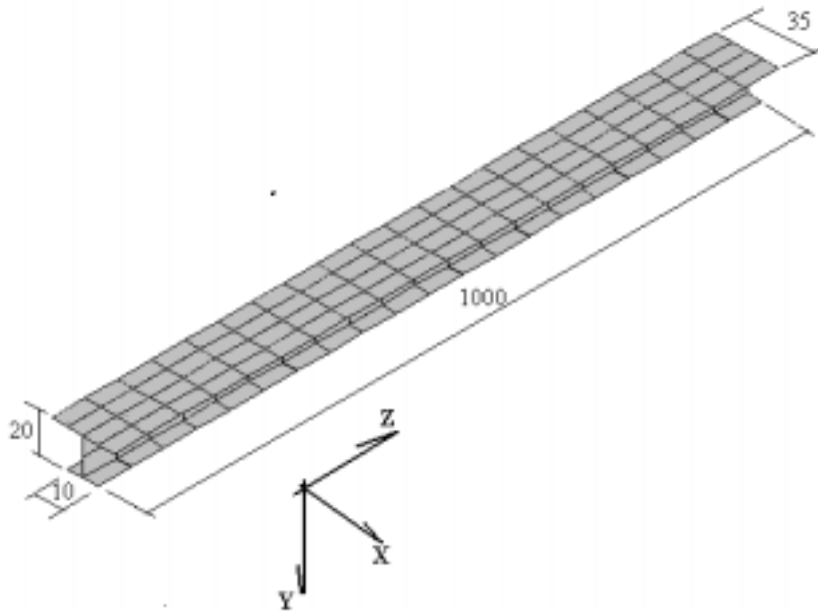
O primeiro modelo montado serviu para verificar a adequação da escolha do tipo de elemento, frente aos resultados analíticos disponíveis. A figura 4 apresenta o modelo montado, composto por 160 elementos do tipo *shell63*, disponível no programa *ANSYS* versão 5.3. As condições de contorno são as mesmas especificadas no item anterior. As dimensões da estrutura modelada estão apresentadas na figura 4. A espessura dos elementos foi definida como sendo igual a 0,8 mm.

O método de solução aplicado pelo programa consiste na obtenção de auto-valores e auto-vetores referentes à carga crítica de flambagem e a forma da estrutura após a flambagem. (SAS IP – Inc., 1996).

O carregamento é aplicado de tal forma que a flange de menor largura seja aquela sujeita a tensões normais de tração.

As propriedades do material (PVC) são:

$E = 2800 \text{ N/mm}^2$	(Módulo de elasticidade)
$\nu = 0,3$	(Coeficiente de Poisson)
$G = 1077 \text{ N/mm}^2$	(Módulo de cisalhamento)

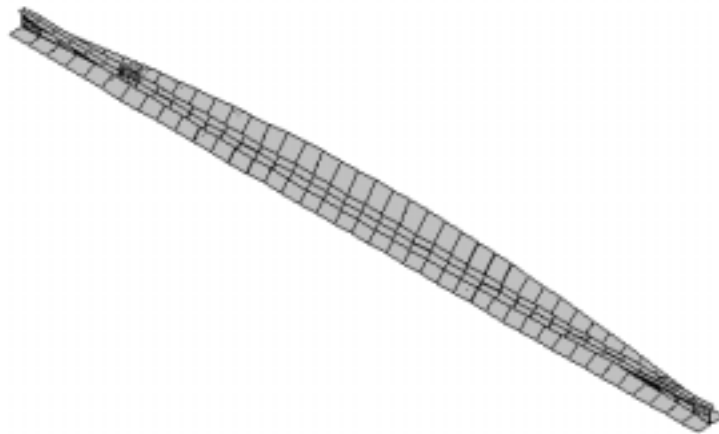


**Figura 4.** Dimensões básicas do modelo adotado. (em milímetros)

Na tabela 1 estão apresentados os resultados obtidos, em termos de momento crítico de flambagem. Na figura 5 está representada a estrutura deformada.

**Tabela 1.** Comparativo de resultados analítico e por elementos finitos

Mc (Nmm)	Elem. Finitos	Analítico
	1701	1790

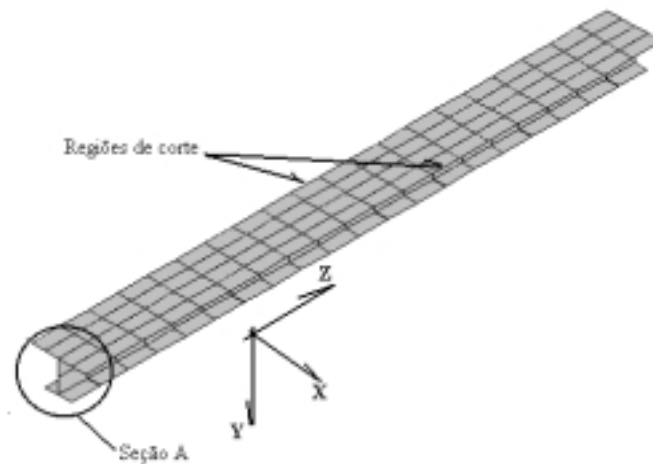


**Figura 5.** Estrutura Deformada (modelo 1)

O segundo modelo tem por objetivo representar parte de um dos perfis de tubo. Neste caso, para que a rigidez da chapa seja atuante, foi considerado no modelo em que os nós referentes a superfície onde foi feito o corte da seção analisada (ver figura 6) têm os deslocamentos na direção X restritos, bem como as rotações em torno do eixo Z. Além disso, foi simulado numa extremidade o fato do perfil ser contínuo ao longo do comprimento. Logo, os nós da seção A (ver figura 6) também tem os deslocamentos na direção Z e as rotações em torno de X restritos. O carregamento aplicado consiste num momento concentrado na

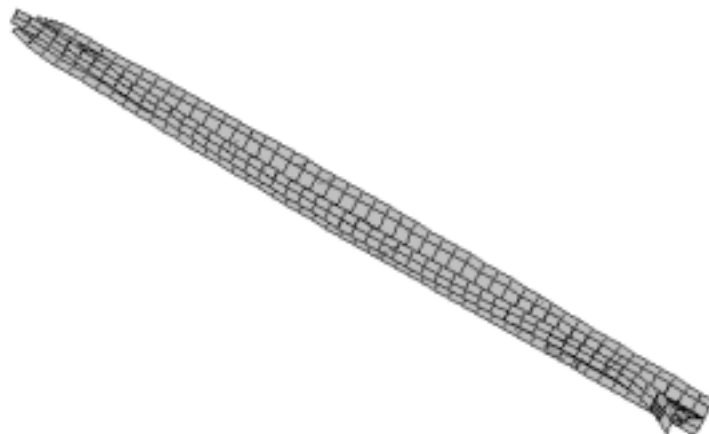


extremidade livre. As dimensões e propriedades do material são as mesmas do modelo anterior, bem como o tipo de elemento. Entretanto, neste modelo foram empregados 500 elementos. Isto foi necessário para que fosse possível obter as deformações da flange de maior largura.



**Figura 6.** Vínculos do modelo 2

Para este modelo o momento crítico encontrado vale 2404 Nmm. Na figura 7 está representada a estrutura deformada



**Figura 7.** Estrutura deformada (modelo 2)

#### 4. Comentários e Conclusões

Os resultados do modelo 1 mostram que elementos do tipo plano para a modelagem de cascas (*shell*), disponíveis em qualquer programa de elementos finitos, podem ser utilizados na modelagem do problema estudado, desde que não se deseje uma precisão elevada nos valores obtidos para a carga crítica. Este resultado não é trivial uma vez que, para problemas similares pode vir a ser necessário o uso de elementos específicos, desenvolvidos para a modelagem de problemas com grades deslocamentos e deformações (Chin et al. 1994). Já foi observado neste trabalho que tal precisão nos resultados numéricos não tem grande utilidade na prática, uma vez que várias hipóteses simplificadoras são empregadas tanto para a

obtenção dos resultados analíticos quanto para a construção dos modelos em elementos finitos.

Uma maneira de verificar os resultados é quanto a forma da estrutura depois da flambagem. Esta é uma característica própria de cada estrutura para uma determinada carga crítica. Logo, a comparação entre as formas da estruturas flambadas é um meio de verificação dos resultados obtidos, tanto pelos modelos analíticos quanto para os de elementos finitos.

O método descrito no parágrafo anterior foi empregado no segundo modelo. As condições do problema (vínculos e carga) foram simuladas e os resultados obtidos são compatíveis com o observado no enrolamento deste tipo de tubo nervurado.

## 5. Referências

- Kaminski, P.C., Laterza, L.B.M, 1999, “Análise de Flambagem de Lâminas Nervuradas em PVC”, Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP.
- Timoshenko, S.P., Gere, J.M., 1961, “Theory of elastic stability”, 2<sup>nd</sup> Ed., McGraw-Hill book Co., New York, USA.
- Den Hartog, J.P., 1952, “Advanced Strength of Materials”, 1<sup>st</sup> Ed., McGraw-Hill book Co., New York, USA.
- Bleich, F., 1952, "The Buckling Strength of Metal Structures", McGraw-Hill Book Co., New York, USA
- Wagner, H., 1936, “Torsion and Buckling of Open Sections”, Translated Technical Memorandum No. 807, NACA – National Advisory Committee for Aeronautics
- Goodier, J.N., 1942, “Torsional and Flexural Buckling of Bars of Thin-Walled Open Section Under Compressive and Bending Loads”, Journal of Applied Mechanics, Vol. 64, ASME, pp. A103-A107.
- Trahair, N. S., Anderson, J. M., 1972, “Stability of Monosymmetric Beams and Cantilevers” Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 98, No. ST1, pp. 269-286.
- Kitipornchai, S., Trahair, N.S., 1980, “Buckling Properties of Monosymmetric I-Beams” Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 106, No. ST5, pp. 269-286.
- Chin, C.K., Al-Bermani, G.A., Kitipornchai, S., 1994, "Non-Linear Analysis of Thin-Walled Structures Using Plate Elements", Vol. 37, pp.1697-1711.
- SAS IP – Inc., 1996, “ANSYS Structural Analysis Guide – Buckling Analysis, 2<sup>nd</sup> Edition, USA. (manual do programa ANSYS – Ver. 5.3)

# OPTIMUM SOLUTIONS FOR TRUSSES USING SEQUENTIAL QUADRATIC PROGRAMMING AND GENETIC ALGORITHMS

**Silvana Maria Bastos Afonso**

André Andrade Azevedo

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Civil,  
50740-000, Recife, PE, Brasil. E-mail: [smb@npd.ufpe.br](mailto:smb@npd.ufpe.br)

## Abstract

In this work computational tools are developed to carry out sizing optimization of truss under static and free vibration conditions. To do that an automatic procedure is implemented on MATLAB environment. Different types of algorithms such as gradient-based SQP methods and GAs are used. Some benchmark examples are analyzed.

**Key words:** Truss optimization, Genetic Algorithms, SQP

## 1. INTRODUCTION

The analysis and design of trusses has been a classical problem in structural optimization. Typical designs of trusses require a minimization or maximization of a stated objective function and simultaneous satisfaction of several design constraints. For several decades a great variety of methods have been developed to find the size of the elements that optimize trusses under statics loading with a given geometry and topology.

The nonlinear programming algorithms such as sequential quadratic programming (SQP) investigated here are gradient-based and requires the first derivative of the objective function and constraints with respect to the design variables.

The SQP algorithm is extremely efficient in locating a relative optimum closest to the starting point in the design space. In design applications where the design space is known to be multi-modal, the optimum may be obtained by starting the search from several initial points in the design space (Hajeta,1990). However, even then, there is no guarantee of obtaining the global optimum. To overcome the possibility of local optima in the present study, we investigate here a stochastic method based on genetic algorithm.

Genetic algorithms (GAs) are search procedures based on the mechanics of genetics and natural selection. Although computationally simple, GA-based methods are very powerful in their search for improvement and they are not limited by restrictive assumptions above the search space. They overcome the possibility of local optima in the solution process. In truss optimization GAs are very versatile as they accept both discrete and/or continuous design variables. The genetic algorithm developed by D. Goldberg, described in (Goldberg, 1989) is implemented here. Such algorithm have been applied to a wide range of engineering disciplines and has proven to give very good results in several applications.

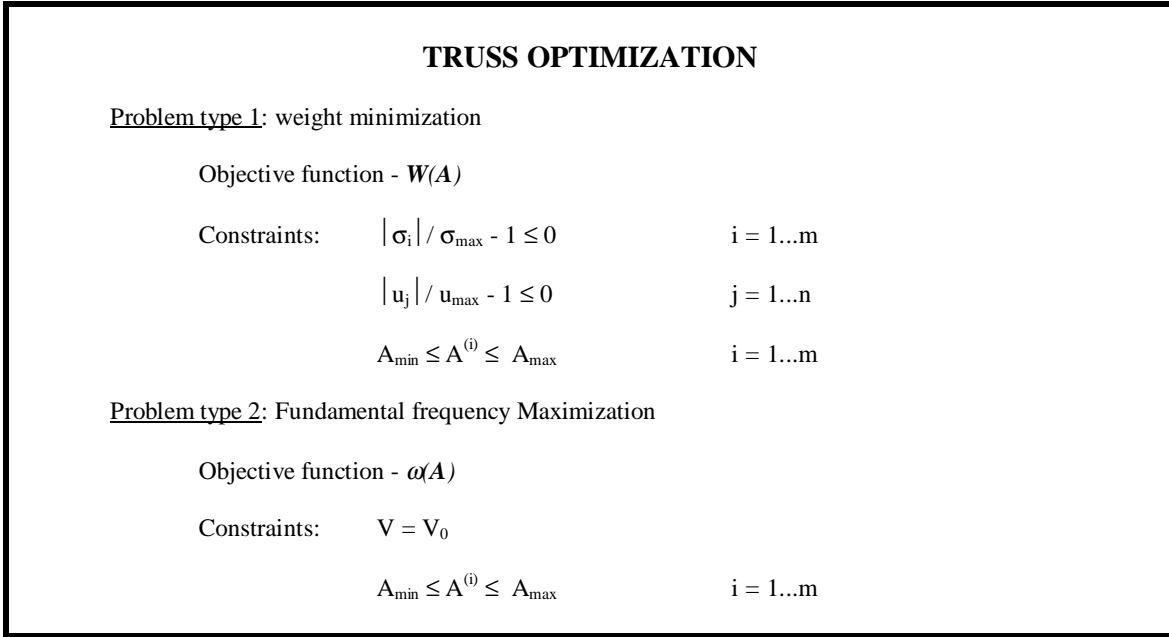
In this work both SQP and GA algorithms are employed to carry out the optimization of trusses under static and free vibration conditions. For comparisons purposes with SQP algorithm, only continuous design variables are considered in our applications.

## 2. GENERAL PROBLEM FORMULATION

The standard mathematical formulation of an optimization problem is:

$$\begin{aligned} \text{minimize or (maximize) } F(s) \text{ subject to: } & \mathbf{g}(s) \leq 0 & i = 1 \dots n_c & (1) \\ & s_k^l \leq s_k \leq s_k^u & k = 1 \dots \text{ndvab} \end{aligned}$$

Where  $s$  is the design variable vector, ndvab is the total number of design variables  $F(s)$  is the objective function,  $\mathbf{g}$  is a typical constraint and  $s^l$  and  $s^u$  are side constraints to the design variables. Typical objective functions and constraints considered in this work are shown in figure 1.



**Figure 1** - Types of problems considered in this work: objectives and constraints.

### 3. THE TRUSS OPTIMIZATION PROCEDURE

In this work an integrated procedure is developed and implemented on MATLAB environment. SQP and GA algorithms are employed to obtain optimum designs. When dealing with GAs the procedure automatically integrates geometry definition and discretization, FE analysis and method of optimization solution, when SQP is used instead, a part from those, a sensitivity analysis procedure is incorporated in the process. Details of each integrated module can be found elsewhere (Afonso and Horowitz, 1998).

### 4. THE SEQUENTIAL QUADRATIC PROGRAMMING ALGORITHM

The SQP algorithm generates a search direction  $\mathbf{d}$  at each iteration solving the definite quadratic subproblem, below:

$$\text{Minimize (or maximize):} \quad \nabla F_k^T \mathbf{d} + 1/2 \mathbf{d}^T \mathbf{B}_k \mathbf{d} \quad (2)$$

$$\text{Subject to:} \quad \nabla \mathbf{g}_k^T \mathbf{d} + \mathbf{g}_k \leq 0 \quad (3)$$

$$\nabla \mathbf{h}_k^T \mathbf{d} + \mathbf{h}_k = 0 \quad (4)$$

where  $\mathbf{B}_k$  is a positive definite approximation to the Hessian matrix of the Lagrangian function of the original problem (Han, 1976).

$$\leq(s, \lambda, \mu) = F + \lambda^T \mathbf{g} + \mu^T \mathbf{h} \quad (5)$$

The approximation to the Hessian is obtained using a Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS) scheme which maintains symmetry and positiveness.

Once direction  $\mathbf{d}$  is found a line search is performed using a penalty function as the merit function in order to find the next iterand thus balancing the objective function while maintaining feasibility.

There are several implementations of such algorithm. Two fundamental differences exist among them: the procedure used to solve the quadratic subproblem and the merit function used on the line search. In this work the SQP version existing in the MATLAB optimization toolbox is used. Such version uses some form of Gill et al projection method to solve the quadratic subproblem while the exact penalty function  $\ell$ , is used as merit function (Mathworks, 1995).

## 5. THE GENETIC ALGORITHM

GAs are search procedures based on mechanics of natural selection and natural genetics. They combine the artificial survival of the fittest with genetic operations to form a robust search mechanism. An initial population is randomly generated from the individuals bits in a fixed-length binary string  $bs$ . Successive generations are produced in which new solutions replaces some of the older ones. For a particular iteration  $k$  a GA maintains a population of potential solutions of individuals or chromosomes which contain all of the necessary information about the individuals they represent (the structural designs here).

A selection operator identifies the fittest individuals of the current population whereby pair of parents are chosen for the next generations. In the present context, the fitness function might be weight, strain energy or the fundamental frequency.

During reproduction ‘crossover’ and ‘mutation’ mechanisms are used to produce new population. The incidence of mutation and crossover is controlled by the user through prescript probabilities  $pc$  and  $mp$  respectively.

After each cycle of selection, crossover and possibly, mutation, the fitness of each family is again obtained by converting the binary strings to decimal digits (decoding) and evaluating the objective function. The whole process then continues into the next generation until a stopping criteria is met.

Figure 2 presents a simplified version of the algorithm. Details concern to the procedure implemented here can be found in (Goldberg, 1989).

### 5.1. Constraints Handling

In general structural designs involve several constraints related to stress, displacements, geometric dimensions and other variables. In GA these are conveniently handled by a penalty function. Using such function, constraint violations are penalized to avoid the future use of the set of parameters. The fitness function of the genetic algorithm is a combination of the objective function and penalty term. There is no unique way to define the penalty term. The fitness function considered here was proposed by Ghasemi and Hinton and al (Ghasemi and Hinton, 1996). We briefly describe their approach in the following.

Considering  $\mathbf{g}_{i,j}$  a normalized constraint for a particular population  $j$  such is  $\mathbf{g}_{i,j} = \mathbf{c}_{i,j} - 1$  and  $\mathbf{c}_{i,j} = \mathbf{g}_{i,j} / \mathbf{g}_{i,all}$  in which  $\mathbf{g}_{i,all}$  is the allowable value of that constraint. The constraint  $\mathbf{g}_{i,j}$  is satisfied if  $\mathbf{g}_{i,j} \leq 0$ .

If  $\mathbf{g}_{i,j} \geq 0$  the objective function is penalized. In this case we define the following parameters  $p_{v,i} = (\mathbf{c}_{i,j})^k$  in which  $k$  is related to constraint violation (Ghasemi and Hinton,

1996), and  $\hat{g}_{i,j} = p_c p v_i (g_{i,j})^2$  when  $p_c$  is the 'penalty coefficient' After all the constraints be penalized another parameters  $\check{g}_{i,j}$  is calculated such that

$$\check{g}_{i,j} = \sum_{i=1}^{nc} \hat{g}_{i,j} \quad (6)$$

Finally the penalized objective function  $F_j^*$  is obtained such that  $F_j^* = F_j(1 + \check{g}_j)$  where  $F_j$  is the original objective function (without penalization).

In GA,  $F_j^*$  has to be transformed into fitness values in such that the best design has maximum fitness. For minimization problems, in order to guarantee such aim and also positive values for the fitness, the following expression is considered for fitness.

$$F'_j = (F_{max}^* + F_{min}^*) - F_j^* \quad (7)$$

In which  $F'_j$  is the fitness of design  $j$  and  $F_{max}^*$  and  $F_{min}^*$  are the maximum and the minimum values of  $F_j^*$  in the population of a particular generation  $j$ . It is recommended also to scale fitness function (Goldberg, 1989).

## 5.2. Convergence Criteria

Several termination criteria can be possibly used. Three convergence criteria for the present truss optimization are used:

1. The number of generations: A fixed number of generations can be provided by user. The GA algorithm will stop when the allocated number is reached.
2. Design changes: If the best design for the last 20 generations has not changed then iterations will stop.
3. Objective Function norm: If the variation of the objective function in a population is smaller than a very small given value  $crate$  thus if  $|(\bar{F} - F_{j(best)}) / \bar{F}| \cdot 100 \leq crate$  were  $\bar{F}$  is average value, the algorithm will stop.

### GENETIC ALGORITHM PROCEDURE

1. Read data
2. Randomly generates initial population (generation 1)
3. Perform a generation loop
  - for each generation do:
    - 3.1. A design loop
      - for each design do:
        - Design variables decoding
        - Calculate original objective function
        - Compute fitness function
    - 3.2. Check the convergence : if found stop otherwise:
    - 3.3. Store best individual into next generation
    - 3.4. Proceeds genetic operations: solution, crossover and mutation to create population of new generation and go to step 3.1.

**Figure 2 - Basic GA**

## 6. EXAMPLES

### 6.1. Static Applications

The three and ten bar 2D trusses are considered in this section for optimization using both GA and SQP algorithms described in this article. The objective is to minimize the weigh of the structure by constraining the element stresses at each truss member.

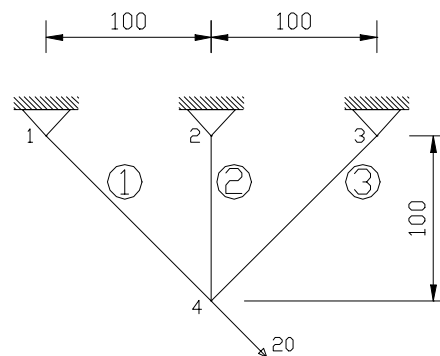
#### a) Three bar truss

**Problem definition:** Figure 3 shows the tree bar truss to be optimized. Two cross sectional area design variables are considered:  $X_1 = A^1 = A^2$  and  $X_2 = A^3$ . The material properties are Young's modulus  $E = 2.07 \cdot 10^8$  and material density  $\rho = 1$ . The units are consistent.

Here the allowable tensile stress is 20, and the allowable compressive stress is 15. Table 1 presents the GA solution parameters adopted in this study. The bounds of the design variables are 0.1 and 1.0.

**Table 1** – GA parameters for all problems presented here.

Condition	Truss	GA parameters					
		lc	ps	ng	pc	mp	crate
static	3 bar	6	10	100	10	1.0	1e-6
	10 bar	8	200	150	10	1.0	1e-3
free vibration	3 bar	10	300	100	10	1.0	1e-6
	9 bar	10	400	200	10	1.0	1e-6



**Figure 3** – Three bar truss

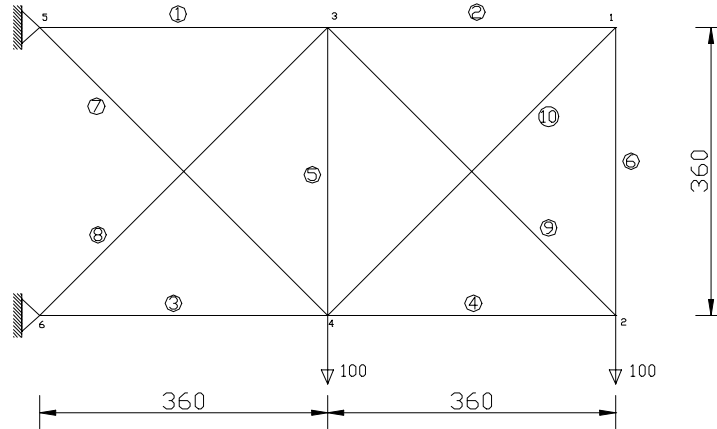
**Discussions of results:** Table 2 shows the optimal solutions for the present problem, obtained here and also the results reported in reference (Ghasemi and Hinton, 1996). As can be observed, all results are within an acceptable range when comparing with the exact solution. The optimum GA solution is achieved at the 2<sup>nd</sup> generation and remains unchanged afterwards.

**Table 2** – Results of 3 bar truss

Design Variable	Present (SQP)	Present (GA)	Hinton (SQP)	Hinton (GA)	Exact
$X_1$	0.7887	0.7429	0.789	0.814	0.789
$X_2$	0.4082	0.4143	0.408	0.343	0.408
Optimum Weight	263.9247	251.5403	263.896	264.600	263.9

#### b) Ten bar truss

**Problem definition:** The ten bar truss problem shown in figure 4 is the second example used in this section. The design variables are the cross-sectional areas of the ten elements. The upper and lower bounds of the design variables are respectively 10 and 0.1. The material properties considered in this case are:  $E = 10^7$ ,  $\rho = 0.1$ . For element 9 the allowable stress is  $\sigma_{all} = \pm 75$  while the remaining elements the stress allowable is  $\sigma_{all} = \pm 25$ . Again all units are consistent. The GA solutions parameters used are given in table 1.



**Figure 4 – Ten bar truss**

**Discussions of results:** The optimization results obtained are listed in Table 3 together with the exact solution and those reported in reference (Ghasemi and Hinton, 1996). As can be observed the final objective value when using either GA or SQP are within acceptable range of the exact value. However, some of the optimum design variables differ from each other for the different methods investigated.

**Table 3 - Results of 10 bar truss**

Design Variable	Present (SQP)	Present (GA)	Hinton (SQP)	Hinton (GA)
$X_1$	7.9	7.518	7.90	7.518
$X_2$	0.1	0.458	0.10	0.458
$X_3$	8.1	8.430	8.10	8.430
$X_4$	3.9	3.544	3.90	3.544
$X_5$	0.1	0.100	0.10	0.100
$X_6$	0.1	0.460	0.10	0.460
$X_7$	5.7983	6.287	5.80	6.287
$X_8$	5.5154	4.992	5.51	4.992
$X_9$	3.677	3.350	3.68	3.350
$X_{10}$	0.1414	0.645	0.14	0.645
Optimum Weight	1497.6	1516.0	1497.0	1516.0

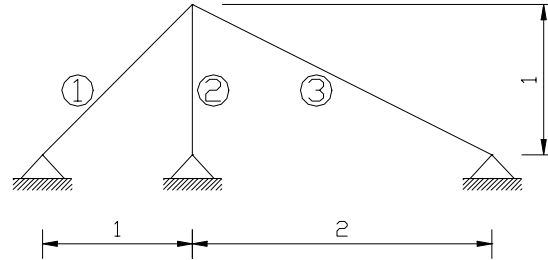
## 6.2. Free Vibration Applications

In this section we carry out optimization under free vibration conditions. A three bar and a nine bar benchmark examples are analyzed. In these structure the objective is to maximize the fundamental frequency whilst simultaneously keeping the structure weight constant.

### a) Three bar truss



**Problem definition:** The three bar truss illustrated in Figure 5 is considered first. Two cross-sectional areas are taken as design variable:  $X_1 = A^1 = A^2$  and  $X_2 = A^3$  with a lower bound of 0.00005 and an upper bound of 0.001. The material properties are: the Young's modulus  $E = 2.0 \cdot 10^{11}$  and material density  $\rho = 7860$ . All units are consistent. The solution parameters used in the GA solution are shown in Table 1.



**Figure 5** – 3 bar truss under free vibration conditions.

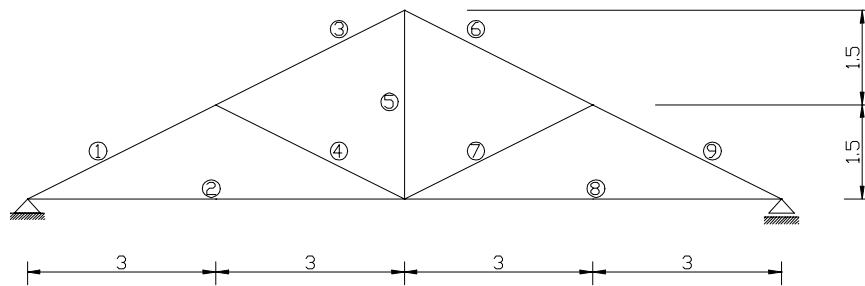
**Discussion of results:** Table 4 compares the optimal solutions for the present example obtained here and in reference (Alkhamis, 1996). The solution in terms of the optimum objective function matches perfectly while some difference is found in terms of the design variables value (GA solutions). GA solution comes with some constraint violation (0.07%)

**Table 4** - Results of 3 bar truss under free vibration

Design Variable	Present (SQP)	Present (GA)	Alkhamis (SQP)	Alkhamis (GA)
$X_1$	$6.3984 \cdot 10^{-4}$	$3.230 \cdot 10^{-4}$	$6.398 \cdot 10^{-4}$	$3.230 \cdot 10^{-4}$
$X_2$	$1.3982 \cdot 10^{-3}$	$6.824 \cdot 10^{-3}$	$1.389 \cdot 10^{-3}$	$6.824 \cdot 10^{-3}$
Optimum Frequency	547.77 Hz	547.853 Hz	547.77 Hz	547.853 Hz

b) Nine bar truss

**Problem definition:** The second example studied in this section is the nine bar truss shown in Figure 6. The material properties used are the same of the previous example. The nine cross sectional area of the bars are taken as design variables. The lower and upper bound values are respectively 0.0005 and 0.5. Table 1 shows a list of parameters adopted in GA.



**Figure 6** – 9 bar truss under free vibration conditions.

**Discussion of results:** The results for the different algorithms are provided in Table 5. Again good comparisons are obtained for the objective function, while the optimum design variables values obtained using GA presents some differences.

**Table 5 - Results of 9 bar truss under free vibration**

Design Variable	Present (SQP)	Present (GA)	Alkhamis (SQP)	Alkhamis (GA)
X <sub>1</sub>	0.2721	0.317	0.272	0.317
X <sub>2</sub>	0.3253	0.308	0.325	0.308
X <sub>3</sub>	0.1429	0.181	0.143	0.181
X <sub>4</sub>	0.0341	0.044	0.034	0.044
X <sub>5</sub>	0.1008	0.079	0.101	0.079
X <sub>6</sub>	0.1522	0.159	0.152	0.159
X <sub>7</sub>	0.0327	0.026	0.031	0.026
X <sub>8</sub>	0.2711	0.266	0.271	0.266
X <sub>9</sub>	0.3063	0.260	0.306	0.260
Optimum Frequency	37.3782 Hz	37.148 Hz	37.38 Hz	37.148 Hz

## 7. CONCLUSIONS

In this work to carry out truss optimization two methods were considered here: the SQP and the GA. Both optimizers gave an excellent results and compared well. Although not explored in this paper, GA method allows the option of choosing a set of design variables from a certain specified catalogue.

Other main advantage using GA are:

- very simple calculations are involved; complex problems can be solved reasonably reliably; problems that have many local optima can be solved; and it is easy to interface the GA method to existing simulations and models.

One of the major disadvantages of using method is that the CPU time is high, however the use of parallel computations helps to circumvent this problem. This topic is current under our investigation.

## 8. REFERENCES

- Afonso, S.M.B. and Horowitz, B.,1998, “ Utilização do MATLAB no desenvolvimento de ferramentas educacionais para o ensino da otimização estrutural”, anais do V CEM – NEM, Fortaleza-CE, pp. 423-430.
- Alkhamis, M. T. A., 1996, “Structural Optimization for Static and Free Vibration Conditions Using Genetic and Gradient-based Algorithms”, c/Ph/202/96, Swansea.
- Ghasemi, M.R. and Hinton, E., 1996, “Truss optimisation Using Genetic Algorithms - In Advances in Computational Structures technology”, Civil-Comp Press Edinburgh, pp 59-75.
- Goldberg, D.E. 1989, “Genetic Algorithms in search, Optimization & Machine Learning”, Addison-Wesley, N. York.
- Hajeta, P., 1990, “Genetic search–an approach to the non-convex optimization problem”, AIAA, 28(7), pp 1205-1210.
- Han, S. P. 1976, – “Superlinear convergent variable metric algorithm for general nonlinear programming problems”, Mathematical Programming, 11, pp- 263 – 282.
- Mathworks,1995, “Optimization Toolbox User's Guide”, MATLAB Mathworks.

## MODELAGEM E ANÁLISE ESTRUTURAL DO TUBO PROLONGADOR DO TELESCÓPIO MASCO

**Rúbia Elaine Martins**

**Celso Koiti Kague**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE/DMC, Av. dos Astronautas, 1758-C.P. 515 - Jardim da Granja, SJC, SP.

**Patricia Gardel Barbosa**

Universidade do Vale do Paraíba - FEAU, Av. Shishima Hifumi, 2911, Urbanova, SJC, SP.

### Resumo

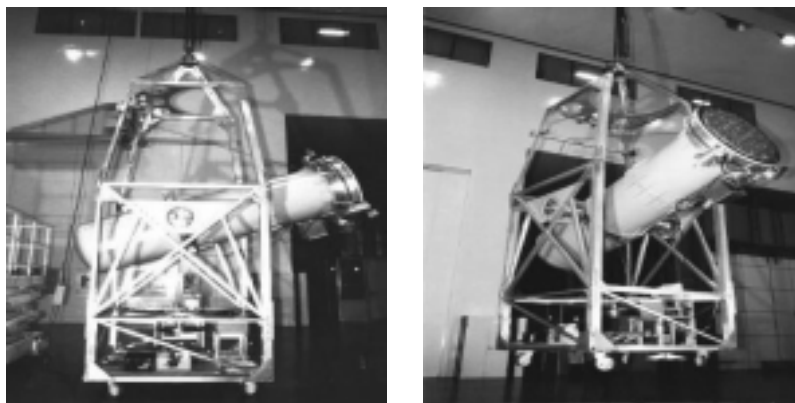
O telescópio MASCO é um instrumento capaz de obter imagens do céu em raios-x e raios gama de baixa energia através do emprego da técnica de imageamento conhecida como Máscara Codificada. O objetivo deste trabalho é apresentar a análise estática do tubo prolongador com a finalidade de verificar sua integridade estrutural, considerando-se duas situações críticas em que o mesmo estará submetido : o tubo fica na posição horizontal; e o tubo sofre uma desaceleração correspondente ao instante em que a gôndola é desacoplada do balão. A estrutura do tubo prolongador é composta por dois cilindros de mesmas dimensões, unidas por juntas aparafusadas e reforçada por 16 nervuras fixadas radialmente em cada extremidade dos cilindros. O tubo prolongador foi modelado utilizando o método dos elementos finitos através do uso do *software* comercial *MSC/NASTRAN*. Para a modelagem do cilindro, assim como para as nervuras e flanges, foram utilizados elementos de casca.

**Palavras-chave:** Elementos Finitos, MASCO, *MSC/NASTRAN*.

### 1. INTRODUÇÃO

O projeto MASCO ( MÁScara COdificada ) (Souza *et al*, 1997) é um telescópio, desenvolvido no Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE, com o objetivo de investigar raios-x e raios gama de baixa energia através do emprego da técnica da Máscara Codificada MURA (*Modified Uniformly Redudant Array*) (Villela, *et al*, 1995 , Gottesman *et al*, 1989).

O telescópio voará dentro de uma gôndola suspensa (figura 1) por um balão estratosférico, uma vez por ano, numa altitude de 42 Km e deverá permanecer em vôo de 15 à 48 horas, seguido por uma fase de descida suspensa por um pára-quedas. O mesmo será montado numa plataforma capaz de, durante os vôos, apontar o telescópio para alvos astrofísicos e manter esse apontamento independente dos movimentos do balão. Entre outros alvos a serem observados encontram-se o Centro Galáctico, binárias de raios-x, pulsares e candidatos a buraco negro. O tubo prolongador do telescópio servirá de suporte para a máscara codificada, que é um dispositivo que traduz os sinais provenientes do feixe de raios-x (ou gama) que incide na superfície do detector.



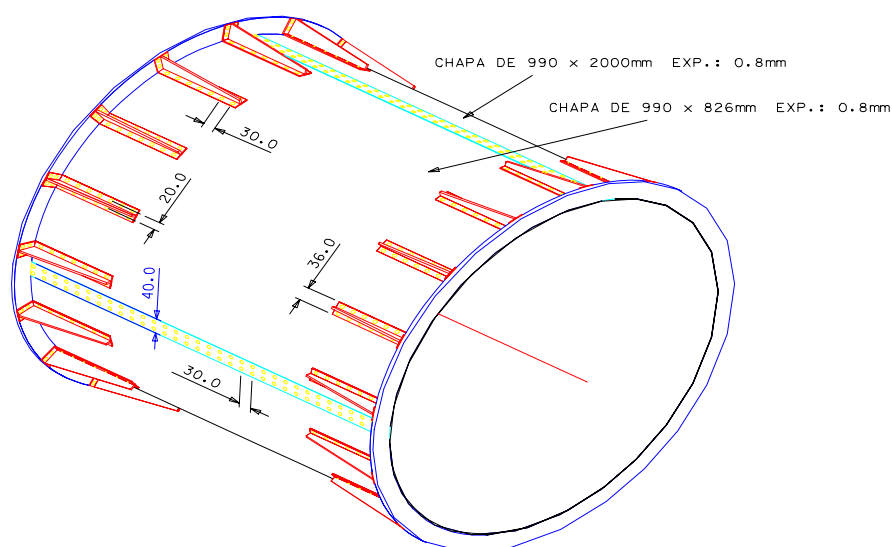
**Figura 1.** O telescópio MASCO

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA ESTRUTURAL DO TUBO PROLONGADOR

O objetivo desta etapa do trabalho é a realização de uma análise estática no tubo prolongador, com a finalidade de verificar sua integridade estrutural, considerando duas situações críticas em que o mesmo estará submetido : o tubo na posição horizontal e o tubo submetido a uma desaceleração correspondente ao instante em que a gôndola é desacoplada do balão.

### 2.1 Análise Estrutural do Tubo Prolongador do Telescópio MASCO

A estrutura do tubo prolongador é composta por dois cilindros de mesmas dimensões, unidos por juntas rebitadas e reforçado por 16 nervuras fixadas radialmente em cada extremidade dos cilindros, como pode ser observado na figura 2. Cada cilindro possui 1 m de altura e 0,90 m de diâmetro. São fabricados a partir de chapas de alumínio de 0.8 mm de espessura, costuradas por meio de união rebitada.



OBS.

- 1) ESPESSURA DA CHAPA DO MATA-JUNTA: 0.8mm.
- 2) CADA MATA-JUNTA SERA FIXADO AO CORPO DO TUBO PROLONGADOR POR 66 REBIT
- 3) CADA NERVURA SERA FIXADA AO CORPO DO TUBUO PROLONGADOR POR 28 REBITES
- 4) CADA NERVURA SERA FIXADA AO FLANGE POR 4 REBITES.
- 5) O REBITE USADO E DE  $\varnothing$  4.0mm E 12.0mm DE COMPRIMENTO.

**Figura 2.** Detalhe do cilindro do tubo prolongador

## 2.2 Modelo de Elementos Finitos

A equação de movimento de um sistema estrutural discretizado em elementos finitos, considerando-se  $n$  graus de liberdade envolvidos, pode ser escrita como:

$$\mathbf{K} \mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (1)$$

onde  $\mathbf{X}$  é o vetor de deslocamentos e rotações nodais;  $\mathbf{K}$  é a matriz de rigidez e  $\mathbf{F}$  é o vetor de forças nodais.

O tubo prolongador foi modelado utilizando o método dos elementos finitos através do uso do *software* comercial *MSC/NASTRAN*. A figura 3 mostra o modelo do tubo prolongador em elementos finitos. Para a modelagem do cilindro, das nervuras e das flanges foram utilizados elementos de casca. A união entre as várias partes da estrutura foi modelada utilizando-se elementos rígidos. O material utilizado para análise foi o Alumínio AA 1200-H14 cujas propriedades mecânicas são:

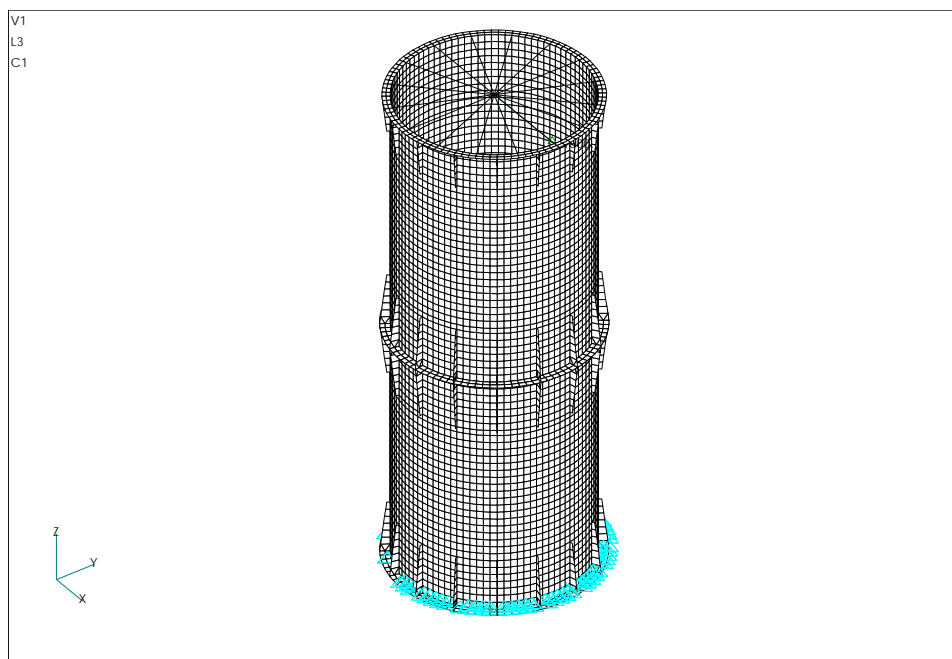
$$E = 66400 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0,33$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 65,5 \text{ MPa}$$

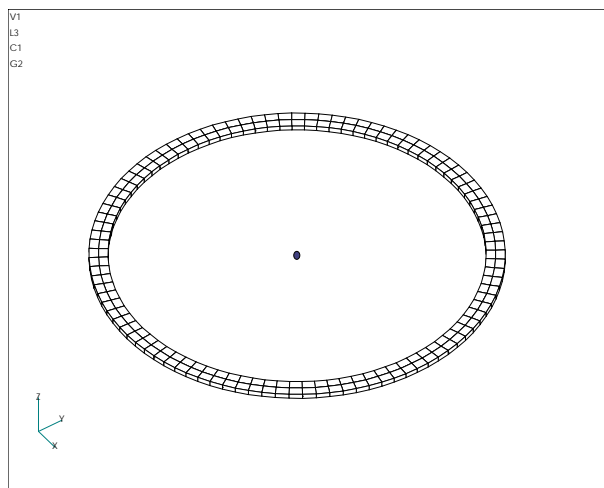
$$\tau_{\text{adm}} = 32,75 \text{ MPa}$$

Os dois cilindros do tubo prolongador, feitos a partir de uma chapa de alumínio de 0,8 mm, foram modelados utilizando elementos de casca quadrilateral (CQUAD4) definidos por 4 nós. O tubo sustenta a máscara do telescópio e serve de condutor, dos raios captados pela máscara, para o decodificador.



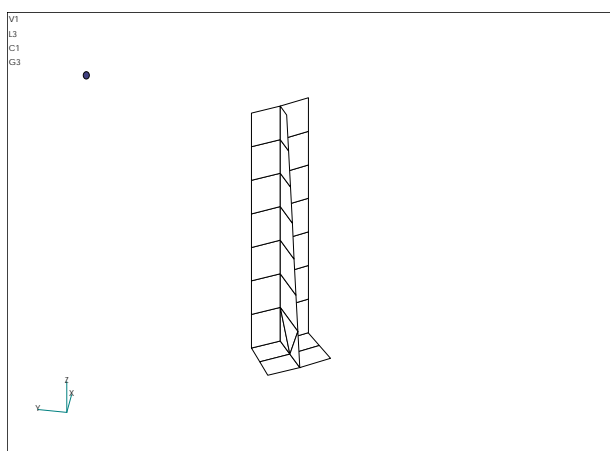
**Figura 3.** Modelo do Tubo Prolongador em Elementos Finitos

As flanges foram modeladas com elementos de casca quadrilateral (CQUAD4) e, estão presentes nas extremidades dos dois tubos (figura 4). São utilizadas para dar maior rigidez às extremidades e para facilitar a montagem. São usinadas e fabricadas em alumínio de 8,0 mm de espessura. A união dos cilindros é feita através das flanges utilizando-se 16 parafusos.



**Figura 4. Flange**

A estrutura tubular é reforçada por 12 nervuras fixadas radialmente nos cilindros e montadas nas suas duas extremidades. Elas unem o cilindro à flange por meio de parafusos que são representados por elementos rígidos ( RBE2 ). Esses elementos simulam juntas com rigidez infinita em direções pré-estabelecidas, em quaisquer dos seis graus de liberdade. A nervura, mostrada na figura 5, é fabricada a partir de chapa de alumínio de  $\frac{3}{16}$  in (4,8 mm).



**Figura 5. Nervura**

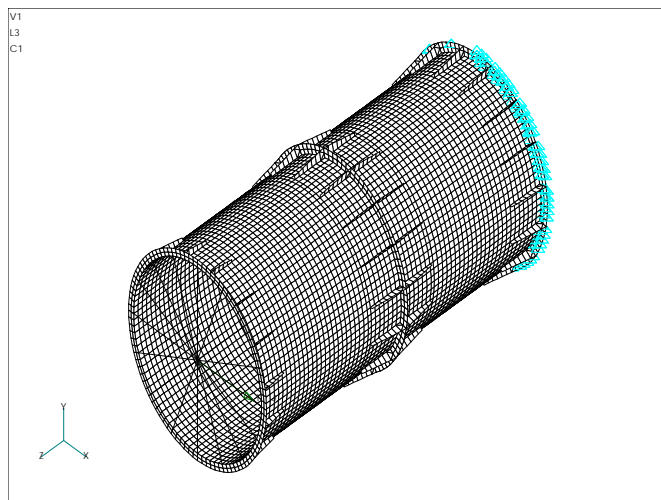
### 2.3 Condições de Carregamentos do Telescópio

O telescópio estará submetido a quatro tipos de carregamento durante as fases de lançamento e operação: (1) na fase de pré-lançamento o telescópio está montado e colocado na posição horizontal. Nesta situação a estrutura é solicitada, além do peso próprio, por uma carga concentrada na extremidade de 1800 N devido a massa da máscara; (2) quando a gôndola está suspensa pelo balão o tubo prolongador sofre uma carga estática de 1g no sentido ascendente; (3) quando o pára-quadras abre (carregamento transiente correspondente a 5g no sentido ascendente); (4) quando o telescópio toca o chão (carregamento transiente correspondente a 5g no sentido descendente).

Neste trabalho serão analisados os casos (1) e (4).

### 2.3.1 Condição de Carregamento 1

Quando o telescópio se posiciona horizontalmente, conforme mostrado na figura 6, a massa da máscara solicita a estrutura tubular de modo a flexionar a mesma. Dessa forma, a análise estática realizada nessa situação consiste na verificação da região mais crítica, e analisa sua integridade estrutural em relação a resistência das uniões rebitadas.

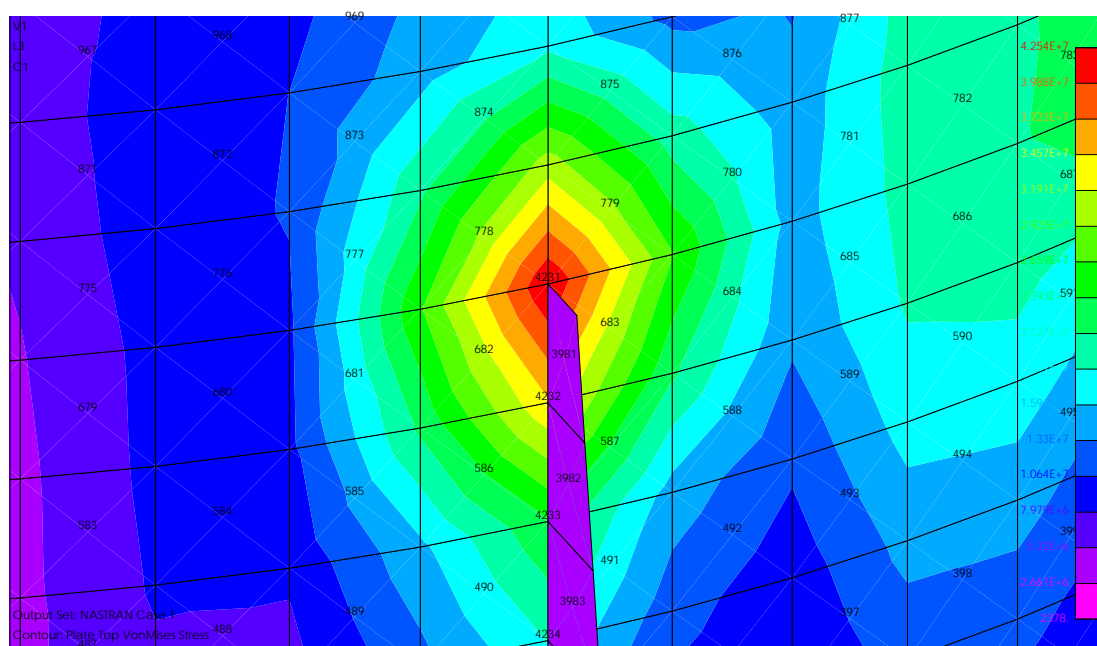


**Figura 6.** Tubo submetido a condição 1

Para representar o peso correspondente à massa da máscara (180 kg) do telescópio, foi aplicada numa extremidade do tubo uma força de 1800N na direção X em relação ao sistema de coordenadas global do modelo (figura 3). Considerou-se também os efeitos da gravidade sobre o tubo aplicado na mesma direção. Na outra extremidade foram colocadas restrições à translação nas três direções. O resultado dessa análise, mostrado na figura 7, é :

elemento mais crítico : ID = 682

tensão de Von Mises: 43,05 MPa

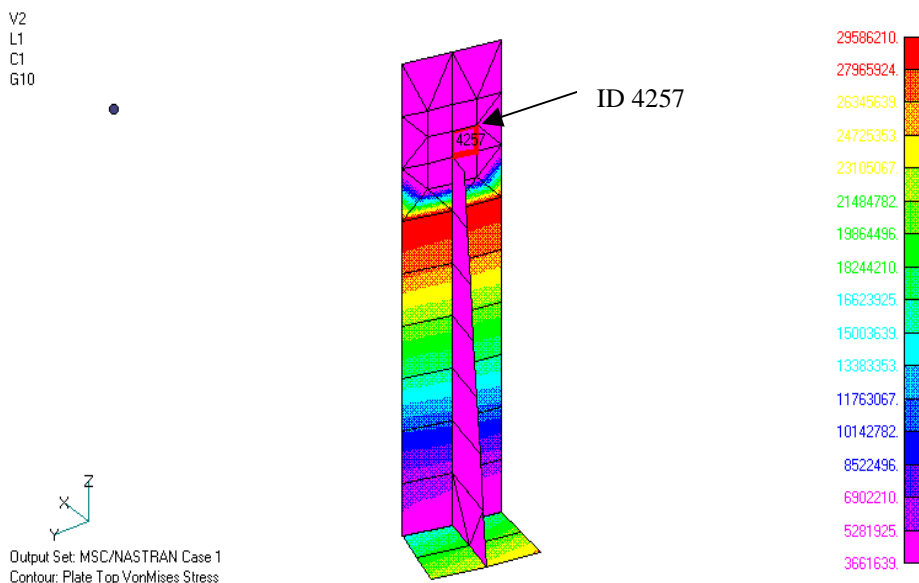


**Figura 7.** Detalhe da região de maior sollicitação de tensões (elemento 682)

Com a intenção de investigar melhor a região crítica, refinou-se a malha na região de maior concentração de tensão, conforme pode ser visto na figura 8:

elemento mais crítico : ID = 4257

tensão de Von Mises: 67,0 MPa



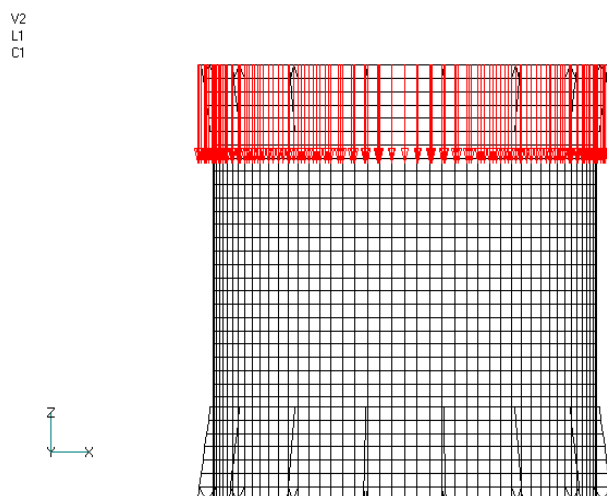
**Figura 8.** Refinamento da malha na região crítica de tensões.

### 2.3.2 Condição de Carregamento 4

Para representar o carregamento dinâmico que a estrutura tubular sofre no instante em que toca o chão, estimou-se um carregamento equivalente à cinco vezes o peso da máscara do telescópio e dividiu-se o mesmo em todos os nós da flange superior, de modo a representar o carregamento da forma mais uniforme possível.

$$P_{equivalente} = \frac{5 \times 9,81(m/s^2) \times 180kg}{288nós} = 30,66 \frac{N}{nó}$$

A figura 9 mostra o carregamento aplicado nos nós da flange superior.



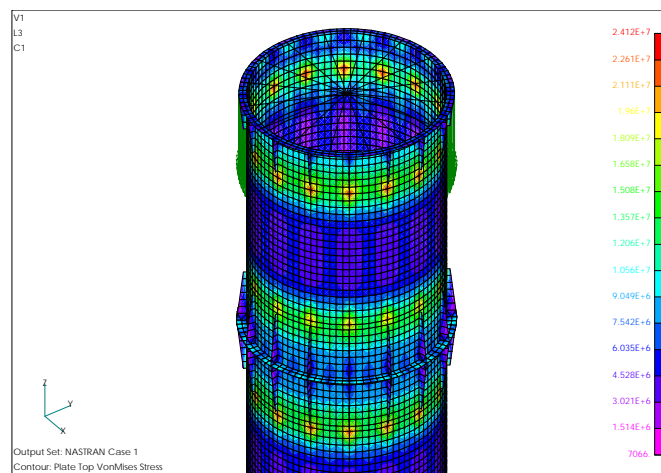
**Figura 9.** Tubo submetido a condição de carregamento 4.



A figura 10 mostra um detalhe das regiões de maior solicitação de tensão como resultado desta análise. Essas regiões estão localizadas nas extremidades das nervuras, como ocorreu no acaso do carregamento 1.

elemento mais crítico : ID = 3209

tensão de Von Mises: 31,0 MPa



**Figura 10.** Detalhe das regiões de maior solicitação de tensão

### 2.3.3 Verificação do Modelo Numérico

Após a etapa de modelamento da estrutura do telescópio, alguns testes foram realizados para verificar a exatidão do modelo. Estes testes, sugeridos pela NASA (*GIRD, 1994*), têm o objetivo de detectar a existência de alguns dos erros mais comuns no modelamento numérico de estruturas.

**1º Teste :** Aplica-se uma carga gravitacional unitária na direção de cada um dos três eixos da estrutura. O modelo deve estar livre de quaisquer outros carregamentos externos. Através de uma análise estática verifica-se se a resultante das reações de apoio na direção do carregamento aplicado é igual ao peso da estrutura. Este teste detecta a existência de possíveis restrições não especificadas.

**2º Teste :** Uma análise modal é feita no modelo livre-livre da estrutura. As seis primeiras frequências obtidas devem ser inferiores a  $1,0E-2$  Hz e o modelo deve ser capaz de representar os seis modos de corpo rígido da estrutura.

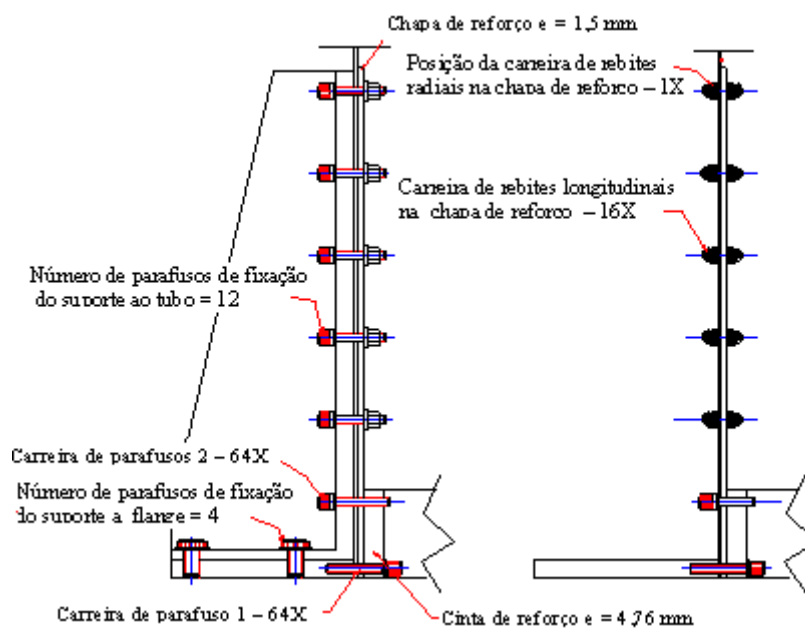
**3º Teste :** Retirados todos os carregamentos externos do modelo, deixa-se ele apoiado em apenas um nó. É aplicado um deslocamento unitário nos três graus de liberdade de deslocamento deste apoio (translação ao longo dos três eixos x, y e z), um de cada vez. Na análise estática, deve-se constatar que o deslocamento em todos os nós da estrutura é igual ao dado no nó restrito. Este teste indica se há algum nó preso indevidamente.

## 3. Conclusões

Observa-se que no caso 1 a tensão de Von Mises é igual a 43,05 MPa. Quando refina-se a malha na região mais crítica a tensão de Von Mises aumenta para 67 MPa. O valor admissível de tensão de tração/compressão do material utilizado é 65,5 MPa, existindo um fator de segurança embutido neste valor. As tensões solicitantes ultrapassam um pouco a tensão admissível apenas em pontos localizados, isto é, pontos de concentração de tensões. Como critério de verificação pode-se admitir que esta situação seja aceitável para poucos ciclos dos carregamentos estáticos equivalentes analisados.

A resistência dos rebites da estrutura ao cisalhamento também deve ser verificada. Os rebites das nervuras e das flanges não apresentaram a segurança desejada e foram substituídos por parafusos.

Tratando-se de um equipamento de alta precisão e para garantir toda margem de segurança do projeto, foi decidido reforçar o tubo, conforme ilustra a figura 11, adicionando tiras de alumínio nas regiões mais críticas, reduzindo assim os picos de tensões, e substituindo os rebites existentes na estrutura por parafusos. A próxima etapa do trabalho é a verificação da segurança à fadiga.



**Figura 11.** Solução de reforço da estrutura tubular

#### 4. Agradecimentos

Ao INPE por possibilitar a realização desse trabalho.

#### 5. Referências Bibliográficas

- Enterprise Software Products, 1996, “Introducing to FEA (Finite Element Analysis) using FEMAP (Finite Element Modeling and Postprocessing)”, Version 4.51 for Windows, Exton.
- Gottesman, S.R & Femimore, E.E., 1989, “New family of binary arrays for coded aperture imaging”, Applied Optics, 28(20), 4344-4352.
- MSC/NASTRAN, The MacNeal-Schwendler Corporation/National Aeronautics and Space Administration, 1998, Los Angeles, U.S.A.
- NASA, 1994, “General Interface Requirements Document (GIRD) for EOS Common Spacecraft / Instruments”, Nasa Goddard Space Flight Center, Greenbelt, Maryland, REVA, GSFCC-422-11-12-01.
- Souza, P. N., Fonseca, R. A., Villela Neto, T. & Kataoka Filho, M., 1997, “The Design of a Stabilized Gondola for a Gamma Ray Telescope”, XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering, UNESP, Bauru.
- Villela, T., Braga, J., D’Amico, F. & Jayanthi, U.B., 1995, “A MURA-based coded mask telescope”, Advances in Space Research, 15(5), 95-98.

A análise aqui executada permite, com base nos exemplos aqui apresentados, recomendar que o dimensionamento das lajes lisas de concreto, com índice de esbeltez usuais, obedeça aos seguintes critérios:

Para as solicitações dinâmicas associadas aos motores elétricos, é desaconselhável o dimensionamento das lajes de concreto, para valores do parâmetro de frequência situados nos intervalos  $1,30 > \beta > 0,50$ , devido a ações dinâmicas muito elevadas que ocorrem na região do 1<sup>o</sup> pico,  $\beta=1$ , dos espectros de resposta, Figuras 6 e 7, e que não estão de acordo com a realidade da prática de projeto.

Com relação às solicitações dinâmicas associadas ao impacto de objetos, os espectros de resposta, permitem observar que, a faixa de trabalho mais condizente com a realidade de projeto está situada nos intervalos  $\beta > 1,70$ , para a placa apoiada, e  $\beta > 1,50$ , para a placa engastada, evitando, dessa forma, as amplificações excessivas que ocorrem na região do 1<sup>o</sup> pico,  $\beta=1$ , dos espectros de resposta, Figuras 8 e 9.

## **6. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem a FAPERJ - Fundação de Auxílio à Pesquisa do Estado do Rio de Janeiro e ao CNPq, Conselho nacional de Pesquisa, o auxílio financeiro para o desenvolvimento do presente texto.

## **7. REFERÊNCIAS**

- [1] ANSYS, 1998, Swanson Analysis Systems, Inc., P.O. Box 65, Johnson Road, Houston, PA, 15342-0065, Version 5.5, Basic Analysis Procedures, Second Edition.
- [2] STUP, “Recomendações para o Cálculo de Lajes de Concreto Protendido”, Sociedade Técnica para Utilização da Pré-Tensão, STUP, Rio de Janeiro, Brasil.
- [3] VSL, “Sistema VSL de Proteção de LAJES”, Sistemas VSL de Engenharia S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- [4] Losinger, S.A., 1981, “Le Béton Précontraint dans le Bâtiment: Dalles Précontraintes”, VSL Prospectus, Berne, France.
- [5] Associação Brasileira de Normas Técnicas, ABNT, 1982, “Cálculo e Execução de Obras de Concreto Protendido”, NBR 7197, Rio de Janeiro, Brasil.
- [6] Souza, A.L.A.C., 1989, “Comportamento Dinâmico de Lajes de Concreto Protendido para Edifícios Não Industriais”, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, PUC-Rio, Departamento de Engenharia Civil, DEC/CIV/PUC-Rio, Rio de Janeiro, Brasil, 92p.

A primeira impressão ao se observarem esses espectros, mostrados nas Figuras 6, 7, 8 e 9, é a de que eles apresentam um trecho distinto, com efeitos dinâmicos bastante acentuados, correspondendo a valores do parâmetro de frequência,  $\beta$ , indicativo de igualdade entre a frequência de excitação,  $\omega$ , associada aos motores elétricos e a queda de objetos, e a frequência fundamental,  $\omega_0$ , das placas em estudo; a discussão segue:

Neste caso, a frequência de excitação,  $\omega$ , em todos os casos estudados, associados aos motores e ao impacto de objetos, aproxima-se da 1ª frequência natural das lajes de concreto protendido, apoiadas e engastadas,  $\beta=1$ . Tal situação encontra-se bem caracterizada nos espectros de resposta, Figuras 6, 7, 8 e 9.

Destaca-se, também, que o trecho do 1º pico,  $\beta=1$ , é absolutamente preponderante com relação aos demais trechos dos espectros de deslocamentos e esforços. Pode-se dizer, ainda, que existem outros picos, sem maior expressão, que ocorrem para frequências superiores das placas em questão, correspondentes aos modos de vibração mais elevados, abrangidos somente pelos gráficos referentes às Figuras 8 e 9, associados à queda de objetos.

Os espectros de resposta, associados à excitação dinâmica proveniente dos motores elétricos, Figuras 6 e 7, permitem concluir o seguinte:

É totalmente desaconselhável o dimensionamento das placas em estudo, apoiadas e engastadas, para valores do parâmetro de frequência situados nos intervalos  $1,30 > \beta > 0,50$ , devido a amplificações bastante elevadas que ocorrem na região referente ao 1º pico,  $\beta=1$ , dos espectros de resposta, Figuras 6 e 7, e que não condizem com a realidade da prática corrente de projeto.

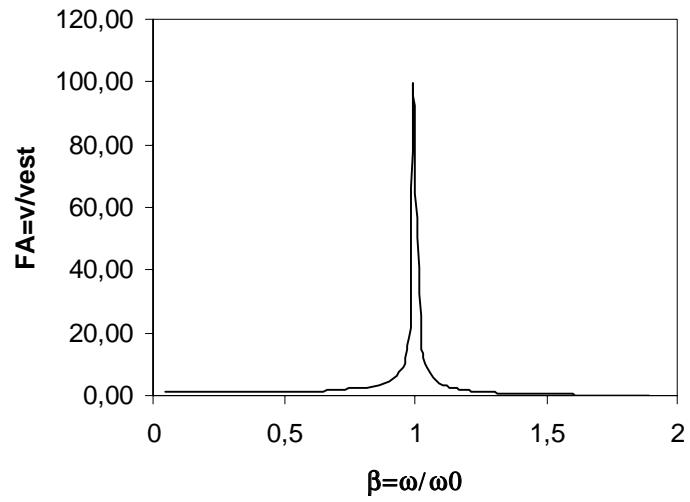
Com relação ao carregamento dinâmico associado ao impacto de objetos, os espectros de resposta, Figuras 8 e 9, permitem observar que:

Neste caso, a faixa de trabalho mais condizente com a realidade de projeto está situada nos intervalos  $\beta > 1,70$ , para a placa apoiada, e  $\beta > 1,50$ , para a placa engastada, evitando, dessa forma, as amplificações excessivas que ocorrem na região referente ao 1º pico,  $\beta=1$ , dos espectros de resposta, Figuras 8 e 9.

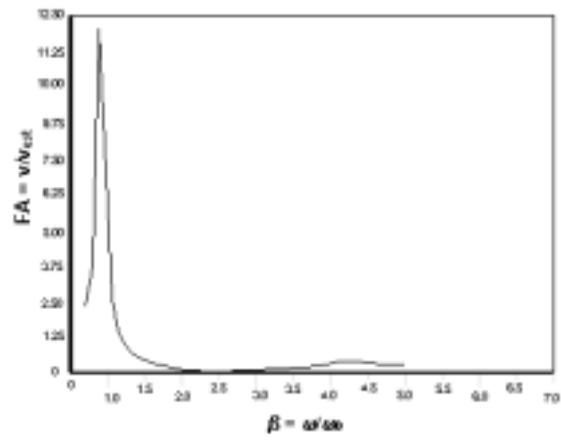
## **5. CONCLUSÕES**

Este trabalho apresenta uma metodologia de análise para avaliação do comportamento dinâmico linear em serviço de lajes lisas de concreto protendido, com índices de esbeltez usuais, submetidas a solicitações dinâmicas correntes, tais como aquelas provenientes de motores elétricos ou de impacto de objetos, a partir de uma análise numérica extensa, com base no método dos elementos finitos, utilizando-se para tal o programa ANSYS [1].

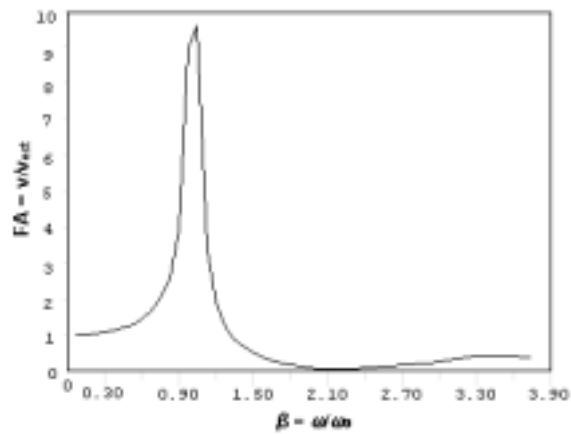
De forma geral, em todos os exemplos analisados, em quantidade muito além do que a apresentada neste trabalho, por limitação de espaço, foi constatada a ocorrência de ações dinâmicas de intensidade bastante elevada. Dessa forma, conclui-se da necessidade de maior rigor no dimensionamento de lajes lisas de concreto, considerando-se esses efeitos dinâmicos ao longo do projeto.



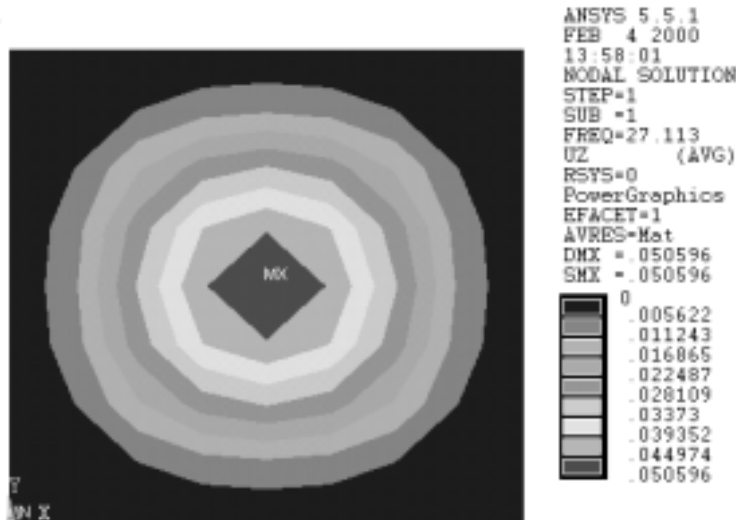
**Figura 7.** Espectro de resposta. Motores elétricos. Placa engastada.



**Figura 8.** Espectro de resposta. Queda de objetos. Placa apoiada.



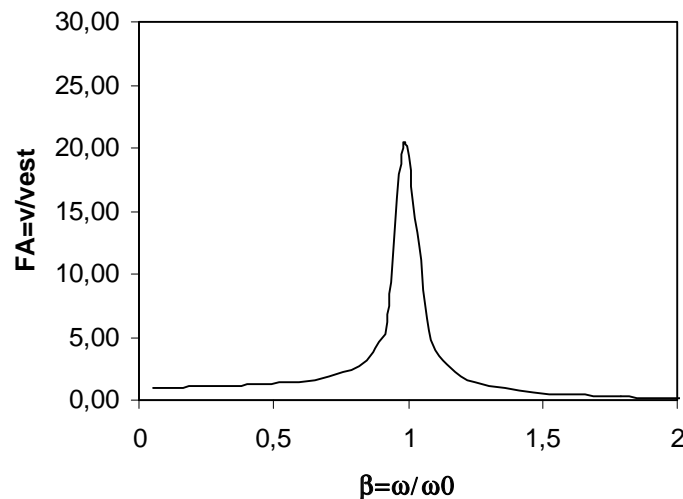
**Figura 9.** Espectro de resposta. Queda de objetos. Placa engastada.



**Figura 5.** Modo fundamental de vibração. Placa engastada.

Com o objetivo de avaliar quantitativa e qualitativamente os resultados obtidos, segundo a metodologia de análise proposta, são produzidos espectros de resposta. Assim sendo, varia-se o parâmetro de frequência,  $\beta$ , definido pela relação  $\omega/\omega_0$ , onde  $\omega$  representa a frequência da excitação, referente aos motores elétricos ou impacto de objetos, e  $\omega_0$  é a 1ª frequência natural da placa em estudo.

Os espectros de resposta são traçados para a resposta dinâmica das placas, associada aos deslocamentos translacionais verticais, sob a ação das cargas dinâmicas referentes aos motores e queda de objetos, em termos do fator de amplificação, FA, definido pela relação  $v/v_{est}$ , na qual  $v$  representa o deslocamento obtido na análise dinâmica e  $v_{est}$  é o deslocamento estático, ambos, nos espectros de resposta, associados ao nó central das lajes. As figuras 6, 7, 8 e 9, apresentam os espectros de resposta para as lajes de concreto protendido apoiada e engastada, respectivamente.



**Figura 6.** Espectro de resposta. Motores elétricos. Placa apoiada.

#### 4. EXEMPLOS

São consideradas neste trabalho, por questões de limitação de espaço, as solicitações dinâmicas referentes aos motores elétricos e ao impacto de objetos sobre a placa, descritos detalhadamente no item 3. Com a finalidade de simular a situação mais desfavorável, os carregamentos em questão são aplicados no ponto central da laje, nó central, representando assim solicitações simétricas.

Escolhe-se como modelo uma laje lisa de concreto protendido com dimensões máximas de 8,40m x 7,80m e espessura de 0,20m. A placa apresenta um módulo de elasticidade  $E=5 \times 10^7 \text{ kN/m}^2$ , coeficiente de Poisson  $\nu=0,20$ , e densidade  $\rho=1,8 \text{ kN/m}^3$ . Os resultados são obtidos a partir de uma análise numérica extensa, com base no método dos elementos finitos, mediante a utilização do programa ANSYS [1].

A tabela 1 apresenta os valores correspondentes as frequências naturais da placa modelada como simplesmente apoiada e, em seguida, como engastada.

Tabela 1. Frequências naturais da placa.

Frequências Naturais	Placa Apoiada		Placa Engastada	
	(rd/s)	(Hz)	(rd/s)	(Hz)
$f_{01}$	92,51	14,72	170,36	27,11
$f_{02}$	221,34	35,23	330,37	52,58
$f_{03}$	242,17	38,54	361,17	57,48
$f_{04}$	367,93	58,56	508,17	80,88
$f_{05}$	435,87	69,37	581,49	92,55

As figuras 4 e 5 apresentam os modos fundamentais de vibração referentes às lajes em estudo, apoiada e engastada.

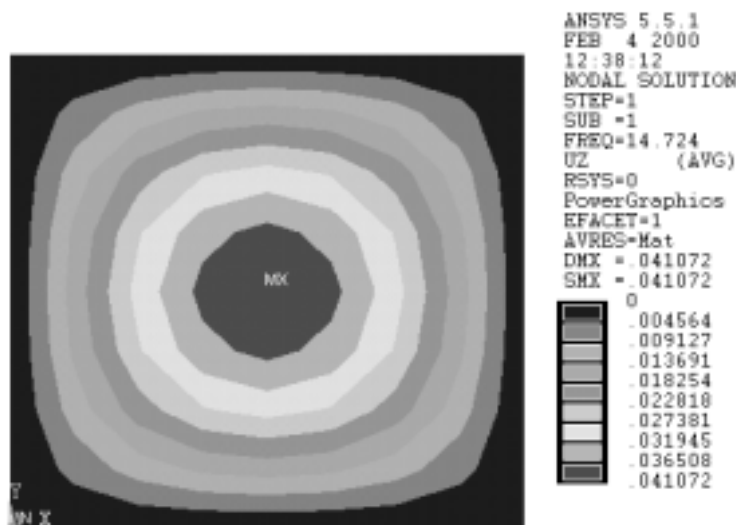
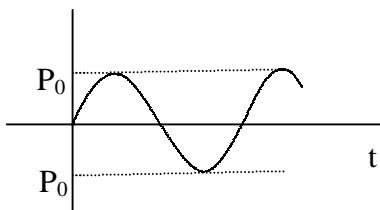


Figura 4. Modo fundamental de vibração. Placa simplesmente apoiada.

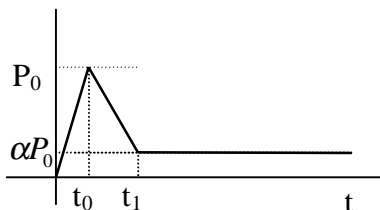
Na equação (1),  $P_0$  e  $\omega$  representam o peso e a freqüência do motor, respectivamente, e  $t$  representa o tempo. A Figura 1 apresenta a função senoidal empregada para simulação do carregamento dinâmico associado aos motores.



**Figura 1.** Carregamento de motores elétricos.

### 3.2 Queda de objetos

A queda de objetos é simulada através de um pulso triangular com um tempo de queda superior ao tempo de crescimento, seguido de uma função constante com amplitude equivalente ao peso do objeto. Admite-se um tempo de contato,  $t_1$ , da ordem de  $5 \times 10^{-2}$  s e uma amplitude máxima,  $P_0$ , de 200kN. A figura 2 mostra a função proposta para representação desta sollicitação dinâmica, referente à queda de objetos.



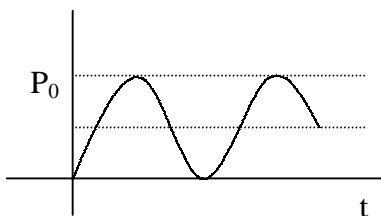
**Figura 2.** Carregamento referente à queda de objetos.

### 3.3 Salões de festa e ginástica

A excitação correspondente a salões de festa ou de ginástica é semelhante àquela correspondente aos motores. Considera-se uma carga,  $P_0$ , de  $2,1 \text{ kN/m}^2$  e freqüências correspondentes ao intervalo entre 1Hz e 4Hz. Adota-se para este tipo de carregamento um comportamento harmônico, essencialmente positivo e com valor inicial nulo. A equação que reproduz esta característica é mostrada na expressão (3).

$$P(t) = \frac{P_0}{2} [1 + \cos(\omega t + \pi)] \quad (3)$$

Na equação (3),  $P_0$  representa a carga, em  $\text{kN/m}^2$ ,  $\omega$  é a freqüência da excitação e  $t$  representa o tempo. A figura 3 apresenta a função associada a este tipo de carregamento.



**Figura 3.** Carregamento referente a salões de festa ou de ginástica.



utilização, principalmente quando as mesmas são submetidas a solicitações dinâmicas como as descritas anteriormente.

Neste trabalho, é desenvolvido um estudo acerca do comportamento dinâmico linear em serviço de lajes lisas de concreto protendido, com índices de esbeltez usuais, submetidas a solicitações dinâmicas correntes, a partir de uma análise numérica extensa, com base no método dos elementos finitos, utilizando-se para tal o programa ANSYS [1].

São determinados os espectros de resposta para lajes protendidas com diversas condições de continuidade submetidas a excitações dinâmicas. Finalmente, com base nas conclusões alcançadas, pretende-se alertar os projetistas para certas distorções que ocorrem em determinados casos, bem como desenvolver atitudes e recomendações de projeto.

## **2. ESBELTEZ DAS PLACAS**

Existe uma certa concordância entre alguns autores quanto à faixa econômica de utilização das lajes lisas de concreto protendido. Um fator preponderante nessa definição é o índice de esbeltez,  $\eta$ , definido pela relação  $h/L$ , na qual  $h$  é a espessura da placa e  $L$  o maior vão da mesma. A determinação da faixa de variação da esbeltez,  $\eta=h/L$ , dessas placas é diretamente influenciada pelo comportamento das mesmas frente a excitações dinâmicas correntes.

Segundo o manual “Recomendações para Cálculo de Lajes em Concreto Protendido”, publicado pela STUP [2], considera-se que placas com índices de esbeltez superiores a  $1/48$  para pavimentos correntes e  $1/52$  para coberturas atendem à necessidade de controle das vibrações e deformações excessivas nas mesmas. Esses valores encontram-se em consonância com manual semelhante publicado pela VSL [3], sendo ambos baseados nas recomendações de [4], que admite  $h/L=1/48$  quando realizada verificação quanto ao nível das vibrações em serviço na laje. Deve-se ressaltar que a norma brasileira, NBR 7197 [5] é absolutamente omissa a esse respeito. Diante do exposto, adota-se neste estudo uma variação do índice de esbeltez,  $\eta$ , no intervalo  $1/35 \leq \eta \leq 1/52$ .

## **3. SOLICITAÇÕES DINÂMICAS**

Com base no trabalho desenvolvido por [6], são propostos modelos para alguns tipos de carregamentos dinâmicos, de forma a reproduzir suas características preponderantes através de funções simples e conhecidas. Os modelos empregados neste estudo são descritos na seqüência.

### **3.1 Motores elétricos**

Adota-se uma função senoidal com frequências correspondentes a motores elétricos que trabalham entre 1500rpm (25Hz) e 3500rpm (58Hz), figura 1. Considera-se como modelo um motor com peso de 1kN. Desta forma, pretende-se cobrir a maior parte dos motores utilizados para serviços de acabamento e em pequenas oficinas. Buscando-se simular o caso mais desfavorável, o motor será posicionado no ponto central da laje, obtendo-se, assim, um carregamento simétrico. A equação que representa este carregamento dinâmico é definida pela expressão (1).

$$P(t) = P_0 \text{sen}(\omega t) \tag{1}$$

# COMPORTAMENTO DINÂMICO DE PLACAS

**José Guilherme Santos da Silva**

**Francisco José da Cunha Pires Soeiro**

Universidade do Estado do Rio de Janeiro, UERJ, Faculdade de Engenharia, FEN, Departamento de Engenharia Mecânica, MECAN, Rua São Francisco Xavier, N<sup>o</sup> 524, Sala 5016, Bloco A, 5<sup>o</sup> Andar, CEP 20550-013, E-Mail: jgss@uerj.br/soeiro@uerj.br

## Resumo

As placas em função de suas características geométricas exigem um cuidado maior do engenheiro projetista no que tange ao seu dimensionamento. A esbeltez dessas placas pode, em determinados casos, comprometer a segurança e prejudicar a sua utilização, principalmente quando as mesmas são submetidas a solicitações dinâmicas. Assim sendo, solicitações como as geradas por vibrações de motores e impacto de objetos ganham importância singular na análise do comportamento deste tipo de estrutura. Neste trabalho, procede-se à análise dinâmica de placas, com índices de esbeltez usuais, submetidas a solicitações dinâmicas correntes a partir de uma análise numérica extensa, com base no método dos elementos finitos, utilizando-se para tal o programa ANSYS. São determinados os espectros de resposta para placas, com diversas condições de continuidade, submetidas aos carregamentos dinâmicos descritos anteriormente. Pretende-se, ainda, com base nas conclusões alcançadas, alertar os projetistas para certas distorções que ocorrem em determinados casos, bem como desenvolver atitudes e recomendações de projeto.

**Palavras Chave:** Análise Dinâmica, Placas, Solicitações Dinâmicas, Espectros de Resposta.

## 1. INTRODUÇÃO

As placas de concreto protendido têm sido muito utilizadas pelos projetistas estruturais como uma solução economicamente bastante interessante à demanda por maiores vãos livres e menores tempos de execução. Tal aceitação está respaldada em um conjunto de vantagens técnicas e econômicas da solução em concreto protendido, dentre as quais pode-se citar a esbeltez elevada e a ausência de fissuras quando em regime de serviço.

Como decorrência das características citadas no parágrafo anterior, as lajes em concreto protendido apresentam baixos valores de frequências naturais e amortecimentos, sendo, portanto, sensíveis às excitações dinâmicas inerentes à sua utilização.

Assim sendo, solicitações como as geradas por academias de ginástica, salões de festa, pequenas oficinas, vibrações de motores, impacto de objetos e até mesmo o caminhar de pessoas, ganham importância singular na análise do comportamento deste tipo de estrutura.

As placas protendidas, em função de suas características geométricas, exigem um cuidado maior do engenheiro projetista no que tange ao seu dimensionamento. A esbeltez desse tipo de estrutura pode, em determinados casos, comprometer a segurança e prejudicar a sua

# LOAD CARRYING CAPACITY OF A DOUBLE-WALL CYLINDRICAL SHELL WITHOUT CONSIDERATION OF AXIAL FORCES

Ulisses Côrtes Oliveira

Instituto de Aeronáutica e Espaço — ASE-E/IAE/CTA

12228-904 — São José dos Campos—SP, Brazil E-Mail: ulisses@iae.cta.br

## Abstract

This paper presents a method and the calculation algorithm used to estimate the load carrying capacity of cylindrical part of a double-wall shell of combustion chamber of a regeneratively cooled liquid rocket engine, without taking into account the influence of axial forces. The basic method was developed by Feodosiev, and it was implemented here with small modifications. As an example, a typical case is thoroughly analyzed.

**Keywords:** Rocket engine, Limit analysis, Combustion chamber, Structural analysis.

## 1. INTRODUCTION

The short operational time is one of the characteristics of liquid rocket engines, mainly of the expendable ones. Thus it is believed to be reasonable for part of their components to work in a plastic state or for the entire units to approach the plastic state.

The design of a liquid rocket engine (LRE) according to this viewpoint will permit to fix the potential load resistance of the structure to the maximum degree possible. Consequently, the weight/strength ratio of the engine can be rationally designed (Anon., 1983).

The load carrying capacity of a structure at plastic state of the material represents its capacity to resist to loadings with preservation of its dimensions and shapes within allowable limits. Thus the maximum load carrying capacity is considered as the structure loading after which an essential change of dimensions occurs without substantial growth of loading, i.e., there comes a quick developing deformation (Feodosiev, 1980).

The load carrying capacity of a LRE chamber is estimated by the value of limiting gas pressure in the combustion chamber. In order to find the limiting gas pressure is necessary to construct the curve that expresses the relationship between the gas pressure in the combustion chamber and its radial elongation under action of combined pressure and temperature loads.

The limiting gas pressure is the value of pressure such that a small increment on it corresponds to a large increment on the radial elongation (or equivalently on the circumferential total strain) of shells, caused by development of plastic deformations in both shells of the chamber.

This paper is concerned with the calculation of global load carrying capacity of a double layer shell of revolution, a typical structure of combustion chamber case of LRE with regenerative cooling.

The fundamentals of the calculation method, originally devised for manual calculation, were stated by Feodosiev (1963), and are based on the nonbending theory of shells. Here, it was adopted a similar approach, a little more convenient for use in computers. The basic equations of this method and the pertinent computational procedures will be described in next sections. Finally, a practical case is analyzed in order to illustrate the application of the method.

## 2. THE PROBLEM AND ITS SOLUTION

Considers a cylindrical combustion chamber composed of two shells joined by arbitrary radially rigid connections. The inner shell will be designed by the index 1 and the outer one by index 2.

Assume as known the basic geometric parameters of this chamber, i.e., their curvature radii ( $R_1$  and  $R_2$ ) and thicknesses ( $h_1$  and  $h_2$ ). Denote by  $R$  its average radius of curvature.

Are known also the working value of the gas pressure in the chamber ( $p_g$ ); the pressure in cooling channels ( $p_l$ ); the average temperatures in each shell ( $T_1$  and  $T_2$ ), the coefficients of linear expansion of shell materials ( $\alpha_1$  and  $\alpha_2$ ), the stress-strain curves of these materials, and the reference temperature ( $T_o$ ) for thermal deformations. The thermo-mechanical properties are evaluated at the average temperature in each shell.

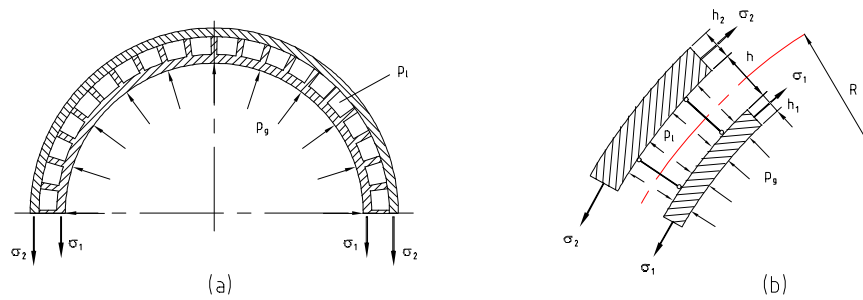


Figure 1: Mechanical model of the combustion chamber.

### 2.1 Simplifications of the mechanical model

The equations of the simulation model and the calculation procedures are based on the following hypotheses and assumptions (see calculation model in Fig. 1):

- the materials of shells are elasto-plastic, and work equally on tension and compression;
- shells are cylindrical and thin, and their radii are very close ( $R_2 \approx R_1 \approx R$ ,  $h_1 \ll R$ ,  $h_2 \ll R$ );
- the connections are considered rigid in the radial direction;
- the influence of local effects on the stress state of shells is not taken into account (infinitely long shell);

- the gas pressure  $p_g$  in the given section is considered equally distributed on the shell perimeter;
- the temperature field in each shell is axisymmetric, and the temperature value is defined as the average between the temperatures on internal and external surfaces of shell, corresponding to the engine nominal working mode.

## 2.2 Model equations

Examine the equilibrium of the shell element shown in Fig. 1-a. The inner shell is affected by the current gas pressure  $p_g$ , the pressure in the coolant passage  $p_l$ , and the contact pressure  $p_k$ , which appears as an averaged pressure of coupling forces between the shells (Fig. 1-b).

Only pressures  $p_k$  and  $p_l$  affect the outer shell, since the pressure on its outer surface is disregarded (if it is substantial, then it should be considered).

The equations of force balance of an element of shells in circumferential direction expressed in terms of stresses (Fig. 1) are:

$$\sigma_1 h_1 = (p_g - p_l - p_k) R, \quad (1)$$

$$\sigma_2 h_2 = (p_l + p_k) R. \quad (2)$$

Adding member by member the two previous equations, the sum of pressures  $p_l$  and  $p_k$  will be excluded from them. The result is:

$$\sigma_1 h_1 + \sigma_2 h_2 = p_g R. \quad (3)$$

In this equation there are two unknown:  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$ . Therefore, for its solution it is necessary to supplement it with the equation of total deformation.

As shown in (Oliveira, 1998), in the process of deformation of an axially symmetrical body, its points are displaced radially. So, there is a simple relationship between the deformations in radial and circumferential directions:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta R}{R}, \quad (4)$$

where:  $\varepsilon_t$  is the total strain in the circumferential direction,  $\Delta R$  is the radial elongation, and  $R$  is the original radius of the body.

This total hoop strain of each shell consists of mechanical and temperature strains:

$$\varepsilon_{1,t} = \varepsilon_1 + \alpha_1 \Delta T_1, \quad \varepsilon_{2,t} = \varepsilon_2 + \alpha_2 \Delta T_2. \quad (5)$$

Here  $\varepsilon_1$  and  $\varepsilon_2$  are only shell mechanical strains in circumferential direction;  $\alpha_1 \Delta T_1$  and  $\alpha_2 \Delta T_2$  are their temperature strains; and  $\varepsilon_{1,t}$  and  $\varepsilon_{2,t}$  are the total strains in each shell.

Since has been considered that  $R_1 = R_2 = R$ , the total circumferential strains in both shells are equals:

$$\varepsilon_{1,t} = \varepsilon_{2,t} = \varepsilon_t. \quad (6)$$

The relation  $\sigma = \sigma(\varepsilon)$  for a given material is described by its tensile diagram. So, having this diagram and knowing the value  $\varepsilon$  it is possible to determine the value of  $\sigma$ .

The system formed by Eqs. (3), (4), (5) and (6) is closed by the stress-strain relations of each shell material, and its direct solution is very easy, and can be accomplished by using simple numerical calculation process, as will be indicated the in next section.

### 3. DETERMINATION OF GAS PRESSURE CURVE

In this step, the main objective is the determination of the diagram relating the gas pressure  $p_g$  with the radial elongation  $\Delta R$  of the chamber.

For this purpose, the geometrical parameters of the shells ( $R, h_1, h_2$ ), the average temperatures of the shells ( $T_1, T_2$ ), the thermo-mechanical properties of the shell materials ( $\alpha_1, \alpha_2$  and their stress-strain curves) corresponding to their average temperatures, and the reference temperature  $T_o$  are given.

According to the present method, for definition of each point of the calculation diagram is necessary to be set values of the radial elongation  $\Delta R$ . Then the corresponding total strain  $\varepsilon_t$ , the mechanical strains  $\varepsilon_1$  and  $\varepsilon_2$ , the hoop stresses  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$ , and finally the internal pressure  $p_g$  that satisfies to the equation of equilibrium, Eq. (3), are calculated.

The calculation will be carried out in the following sequence:

1. Set the value of radial elongation  $\Delta R$ ;
2. Calculate the total hoop strain  $\varepsilon_t$ :

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta R}{R};$$

3. Calculate the mechanical hoop strains  $\varepsilon_1$  and  $\varepsilon_2$  using Eqs. (4) and (5):

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_t - \alpha_1 \Delta T_1, \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_t - \alpha_2 \Delta T_2;$$

4. Find the stresses  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$  using the stress-strain curves:

$$\sigma_1 = \sigma_1(\varepsilon_1), \quad \sigma_2 = \sigma_2(\varepsilon_2);$$

5. Calculate the gas pressure value  $p_g$  from Eq. (3):

$$p_g = \frac{\sigma_1 h_1 + \sigma_2 h_2}{R}.$$

Repeating this procedure an enough number of times, one can obtain a series of values  $p_g$ , corresponding to the prescribed values of  $\Delta R$ , which allows to construct the appropriate diagram where  $p_g$  is put along the axis of ordinates and  $\Delta R$  or  $\varepsilon_t$  along the axis of abscissas. This diagram will be used for the determination of limiting pressure  $p_{g,u}$  and corresponding safety factor  $n$ , which are the subject of the next section.

### 4. LIMITING PRESSURE AND SAFETY FACTOR

After the conclusion of the operational process described above, will result the calculated diagram of the relation  $p_g = p_g(\Delta R)$ , whose a typical representation is given in Fig. 2, where the points  $A, B$  and  $C$  are points in which the curve presents the greatest local curvatures.

On this curve one must find the points of working pressure  $p_c$  and of limiting pressure  $p_{g,u}$ , and determine the safety factor by the load carrying capacity of the shells.

The point  $C$  on curve  $p_g = p_g(\Delta R)$  of Fig. 2-a, where the straight line drawn from the origin of coordinates is tangent to the curve, must be pointed out. It determines the beginning of the larger shell deformations, which are dangerous with respect to the

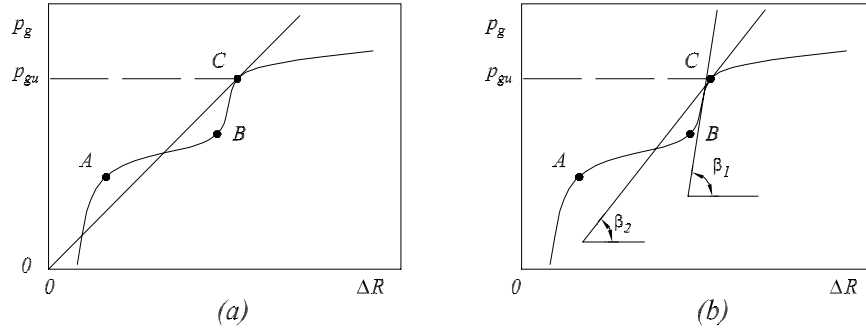


Figure 2: Typical gas pressure curve and limiting pressure determination: (a) first method; (b) second method.

change in geometrical dimensions of the shell, as well as to its strength. The pressure corresponding to point  $C$  will be the so called limit pressure  $p_{g,u}$ .

Alternatively, the limiting point can be determined based on value of the angle of inclination of the tangent to the curve  $p_g = p_g(\Delta R)$ . If this angle is small, the deformations accrue quickly, assuming inadmissible values. According to Feodosiev (1963), the limiting point is that one where the tangent of the angle of inclination of the line tangent to the curve is equal to a half from its greatest value on the segment  $BC$  (see Fig. 2-b).

The values given by these two methods can differ slightly, but the first method is simpler and easier to introduce in a computer program.

The safety factor by the load carrying capacity of shells is the ratio of the limit gas pressure  $p_{g,u}$  to the working pressure  $p_c$ :

$$n = \frac{p_{g,u}}{p_c}.$$

Usually is adopted a value of safety factor on load carrying capacity within the range  $n = 1.2 \dots 1.5$ . In case of unsatisfactory strength, it is necessary to change the thickness or the material of the outer shell.

## 5. STRESS-STRAIN CURVES

In order to introduce the relation  $\sigma = \sigma(\varepsilon)$  in the calculation formulas, approximating analytic representations of stress-strain diagram, as described below, will be used.

It is supposed that the material presents an elastic-plastic behavior, i.e., it is a material in which both elastic and plastic strains are present; strain-hardening may or may not be assumed negligible. Besides, some models can present diagram with no step of yielding.

### Elastic-plastic material with linear hardening

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq \varepsilon_y \\ \sigma_y + D(\varepsilon - \varepsilon_y) & \text{for } \varepsilon > \varepsilon_y \end{cases},$$

where  $E$  and  $D$  are the angular coefficients of the straight segments (in general,  $D$  is rather lesser than  $E$ , the modulus of elasticity);  $\sigma_y$  and  $\varepsilon_y$  are the yielding limit and its corresponding strain. The coefficient  $D$  can be estimated by:

$$D = \frac{\sigma_u - \sigma_y}{\delta}, \quad \delta = \varepsilon_u - \varepsilon_y,$$

where  $\sigma_y$  usually is the material yielding limit  $\sigma_{0.2}$ ;  $\sigma_u$  is the material strength;  $\varepsilon_y$  and  $\varepsilon_u$  are the corresponding strains; and  $\delta$  is the residual strain at rupture.

### Elastic-plastic material with nonlinear hardening

$$\sigma = \begin{cases} E \varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq \varepsilon_y \\ a + \frac{b}{c+\varepsilon} & \text{for } \varepsilon > \varepsilon_y \end{cases},$$

where  $a$ ,  $b$  and  $c$  are parameters obtained by curve fitting process of experimental data.

### Elastic-plastic nonlinear material

$$\sigma = A \varepsilon^m,$$

where  $A$  and  $m$  are constants chosen in such way to get a good representation of experimental data.

### Linear elastic-plastic with nonlinear-hardening material

$$\sigma = \begin{cases} E \varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq \varepsilon_y \\ A \varepsilon^m & \text{for } \varepsilon > \varepsilon_y \end{cases},$$

where  $E$  is the modulus of elasticity in the elastic part;  $\varepsilon_y$  is the yielding strain;  $A$  and  $m$  are constants for the nonlinear part of the curve.

### Elastic-plastic nonlinear material with rational relationship

$$\sigma = \frac{a + d\varepsilon}{1 + c\varepsilon + b\varepsilon^2},$$

where  $a$ ,  $b$ ,  $c$  and  $d$  are constants obtained of a rational function fitting of experimental data.

Note that other idealizations can be made and incorporated in the analysis, but these models are those of most practical use, from the standpoint of mathematical simplicity, for the present task. Finally, one should take into consideration that most of steels have stress-strain diagrams that can be represented by two curve segments.

## 6. PROGRAM FOR CALCULATION OF LOAD CARRYING CAPACITY

The calculation of the load carrying capacity of the chamber begins after conclusion of the design and calculation of the cooling system, from where all set of the initial data used in the calculation are known.

A computer program for estimate the load carrying capacity of cylindrical part of a combustion chamber, without taking into account the axial forces, was developed in (Oliveira, 1998), based on the above described method. It was called **LCCCC-R**, and can be used for realize two different tasks:

1. **Verification Analysis.** With the thickness of the walls and the working internal pressure, the safety factor for load carrying capacity can be calculated.



2. **Design Analysis.** Using the prescribed safety factor and the working internal pressure, one must calculate the thickness of the outer shell. (Note that the thickness of inner shell results from its thermal possibilities, being determined by heat flow and temperature calculations at the cooling system design.)

Description of the computer program, instructions on preparation of the initial data, running operation and processing of calculation results are given in the following.

The LCCCC-R program was developed in Pascal language. Its code and detailed description are presented in (Oliveira, 1998). It consists of a **main module**, which coordinates the information flux and the calculation sequence, and three basic modules for specific tasks:

1. **ReadWriteInitData Module.** This procedure reads the input data, prepares additional parameters, and saves these information on specified file of results.
2. **Solver Module.** This procedure calculates the gas pressure corresponding to elongations in the prescribed range, for a given value of the outer shell thickness. It is a practical implementation of the computational procedure given in Section 3.
3. **PostProcessor Module.** This procedure does the calculation of the limit pressure and the safety factor for given outer shell thickness, in accordance with the methods discussed on Section 4.

The data of thermo-mechanical properties of constructional materials of inner and outer shells, average values of their temperatures, average radius of the chamber  $R$  and thickness of the inner shell  $h_1$ , all at the calculation section of the chamber, constitutes the initial data.

Within the limits of one calculation, the variable parameters of the chamber are outer shell thickness  $h_2$ , total circumferential strain of shells  $\varepsilon_t$ , and the gas pressure  $p_g$ .

The range for change of thickness  $h_2$  and also the incremental step  $\Delta h_2$  results from engineering sense of the analyst.

In order to get appropriate description of curve  $p_g = p_g(\Delta R)$ , the limits and steps of change of the radial elongation must be selected in such way that are calculated values of  $p_g$  in at least eight points.

All the initial data must be input in SI units, and its preparation must consider the following:

1. Thermo-mechanical behavior of materials of shells is taken from special technical literature and, in case of lack of data for the working temperatures of shells, the method of linear interpolation can be used. Anyway, the diagrams of materials used for the description of the relations  $\sigma = \sigma(\varepsilon)$  must be given in form of analytical approximations, as will be detailed later.
2. Shell radius  $R$  is determined during the calculation of basics dimensions of chamber, and represents the average radius of the cylindrical chamber.
3. The thickness of inner shell  $h_1$  is determined during the design of the chamber cooling system, from the condition of adequate cooling.
4. Initial and final thicknesses of outer shell can be roughly determined as follows:

$$h_{2,i} = \frac{p_g R - \sigma_{u1} h_1}{\sigma_{u2}}, \quad h_{2,f} = \frac{p_g R}{\sigma_{y2}} n,$$

where  $\sigma_u$  and  $\sigma_y$  denote ultimate and yielding stresses, respectively, and  $n$  is a factor that can be taken as  $n = 1.5$ .

The obtained values of  $h_{2,i}$  and  $h_{2,f}$  must be seen only as rough information, and can be conveniently changed, if necessary.

5. It is recommended to choose the thickness increment  $\Delta h_2$  in such way to get at least two or three intermediate values of thickness  $h_2$  between the extreme values  $h_{2,i}$  and  $h_{2,f}$ .

For each shell material must be supplied by the analyst a set of parameters corresponding to the chosen model of stress-strain curve, which depend on the temperature of the material.

The **main module** works in the following manner:

1. Read from keyboard the name of input data file, and assign the name of file of results.
2. Call **ReadWriteInitData** module.
3.  $h_2 = h_{2,i}$
4.  $\Delta R = \Delta R_{\text{initial}}$
5.  $\varepsilon_t = \frac{\Delta R}{R}$
6. Call **Solver** module to calculate  $p_g$  for the current data.
7.  $\Delta R = \Delta R + \delta(\Delta R)$
8. Repeat steps from 5 to 7 until  $\Delta R > \Delta R_{\text{max}}$
9. Call **PostProcessor** module. (Draw the curve  $p_g = p_g(\Delta R)$  and calculate  $n$ .)
10.  $h_2 = h_2 + \Delta h_2$
11. Repeat steps from 5 to 10 until  $h_2 = h_{2,f}$ .

## 7. APPLICATION OF THE METHOD

As an example of application of the above method, it is taken a double layer shell with dimensions  $R = 9.2$  cm,  $h_1 = 1.5$  mm, and  $h_2$  variable between 1.5 and 4.5 mm, in steps of 0.5 mm.

Average temperatures of inner and outer walls are equal to  $575^\circ\text{C}$  and  $100^\circ\text{C}$ , respectively. Both shells are made of the same material: Russian stainless steel 08KP. The thermal expansion coefficients, at the corresponding average temperatures of shells, are  $\alpha_1 = 14.5 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  and  $\alpha_2 = 10.75 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ . Assume  $T_o = 0^\circ\text{C}$ .

The analytical expressions that represent the stress-strain diagrams of 08KP steel at temperatures of  $575$  and  $100^\circ\text{C}$  were obtained by means of curve fitting, in (Oliveira, 1998). For  $T_1 = 575^\circ\text{C}$ ,

$$\sigma = 4.3831 \times 10^8 \varepsilon^{0.322435}.$$

For  $T_2 = 100^\circ\text{C}$ ,

$$\sigma = \begin{cases} 1.421 \times 10^{11} \varepsilon & \text{for } \varepsilon \leq 0.0012 \\ 3.4567 \times 10^8 \varepsilon^{0.10572} & \text{for } \varepsilon > 0.0012 \end{cases} .$$

Whereby, as already stated, it is assumed that the stress diagrams are the same in compression or in tension, changing uniquely the signs.

The working pressure is the nominal combustion chamber pressure  $p_c = 35$  bar. The analysis will be accomplished taking up 50 values of  $\Delta R$  from 0 to 1.8 mm.

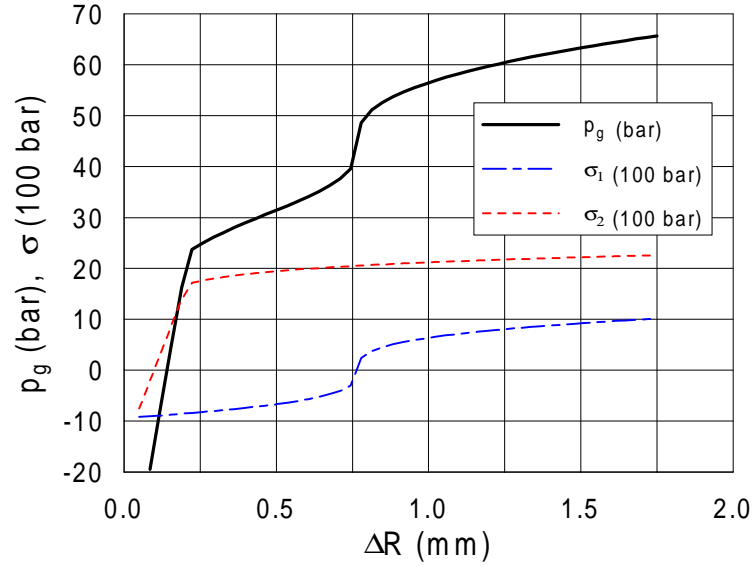


Figure 3: Gas pressure and shell stresses for  $h_2 = 2$  mm.

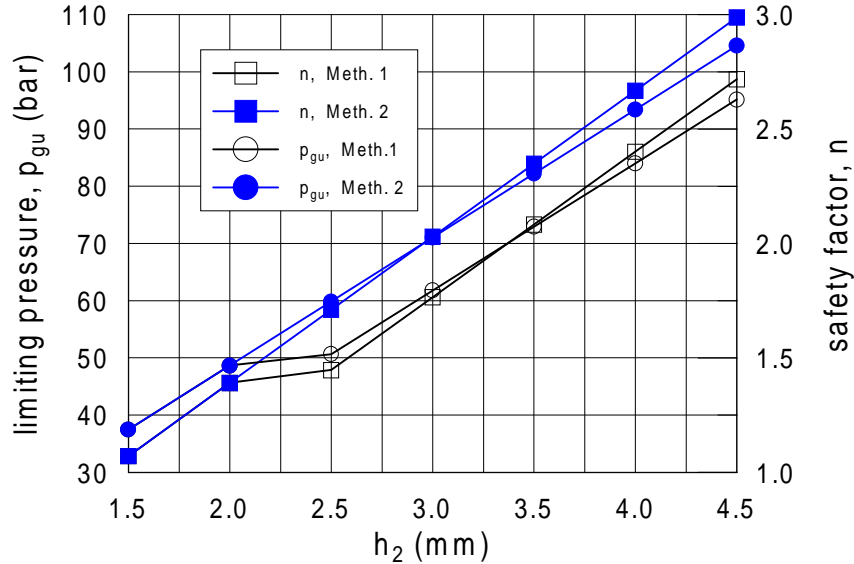


Figure 4: Limiting pressures and safety factors for different outer shell thickness.

Calculation results for  $h_2 = 2$  mm are represented in form of curves on Fig. 3. On it is shown the behavior of  $p_g$ ,  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$  as functions of  $\Delta R$ . The point corresponding to chamber pressure  $p_g = p_c = 35$  bar could be indicated on the pressure curve.

As is evident from Fig. 3, the increase in cylinder radius at the working pressure constitutes 0.64 mm. The stress in the outer shell will be approximately  $\sigma_2 = 200$  MPa, and in the internal shell,  $\sigma_1 = -52$  MPa. The latter stress appears to be compressible, which is explained by greater temperature elongation on the internal shell. If the working pressure were greater, then the stress in the internal shell would pass from compressive stress to tensile.

The curves given in Fig. 3 show that at  $p_g = 0$  appears a certain deformation state due to temperature expansions within the shell.

It is important to mention that on the pressure curve are observed two quick growth segments. The first segment is at small  $\Delta R$  and the second begins at approximately  $\Delta R = 0.75$  mm. This is explained by the following. If the pressure is low, the outer shell works elastically and with an increase in the pressure, the deformation rises slowly.

If the pressure becomes greater than a definite value then in the outer shell originates plastic deformations. Whereby the outer shell will be loaded not only by pressure forces, but also by forces from the internal side of the more strongly heated shell. A sharp rise in  $\Delta R$  does take place at an insignificant pressure increase.

At greater pressures the shell resistance again rises and a sharp rise in the pressure curve does take place. This happens when the mechanical elongation of the internal shell covers temperature elongation. The internal shell then begins stretching, becoming a supporting element.

Finally, as it is evident from the curve given in Fig. 3, at pressures greater than  $p_g = 48$  bar a sharp rise in the plastic deformation of the shells takes place.

The safety factor of load carrying capacity of the shell will be equal to

$$n = \frac{48.7}{35} = 1.39,$$

where  $p_{g,u} = 48.7$  bar was determined by program LCCCC-R, according to the above indicated methods (both of them gave the same result).

The curves of limiting pressure and safety factor as functions of the outer shell thickness are given in Fig. 4. These curves permit to determine adequate value for  $h_2$ , when possible, or give indication of the necessity to change the material of the outer shell.

This application example shows how the present method can be used. In addition, becomes clear that it can be useful at preliminary study phase of LRE design, where simple and quick tools are particularly attractive. This methodology could be easily implemented in computer programs for preliminary and optimization studies. Note that in preliminary design and/or optimization studies of configurations of a LRE, normally there is no enough data to do a detailed study using a Finite Element computer program for elastoplastic structural analysis.

## 8. REFERENCES

- Anon., 1983, "Limit analysis of the structural strength for the combustion chamber of a liquid rocket engine." *J. of Chinese Society of Astronautics* Selected articles: N83-32820, FTD-ID(RS)T-0084-83, p. 18-47 (see N83-32818 21-12), Air Force Systems Command, Wright-Patterson AFB, OH.
- Feodosiev, V. I., 1980, *Strength of Materials*, Mir, Moscow. (In Spanish.)
- Feodosiev, V. I., 1963, *Strength of heat-stressed units of LRE*. Oborongiz, Moscow. (In Russian.)
- Oliveira, U. C., 1998, *Load carrying capacity of a double layer cylindrical shell without consideration of axial loads*, IAE Int. Tech. Rep., IAE, S. J. dos Campos, Brazil.

# SISTEMA COMPUTACIONAL GRÁFICO PARA MODELAGEM BIDIMENSIONAL DE FRATURAMENTO COESIVO COM AMOLECIMENTOS LINEARES

**Estela M. R. Bueno**<sup>☆</sup>  
**Túlio N. Bittencourt**<sup>☆</sup>  
**Carlos V. A. Carvalho**<sup>\*</sup>  
**Luiz F. Martha**<sup>\*</sup>

<sup>☆</sup> Departamento de Engenharia de Estruturas e Fundações (PEF) e Laboratório de Mecânica Computacional (LMC) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP) – CEP 05508-900 – São Paulo – SP – Brasil

E-mail: {ebueno,tbitten}@usp.br, web page: <http://www.lmc.ep.usp.br/>

<sup>\*</sup> Departamento de Engenharia Civil e Grupo de Tecnologia de Computação Gráfica (TecGraf) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio)

CEP 22453-900 – Rio de Janeiro – RJ – Brasil

E-mail: {alencar,lfm}@tecgraf.puc-rio.br, web page: <http://www.tecgraf.puc-rio.br/>

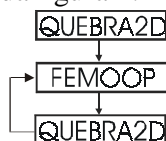
## Resumo

O processo de fraturamento em materiais quasi-frágeis com efeito de amolecimento do material e localização de deformações pode ser representado por meio do modelo de fissura coesiva. Neste trabalho foi implementado o sistema computacional QUEBRA2D-FEMOOP, que simula processos de fraturamento bidimensional de fissuras coesivas usando elementos finitos de interface de linha quadráticos com amolecimento linear e bi-linear. O modelo considera duas pontas de fissura, a real e a fictícia, entre as quais encontram-se os elementos de interface. O QUEBRA2D é um programa para modelamento de problemas bidimensionais de fraturamento, é responsável pela interface gráfica, entrada e saída de dados, geração de malhas adaptativas de elementos finitos e gerenciamento dos processos de mecânica da fratura. O FEMOOP (“*Finite Element Method Object-Oriented Program*”) é o programa utilizado para resolver o problema de elementos finitos. Serão apresentados exemplos de fraturamento coesivo, utilizando os dois modelos constitutivos de amolecimento linear e bi-linear, comparando os resultados numéricos com os experimentais, para ilustrar a utilização desta ferramenta computacional.

**Palavras-Chave :** fraturamento coesivo, elemento finito de interface, amolecimento linear e bi-linear.

## 1 INTRODUÇÃO

O sistema QUEBRA2D-FEMOOP constitui uma ferramenta computacional capaz de simular fraturamento bidimensional com interface gráfica moderna. O QUEBRA2D-FEMOOP (“*Finite Element Method – Object Oriented Programming*”) [Martha-1996] possui as rotinas computacionais necessárias para viabilizar a modelagem do fraturamento coesivo bidimensional. O funcionamento integrado do sistema QUEBRA2D-FEMOOP pode ser representado segundo o fluxograma da figura 1:

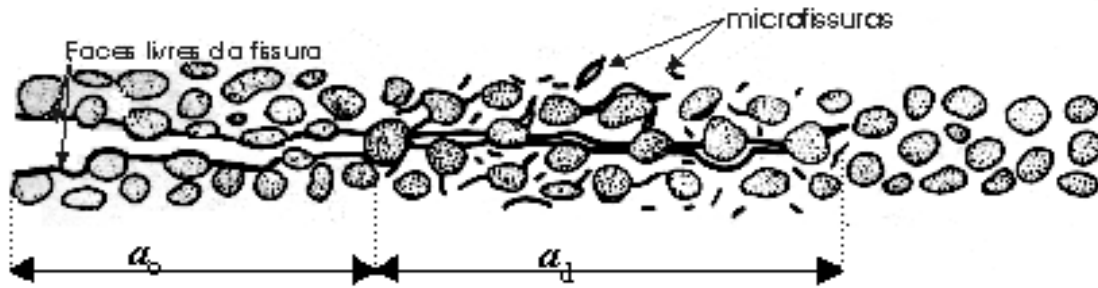


**Figura 1.** Fluxograma geral da integração QUEBRA2D-FEMOOP.

O QUEBRA2D possui interface gráfica bastante moderna e amigável, além de possuir recursos de geração automática e adaptativa de malhas. O gerenciamento de entrada e saída de dados, assim como o controle do processo de fraturamento, é feito pelo programa QUEBRA2D. O programa FEMOOP é desenvolvido em linguagem C++, utilizando os conceitos de programação orientada a objetos.

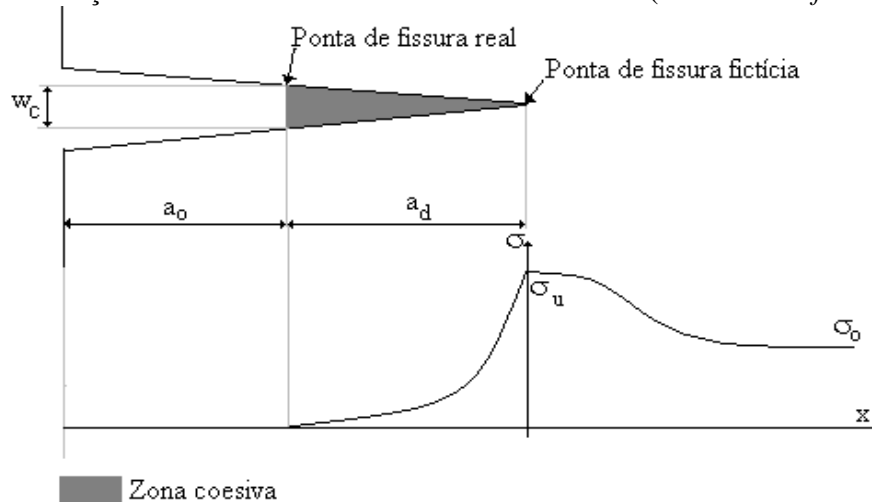
## 2 PROBLEMA COESIVO

O processo de fraturamento em materiais quasi-frágeis é caracterizado pela contribuição de resistência devida ao entrelaçamento de agregados, ligações por fibras, microfissuração e outros fenômenos inelásticos. A representação desses fenômenos inelásticos localizados pode ser feita satisfatoriamente por meio de modelos coesivos, os quais descrevem a região danificada próxima à ponta de fissura. Estes modelos propõem a representação dos fenômenos não-lineares considerando perda de resistência do material a medida que os deslocamentos das faces da fissura aumentam, caracterizando o efeito de amolecimento (“*strain-softening*”). Na figura 2, a região coesiva corresponde ao comprimento  $a_d$  da fissura (região na qual ocorre transmissão de esforços entre as faces da fissura) e a região de comprimento  $a_o$ , à parte da fissura sem nenhuma transmissão de esforços.



**Figura 2.** Zona de processo na ponta de fissura

A distribuição de tensão no modelo de fraturamento coesivo permite que o material atinja a tensão última de tração, e a partir deste ponto a tensão diminui progressivamente até o ponto que apresenta a condição de abertura crítica ( $w_c$ ), a partir do qual não há transferência de esforços entre as faces da fissura (figura 3). A curva que caracteriza a distribuição da tensão depende da relação constitutiva do amolecimento do material (curva de “*softening*”).



**Figura 3.** Distribuição de tensão no modelo coesivo

O modelo de fissura fictícia (“*Fictitious Crack Model*”) foi desenvolvido por Hillerborg [Hillerborg-1976] no final dos anos setenta. A partir de ensaios de tração uniaxial em corpos

de prova de concreto, foi possível observar que, após a carga máxima, a fissura inicial surgia numa região estreita de deformação localizada.

### 3 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA COESIVO

Neste trabalho, foram utilizados elementos finitos de interface para representar o efeito das forças de coesão que atuam nas faces das fissura fictícia. Aplicando os conceitos do método dos elementos finitos (FEM), subdivide-se o domínio em diversos sub-domínios, permitindo que se escreva o vetor de deslocamentos como o produto de funções de forma e deslocamentos nodais. Pode-se escrever os problema coesivo na forma de elementos finitos:

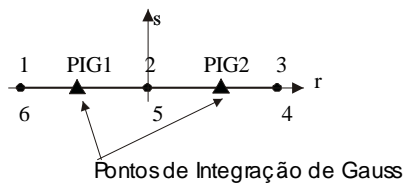
$$[K]\{u\} = \lambda\{P\} + \{R\} \quad (1)$$

onde:  $[K]$  = matrix de rigidez                       $\{u\}$  = vetor de deslocamentos  
 $\lambda$  = parâmetro de carga                       $\{P\}$  = vetor de forças externas  
 $\{R\}$  = vetor de forças desbalanceadas

O vetor de forças desbalanceadas está presente devido a contribuição do efeito dos elementos de interface, cuja configuração de equilíbrio é obtida através da condição de tensão última na ponta de fissura fictícia.

#### 3.1 Elemento de Interface

Para representar o efeito coesivo ao longo da fissura, foi utilizado neste trabalho o elemento de interface paramétrico de 6 nós com dois pontos de integração de Gauss [Schellekens-1990].



**Figura 4.** Elemento Finito de Interface de Linha INTERFACE6

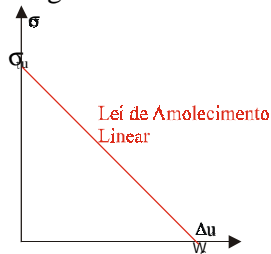
A matriz de propriedades do material [Bueno-1999] é definida como:

$$D = \begin{bmatrix} K_s & 0 \\ 0 & K_o \end{bmatrix} \quad (2)$$

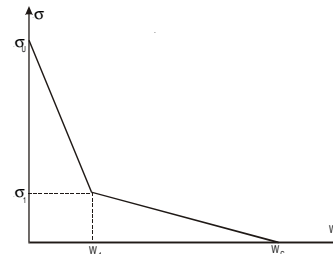
com :  $K_s = \sigma_r / \Delta u_r$  e  $K_o = \sigma_s / \Delta u_s$   
(sendo  $r$  e  $s$  os eixos naturais da formulação paramétrica).

#### 3.2 Modelo Constitutivo de Amolecimento Linear

O modelo constitutivo adotado para representar o efeito de coesivo por meio de elementos de interface é feito através de uma lei de amolecimento linear [Bueno-1999]. Baseando-se em estudos feitos por Carpinteri, Bocca e Valente [Carpinteri-1989], desprezou-se os efeitos coesivos tangenciais ( $K_s = \sigma_r / \Delta u_r = 0$ ) e simplificou-se a curva de resistência considerando que o material desde o início da sollicitação já começa a perder resistência, conforme a figura 5a.



**Figura 5.a** Amolecimento linear



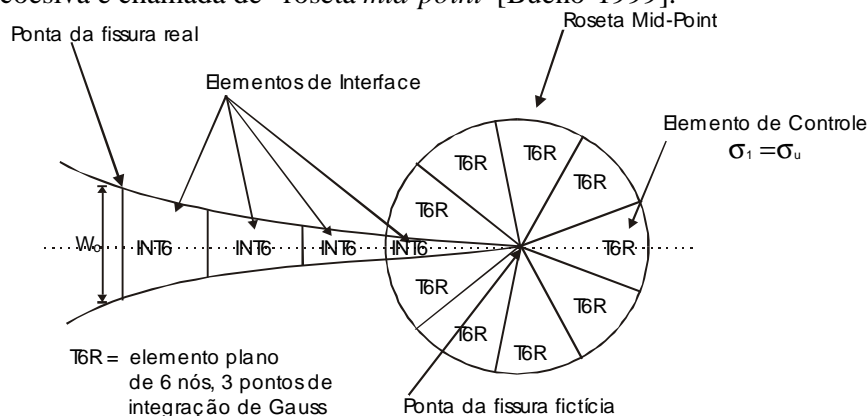
**Figura 5.b** Amolecimento Bi-linear

### 3.3 Modelo Constitutivo de Amolecimento Bi-Linear

O modelo constitutivo de amolecimento bi-linear [Bueno-1999] é caracterizado pela curva de resistência constituída por duas retas, desprezando a contribuição resistêcia de coesão dos efeitos tangenciais. Também foi considerado que o material desde o início da sollicitação já começa a perder resistência, conforme mostra a figura 5b.

### 3.4 Representação da fissura coesiva

A fissura coesiva é representada no sistema QUEBRA2D-FEMOOP através de elementos de interface com modelo constitutivo de amolecimento linear. O controle da condição de equilíbrio do modelo é feito por meio da verificação da tensão principal de tração no elemento de ponta de fissura. A figura 6 ilustra como uma fissura coesiva é modelada no QUEBRA2D-FEMOOP, utilizando elementos de interface e elementos planos triangulares de 6 nós e 3 pontos de integração de Gauss. A fissura coesiva não apresenta singularidade de tensão, portanto os elementos que formam a roseta de ponta de fissura têm seus nós intermediários não deslocados, no meio do lado do elemento, por isso a roseta de ponta de fissura coesiva é chamada de “roseta *mid-point*” [Bueno-1999].



**Figura 6.** Fissura fictícia com elementos de interface e ponta de fissura com roseta “*mid-point*”.

## 4 SOLUÇÃO E CONDIÇÃO DE PROPAGAÇÃO

Para resolver o sistema de equações do problema coesivo da Eq. (1), com  $n$  equações lineares e  $n+1$  incógnitas ( $n$  deslocamentos e o fator de carga  $\lambda$ ), utiliza-se a restrição de que a tensão principal no elemento de ponta de fissura deve ser igual a tensão última do material. O sistema de equações resultante é não-linear, e optou-se por resolvê-lo através da associação do método de Comprimento de Arco de Cilindro com o Método da Relaxação. A condição de propagação da ponta de fissura fictícia é a tensão principal máxima se igualar à tensão última do material, a direção da propagação é perpendicular à da tensão principal máxima na ponta da fissura fictícia. A ponta de fissura real localiza-se no ponto onde a abertura da fissura se iguala à abertura crítica de fissura ( $w_c$ ), seguindo a trajetória traçada pela ponta de fissura fictícia [Bueno-1999].

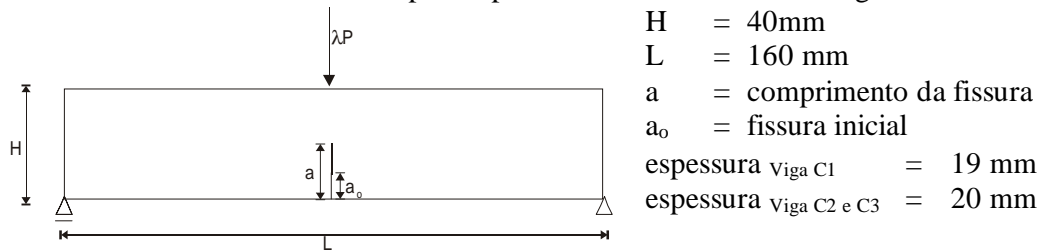
## 5 EXEMPLOS NUMÉRICOS

### 5.1 Amolecimento Linear

Foi modelada uma viga sujeita à flexão por 3 pontos (TPB - “*Three Point Bending*”), contendo uma fissura inicial como mostrado na figura 7. O objetivo deste exemplo é mostrar a semelhança entre os resultados numéricos fornecidos pelo sistema QUEBRA2D-FEMOOP e resultados experimentais obtidos da literatura por Bocca [Bocca-1991].



Para modelar este problema no sistema QUEBRA2D-FEMOOP [Bueno-1999] foram utilizados elementos triangulares de 6 nós e 3 pontos de integração de Gauss (T6 e elementos de roseta mid-point -T6R) e elementos de interface de 6 nós e dois pontos de integração de Gauss (INTERFACE), em estado plano de tensão. Considerou-se a existência de uma fissura inicial sem elementos de interface para representar o chanfro feito na viga do ensaio.



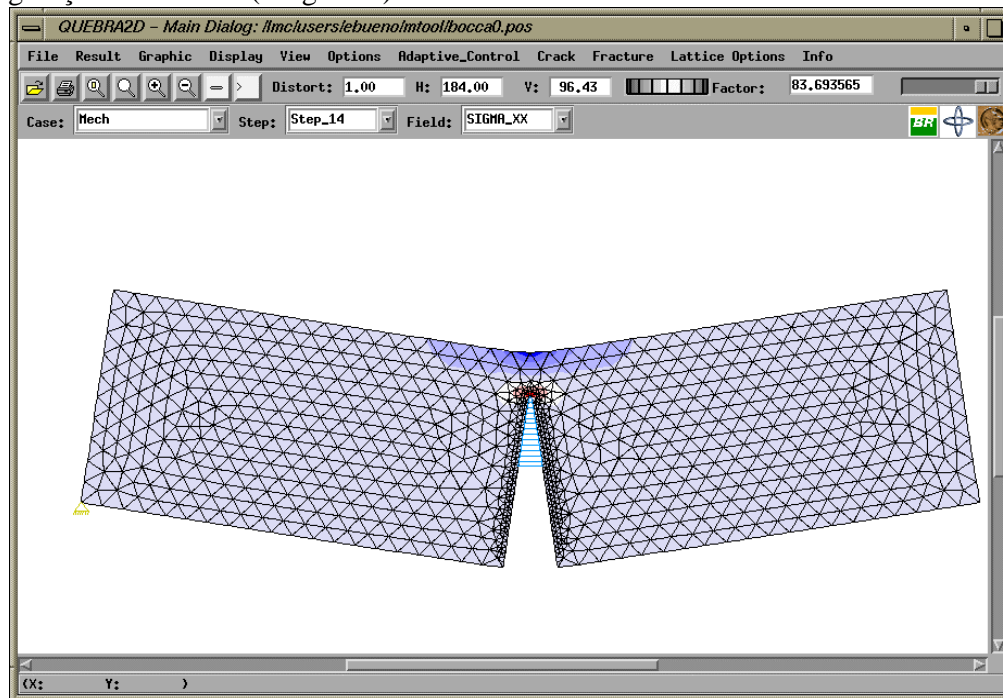
**Figura 7.** Geometria da viga.

As propriedades do material, com amolecimento linear, constam na tabela 1:

**Tabela 1.** Propriedades do material – Amolecimento Linear

$E$	= 4,9 GPa	$G_F$	= $52,1 \times 10^{-3} \text{ N/mm}$	$w_c$	= 10,42 $\mu\text{m}$
$\nu$	= 0,15	$G_{F\text{vigaC1}}$	= $59,5 \times 10^{-3} \text{ N/mm}$	$w_{c\text{vigaC1}}$	= 11,90 $\mu\text{m}$
$\sigma_u$	= 10 MPa	$G_{F\text{vigaC2}}$	= $50,2 \times 10^{-3} \text{ N/mm}$	$w_{c\text{vigaC2}}$	= 10,04 $\mu\text{m}$
		$G_{F\text{vigaC3}}$	= $49,6 \times 10^{-3} \text{ N/mm}$	$w_{c\text{vigaC3}}$	= 9,92 $\mu\text{m}$

Na figura 8 ilustra-se a simulação numérica feita no sistema QUEBRA2D-FEMOOP através de uma das malhas utilizadas na modelagem do problema deste exemplo, da configuração deformada (exagerada).

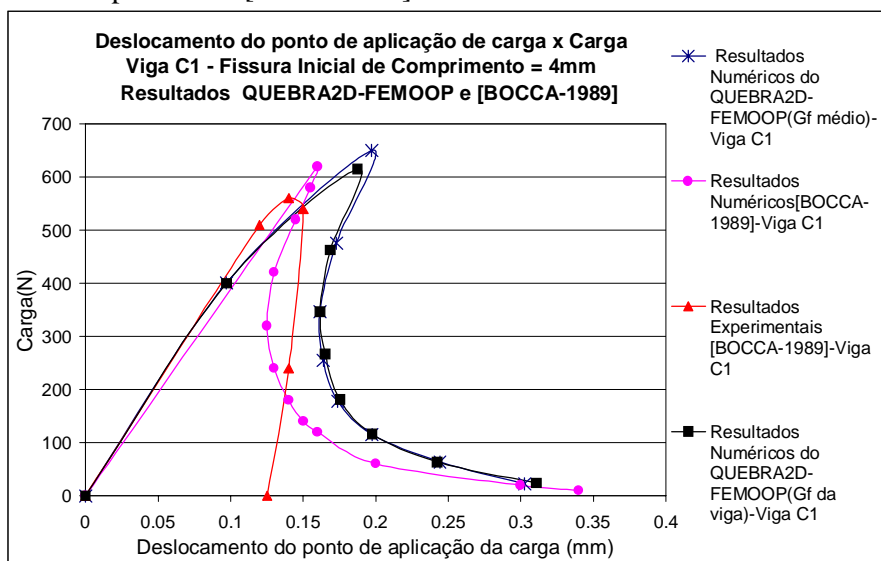


**Figura 8.** Tela do QUEBRA2D - Viga com chanfro inicial de 19mm.

Foram analisados três modelos de vigas (3PB- “Three Point-Bending”) com as mesmas dimensões, mas com chanfro inicial (fissuras iniciais) de três tamanhos diferentes:  $a_0 = 4\text{ mm}$  (viga C1),  $a_0 = 11\text{ mm}$  (viga C2) e  $a_0 = 19\text{ mm}$  (viga C3). Os resultados fornecidos pelo sistema QUEBRA2D-FEMOOP foram comparados com resultados experimentais e numéricos obtidos da literatura [Bocca-1991]. Na viga ensaiada a abertura do chanfro (CMOD) antes do carregamento é de 1,0 mm, esta abertura não foi considerada no modelo numérico.

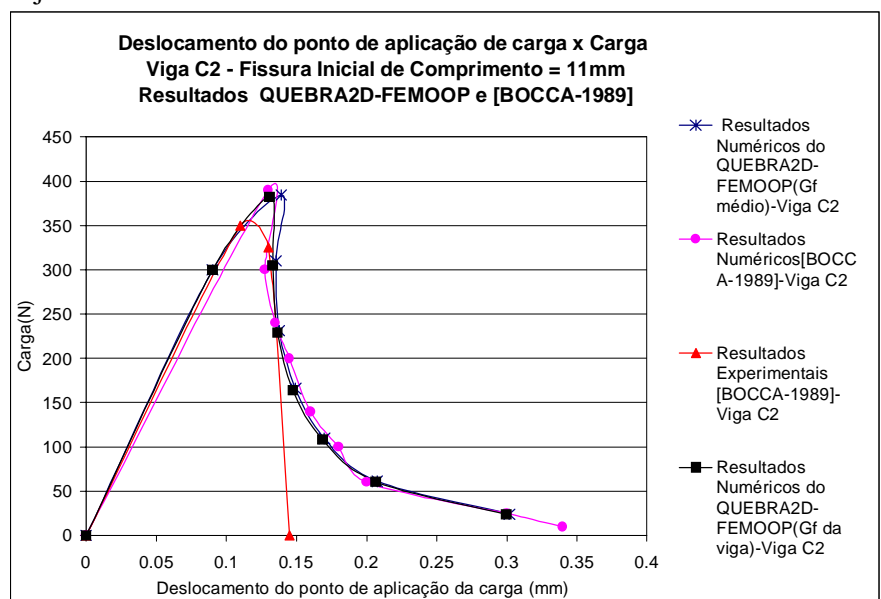
### 5.1.1 Resultados

Nas figuras 9, 10 e 11 são mostrados os resultados para as vigas analisadas, considerando a carga e a flecha do ponto de aplicação de carga. Para cada uma das três vigas modeladas são apresentadas duas curvas de resultados, uma referente a análise que utilizou um valor de energia de fraturamento média do material, igual para todas as vigas ( $G_F = 52,1 \times 10^{-3}$  N/mm), e a outra análise utilizando a energia de fraturamento obtida para cada viga nos ensaios experimentais ( $G_{F-Viga C1} = 59,50 \times 10^{-3}$  N/mm,  $G_{F-Viga C2} = 50,20 \times 10^{-3}$  N/mm e  $G_{F-Viga C3} = 46,70 \times 10^{-3}$  N/mm). São apresentados também os resultados experimentais e numéricos obtidos por Bocca [Bocca-1991].

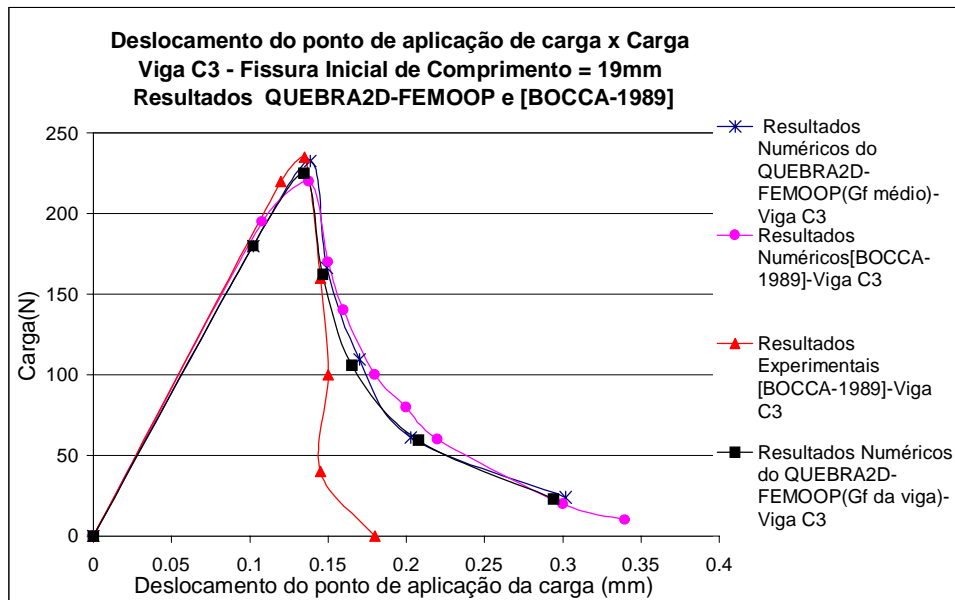


**Figura 9.** Curva deslocamento do ponto de aplicação de carga (flecha)  $\times$  carga – Viga C1.

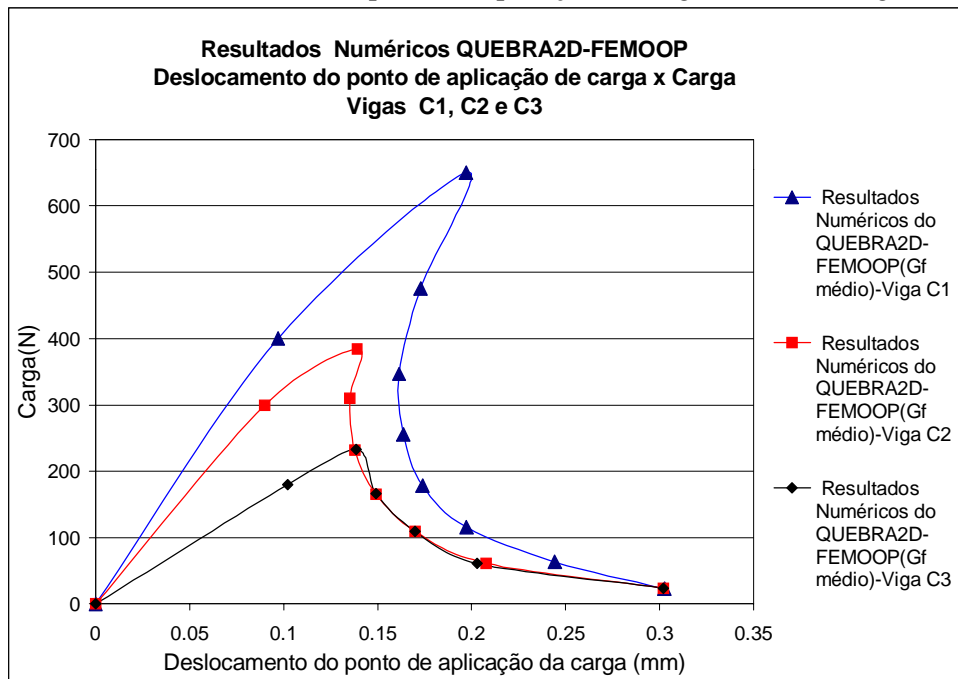
Observando os gráficos das figuras 9, 10 e 11 nota-se que os resultados obtidos através da análise que utiliza os valores de energia de fraturamento obtidos através do ensaio de cada viga aproximam-se mais dos resultados experimentais do que aqueles em que se utilizou um valor médio de energia de fraturamento do material, para as vigas C1e C2, embora os resultados sejam bastante semelhantes entre si.



**Figura 10.** Curva deslocamento do ponto de aplicação de carga (flecha)  $\times$  carga – Viga C2.



**Figura 11.** Curva deslocamento do ponto de aplicação de carga (flecha) × carga – Viga C3.



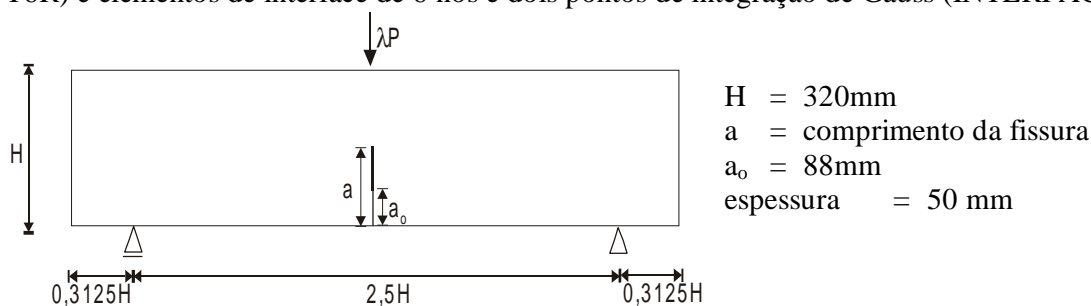
**Figura 12.** Comparação das curvas de equilíbrio das vigas C1, C2 e C3.

É possível observar na figura 12 que o efeito coesivo se mostra atuante quando o comprimento de fissura fictícia é maior, aumentando o comportamento dúctil. Isto ocorre na viga C3, decrescendo na viga C2, e sendo a viga C1 a mais frágil das três, que se traduz através do efeito acentuado de “snap-back” na sua curva de equilíbrio. A maior diferença entre resultados ocorreu na viga C1. Isto porque, sendo a viga C1 a mais frágil das três analisadas, há maior concentração de tensão na região da fissura, pequeno comprimento de fissura fictícia e por isso grande variação de tensão na região coesiva, além de uma maior variação de tensão dentro do elemento de ponta de fissura onde se faz o controle de tensão. Comparando-se as curvas de resultado obtidas pelo sistema QUEBRA2D-FEMOOP, demonstram que o programa fornece resultados satisfatórios, em comparação com resultados experimentais.

## 5.2 Amolecimento Bi-Linear

Neste exemplo também foi analisada uma de viga sujeita à flexão por três pontos TPB (“*Three Point Bending*”) (figura 10) com fissura alinhada à carga no vão central é tipicamente um modelo de fraturamento no Modo I. Neste modelo considerou-se o modelo constitutivo de amolecimento bi-linear e estado plano de tensão. Esta viga foi analisada experimentalmente por Jamet et al. [Jamet-1995].

A modelagem no sistema QUEBRA2D-FEMOOP também foi feita utilizando elementos triangulares de 6 nós e 3 pontos de integração de Gauss (T6 e elementos de roseta mid-point - T6R) e elementos de interface de 6 nós e dois pontos de integração de Gauss (INTERFACE).



**Figura 13.** Geometria da viga.

**Tabela 2.** Propriedades dos materiais – Amolecimento Bi-linear

E = 30,7 Gpa		ν = 0,15	
Material 1:		Material 2:	
G <sub>F</sub> = 60,0×10 <sup>-3</sup> N/mm		G <sub>F</sub> = 60,0×10 <sup>-3</sup> N/mm	
σ <sub>u</sub> = 4,0 MPa	w <sub>c</sub> = 77,33 μm	σ <sub>u</sub> = 4,0 Mpa	w <sub>c</sub> = 46,67 μm
σ <sub>1</sub> = 0,6 MPa	w <sub>1</sub> = 16,0 μm	σ <sub>1</sub> = 0,6 Mpa	w <sub>1</sub> = 20,0 μm

Foram feitas análises da viga com mesma geometria, mas com duas leis de amolecimento linear diferentes (material 1 e 2 da tabela 2). As duas leis de amolecimento consideradas têm a mesma energia de fraturamento e a mesma tensão última de tração, mas consideram-se dois diferentes limites de abertura da fissura para mudança da lei de amolecimento ( $w_{1V\text{viga } 1} \neq w_{1V\text{viga } 2}$ ), conseqüentemente, tem-se  $w_{cV\text{viga } 1} \neq w_{cV\text{viga } 2}$ . Na referência [Jamet-1995], a abertura do chanfro (CMOD) anterior ao carregamento é de 3,0 mm. Esta abertura foi desconsiderada na modelagem numérica.

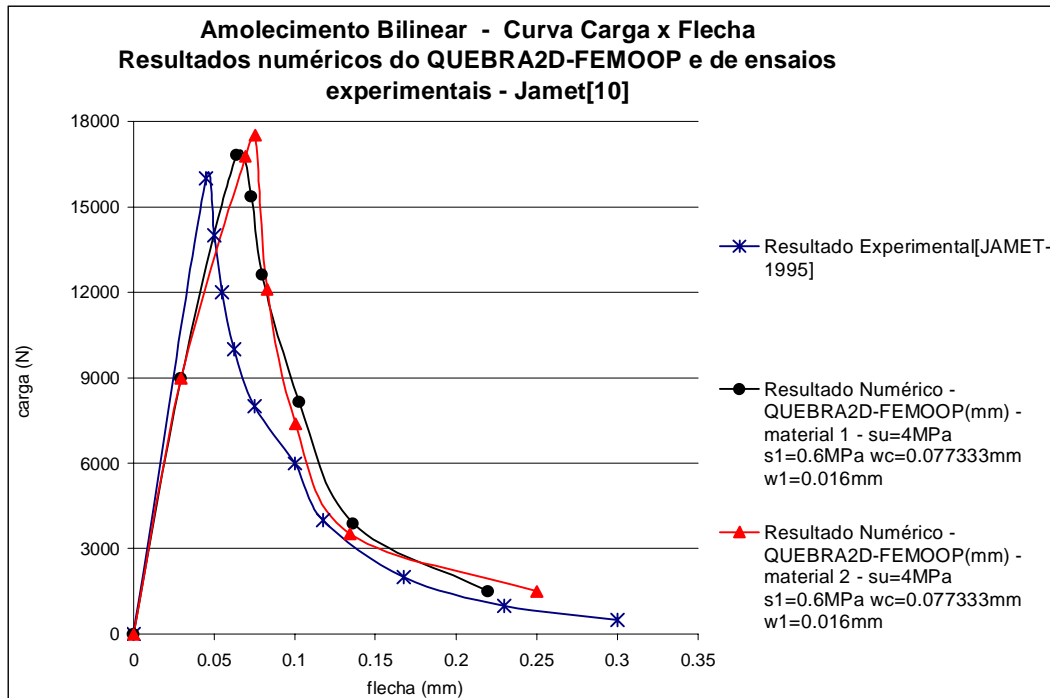
### 5.2.1 Resultados

Os resultados obtidos das duas vigas modeladas foram comparadas com resultados experimentais obtidos da literatura [Jamet-1995] e [Álvarez-1997]. Na figura 14 consta curva do deslocamento vertical do ponto de aplicação de carga (flecha) × carga máxima das vigas modeladas, mostrando que os resultados do sistema QUEBRA2D-FEMOOP estão próximos dos experimentais.

Baseando-se nos resultados numéricos obtidos, é possível observar que a curva de amolecimento bi-linear do material 1 se mostrou mais adequada ao comportamento da interface do material ensaiado, pois o material 1 apresentou resultados mais semelhantes aos experimentais do que o material 2. Mesmo assim, ambos superestimam a carga máxima em relação aos resultados experimentais.

Os valores de máximos de carga obtidos nas simulações numéricas do QUEBRA2D-FEMOOP foram superiores ao valor máximo experimental. Esta diferença se deve a diversos fatores, tais como a influência da posição do ponto no qual se faz o controle de tensão. Além disso, a diferença de inclinação entre as curvas numéricas e experimentais na parte superior trecho ascendente deve-se ao fato das curvas numéricas terem sido construídas considerando

o resultado de um único ponto em regime elástico linear, sendo imediatamente conectado a um ponto já em regime não-linear, com efeitos coesivos.



**Figura 14.** Curva flecha  $\times$  carga–amolecimento bi-linear.

Os resultados fornecidos pelo sistema computacional QUEBRA2D-FEMOOP para amolecimento bi-linear mostram-se bastante animadores quanto ao seu potencial de simulação. Algumas adaptações na parte de controle de tensão podem melhorar significativamente estes resultados.

## 6 CONCLUSÃO

A simulação do fraturamento coesivo por meio do Método dos Elementos Finitos utilizando elementos de interface com modelo constitutivo de amolecimento linear tem se mostrado eficiente. A implementação do fraturamento coesivo no sistema QUEBRA2D-FEMOOP torna-o uma ferramenta computacional muito poderosa para análise de fraturamento de materiais de comportamento quasi-frágil, possibilitando a análise de estruturas de concreto que apresentam fissuras.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Álvarez, V. Ó. G. : *Estudio de la Fractura en Modo Mixto de los Materiales cuasifrágiles: Aplicación al Hórmigon Convencional y al Hórmigon de Alta Resistencia*, Tesis Doctoral, Departament D'Enginyeria del Terreny i Cartogràfica, Escola Técnica Superior D'Engenyers de Camins, Canals i Ports, Universitat Politècnica de Catalunya, Barcelona, Espanha, (1997).
- Bittencourt, T. N.: *Computer Simulation of Linear and Nonlinear Crack Propagation in Cementious Materials*, Ph.D. Thesis, Cornell University, (1993).
- Bocca, P. , Carpinteri, A. e Valente, S.: *Mixed mode fracture of concrete*, Int. J. Solids Structures, vol. 27, n°9, pág. 1139-1153, (1991).

- Bueno, E.M.R.: *Simulação Bidimensional de Fraturamento Coesivo por meio do Método dos Elementos Finitos*, Dissertação de Mestrado, Dep. de Engenharia de Estruturas e Fundações (PEF), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil, (1999)
- Carpinteri, A., Valente, S. e Bocca, P. : *Mixed mode cohesive crack propagation*, 7<sup>th</sup> International Conference on Fracture(ICF7), 20-24 March 1989, Pergamon Press, Oxford, pág. 2243-2257.(1989)
- Carpinteri, A; Valente, S; Ferrara, G.; Melchiori, G.: *Is mode II fracture energy a real material property?* , Computers and Structures, vol.48, n° 3, pp. 397-413, (1993)
- Crisfield, M.A.: *Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures*, Editora John Wiley & Sons, Vol.1, pág. 252-327,(1990).
- Fujji, G.: *Análise de Estruturas Tridimensionais: Desenvolvimento de uma Ferramenta Computacional Orientada para Objetos*, Dissertação de Mestrado, Dep. de Engenharia de Estruturas e Fundações (PEF), Escola Politécnica, USP, (1997).
- Hillerborg, A., Modéer, M., e Petersson, P.E. : *Analysis of a crack formation and crack growth in concrete by means of fracture mechanics and finite elements*, Cement and Concrete Research, vol. 6, pág.773-782, (1976).
- Jamet, D., Gettu, R., Gopalaratnam, V. S. e Aguado, A. : *Toughness of fiber reinforced high-strength concrete from notched beam test*, Testing of fiber reinforced concrete, SP-155, D. J. Stevens et al., ACI, Detroit, USA, pág.23-29, (1995).
- Martha, L.F., Menezes, I.F.M., Lages, E.N., Parente Jr, E. and Pitangueira, R.L.S., “*An OOP Class Organization for Materially Nonlinear Finite Element Analysis*”, Join Conference of Italian Group of Computational Mechanics and Ibero-Latin American Association of Computational Methods in Engineering, pp. 229-232, University of Padova, Padova, Italy, (1996).
- Planas, J., Guinea, G. V., Elices, M. : *Rupture modulus and fracture properties of concrete*, *Fracture Mechanics of Structures*, Vol. 1, F. H. Wittmann, eds. , Aedificatio Publishers, Freiburg, Alemanha, pág. 95-110, (1995).
- Schellekens, J. C. J.: *Interface Elements in Finite Elements Analysis*, TNO-BI-90-165, (1990).

# DAMAGE DETECTION WITH DIAGNOSTIC MODELS BASED ON FRF-MEASUREMENTS

**Frank Brunzel**

**Hans Heinrich Müller-Slany**

University of Duisburg, Institute of Mechanics, 47048 Duisburg, Germany.

E-mail: brunzel@mechanik.uni-duisburg.de

E-mail: mueller-slany@mechanik.uni-duisburg.de

**Antonio Eduardo Turra**

UNESP/FEIS, Departamento Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira/SP, Brazil.

E-mail: turra@dem.feis.unesp.br

## ABSTRACT

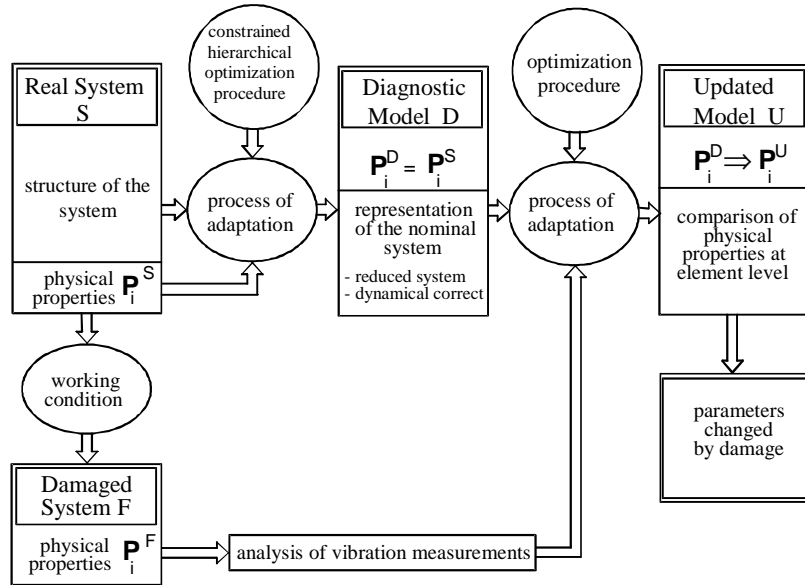
The damage detection procedure presented here uses a diagnostic model. This diagnostic model must be substantially reduced and highly dynamical correct and sensitive for local parameter changes. The generation of a diagnostic model can be formulated as a multicriteria optimization problem. In different steps of the adaptation procedure different physical properties of the real elasto-mechanical structure are adapted. A high sensitive diagnostic model concerning structural damage can be found by adaptation of the calculated FRF's of the diagnostic model to the measured FRF's of the real undamaged structure. The damage detection is solved by an optimization procedure which is based on measurements only. The final result is the correct position of damage. The precision of the damage parameters is a function of the reduction of the diagnostic model. The generation of the diagnostic model and the FRF based damage detection is shown by an experimental example of a crankshaft.

**Keywords:** damage detection, diagnostic model, FRF measurement, multicriteria optimization

## 1 INTRODUCTION

Nowadays it is of high economic interest to avoid maintenance work on machines at work. During the past few years many papers have been written focussing on damage detection based on vibration measurements. More than 150 papers with this subject can be found in the review paper [Doebling et al, 1998]. All these papers are based on the fact that the modal properties of a system are functions of the real physical system parameters. The model based damage detection process can be divided in two main tasks. The first task is to create a diagnostic model  $D$  that represents the real system behaviour. The second task is to identify the damage with help of this diagnostic model. In both tasks we have to deal with an inverse vibration problem. This inverse vibration problem is an ill conditioned mathematical problem. We can solve this problem by creating the diagnostic model and the damage detection on the base of frequency response function (FRF) measurements and experimental modal analysis results.

The requirements on the diagnostic model are the high dynamical correctness and the sensitivity of the model. At the same time it should be substantially reduced concerning the DOF's. The main difficulty is the increasing loss of information due to discretization. The process of model based damage detection is shown in figure 1.



**Figure 1:** Model based damage detection procedure

## 2 THE DIAGNOSTIC MODEL

The diagnostic model creation task is to determine the design parameters of the diagnostic model from the vibration behaviour of the real system. In other words it is necessary to solve the inverse problem based on vibration measurements of the real system. It is not possible to find an unequivocal solution for this problem. In the shown procedure the problem of model generation is solved by an optimization process to determine the design parameters.

The diagnostic model is a highly condensed FE-model of the real system. The FE model consists of mass- and beam-elements. The parameters of these elements are determined by a constrained hierarchical optimization procedure. The diagnostic model is the final design of this optimization procedure. It is sensitive for the damage detection task.

### 2.1 The dynamical properties of the diagnostic model

The diagnostic model represents the real system and should be sensitive for the detection task. For this goal it is necessary to specify qualified dynamical properties. The properties which are used here for this task are:

- mass geometrical properties (total mass, centre of mass and tensor of inertia ),
- natural frequencies,
- natural modes and
- FRF's of the system.



## 2.2 The multicriteria optimization procedure

The dynamical behaviour of the diagnostic model is defined by mass and beam elements of a FE-structure. The properties of the mass elements and beam elements are described by a design vector  $\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_n]^T$  with  $n$  variables. The design variables are the mass and the stiffness of a beam element and the coordinates of both element nodes. The design variables of a pure mass element are the mass and the coordinates of the position of the mass.

The task of generation of the diagnostic model can be formulated as a constraint vector-optimization problem [Müller-Slany, 1992]:

$$\min_{\mathbf{x} \in \Sigma} \{ \mathbf{f}[\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{x})] \mid \mathbf{h}(\mathbf{x}) = 0 \}, \Sigma := \{ \mathbf{x} \in \mathfrak{R}^n \mid \mathbf{x}_L \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_U \}, \quad (1)$$

with:  $\mathbf{x}$ : design variables,  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$ : objective function,  $\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{x})$ : error expressions,  $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ : equality constraints,  $\Sigma$ : feasible range,  $(\mathbf{x}_L, \mathbf{x}_U)$ : lower and upper bounds.

The elements of the vector objective function  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  are error expressions  $\varepsilon_i(\mathbf{x})$  between the dynamical properties of the diagnostic model  $P_i^D(\mathbf{x})$  and the real system  $P_i^S(\mathbf{x})$ . Usually we can create the vector objective function  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  in the following way:

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \varepsilon_1(\mathbf{x}) \\ \varepsilon_2(\mathbf{x}) \\ \varepsilon_3(\mathbf{x}) \\ \varepsilon_4(\mathbf{x}) \\ \varepsilon_5(\mathbf{x}) \\ \varepsilon_6(\mathbf{x}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{error expression of: complete mass} \\ \dots \text{position of centre of mass} \\ \dots \text{elements of inertia tensor} \\ \dots \text{considered natural frequencies} \\ \dots \text{considered natural modes} \\ \dots \text{considered FRF adaptation points} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

The error expressions  $\varepsilon_i(\mathbf{x})$   $i = 1, \dots, 6$  of the objective vector are functions of the design variables  $\mathbf{x} = 1, \dots, n$ . The first four and the sixth error expressions of the dynamical properties can be formulated by relative error equations. The error expressions  $\varepsilon_5(\mathbf{x})$  of the natural modes must be calculated in a different form. To achieve better results in the optimization procedure we use the expression (3) which is similar to the Modal Assurance Criterion (MAC) for each mode  $k$ :

$$\varepsilon_5(\mathbf{x}) = \sum_1^k \left( 1 - \frac{\mathbf{q}^D(\omega_k, \mathbf{x})^T \mathbf{q}^S(\omega_k)}{|\mathbf{q}^D(\omega_k, \mathbf{x})| |\mathbf{q}^S(\omega_k)|} \right), \quad (3)$$

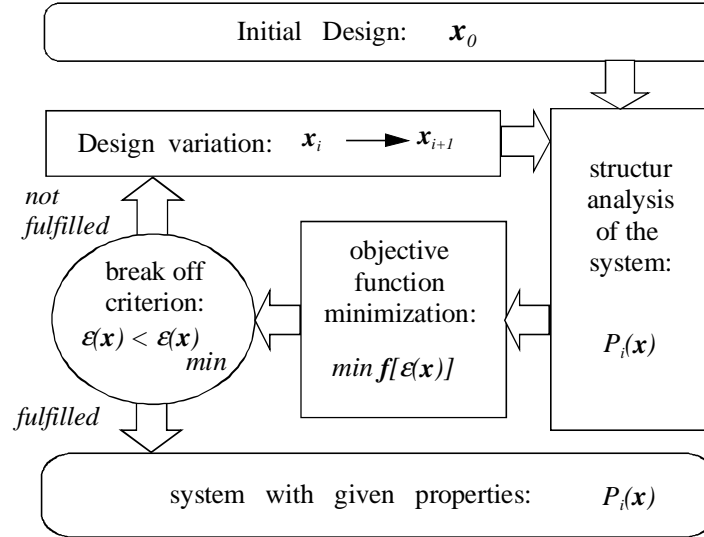
with:  $\omega_k$  natural frequency,  $k$ : number of considered modes,  $(\mathbf{q}^D, \mathbf{q}^S)$  mode vector for the diagnostic model  $D$  and real system  $S$  of mode  $k$ .

The optimization problem (1) will be solved by a numerical iteration process with a sequential quadratic programming (SQP) optimization algorithms. The used SQP algorithms E04UCF is taken from [NAG17] library. The structure of this optimization process is shown in figure 2. During the optimization the design vector  $\mathbf{x}$  will be modified until the final design fulfills the minimization criterion (1). Finally a dynamical highly accurate diagnostic model has been created.

Usually the vector optimization problem is solved by scalarization of the vector objective function  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  [Eschenauer et al, 1990]. Generally the superposition of all weighted components  $\varepsilon_i(\mathbf{x})$  of the vector objective function  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  to a scalar objective function  $s(\mathbf{x})$  leads to good results. For the generation of a diagnostic model this method behaves poor. It was

necessary to find a better way to solve the optimization task. The developed method is a hierarchical scalarization strategy [Müller-Slany, 1993]. In this method the error expressions  $\varepsilon_i(\mathbf{x})$  are combined in different preference groups:

1. all mass-geometrical physical properties,
2. all natural frequencies,
3. all natural modes and
4. selected points of the FRF's of the system.



**Figure 2:** Diagnostic model generation

The diagnostic model creation task can now be done in three or four steps. The number of steps depends on the complexity of the real structure. For a simple structure the steps one, two and four are used to create the diagnostic model. For a complex structure all shown steps are necessary. The optimization will be done following the sequence of steps. At first the mass geometrical properties will be adapted then the natural frequencies. If necessary the natural modes are adapted next and at last the selected points of the FRF's. As an important point of the hierarchical scalarization strategy the physical properties which are adapted must be fixed by additional constraints  $\mathbf{h}(\mathbf{x})$  in the next steps. The result after the last optimization step is a dynamical highly correct model.

### 2.3 The FRF adaptation process

A very important adaptation step for the diagnostic model is the adaptation of selected points of the FRF's. This adaptation makes the diagnostic model sensitive for detection of a damage of the real structure. Tests have shown that it is not possible to detect damage without FRF adaptation.

We have to compare measured FRF values of the real system and calculated FRF points of the diagnostic model [Pereira, 1996]. The  $i^{th}$  column of the calculated FRF matrix or receptance matrix  $\mathbf{H}^D$  by using the frequency  $\omega_i$  is given by:

$$\mathbf{h}^D_i = (\mathbf{K}^D - \omega_i^2 \mathbf{M}^D)^{-1} \mathbf{f}, \quad (4)$$

with:  $M$ : mass matrix,  $K$ : stiffness matrix of the diagnostic model and, the force vector  $f = [0, \dots, 0, 1, 0, \dots, 0]^T$ , where the excitation is in the same direction as the measurement. The next step is to build the error function  $\varepsilon_6$  for the FRF adaptation process:

$$\varepsilon_6 = \sum_i \sum_j |h_{i,j}^S - h_{i,j}^D|. \quad (5)$$

Here the number of used DOF's of the diagnostic model is  $j$  and the number of updated FRF points is  $i$ . The number of selected points of the FRF depends on the complexity of the structure of the system.

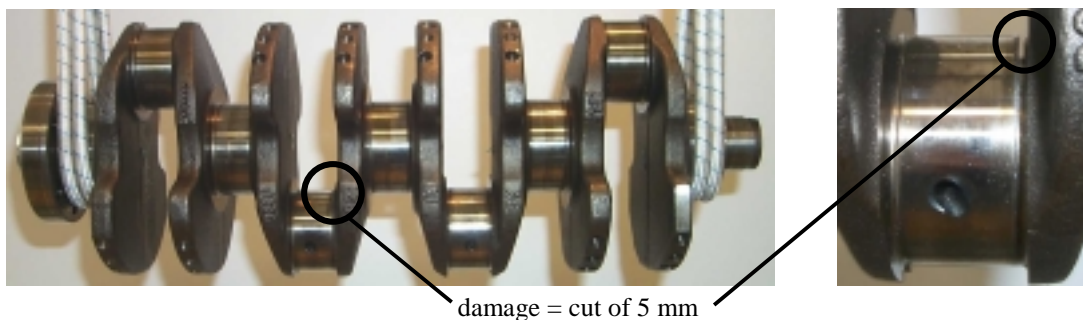
### 3 THE DAMAGE DETECTION PROCEDURE

The goal of the damage detection procedure is to identify the damage of a real system by vibration measurements. The damage detection process is based on adaptation of the diagnostic model to the dynamical properties of the real damaged structure, see figure 1. The damage can be described by the difference of the design parameters of the diagnostic model  $D: \mathbf{x}^D$  and the adapted diagnostic model  $U: \mathbf{x}^U$ .

For complex systems the damage detection task is an adaptation procedure in two steps. In the first step the natural frequencies of the diagnostic model  $D$  will be adapted to those of the damaged system  $F$ . In the second step the FRF's of the adapted diagnostic model will be adapted to the real measured FRF's of the damaged system  $F$ . The design vector  $\mathbf{x}$  for the damage detection procedure now contains only the stiffness parameters of the diagnostic model. This is because of the expected crack has no influence on the mass and the location of the model elements.

### 4 EXAMPLE OF THE PROCEDURE WITH A CRANKSHAFT

The diagnostic model creation procedure and the damage detection procedure shall be shown on an example of a crankshaft of a VW engine. The crankshaft is shown in figure 3. It has a mass of 15,74 kg and a length of 430 mm. The diameter of the main bearings is 54 mm and the diameter of the connecting rod bearings is 48 mm. The damage is a cut of 5 mm depth.

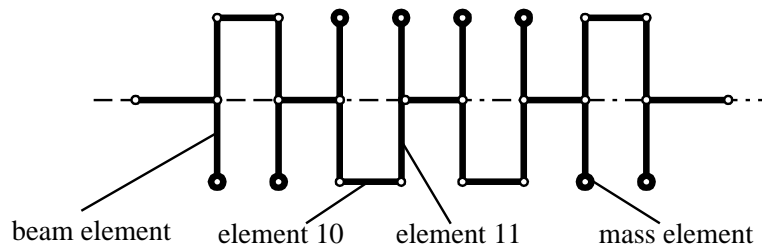


**Figure 3:** Crankshaft and the damage position

The diagnostic model is built by 25 beam and 8 mass elements. The design vector  $\mathbf{x}$  for the diagnostic model contains 148 elements. These 148 elements are:

- 8 masses of the 8 mass elements,
- 17 masses of the 25 beam elements (8 masses of the beam elements are set to zero),
- 48 variables to define the position of the 26 nodes (the first and the last node is fixed) and
- 75 variables to define the stiffness of the 25 beam elements.

The layout of the diagnostic model is shown in figure 4.



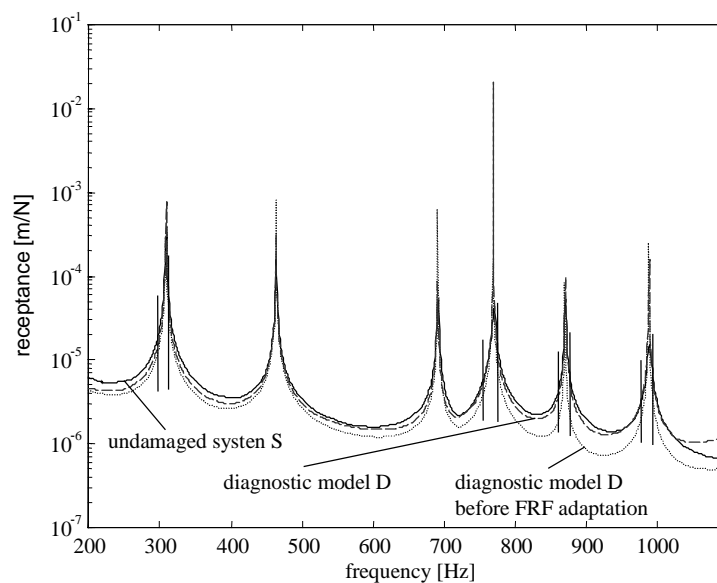
**Figure 4:** The diagnostic model for the crankshaft

For the crankshaft it is necessary to work with all four steps of the diagnostic model creation procedure. The first problem is to find a qualified initial design for the diagnostic model which has the correct sequence of natural modes and which does not change them during the FRF adaptation process. The final errors of the diagnostic model  $D$  after the FRF adaptation are shown in table 1.

**Table 1:** The precision of the diagnostic model after the FRF adaptation

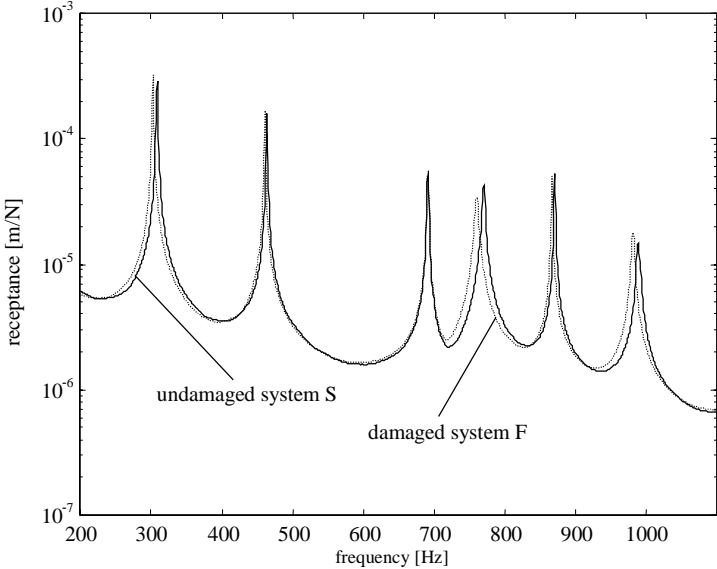
physical properties	error of adaptation
total mass	$\varepsilon_1 < 5,0 \cdot 10^{-4}$
position of centre of mass	$\varepsilon_2 < 5,0 \cdot 10^{-4}$
used elements of tensor of inertia	$\varepsilon_3 < 5,0 \cdot 10^{-4}$
first 6 natural frequencies	$\varepsilon_4 < 5,1 \cdot 10^{-4}$
first 6 natural modes (MAC values %)	$85,2 < \varepsilon_5 < 96,1$
8 selected points of FRF	$\varepsilon_6 < 1,5 \cdot 10^{-5}$

The result of the FRF adaptation is shown in figure 5. The vertical lines in figure 5 represent the frequency points where the FRF's of the diagnostic model are adapted to the measured FRF's of the real system.



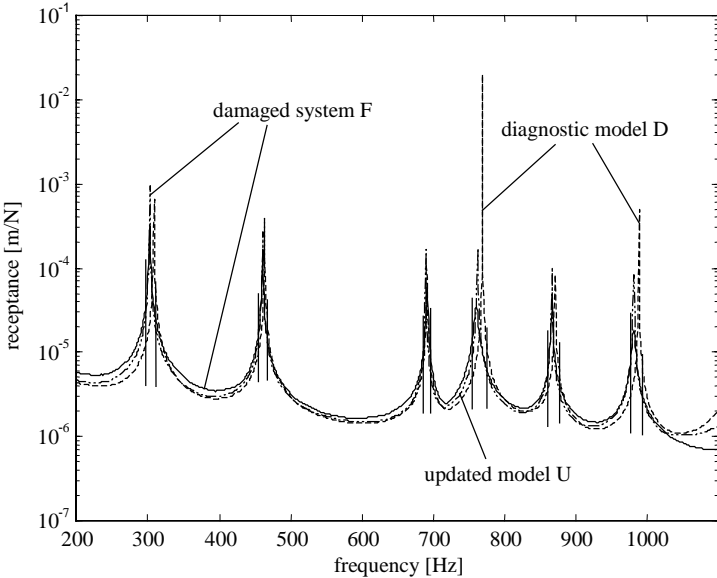
**Figure 5:** Adaptation of the sum of FRF's of the diagnostic model

The crankshaft is damaged by a cut on the bearing's right side which is represented by the connecting of the elements 10 and 11 of the diagnostic model. The damaged bearing has a diameter of 48 mm and the cut has a depth of 5 mm. The maximum difference for the first six measured natural frequencies is 2 %. The difference of the FRF sum between the undamaged and the damaged crankshaft is shown in figure 6.



**Figure 6:** FRF sum difference between the undamaged and damaged system

The damage detection is done in two steps. In the first step the first six natural frequencies of the diagnostic model are adapted to the natural frequencies of the damaged crankshaft. In the second step 12 FRF points of the model are adapted to the measured FRF's. The vertical lines in figure 7 represents the 12 FRF adaptation points. The design variables  $x$  in the damage detection procedure are 75 stiffness parameters.



**Figure 7:** FRF sum adaptation of the damaged model  $U$

Comparing the resulting design vector  $\mathbf{x}^U$  with the design vector  $\mathbf{x}^D$  of the diagnostic model the damage can be found clearly. on element 11. The most affected stiffness parameter is a bending parameter of element 11 with an amount of -12,7 % comparing the diagnostic model  $D$  with the updated diagnostic model  $U$ . The next highest difference is -2,8 %. The quality of the FRF adaptation is shown in figure 7.

## 5 CONCLUSION

The introduced diagnostic model is both, a dynamical highly correct model and a highly condensed one. The diagnostic model will be found in a hierarchical optimization procedure in which the model behaviour will be adapted to chosen dynamical properties of the real system. The basis for this adaptation are real measurements of the original system. The damage detection is based on this diagnostic model.

The procedure is shown by using the measurements of a crankshaft from a VW engine. It is possible to adapt the diagnostic model to the crankshaft's behaviour with a very small error concerning dynamical properties. After the generation of a diagnostic model a cut with a depth of 5 mm was made on a connecting rod bearing of the real crankshaft. The damage detection procedure is able to identify the introduced damage very clearly.

## Acknowledgement

This work was supported by DAAD, Germany and CAPES, Brasil.

## 6 REFERENCES

- [Doebbling et al, 1998] Doebbling, Scott W.; Charles R. Farrer; Michael B. Prime. "A Summary Review of Vibration-Based Damage Identification Methods". The Shock and Vibration Digest, Vol. 30, No. 2, March 1998: 91-105.
- [Eschenauer et al, 1990] Eschenauer, H.; Koski, J.; Osyczka, A. "Multicriteria Design Optimization". Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1990.
- [Müller-Slany, 1992] Müller-Slany, H.H. "Ein Beitrag zur Lösung von Vektoroptimierungsaufgaben bei der Generierung angepaßter Punktmassensysteme durch hierarchische Skalarisierung". Festschrift zum 80. Geburtstag von Prof. Dr. Kurt Magnus. Institut B für Mechanik, TU München, 1992: 57-66.
- [Müller-Slany, 1993] Müller-Slany, H.H. "A Hierarchical Scalarization Strategy in Multicriteria Optimization Problems". In: Brosowsky, B. et al. „Multicriteria Decision“. Peter Lang, Frankfurt am Main, 1993: 69-79.
- [NAG17] Nag Library Mark17, NAG LTD, Jordan Hill Road, Oxford, OX2 8DR, UK, 1997.
- [Pereira, 1996] Pereira, J.A. "Structural Damage Detection Methodology using a Model Updating Procedure based on Frequency Response Functions – FRF(s)". Tese de Doutorado, Univ. Estadual de Campinas, Faculdade de Eng. Mecânica, Campinas, 1996.

# PROTÓTIPO DE UM SENSOR CAPACITIVO AUTOMÁTICO PARA MONITORAR A UMIDADE DO SOLO

**Anaximandro Rende**

**Milton Biage**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila 2160, Campus Santa Mônica, Uberlândia, MG, 38400-902, Brasil, E-mail: arende@mecanica.ufu.br

## Resumo

A adoção de tecnologia é uma imposição inquestionável à atividade agrícola. Este trabalho tem como objetivo caracterizar um sensor de umidade capacitivo, utilizado para monitorar a umidade do solo. São avaliados sensores capacitivos com dielétricos construídos com pedra pomes ( $R_d = 0,4$  e  $R_d = 0,8$ ) e amostra de solo ( $R_d = 0,8$  e  $R_d = 1,0$ ), sendo o parâmetro  $R_d$  um fator geométrico que relaciona a distância entre as placas do capacitor e o raio das mesmas. Os sensores são instalados em recipientes de PVC, preenchidos com solo. O conjunto é umedecido por capilaridade e submetido a secagem lenta e natural. As leituras são tomadas diariamente. São obtidas curvas que relacionam a capacitância elétrica do sensor com a umidade presente no solo. Os ensaios são realizados em três solos diferentes. Os resultados permitem inferir que os sensores com maiores dimensões apresentam maior sensibilidade quando comparados com os sensores menores.

**Palavras-chave:** Sensores capacitivos, Instrumentação agrícola, Umidade do solo.

## 1. INTRODUÇÃO

A irrigação é necessária para o desenvolvimento de várias culturas agrícolas, em locais onde a disponibilidade de água é precária. O uso da água deve ser otimizado, de modo que a cultura tenha somente o suficiente para o seu crescimento, com o mínimo desperdício. Mesmo nas áreas onde há abundância de água, os elevados custos dos fertilizantes e da mão de obra estão fazendo com que o agricultor procure maneiras de melhorar a eficiência da irrigação agrícola (Carter & Conway, 1984).

Um dos aspectos da irrigação que tem recebido o interesse de todos é o que se refere ao tempo de sua utilização e a quantidade de água a ser aplicada. Muitos agricultores aplicam irrigações sem conhecer as necessidades reais da cultura (Dantas & Rao, 1994). Este fato tem ocasionado impactos ambientais adversos ao solo, à disponibilidade e qualidade da água, à saúde pública, à fauna e a flora, e alguns casos, às condições sócio-econômicas da população local. Portanto é necessário quantificar, com precisão, a magnitude do impacto ambiental ocasionado pela irrigação, para que possa ser considerado na execução e manejo dos projetos (Bernardo, 1998).

A determinação da umidade nos solos (ao nível das raízes) pode ser realizada através de dois métodos básicos. O primeiro é um processo de transformação direta, no qual, por exemplo, o solo é pesado e seco, quantificando-se a umidade propriamente dita. Geralmente

são utilizados métodos laboriosos em laboratórios, o que vem a ser uma limitação quando se deseja melhorar a operacionalidade de um sistema de irrigação. No segundo, relaciona-se a variação de uma grandeza física (pressão, resistência elétrica, capacitância elétrica, por exemplo) com a variação da umidade que se quer determinar.

O sensor de umidade desenvolvido e caracterizado para esta finalidade, é constituído basicamente por um conjunto de duas placas condutoras, separadas por um dielétrico. A capacitância pode ser definida, desde que a área das placas do capacitor seja muito maior que a distância entre as mesmas, como sendo (Hayt, 1983):

$$C = \frac{\epsilon A}{d} \quad (1)$$

onde  $\epsilon$  é a permissividade elétrica do meio,  $A$  é a área da placa do capacitor e  $d$  é a distância entre as placas do capacitor.

Através da Eq. 1, é possível inferir que a capacitância depende exclusivamente do meio dielétrico existente entre as placas do capacitor e das dimensões do mesmo. Neste trabalho, utilizou-se a variação do meio dielétrico presente entre as placas do capacitor para monitorar a variação do teor de umidade no solo.

Assim, a medida que o solo ao redor do sensor torna-se mais úmido, o meio poroso que compõe o dielétrico absorve uma determinada quantidade de água, proporcional à umidade presente no substrato, até atingir-se a condição de equilíbrio. Analogamente, quando o solo torna-se mais seco, o meio dielétrico perde água em função da umidade presente ao redor do sensor. Este comportamento deve-se ao fato de que a água, como qualquer matéria da natureza tende, espontaneamente, a assumir um estado mínimo de energia, procurando equilíbrio com o meio ambiente. No solo, o movimento hídrico é caracterizado pela movimentação da água de uma região saturada (elevado potencial) para uma região seca (baixo potencial), sempre em busca de um nível de energia inferior (Reichardt, 1985).

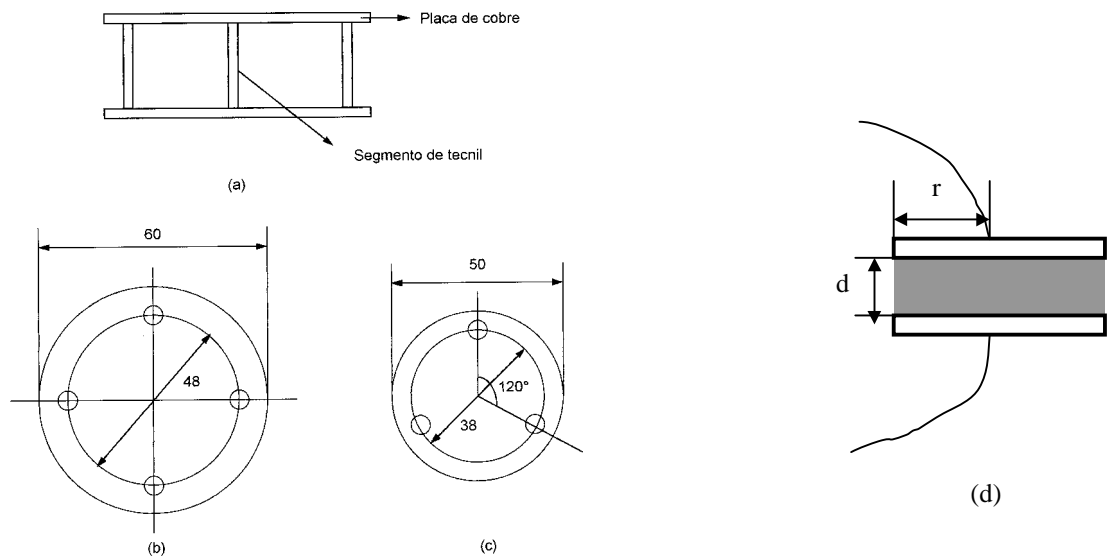
Portanto, ao se atingir a condição de equilíbrio, a capacitância pode ser considerada como um indicador do teor de água no solo. Entretanto, o valor de umidade do solo deve ser obtido a partir de uma curva de calibração, visto que, o equilíbrio entre o sensor e o solo é o equilíbrio existente entre os potenciais matriciais e não entre os teores de umidade (Gomide, 1998). Como solos diferentes possuem diferentes curvas de retenção de água, existem diferenças entre as curvas que relacionam a resposta elétrica do sensor com o teor de umidade em diferentes solos (Rende, 1999).

O objetivo deste trabalho é caracterizar o comportamento de sensores de umidade capacitivos, construídos com diferentes dielétricos e dimensões, para o monitoramento da umidade de solos irrigados.

## 2. SENSOR DE UMIDADE CAPACITIVO

Para realizar os ensaios experimentais, foram construídos diferentes tipos de sensores. Utilizou-se chapas de cobre com 2 mm de espessura, cortadas em diâmetros pré-estabelecidos, originando-se assim as placas do capacitor. Como material poroso, compondo o dielétrico do sensor, utilizou-se amostra do próprio solo (Fig. 1a) e pedra pomes (Fig. 1d). Nos sensores construídos com dielétrico de amostra de solo utilizou-se uma variação quanto a posição dos segmentos de tecnil nas placas do capacitor. Nos sensores de maiores dimensões foram utilizados quatro segmentos de tubos de tecnil (Fig. 1b), e nos sensores menores, três segmentos de tecnil (Fig. 1c).





**Figura 1.** Diagrama esquemático ilustrando a geometria dos sensores.

Na Tabela 1 são mostradas as principais características de cada sensor construído. Nesta tabela, o parâmetro  $R_d$  é definido como sendo a razão existente entre a dimensão da distância entre as placas do capacitor e o raio das mesmas (Eq. 2).

$$R_d = \frac{d}{r} \quad (2)$$

onde  $d$  é a distância entre as placas do capacitor e  $r$  o raio das mesmas.

**Tabela 1.** Principais características dos sensores construídos

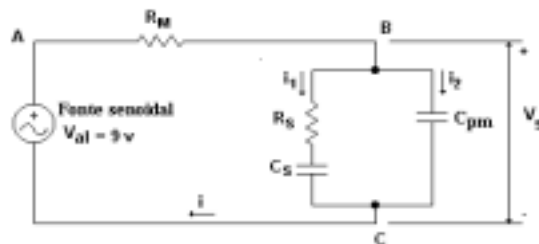
Sensor	Dielétrico	Raio ( $r$ ) - (mm)	Distância ( $d$ ) - (mm)	$R_d = d/r$
1	Pedra pomes	12,5	5	0,4
2	Pedra pomes	25,0	20	0,8
3	Amostra de solo	25,0	20	0,8
4	Amostra de solo	30,0	30	1,0

Este parâmetro,  $R_d$ , permite analisar a influência da geometria dos sensores capacitivos sobre o comportamento dos mesmos. Assim, as variações estabelecidas nas dimensões dos sensores tem como objetivo permitir que os resultados sejam comparados e avaliados, verificando-se as influências do aspecto geométrico sobre o comportamento do meio dielétrico do sensor.

Um outro ponto a ser considerado com relação a utilização de um capacitor como sensor de umidade de solo, trata-se da necessidade de que o sensor (capacitor) faça parte de um circuito elétrico, onde as variações da capacitância, devidas à alteração da quantidade de água presente no solo, sejam refletidas em valores de tensão elétrica.

Na Fig. 2 é representado o circuito elétrico equivalente utilizado nos ensaios. Neste circuito  $R_m$  representa um divisor de tensão, cujo valor foi fixado em 470 K $\Omega$ ;  $R_s$  é a resistência associada ao capacitor;  $C_{pm}$  é a capacitância do meio poroso, sendo o seu valor constante;  $C_s$  é a capacitância do líquido presente no interior do meio poroso do sensor, que é função da umidade do sensor.

O circuito foi alimentado por meio de corrente alternada (AC), com uma fonte senoidal de amplitude de 9 volts e frequência de excitação de 2KHz. Com a utilização desta frequência obtém-se a máxima excitação do sensor, sem que ocorra atenuação do sinal do mesmo (Rende & Biage, 2000).



**Figura 2.** Circuito de alimentação do sensor

### 3. CARACTERIZAÇÃO DO SENSOR DE UMIDADE CAPACITIVO

Para avaliar e caracterizar o desempenho dos sensores em diferentes condições de operação foram realizados ensaios em solos que apresentavam texturas distintas (Tabela 2).

**Tabela 2.** Resultados da análise de textura de três solos da Bacia do Bom Jardim, no município de Uberlândia – MG.

Solo	Areia Grossa	Areia fina	Silte	Argila
A	51	36	01	12
B	23	26	04	47
C	06	06	09	79

O método utilizado neste experimento foi semelhante ao descrito por Rende e Biage (2000). Consistiu em enterrar o sensor em um recipiente de PVC, preenchido com solo seco em estufa 105° - 110°C. O conjunto foi então umedecido com água por capilaridade por um período de 24 horas, até atingir a saturação, sendo, então colocado sobre um suporte para que ocorresse o processo de secagem. As leituras de tensão do sensor foram diárias, sendo utilizado um osciloscópio Tektronix de 200 MHz. O conjunto também foi pesado diariamente. Para tanto, utilizou-se uma balança eletrônica com resolução de 0,01 grama. A determinação do teor de umidade do solo foi determinado através da Eq. 3.

$$U\% = \frac{P_1 - P_2}{P_2 - P_3} \times 100 \quad (3)$$

onde U% é a porcentagem de umidade com base em peso seco, P<sub>1</sub> é o peso da amostra úmida, P<sub>2</sub> o peso da amostra seca e P<sub>3</sub> o peso do recipiente. O peso da amostra seca foi obtido antes do início de cada ensaio. Em cada experimento, o sensor foi pesado para que o seu peso pudesse ser desconsiderado nos resultados.

Para analisar o desempenho do sensor ensaiado, verificou-se a variação da capacitância elétrica com o teor de umidade do solo. A capacitância foi calculada a partir da Eq. 4, definida como:

$$C = \frac{1}{2\pi f Z_c j} \quad (4)$$

onde  $C$  é a capacitância elétrica,  $f$  a frequência de excitação do circuito em Hertz e  $Z_c$  é a impedância do circuito.

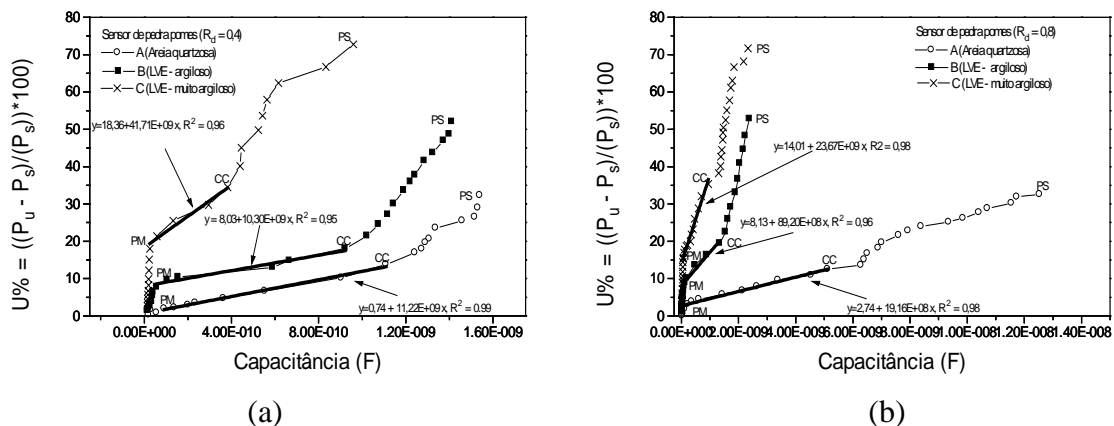
Com os dados obtidos, construiu-se as curvas para cada tipo de solo e sensor ensaiado, relacionando-se o teor de umidade com a capacitância do sensor. Os resultados experimentais obtidas são apresentadas a seguir.

### 3.1 Sensor com dielétrico de pedra pomes

No primeiro experimento, utilizou-se o sensor 1 instalado nos três tipos de solos. Com o objetivo de verificar a influência do fator geométrico no comportamento do sensor, também foram realizados ensaios com o sensor 2.

Segundo os resultados apresentados por Rende (1999), é possível inferir que a variação da tensão no sensor deve-se quase que exclusivamente ao potencial matricial. Este fato concorda com a teoria, visto que sensores capacitivos quando instalados no solo entram em equilíbrio com o potencial matricial do solo e não com o teor de umidade presente no solo.

Para melhor analisar o desempenho dos sensores testados, verificou-se a variação da capacitância elétrica do sensor com a umidade do solo. Os resultados são apresentados na Fig.3. Verifica-se que somente nos ensaios conduzidos em areia quartzosa há uma relação quase linear entre a capacitância e o teor de umidade presente no solo, como sugerido pela Eq. 1. Este comportamento, deve-se ao fato de que, em solos arenosos onde há predominância de água livre, a constante dielétrica que é medida pela capacitância, é diretamente proporcional ao conteúdo de água presente no solo (Gomide, 1998).



**Figura 3.** Relação entre a capacitância e a porcentagem de umidade com base em peso seco presente no solo para o sensor construído com dielétrico de pedra pomes. (a)  $R_d = 0,4$  e (b)  $R_d = 0,8$ . (PS = Ponto de Saturação, CC = Capacidade de Campo, PM = Ponto de Murcha Permanente)

Um outro ponto a ser considerado é que nas curvas apresentadas na Fig. 3, no intervalo compreendido entre a capacidade de campo (CC) e o ponto de murcha permanente (PM), a relação entre a capacitância e o teor de umidade presente no solo é linear. Esta região constitui a de maior interesse para a agricultura, pois, é neste intervalo que se situa a água disponível para o desenvolvimento das plantas. Considerando este fato, pode-se afirmar que os sensores capacitivos são adequados para monitorar o teor de umidade presente no solo em um dado instante, devido a ele apresentar uma relação linear entre a capacitância fornecida pelo sensor e o teor de umidade no solo na região útil, na qual há necessidade de controlar a disponibilidade de água para o perfeito desenvolvimento das plantas.

Nesta região, além da vantagem da resposta do sensor ser linear, também, este apresenta uma boa sensibilidade. Quando se tem uma curva de calibração que relacione o sinal de entrada,  $V_{\text{sensor}}$  ou capacitância, com o sinal de saída, porcentagem de umidade, como apresentado na Fig.3, a sensibilidade do instrumento pode ser definida como sendo a inclinação da curva de calibração (Doebelin, 1983). Isto é:

$$S = \frac{\Delta q_o}{\Delta q_i} \quad (5)$$

onde  $S$  é a sensibilidade,  $\Delta q_o$  é a variação do sinal de saída e  $\Delta q_i$  é a variação do sinal de entrada.

Portanto ao se observar as curvas apresentadas na Fig. 3, no intervalo entre a capacidade de campo e o ponto de murcha permanente, tem-se que a inclinação da reta para a região é dada por  $dU\%/dC$ , onde  $dU\%$  representa a variação do sinal de entrada do sensor e  $dC$  é a variação do sinal de saída do sensor. Contudo a sensibilidade do sensor é dada como sendo  $dC/dU\%$ , assim tem-se que:

$$S = \frac{1}{dU\%/dC} \quad (6)$$

Através da Eq. 6 é possível calcular a sensibilidade dos sensores. As sensibilidades são apresentadas na Tabela 3.

**Tabela 3.** Sensibilidade dos sensores de pedra pomes na região entre a capacidade de campo (CC) e o ponto de murcha permanente (PM)

Sensor	$R_d$	S em areia quartzosa	S em solo argiloso	S em solo muito argiloso
1	0,4	0,89E-10	0,91E-10	0,24E-10
2	0,8	5,22E-10	1,12E-10	0,42E-10

Como pode ser observado através da Tabela 3, o sensor 1 apresentou sensibilidades aproximadamente iguais em areia quartzosa e em solo argiloso, e uma menor sensibilidade em solo muito argiloso. Através destes resultados é possível verificar que a sensibilidade deste sensor não é função única e exclusiva do teor de umidade do solo, pois, no intervalo compreendido entre CC e PM, a quantidade de água presente é sensivelmente mais elevada no solo muito argiloso, quando comparada com o solo argiloso e a areia quartzosa.

A sensibilidade do sensor está relacionada com a água livre presente no solo. Devido a polaridade da molécula de água, esta tende a ser atraída pelas partículas de argila presente no solo, e conseqüentemente, há uma competição pela água entre o solo e o sensor (Brady, 1989). Em solos arenosos, no caso em estudo a areia quartzosa, esta competição é minimizada, e conseqüentemente há o predomínio de água livre nestes solos, o que resulta em uma maior sensibilidade do sensor.

As sensibilidades obtidas com o sensor 2, apresentaram maiores valores para o solo de areia quartzosa e diminuem a proporção em que o solo torna-se mais argiloso. Este fato é mais evidente que o observado pelo sensor 1.

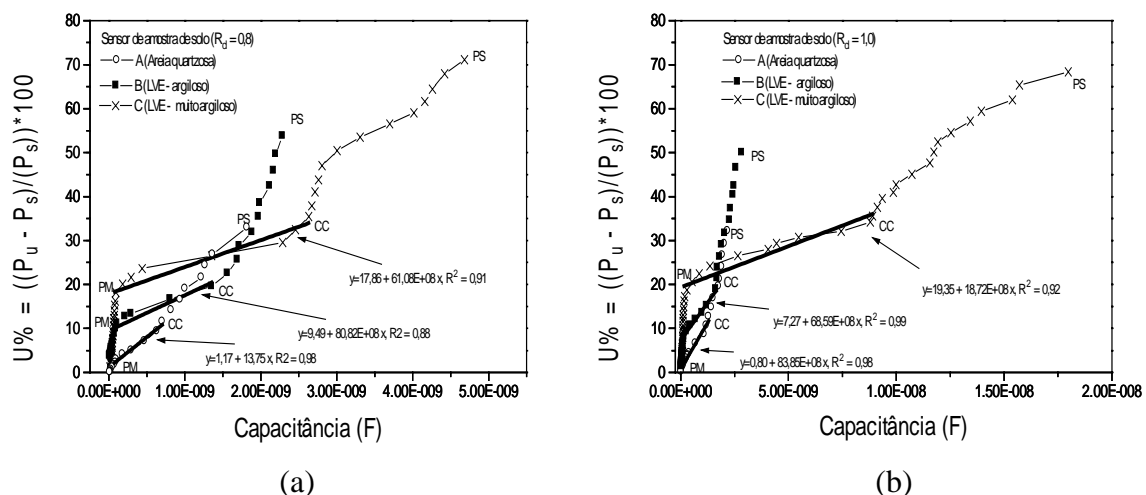
Outro fator importante a ser considerado, trata-se de que os sensores construídos com dielétrico de pedra pomes com  $R_d = 0,8$ , apresentam uma maior sensibilidade nos três tipos de solos utilizados, quando comparados com o sensor de pedra pomes com  $R_d = 0,4$ .

Isto deve-se ao fato do sensor de pedra pomes com  $R_d = 0,4$ , apresentar um comportamento do campo elétrico com características quase tridimensionais, devido a pequena razão existente entre a distância das placas do capacitor e o diâmetro das mesmas, induzindo um efeito de bordas no comportamento do sensor, que, intuitivamente, pode ser significativo. Assim, conjectura-se que o sensor 2, apresenta dimensões adequadas para um sensor capacitivo, cujo comportamento apresenta características bidimensionais.

### 3.2 Sensor com dielétrico de amostra de solo

Neste segundo grupo de ensaios, utilizou-se sensores construídos com dielétrico de amostra de solo, os quais foram constituídos em cada experimento pelo próprio solo a ser analisado. Por exemplo, nos ensaios conduzidos em areia quartzosa, utilizou-se como dielétrico do sensor a própria areia quartzosa. Foram testados os sensores 3 e 4.

Na Fig. 4, são plotados os gráficos que relacionam a porcentagem de umidade com base em peso seco do solo e capacitância elétrica dos sensores.



**Figura 3.** Relação entre a capacitância e a porcentagem de umidade com base em peso seco presente no solo para o sensor construído com dielétrico de pedra pomes. (a)  $R_d = 0,4$  e (b)  $R_d = 0,8$ . (PS = Ponto de Saturação, CC = Capacidade de Campo, PM = Ponto de Murcha Permanente)

Considerando-se as inclinações dadas pelas curvas de ajuste para a região entre o ponto de capacidade de campo (CC) e ponto de murcha permanente (PM), e utilizando-se a Eq. 6, obtém-se as sensibilidades apresentadas pelo sensores de amostra de solo. As sensibilidades dos sensores são apresentadas na Tabela 4.

É possível observar pela Tabela 4, que os sensores apresentam maior sensibilidade nos ensaios conduzidos em solo muito argiloso e diminui gradualmente quando os solos se tornam mais arenosos. Como já evidenciado anteriormente, na região compreendida entre CC e PM, a sensibilidade do sensor é determinada pela água livre presente no solo, que é menor em solos com elevados teores de argila. Mas esta consideração é válida quando são utilizados sensores construídos com dielétricos de meios porosos diferentes do solo, como por exemplo pedra pomes. Neste caso há competição pela água presente no solo entre o sensor e o próprio solo. Esta competição é mais acentuada em solos com elevados teores de argila, com conseqüente diminuição da sensibilidade do sensor.

Quando utilizados sensores com dielétricos de amostras do próprio solo, esta competição é inexistente e portanto devido a maior presença de água no sensor de solo muito argiloso, este apresenta uma maior sensibilidade quando comparado com os demais.

**Tabela 4.** Sensibilidade dos sensores de amostra de solo na região entre a capacidade de campo (CC) e o ponto de murcha permanente (PM).

Sensor	$R_d$	S em areia quartzosa	S em solo argiloso	S em solo muito argiloso
3	0,8	0,73E-11	1,24E-10	1,64E-10
4	1,0	1,16E-10	1,46E-10	5,34E-10

De modo semelhante aos sensores de pedra pomes, estes sensores de amostra de solo apresentaram maiores sensibilidades com o aumento do fator  $R_d$ . A argumentação para tal comportamento é a mesma apresentada anteriormente para os sensores de pedra pomes, relacionada com as características geométricas destes. Portanto, no caso do sensores de dielétrico de amostra de solo com  $R_d = 0,8$ , os efeitos de bordas são mais significativos, diminuindo a homogeneização na distribuição do teor de água no sensor, mascarando, assim, a sensibilidade do sensor, pois existe uma maior interferência na relação entre o teor de água no solo e a capacitância. Este efeito é menos significativo quando os sensores apresenta  $R_d$  maiores.

Com base nos resultados obtidos, pode-se inferir que os sensores capacitivos testados neste trabalho, podem ser utilizados com sucesso no monitoramento da umidade do solo, sendo necessário para tanto, o levantamento de curvas de calibração específica para cada tipo de solo.

Como já mencionado, a utilização de métodos que relacionam uma grandeza física, no caso a capacitância, com a variação da umidade que se deseja determinar apresenta algumas vantagens em relação aos outros métodos existentes. Estes procedimentos permitem o monitoramento em tempo real da umidade do solo, e também possibilitam a determinação da água que está prontamente disponível para o desenvolvimento das plantas.

#### 4. CONCLUSÕES

Desenvolveu-se este trabalho com o intuito de compreender o funcionamento de sensores capacitivos construídos com diferentes dielétricos. Foram levantadas curvas que relacionam a capacitância dos sensores em função da porcentagem de umidade com base em peso seco presente no solo, para três tipos de solos e para sensores com diferentes dielétricos e características geométricas. Estas curvas permitiram obter as sensibilidades dos sensores e os intervalos de teor de umidade do solo que os sensores possuem um comportamento linear.

Todos os sensores, independente do meio dielétrico utilizado e de sua dimensão, apresentaram uma relação linear entre a capacitância elétrica fornecida pelos sensores e os teores de umidade do solo, no intervalo compreendido entre a capacidade de campo (CC) e o ponto de murcha permanente (PM). Nesta região, os sensores de maiores dimensões apresentaram maiores sensibilidades, quando comparados com os menores.

Outro aspecto importante que os resultados permitiram inferir, é que, a sensibilidade dos sensores de pedra pomes é determinada pela água livre presente no solo, que pode ser considerada função da presença de argila no solo. Este fato é válido somente quando são utilizados sensores construídos com dielétricos de meios porosos diferentes do solo. Neste caso há competição pela água presente no solo entre o sensor e o próprio solo, sendo mais acentuada em solos com elevados teores de argila, com conseqüente diminuição da sensibilidade do sensor.

Também é importante salientar que o comportamento dos sensores capacitivos é característico para cada tipo de solo, sendo necessário levantar uma curva de calibração específica para cada solo.

## 5. REFERÊNCIAS

- Bernardo. S., 1998, "Irrigação e produtividade", Anais do XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, Poços de Caldas, MG, Brasil, pp. 117-132.
- Brady, N. C., 1989, "Natureza e propriedades dos solos" – 7ª ed., Rio de Janeiro, Freitas Bastos. 878 p.
- Carter, V. H. e Conway, S., 1984, "Como predizer datas e dados sobre a irrigação com medidor de umidade de partículas de nêutrons", ITEM – Irrigação e Tecnologia Moderna, 18 : 14-20.
- Dantas, R., T. e Rao, T., V., R., 1994, "Monitoramento da deficiência hídrica na cultura do milho com o termômetro infravermelho", Pesq. Agropec. Bras. Brasília, v. 29, nº 11, pp. 1743-1749.
- Doebelin, O., E., 1983, "Generalized performance characteristics of instruments", In: Measurement systems: Application and design, - 3º ed. McGraw-Hill, pp. 37-210.
- Gomide, R. L., 1998, "Monitoramento para o manejo da irrigação: instrumentação, automação e métodos", Anais do XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, Poços de Caldas, MG, Brasil, pp. 133-216.
- Hayt, W., H., Jr., 1983, "Eletromagnetismo", 3ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda.
- Reichardt, K., 1985, "Processos de transferência no sistema solo-planta-atmosfera", - 4ª ed., Campinas, Fundação Cargill, 445 p.
- Rende, A. e Biage, M., 2000, "Characterization of capacitive sensors for measurements of the humidity in irrigated soils". Revista Brasileira de Ciências Mecânicas. In print.
- Rende, A., 1999, "Desenvolvimento de um protótipo para monitorar a umidade do solo: qualificação do comportamento de um sensor capacitivo". Tese de Mestrado - Faculdade de Engenharia Mecânica de Uberlândia :UFU, 103 p.

# CONTROLE DE VIBRAÇÕES USANDO LÓGICA FUZZY COM REGRAS OTIMIZADAS POR ALGORITMOS GENÉTICOS

**Rafael Luís Teixeira**

**Prof. Dr. José Francisco Ribeiro**

Laboratório de Sistemas Mecânico, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia  
Av. João Naves de Ávila, 2160 – Campus Santa Monica – Cep 38400.089 - Uberlândia, MG, Brasil  
E-mails: rafael@mecanica.ufu.br jribeiro@mecanica.ufu.br

## Resumo

A Lógica Fuzzy é uma técnica moderna de controle que permite trabalhar com sistemas complexos, não lineares, variantes no tempo e que dispensa o conhecimento preciso dos modelos matemáticos envolvidos. Em contrapartida é indispensável que se tenha um entendimento heurístico do sistema a ser controlado, conhecimento este materializado no conjunto de regras do controlador fuzzy. O estabelecimento do conjunto de regras, que normalmente é construído a partir da experiência do operador (ou usuário) do sistema, é tarefa fundamental no projeto do controlador fuzzy. Este trabalho propõe um método de otimização do conjunto de regras via Algoritmos Genéticos. O procedimento parte de um conjunto inicial de regras e pondera cada regra de acordo com sua importância na minimização de um índice de desempenho arbitrado. Apenas as regras mais importantes são retidas no controlador. Os controladores propostos são avaliados numericamente e experimentalmente no controle de um sistema mecânico vibratório de 1 gdl e os resultados obtidos mostram a potencialidade e a eficiência do método.

## Abstract

The fuzzy logic is the technique of modern control for complex, nonlinear and time varying systems. The knowledge of the mathematical models of the plant is not necessary in this technique but the heuristic knowledge of the plant, represented by a set of rules, is necessary. The set of rules, usually built by the expert human, represents the important task for the project of the fuzzy controller. This work proposes an optimization method of the set of rules using Genetic Algorithms (GA's). In the numerical procedure, a set of initial rules is generated and each rule is evaluated by the controller and the best set of rules is used by the fuzzy controller. The proposed fuzzy controller is evaluated numeric and experimentally for the control of a vibratory mechanical system of one degree of freedom and the results show the potentiality and efficiency of the optimization method.



## 1. INTRODUÇÃO

O controle de sistemas físicos tem evoluído rapidamente nos últimos anos, devido ao uso de controladores digitais através das técnicas de Inteligência Artificial. Os Controladores baseados em Lógica Fuzzy, introduzidos por Lofti A. Zadeh (Universidade da Califórnia – Berkeley) em 1965, é um exemplo disto. Tais controladores aplicam em áreas onde decisões objetivas precisam ser tomadas a partir de um conjunto de informações muitas vezes vagas, imprecisas e não adequadamente quantificadas. Nos sistemas fuzzy as incertezas são expressas em variáveis lingüísticas (Ex: muito, pouco, baixo, forte, fraco, quente, frio, etc). A tecnologia fuzzy é natural e intuitiva na sua formulação, pois tenta imitar o comportamento consciente ou a estratégia de controle de um operador humano. Pode ser aplicada a sistemas lineares e não lineares, é de baixo custo e de fácil implementação, apresentando boas características de robustez a incertezas ou variações paramétricas.

A eficiência dos modelos fuzzy, ou seja, a capacidade de mapeamento entre as entradas e saídas de um sistema, depende da escolha de uma série de parâmetros que definem, entre outras coisas, a natureza dos conjuntos fuzzy envolvidos, o universo de variação das variáveis de entrada e saída, a base de regras empregada, os mecanismos de inferência utilizados, etc. Todavia no projeto de um controlador fuzzy a maior dificuldade está no estabelecimento do conjunto de regras, que normalmente são construídas com base na experiência e intuição de um especialista. Estas regras relacionam as entradas com as saídas e, em sistemas não lineares, variantes no tempo e instáveis, com muitas entradas e muitas saídas, a definição do conjunto de regras se torna uma tarefa não muito trivial e um grande desafio. Uma questão crítica é o grande número de combinações que podem ocorrer no projeto de controladores fuzzy, especialmente quando o sistema apresenta muitas variáveis lingüísticas e muitas funções de pertinência. Quanto maior o número de regras, maior será o tempo computacional de processamento, podendo inviabilizar o uso em tempo real do controlador. Há, portanto, um compromisso entre o número de regras, a velocidade de processamento e o desempenho esperado para o controlador.

Uma técnica que tem sido utilizada com frequência, no intuito de otimização de sistemas, são os Algoritmos Genéticos (AG), cujos conceitos básicos foram desenvolvidos por Holland [1992]. Os algoritmos evolutivos são métodos baseados na seleção natural pela sobrevivência, conforme a teoria de Charles Darwin, que considera na evolução das gerações cruzamentos e mutações. A formulação matemática desta evolução configura o algoritmo genético.

Dentro das perspectivas de que os Sistemas Fuzzy, envolvem variáveis de projeto passíveis de otimização, segundo critérios de desempenho estabelecidos, os AG tem sido empregados como ferramentas de otimização no projeto de controladores fuzzy, tanto otimizando o conjunto de regras, conforme Baitinger *et al.* [1993] e Yván *et al.* [1999], como na escolha ótima das funções de pertinência, segundo Homaifar *et al.* [1995] .

Este trabalho propõe um procedimento que - via algoritmos genéticos - hierarquiza as regras de um controlador fuzzy, de acordo com o grau de importância de cada uma no desempenho do sistema, segundo um critério de desempenho estabelecido. Assim é possível extrair de um conjunto grande de regras um conjunto menor, com as regras mais importantes, facilitando a implementação física do controlador. Este trabalho está assim organizado: na seção 2 são apresentados os fundamentos do algoritmo genético e sua utilização no problema em questão, na seção 3 é apresentado o aparato experimental onde o procedimento proposto é avaliado, na seção 4 são apresentados os resultados dos ensaios realizados e na última seção apresenta as conclusões e desdobramentos.

## 2. O ALGORITMO GENÉTICO E O CONTROLADOR FUZZY

O controlador fuzzy envolve na sua formulação, a definição de um conjunto de variáveis lingüísticas, relacionadas por operadores lógicos (e/ou) através de sentenças gramaticais (se/então), que configuram as regras do controlador. Um exemplo típico de regra é:

1. **SE** [ Deslocamento é *Z* ] **E** [ Velocidade é *PG* ] **ENTÃO** [ Controle é *NG* ]
2. **SE** [ Deslocamento é *NG* ] **OU** [ Velocidade é *NB* ] **ENTÃO** [ Controle é *PB* ] .....

A coleção de regras é chamada base de regras. Elas são normalmente constituídas de duas parcelas, uma relacionada a condição **SE**, que é a parte antecedente da regra, e outra a condição **ENTÃO**, que é a parcela conseqüente da regra. As variáveis *Z*, *NG*, *PG*, *NG* e *PB* são variáveis lingüísticas associadas às palavras Zero, Negativo Grande, Positivo Grande, Negativo Grande e Positivo Baixo, respectivamente. Assim, nas regras do controlador fuzzy “os números são substituídos por palavras e as equações por sentenças gramaticais”.

A escolha das variáveis lingüísticas e a forma matemática associadas a estas variáveis (denominadas funções de pertinência), são importantes instrumentos de projeto na construção dos controladores fuzzy. A eficiência destes controladores depende também do mecanismo utilizado na inferência (associados aos conectivos **E** / **OU**) e na forma de agregação de todas as regras para gerar a(s) saída(s) do controlador, segundo Tsoukalas e Uhrig [1997].

Uma das maiores dificuldades no controlador fuzzy, no entanto, é a elaboração das regras e o estabelecimento do número de regras adequadas, para formarem a base de regras do controlador.

Propõe-se neste trabalho uma estratégia de otimização da base de regras usando programação genética. Seja, por exemplo, uma base com 49 regras como mostra a Tabela 01. Para cada campo definido por uma regra atribui-se um peso, que pondera a importância daquela regra dentro do conjunto de regras. O algoritmo genético busca a melhor valor para estes pesos segundo uma função de otimização estabelecida pelo projetista. Cada peso é codificado numa palavra binária de *n* bits, configurando um gene do indivíduo. No exemplo em questão, se cada peso for descrito por uma palavra de 5 bits então o cromossomo terá 245 bits como ilustra na Tabela 1.

Tabela 01 : Base de regras inicial e representação binária do peso de cada regra para formação de um indivíduo

		DESLOCAMENTO												
		NG	NM	NB	Z	PB	PM	PG						
VELOCIDADE	NG	NM	Z	NG	Z	PM	PB	PM	1ª regra	1	1	0	0	0
	NM	PB	PM	PB	PM	PB	PM	PM	2ª regra	1	0	1	0	1
	NB	PB	NG	PM	PM	PB	PB	PM	3ª regra	1	1	1	0	1
	Z	NB	PM	PM	Z	PB	PG	PB	4ª regra	0	0	0	1	1
	PB	NM	PG	NB	PM	PB	PB	PG	.....					
	PM	NM	PB	NG	NM	Z	PB	PB	47ª regra	0	1	0	1	0
	PG	NB	PM	NG	NB	NM	NG	NB	48ª regra	0	1	1	1	1
									49ª regra	0	0	0	0	1
1 cromossomo ( 1 indivíduo ) = 49 genes ( 49 pesos ) = 245 bits ( 245 alelos )														
										.....				

Portanto o valor inteiro de cada peso varia, neste exemplo, de 0 à 31, correspondendo aos genes [ 00000 ] e [ 11111 ].

Considerando a base de regras da tabela 01, que foi arbitrada sem nenhuma consideração física preliminar, o algoritmo genético parte de uma população inicial aleatória de indivíduos (cromossomos), isto é, várias palavras de 245 bits, cada um representando um conjunto de pesos diferentes. Cada indivíduo é avaliado segundo a seguinte função do erro quadrático:

$$Erro = \frac{1}{2} \sum_k (\Phi_{AG}(k) - \Phi_{ótimo}(k))^2 \quad (1)$$

onde  $\phi_{ótimo}$  é definido pelo projetista, a partir da resposta desejada para o sistema a ser controlado.

Após obter o aptidão (*fitness*) de cada indivíduo, seleciona-se os mais aptos, que são os que minimizam o erro quadrático da Equação 01. Os demais indivíduos são extintos. Com os indivíduos selecionados, escolhe-se ao acaso, n pares de indivíduos para sofrerem cruzamento. Por exemplo, sejam dois indivíduos de 25 bits escolhidos para o cruzamento. A estratégia do algoritmo genético, para cada cruzamento, é escolher aleatoriamente um ponto da palavra binária, para então trocar o material genético entre os indivíduos, como ilustrado na Figura 01. Este novo conjunto de indivíduos serão também avaliados pelo AG.

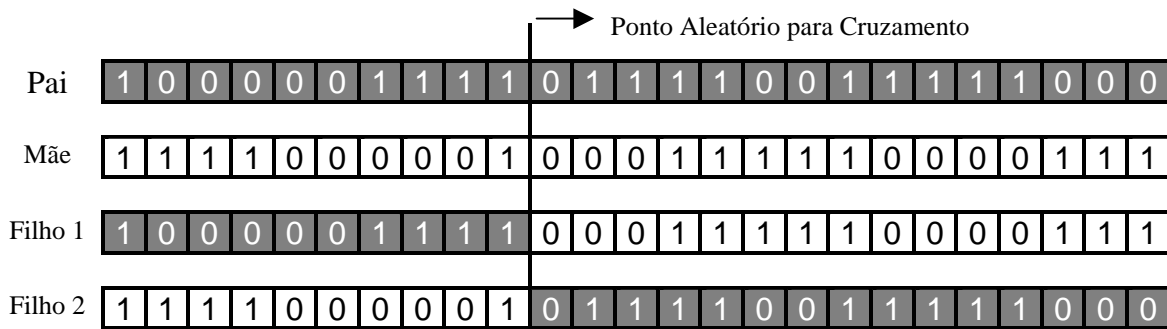


Figura 01. Esquema utilizado pelo Algoritmo Genético para realização dos Cruzamentos

Feito os cruzamento e obtido o aptidão dos descendentes, basta ao algoritmo genético realizar as mutações, com intuito de imitar as leis naturais da teoria da evolução. A mutação ocorre em n indivíduos escolhidos aleatoriamente, e consiste na troca de um ou mais bits (alelos), também escolhido ao acaso. Por exemplo, seja um indivíduo escolhido para sofrer mutação do 4º e 22º alelo (bit). Basta trocar esses alelos, se for 1 troca-se por 0 e vice e versa, conforme mostra a figura 02.

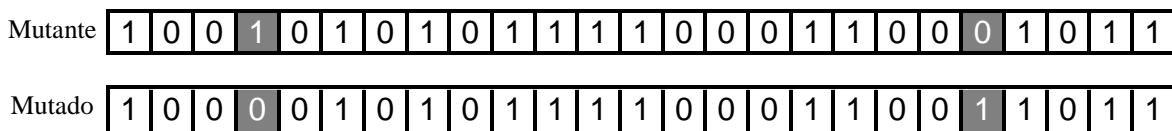


Figura 02. Esquema utilizado pelo Algoritmo Genético para realização das Mutações

Com isso o processo se repete através das gerações sucessivas. Para cada geração é feito a devida seleção natural, os cruzamentos e as mutações.

O procedimento se encerra quando um erro mínimo definido pelo projetista é atingido.

### 3. O SISTEMA VIBRATÓRIO A SER CONTROLADO

Para testar o procedimento de seleção de regras proposto, foi construído um sistema vibratório com 1 gdl., segundo Abreu *et al.* [1999]. Tal sistema é composto por uma mesa vibratória sujeita à ação de um atuador eletromagnético. A mesa é instrumentada com um sensor de proximidade, que gera informações dos deslocamentos laterais. Estas informações são usadas pelo controlador fuzzy, que gera as ações de comandos. Os sinais de comandos são enviados para um driver de corrente que alimenta um transdutor eletromagnético, que por sua vez, transforma o sinal de entrada em forças eletromagnéticas de controle. O controlador é implementado num microcomputador PC, conforme ilustra a figura abaixo.

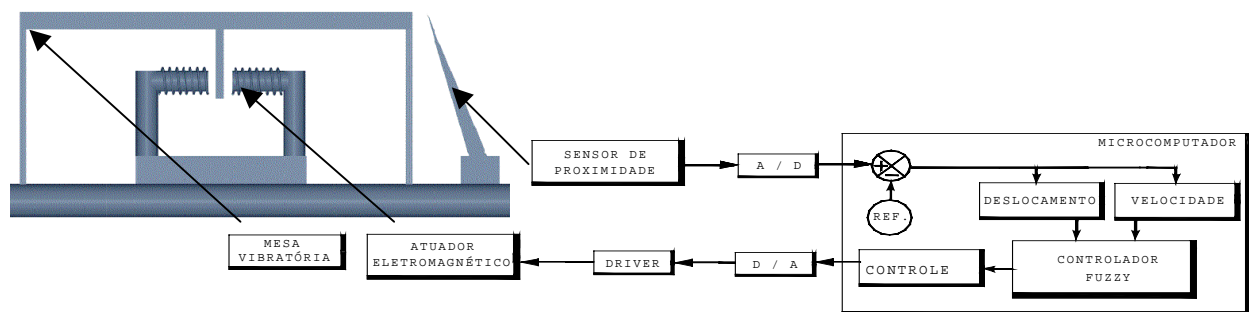


Figura 03: Componentes do sistema vibratório

O problema em questão é introduzir um amortecimento no sistema vibratório utilizando controladores fuzzy. Para tanto definiu-se 7 funções de pertinência, tanto para as 2 entradas (deslocamento e velocidade), como para saída (força de controle), todas representadas por curvas gaussianas. Cada variável de E/S foi classificada em 7 variáveis lingüísticas: Negativo Grande (NG), Negativo Médio (NM), Negativo Baixo (NB), Zero (Z), Positivo Baixo (PB), Positivo Médio (PM) e Positivo Grande (PG). O universo do discurso de cada parâmetro, isto é, o domínio de variação de cada parâmetro, foi escolhido dentro de valores reais permitido para a planta.

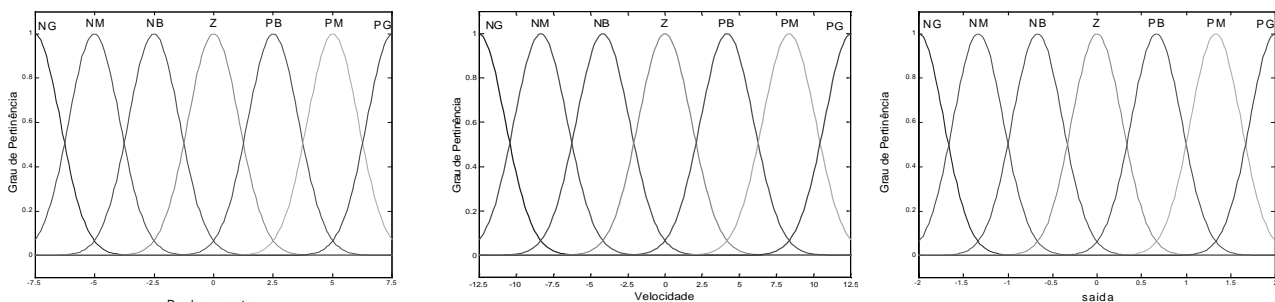


Figura 04. Curvas de Pertinência das entradas e saída do Controlador Fuzzy

O controlador utilizado é do tipo Mandani, onde a Implicação é feita com operador MIN (mínimo dos máximos), a Agregação utiliza o MAX (máximo dos mínimos), e a Defuzzificação é obtida através do cálculo do centróide. A matriz de regras inicial utilizada foi a mostrada na tabela 01. Definido estes conjuntos de variáveis do controlador, utilizou-se o AG, para otimizar o conjunto de regras.

#### 4. RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS

A estratégia de otimização do AG demanda a seleção da função  $\phi_{\text{ótimo}}$ . Neste trabalho, adotou-se o perfil que representa o deslocamento desejado de um sistema de 2ª ordem com uma condição inicial dada, ilustrado na Figura 05. Para investigar a convergência foi preciso avaliada Equação 01, para todos os indivíduos de cada geração da evolução. Para isto foi desenvolvido um programa em Matlab, cujo fluxograma é mostrado na figura 05.

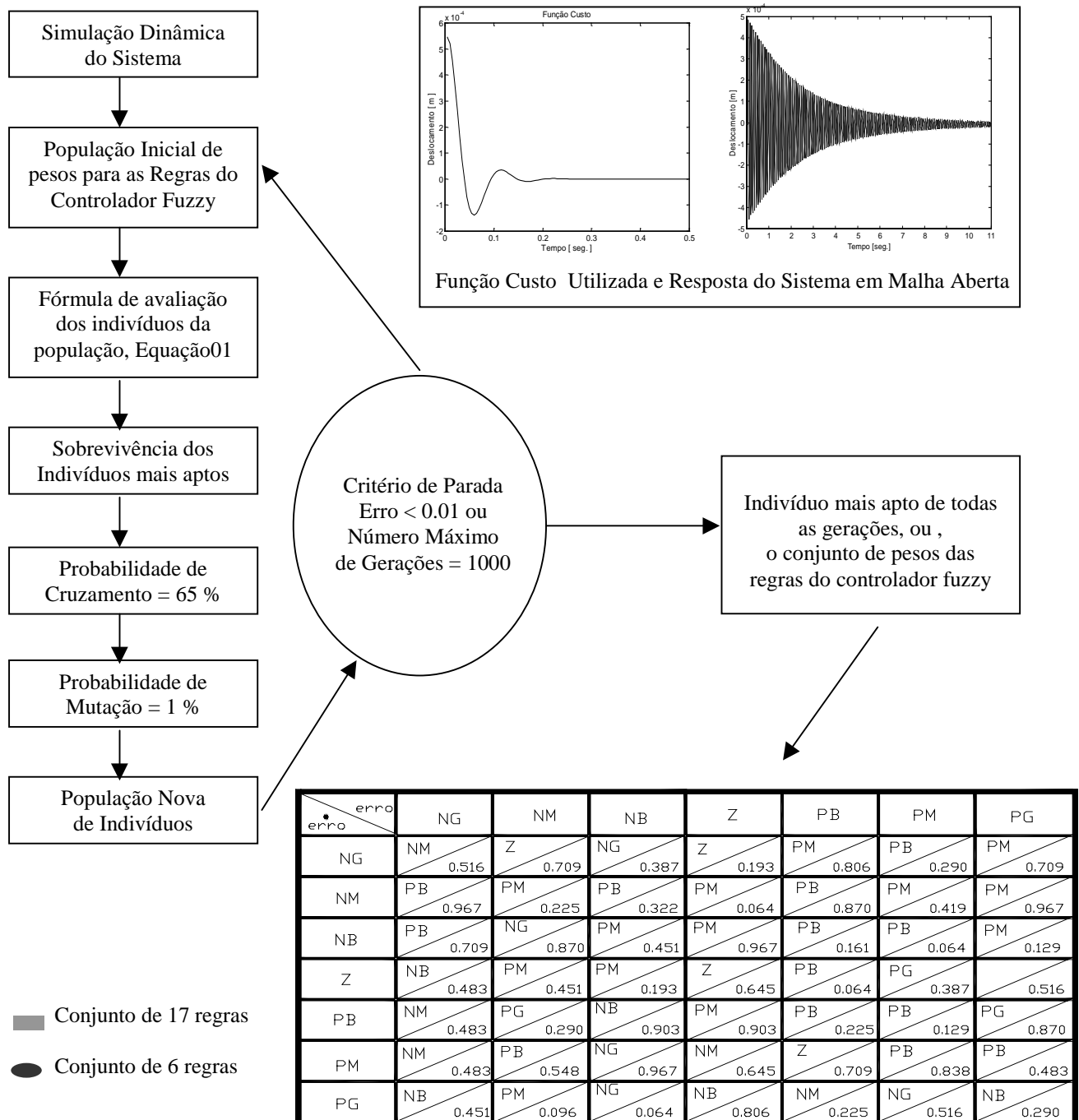


Figura 05: Fluxograma do Algoritmo Proposto, Função Custo e Resposta do Sistema em Malha Aberta e Diagrama das Regras com os Pesos Otimizados

Em posse do conjunto de regras com seus pesos otimizados, foi simulado e ensaiado experimentalmente, o controlador proposto, com diferentes números de regras. Isto é ilustrado na Figura 06.

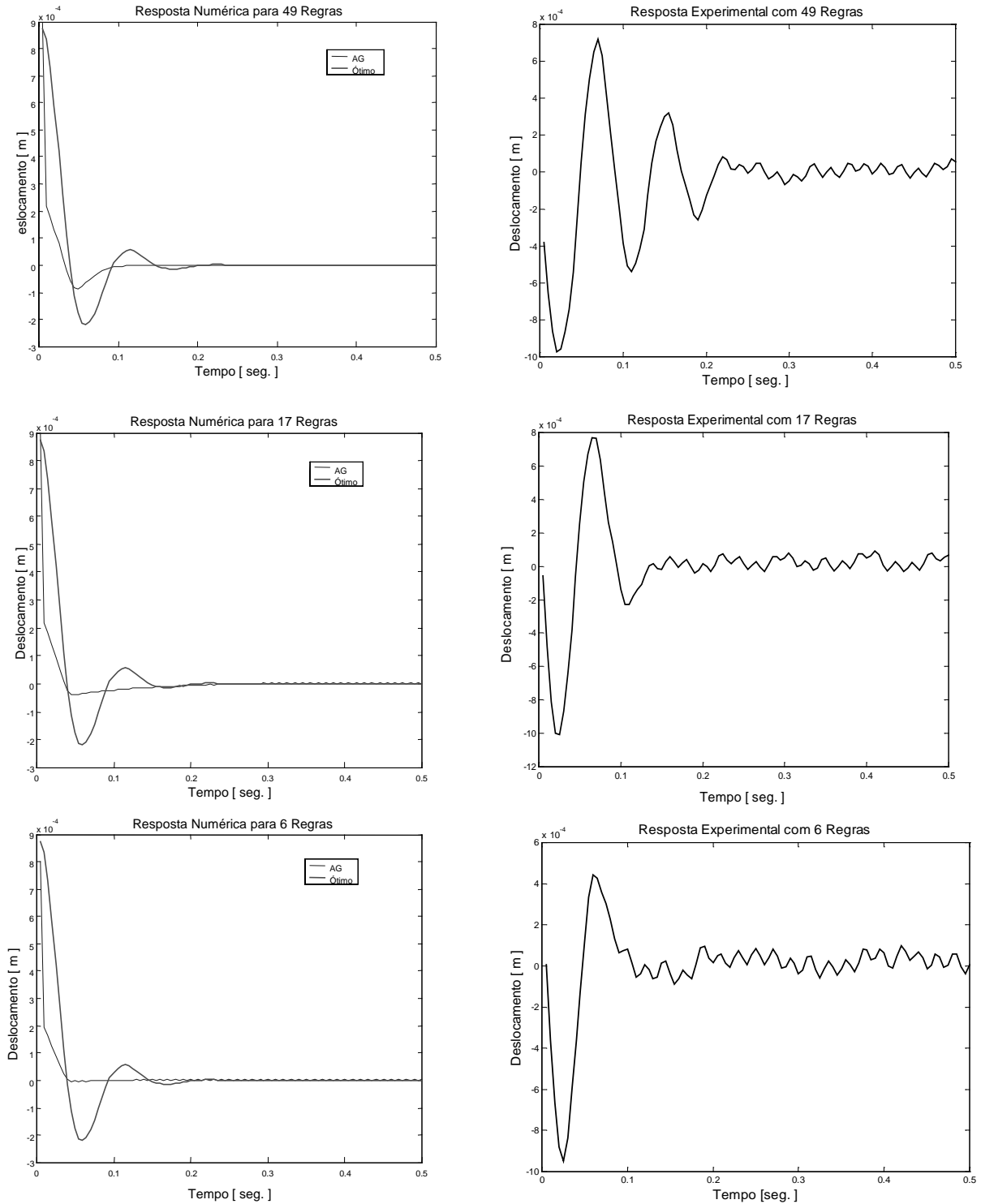


Figura 6 : Resposta Numérico e Experimental para o Controlador Proposto

Faz-se a seguir os comentários dos resultados obtidos.

## 5. CONCLUSÕES E DESDOBRAMENTOS

A análise das figuras revelam que o objetivo proposto, qual seja, introduzir amortecimento no sistema, foi plenamente satisfeito, o que pode ser comprovado quando se compara os resultados obtidos com a resposta do sistema em malha aberta ( Figura 05 ).

O tempo de acomodação do sistema foi reduzido de 11 seg. para 0.3 seg., para todos conjuntos de regras.

Observa-se a presença de um comportamento ruidoso, nos resultados experimentais, embora de pequenas amplitudes, em regime permanente. Isto já era esperado devido ao ruído do sensor, destacando que a velocidade, por limitação de hardware, foi obtida a partir de um sensor de posição.

Ressalta-se o excelente desempenho com um conjunto de regras relativamente pequeno (6 regras), o que significa em termos práticos economia de memória e aumento de velocidade de processamento.

Outro aspecto importante é que não houve preocupação preliminar em relação ao conjunto inicial de regras, ela foi definida de forma arbitrária. Caso tivesse usado algum conhecimento empírico do problema na construção da base de regras, os resultados poderiam ser ainda melhores dos que foram.

Como perspectiva para um futuro trabalho, pretende-se implementar um controlador fuzzy não somente com as regras otimizadas, mas também otimizando as funções de pertinência.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- Abreu, G. L. C. M., Ribeiro, J. F, *Amortecedores Ativos de Vibrações Baseados em Controladores Fuzzy*, 4o SBAI – Simpósio de Automação Inteligente, SP, pp. 376-381, setembro de 1999.
- Baitinger, U.G. , K. Kropp, *Optimization of fuzzy logic controller inference rules using a genetic algorithm*. Proceedings of 1st. European Congress on Fuzzy and Intelligent Technologies, v.2, p. 1090-1096, 1993.
- Holland J. H., *Genetic Algorithms*, Scientific America, Vol. 267, pp.66-72,1992.
- Homaifar, A, E. McCormick . *Simultaneous desing of membership functions and rule sers for fuzzy controllers using genetic algorithms*. IEEE Transactions on Fuzzy System, v.3, p. 129-139, 1995.
- Uhrig, R.E., Tsoukala, *The approaches of Neuro-Fuzzy in Engineering*, 1997.
- Yván J. Túpac, Marco Aurélio Pacheco, Marley Velasco, Ricardo Tanscheit, *Geração do conjunto de regras de interferência para um controlador nebuloso usando algoritmos genéticos*, 4o SBAI – Simpósio de Automação Inteligente, SP, Setembro de 1999.
- Zadeh, L. A., 1965, *Fuzzy Sets, Information and Control*, Vol. 8, pp. 338-353.

# COMPENSADOR CLÁSSICO APLICADO A UM SISTEMA DE ALAVANCA PARA ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES EM BAIXA FREQUÊNCIA

**Rodolfo de Sousa Santos**

**Clivaldo Silva de Araújo**

**Seyyed Said Dana**

Departamento de Tecnologia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, Campus I, CEP 58.059-900, João Pessoa - Pb - Brasil - e-mail: rseng@bol.com.br

## Resumo

Este trabalho apresenta uma análise sobre o desempenho dinâmico de um compensador clássico, aplicado a um sistema de alavanca para o isolamento de vibrações, submetido a controle ativo em baixa frequência. Inicialmente é feita a modelagem do sistema sob a forma de função de transferência. Em seguida, controle ativo composto de um motor de CC, sensor e parafuso sem-fim é aplicado ao sistema, obtendo-se uma realimentação e conseqüentemente melhorando sua performance. Após a aplicação do controle ativo, acrescentou-se ao sistema um compensador em avanço de fase associado a dois integradores. O sistema projetado foi simulado para diversas situações acima, quando submetido a um sinal de referência e a um distúrbio e os resultados são comparados usando a teoria clássica de controle.

Palavras-chave: Isolamento, Vibração, Controle, Compensador

## 1. INTRODUÇÃO

As vibrações que ocorrem em máquinas e estruturas é indesejável, pois causa o desconforto e insegurança para o homem. Estas devem ser eliminadas ou reduzidas ao máximo, através do isolamento de vibrações. Isolar com precisão as vibrações de um equipamento tem sido um objeto de constantes estudos. O controle do tipo passivo foi o primeiro passo no sentido de isolar vibrações, porém suas aplicações são muito restritas, portanto se faz necessário utilizar o controle ativo, uma vez que os resultados alcançados costumam ser extremamente vantajosos. Ho (1990), apresentou uma plataforma de isolamento de vibrações sem contato utilizando um amortecedor magnético. Sievers et al. (1988) investigaram o isolamento ativo de vibrações em máquinas sobre um único eixo de uma estrutura flexível. Reed (1988) discutiu o uso de um elemento puramente magnético como controle ativo para reduzir a aceleração de plataformas. Ross (1988) analisou o isolamento ativo do maquinário de plataformas de navio. Lurie et al. (1991) realizaram um estudo de suspensão ativa para o isolamento de vibração na indústria automobilística. Zhou et al. (1995) apresentaram um sistema para isolamento ativo de vibrações de base, através de um atuador eletromagnético. Dana (1997) realizou um estudo sobre o controle de vibração passiva em baixa frequência utilizando um sistema de alavanca.



## 2. DESCRIÇÃO DO MODELO

O modelo do sistema, representado na figura 1, consiste de uma barra de comprimento  $l$ , massa  $m_B$  e momento de inércia angular  $J_B$ . A barra é bi-apoiada nos pontos **A** e **B** com sistemas dotados de rigidez e amortecimento  $k_A$ ,  $k_B$ ,  $c_A$ , e  $c_B$ . Na extremidade **A**, está localizada uma massa absorvedora  $m_A$ , a qual tem a finalidade de fazer o contrabalanço com a massa  $m_i$  que se encontra na extremidade **C** da alavanca, na qual deseja-se isolar as vibrações. A posição da alavanca será variada pelo atuador em função da vibração recebida pela base e transmitida para a barra de forma a obter uma configuração que propicie um melhor isolamento da massa  $m_i$ , com relação a vibração de base.

Contudo para início do estudo, faz-se algumas hipóteses simplificadoras como: considerar que a barra seja rígida com massa concentrada em seu centro de massa; que esteja submetida a uma rotação no ponto **B** em relação ao plano da figura; que esteja submetida a uma translação vertical no ponto **B**; e que sofra pequenas oscilações.

Inicialmente fez-se um estudo com relação a rigidez e amortecimento viscoso do sistema de alavanca. A rigidez  $k_B$  e o amortecimento viscoso  $c_B$  foram escolhidos de maneira que se tenha um apoio rígido. A escolha da rigidez ( $k_A = 1800$  N/m) foi obtida baseado na deflexão estática máxima ( $\delta_{max} = 0,54$  m).

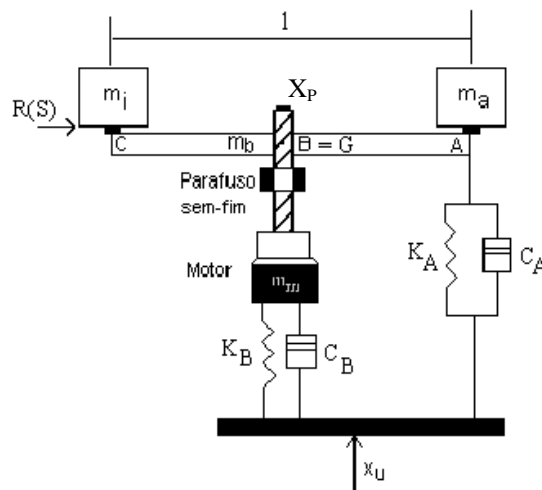


Figura 1. Sistema de alavanca

## 3. MODELAMENTO MATEMÁTICO

As equações do movimento (Thomsom, 1978), de translação  $x(t)$  e rotação  $\theta(t)$ , aplicadas ao sistema de alavanca representado na figura 1, são:

Somatório das forças na barra:

$$m\ddot{x}_G + k_A(x_A - x_U) + c_A(\dot{x}_A - \dot{x}_U) + k_B(x - x_U) + c_B(\dot{x} - \dot{x}_U) = 0 \quad (1)$$

Somatório dos momentos em relação ao ponto G:

$$J\ddot{\theta} + \left(\frac{1}{2}\right)c_A\dot{x} + \left(\frac{1}{2}\right)^2c_A\dot{\theta} + \left(\frac{1}{2}\right)k_Ax + \left(\frac{1}{2}\right)^2k_A\theta = \left(\frac{1}{2}\right)c_A\dot{x}_U + \left(\frac{1}{2}\right)k_Ax_U - \left(\frac{1}{2}\right)c_A\dot{x}_P - \left(\frac{1}{2}\right)k_Ax_P \quad (2)$$

onde:

$$\begin{aligned} x_A &= x + x_P + \left(\frac{1}{2}\right)\theta \\ x_C &= x + x_P - \left(\frac{1}{2}\right)\theta \end{aligned} \quad (3)$$

$$x_G = x + x_P$$

$x_P$  = Deslocamento vertical imposto ao ponto B da barra pelo controle ativo

$x_A$  = Deslocamento vertical do ponto A da barra

$x_C$  = Deslocamento vertical do ponto C da barra

$x_G$  = Deslocamento do centro de gravidade da barra

$x$  = Deslocamento vertical do motor

$\theta$  = Deslocamento angular da barra no ponto B.

$J$  = Momento de inércia do sistema de alavanca

$m$  = Massa total do sistema de alavanca

$x_U$  = Distúrbio aplicada à base do sistema de alavanca

Fazendo a substituição das Eqs. (3), na Eq. (1) e Eq. (2) encontraremos a seguinte equação na forma matricial:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_A + c_B) & \left(\frac{1}{2}\right)c_A \\ \left(\frac{1}{2}\right)c_A & \left(\frac{1}{2}\right)^2c_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_A + K_B) & \left(\frac{1}{2}\right)k_A \\ \left(\frac{1}{2}\right)k_A & \left(\frac{1}{2}\right)^2k_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \\ \begin{bmatrix} (c_A + c_B) & (k_A + K_B) & -m & -c_A & -k_A \\ \left(\frac{1}{2}\right)c_A & \left(\frac{1}{2}\right)k_A & 0 & -\left(\frac{1}{2}\right)c_A & -\left(\frac{1}{2}\right)k_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_U \\ x_U \\ \ddot{x}_P \\ \dot{x}_P \\ x_P \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

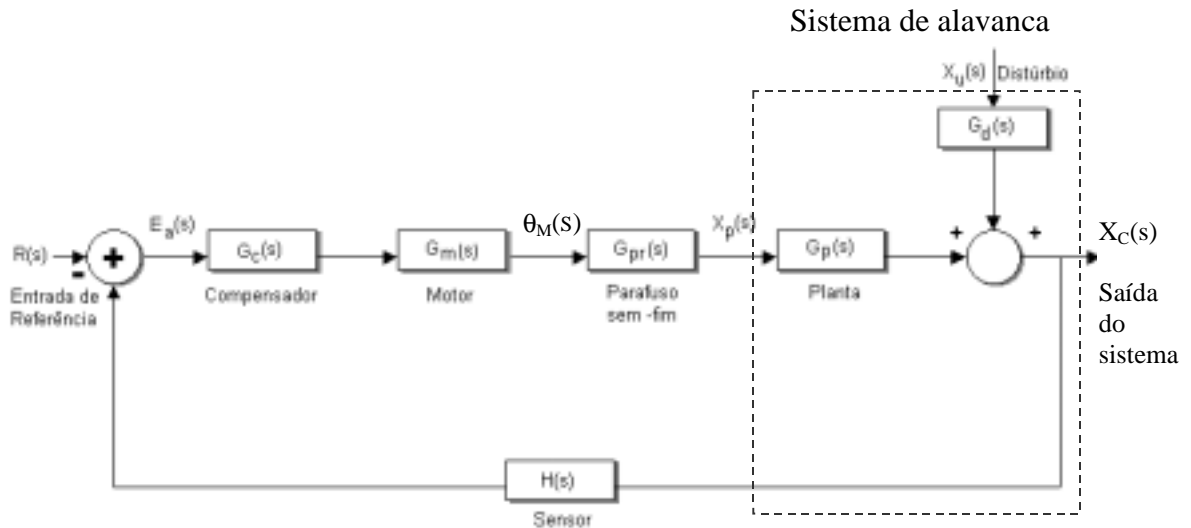
Tendo como saída  $x_C$  e como entradas  $x_U$  e  $x_P$  considerando todas as condições iniciais nulas, aplicando a transformada de Laplace (Ogata, 1993) na Eq. (4), encontraremos as seguintes funções de transferências para o sistema de alavanca submetido a um distúrbio,  $x_U$ , e a um deslocamento imposto ao ponto **B** da barra pelo controle ativo,  $x_P$ . As equações referentes aos valores de  $\alpha$ 's e  $\beta$ 's foram obtidas em Santos (1999).

$$Gr(s) = \frac{\beta_{20}s^4 + \beta_{21}s^3 + \beta_{22}s^2 + \beta_{23}s + \beta_{24}}{s^4 + \alpha_1s^3 + \alpha_2s^2 + \alpha_3s + \alpha_4} \quad (5)$$

$$G_d(s) = \frac{\beta_{11}s^3 + \beta_{12}s^2 + \beta_{13}s + \beta_{14}}{s^4 + \alpha_1s^3 + \alpha_2s^2 + \alpha_3s + \alpha_4} \quad (6)$$

#### 4. O SISTEMA DE CONTROLE

A figura 2, mostra a configuração do sistema completo, formado pelo sistema de alavanca, controle ativo (motor, parafuso sem-fim, sensor) e compensador.



**Figura 2.** Diagrama de blocos do sistema de alavanca completo

Utilizamos um motor de CC, funcionando como servo motor de imã permanente controlado por armadura cuja função de transferência (Kuo, 1995) é dada por:

$$G_M(s) = \frac{\Theta_m(s)}{E_a(s)} = \frac{\beta}{s^3 + \alpha_{m1}s^2 + \alpha_{m2}s} \quad (7)$$

onde:

$$\beta = \frac{K_m}{L_a J_{MC}}; \quad \alpha_{m1} = \frac{L_a c_{MC} + R_a J_{MC}}{L_a J_{MC}}; \quad \alpha_{m2} = \frac{R_a c_{MC} + K_m K_b}{L_a J_{MC}}$$

$K_m$  = Constante de torque do motor

$K_b$  = Constante de força contra-eletromotriz

$R_a$  = Resistência da armadura

$L_a$  = Indutância da Armadura

$J_{mc}$  = Momento de inércia do motor e da carga com relação ao eixo do motor

$c_{MC}$  = Atrito viscoso do motor e da carga em relação ao eixo do motor

O parafuso sem-fim converte o deslocamento angular  $\theta_m$  do eixo do motor em deslocamento longitudinal. Esta relação que é proporcional, é dada pelo passo de hélice do parafuso,  $L_p$ , cuja função de transferência é dada por:

$$G_p(s) = L_p \quad (8)$$

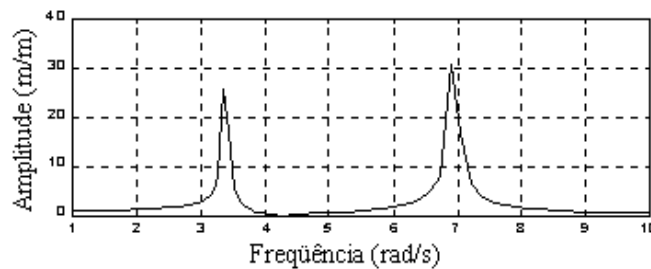
Para o sistema em análise, utilizamos um compensador *lead* associado a dois integradores, cuja função de transferência é dada por:

$$G_c(s) = K_c \frac{(s + a)}{(s + b)} * \frac{1}{s^2} \quad (9)$$

onde:

$K_c$  = Ganho do compensador;  $a$  = zero do sistema;  $b$  = pólo do sistema

## 5. ANÁLISE E RESULTADOS



**Figura 3.** Resposta em frequência do sistema de alavanca sem amortecimento

Os resultados obtidos foram realizados através de simulações numéricas, utilizando o programa Simulink do **MATLAB**.

A figura 3, mostra que o sistema de alavanca possui duas frequências naturais:  $\omega_1=3,3782$  rad/s e  $\omega_2=6,8222$  rad/s. Através do gráfico verifica-se que é necessário isolar a vibração de base do sistema de alavanca na faixa de frequência de [1 a 8] rad/s, pois deseja-se reduzir os picos de vibração nas frequências  $\omega_1$  e  $\omega_2$ .

O resultado apresentado na figura 4, mostra um amortecimento nas amplitudes de vibração causados pelo distúrbio movimento de base, admitindo que o sistema tenha referência zero. Analisando a figura 4, verifica-se que o sistema possui um tempo acomodação de 4,6 segundos e erro de estado permanente de 100%. Uma vez que os valores obtidos são considerados insatisfatórios para o isolamento de vibração, se faz necessário a implementação de um compensador, com o objetivo de melhorar a resposta do sistema.

O sistema de alavanca representado na figura 1, foi analisado utilizando os seguintes dados, aplicando degrau unitário na base do sistema.

$$m_A = 100 \text{ Kg}$$

$$k_A = 1800 \text{ N/m}$$

$$c_A = 250 \text{ N*m/s}$$

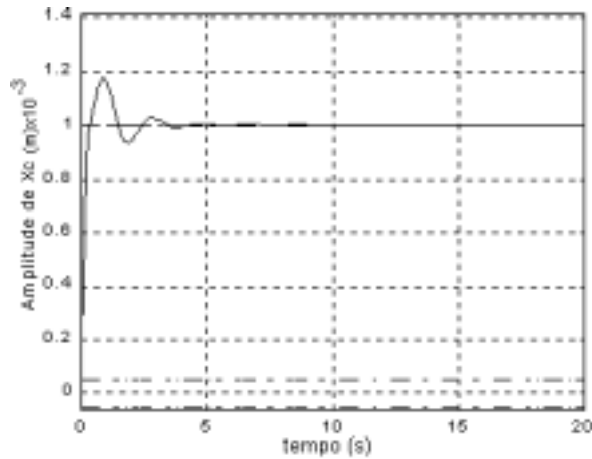
$$l = 2 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
m_I &= 100 \text{ Kg} \\
m_B &= 40 \text{ Kg} \\
m_m &= 10 \text{ Kg} \\
J_{mc} &= 0,0019 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
k_B &= 5\cdot k_A \\
J &= 122 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2 \\
L_a &= 1,22 \times 10^{-3} \text{ Henry} \\
K_m &= 0,0621 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{A}
\end{aligned}$$

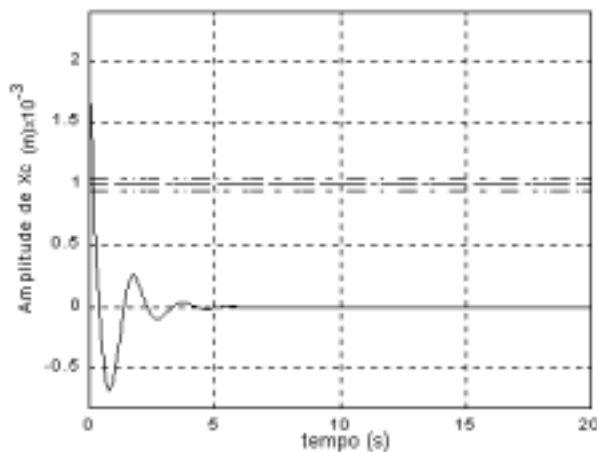
$$\begin{aligned}
c_B &= 10\cdot c_A \\
K_b &= 0,0783 \text{ v}\cdot\text{s} \\
R_a &= 0,13 \text{ ohms} \\
c_{MC} &= 0,01 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
K_s &= 1 \\
L_p &= 0,01
\end{aligned}$$



**Figura 4.** Resposta do sistema de alavanca a um distúrbio[Xu] do tipo degrau

Da figura 5, observamos que o sistema submetido a uma entrada degrau unitário na referência e admitindo que o distúrbio é zero, apresenta um tempo de acomodação de 4,6 s e um erro de estado permanente de 100%.



**Figura 5.** Resposta do sistema de alavanca a uma entrada de referência R(s) do tipo degrau

Para o projeto do compensador em avanço de fase com dois integradores, foi escolhido a frequência  $\omega_n = 7,67 \text{ rad/s}$ , pois desejou-se eliminar os picos de vibração abaixo dessa frequência para obter um bom isolamento de vibração.

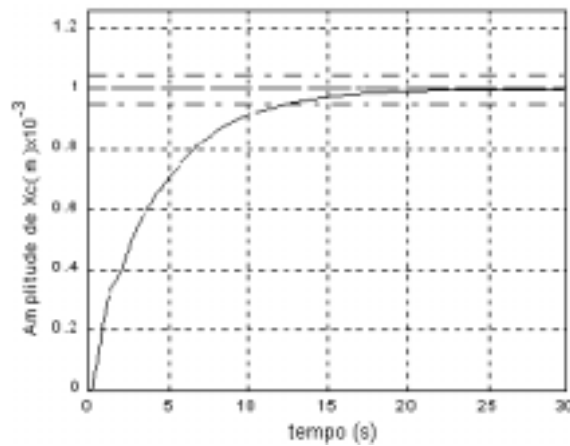
As especificações de projeto para a implementação do compensador em avanço de fase associado a dois integradores foram as seguintes:  $\omega_n = 7,67 \text{ rad/s}$  ;  $\zeta = 0,6$

Através das especificações da frequência natural do sistema e fator de amortecimento, selecionou-se o ponto  $S_1 = -4,6+6i$ . Após a determinação do ponto  $S_1$ , encontrou-se o ganho do compensador, os pólos e os zeros, os quais foram obtidos através do método *root-locus* geométrico (Shahian et. Al, 1993).

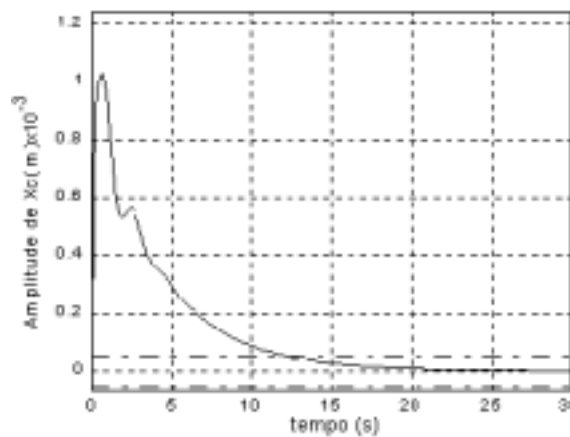
A função de transferência para este compensador é:

$$K(s) = 114 \left( \frac{s + 2,83}{s + 20,14} \right) * \frac{1}{s^2}$$

As figuras 6 e 7, mostram que a associação do compensador *lead* + dois integradores no sistema de alavanca, resultou numa melhora satisfatória com relação ao erro de estado em regime permanente (0%), porém ocorreu um aumento no tempo de acomodação para 12 segundos.

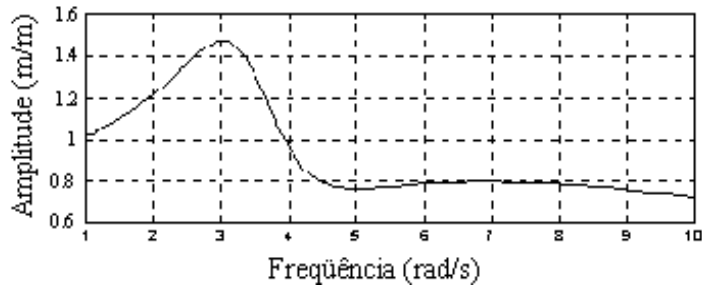


**Figura 6.** Resposta do sistema de alavanca com um compensador *lead* + dois integradores a uma entrada de referência  $R(s)$  do tipo degrau



**Figura 7.** Resposta do sistema de alavanca com compensador em *lead*+ dois integradores a um distúrbio  $[X_u]$  do tipo degrau

Através da análise do gráfico apresentada na figura 8, verifica-se que a inserção deste tipo de compensador proporcionou um bom isolamento de vibração na frequência de 7,67 rad/s, pois conseguiu-se reduzir o maior pico de vibração do sistema de alavanca.



**Figura 8.** Resposta em frequência do sistema de alavanca amortecido com controle ativo e compensador *lead* + dois integradores a um distúrbio [Xu]

## 6. CONCLUSÃO

A implementação do compensador *lead* associado a dois integradores promoveu um bom comportamento dinâmico. Pode-se constatar que a implementação do compensador *lead* associado a dois integradores, proporcionou uma resposta suficientemente rápida e amortecida com uma redução no erro de estado permanente para zero. Através das análises feitas com relação a este tipo de compensador empregado no sistema de alavanca, concluiu-se que o mesmo apresentou uma resposta satisfatória, pois com a inserção deste compensador no sistema de alavanca conseguiu-se a redução do pico de vibração na maior frequência conforme a figura 8, caracterizando assim uma melhor redução do nível de vibração da massa  $m_i$ .

## 7. REFERÊNCIAS

- Dana, S. S., 1997, Preliminary considerations on active vibration control of low frequency systems using a lever, 7<sup>a</sup> International Conference on Dynamics Problems in Mechanics, ABCM, pp. IV-VI, Angra dos Reis, Rio de Janeiro.
- Ho, Forward V. K., 1990, Magf float (Vibration isolation platform), Proceeding of 36<sup>th</sup> International Instrumentation Symposium, pp. 311-312.
- Kuo, B. C., 1995, Automatic control systems, Prentice-Hall International, Inc., Englewood Cliffs, Seventh Edition.
- Lurie, B.J., Franson, J.L. & Laslcin, R., 1991, Active suspensions for vibration isolation Proceedings of 32<sup>nd</sup> Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, AA/ASME/ASCE/AHS/ASC, Baltimore, MD, pp. 2256-2260.
- Ogata, K., Engenharia de controle moderno, 1993, Prentice/Hall do Brasil, Rio de Janeiro, 2<sup>a</sup> Edição.
- Reed, R. S., 1998, Shock isolation using an active magnetostrictive element, The 59<sup>th</sup> Shock and Vibration Symposium, Albuquerque, New México.
- Ross, C., 1988, Active isolation of ship machinery platform, Proceeding of 27<sup>th</sup> Conference on Decision and Control, Austin, Texas, pp. 2045-2046.

- Santos, R. S., 1999, Técnicas de Controle Aplicadas a um Sistema de Alavanca para Isolamento de Vibrações em Baixa Frequência, dissertação de mestrado, Universidade Federal da Paraíba-CAMPUS I, João Pessoa, Paraíba.
- Shahian, B., Hassul, M., 1993, Control System Design Using Matlab., Prentice/Hall international Inc.
- Sievers, L. A., Von F. & Andreas H., 1988, Linear control design for active vibration isolation of narrow band disturbance, Proceedings of 27th conference on Decision and Control, Austin, Texas, pp. 1032-1037.
- Thomson, W. T., 1978, Teoria da vibração com aplicações, Editora Interciência Ltda., Rio de Janeiro, RJ.
- Zhou, S. W., Dana S.S. & Rogers, C. A., 1995, An active magnestroctive mount for isolating base vibration – Part I, Anais em CD-ROM do XIII COBEM.



# CLASSIFICAÇÃO DE QUALIDADE DE PISTAS COM VISTAS AO DESEMPENHO DE PNEUS

**Marcos Manoel Valverde Pereira**

**Linilson Rodrigues Padovese**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 05424-970, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: [marcosmvp@hotmail.com](mailto:marcosmvp@hotmail.com), [lrpadove@usp.br](mailto:lrpadove@usp.br)

## Resumo

As solicitações geradas pelas vias de rolamento tem grande relevância para a resposta dinâmica de veículos e seu componentes mecânicos. Vias em mau estado de conservação ou mal projetadas afetam diretamente o custo do transporte, em particular a vida útil dos pneus.

O desgaste de pneus é influenciado pela severidade da pista. O conceito de severidade leva em conta parâmetros como rugosidade do pavimento, nível de ondulação do perfil, número e intensidade de curvas, etc.

Com um enfoque nas ondulações verticais, buscou-se um método de classificar trechos de pistas em diferentes classes. A parte experimental deste estudo se concentrou na obtenção de sinais de pistas para referência. Os sinais consistem em arquivos de aceleração vertical, em um veículo, através de acelerômetros instalados na suspensão.

Os sinais obtidos são tratados digitalmente e classificados através de redes neurais artificiais. Dois paradigmas diferentes de redes neurais foram utilizados: uma *multilayer* perceptron e uma probabilística. Os resultados obtidos com ambas as redes são discutidos e comparados.

**Palavras-chave:** Vibração, rede neural, rede probabilística, pneu, pistas rodoviárias.

## 1. INTRODUÇÃO

As vias de rolamento tem uma grande importância no Brasil, devido à preponderância do transporte rodoviário. Recentemente, devido ao aumento dos investimentos privados, este setor tem procurado novas soluções tecnológicas para o problema da conservação da malha rodoviária, e para a realização de novas estradas.

A detecção e classificação de diferentes qualidades de trecho de pavimento não só é importante para a manutenção da rodovia, como também para a análise de conforto de veículo, e em particular neste trabalho, para o estudo do desgaste de pneus. Segundo Botura (1998), o Banco Mundial utiliza o índice de classificação IRI (*International Roughnes Index*) para classificação de rodovias. Ainda segundo Botura (1998) o DNER (Departamento Nacional de Estrada de Rodagem) utiliza o índice QI (Quociente de Irregularidade) para avaliar as estradas concessionadas. Basicamente os dois índices utilizados, QI e IRI, medem os níveis de oscilações verticais em função do espaço percorrido. A principal falha nestes índices, é a ausência de parâmetros dinâmicos, como a distribuição de frequências de excitação no veículo. Esta distribuição de frequências é fundamental para verificação de ressonâncias no veículo, em sua suspensão e particularmente neste estudo, nas ressonâncias do pneu.

Deste modo, devido a esta deficiência nesses índices, é utilizado neste trabalho a representação espectral do sinal de vibração obtido no veículo, visto que os sinais coletados

refletem o comportamento do conjunto veículo/pista, dando informações importantes sobre o desempenho do pneu. Como um possível desdobramento deste estudo é a correlação entre o desgaste do pneu com o tipo de pista, optou-se pela coleta do sinal no cubo da roda, resultando em respostas dependentes do veículo de teste. Com o propósito de se fazer uma classificação de tipos diferentes de pistas, foram utilizados dois tipos de redes neurais: uma *multilayer perceptron* (MLP), e uma rede probabilística (PNN).

As diferentes pistas estudadas neste trabalho fazem parte da pista de conforto da pista de testes da Pirelli Pneus.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram utilizados nos ensaios experimentais um ônibus Mercedes-Benz MBB O-371 ano 1992, com pneus Pirelli modelo FH 55 – 295/80 R22.5. Dois acelerômetros indutivos, (HBM B12/200 e B12/500) foram montados no chassis, junto ao ponto de ancoragem da suspensão.

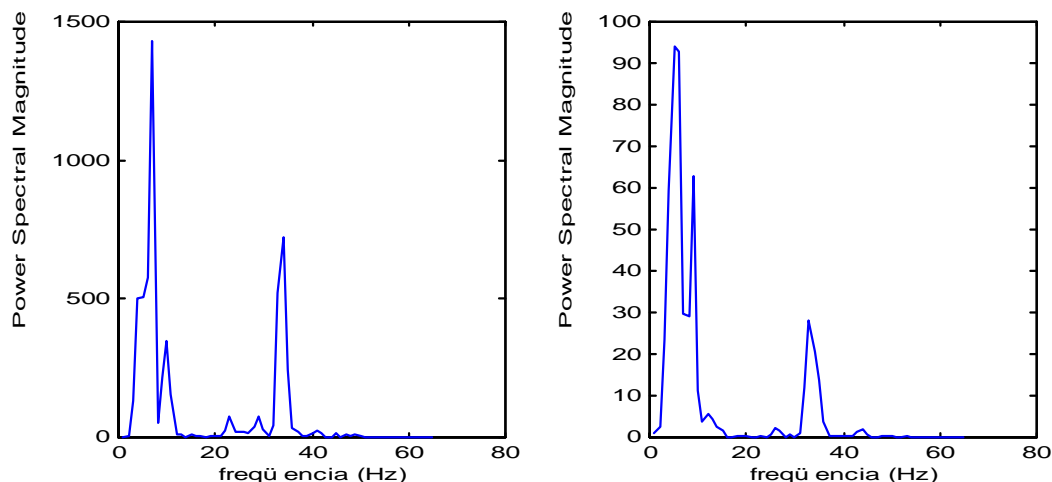
O sistema de aquisição (HBM/MGCPlus) coletou os sinais em três canais distintos, sendo o primeiro para aquisição da velocidade, e dois canais para acelerômetros indutivos no chassi. O primeiro canal serviu para o controle de velocidade durante o ensaio, garantido que os resultados estivessem em uma faixa controlada de velocidade. Os sinais foram coletados com uma frequência de amostragem de 240Hz, sendo previamente filtrados a 100 Hz.

Foram feitas aquisições na velocidade de 40 km/h. No total, foram feitas quatro voltas na pista de conforto da Pirelli. Esta pista de conforto é constituída por trechos representando diversos tipos de piso. Foram identificados cinco categorias de piso:

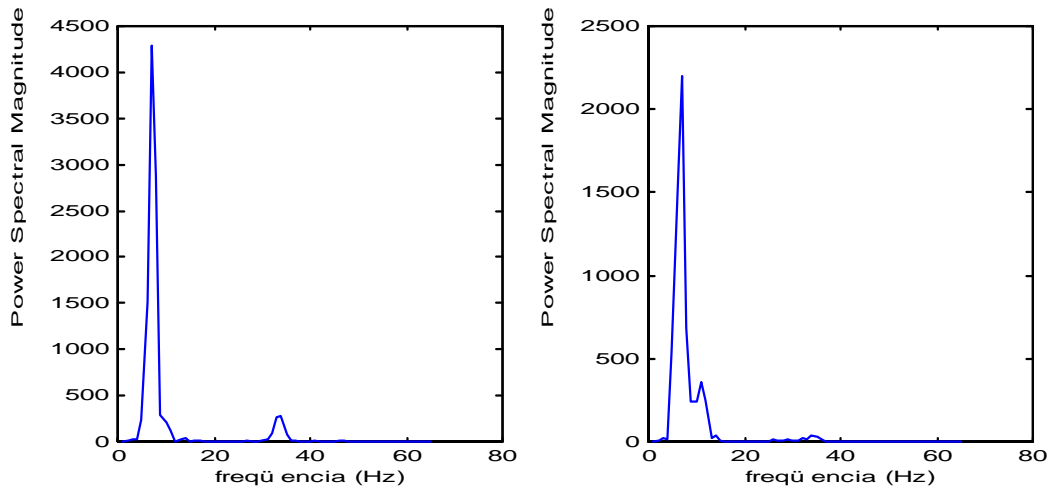
- tipo A: cobertura de paralelepípedos;
- tipo B: obstáculo (barra metálica de 20x200x2500 mm parafusada ao solo);
- tipo C: rasgos profundos no pavimento asfáltico;
- tipo D: série de pequenas ondulações;
- tipo E: asfalto liso, sem irregularidades visíveis;

Esta pista de conforto é utilizada regularmente pela Pirelli, para a avaliação subjetiva de pneus produzidos em série.

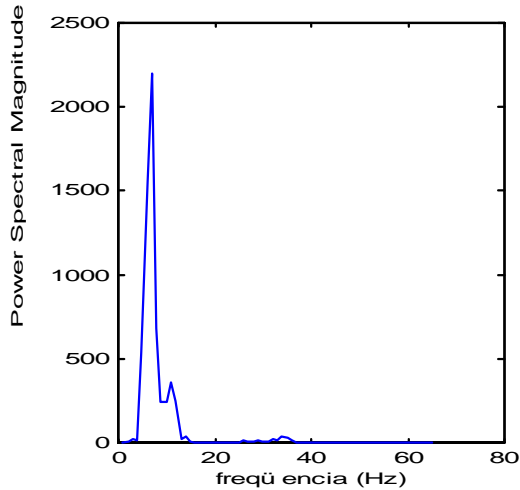
## 3. DADOS OBTIDOS



**Figura 1 e 2:** Exemplos de densidade espectral de uma pista tipo A (paralelepípedos) e tipo B (obstáculo), respectivamente.



**Figuras 3 e 4:** Exemplos de densidade espectral de uma pista tipo C (rasgos) e tipo D (ondulações), respectivamente



**Figura 5:** Exemplo de densidade espectral de uma pista tipo E (liso).

Para cada trecho de pista foram calculadas a densidade espectral de potência do sinal de vibração, Proakis & Manolakis (1996). As figuras de 1 à 5 mostram o espectro de frequência para cada um dos 5 trechos. Dois bancos de dados foram montados para fins de classificação com as redes neurais. O primeiro é composto por vetores das Densidades Espectrais, com banda de 0 a 100Hz, e 128 pontos de tamanho (com resolução espectral de 1 Hz), e outro com mesma banda

espectral, mas com 64 pontos (e uma resolução espectral de 2 Hz). O tamanho total dos bancos de dados é de 226 elementos e 464 elementos respectivamente.

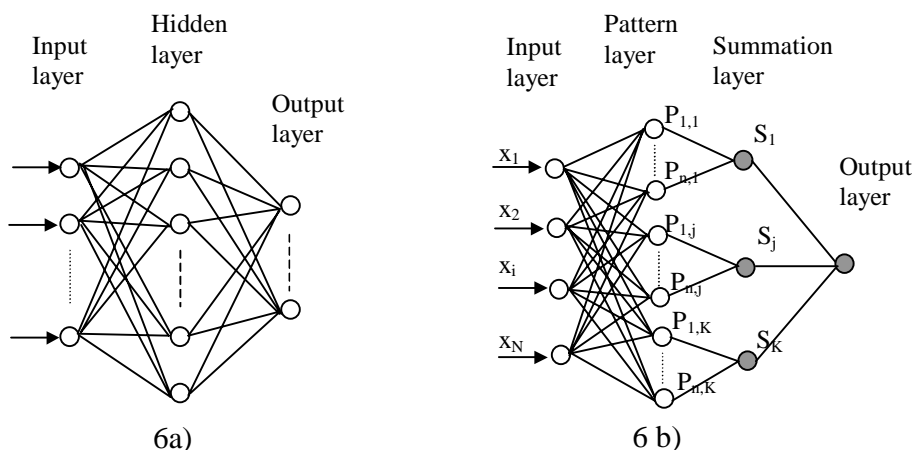
As diferenças entre os resultados mostrados nas figuras de 1 à 5 possibilitam às redes neurais um reconhecimento, se baseando nas diferenças de amplitudes e localizações das frequências de ressonância.

#### 4. REDE NEURAL

Foram utilizados 2 diferentes paradigmas de rede neural com o objetivo de classificar a qualidade de pistas: a MLP e PNN.

##### 4.1 Rede Multilayer Perceptron (MLP)

A rede é formada por uma camada de entrada, uma ou mais camadas ocultas e uma camada de saída. Apenas as camadas ocultas e de saída são camadas de processamento. A função de ativação usada na camada oculta é a tangente hiperbólica sigmoide e na camada de saída é uma função linear. O tamanho do vetor de entrada dita a dimensão da primeira camada. O número de elementos na camada de saída é definida pela quantidade de tipos ou classes a serem classificadas. Uma representação gráfica desta rede é mostrada na figura 6 a).



**Figura 6:** Representação gráfica estrutural das redes MLP e PNN respectivamente

Em relação a camada oculta, não há uma regra clara para sua dimensão. Diversos métodos são propostos, mas a experiência mostra que estes métodos apenas apresentam uma primeira aproximação dos parâmetros desta camada. Na prática, o método de tentativa e falha se torna necessário.

O algoritmo de retroalimentação (*backpropagation*) é utilizado para o treinamento da rede MLP (Padovese, 1999). Existem muitos métodos para acelerar a convergência no treinamento. Neste trabalho será utilizado o método do gradiente conjugado de Fletcher-Reeves (CGFR). Para o treinamento da rede é necessário um conjunto de entradas e suas respectivas classes (*targets*). Cada entrada é processada progressivamente nas camadas ocultas, resultando em uma saída. A partir de então o algoritmo de retroalimentação minimiza o erro quadrático entre os respectivos

target e saída. O mesmo processo é repetido para todas as entrada. Isto é conhecido como fase de treinamento ou aprendizado.

## 4.2 Rede probabilística (PNN)

A arquitetura da rede PNN é composta por quatro camadas. Uma camada de entrada, com a mesma dimensão (N) do vetor de entrada. Uma camada padrão (*pattern layer*), com dimensão N x K (K = número de classes). Uma camada de somatória (*summation layer*), de dimensão K. E uma camada de saída, ou de decisão. A estrutura desta rede pode ser vista na figura 6 b).

Basicamente, esta rede é do tipo *feed-forward*, sem conexão total das camadas adjacentes. Além disto, o número de camadas e seus respectivos nós é extremamente rígido, definidos pela dimensão dos arquivos de treinamento.

Quando um vetor de entrada de dimensão N, e sua respectiva classe são apresentados para a rede, a camada de entrada transfere os N valores para todos os nós da camada padrão. Este vetor recebe pesos conforme a sua categoria, na camada padrão. Depois disto, uma função de transferência modifica os valores calculados em cada um dos nós da camada padrão. A função de transferência é dada pela expressão:

$$f_{ji} = \exp\left(\frac{\bar{v}_{Ti}^t \bar{v}_i - 1}{\sigma^2}\right) \quad (1)$$

Esta expressão leva em conta o vetor de classe  $\bar{v}_{Ti}$ , o vetor de entrada,  $\bar{v}_i$ , sendo que j indica a classe do vetor de comparação e i indica o nó da camada padrão que computa esta classe. A rede PNN possui apenas um parâmetro para ser estimado, o parâmetro *smoothing*  $\sigma$ . O valor otimizado para  $\sigma$  é aquele que obtém a menor porcentagem de classificação errônea de um resultado de um teste da rede. Este parâmetro pode ser obtido por tentativa e erro.

A saída dos nós de cada classe são somados, e entram na camada de somatórias, sendo armazenadas nos nós  $S_j$ .

$$S_j = \sum_{i=1}^K f_{ji} \quad (2)$$

Na camada de saída, uma comparação é feita entre os valores de  $S_j$ . O índice j do máximo valor dos  $S_j$ , entre  $S_1$ , até  $S_n$  indica a qual classe o vetor de entrada pertence.

## 5. RESULTADOS

A principal meta da fase de treinamento é a obtenção de um rede com um bom nível de generalização. Geralmente o nível de erro entre os valores de saída calculados e desejados, controlam esta generalização, mas não garante por si só uma boa generalização. Pode-se ter um erro baixo, mas com resultados de classificação pobres. Neste caso diz-se que a rede não foi capaz de generalizar novas situações.

Por esta razão não será utilizado neste estudo o controle do erro para obtenção de uma boa generalização. O índice de performance da rede será mantido através da porcentagem de acerto da MLP quando um conjunto de teste for a ela apresentada.

Do banco de arquivos de entrada, aproximadamente 20% estão reservados para testes. Os outros 80% fazem parte do conjunto de treinamento. Ambos os bancos de dados (teste e treinamento) foram montados com a preocupação de se obter uma representação apropriada das classes de classificação.

**Tabela 1:** Porcentagem de acerto, por método, por pista.

	Pista A	Pista B	Pista C	Pista D	Pista E
MLP 128 pontos (1 Hz)	89%	100%	63%	71%	0%
MLP 64 pontos (2 Hz)	83%	0%	100%	64%	0%
PNN (80% Confiabilidade)	50%	50%	0%	93%	100%

A tabela 1 apresenta o resultado das redes, com a entrada de arquivos aquisitados no cubo da roda. Os resultados da rede MLP com resolução de 1 Hz e da rede PNN obtiveram uma porcentagem de acerto equivalentes, apenas diferindo a resposta por pista. Agora a resposta da MLP (2 Hz), obteve um desempenho mais pobre, uma explicação para este fato, é a menor resolução frequencial do sinal de entrada. Esta menor resolução prejudica a diferenciação das classes de pistas.

A maior porcentagem de erro de classificação se deve a pista E. Devido a esse fato, procedeu-se ao treinamento das redes com um banco de dado do qual estava ausente os exemplos da pista E. Espera-se com isto que as performances da rede aumente. A tabela 2 mostra os resultados desta simplificação. Os resultados mostram uma melhora nos níveis de acerto. Deve-se observar ainda que a não inclusão da pista E reduz o numero de classes a ser classificado, portanto diminui a complexidade da classificação.

Diante da melhora dos níveis de acerto, realizou-se outros treinamentos de menor complexidade (menor número de classes). A tabela 3 mostra resultados de classificação utilizando-se apenas os conjuntos compostos pelas pistas A,B e A,B,C. Nota-se que os níveis de erro de classificação são nulos.

**Tabela 2:** Porcentagem de acerto, sem levar em conta pista E

	Pista A	Pista B	Pista C	Pista D
MLP 128 pontos (1 Hz)	78%	50%	38%	86%
MLP 64 pontos (2 Hz)	89%	100%	38%	85%

**Tabela 3:** Algumas combinações possíveis de classificação, mét. MLP, resolução 1 Hz.

	Pista A	Pista B	Pista C
A, B	100%	100%	
A, B, C	100%	100%	100%

## 6. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos indicam a viabilidade de se desenvolver um sistema de classificação de qualidade de pista baseados nos sinais de vibração obtidos no chassi do veículo e em redes neurais. Este estudo mostrou que três fatores influem de maneira sinérgica na qualidade do sistema de classificação: o tamanho do banco de dados, o número de classes a ser classificadas e tipo de pré-processamento.

A quantidade de arquivos de entrada, tanto para treinamento quanto para testes, se mostrou muito importante para a confiabilidade dos resultados da rede.

A complexidade de classificação (ditada pelo número de classes) influi na confiabilidade das respostas. Observou-se que quanto maior o número de classes a ser classificadas a performance da rede se degrada.

Convém notar que o tipo de pré-processamento utilizado é fundamental para uma boa performance de classificação. Pretende-se como continuação deste trabalho investigar como outros métodos de pré-processamento podem melhorar os níveis de acerto de classificação. Estes métodos devem gerar vetores de entrada de tamanhos reduzidos e ótima descrição das características de cada classe.

## 7. AGRADECIMENTOS

À empresa Pirelli Pneus, que financiou este trabalho através do Convênio Pirelli – EPUSP/LFS. Além de gentilmente ceder a sua pista de testes, equipamentos para instrumentação e funcionários para a realização da coleta de dados.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- Botura, E.J., 1998, "Contribuição para o estudo da calibração e controle de sistemas medidores de irregularidade rodoviária tipo resposta", Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 316 p.
- Padovese, L. R., 1999, "Comparison of Neural Networks Performance For Fault Classification in Rolling Bearing", Proceedings of IASTED International Conference Applied Modeling and Simulation, Cairns, Australia.
- Proakis, J. G., Manolakis, D. G., 1996, "Digital Signal Processing – Third Edition", Prentice Hall, New Jersey, USA, 968 p.
- Sayers, M.W., Karamihas, S.M., 1998 "The Little Book of Profiling", 'www.umtri.umich.edu/erd/roughness/litbook.htm', University of Michigan Transportation Institute, 100 p.

# PROJETO DE CONTROLADORES GPC PARA CONTROLE DA RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA MOVIDOS A GÁS NATURAL

**Agenor T. Fleury** ♦, ♠

**Fernando S. Freitas Jr.** ♣, ♠

- ♦ IPT/Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo  
Divisão de Mecânica e Eletricidade/DME  
Agrupamento de Sistemas de Controle  
Caixa Postal 0141, ZC 01064-970, São Paulo, SP, Brasil,  
e-mail: agfleury@ipt.br
- ♠ Escola Politécnica, Universidade de São Paulo,  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Caixa Postal 61548, ZC 05508-900, São Paulo, SP, Brasil,  
e-mail: ffreitas@usp.br
- ♣ Bolsista de Doutorado, CNPq

## Resumo

Nos últimos anos, uma das principais linhas de pesquisa na área Automotiva tem-se concentrado na redução de emissões de poluentes gerados por motores de combustão interna. Nesse contexto, o uso de combustíveis alternativos e o gerenciamento eletrônico tem ganhado destaque. Várias propostas se baseiam no uso de mistura estequiométrica com a presença de catalisador para reduzir as emissões de Óxidos de Nitrogênio. Porém a eficiência de conversão do catalisador é altamente dependente da relação ar/combustível e a mistura deve ser mantida dentro de 1% de desvio em relação ao valor de estequiométrico. Isso acarreta um complexo problema de controle dadas as não linearidades envolvidas e a vasta região de operação do motor. Este artigo trata do controle da razão ar/combustível em torno do valor estequiométrico para um motor de combustão interna movido a gás natural, onde se utilizam abordagens *Gain Scheduling* e a técnica dos Múltiplos Modelos que permite a divisão do domínio não linear em regiões onde modelos linearizados possam ser utilizados. Essas duas estratégias tem como base Controladores Preditivos Generalizados (GPC) que utilizam injeção de gás e ângulo de ignição como variáveis de controle. As duas abordagens são simuladas em computador e seus resultados comparados.

**Palavras-chave:** Motores de Combustão Interna, GPC, Múltiplos Modelos, *Gain Scheduling*

## 1. INTRODUÇÃO

Um dos principais fatores que contribuíram para melhoria da qualidade dos motores de combustão interna (MCIs) foi o estabelecimento de leis restritivas sobre emissões de poluentes. Uma vez que MCIs são máquinas de dinâmica muito complexa, as pesquisas sobre reduções de emissões tem se espalhado sobre as mais diferentes áreas, como estudo de



catalisadores, novos materiais e propagação de chamas. Alguns avanços significativos, no entanto, devem-se à introdução do gerenciamento eletrônico e controle do motor. O uso intensivo de eletrônica embarcada permite menor consumo de combustível e menor emissão de poluentes, além de estender a vida útil do motor. Devido aos avanços nessa área, os novos veículos leves (carros de passeio) que fazem uso de sistemas eletrônicos supostamente deverão conseguir atender as leis sobre emissões nos próximos anos, visto que seu modo de operação pode ser aproximado pelo de regime permanente. Contudo não existem tecnologias disponíveis, a curto prazo, para os veículos de carga (caminhões e ônibus), os quais possuem como ciclo predominante o regime transitório já que há constantes trocas de marcha, acelerações e desacelerações.

Os problemas estão relacionados ao combustível empregado e ao ciclo de operação que o veículo deve atender. Em geral, ônibus são equipados com motores Diesel e o óleo Diesel é responsável por grande quantidade de partículas, monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio emitidos para a atmosfera. Em grandes cidades como São Paulo, a poluição do ar causada por ônibus (com uma frota ao redor de 12.000) e caminhões é considerada um problema grave a tal ponto que uma recente lei de transporte público impõe que os ônibus rodem com gás natural visando reduzir poluição da cidade em alguns anos.

Como parte de um projeto que visa tornar possível o uso de gás natural em ônibus urbanos, o IPT tem pesquisado a influência de diferentes composições de gás natural no desempenho de motores, o projeto de novas câmaras de combustão e o estudo de sistemas de controle de ignição e injeção de gás natural sob condições transitórias.

Este trabalho refere-se ao último tópico e descreve o projeto de um ambiente de simulação para testar diferentes componentes e estratégias de controle. O enfoque é dado sobre os resultados simulados para um motor Diesel típico convertido para uso de gás natural e ignição por centelha e controlado por duas diferentes estratégias de Controle Preditivo Generalizado (GPC). Uma parte considerável dos esforços foi dirigido ao desenvolvimento de uma bancada completa de simulação de testes em motores, injeção de combustível e sistemas de ignição, controladores, sensores, atuadores e dispositivos especiais como turbocompressores e testes em dinamômetros, representado aqui sob a forma da Figura 1.

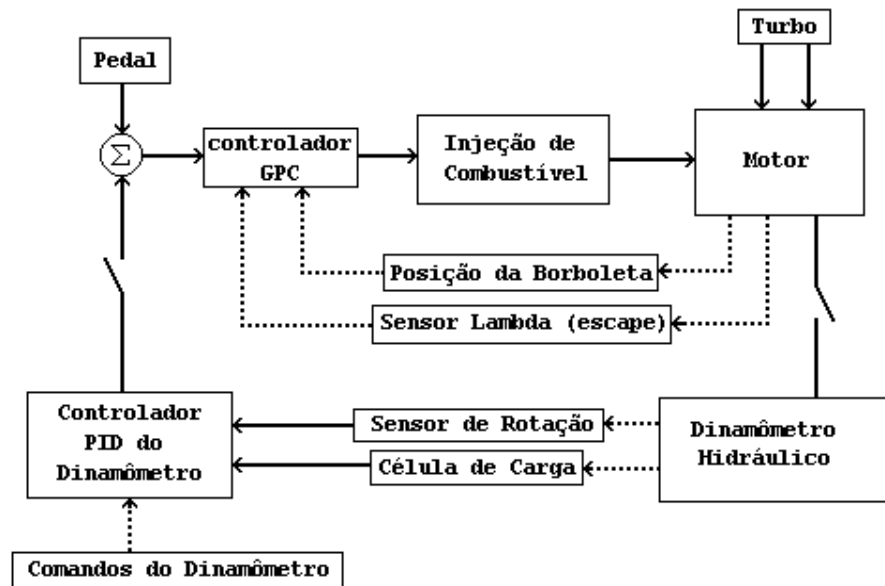


Figura 1. Diagrama do Simulador

O simulador está ainda em fase de finalização. Entretanto, a simulação dos módulos interconectados possibilitou o entendimento das complexas características do tema, como por exemplo, motor rodando sob um controlador GPC ( Lopes, 1996), a dinâmica conjunta de um motor acoplado a um dinamômetro hidráulico ( Fleury et al., 1997) e o uso de estratégia de Múltiplos Modelos com GPC para controle de um motor em operações transitórias (Fleury et al., 1999a e 1999b).

## 2. MODELO DO MOTOR

Três módulos principais são necessários para descrever a dinâmica de um motor de combustão interna com boa precisão: dinâmica do coletor de admissão, dinâmica de combustão e dinâmica rotacional incluindo torques de inércias. O diagrama de simulação completo é mostrado na Figura 2. Uma descrição mais detalhada de cada módulo pode ser encontrada em Lopes & Fleury (1995).

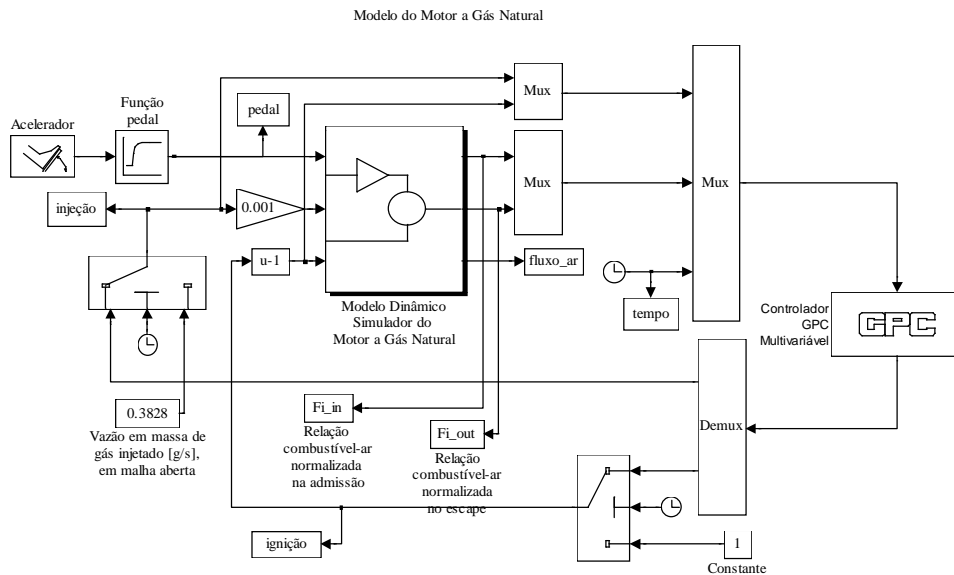


Figura 2. Modelo de Simulação do Motor: Esquema de Simulação Completo

## 3. INJEÇÃO DE GÁS E SISTEMAS DE IGNIÇÃO

Gás natural é considerado um dos mais importantes combustíveis alternativos da atualidade. Sua queima não gera  $SO_2$  e nem emissão de partículas, além de exibir baixas emissões de CO e HC. Infelizmente, a emissão de  $NO_x$  é alta e deve ser controlada de algum modo. O desenvolvimento de motores à gás natural, capazes de satisfazer às severas exigências de emissões segue atualmente por duas vias: uso de mistura estequiométrica com catalisador de 3-vias; ou uso de mistura pobre com a presença de turbocompressor e intercoolers. Na maioria dos casos, a conversão de ciclo Diesel para Otto ocorre mantendo-se o sistema de mistura estequiométrica que reduz as emissões de CO e HC mas requer um catalisador de 3-vias para reduzir  $NO_x$ . Porém esta combinação implica em um complexo problema de controle, uma vez que mais de 1% de desvio na relação ar-combustível (em relação ao valor estequiométrico) pode corresponder a 50% de degradação na eficiência de

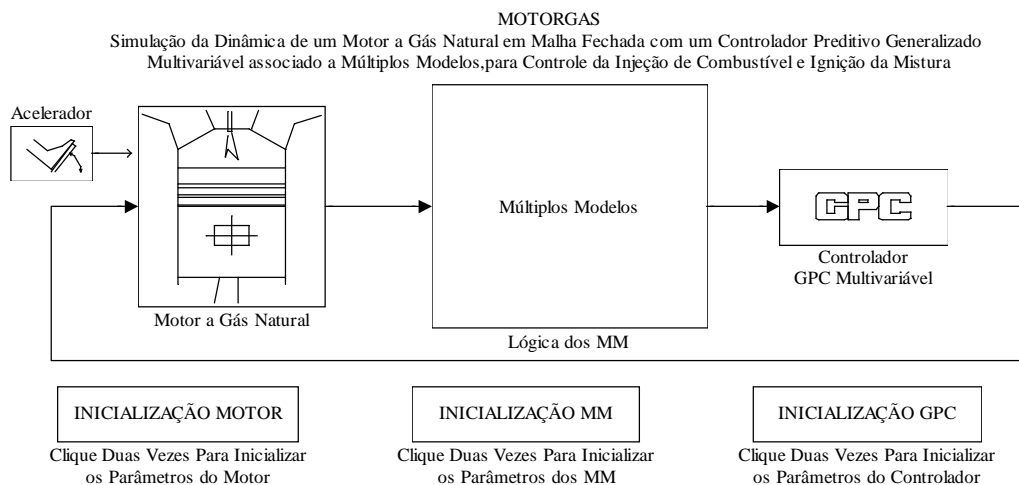
catalisador (Dan Cho & Oh, 1993). Por essa razão, a implementação de meios eletrônicos nos sistemas de controle de injeção/ignição é imperativa.

#### 4. CONTROLADORES GPC

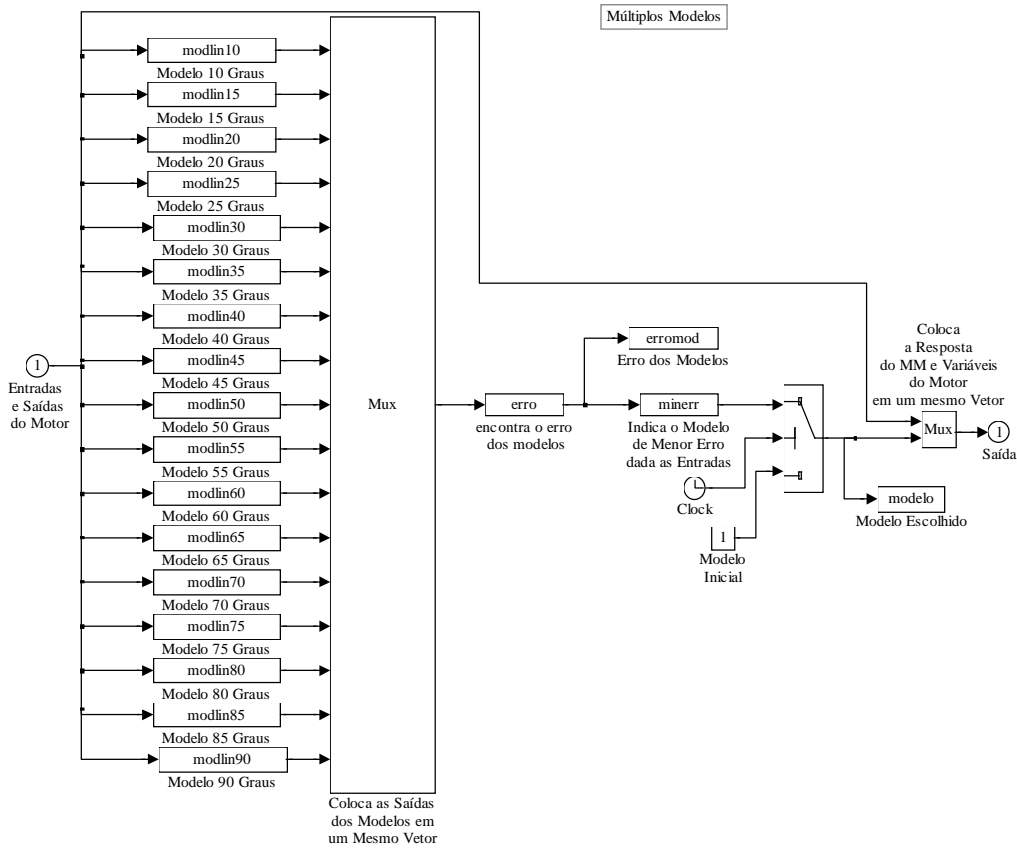
Controladores GPC ( Clarke et al., 1987) são baseados na otimização de um índice de desempenho quadrático que utiliza explicitamente um preditor de saídas futuras até que um horizonte de predição, baseado no sistema real, seja atingido. As ações de controle são admitidas nulas depois que se atinge um horizonte de controle. Assim, o GPC é usualmente classificado como uma estratégia de controle preditivo de horizonte finito, baseada em modelo. Neste trabalho, admite-se projeto sem restrições. Desse modo, uma lei de controle analítica pode ser obtida, ao contrário do caso que inclui restrições de estado onde somente podem ser alcançadas soluções numéricas quasi-ótimas. Os principais aspectos da aplicação do GPC ao controle da relação de ar-combustível são discutidas no trabalho de Lopes (1996).

#### 5. ESTRUTURA DE MÚLTIPLOS MODELOS

Modelos lineares para projeto de controle são, em geral, válidos apenas numa estreita região em torno do ponto de operação. Por esta razão, para encontrar bom desempenho sob condições transitórias, o modelo escolhido para o projeto de controle deve mudar de acordo com as diferentes regiões de operação. A sincronização dos modelos pode ser feita por uma estratégia de Múltiplos Modelos, onde a incerteza de cada um dos vários modelos linearizados é comparada e o modelo mais adequado para aquela condição particular é selecionado. A técnica dos Múltiplos Modelos tem sido usada para controle de sistemas não lineares desde os anos 70 com bons resultados (Narendra & Balakrishnam, 1995). O esquema para simulação da estrutura Múltiplos Modelos (MMGPC) é mostrado nas Figuras 3 e 4. Na Figura 4, todos os 17 modelos linearizados estão rodando em computador, e portanto, são amostradas 17 funções de erros em intervalos regulares. Supondo que em um determinado momento o *i*-ésimo modelo tem o menor valor absoluto entre as funções-erro, então a lógica de chaveamento troca o atual modelo pelo *i*-ésimo modelo. Portanto, para o próximo passo, a ação de controle será calculada baseada no *i*-ésimo modelo e os mesmos passos são repetidos em intervalos de tempo subsequentes.



**Figura 3.** Esquema geral dos Múltiplos Modelos

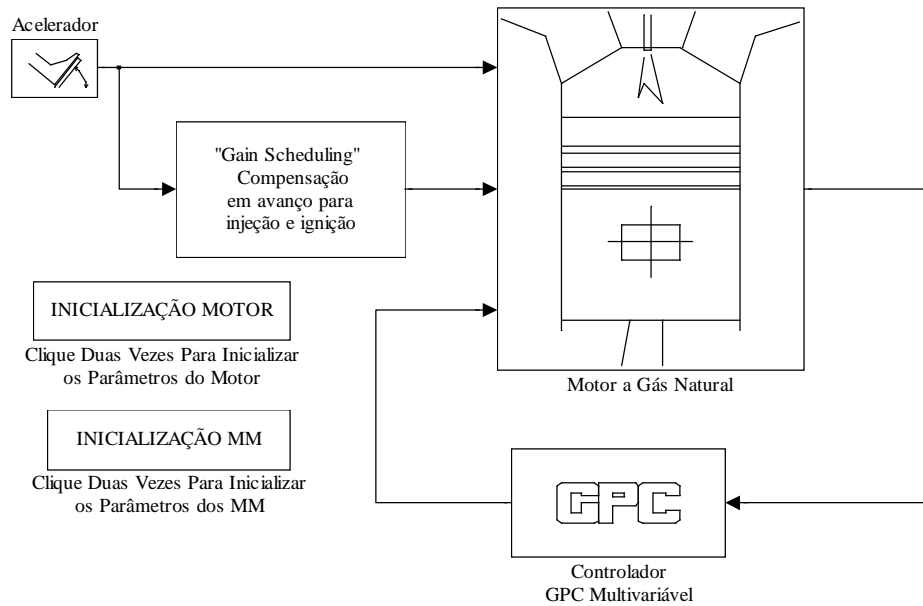


**Figura 4.** Esquema de Simulação dos Múltiplos Modelos

## 6. ESTRUTURA GAIN SCHEDULING

*Gain Scheduling* é também uma técnica de controle de sistemas não lineares conhecida há décadas (Astrom & Wittenmark, 1989). O *Gain Scheduling* original está baseado na identificação de diferentes condições operacionais do sistema dinâmico não linear e no uso de ganhos de controle pré-especificados para cada condição. Aqui, esta estratégia é modificada no sentido de calcular ganhos que são aplicados a 4 modelos linearizados do motor e, além disso, o controlador GPC também é ativado para produzir um controle mais refinado. A ideia dessa estratégia é adicionar ganhos pré-especificados para a malha de controle de modo a evitar grandes excursões da relação de ar-combustível que ocorrem quando o pedal do acelerador sofre mudanças rápidas. A estrutura básica para simulação do *Gain Scheduling* (GSGPC) é mostrada na Figura 5.

**MOTORGAS**  
**Simulação da Dinâmica de um Motor a Gás Natural em Malha Fechada com um Controlador**  
**Preditivo Generalizado Multivariável associado a um Esquema de Compensação em Avanço**  
**"Gain Scheduling" para Controle da Injeção de Combustível e Ignição da Mistura**



**Figura 5.** Esquema de Simulação *Gain Scheduling* com GPC

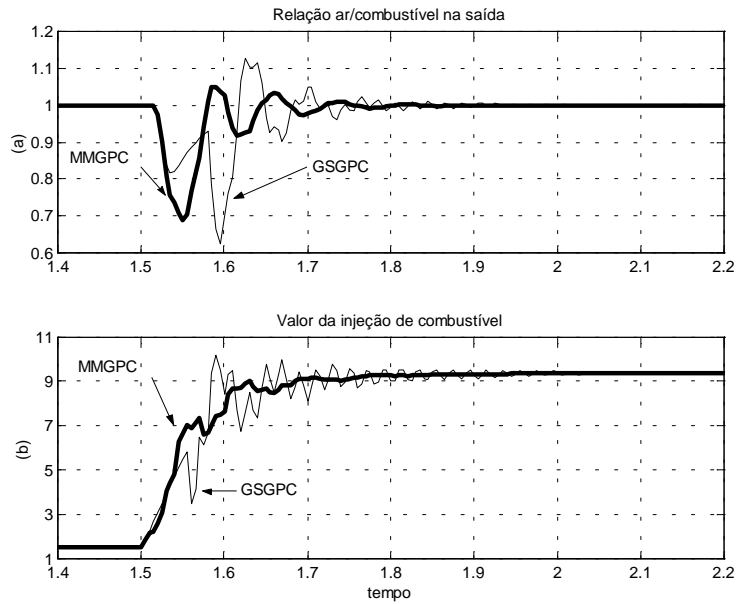
## 7. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

O modelo não linear do motor descrito na seção 2 representa o sistema real para este estudo de simulação. O mapa do motor é dividido em 17 regiões para o cálculo dos Múltiplos Modelos, onde cada região corresponde a um ângulo preestabelecido de abertura da válvula borboleta de entrada de ar, aumentando de 15° (vazão mínima) para 90° (vazão máxima). Os modelos linearizados são então identificados para cada região (Fleury et al., 1999) e implementados de acordo com a Figura 4. Para o método *Gain Scheduling*, o mapa é dividido em 4 regiões (modelos de: 15°, 25°, 35° e 60°) que, juntamente com uma função de ganhos de injeção e ignição, auxiliam o GPC.

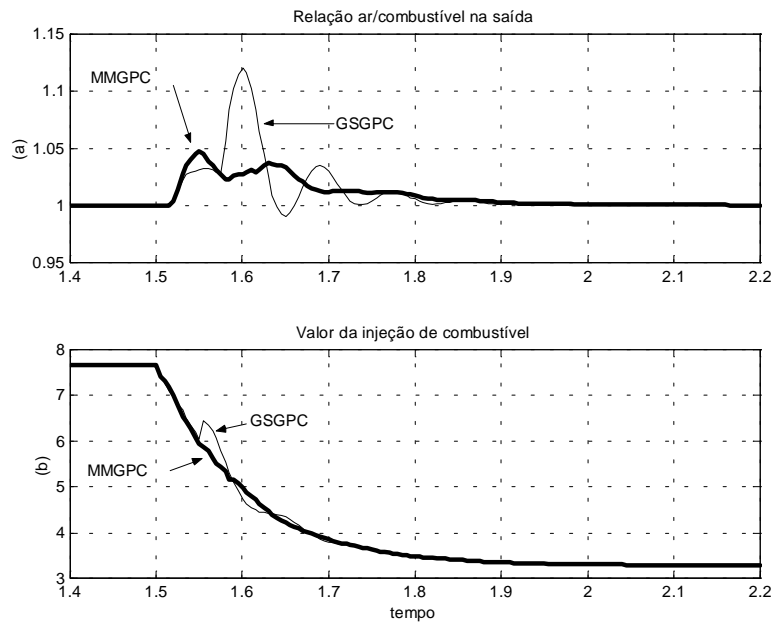
Dois transitórios severos são impostos ao motor no sentido de que são simuladas largas excursões do pedal por regiões onde o motor exibe forte comportamento não linear. As não linearidades do sistema são mais pronunciadas na faixa de 20 a 50 graus de variação angular da válvula borboleta.

A figura 6 mostra os resultados de um transitório de aceleração de 20° para 70°, imposto no instante 1.5s. O intervalo de tempo antes desse instante é usado para estabilizar o simulador em torno de um ponto de equilíbrio. Verifica-se que as duas estratégias conseguem controlar o motor fazendo-o retornar à faixa desejada de  $\pm 1\%$  em menos de 0.2 segundos, apesar da situação crítica da mudança de 20° para 70°. O comportamento do MMGPC é superior por causar uma excursão máxima da ordem de 25% contra 40% do GSGPC.

A figura 7 mostra um transiente crítico de desaceleração com o pedal voltando de 50° para 30°. Como no caso anterior, os tempos de acomodação (em torno de 1%) para o MMGPC e para o GSGPC são da ordem de 0.2 segundos e a excursão máxima do MMGPC (5%) foi menor que a do GSGPC (12%).



**Figura 6.** Simulação do transitório de 20 graus para 70 graus  
(a) Relação A/C na saída ; (b) Injeção de combustível



**Figura 7.** Simulação do transitório de 50 ° para 30 °  
(a) Relação A/C na saída ; (b) Injeção de combustível

## 8. CONCLUSÕES

Os resultados de simulação alcançados demonstram que é possível controlar transitórios severos em um motor a gás natural em curtos intervalos de tempo com pequenas excursões

fora dos valores nominais de operação. A estratégia dos Múltiplos Modelos acoplada ao GPC mostrou ser uma técnica muito promissora embora sua implementação prática dependa de processadores com alta capacidade de processamento. A estrutura *Gain Scheduling* com GPC necessita ainda maiores investigações embora se verifiquem bons resultados com menor quantidade de processamento, quando comparados ao MMGPC.

Resultados anteriores obtidos pelos autores (Fleury et al., 1999b) comprovam que as estratégias mostradas no presente trabalho fornecem respostas muito boas em transitórios menos severos.

## 9. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP (Processo: 1993/00566-9) e ao CNPq (Processos: 300469/96-9 e 144269/1998-8) pelo apoio financeiro a parte desta pesquisa.

## 10. REFERÊNCIAS

- ASTRÖM, K.J. and WITTENMARK, B., 1989, "Adaptive Control", **Addison-Wesley Publishing Co.**
- CHANG, C. F., FEKETE, N. P., AMSTUTZ, A. and POWELL, J. D., 1995, "Air-Fuel Ratio Control in Spark-Ignition Engines using Estimation Theory", **IEEE Trans Contr Syst Techn**, v.3, (1), p.22-31
- CLARKE, D. W., MOHTADI, C. and TUFFS, P. S., 1987, "A Generalized Predictive Control – part I: The Basic Algorithm", **Automática**, v.23, n.2, p.137-148
- DAN CHO, D. and OH, H. K., 1993, "Variable Structure Control Method for Fuel-Injected Systems", **ASME J Dyn Syst Meas Contr**, v.115, p.475-481, September.
- FLEURY, A. T., YOSHINO, F. J. and HAYASHI, F., 1999a, "Natural Gas Internal Combustion Engines Control using Predictive Controllers and Multiple Models", **Applied Mechanics in the Americas**, v. 8, p.1193-1196.
- FLEURY, A. T., FREITAS JR, F. S. and LOPES, J. A., 1999b, "A comparison between Different Generalized Predictive Control Strategies for Air/Fuel Ratio Control in Natural Gas Internal Combustion Engines", **Eurodiname'99 Proceedings of the Dynamic Problems in Mechanics and Mechatronics**, Reimsburg, Germany, p.63-69,
- FLEURY, A. T., LOPES, J. A., MOSCATI, N. M., NIGRO, F. E. B. and TRIELLI, M. A., 1997, "Modelling and Simulation Results for a Natural Gas Internal Combustion Engine Coupled to a Hydraulic Dynamometer", **RBCM/J Braz Soc Mech Sciences**, v. XIX, n.2, p.121-137.
- LOPES, J. A., 1996, "Um Controlador Preditivo Generalizado (GPC) Aplicado ao Problema de Controle da Relação Ar/Combustível em Motores Ciclo Otto, Operando Com Gás Natural, Com Vistas em Redução de Emissões", **Dissertação de Mestrado**, Universidade de São Paulo, 134 ps.
- LOPES, J. A. and FLEURY, A. T., 1995, "A Dynamic Model for Fuel Injection/Ignition Control of Natural Gas Internal Combustion Engines", **Proceedings DINAME 95/VI Symposium on Dynamic Problems in Mechanics**, Caxambu, MG, Brazil, p.57-60, March.
- MOSKWA, J. J., 1993, "Sliding Mode Control of Automotive Engines", **ASME J Dyn Syst Meas Contr**, v.115, p.687-693.
- NARENDRA, K. S. and BALAKRISHNAM, J., 1995, "Adaptive Control using Multiple Models", **IEEE Control Syst Magazine**, p.171-187, Feb.

## **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE MEDIÇÃO PARA O ESTUDO DA MARCHA HUMANA**

**Marcio Augusto Martin**

**Luiz Carlos de Queiroz**

**Geraldo José Pedran**

**Tamotsu Hirata**

Universidade Estadual Paulista (UNESP), Brasil, 12500-000

E-mail: isabel\_marcio@uol.com.br

### **Resumo**

A avaliação do deslocamento do centro de gravidade (CG) do corpo humano durante a caminhada é um parâmetro fundamental para analisar o equilíbrio dinâmico de um paciente com problemas articulares, diabéticos ou com perna mecânica. Neste trabalho apresenta-se uma proposta de um sistema de medição da força de reação no solo associada à determinação do movimento do centro de massa do corpo humano durante a marcha. O método consiste da medição feita por um sistema de aquisição de dados de força de contato com o solo e da filmagem de um ponto fixado no corpo de um voluntário, que se movimenta sobre uma esteira elétrica. Um programa computacional foi desenvolvido para análise da filmagem do ponto luminoso, determinando-se, então, o movimento do centro de massa do corpo humano. Resultados experimentais do movimento de centro de massa foram analisados de acordo com as fases de apoio dos pés obtidos pela aquisição de forças de contato.

**Palavras-chave :** Biomecânica, Sistema de Medição, Marcha Humana, Centro de Massa

### **1. INTRODUÇÃO**

O controle de equilíbrio postural é uma tarefa permanente na atividade humana, principalmente, para as pessoas de terceira idade como maneira de prevenção de acidentes. E também como um indicador do desenvolvimento de padrões coordenados de movimento onde o controle do equilíbrio postural é dependente do posicionamento do centro de massa do corpo. Esta dependência provém da necessidade de controlar os movimentos internos a fim de contrabalançar o efeito gravitacional, Mochizuki (1997).

O controle de equilíbrio dinâmico durante o movimento de locomoção é realizado através da variação angular dos eixos articulares, tais como, tornozelos, joelhos, quadris, juntamente com as articulações do membro superior do corpo, Nashner (1985). Há forte indício de que o principal regulador para manter o controle de equilíbrio postural está relacionado com o posicionamento do centro de gravidade do corpo, Dietz (1991).

Para avaliar o sistema motor humano em termos de equilíbrio corporal, Kulger et al (1982) desenvolveram a Teoria de Sistemas Dinâmicos (TSD), novas formas de entender e abordar o desenvolvimento de habilidades motoras. De acordo com a TSD a complexidade de analisar o sistema motor humano provém do fato de o sistema variar com o tempo, possuir muitos graus de liberdade, não conservativo durante o contato com o solo e não linear devido



às características corporais, possuindo flexibilidade e amortecimento não lineares. Além destes fatos citados, Michaels (1981) acrescenta a influência dos movimentos de segmentos vizinhos. Quando o corpo realiza o movimento, um determinado segmento vizinho interfere no movimento de outro segmento através da relação intra-articular, amenizando o problema proveniente dos graus de liberdade.

Quanto ao registro dos movimentos do corpo humano, uma análise cinemática da marcha consiste de uma descrição do movimento do corpo como um todo e/ou segmentos corporais com relação uns aos outros. Na aplicação em clínica a cinemetria é utilizada para a análise quantitativa da marcha. Este método requer apenas pequena quantidade de equipamentos e um dispêndio mínimo de tempo, avaliando os padrões de movimento, desvios da normalidade, posturas corporais e ângulos articulares em pontos específicos do ciclo da marcha. A análise cinemática quantitativa da marcha é usada na obtenção de informações sobre variáveis do tempo e deslocamentos dos membros que são afetados por uma série de fatores como idade, sexo, altura, peso, nível de maturação e tipo de calçado, Alencar (1996). Ao registrar os deslocamentos dos pontos específicos do corpo, em geral, são utilizados duas ou três câmaras, filmando as trajetórias dos pontos através de marcadores nos membros. As trajetórias assim registradas são calculadas posteriormente com relação à referência, utilizando uma técnica denominada Direct Linear Transformation (DLI), Correa (1996).

Por outro lado, as forças de contato entre a superfície de apoio e os pés são fundamentais para a análise das características do andar ou do correr, tanto em termos das intensidades das forças quanto na dependência da intensidade da força com o instante de tempo, Gooda (1977).

A análise das forças de contato podem servir, também, para auxiliar a reabilitação de um paciente com problemas no andar, Terashima (1996), ou para corrigir a forma de corrida de um atleta, Cavanagh (1985).

O estudo e a determinação das forças de reação do solo sobre o aparelho locomotor humano durante o andar e durante o correr, bem como o desenvolvimento de plataformas de forças para piso fixo e para esteiras foram realizados por diversos pesquisadores da área de biomecânica. Os levantamentos de dados experimentais de forças de contato para um andar normal com velocidade constante foram feitos por vários pesquisadores, começando por Elfman em 1939, medindo as forças normais à superfície de contato. Para um melhor acompanhamento da marcha humana em seu aspecto dinâmico, o uso da placa de forças instalada em uma esteira ergométrica foi ampliado, Kram (1989), Dingwell (1996), Silveira (1997) e Queiroz *et al* (1999). Neste trabalho, um sistema de medição foi desenvolvido baseado na determinação do movimento do centro de massa durante a marcha sobre a esteira elétrica e na aquisição de forças de contato correspondentes.

## **2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA**

### **2.1 Sistema de medição de força de contato**

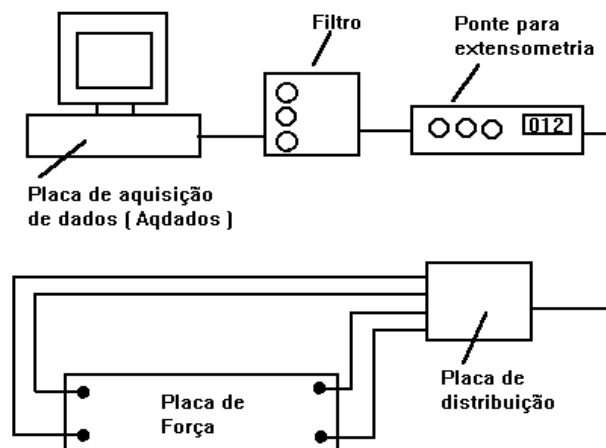
Uma plataforma de força foi projetada e construída para ser adaptada numa esteira ergométrica elétrica comercial para determinação da componente vertical da força de contato durante a marcha humana, considerando os parâmetros sensibilidade e resistência para ensaios com pessoas de massas no intervalo de 20 a 120 kg. Essa plataforma de força é composta por duas placas retangulares metálicas e independentes fixadas numa estrutura metálica apoiada por 4 vigas metálicas de seção transversal retangular, onde são colados extensômetros nas faces superior e inferior, com o objetivo de medir a força exercida sobre a placa. Para este trabalho, foi instrumentada apenas a placa do lado direito e somente medidas as componentes verticais da força de reação da superfície de apoio do pé direito. Visando à eliminação de

interferências devidas a sinais de vibrações, a esteira e a plataforma de força foram fixadas no solo.

A obtenção do sinal elétrico correspondente à variação de força foram feitos através de 8 extensômetros de  $120 \Omega$  colados nas vigas de sustentação da placa.

O sinal de tensão elétrica proveniente das deformações dos extensômetros foram coletados através de uma ponte para extensometria. Antes do registro, o sinal obtido foi filtrado com um filtro passa baixa, com frequência de corte de 10 Hz, para eliminar as interferências indesejáveis tais como as provenientes do motor elétrico. Na figura 1 mostra-se o esquema do sistema de coleta de dados.

Os dados obtidos foram, posteriormente, analisados em termos da variação de forças de reação durante o período de contato do pé com a plataforma.



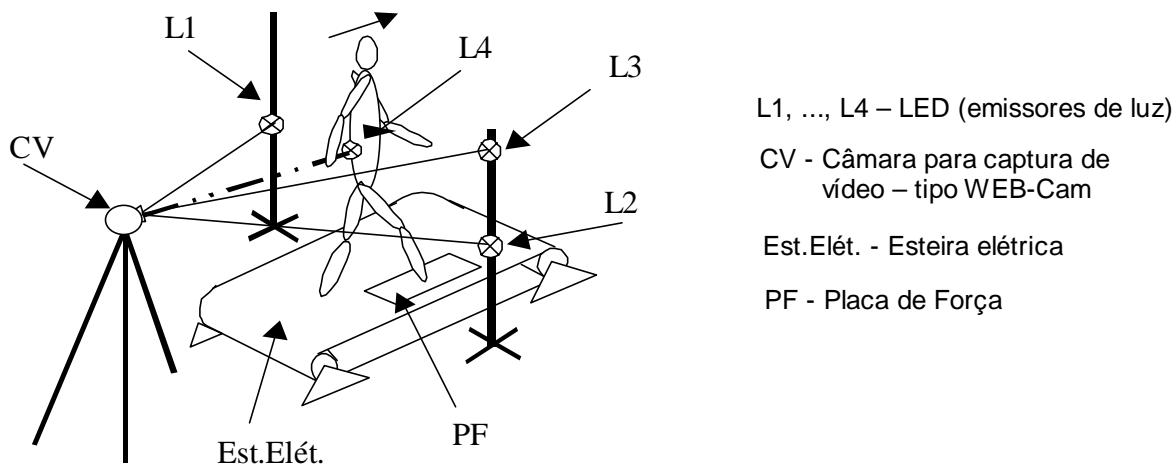
**Figura 1.** Esquema para medidas de forças de contato

## 2.2 Sistema de captura de imagens

Com o objetivo de estudar as posições do CG e permitir que essas posições sejam avaliadas e determinadas, foi montado um sistema de aquisição de imagens conforme mostrado na figura 2.

Um voluntário movimenta-se sobre uma esteira elétrica comercial, a uma velocidade controlada de 1,0 m/s, tendo um LED (L4) fixado às suas costas, na altura do CG de seu corpo, estando o corpo na posição anatômica como definido pela literatura. Durante a marcha, o ponto luminoso L4 descreve uma trajetória semelhante à do CG.

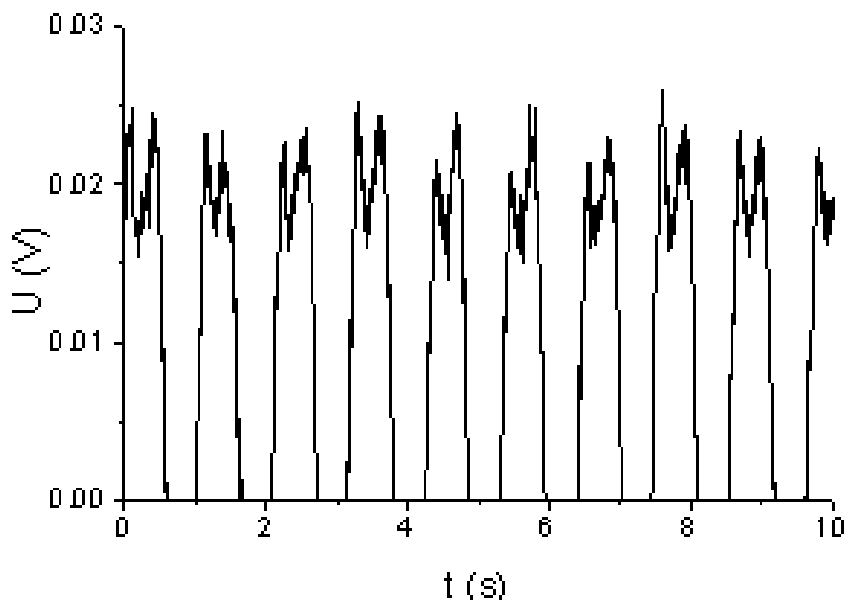
Enquanto o sujeito se movimenta, uma câmara de vídeo capta imagens do ponto luminoso L4. As posições de L4 no início e no fim do contato do pé direito com a placa são definidas pelo ponto luminoso L1, que se acende quando o sujeito toca a placa de força no início do contato e se apaga no instante em que o pé é retirado da placa. Durante um determinado intervalo de tempo imagens são capturadas e registradas, sendo a seguir processadas por um software, especialmente desenvolvido, que, além de permitir uma análise qualitativa do movimento, determina as posições dos pontos luminosos L1, L2, L3 e L4, registrando-as para análises posteriores. As posições do ponto luminoso L4 são avaliadas em termos de coordenadas cartesianas, determinadas a partir de escalas de vídeo tendo como referencial horizontal a distância de 0,79 m entre os pontos luminosos fixos L1 e L2 e, como referencial vertical, a distância de 0,59 m entre os pontos luminosos fixos L2 e L3. Uma visão geral do sistema de captura de imagens é mostrada na figura 2.



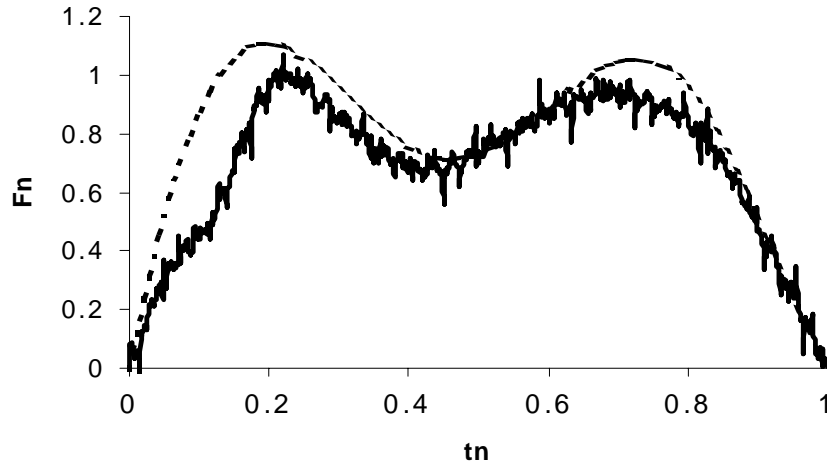
**Figura 2.** Esquema do sistema de captura de imagem

### 3. RESULTADOS

As figuras 3a e 3b apresentam os resultados de dados experimentais da componente vertical da força de contato medida durante 10s, utilizando o sistema de aquisição de dados esquematizado na figura 1. A figura 3a mostra resultados gráficos obtidos a partir dos sinais dos extensômetros instalados na plataforma de forças e registrados pelo software AQDADOS. As curvas de forças de contato, figura 3b, foram normalizadas tanto no tempo, em relação ao tempo de contato, quanto na força, em relação ao peso do voluntário, para facilitar a comparação com os dados obtidos por Winter.

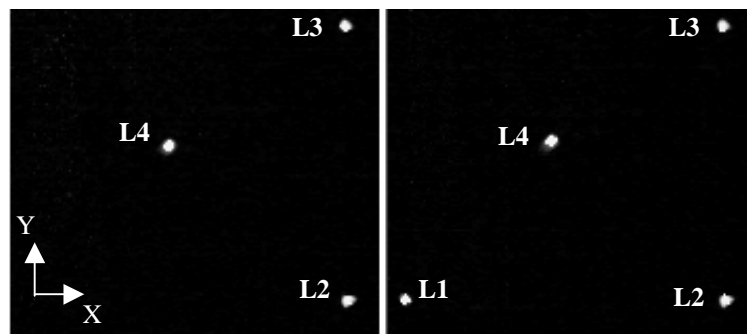


**Figura 3a.** Histórico de forças de contato



**Figura 3b.** Histórico de forças de contato

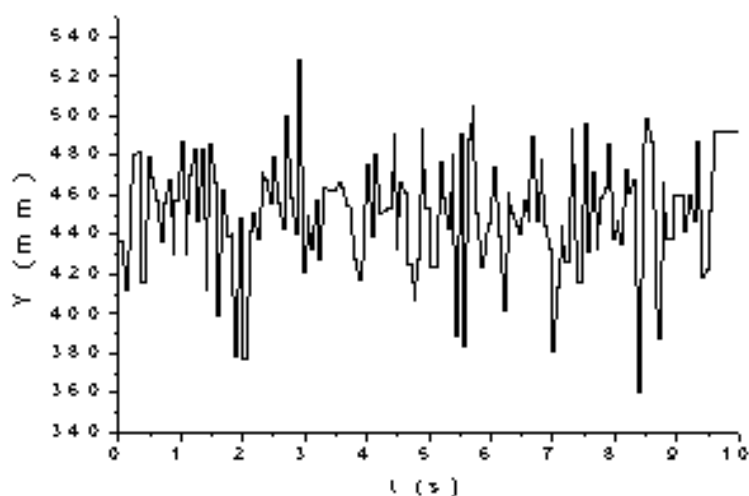
A figura 4 apresenta os resultados de cinemetria para avaliar o movimento do CG, mostrando exemplos de imagens capturadas dos pontos luminosos, L1, L2, L3 e L4, conforme disposição mostrada na figura 2. L1 emite luz sincronizada com a aplicação da força na placa de força.



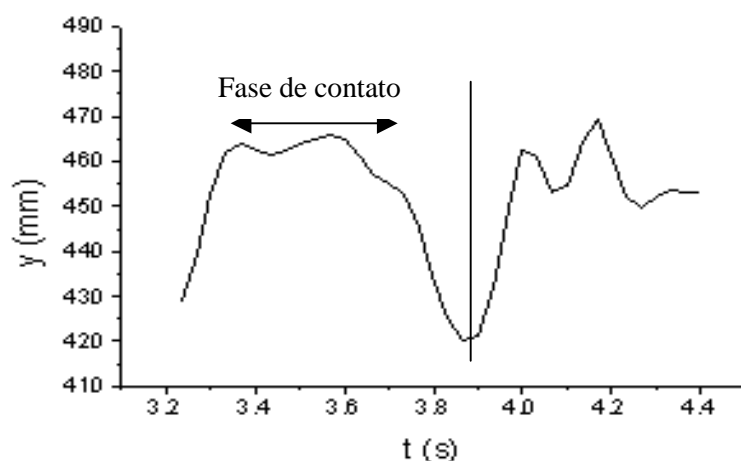
**Figura 4.** Exemplos de imagens capturadas

Após o processamento das imagens os pontos luminosos são localizados em termos de coordenadas cartesianas de acordo com a calibração do sistema de captura de imagens. A figura 5a apresenta uma amostra de variação do CG na direção vertical “y” durante um ensaio de 10 segundos. Finalmente, a figura 5b mostra a variação do CG em um intervalo de um passo completo, iniciando-se com a fase de contato do pé direito. A curva desta última figura foi suavizada com relação a curva original, que apresentou um certo ruído nos sinais.

A análise minuciosa das curvas da figura de força de contato, figura 3b, associada à figura de variação do CG, figura 5b, servirão para avaliar os comportamentos dinâmicos do indivíduo durante a marcha, principalmente na fase de contato onde há a transmissão da força interna para a externa.



**Figura 5 a.** Histórico dos deslocamentos verticais “y” do CG – intervalo de 10 segundos



**Figura 5b.** Histórico dos deslocamentos verticais “y” do CG – um passo completo

#### 4. CONCLUSÕES

O método de avaliação do comportamento dinâmico proposto durante a marcha humana baseou-se no desenvolvimento de sistema de medição de forças de contato associado ao sistema de captura de imagens do deslocamento do CG do indivíduo. Os resultados experimentais de forças de contato apresentaram as características das curvas bem semelhantes às curvas apresentadas por Winter.

O sistema de captura de imagens, embora ainda em fase de testes demonstra possuir aplicabilidade, devendo ser aperfeiçoado em relação às fontes de luz que ainda apresentam distorções cromáticas, gerando ruídos no processamento das imagens.

No aspecto geral o projeto possui condições de ser utilizado em condições reais, atendendo à sua proposta de ser economicamente viável.

## 5. REFERÊNCIAS

- Cavanagh, P. et al., 1985, "An approach to Biomechanical profiling of elite distance runners", *Int. J. Sports Biomech.*, v. 1, p. 36-62.
- Correa, S.C. et al., 1996, "Análise de variação na energia mecânica do andar na esteira rolante e no piso fixo", VII Congresso Brasileiro de Biomecânica, Campinas-SP, p. 234-239.
- Dietz, V. and Horstmann, G.A., 1991, "Afferent control of posture", J. Stelmach, G.E., *Tutorial in motor neuroscience*, p 209-223.
- Dingwell, J. B., Davis, B. L., 1996, "A rehabilitation treadmill with software for providing real-time gait analysis and visual feedback", *J. Biomechanical Engineering*, v. 118, p. 253-255.
- Elftman, H., 1939, "Forces and energy changes in the leg during walking", *American Journal of Physiology*, v. 125, p.339-356.
- Gooda, S. and Kinoshita, G., 1977, *Robot Engineering*, Crona Pub. Co., Tokyo.
- Kram, R., Powell, J., 1989, "A treadmill-mounted force platform", *J. Applied Physiology*, v67, p. 1692-1698.
- Kugler, P.N. et al., 1982, "The development of movement control and coordination", John Wiley, New York.
- Michaels, C.F. and Carello, C., 1981, "Direct perception", Prentice-Hall, Englewood Cliffs..
- Mochizuki, L. et al., 1997, "A avaliação de parâmetros biomecânicos relacionados ao posturograma", VII Congresso Brasileiro de Biomecânica., Campinas-SP, p. 93-96.
- Nashner, L.M. and McCollum, G., 1985, "The organization of postural movements: a formal basis and experimental synthesis", *The Biomechanical and Brain Science*, vol. 8, p. 135-172.
- Queiroz, L.C., Martin, M.A. e Hirata, T.,1999, "Avaliação comparativa da força de contato da marcha humana", VIII Congresso Brasileiro de Biomecânica, Florianópolis-SC, p. 603-607.
- Silveira, E.D. et al., 1997, "Plataforma de força montada para instrumentação de esteira ergométrica para avaliação de marcha humana", VII Congresso Brasileiro de Biomecânica, Campinas, p. 216-221.
- Terashima, S. et al., 1996, "Three dimensional gait analysis for ankle fusion", *Proc. 73 th Annual meeting JSME*, Narashino, p. 548-549.
- Winter,D.A.,1991, "Biomechanics and Motor Control of Human Movement", Warterloo Press, Warterloo.

# SISTEMA PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO TERMODINÂMICO EM AMBIENTES CONTROLADOS

**Luís Mauro Moura**

**Nathan Mendes**

**Kátia Cordeiro Mendonça**

**André Luiz P. Possobom**

**Augusto Erzinger Jr.**

**Luís Fernando Oresten**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos, Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil. E-mail: lmoura@ccet.pucpr.br

## Resumo

Este trabalho descreve um sistema de aquisição, baseado em plataforma VXIbus, destinado à medição de grandezas inerentes a sistemas de refrigeração para avaliação de desempenho termodinâmico em ambiente controlado. O elemento principal deste sistema consiste em uma câmara climatizada onde temperatura e umidade relativa podem ser ajustados, entre valores de  $-10$  a  $60^{\circ}\text{C}$  e  $10$  a  $90\%$ , respectivamente. O sistema prevê o emprego de sensores – sendo oitenta para sinais de temperatura (termopares tipo T) e outros 30 canais para outras grandezas.

**Palavras-chave:** Consumo de energia, Câmara climatizada, Instrumentação virtual, Sistemas térmicos.

## 1. INTRODUÇÃO

O principal equipamento do Laboratório de Sistemas Térmicos constitui-se de uma Câmara Climatizada de Testes de Sistemas Térmicos, equipamento destinado a simular ambientes diversos em seu interior, com temperatura e umidade relativa controlada. Consiste num compartimento de  $2,5\text{m} \times 3,5\text{m} \times 3,0\text{m}$ , cujo fornecimento de ar nas condições desejadas é conseguido por meio de um sistema de ar condicionado composto de duas unidades condensadoras externas à Câmara, com capacidade total de  $8,7\text{ kW}$  ( $\sim 29,8\text{ kBTU/h}$ ), que opera na faixa de  $-10^{\circ}\text{C}$  a  $60^{\circ}\text{C}$ . O ar é conduzido por meio de dutos aos *dampers*, que possuem regulagem de inclinação de acordo com o fluxo necessário e que são controlados por CLP (Controlador Lógico Programável). Estes insuflam o ar pelo teto, sendo o retorno pelo piso. Como último estágio, existem duas resistências, que aquecem o ar de insuflamento se necessário.

Nesse ponto se encaixa o propósito deste trabalho, o qual inicia por uma criteriosa análise do sistema de medição e calibração dos componentes. Em seguida, apresenta-se a análise da junta de referência com relação à variação de temperatura e seu comportamento em regime transiente. Descreve-se também a determinação do gradiente de temperatura vertical da Câmara Climatizada, atividade necessária para a execução de ensaios em sistemas de refrigeração de acordo com a norma *ISO 8561* (1998).

## 2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DA CÂMARA CLIMATIZADA

A função básica da Câmara Climatizada (doravante designada como CC) é a avaliação do comportamento de sistemas, sejam mecânicos ou elétricos, quando submetidos às condições determinadas do ambiente interno da câmara. Essa avaliação é feita, basicamente, através do monitoramento das temperaturas do sistema ou ao redor dele. O melhor exemplo que descreve esta função é o teste de sistemas de refrigeração. No produto, são monitoradas as temperaturas do sistema onde circula o gás refrigerante (evaporador, condensador, dispositivo de expansão e compressor), assim como as pressões do sistema e as temperaturas do ambiente refrigerado. O sistema de aquisição de dados realiza medições de 80 pontos de temperatura, 20 de pressão, fluxo de massa e calor e 02 transdutores destinados a grandezas elétricas, como tensão, corrente, potência e fator de potência, consumo, instalados nos produtos a serem testados.

Internamente a CC existe um quadro de conectores para facilitar o manuseio dos diversos sensores, o mesmo acontece externamente à câmara. Do quadro de conectores externo, sai a cablagem que conduzem os sinais até um bastidor intermediário, que por fim é interligado ao sistema VXI (*VMEbus Extensions for Instrumentation*). Esse sistema combina a versatilidade dos protocolos de comunicação GPIB (*General Purpose Interface Bus*) e VISA (*Virtual Instrument Software Architecture*) com uma nova arquitetura de equipamentos de instrumentação, o padrão VME (*Versa Module Eurocard*) que criou um sistema de módulos de instrumentação em placas, que são utilizadas num bastidor ou chassi para a aquisição e tratamento do sinal. Este chassi possui um barramento traseiro de conectores que são especialmente projetados para conferir alta performance aos instrumentos, com o mínimo de perdas e ruído e máxima sincronização.

O sistema de aquisição de sinais é composto basicamente por uma placa multiplexadora Tektronix VX4330, um multímetro de 6.5 dígitos Tektronix VX4237, um outro multímetro de 4.5 dígitos Tektronix VX4234 e um conversor D/A Tektronix VX4730. A placa Tektronix VX4330 realiza a multiplexação dos sinais, podendo ser configurada via *software* para chavear, sinais a um, dois ou quatro fios. É composta de 120 canais (configuração com um pólo positivo e outro negativo) organizados em seis seções de dois blocos cada, totalizando 12 blocos de 10 canais adquirindo sinais a dois fios (exemplo: sinais de termopares), e pode ser configurado para disposições diferenciadas, como por exemplo a união de seções em série para aumentar o número de canais medindo a dois fios, por exemplo, ou constituir uma única seção de 240 pontos de leitura. Possui conectores de 160 pinos padrão *DIN*, com cabo especial dotado de blindagem contra interferências eletromagnéticas.

Tendo sido devidamente recebidos e organizados (*queued*), os sinais são encaminhados ao multímetro Tektronix VX4237. Esta unidade pode ter o comando de *trigger* programável, realizar até 1000 leituras por segundo, efetuar calibração automática programável, e auto-diagnóstico. A resolução é selecionável para 6.5 dígitos (seis-e-meio dígitos – resolução = 0,0000001 V), 5.5 ou 4.5 dígitos, além de permitir a seleção de medição entre tensão, corrente e resistência a dois ou quatro fios.

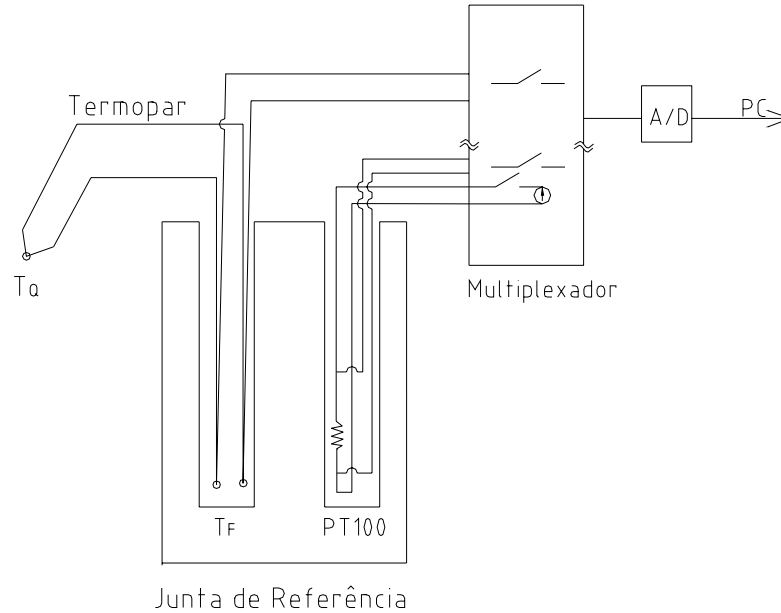
O sistema é conectado ao PC por meio de uma placa *VXI-MXI-2* (*National Instruments*), onde é controlado por um programa especialmente desenvolvido que permite o acompanhamento e manipulação dos dados assim como sua visualização (Mendes, 2000).

### 2.1. SISTEMA DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

A leitura de temperatura é realizada por termopares tipo T e utilizando uma junta de referência, conforme Fig. 1. A junta de referência constitui de um bloco isotérmico de alumínio com dimensões de 300 mm de diâmetro e altura de 400 mm, com 102 furos usinados com diâmetro de 8 mm por 250 mm de profundidade. Os furos são preenchidos com óleo



lubrificante, com o objetivo de melhorar o contato térmico. Em razão de sua grande capacidade térmica e uma isolamento externa, consegue-se uma grande estabilidade em sua temperatura. A temperatura de referência do bloco é determinada através de três termorresistores (sensores tipo PT100) que permanecem inseridos no mesmo.



**Figura 1.** Esquema de uma junta de referência (A ilustração é apenas esquemática, não representando a especificação real)

Os termopares são calibrados em relação ao ponto de fusão da água ( $0^{\circ}\text{C}$ ), obtendo-se uma curva de temperatura em função da tensão medida, que pode ser expressa através do seguinte polinômio:

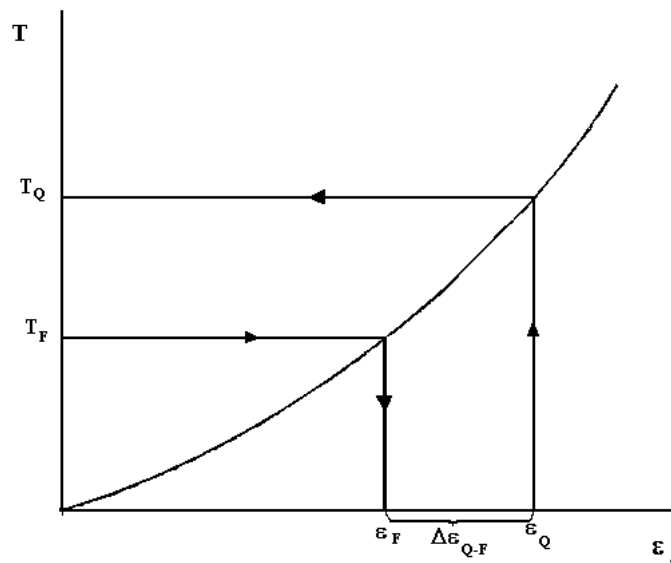
$$T = a_0 + a_1\varepsilon_0 + a_2\varepsilon_0^2 + \dots + a_n\varepsilon_0^n = f(\varepsilon_0) \quad (1)$$

onde os coeficientes  $a_0, a_1, \dots, a_n$  são características de cada termopar.

Ocorre que a temperatura do bloco da junta de referência é diferente da temperatura de calibração. Moura (1993) mostra um tipo de compensação desse problema que pode ser programado via *software*, utilizando a temperatura determinada pelas termorresistências, a partir da equação abaixo:

$$T_Q = f(\Delta\varepsilon_{Q-F} + f^{-1}(T_F)) \quad (2)$$

onde  $T_F$  é a temperatura da junta de referência, medida pelo sensor PT100,  $T_Q$  é a temperatura a ser medida e  $\Delta\varepsilon_{Q-F}$  é a tensão gerada pelo termopar, correspondente à diferença de temperatura entre  $T_Q$  e  $T_F$ . Esse esquema de compensação pode ser visualizado graficamente na Fig. 2.



**Figura 2.** Representação gráfica da compensação da temperatura da junta

## 2.2 Calibração e verificação dos elementos sensores de temperatura

Os termopares tem a descrição de seu processo de calibração dividido em duas partes, de acordo com o seu uso: os que são usados para instalação no sistema a ser estudado, e os internos ao sistema de medição, isto é, aqueles que fazem parte da cablagem interna da CC. Os primeiros têm suas características levantadas a partir das características metrológicas do tipo de termopar usado na junta. As características se resumem aos coeficientes do polinômio característico do termopar.

A leitura do sinal dos termopares internos para calibração será feita através do equipamento Omega CL8300, que injeta um sinal de tensão compatível com a ordem de grandeza dos termopares. Esse sinal é lido pelo sistema de aquisição VXI, e a diferença correspondente à leitura injetada corresponde ao erro.

Os termorresistores foram adquiridos calibrados de uma empresa rastreada. Seu método de calibração consiste na comparação da medição da temperatura de um termorresistor padrão com a do sensor calibrado, e a determinação da resistência esperada naquela temperatura. É assim estabelecida a partir dos dados obtidos a equação característica do sensor, da forma (Moura, 1993):

$$R_t = R_0 (1 + AT + BT^2) \quad (3)$$

Onde:

T = Temperatura a medir;

$R_t$  = Resistência na temperatura a medir;

$R_0$  = Resistência em  $T = 0^\circ\text{C}$ ;

A, B, N = Constantes características do material do sensor, constantes do certificado de calibração.

## 2.3 Calibração dos Transdutores de Pressão

Os transdutores de pressão (fabricação HBM) usados na CC utilizam extensômetros de resistência (*strain gages*), que convertem a deformação neles ocasionada por uma força em uma tensão que tira do equilíbrio o circuito de uma Ponte de Wheatstone.

Para que fosse feita a calibração desses sensores, é necessário um aparelho que forneça um valor de pressão de referência para a comparação entre essa excitação e o que é adquirido pelo transdutor, o que foi conseguido através do uso de uma máquina de peso morto (Ashcroft tipo 1305D).

A calibração foi realizada com o mesmo sistema de aquisição que será efetivamente utilizado nas medições reais: alimentação do transdutor a partir da placa VX4730 (placa conversora D/A), chaveamento do sinal de pressão pela placa VX4330 e leitura pela placa VX4237. A alimentação do transdutor, que demanda uma tensão de 0 a 12V, foi feita nos níveis de 5V e 10V, de modo a verificar qual delas iria conferir a mínima dispersão da medição.

Foi notado que não houve variação significativa das características metrológicas dos transdutores ao variar a tensão de alimentação de 5V para 10V. A dispersão das medições nos dois casos permaneceu entre 0,001% até 0,05%, sendo que numa média em torno de 0,004%, ou seja, dentro do especificado pelo fabricante, que admite um erro máximo de 0,15%. Decidiu-se então usar como tensão padrão de alimentação a de 5V, garantindo que a medição não chegue ao final da faixa de operação da melhor resolução do voltímetro.

## 6. DETERMINAÇÃO DO GRADIENTE DE TEMPERATURA VERTICAL DA CÂMARA CLIMATIZADA (CC)

Da mesma forma que os produtos testados e os resultados dos ensaios devem seguir o conteúdo das normas que regem a construção e teste de sistemas de refrigeração, assim também se aplica para os dispositivos de teste. A câmara, por ser o elemento essencial nesse contexto, deve ter suas características de desempenho bem definidas para que se tenha uma fonte segura de avaliação do produto, a partir da estabilidade das características ambientais a ele fornecidas no momento do teste.

As normas da *ISO*, atualmente seguidas como referência para ensaios pelas organizações normativas ao longo do mundo, ditam certas características que devem ser alcançadas pelas câmaras climatizadas em condições de ensaio, de modo que o laboratório possa ser credenciado para a realização de ensaios. Dessa forma, faz-se necessário que a CC seja analisada quanto à sua capacidade de obter tais características.

A norma *ISO* 8561 (1998) determina que a temperatura em cada ponto de medição seja mantida constante dentro de  $\pm 0,5K$  da temperatura nominal requerida para o ensaio.

Outra característica determinada diz que o gradiente vertical da CC, isto é, a diferença entre as temperaturas medidas na vertical, desde o chão até uma altura de 2 m, não deve exceder 2K/m. Por fim, é arbitrado que a diferença máxima entre a temperatura da superfície e a do ambiente de teste não pode ultrapassar 1,5K; caso contrário, deverá ser construída uma plataforma de altura tal que atenda a norma para a região inferior do produto.

Faz-se necessário então um procedimento para a determinação destes dados. A primeira providência diz respeito à monitoração das temperaturas. Está é feita por meio de termopares do tipo massa (termopares inseridos dentro de um bloco de cobre para aumentar a constante de tempo térmica do sensor) que são posicionados em planos determinados ao longo da altura de 2 m tomada do chão da CC.

Considera-se a colocação de quatro produtos no interior da câmara (condição mais crítica), e os mesmos possuindo dimensões de 0,6 m de largura por 0,7 m de profundidade. A norma

ISO 8561 (1998) recomenda que os termopares para a medição da temperatura ao redor do produto estejam numa distância de 300 mm das paredes externas do produto. O estudo do *layout* dos produtos mostra que os espaços entre as laterais dos produtos são de 433 mm. Para que cada produto tivesse seu termopar de controle de temperatura da lateral, o espaço requerido deveria ser maior que 600 mm, o que fez com que fosse adotado somente um termopar para esses pontos.

No lado paralelo à parede lateral dos produtos, cogitou-se a hipótese de se usar somente um termopar no espaço de 900 mm. No entanto, como o vão é grande, corre-se o risco de não se monitorar com confiança a temperatura, ainda mais que a velocidade do ar insuflado é maior. Isso fez com que fossem adotados dois sensores na malha. Para os três planos de medição, tem-se então o total de 30 termopares.

O ensaio deverá ser conduzido nas seguintes temperaturas:

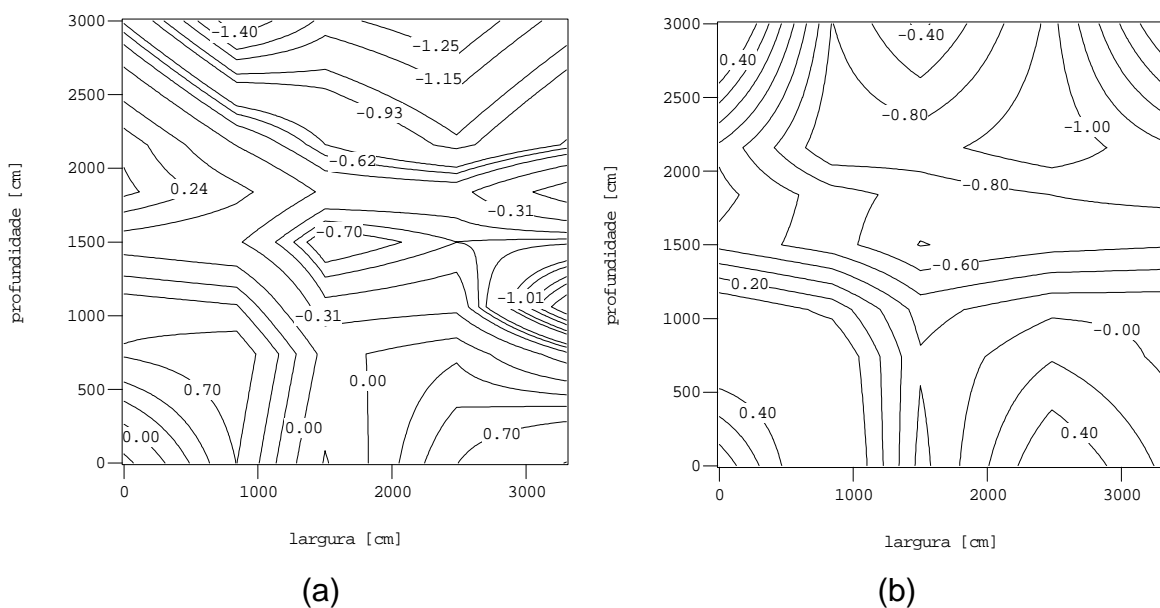
- Temperaturas de ensaios previstas nas normas ISO: 10°C, 18°C, 32°C, 43°C;
- Temperaturas no limite inferior da CC: 0°C e -10°C;
- Temperaturas no limite superior da CC: 50°C e 60°C.

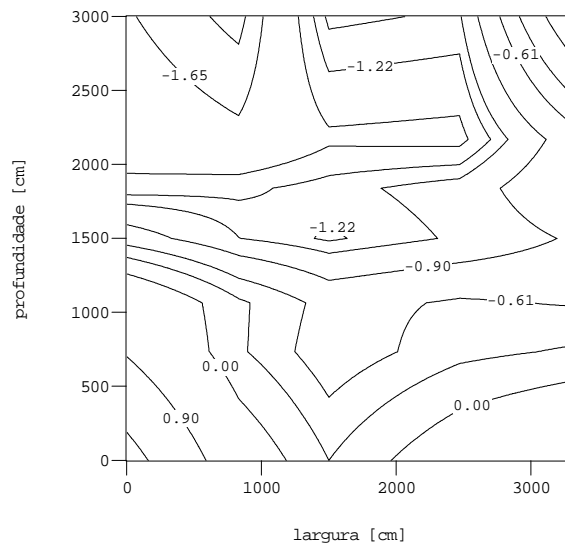
O tempo de ensaio para cada temperatura será de 24h, correspondente ao tempo de aquisição de dados para o Ensaio de Determinação do Consumo de Energia, e considerado por isso apropriado às necessidades mais imediatas do Laboratório de Sistemas Térmicos.

## 7.RESULTADOS

C Conforme descrito, segue uma análise da distribuição espacial e temporal de temperatura do ar no interior da câmara nas Figuras 3 a 5.

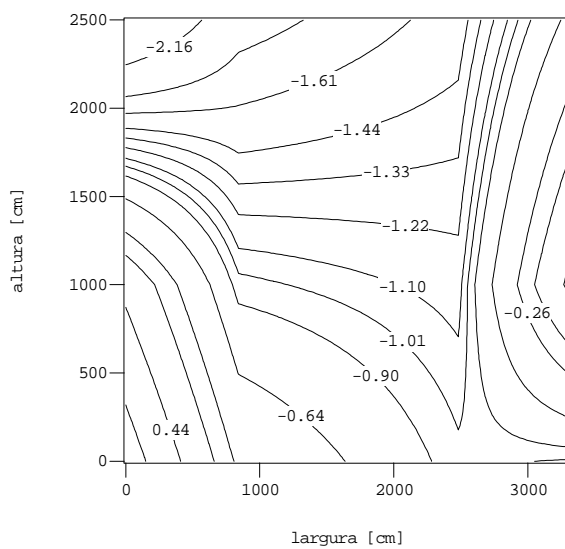
As Figuras 3 e 4 apresentam a distribuição espacial de temperatura em três camadas. Essas camadas encontram-se distanciadas de 1m, a primeira junto ao piso e depois a 1m e 2m de altura. Nota-se, através de análise do gradiente de temperatura, uma conformidade com a norma ISO.



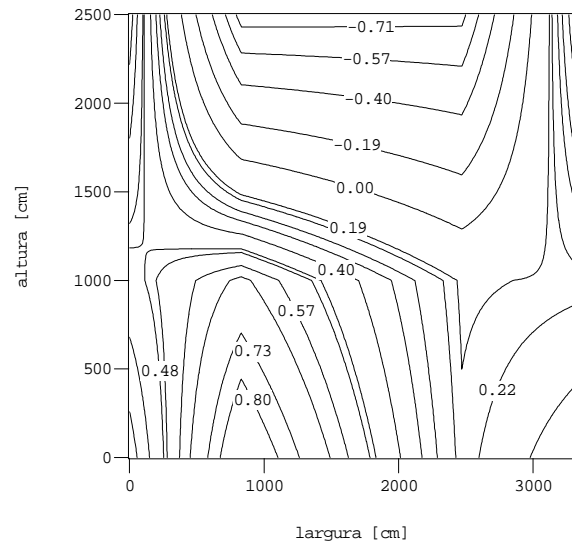


(c)

**Figura 3.** Diferença de temperatura [K] em torno do ponto de ajuste (32°C),  
a) piso, b) 1 m de altura, c) 2 m de altura



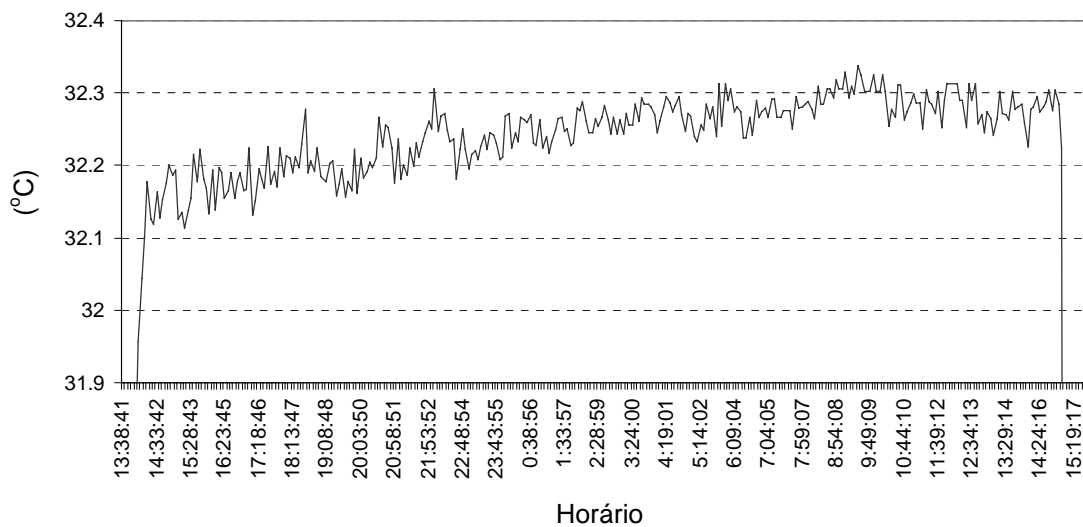
(Frente)



(Fundos)

**Figura 4.** Diferença vertical de temperatura (K) em torno do ponto de ajuste (32°C)

Mostra-se, na Figura 5, a evolução da temperatura no tempo de um dos sensores durante o ensaio, onde observa-se concordância com a norma, pois a variação de temperatura nunca ultrapassa 0,5K.



**Figura 5.** Evolução temporal do sensor 32, do teste de estabilização do dias 12 e 13/1/00, Ponto de ajuste da câmara: 32°C, Média de Temp. 32,21°C, Temp. Máxima 32,33°C, Temp Mínima 32,11°C

## 8. CONCLUSÃO

Descreveu-se neste trabalho os procedimentos utilizados para a análise e calibração de uma Câmara Climatizada para avaliação de desempenho termodinâmico de sistemas. A documentação desta etapa é necessária para a posterior certificação do LST/PUCPR para a realização destes ensaios, seja em sistemas de refrigeração e/ou aquecimento. As medidas obtidas demonstram que o equipamento está de acordo com as normas *ISO 8561* e *7371*.

## 9.REFERÊNCIAS

- International Standardizing Organization. Household refrigerating appliance – Refrigerators, refrigerators-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods, *ISO 8561*. Suíça, 1998.
- International Standardizing Organization. Household refrigerating appliance – Refrigerators with or without low-temperature compartment – Characteristics and test methods, *ISO 7371*. Suíça, 1998.
- Mendes, N., Moura, L.M. , Mendonça, K. C.Possobom, A. L. P.Erzinger, A. Jr; Oresten, L. F., 2000, “Metodologia e Software para ensaio de Sistemas Térmicos”, CONEM.
- Moura, L. M., 1993, “Desenvolvimento de um Protótipo de Equipamento de Placa Quente Protegida”. Florianópolis, Dissertação de Mestrado apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina.

## SOFTWARE PARA ENSAIO DE SISTEMAS TÉRMICOS

**Nathan Mendes**

**Luís Mauro Moura**

**Marco Antonio Buseti De Paula**

**Kátia Cordeiro Mendonça**

**André Luiz P. Possobom**

**Augusto Erzinger Jr.**

**Fernando Ambrósio Teodoro**

**Kelly Christine Landolfi Bento**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos, Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil. E-mail: nmendes@ccet.pucpr.br

### Resumo

Apresenta-se um programa computacional para *Windows*, baseado em plataforma *VXIbus* - destinado à aquisição de grandezas inerentes a sistemas térmicos. O programa recebe dados do interior de uma câmara climatizada, armazenando-os em um banco de dados para posterior visualização gráfica e análise. O programa permite aquisição de até oitenta sinais de temperatura e diversos sinais de outras grandezas (fluxo de calor, pressão, umidade, fluxo de massa), e também grandezas relacionadas ao consumo de energia elétrica. O principal benefício do usuário é a redução do custo com mão-de-obra para realizar os ensaios, além de aumentar a precisão e a velocidade com que as informações são processadas e armazenadas.

**Palavras-chave:** Sistemas térmicos, Consumo de energia, Câmara climatizada, Instrumentação virtual.

### 1. INTRODUÇÃO

Os ambientes de desenvolvimento de produtos estão sujeitos ao ritmo imposto pelas exigências crescentes do mercado consumidor e da concorrência. Desta forma, percebe-se cada vez mais a necessidade de agilizar o ciclo de projetos, o que requer o emprego de ferramentas avançadas para ensaios de protótipos. Os produtos situados na vasta categoria de sistemas térmicos, em particular, apresentam a preocupação com a eficiência, preocupação esta amplificada nos últimos tempos pelos temores bem fundamentados quanto à crescente demanda de energia elétrica associada a um crescimento quase nulo da oferta de energia. Acredita-se que num futuro próximo, o item consumo deverá se tornar um dos fatores de escolha principais na avaliação dos compradores de eletrodomésticos (Oresten, 1999).

Dentro deste contexto, foi construído, no Laboratório de Sistemas Térmicos da PUCPR, um sistema de ensaios de sistemas térmicos, como descrito em Moura *et al.* (2000). Estes sinais são mostrados de forma gráfica em tempo de execução, e armazenados em um banco de dados para posterior análise. O sistema é baseado em plataforma *VXIbus*, que possibilita uma grande flexibilidade de programação, tanto que todos os códigos foram escritos em linguagem C e C++. O software possui uma estrutura modular, de forma que eventuais alterações no hardware de aquisição (instrumentos *VXIbus*) não afetem o programa principal.

## 2. SISTEMA DE AQUISIÇÃO

O sistema de aquisição é formado por:

- um microcomputador *Pentium 100* com 48 Mb de memória RAM;
- os seguintes equipamentos padrão *VXIbus*:
  - um bastidor *Tektronix VX1410 IntelliFrame*;
  - uma placa *National Instruments MXI-2* de comunicação com o PC;
  - um multiplexador *Tektronix VX4330* com seis sessões, sendo:
    - uma sessão de 10 canais configurados para medição a 4 fios;
    - cinco sessões de 20 canais cada, configurados para medição a dois fios;
  - um multímetro de 4.5 dígitos *Tektronix VX4234*;
  - um multímetro de 6.5 dígitos *Tektronix VX4237*;
  - uma placa D/A de 12 canais *Tektronix VX4730*;
- dois transdutores de grandezas elétricas *Yokogawa 2480 D* (tensão, corrente, potência, frequência e 4 grandezas de consumo: Wh+, Wh-, varh+, varh-).

O software, na sua configuração atual, permite a utilização dos seguintes sensores (além dos dois transdutores de grandezas elétricas):

- 80 termopares tipo T, ocupando 4 sessões a dois fios do multiplexador.
- 20 sensores quaisquer a dois fios, ocupando a outra sessão a dois fios do multiplexador. Nestes canais serão ligados os sensores de fluxo de calor, o sensor de umidade relativa, os sensores de pressão manométrica e os sensores de fluxo de massa.
- 10 sensores com ligação a quatro fios, ocupando a sessão a quatro fios do multiplexador. Nestes canais serão ligados os termorresistores PT100.

O software está configurado para que os sinais de todos os sensores a dois fios sejam lidos pelo multímetro de 6.5 dígitos, e que todos os sensores a quatro fios sejam lidos pelo multímetro de 4.5 dígitos, sendo que esta configuração pode ser modificada, se necessário. Quaisquer sensores a dois ou quatro fios podem ser ligados tanto em um multímetro como em outro. A presença de dois multímetros no sistema, no entanto, faz com que diminua a quantidade de mudanças de modo de leitura (tensão/resistência), ou seja: um multímetro (6.5 dígitos) lê apenas tensão enquanto o outro (4.5 dígitos) fica reservado para as leituras de resistência a quatro fios. Além disso, o software permite regular dez tensões independentes para alimentação de sensores que apresentem tal exigência.

A Fig. 1 mostra uma visão geral do sistema de aquisição. As dimensões da câmara térmica, bem como a sua capacidade térmica, permitem os ensaios simultâneos de até quatro protótipos de sistemas térmicos, embora a sua configuração atual é definida somente para medição conjunta de dois deles. Estas grandezas elétricas são obtidas por intermédio dos dois transdutores, que respondendo a comandos do PC, convertem os sinais em dados no formato digital, que são enviados ao PC pela interface serial padrão RS232. Os sinais dos demais sensores são adquiridos pelos instrumentos *VXIbus*. As linhas que na Fig. 1 ligam o equipamento *VXIbus* aos protótipos, representam os diversos cabos dos sensores. Cada um destes cabos está conectado ao multiplexador *VXIbus*, que por sua vez direciona os sinais apropriadamente ao multímetro de 4.5 dígitos (sinais dos termorresistores, tipo PT100) ou ao multímetro de 6.5 dígitos (demais sinais). Os canais da placa D/A são usados para alimentar os sensores de pressão (e eventualmente outros sensores que necessitem de alimentação) com uma tensão constante adequada ao seu funcionamento.



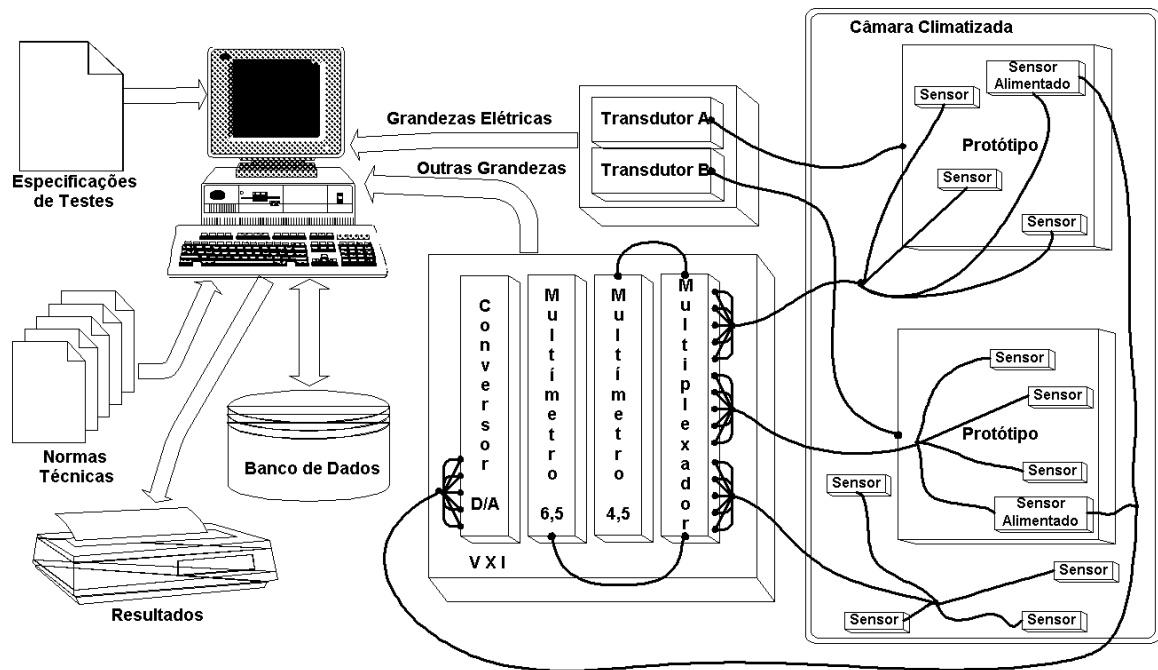


Figura 1. Visão geral do sistema de aquisição

### 3. ESTRUTURA DO SOFTWARE

A Fig. 2 mostra o diagrama de blocos do software desenvolvido, abrangendo sua plataforma de base. Cada instrumento *VXIbus* vem acompanhado de um *driver* produzido pelo fabricante, que contém funções de alto nível em linguagem C. Estas funções abrangem toda a funcionalidade do respectivo instrumento, e por sua vez são baseadas em funções de mais baixo nível contidas na especificação *VISA*. A especificação *VISA* define um padrão inovador de *software* de E/S não apenas para barramento *VXI* como também para *GPIB* e interfaces seriais.

### 4. OS ENSAIOS

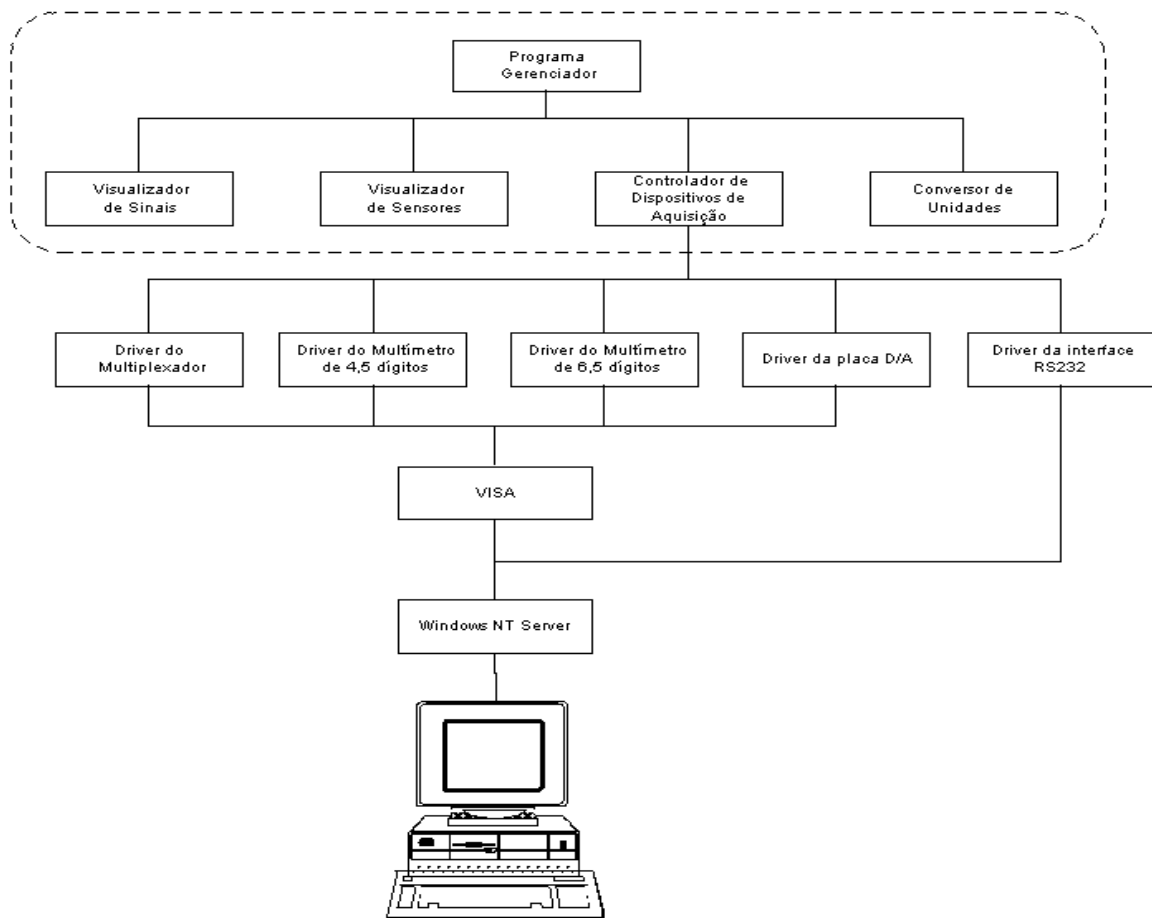
Ao ser iniciado um novo ensaio, o usuário fornece, na interface do Programa Gerenciador, primeiramente os dados do ensaio, que são:

- Data e horário inicial do ensaio;
- Duração do ensaio;
- A norma segundo a qual o ensaio será realizado (dentre as várias normas ISO ou ABNT ou outras). De acordo com a norma escolhida, o programa pré-determina certas particularidades dos ensaios a serem feitos.
- Número de Amostragens: cada conjunto de  $n$  valores obtidos pode ser proveniente de uma seqüência das leituras de  $n$  sensores, ou então cada um destes valores pode representar a média de duas, três ou mais seqüências de leituras de  $n$  sensores. Ou seja, cada sinal pode ser adquirido mais de uma vez, para formar uma média.
- Intervalo de tempo entre duas seqüências de aquisições consecutivas (que pode ser, por determinação do usuário, o intervalo de tempo entre a primeira aquisição de uma seqüência e a primeira aquisição da próxima, ou então o intervalo de tempo entre a última aquisição de uma seqüência e a primeira aquisição da próxima).

- Nome do responsável por este ensaio.

O usuário determina a duração de cada ensaio, podendo, no entanto, abortá-lo a qualquer instante.

Em seguida, o usuário deve fornecer também os dados dos produtos a serem ensaiados, Fig. 3.



**Figura 2.** Estrutura funcional do software

## 5. CONFIGURAÇÃO DOS SENSORES

O usuário deve informar quais sensores serão utilizados no ensaio, Fig. 4. Cada sensor tem uma identificação composta de uma letra seguida de um número de dois dígitos, sendo que os sensores T01 a T80 são reservados para os termopares, os sensores de D01 a D20 são sensores quaisquer a dois fios e os sensores de Q01 a Q10 são sensores quaisquer a quatro fios. Ao indicar que um determinado sensor será utilizado o usuário entra em uma tela para preencher alguns parâmetros adicionais relativos a este sensor. Um destes parâmetros, por exemplo, é a localização do sensor, que estará necessariamente enquadrada em uma das três seguintes categorias:

- no interior da câmara climatizada (ambiente);
- no interior de um dos protótipos (Produto 1 ou Produto 2);
- no ciclo de refrigeração de um dos protótipos;
- na junta térmica (bloco de referência).

Para cada sensor localizado no ambiente, deve ser informado a sua localização espacial (x,y,z).

Existe uma equação de conversão polinomial associada a cada tipo de sensor. No caso de serem utilizados tipos de sensores não previstos inicialmente, o usuário deve entrar com a sua equação.

**Dados do Produto**

Dados do Produto

Modelo  Código  Cor  N° de Série

Volume  Fabricação  Classe  Pressão Alta

Pressão Baixa  Fx de Tensão  Carga Gás  G. Frigorígeno

Frequência  Corrente  Potência  Tensão

Posição na Câmara

X  Y  Z

Tipo

Freezer

Refrigerador

Outro

Tamanho

Largura  Altura  Profundidade

Outro Produto

OK  Cancelar

**Figura 3.** Tela de configuração do produto

Outra informação importante associada a um sensor durante um determinado ensaio é a unidade para a qual será convertido o valor de tensão lido por este sensor. O programa Visualizador de Sensores, que é um módulo gráfico integrante do software, permite ao usuário ter uma visão espacial em "Wireframe" da câmara climatizada, com os protótipos em seu interior, e a localização (x, y, z) aproximada dos termopares instalados no ambiente, de acordo com as coordenadas fornecidas na tela de configuração. Para um maior entendimento do programa Visualização dos Sensores, veja Fig. 5. O Visualizador de Sensores só mostra aqueles termopares que estão localizados no ambiente. Existe a possibilidade de rotacionar, aproximar e afastar a imagem, para facilitar a visualização.

**Configuração dos Sensores**

SENSOR:

Posicionamento

Localização

Câmara

Produto 1

Produto 2

Ambiente

Ciclo

Junta Térmica

Posição

Ambiente

X  Y  Z

Ciclo

Distância  Ciclo

Configurações

Grandeza

Temperatura

Pressão

Fluxo de Massa

PT 100

Umidade

Fluxo de Calor

Outro

Unidade

Alimentação

Alimentado

Tensão

Eq. de Transdução

OK  Cancelar

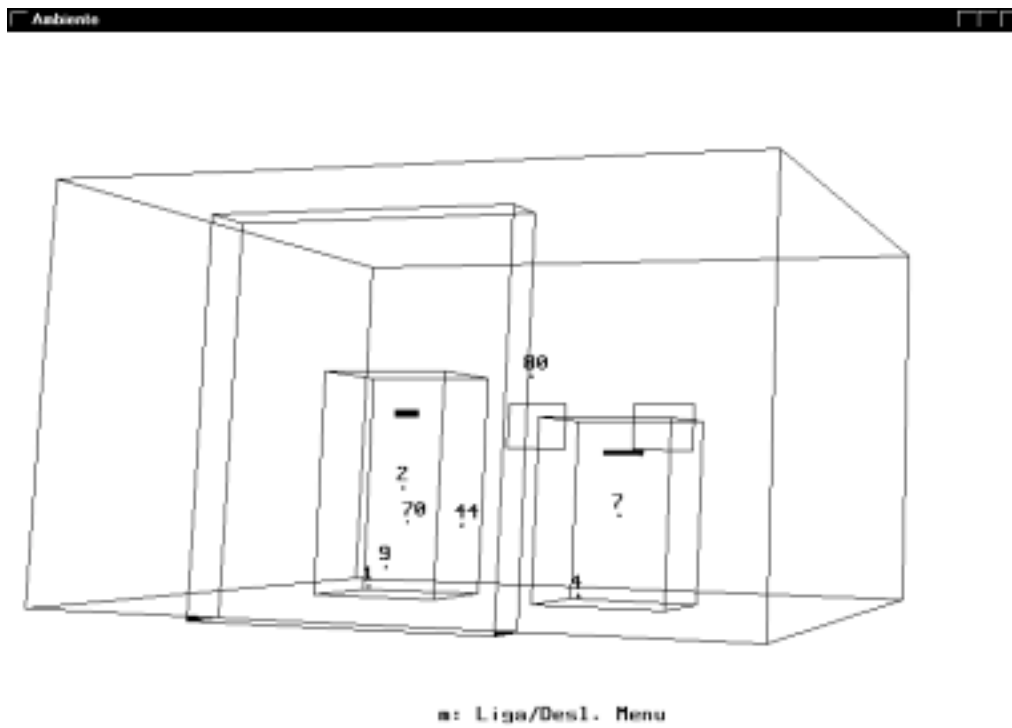
**Figura 4.** Tela de configuração de sensor

## 6. O BANCO DE DADOS E O VISUALIZADOR DE SINAIS

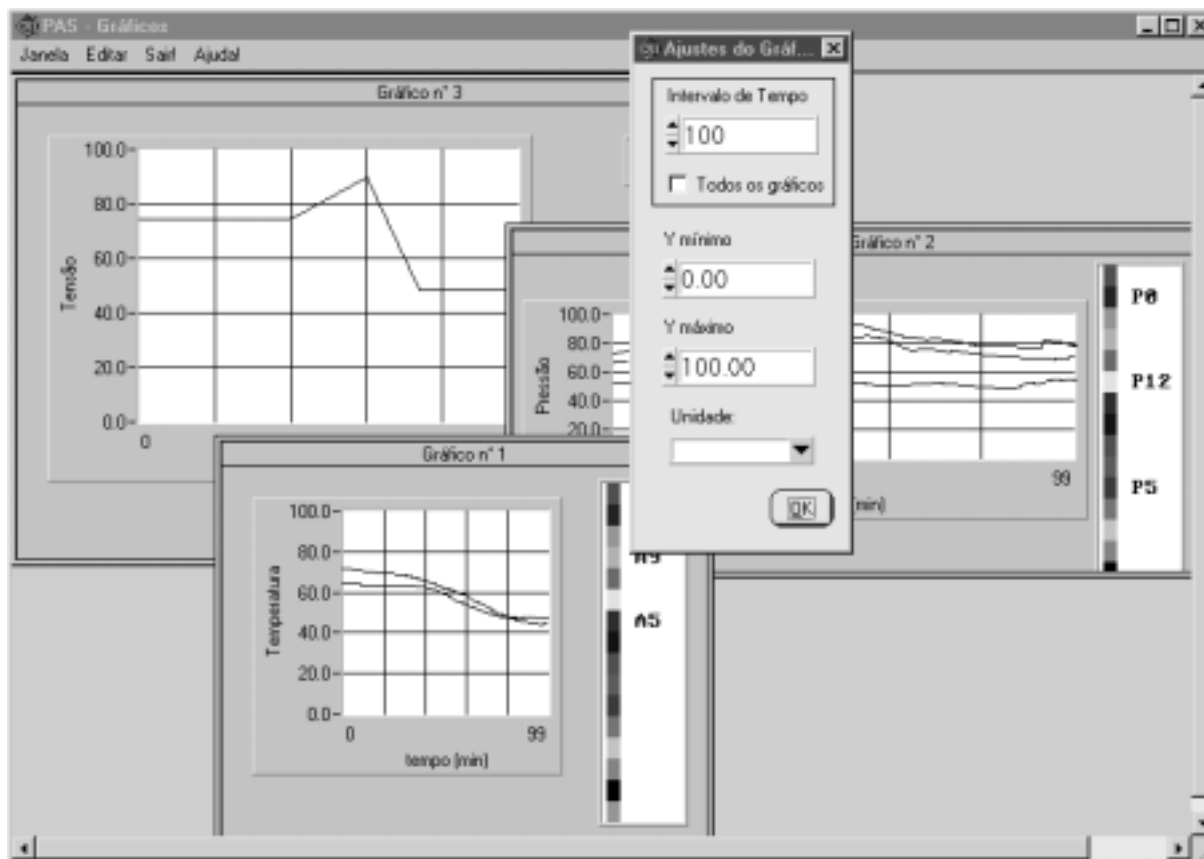
O programa principal é o responsável pela interface com o usuário e pelo gerenciamento do banco de dados. O banco de dados contém todas as informações, incluindo o estado da câmara e os dados dos sistemas ensaiados. No momento que um ensaio é iniciado, o banco de dados começa a receber os dados das aquisições. Cada valor de tensão lido nos multímetros é convertido de acordo com a equação correspondente, contida no Programa de Conversão de Unidades. Cada registro formado contém:

- número do teste (seqüencial e único);
- tipo do sensor/transdutor;
- nome do sensor/transdutor (de acordo com a convenção de uma letra e um número de dois dígitos);
- valor lido da grandeza (já convertido);
- data e horário;
- mensagem de erro (se tiver ocorrido algum erro no respectivo instrumento ou transdutor).

Estas mesmas informações são mostradas na tela em tempo de execução, o que permite ao usuário ter uma boa noção do andamento do ensaio. Além disso, existe o recurso do programa Visualizador de Sinais, através do qual o usuário monta gráficos personalizados, contendo até 16 sinais diferentes por gráfico. Cada gráfico deverá conter sinais da mesma natureza, e o usuário tem a liberdade de alterar, para cada gráfico, em tempo de execução, quais os sinais mostrados, o intervalo de tempo (eixo x), os limites inferior e superior dos sinais (eixo y). O usuário pode criar (e excluir) quantos gráficos desejar, bem como distribuí-los e redimensioná-los na janela principal. Assim, o Visualizador de Sinais proporciona ao usuário um acompanhamento visual extremamente útil, graças à flexibilidade agregada. Uma vez concluído um ensaio, o usuário pode acessar o banco de dados e montar gráficos mais detalhados dos sinais desejados para análise e documentação, utilizando como exemplo o software *MS Excel*.



**Figura 5.** Tela típica do Visualizador de Sensores



**Figura 6.** Tela típica do programa Visualizador de Sinais

## 7. AUTOMAÇÃO DA CÂMARA E INTEGRAÇÃO DO SISTEMA À CADEIA PRODUTIVA

Atualmente os ajustes de *set-point* de temperatura e umidade da câmara climatizada são efetuados por intermédio de seu painel de comando. Também as duas tensões de alimentação dos protótipos são ajustadas através de operação manual dos variadores de tensão. Pretende-se, no futuro, automatizar estas funções, juntando-as ao software desenvolvido. Para tanto, faz-se necessário duas coisas:

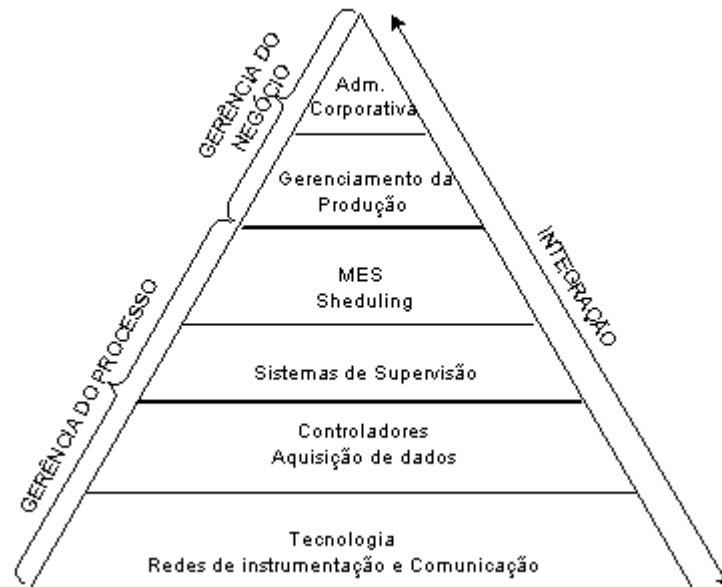
- Criar uma rotina de comunicação entre o software e o CLP (Controlador Lógico Programável) do painel de comando.
- Adaptar um comando motorizado a cada variadores de tensão.

Desta forma, consegue-se um ambiente com grau de integração maior. O controle automático do sistema de refrigeração da câmara continuará sendo executado pelo algoritmo no interior do CLP, mas pode-se imaginar uma variação onde este algoritmo esteja localizado no próprio PC, permitindo uma maior flexibilidade de programação.

Uma vez que os ajustes dos *set-points* e das tensões de alimentação estejam implementados, teremos um ambiente de instrumentação virtual completo, em que todas as funções podem ser comandadas a partir do PC. Isto possibilita a integração de nosso sistema a um ambiente mais abrangente, voltado ao projeto de produtos, que por sua vez é parte integrante do ciclo produtivo de uma indústria.

A Fig. 7 mostra a pirâmide organizacional de uma indústria. Os dois primeiros níveis no topo da pirâmide englobam decisões gerenciais a longo prazo. Os dois níveis intermediários englobam decisões ou planejamento de curto/médio prazo. Já nos dois níveis inferiores encontram-se os equipamentos e sistemas de chão de fábrica responsáveis pela aquisição de

dados e otimização de operação da dinâmica de plantas. Os sistemas de gestão integrada propõem um alto grau de interação entre os níveis adjacentes, o que incrementa a velocidade dos fluxos de informações dentro da pirâmide. Em tal contexto, propõe-se inserir o sistema de ensaios, de modo que as informações produzidas pelo software, façam parte de um banco de dados compartilhado pelos setores relacionados a projetos de produtos, agilizando dessa forma as atividades de desenvolvimento (Loures, 1999).



**Figura 7** – Pirâmide organizacional de uma indústria

## 8. REFERÊNCIAS

- Loures, E. R., 1999, “VIEnCoD – proposta de um ambiente *CACSD* baseado em plataforma de instrumentação virtual e *MATLAB*”, Dissertação de Mestrado apresentada ao Departamento de Informática da Pontifícia Universidade, Curitiba, PR, Brasil.
- Moura, L. M. *et al*, “Sistema de Aquisição de Sinais para Avaliação de Desempenho Termodinâmico em Ambientes Controlados”, artigo aceito pelo Congresso Nacional de Engenharia Mecânica de 2000.
- Oresten, L. F., 1999, “Implementação do Sistema de Medição de uma Câmara Climatizada”. Trabalho de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, PR, Brasil.

## CONTROLLER OF MICRO/MACRO HYBRID MANIPULATOR SYSTEM

**Francisco José Grandinetti**

**Álvaro Manoel de Souza Soares**

Departamento de Engenharia Mecânica- Universidade de Taubaté

Rua Daniel Danelli, s/n - Taubaté - SP - Brasil

**Luiz Carlos Sandoval Góes**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica

CTA - 12.228-900 - São José dos Campos - SP, Brasil

**Dragomir N. Nenchev**

Department of Mechanical and Production Engineering

University of Niigata - Faculty of Engineering

8050 Ikarashi 2, Niigata, Japan

***Abstract.** The objective of this work is to describe the design and the implementation of an experiment to study the dynamics, the experimental identification and the active vibration control of a Flexible Structure Mounted Manipulator System (FSMS). The system consists of a three degree of freedom cylindrical manipulator system with a flexible link on its tip. A two-degree of freedom polar rigid manipulator is mounted on the flexible macro manipulator. The dynamic modeling and experimental modal analysis identification in the frequency domain are being applied to design active digital control strategies for the micro-manipulator system to damp the mechanical vibrations of the flexible structure on the tip of the macro-manipulator system.*

***Keywords:** Robotics, Modeling, Flexible Structure, Micro/Macro Manipulator*

### 1. INTRODUCTION

Investigations on dynamic modeling and control of flexible structure mounted manipulator systems (FSMS) have attracted a great deal of interest due to special applications in the control of large flexible manipulator systems, with large work-space and simultaneous requirements of great precision at its end-effector positioning [1]. In these applications the active vibration control of the macro flexible manipulator requires considerable control energy, and a possible solution involves the concept of a micro rigid manipulator mounted on the macro-flexible system. This concept is generally referred as a micro/macro hybrid manipulator system (Nenchev, Yoshida & Uchiyama, 1996).

The FSMS system was assembled at the Mechatronics Laboratory of the University of Taubaté (UNITAU), and it consists of a micro manipulator system with two polar rotational joints, mounted on a flexible macro-manipulator system. The flexible structure is a cantilever beam mounted on the tip of a three degree of freedom cylindrical ( $r, \theta, z$ ), rigid manipulator system. A schematic view of the system is shown in Figure 1. The flexible beam has a low stiffness in the horizontal direction, in the same plane of motion of the polar micro manipulator. In this work we describe the analytical modeling together with model validation studies carried out through experimental modal testing and parametric system identification studies in the frequency domain. A nonlinear control law is proposed and tested to actively damp the mechanical vibrations of the flexible link.

**Abstract.** *The objective of this work is to describe the design and the implementation of an experiment to study the dynamics, the experimental identification and the active vibration control of a Flexible Structure Mounted Manipulator System (FSMS). The system consists of a three degree of freedom cylindrical manipulator system with a flexible link on its tip. A two-degree of freedom polar rigid manipulator is mounted on the flexible macro manipulator. The dynamic modeling and experimental modal analysis identification in the frequency domain are being applied to design active digital control strategies for the micro-manipulator system to damp the mechanical vibrations of the flexible structure on the tip of the macro-manipulator system.*

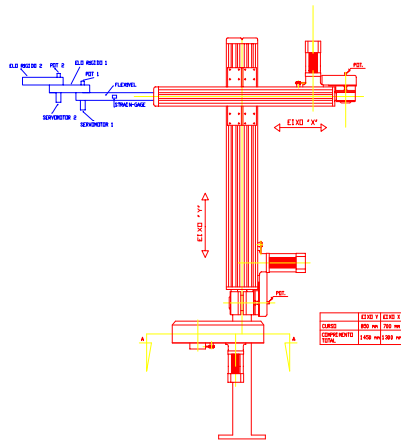


Figure 1 – Schematic view of the FSMS.

## 2. DYNAMIC MODELING OF THE FSMS

The analytical model of the system is derived from Hamilton's extended principle and the assumed mode method. In this work we have considered only a one-degree of freedom micro manipulator mounted on the tip of a flexible Euler-Bernouille beam. The motion of the cylindrical macro-manipulator is used only to position the FSMS on its workspace, and excite the vibrational degrees of freedom of this system. A generalized flexible homogeneous transformation and symbolic manipulation are applied to derive the equations of motion, (Junkins, 1993) and (Soares, Góes & Gadelha, 1996). The generalized coordinates are the angular displacement of the micro manipulator joint,  $q=q_1(t)$ , and the



modal coordinate,  $q_f(t)$  associated with the elastic displacement of the beam,  $w(x,t)$ . The generalized force include the joint torque of the micro manipulator system,  $u(t)$ .

Considering that the macro-manipulator have assumed a known position in its work space, the Lagrangian of the FSMS system, is written as,  $L = T_{ap} + T_f - V_f$ ,

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^{L_f} \rho \left( \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right)^2 dx \quad V_f = \frac{1}{2} \int_0^{L_f} EI \left( \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (1)$$

and  $T_{ap}$  is the kinetic energy of the micro manipulator system, with one degree of freedom,

$$T_{ap} = \frac{1}{2} m_r v_r^2 = \frac{1}{2} m_r \dot{w}^2 + \frac{1}{2} m_r v_i^2 + m_r \dot{w} v_i \cos q_r \quad (2)$$

where  $v_i = L_r/2 \dot{q}_r$ ,  $e \dot{w} = \dot{w}(L_r, t)$ ,  $L_f$  is the length of the flexible link and  $L_r$  is the rigid micro manipulator link length.

Applying the assumed mode method, we write the elastic displacement as,  $w(x,t) = \psi(x) \cdot q_f(t)$ , where the admissible function is given as (Junkins, 1993).

$$\psi_i(x) = 1 - \cos\left(\frac{i\pi x}{L_f}\right) + 0,5(-1)^{i+1} \left(\frac{i\pi x}{L_f}\right)^2 \quad (3)$$

which upon substitution on equations (1) and (2) above, gives (Lew & Trudnowsky, 1996) :

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^{L_f} \rho \left( \frac{\partial \psi(x) q_f(t)}{\partial t} \right)^2 dx = \frac{1}{2} \int_0^{L_f} \rho \psi^2(x) dx \quad \dot{q}_f^2(t) \quad (4)$$

$$V_f = \frac{1}{2} \int_0^{L_f} EI \left( \frac{\partial^2 \psi(x) q_f(t)}{\partial x^2} \right)^2 dx = \frac{1}{2} \int_0^{L_f} EI \psi''^2(x) dx \quad q_f^2(t) \quad (5)$$

$$T_{ap} = \frac{1}{2} m_r \psi^2(L_f) \dot{q}_f^2(t) + \frac{1}{2} m_r \frac{L_r^2}{4} \dot{q}_r^2 + m_r \psi(L_f) \dot{q}_f(t) \frac{L_r}{2} \dot{q}_r \cos q_r \quad (6)$$

The virtual work of non-conservative forces is written as,

$$\delta W = u \delta q_r + u \frac{\partial \psi(L_f)}{\partial x} \delta q_f \quad (7)$$

and applying Lagrange's equations with only one assumed mode, the equations of motion can be written in a matricial form as below,

$$\begin{bmatrix} M_{rr} & M_{rf} \\ M_{fr} & M_{ff} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_r \\ \ddot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ N_{fr} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_r \\ \dot{q}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & K_{ff} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_r \\ q_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u \\ bu \end{Bmatrix} \quad (8)$$

where :

$$M_{rr} = m_r \frac{L_r^2}{4} \quad (9.a)$$

$$M_{ff} = \int_0^{L_f} \rho \psi^2(x) dx + m_r \psi^2(L_f) \quad (9.b)$$

$$M_{rf} = M_{fr} = m_r \psi(L_f) \frac{L_r}{2} \cos q_r \quad (9.c)$$

$$N_{fr} = -m_r \psi(L_f) \frac{L_r}{2} \dot{q}_r \sin q_r \quad (9.d)$$

$$K_{rr} = \int_0^{L_r} EI \psi'^2(x) dx \quad (9.e)$$

$$b = \psi'(L_f) \quad (9.f)$$

The off-diagonal terms in the mass matrix,  $M_{fr}$ , represent the inertial coupling between the micro manipulator motion,  $q_r$ , and the dynamics of the supporting flexible structure,  $q_f$ . The unforced, undamped motion of the flexible structure, is excited by the dynamics of the micro manipulator system, according to the following equation:

$$M_{ff} \ddot{q}_f + K_{ff} q_f = -(M_{fr} \ddot{q}_r + N_{fr} \dot{q}_r) = -\frac{\partial}{\partial t} (M_{fr} \dot{q}_r) \quad (10)$$

The coupling force is expressed as the time derivative of the *coupling momentum* of the FSMS,  $\mathfrak{S} = M_{fr} \dot{q}_r$ . Zero reaction on the flexible structure can be achieved with a joint velocity command given by,  $d\phi/dt = M_{fr}^{-1} \mathfrak{S} + \text{cte}$ , or a joint acceleration,  $d^2\phi/dt^2 = -M_{fr}^{-1} \cdot N_{fr} \cdot q_r$  (Nenchev, 1996).

In the following sections we describe the experimental procedures used to validate the FSMS dynamics, through non-parametric identification in the frequency domain. The micro manipulator is driven by a velocity servo loop and both a piezoelectric accelerometer and a full strain gage bridge are used to estimate the modal coordinate,  $q_f$  associated with the elastic deformation of the beam. The identified model is used to design a non-linear control strategy to actively damp the vibrations induced in the flexible structure.

### 3. MODEL IDENTIFICATION AND CONTROL OF THE FSMS

The theoretical transfer functions, between the sensors output (potentiometer, accelerometer and extensometric sensor) and the velocity servocontrol reference signal, are determined by neglecting the non-linear terms in equation (8). To illustrate this procedure let us consider the open-loop dynamics of the flexible structure, obtained by eliminating the joint acceleration from equation (9),

$$\left( \frac{M_{ff} M_{rr} - M_{rf} M_{fr}}{M_{rr}} \right) \ddot{q}_f + \frac{K_{ff} M_{rr}}{M_{rr}} q_f = \left( \frac{b M_{rr}}{M_{rr}} - \frac{M_{fr}}{M_{rr}} \right) \dot{u}(t) \quad (11)$$

The output signal is derived from a strain gage bridge signal, which is proportional to  $\varepsilon(L_f)$ , the strain at the position  $L_f$  of the gage. This signal is related to the elastic displacement of the beam by the following equation,

$$\varepsilon(L_f) = \left( \frac{eb}{2} \right) \cdot \frac{\partial^2 w_{x,t}}{\partial x^2} \Big|_{x=L_f} = K_{form} \cdot q_f(t) \quad (12)$$

Substituting the above equations (11) and (12) in the closed loop servocontrol, we calculate the following analytical transfer function,

$$\frac{Q_f}{V_a} = \frac{sK_v K_f (a_2 s^2 + a_1 s + a_0)}{[s(a_2 s^2 + a_1 s + a_0) + K_v K_b (b_2 s^2 + b_1 s + b_0)](c_2 s^2 + c_1 s + c_0)} \quad (13)$$

where the coefficients, a, b, c, are given in terms of system parameters. In a similar manner we obtain the analytical transfer function between the joint motion,  $q_r$ , and the servo reference signal,  $V_a$ ,

$$\frac{sQ}{V_a} = \frac{\eta K_v (b_2 s^2 + b_1 s + b_0)}{[s(a_2 s^2 + a_1 s + a_0) + K_v K_b (b_2 s^2 + b_1 s + b_0)]} \quad (14)$$

here the system parameters are given as,  $K_v = K_m/R_a$ ,  $b_2 = M_{ff} - bM_{rf}$ ,  $b_1 = N_{rf}$ ,  $b_0 = K_{ff}$ ,  $a_2 = M_{ff}M_{rr} - M_{rf}M_{rf}$ ,  $a_1 = N_{rf}M_{rr}$ ,  $a_0 = K_{ff}M_{rr}$ ,  $K$ ,  $R_a$  is the motor armature resistance,  $K_m$  is the open loop gain and  $\eta$  is the motor gear transmission ratio.

The above derived analytical transfer functions are used to determine the FSMS system structure in the experimental model validation studies as shown in the next section. The experimental control of the FSMS slew motion and the active vibration control of the flexible system is achieved with digital control strategies based on vibration dynamic compensation [1], and null space reaction control (Nenchev, 1996)

A nonlinear control law for the joint motion can be easily derived to actively damp the vibrations of the flexible structure. The flexible dynamics, given by equation (11) above, can be written as a standard damped, second order system, if the control torque is given by:

$$u(t) = -\left(\frac{bM_{rr}}{M_{rr}} - \frac{M_{fr}}{M_{rr}}\right)^{-1} \tilde{G}_{ff} \dot{q}_f \quad (15)$$

leading to the closed-loop equation,

$$\tilde{M}_{ff} \ddot{q}_f + \tilde{G}_{ff} \dot{q}_f + \tilde{K}_{ff} q_f = 0 \quad (16)$$

This equation leads to a standard eigenvalue problem to obtain the eigenvalues and eigenvector of the closed loop system. Considering that the open-loop system is completely observable and controllable, the linearizing control law implement a standard pole placement technique. The control gains are determined by assigning the closed-loop eigenvalues.

#### 4. SIMULATIONAL RESULTS

In this section, is presented a scheme for the implementation of the proposed control law, stated in equation 15. The figure 2 shows the simulation scheme, equation (8). The physical parameter of the micro/macro system are in the table 1 below.

Table 1 . Flexible link parameters

Parameter	name	value	unit
Rigidity	EE	$7.1 \times 10^{10}$	$\text{N/m}^2$
Inertia	II	$2.97 \times 10^{-9}$	$\text{m}^4$
Shape function	Fi	3.57	m
Rigid link mass	Mr	0.45	Kg
Rigid link length	Lr	0.30	m
Flexible link length	L	0.81	m
Density per unit length	Rho	0.26/0.81	Kg/m
beam tickness	eb	5.20	mm
beam width	hb	25.4	mm

Substituting the table 1 parameters in equations (8) and (15), we reach at the equations (17), (18) and (19):

$$0.01125\ddot{q}_r - 0.26775 \cdot \cos(q_r) \ddot{q}_f = 0 \quad (17)$$

$$6.4138\ddot{q}_f + 1192.85q_f - 0.26775 \cdot \sin(q_r) \cdot \dot{q}_r \dot{q}_r = -M_{fr} \ddot{q}_r \quad (18)$$

$$\ddot{q}_r = M_{fr}^+ (G_f \dot{q}_f - (-0.26775 \cdot \sin(q_r) \cdot \dot{q}_r) \dot{q}_r) \quad (19)$$

The next figure, shows the schematic diagram used in for the simulation results.

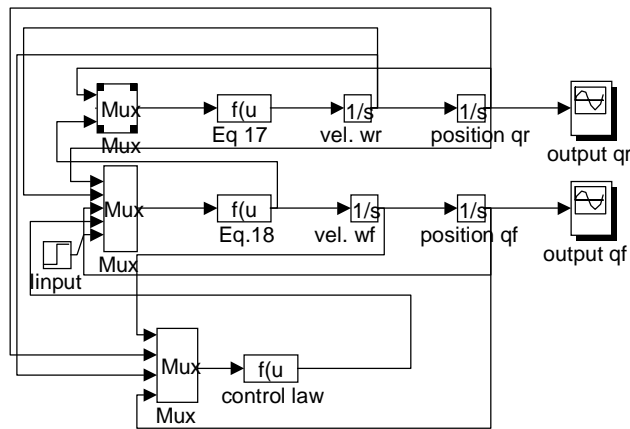


Figure 2 – Simulation Scheme

In figures 3 and 4, are shown the simulation result. Figure 3 shows the modal coordinate signal  $q_f$ , where the oscillation is dumped because the control law term  $G_f \dot{q}_f$ , equation (16).

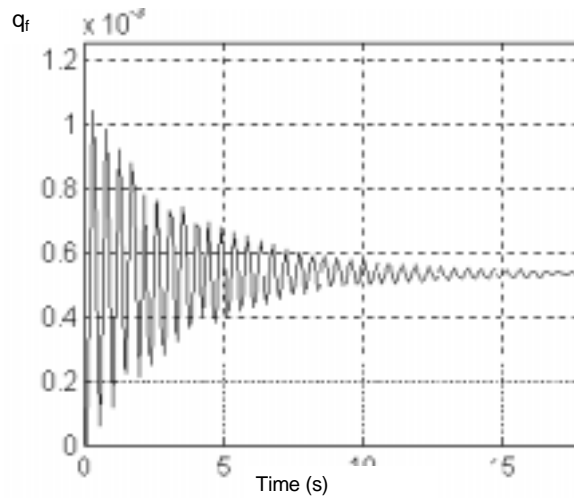


Figure 3 – Flexible link tip displacement,  $q_f(t)$

Figure 4 shows the angular displacement of the micro manipulator revolute joint coordinate,  $q_r(t)$ .

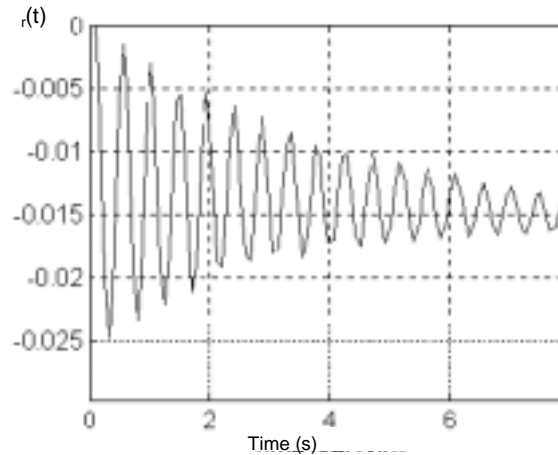


Figure 4 -  $q_r(t)$  time variation

## 5. EXPERIMENTAL RESULTS

Model validation is carried out through experimental modal analysis and the estimation of the experimental transfer functions from the sensor signals. A piezoelectric accelerometer conditioned by a charge amplifier and integrating preamplifier is used to monitor the vibrational displacement of the beam tip. Full strain-gage bridges are also used to measure the elastic deformation of the flexible structure. Random noise excitation, of the joint motion, is used to obtain the parametric model identification in the frequency domain. A computerized data acquisition and control system (DACS) based on a PC microcomputer with analog and digital interfaces, is used to monitor the sensor signals and control the system in real-time. A standard DC torque motor is used to actuate the slew motion of the micro manipulator.

The physical parameters of the FSMS are given by:  $E = 7.1 \times 10^{10}$  N/m, elastic

constant;  $I=2.97 \times 10^{-9} m^3$ ; beam area moment of inertia;  $M_r = 0.45$  kg, mass of the rigid link;  $L_r = 0.30$  m, length of the rigid link;  $L_f = 0.81$  m, length of the flexible link;  $\rho = 0.32$  kg/m, linear mass density;  $e_b = 5.20$  mm, beam thickness; and  $h_b = 25.4$  mm is the beam high. Figure 5 below shows the experimental FRF between the rigid link motion, measured with a potentiometer, and the motor input voltage. Also shown in this figure is the identified FRF based on the model given by equation (14). The system shows a clear mode resonance at the frequency of 26 Hz.

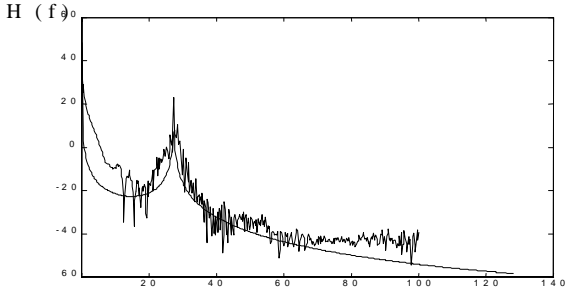


Figure 5 - Experimental and identified FRF for the micro manipulator joint angle.

The same mode structure is shown in figure 6, below, which exhibits the experimental FRF and the corresponding identified model, for the acceleration at the flexible beam tip and the actuator input.

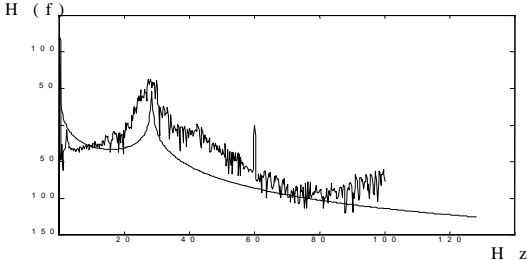


Figure 6 - Accelerometer experimental FRF

The strain gage experimental FRF shown in figure 7, has a more distinct mode structure. Besides the mode resonance at 26 Hz, it also shows a lower mode structure, around the frequency of 2 Hz. This frequency coincides with the clamped free mode resonance of the flexible beam. On the other hand, the mode structure described by equation (13) does not fit very well the high frequency behavior of the FSMS. Nonetheless, we consider that the proposed theoretical model indeed represents the main dynamic characteristics of the FSMS system.

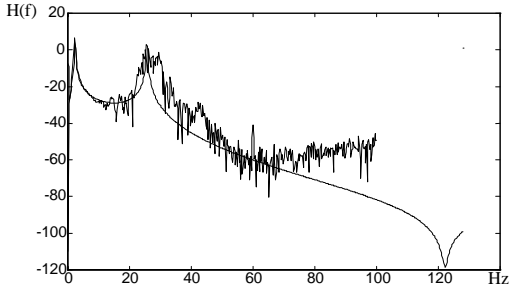


Figure 7 - Experimental and identified FRF for the strain gage sensor.

These model validation studies and identified mode structure were applied to develop a nonlinear control strategy to actively damp the mechanical vibrations induced on the flexible structure mounted micro manipulator system. Instead of a computed torque model which is more appropriate for a current feedback system, we calculate from equation (10), the joint angle acceleration which results in a damped closed-loop system for the flexible coordinate,  $q_f$ . A simple algebra gives the following equivalent velocity control law for the established velocity servosystem,

$$V_r = \int M_{fr}^+ (G_f \dot{q}_f - \dot{M}_{fr} \dot{q}_r) dt \quad (17)$$

where  $M_{fr}^+$ , is the inverse of the inertia coupling parameter, and  $G_f$  is the control gain necessary to actively damp the vibrations of the FSMS. This latter gain was determined by extensive simulation studies of the FSMS closed loop dynamics.

The nonlinear linearizing control law describe by equation (17) was implemented on a PC based microcomputer with a standard AD/DA interfaces board. The flexible coordinate was estimated with the strain gage sensor as described by equation (12). The potentiometer signal was digitally derived to give an estimate of the joint angle velocity. The sensors and signal conditioning gains were experimentally determined from the fitted frequency response functions. In figure 8, below, is shown an estimation of the flexible modal coordinate for the open loop system. An impulsive disturbance was applied to the flexible structure and the time decay of the oscillations were recorded, giving a damping coefficient of approximately,  $\xi=0.007$ .

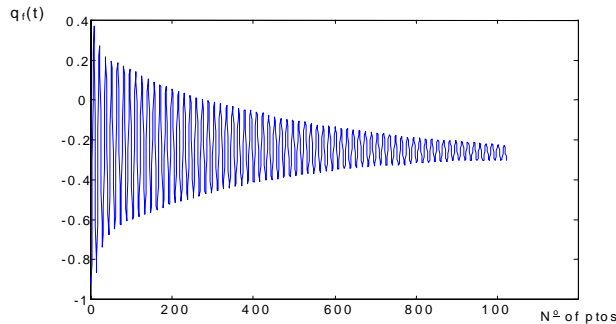


Figure 8 - Disturbance Response of the FSMS without the active control, time 32.29 seg.

In figure 9, is shown the active control of the FSMS, as implemented by the control law given by equation (17). The closed loop behavior has an equivalent damping coefficient close to,  $\xi=0.002$ .

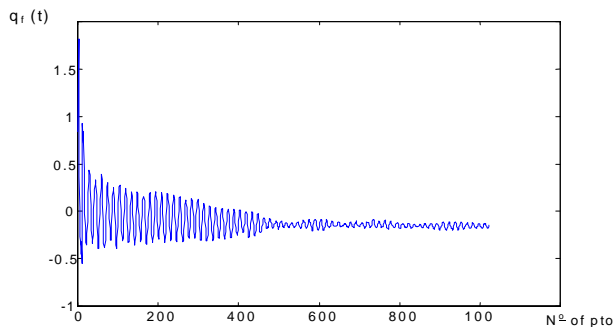


Figure 9 - Disturbance Response with the active control, time 32.29 seg.

A residual mode oscillation is observed due to mismatches between the experimentally estimated parameters and the parameters of the real plant dynamics.

## 6. CONCLUSIONS

We have presented preliminary results of the implementation of an experimental micro/macro-manipulator system, consisting of a micro manipulator mounted on a flexible structure (Flexible Structure Mounted System/FSMS). We discussed a simplified model of the FSMS together with some simple control strategies for the active damping of the vibrations of the flexible base system. Symbolic manipulation, with the software MATHEMATICA, was used to derive the equations of motion for a generic FSMS. The procedures were validated with a simple case study both with simulation and experimental results. Several dynamic models for the sensors and actuator transfer functions were derived and compared with the experimental Frequency Response Functions (FRF), obtained by non-parametric modal identification. The FRF's were used to obtain the structural model of the FSMS. The identification results showed a dominant mode structure around the frequency of 2.01 Hz. These studies were important to determine the dynamic coupling between the macro manipulator servo actuation system and the FSMS system. The nonlinear control law implemented in this work showed to be effective to actively damp the vibrations of the FSMS. These results were observed both in the simulations and in the real time digital control.

## ACKNOWLEDGEMENTS

This work is partially supported by Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) under grant number 97/13287-1.

## 7. REFERENCES

- Lew, J. Y. & Trudnowski, D. J., 1996, Vibration Control of a Micro/Macro-Manipulator System, *IEEE Control Systems*, 1 (2).
- Nenchev, D. N., Yoshida, K. & Uchiyama, M., 1996, Reaction null space based control of flexible structures mounted manipulating systems, in Proc. 35th IEEE CDC, Kobe, Japan.
- Junkins, J. L. & Kim, Y., 1993, Introduction to dynamics and control of flexible structures. AIAA, Inc., Washington, DC.
- Soares, A. M., Góes, L. C. S. & Gadelha, L.C., 1997, Modeling, Experimental identification and control of a multibody system with flexible appendages, COB679, XIV COBEM, Bauru, SP.
- Nenchev, D. N., et al., 1996, Experiments on reaction null-space based decoupled control of a flexible structure mounted manipulator system, 35th IEEE, Control and Decision Conference, Kobe, Japan.



## **DESENVOLVIMENTO DE SONAR ATMOSFERICO ATIVO PARA DETERMINAÇÃO DE POSIÇÃO**

**Antonio Augusto Russo**

**Helio Mitio Morishita**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, 05508-900, São Paulo, SP, Brasil.

### **Resumo:**

A medida da posição de um objeto móvel é de fundamental importância para o desenvolvimento de sistemas de controle. Entretanto, ainda não estão facilmente disponíveis métodos para efetuar essas medidas em escalas de modelos. Este projeto diferencia-se no meio de propagação utilizado – o ar - e não a água. Essa escolha permite uma maior flexibilidade na utilização do sistema possibilitando o seu uso em ambiente terrestre, além é claro, da simplificação da montagem pois os componentes acústicos (alto-falantes e microfones) são, via de regra, menos custosos que seus equivalentes submarinos. Assim, pode-se encarar este projeto como uma adaptação dos sistemas de posicionamento já consagrados para uma aplicação específica, de baixo custo que, todavia, possa ser utilizada como instrumento de confiança.

**Palavras-chave:** Ultra-som, Sonar, Localização.

### **1. Introdução:**

A determinação das características hidrodinâmicas de veículos oceânicos é efetuado, normalmente, realizando ensaios com modelos reduzidos. E muitas vezes durante os ensaios, é necessário medir a posição e a velocidade do modelo para determinar, adequadamente, as características dinâmicas da embarcação. A medida de movimentos em tanques de laboratório hidrodinâmicos pode ser efetuada utilizando instrumentos específicos. No entanto, estes mesmos instrumentos podem ser inadequados ou mesmo inviáveis quando se deseja efetuar ensaios com modelos maiores em águas restritas como em lagos ou represas. A medida de posição de modelos reduzidos de veículos oceânicos não é simples, mormente quando há necessidade de compatibilizar a natureza do ensaio, precisão e custo. Mas, atualmente, os sistemas digitais de alta velocidade permitem desenvolver medidores de posição, com precisão requerida, aplicando os princípios clássicos como propagação acústica. O Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, em particular, tem interesse no desenvolvimento deste tipo de sensor, pois ele é de extrema utilidade nos ensaios com modelos no tanque do seu Laboratório.

### **2. Princípios de Funcionamento:**

Todos os métodos de medida de distância que não envolvem vínculos mecânicos baseiam-se na medida do tempo de propagação de certo tipo de energia entre dois pontos. Radares e GPS utilizam ondas eletromagnéticas; Sonares empregam ondas acústicas. Tais

equipamentos também diferem na forma como as medidas de distância são transformadas em medida de posição absoluta.

Então, para medir uma distância, deve-se conhecer a velocidade de propagação da forma de energia escolhida, no meio em que está se propagando e então medir o tempo decorrido entre a emissão da onda (eletromagnética ou acústica) em um dos pontos e sua recepção no outro ponto. Sabendo que as distâncias típicas envolvidas são da ordem de dezenas de metros apresenta-se imediatamente a escolha de sinais acústicos de alta frequência para operação do equipamento. Para medir a distância, foi visto que era necessário apenas medir um intervalo de tempo e conhecer a velocidade de propagação. O coração do projeto, portanto, consiste em desenvolver um dispositivo que possa medir intervalos de tempo com precisão e resolução adequadas. Foi escolhido uma placa de interface para PC como solução. De posse de todas as limitações e características acima consideradas bem como das especificações desejadas chegou-se aos seguintes valores:

- Freq. de amostragem      Maior que 10 Hertz                      (>10Hz)
- Resolução                      Menor que 10 centímetros              (<10cm)
- Precisão                              Menor que 5% do valor medido      (< 5% )
- Alcance                                Aproximadamente cem metros      (~100m)

Para efetuar a medida dos intervalos de tempo foi escolhido o uso de contadores digitais (*timers*) são controlados por uma interface comum, através do barramento de um PC. Foram escolhidos *timers* de 16 bits devido a sua flexibilidade e facilidade de implementação. A placa de interface contém oito *timers* independentes e um *prescaler*. Tendo disponíveis oito sensores pode-se agrupá-los em dois conjuntos de quatro de tal forma que cada grupo possa efetuar a medida com redundância, e portanto com maior confiabilidade. A existência de dois conjuntos de sensores possibilita ainda a medida de dois pontos simultaneamente; isso é particularmente interessante em engenharia oceânica pois permite medir o aproamento de um modelo instalando sensores nas extremidades do modelo. A figura 1 mostra o ciclo de aquisição de cada timer, mostrando que além do tempo decorrido na propagação existem outros atrasos que devem ser considerados.

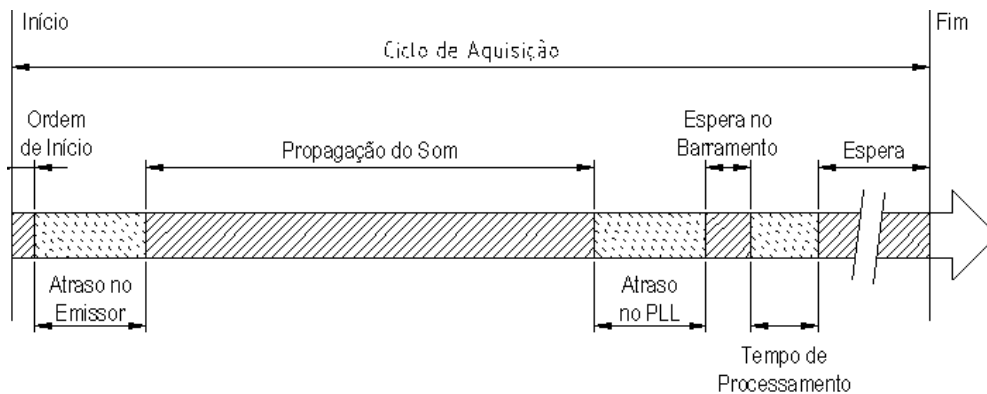


Figura 1 – Tempos e eventos de um ciclo de aquisição

O sinal acústico consiste basicamente de um tom de 25kHz, de potência suficiente para que atinja com intensidade adequada. O receptor deve ser capaz de discernir este sinal do ruído ambiente; para tal deve conter um filtro PLL, sintonizado na frequência de operação. Como todo circuito real, tanto o emissor como os receptores introduzem atrasos que devem ser compensados posteriormente. Em particular, no receptor, este atraso deve-se principalmente ao atraso do PLL.

O problema que se impõe agora é determinar a posição a partir de medidas convenientes de distâncias. Entende-se por determinar a posição de um ponto como encontrar as coordenadas que definem este ponto em um certo sistema de referência fixado previamente. É possível mostrar que é necessário medir  $N+1$  distâncias para poder localizar, univocamente, um ponto em um sistema  $N$ -dimensional. A distribuição dos sensores no espaço de trabalho é, *a priori*, completamente livre. Entretanto, para minimizar os efeitos de mal-condicionamento numérico sugere-se distribuir os sensores sobre os vértices de um polígono regular (TETLEY et al., 1986), com um deles definindo a origem do sistema de coordenadas. Particularmente, neste projeto, utiliza-se quatro sensores, dispostos sobre um quadrado, com um sensor definindo a origem e outros dois sensores definindo os eixos coordenados conforme mostrado na figura 2.

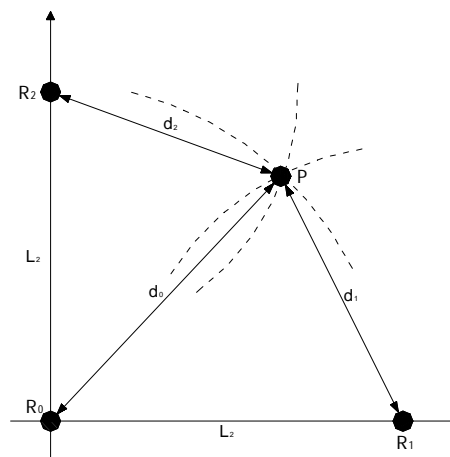


Figura 2 – Determinação da posição através das medidas de distâncias

### 3. Algoritmos:

#### 3.1. Algoritmo de Localização

Para poder determinar a posição do móvel é necessário, inicialmente, estabelecer a distribuição espacial dos sensores (constelação)  $\{\mathbf{P}_i\}$ . Fixada a constelação e conhecidas as distâncias entre cada sensor e o móvel,  $\{\mathbf{R}_i\}$ , pode-se então calcular a posição. Aqui será mostrado o método para o cálculo da posição em duas dimensões; entretanto pode-se mostrar que o algoritmo é válido no caso geral em  $N$  dimensões, com  $M$  sensores ( $M > N$ ), e em particular, para o caso tridimensional (localização espacial).

Especificamente, neste trabalho, a configuração utilizada é dada por uma constelação de quatro sensores, situados no mesmo plano. Pode-se admitir, sem perda de generalidade, que os sensores estejam localizados no plano de solo ( $Z=0$ ). O móvel, por hipótese, também pertence a este plano. Tais suposições podem parecer restritivas à primeira vista, entretanto não se perde de vista o objetivo inicial do projeto que é um sistema de localização plano.

#### Formalização do Problema:

Sejam, então as posições dos sensores,  $\{\mathbf{P}_i\}$ , a posição do móvel  $\mathbf{X}$ ; em um certo sistema de coordenadas e o conjunto das distâncias que separam os pontos  $\mathbf{P}_i$  do ponto  $\mathbf{X}$ :

$$\mathbf{P}_i = [X_i \quad Y_i \quad Z_i] \quad e \quad \mathbf{X} = [X \quad Y \quad Z]$$

Para resolver cada sistema emprega-se o Método de Newton-Raphson generalizado para o caso multivariável:

$$\mathbf{X}_i^{(k+1)} = \mathbf{X}_i^{(k)} - J_i(\mathbf{X}^{(k)})^{-1} \cdot f_i(\mathbf{X}^{(k)})$$

Onde:

$$\begin{aligned} \mathbf{X}_i & \quad \lim_{k \rightarrow \infty} \mathbf{X}_i^{(k)} \quad \text{é a solução,} \\ \mathbf{X}_i^{(k)} & \quad \text{é a Aproximação da solução do sistema } i \text{ após a } k - \text{ésima iteração,} \\ f_i(\mathbf{X}^{(k)}) & \quad \text{é a Função erro de aproximação } \rightarrow f_i(\mathbf{X}_i) = \mathbf{0}, \\ J_i(\mathbf{X}^{(k)}) & \quad \text{é o Jacobiano da função erro.} \end{aligned}$$

Por exemplo, para o sistema  $\Sigma_3$ , composto do conjunto de todos os sensores exceto o terceiro. (Sensores 0, 1 e 2, nas posições  $\mathbf{P}_0$ ,  $\mathbf{P}_1$  e  $\mathbf{P}_2$ , respectivamente)

$$f_3(X, Y, Z) = \begin{bmatrix} (X - X_0)^2 + (Y - Y_0)^2 + (Z - Z_0)^2 - R_0^2 \\ (X - X_1)^2 + (Y - Y_1)^2 + (Z - Z_1)^2 - R_1^2 \\ (X - X_2)^2 + (Y - Y_2)^2 + (Z - Z_2)^2 - R_2^2 \end{bmatrix} \quad f_3(\mathbf{X}) = \begin{bmatrix} (\mathbf{X} - \mathbf{P}_0) * (\mathbf{X} - \mathbf{P}_0) - R_0^2 \\ (\mathbf{X} - \mathbf{P}_1) * (\mathbf{X} - \mathbf{P}_1) - R_1^2 \\ (\mathbf{X} - \mathbf{P}_2) * (\mathbf{X} - \mathbf{P}_2) - R_2^2 \end{bmatrix}$$

A convergência do método é assegurada pela convexidade do espaço das soluções. Quanto à unicidade da solução tem-se que, como o sistema é quadrático, podem existir duas soluções, simétricas em relação ao plano definido por  $\{\mathbf{P}_i\}$ ; entretanto, no caso plano ( $\mathbf{X}$  pertence àquele plano), as duas soluções coincidem. Resolvendo, então, a todos os sistemas e chamando de  $\mathbf{X}_i$  a solução de  $\Sigma_i$ , pode-se aplicar métodos estatísticos a fim de estimar os desvios associados às medidas. A estatística utilizada calcula médias e desvios-padrão da medida de posição e infere o desvio máximo através de testes de hipóteses.

### 3.2. Algoritmo de Calibração

Como pode ser visto na Fig.1 existe uma diferença entre o tempo total medido e o intervalo da propagação propriamente dita. Para estimar essa diferença assim como estimar a velocidade de propagação o equipamento deve ser calibrado antes do uso. Esta diferença corresponde ao tempo de trânsito do sinal nos circuitos do receptor, do emissor, tempo de reconhecimento do sinal, etc. e pode ser considerado fixo. Com isso podemos equacionar:

$$t_{\text{medido}} = t_{\text{fixo}} + t_{\text{propagação}} \quad \text{onde: } t_{\text{propagação}} = \frac{d}{v_{\text{som}}}$$

Desta forma, pode-se estimar os tempos fixos assim como determinar a velocidade de propagação do som no ambiente, minimizando os efeitos da pressão atmosférica, temperatura e umidade sobre o valor velocidade de propagação.

O procedimento de calibração consiste em medir os tempos totais para uma série de distâncias conhecidas e, desta forma tendo então um relação linear simples entre tempo medido e distância pode-se facilmente, através de algumas medidas, estabelecer uma regressão linear da forma:  $y=ax+b$ . Com isso pode-se estimar os desvios associados às medidas dos tempos, levando em conta as incertezas nos parâmetros como velocidade do som, posição dos sensores, tempos fixos, etc. Deste modo, pode-se determinar a classe de precisão do equipamento, que como em todo instrumento de medida, deve ser conhecida a fim de se estimar a confiabilidade da medida de forma que esta tenha realmente significado no ensaio efetuado.

#### 4. Hardware:

O emissor de ultra-som consiste em um oscilador controlado, PLL, que gera um sinal de frequência conhecida (25kHz) e um amplificador de potência capaz de excitar convenientemente o transdutor. O oscilador é controlado por um sinal digital externo, enviado pela interface de contagem, que habilita a oscilação. Quanto ao amplificador de potência, este deve ser capaz de operar a uma frequência razoavelmente alta (25kHz) e de transferir potência suficiente para que a intensidade do som junto aos receptores seja adequada. Também deve operar como um filtro passa-baixas, evitando desperdiçar potência em faixas do espectro que não são de interesse à operação do sistema. O sinal gerado pelo oscilador é uma onda quadrada, com 50% de ciclo ativo, e juntamente com a característica dinâmica do transdutor escolhido causaria o aparecimento de harmônicas indesejáveis no sinal emitido. Para tanto o amplificador é sintonizado de modo a atenuar frequências acima de 25kHz. O transdutor escolhido é um *tweeter* piezelétrico de 50Wrms e frequência de corte superior em 12kHz. O *tweeter* opera além da frequência de corte, mas ainda consegue entregar ao meio uma potência razoável para os propósitos do sistema.

Similarmente ao circuito do emissor, o receptor é constituído de transdutor, amplificador e de um PLL. Neste caso o PLL atua como filtro sintonizado. O transdutor utilizado é um microfone de eletreto comum, que mesmo operando além de sua frequência de corte, apresenta resposta suficiente às necessidades do sistema. A atenuação devido ao corte é compensada pelo amplificador que opera como filtro passa-altas sintonizado na mesma frequência de operação do emissor (25kHz).

O módulo de contagem consiste de uma placa padrão ISA, de 8 bits, que realiza a contagem dos tempos entre os disparos dos PLL e controla o circuito do emissor de ultra-som. Analisando o funcionamento do módulo de contagem com maior detalhamento, vê-se que este é composto por três blocos: Interface com o barramento, Módulos de contagem, e Controle de Disparo (AUSTERLITZ, 1991). A escolha do padrão ISA, já considerado obsoleto na indústria, em detrimento de uma interface PCI deve-se mormente a facilidade de projeto e implementação, assim como leva em conta a disponibilidade de PC's mais antigos, que não contam com aquele tipo de interface já que a demanda por processamento não é crítica (RUSSO, 1999). A figura 3 detalha o interrelacionamento entre os módulos.

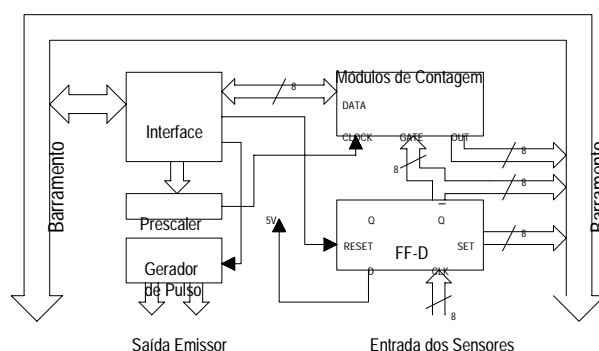


Figura 3 – Interrelação entre os blocos componentes da interface

Basicamente a placa contém oito *timers* independentes, de 16 bits, que são utilizados para medir os tempos decorridos entre a emissão do pulso e sua recepção. O clock que excita tais *timers* provém de um *prescaler*, completamente programável por *software*. A lógica de controle do travamento dos contadores é composta por um vetor de oito *flip-flops* tipo D, sensíveis a borda. A função destes *flip-flops* é reconhecer a borda do sinal vindo do PLL e travar o contador correspondente. Como visto, cada contador está habilitado quando a sua

entrada GATE está em 1. Todos os *flip-flops* são idênticos em funcionamento e operam como um bloco uno em relação as operações de I/O com o barramento.

#### 4.1. Funcionamento:

Antes da operação propriamente dita é necessário inicializar o sistema, escrevendo as palavras de controle (*Control Words*). São nove *timers* independentes onde um será usado como divisor de frequências e os outros oito para a medida de intervalo de tempo. O *prescaler* também deve ser inicializado Para isso utiliza-se um dos *timers* operando de modo a dividir a frequência do *clock* do barramento por um fator conveniente. Essa escolha é determinada pelo compromisso entre alcance máximo e resolução da medida.

$$\begin{array}{ll} \text{Resolução :} & \text{Alcance Máximo :} \\ \Delta d_{\min} = \left( \frac{f_{\text{clock}}}{N_{\text{prescaler}}} \right)^{-1} \cdot v_{\text{som}} & R_{\max} = \Delta d_{\min} \cdot 2^{16} \end{array}$$

O ciclo de contagem é iniciado resetando todos os *timers*. Em seguida uma operação de escrita faz com os *flip-flops* da lógica sejam resetados e os respectivos *timers* habilitados. Iniciada a contagem, os *timers* começam a contar, para baixo, com uma frequência determinada pelo *prescaler*. Em seguida são acionados os geradores de pulso para o emissor. Então, quando o sensor recebe o pulso sonoro, o PLL interno gera um sinal (uma borda de subida), que faz com que o *flip-flop* correspondente mude de estado e conseqüentemente trave o *timer*. Quando o sistema operacional determina o próximo ciclo os valores registrados nos *timers* são lidos, juntamente com indicadores de estado de operação (*status flags*) e o fator de divisão do *prescaler*. Os *status flags* reportam eventuais erros de operação do sistema, tais como perda de um dos sensores ou localização além da região de máximo alcance do equipamento.

## 5. Software:

Optou-se por desenvolver o programa no ambiente Microsoft Visual Studio® 97. Este ambiente propicia alto grau de integração entre o compilador e o sistema operacional, além de disponibilizar inúmeras bibliotecas e ferramentas que simplificam o desenvolvimento da Interface Gráfica ao Usuário (GUI). Optou-se por não utilizar o suporte MFC (*Microsoft Foundation Classes*) oferecido a fim de maximizar a performance do programa; utilizado chamadas diretas para a API Win32. Isso permite que todos os recursos de interface do ambiente Win32 (Win95™ ou WinNT™) estejam disponíveis, sem entretanto acrescentar o *overhead* típico das soluções MFC.

#### 5.1. Classes de Dados e Rotinas Numéricas

A razão do emprego quase abusivo da notação vetorial na descrição do problema fica evidente quando é mostrado a transposição das equações anteriores em código C++. Foram definidas classes de objetos tipo **Point**, representando Pontos ou Vetores no espaço 3D e tipo **Matrix**, representando Matrizes reais, de dimensão 3x3. Essas classes foram escritas de forma a permitir operações internas, escalares e relativas entre si tornando quase imediata a implementação do algoritmo em linguagem de programação. Com tais classes de dados, os problemas de Álgebra Linear, no espaço cartesiano  $\mathbb{R}^3$ , podem ser representados de forma simples e elegante, fazendo com que não perca tempo com o entendimento de detalhes técnicos (RUSSO, 1999); deixando o algoritmo propriamente dito o mais parecido possível com a notação algébrica.

### 5.2. Interface com Hardware (device driver):

Em uma arquitetura por camadas a aridez de tais comandos deve ser encapsulada em comandos de nível mais alto, que agreguem as funções mais comuns. O objetivo final, é praticamente o mesmo descrito na seção anterior: fazer com que o programa principal seja intuitivo e simples, afastando os detalhes e incorporando-os aos respectivos subsistemas. Para isso devem ser criadas API's para as tarefas mais comuns como ajuste da frequência de contagem, ajuste da frequência do *prescaler* (alcance máximo) e de habilitação dos sensores utilizados. Deve também prover rotinas para inicializar a placa de interface, resetar os contadores e interagir com o sistema operacional.

A malha de repetição fica implícita, sendo sincronizada por *timers* internos do SO. Tal técnica é chamada de orientação por eventos, onde a execução de trechos de código é iniciada de acordo com a circunstancia e não necessariamente de modo seqüencial. Disso resulta um código final mais simples e transparente ao programador.

### 5.3. Interface Gráfica com o Usuário:

Inicialmente o programa apresenta a interface (*main window*), onde são representados um sistemas de coordenadas e a posição do conjunto de sensores. Nesta janela estão também o menu de controle das funções do sistema e os indicadores de estado (barra de *status*). O estilo das janelas de interface também segue estritamente o padrão recomendado pelo SDK para nomes de funções, teclas de atalhos, posicionamento de objetos gráficos etc. A interface é completamente intuitiva simples e amigável, necessitando pouco ou nenhum conhecimento técnico para operação, como pode ser visto na figura 4.

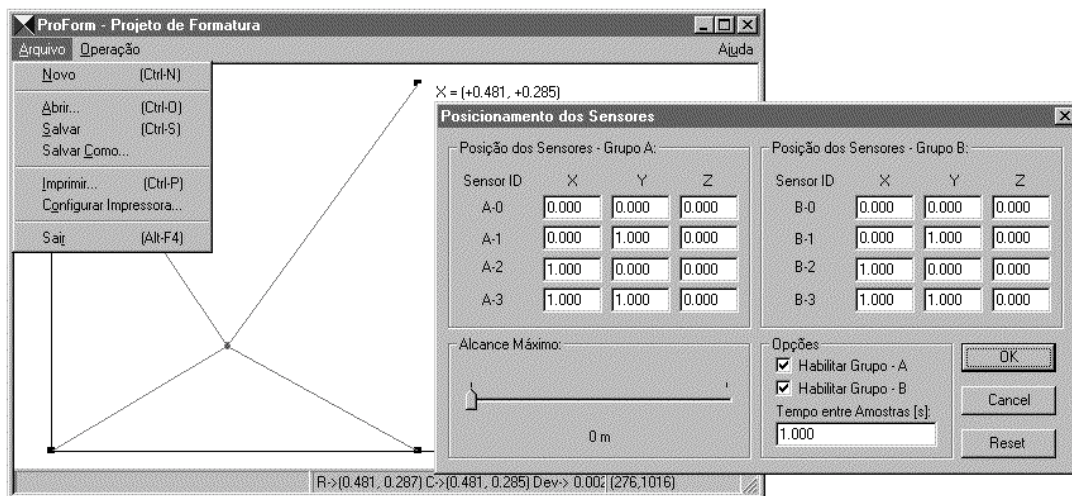


Figura 4 – Interfaces com o Usuário

### 5.4. Funcionamento

O programa se divide em três camadas (*layers*) diferentes, segundo recomendado pelo SDK Win32: a) Interface ao Usuário; b) Implementação do Algoritmo e c) Interface com *Hardware*. Cada camada é executada em uma sub-tarefa (*thread*) diferente, de modo a otimizar a divisão do tempo de processamento e evitar atrasos na sincronização da leitura da placa. A sub-tarefa c) é, ainda, executada com prioridade superior às tarefas comuns a fim de garantir que nenhuma outra tarefa menos crítica será executada em seu detrimento.

O *software* de controle e interfaceamento do sistema foi totalmente escrito em C++, totalmente orientado a objetos. Quando a aquisição é iniciada o programa instala um *timer* no Sistema Operacional cujo intervalo é o tempo entre amostras e ajusta a frequência do *prescaler* da placa de forma a garantir o alcance máximo na faixa desejada. Em seguida, a

cada intervalo correspondente ao evento do *timer*, é realizada a leitura dos registros da placa correspondentes aos sensores habilitados e os dados lidos são enviados para o algoritmo. Aqui convém tomar cuidado com o sentido da palavra *timer* em cada contexto onde é usada. *Timer* pode ser tanto qualquer um dos módulos de contagem existentes na placa (*hardware*) como também pode ser o dispositivo virtual que o Sistema Operacional oferece que dispara certa tarefa a cada intervalo determinado, em tempo real (*software*).

$$d_i = v_{som} \cdot \left[ \left( \frac{f_{barramento}}{N_{prescaler}} \right)^{-1} \cdot N - t_{fixo} \right] \quad \text{onde} \quad \left\{ \begin{array}{l} N = \text{complemento 2} \\ \text{do valor lido no 8254} \end{array} \right.$$

Após a leitura dos registradores (*Hardware Timers*) na placa os valores são convertidos em tempo, de acordo com a frequência do *prescaler*, corrigidos descontando- os tempos fixos e então convertidos em distâncias.

Com todas as distâncias  $d_i$  calculadas, o algoritmo pode, então, calcular a posição do objeto. Após o cálculo da posição o objeto é desenhado na área cliente da janela principal, assim como linhas entre os sensores e o ponto, representando as distâncias medidas. As coordenadas do ponto **X** são mostradas no espaço ao lado da representação do ponto e na barra de status, juntamente com a estimativa do desvio padrão da medida (desvio em X e desvio em Y).

## 6. Conclusão:

Este trabalho destaca-se dos demais sistemas de localização principalmente pelo custo. Foi gasto, até presente momento, cerca de R\$ 1.000,00 na execução do primeiro protótipo. Entretanto metade deste custo é relativo ao projeto do circuito impresso de onde pode-se afirmar que o sistema completo, custe aproximadamente R\$1.000,00 (sem o microcomputador). Outro diferencial é a portabilidade do sistema: O módulo móvel é extremamente leve, possibilitando a utilização em modelo em escala reduzida.

Outra característica chave deste sistema é a flexibilidade do uso. Com o emprego de transdutores adequados e/ou específicos, pode-se adaptar o sistema para operar em uma área mais ampla, ou até mesmo como SONAR submarino. Da mesma forma é possível alocar os receptores no móvel afim de satisfazer alguma possível exigência de construção, etc.

Pretende-se, em futuro próximo, realizar ensaios comparativos a fim de conferir a classe de precisão do equipamento. A comparação será feita com dados adquiridos através de um equipamento RTK-DGPS, com precisão de 5mm. Após esta conferência o sistema passará a fazer parte do instrumental do laboratório do Depto. de Eng. Naval e Oceânica da EPUSP.

## Bibliografia:

- AUSTERLITZ, H., 1991; Data Acquisition Techniques Using Personal Computers, Academic Press, San Diego
- MILNE, P. H., 1983; Underwater Acoustic Positioning Systems, Gulf Publishing Company; Houston.
- RUSSO, A. A., 1999; Determinação de Posição Através de Sonar Atmosférico Ativo; Trabalho de Graduação apresentado à Escola Politécnica da USP.
- TETLEY, L. e CALCUTT, D., 1986; Electronic Aids to Navigation, Edward Arnold.
- TOMPKINS, W. J. e WEBSTER, J. G., 1988; Interfacing Sensors to the IBM® PC, Prentice Hall, New Jersey



## DESIGN OF ADAPTIVE FUZZY CONTROLLERS USING SCALING FACTORS

**Gustavo Luiz C. M. de Abreu**

**José F. Ribeiro**

Universidade Federal de Uberlândia, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 38400-089, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mails: [gmanhaes@mecanica.ufu.br](mailto:gmanhaes@mecanica.ufu.br) e [jribeiro@mecanica.ufu.br](mailto:jribeiro@mecanica.ufu.br)

### Abstract

This paper deals with a design of adaptive fuzzy controller used in real time for the control of dynamic systems modifying the scaling factors as the adaptation mechanism. The on line adaptation mechanism modifies the scaling factors for the error and change-of-error of the fuzzy controller on the basis of any detected changes. The adaptive controller proposed uses a measure of controller performance as the squared error over the fixed number of sampling times. The efficiency and the potentiality of the theoretical procedure are shown through numerical simulation. The control algorithm is implemented in a computer and the performance of adaptive fuzzy control is evaluated under a set of experimental tests made to the active control of vibrations of a mechanical system of 1 degree of freedom actuated by magnetic bearings.

**Keywords:** Adaptive Fuzzy Controller, Scaling Factors, Active Control of Vibrations, Mechanical Systems and Magnetic Bearings.

### 1. INTRODUCTION

In recent years, there has been growing interest in using fuzzy logic for control systems (Ribeiro *et al.*, 1999). Fuzzy logic theory have been considered as effective tools to deal with uncertainties in terms of vagueness, ignorance, and imprecision. This theory is based on a set of rules which sum up people's common sense and experience. The idea of the fuzzy logic is useful for representing linguistic terms numerically and making reliable decisions with ambiguous and imprecise events or facts.

Fuzzy controllers are most suitable for systems that cannot be precisely described by mathematical formulations. In this case, a control designer captures operators knowledge and converts it into a set of fuzzy control rules. The benefit of the simple design procedure of a fuzzy controller leads to the successful applications of a variety of engineering systems (Lee, 1990).

Most of the real-world systems that require automatic control are nonlinear in nature. That is, their parameter values alter as the operating point changes, over time, or both. As conventional control schemes are linear, a controller can only be tuned to give good performance at a particular operating point or for a limited period of time. The controller needs to be retuned if the operating point changes, or retuned periodically if the process changes with time. This necessity to retune has driven the need for adaptive controllers that can automatically retune themselves to match the current process characteristics.

Basically, there are three types of adaptation mechanisms that can be used to modify the parameters of the fuzzy controller and consequently its performance: a) the if-then rules; b)

the fuzzy set representing the meaning of linguistic values and c) the scaling factors for each variable.

The first type (a) also called self-organizing controllers can modify an existing set of rules or they can start with no rules at all and “learn” their control strategy as they go. Most reported applications (Shao, 1988) have resorted to heuristic methods for constructing the self-organizing controllers. One idea is to try to identify which rule is responsible for the current poor control performance, and then to replace it with a better rule (Driankov *et al.*, 1996). But it is difficult to develop a control strategy and to calibrate control rules when complex systems are involved. Automatic rule generation and automatic rule calibration are required to overcome the first difficult. Learning capability of neural networks and optimization techniques such as genetic algorithms play the central role (Túpac *et al.*, 1999).

The second type of adaptation mechanism (b) is the tuning mechanism that alters the shapes of the fuzzy sets defining the meaning of linguistic values. There has been some argument (Driankov *et al.*, 1996) that changing the fuzzy set definitions should not be used to tune the controller. The fuzzy set definitions are not arbitrary but are chosen to reflect the meaning of the linguistic values taken by the variables. Recent works have centered on the use of mathematical optimization techniques to alter the shapes of the fuzzy sets so that the output from the fuzzy controller matches a suitable set of reference data as closely as possible (Homaifar *et al.*, 1995). This procedure is carried out off-line and so tunes the controller before it is used. No subsequent on-line adaptation is performed, so the controllers are not strictly adaptive. However, the technique is closely allied to the adaptive methods discussed in Driankov *et al.* (1996), and it has been demonstrated that it can be used on-line (Glorennec, 1991). A truly adaptive fuzzy controller that modifies the shapes of the fuzzy sets on-line has been developed by Bartolini *et al.* (1982) that applied this adaptive controller to the control of a simulation of a continuous casting plant.

The third type (c) is the simplest of the adaptation mechanism schemes and it must be used for the development of fuzzy controllers when the knowledge about the range value of the input variables is not too simple. In this mechanism, the input or output values are mapped onto the universe of discourse of the fuzzy set definitions, and the range value of the input variables is multiplied by a scaling factor. Altering the scaling factor changes the classification of an input value. This reduces the sensitivity of the controller to the input, and so reduces the controller gain (Driankov *et al.*, 1996). Yamashita *et al.* (1988), designed a fuzzy controller with the error and change-of error of the temperature as the inputs, and the change in hydrogen gas flow rate to the reactor as the output. They used the following scheme to automatically increase the controller gain once the operating temperature was reached by altering the scaling factors for the error and change-of-error. Hayashi, (1991) has derived a set of equations for calculating the input and output scaling factors for a PI like a fuzzy controller from the parameters of the first-order model of the process.

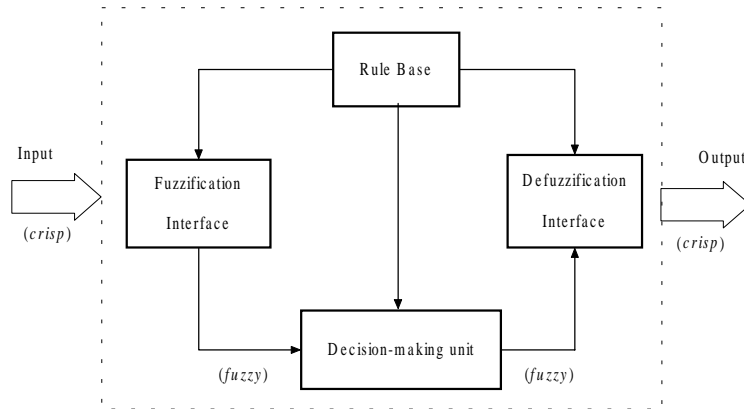
This study investigates the use of a adaptation mechanism altering scaling factors to solve the problem concerning the on-line fuzzy logic control. The proposed mechanism can control the vibrations in real-time, for achieving a satisfactory response, of a dynamic system constituted by a vibratory mechanical system of 1 degree of freedom actuated by magnetic bearings.

This paper is divided as follows. In Section 2 we present some basic notions about fuzzy logic controllers. In Section 3 the adaptation mechanism is shown. In Section 4 the control problem is presented. In Section 5 the on-line mechanism is employed to control a vibratory mechanical system and we also present the results of the numerical simulations and a set of experimental tests are made to evaluate the proposed controller action under some operating conditions of the system. The discussion and conclusions are given in Section 6.

## 2. BASIC CONCEPTS OF FUZZY LOGIC CONTROL

Fuzzy set theory was proposed by Zadeh (1965), and it was employed as an alternative to traditional modeling and control design in order to provide a suitable representation of complex systems.

In order to obtain the control design for a nonlinear or complex dynamic system, there are four basic steps in designing a conventional fuzzy logic controller (FLC) for a physical system: 1) the definition of input/output fuzzy variables; 2) the decision making of fuzzy control rules; 3) fuzzy inference logic, and 4) defuzzification and aggregation (see Fig. 1).



**Figure 1.** The Fuzzy Inference System.

The inference operations upon fuzzy if-then rules performed by fuzzy inference systems are described as follows.

1. The definition of input/output variables. The input/output variables of a fuzzy controller can be divided into system variables, and linguistic variables. Most fuzzy controllers employ the error and error rate of system variables as the input and the force, voltage or another variable of the control law as the output.
2. The fuzzy control rule is important to the successful operation of the fuzzy control system. The rule base (knowledge base), containing a number of fuzzy if-then rules, is composed as follows:

$$R_i: \quad \underbrace{\text{If } x_1 \text{ is } A_{i1} \text{ and } x_2 \text{ is } A_{i2} \dots \text{ and } x_n \text{ is } A_{in}}_{\text{Antecedent}} \text{ then } \underbrace{y \text{ is } B_i}_{\text{Consequent}} \quad (1)$$

where  $x_1, x_2, \dots, x_n$  and  $y$  are system variables and  $A_{i1}, A_{i2}, \dots, A_{in}$  are linguistic values of the fuzzy variable to express the universe of discourse of the fuzzy sets in the antecedent, and  $B_i$  are linguistic values of the fuzzy variable to express the universe of discourse of the fuzzy sets in the consequent, and it describes the output of the system within the fuzzy region specified by the antecedent of the rule.

3. Fuzzy inference logic. The fuzzy inference method based on fuzzy relation composition law (Zadeh, 1965) is employed in this work. This fuzzy inference logic employs the *Max-Min* product composition to operate the fuzzy control rules. The membership values on the premise part to get *weight* of each rule. The specific operator is usually *Min*.

4. Defuzzification and aggregation. In order to obtain the correct control input for this control system, it is necessary to defuzzify the fuzzy sets and aggregate the qualified consequent parts to produce a crisp output. In this work, the centroid of area was employed to calculate the final output.

The basic objective, after to construct the controller, is to tune the range of the input variables for achieving a satisfactory response of a dynamic system using the adaptation mechanism described in the next section.

### 3. ALTERING SCALING FACTORS

The following control scheme can be used to automatically increase or decrease the controller gains once the operating input variables by altering the scaling factors for the error and change-of-error using a performance measure.

The choice of performance measures depends on the type of response the control system designer wishes to achieve. Usually the performance measure is the average of the square error over the previous  $k$  sampling times. At sample time,  $k$ , a scaling factor modifier,  $Ce_k$  or  $CCe_k$ , is calculated as a function of the performance measure,  $ASE_k$  or  $ASCE_k$ , according to the set of linguistic fuzzy rules as for example:

***If*  $ASE_k$  is VERY LARGE *then*  $Ce_k$  is VERY LARGE**  
***If*  $ASCE_k$  is SMALL *then*  $CCe_k$  is VERY SMALL,**

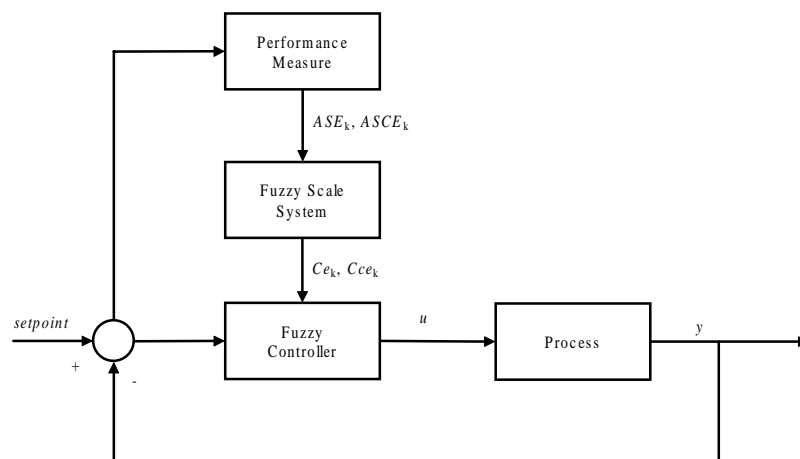
for the error and change-of-error, respectively.

The range for the error ( $GE$ ) and change-of-error ( $GCE$ ) are then updated via:

$$\begin{aligned} GE_k &= Ce_k GE_0 \\ GCE_k &= CCe_k GCE_0 \end{aligned} \quad (2)$$

where  $GE_0$  and  $GCE_0$  are fixed initial range values of the fuzzy controller.

These rules for  $Ce_k$  and  $CCe_k$  can be implemented in a fuzzy scale system (Fig.2). The rules have the effect of increasing the fuzzy controller gain by increasing the scaling factors, as the average squared error decreases as the process is maintained around its set-point.



**Figure 2.** The Adaptive Fuzzy Controller Altering Scaling Factors.

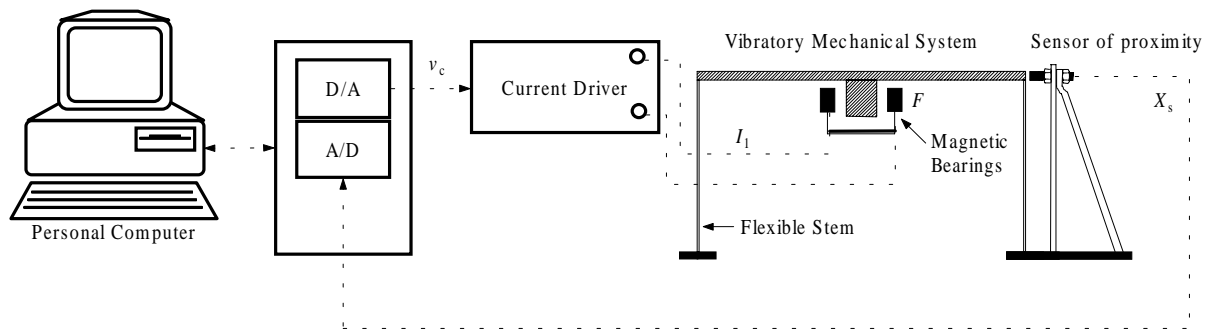
To demonstrate the efficiency of this simple adaptation mechanism, the present scheme is implemented in a computer to control the vibrations, in real-time, of a dynamic system constituted by a vibratory mechanical system of 1 degree of freedom actuated by magnetic bearings described in the next section.

#### 4. THE CONTROL PROBLEM

In this section, the characteristics of a simple dynamic system are shown to illustrate the validity of the adaptation mechanism.

The system is composed of a vibratory mechanical system of 1 degree of freedom, a fuzzy controller, one sensor of proximity that detects its lateral movements, and it is actuated by magnetic bearings that produces the control forces. The physical structure of the mechanical system and all the constituent elements are shown in Fig. 3.

The block diagram of the control system is shown in Fig. 3. The fuzzy controller is implemented on the personal computer. The output of the sensor ( $X_s$ ) is read by the A/D converter and the sampling period is chosen as 5 [ms]. The computed control signal ( $v_c$ ) is sent to the current driver ( $I_1$ ) via a D/A converter and it feeds the solenoids of the magnetic bearing that produces the control force ( $F$ ).



**Figure 3.** Experimental Setup for implementing the Control Design.

The objective is to use the actuator, which can provide a force  $F$  which will bring the system to reduce the amplitudes from an arbitrary initial conditions in minimum time.

The system is modeled by the transfer function of second order described as follows:

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3)$$

where  $X(s)$  is the Laplace transformed of the displacement and  $F(s)$  is the Laplace transformed of the forces,  $\omega_n$  is the natural frequency, and  $\xi$  is the damping.

In Ribeiro *et al.* (1997) are shown the characteristics of the magnetic bearings utilized in this work. The equations of the current driver and sensor of proximity, and the parameters of each component of the physical system were obtained experimentally and are described in detail in Ribeiro *et al.* (1999).

##### Vibratory system:

- (a) Natural Frequency:  $\omega_n = 77,5$  [rad/s]
- (b) Damping:  $\xi = 7,07E-3$
- (c)  $k = 11377,882$  N.m<sup>-1</sup>

##### Magnetic Actuator:

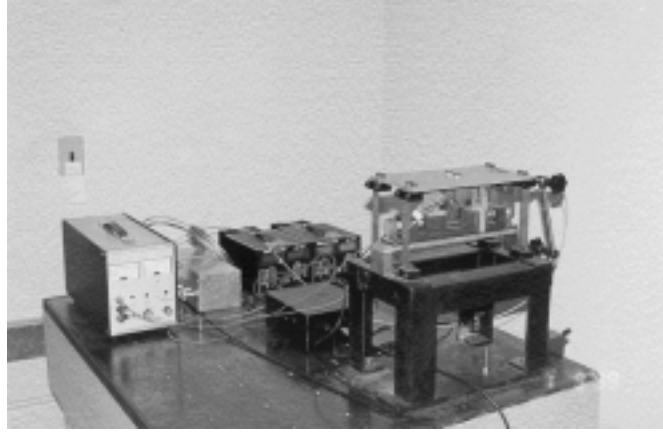
- (a) Pole area:  $A = 225$  mm<sup>2</sup>
- (b) Number of coils:  $N = 100$  coils
- (c) Constant current:  $i_2 = 0,5$  Ampère
- (d) Nominal gap:  $s = 1,5$  mm

The sensor of proximity and current driver gains are:  $k_{sensor} = 2,0$  [Volts/mm] and  $K_{driver} = 0.435$  [Ampère/Volts], respectively.

## 5. NUMERICAL AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF THE CONTROLLER

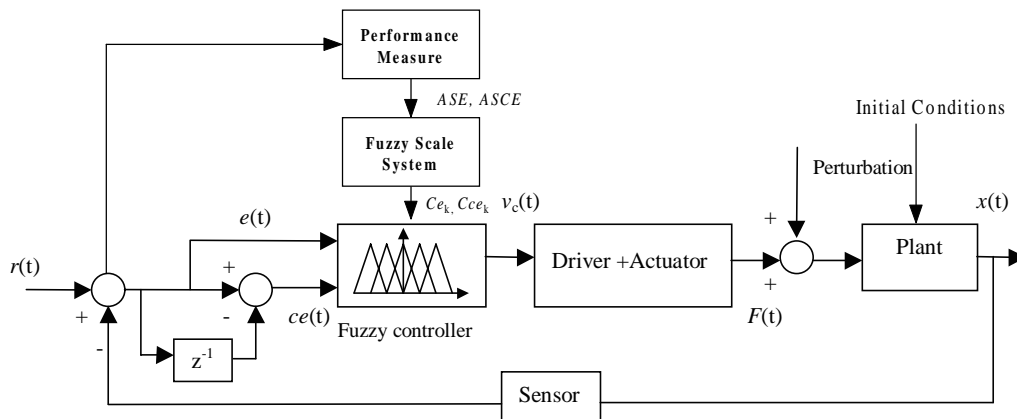
The efficiency of the adaptive fuzzy controller was verified through numerical and experimental simulations to the controlled and not controlled system.

The vibratory system used in the experimental tests is shown in Fig.4.



**Figure 4.** The Experimental Apparatus of the Vibratory Mechanical System.

The numerical simulations of the system were implemented using the simulation software Matlab<sup>®</sup>. The Fig. 5 shows the block diagram of the close loop system with the adaptive fuzzy controller. The two-input,  $e(t)$  and  $ce(t)$ , and single-output  $v_c(t)$  (MISO) control problem is considered in Fig.5. The aim is to maintain a single process-state variable  $e(t)$  at set-point  $r(t)$ .



**Figure 5.** Close Loop System using the Adaptive Fuzzy Controller.

The performance measure uses the average square error ( $ASE$ ) and change-of-error ( $ASCE$ ) as the performance indices calculated over a fixed observation period  $k = 20$  (Eq. 2), and the results are the inputs of the fuzzy scale system ( $ASE$  and  $ASCE$ ). These inputs are constituted by 4 triangular membership functions (ZERO, LOW, MEDIUM and HIGH) for each one, and the cross-point ratio of all is 0.5.

The universe of discourse of the inputs are: 0 to 1.4 [ $\text{mm}^2$ ] for the  $ASE$  input and 0 to  $6 \cdot 10^5$  [ $\text{mm}^2/\text{s}^2$ ] for the  $ASCE$  input. The universe of discourse of the outputs of the fuzzy scale system are: 0.1 to 1.5 for both outputs ( $C_{e_k}$  and  $C_{ce_k}$ ) and it was utilized 8 fuzzy inference rules described as follows.

The fuzzy scale system changes the scaling factor of the error  $C_{e_k}$  and the scaling factors of the change-of-error  $C_{ce_k}$  depending on the values of the performance indices ( $ASE$  and  $ASCE$ ).

**If ASE** is ZERO **then**  $Ce_k$  is ZERO  
**If ASE** is LOW **then**  $Ce_k$  is LOW  
**If ASE** is MEDIUM **then**  $Ce_k$  is MEDIUM  
**If ASE** is HIGH **then**  $Ce_k$  is HIGH  
**If ASCE** is ZERO **then**  $Cce_k$  is ZERO  
**If ASCE** is LOW **then**  $Cce_k$  is LOW  
**If ASCE** is MEDIUM **then**  $Cce_k$  is MEDIUM  
**If ASCE** is HIGH **then**  $Cce_k$  is HIGH

The fuzzy controller presents two inputs,  $e(t)$  and  $ce(t)$  and one output  $v_c(t)$ . The inputs and output are composed by 7 gauss-shaped membership functions (NH, NM, NS, Z, PS, PM and PH) and the cross-point ratio of all is 0.5. More detail about this parameters see Ribeiro *et al.* (1999). The fuzzy rules base is constituted by 27 rules and are described in Table 1.

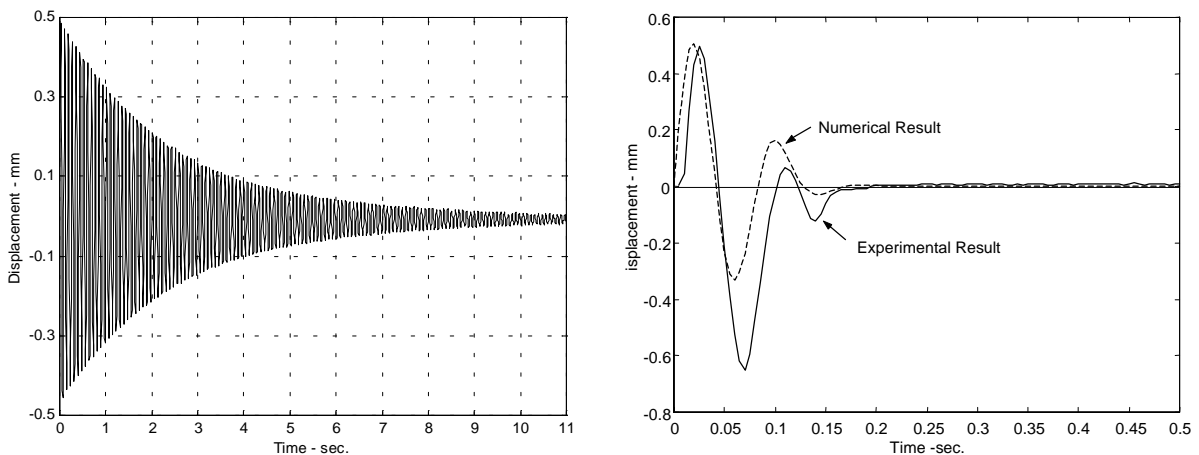
**Table 1.** Fuzzy Rules Base used by Fuzzy Controller.

Error ( $e$ )

Change-of-error ( $Ce$ )

	NH	NM	NS	Z	PS	PM	PH
NH	NH			NH			Z
NM		NM		NM		Z	
NS			NS	NS	Z	PM	
Z	NH	NM	NS	Z	PS	PM	PH
PS		PS	Z	PS	PS		
PM		Z		PM		PM	
PH	Z			PH			PH

The not controlled system is shown in Fig. 6 and to evaluate the efficiency of the fuzzy controller, the plant was simulated numerically and experimentally. The results are shown in Fig. 6, where solid and dashed curves correspond to the experimentally and numerically controlled system respectively. The numerical initial conditions to  $[e, ce]$  were  $[0 \text{ mm}, 5E-2 \text{ mm/s}]$  and it was applied a impulsive force, as a perturbation, to excite the experimental system. The initial ranges utilized to  $e(t)$  and  $ce(t)$  were  $[-50 \text{ Volts}, 50 \text{ Volts}]$  and  $[-100 \text{ Volts/s}, 100 \text{ Volts/s}]$  respectively. The final ranges to these input variables were  $[-12.5 \text{ Volts}, 12.5 \text{ Volts}]$  and  $[-25 \text{ Volts/s}, 25 \text{ Volts/s}]$ , respectively to both numerical and experimental results. It is remarkable to note how the controller can reduce the amplitudes from the initial conditions in minimum time.



**Figure 6.** Not controlled System and the Experimentally and Numerically Controlled System.

## 6. CONCLUSIONS

The adaptive fuzzy controller altering scaling factors as the adaptation mechanism presented in the paper is suitable for real-time control and possesses a quite strong ability to self-tuning the range of the input variables using the average square error and change-of-error as the performance indices. All the trial experiments showed that the controller has satisfying performance of the initial range of the fuzzy input variables. The present control scheme represents an interesting tool for the development of fuzzy controllers when the knowledge about the range value of the input variables is not too simple. The fuzzy control proposed in this paper is certainly the simplest approach to adaptive fuzzy control which has proved itself through present application study. The on-line fuzzy self-organizing controller and its control algorithm constitutes the next implementation for this work.

## 7. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank the financial support supplied to this work by the CAPES.

## 8. REFERENCES

- Bartolini, G., Casalino, G., Davoli, F., Mastretta, M., Minciardi, R. and Morten, E., 1982, "Development of Performance Adaptive Fuzzy Controllers with Application to Continuous Casting Plants", In: R. Trappl (ed), *Cybernetics and Systems Research*, Amsterdam, North-Holland, pp. 721-728.
- Driankov, D., Hellendoorn, H. and Reinfrank, M., 1996, "An Introduction to Fuzzy Control", Ed. Springer, Second Edition.
- Glorennec, P.Y., 1991, "Adaptive Fuzzy Control", *Proc. of the IFSA '91*, pp. 33-36.
- Homaifar, A. and McCormick, Ed., 1995, "Simultaneous Design of Membership Functions and Rule Sets for Fuzzy Controllers Using Genetic Algorithms", *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 3, No. 2, pp. 129-139.
- Lee, M., 1990, "Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller – Part I and II", *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 20, No. 2, pp. 404-435.
- Ribeiro, J.F., Manhães de Abreu, G.L.C., 1999, "Controle Ativo de Vibrações Usando Controladores Baseados em Lógica Fuzzy", *COBEM'99*, Águas de Lindóia-São Paulo, Brazil.
- Ribeiro, J. F., Léopore, F. P. e Ribeiro, P. E., 1996, "O uso de Atuadores Magnéticos no Controle Ativo de Vibrações de Sistemas Mecânicos", *IV CEM-NNE*, pp. 439-444.
- Shao, S., 1988, "Fuzzy Self-organizing Controller and its Application for Dynamic Processes", *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 26, pp. 151-164.
- Túpac, Y.J., Pacheco, M.A., Vellasco, M. and Tanscheit, R., 1999, "Geração do Conjunto de Regras de Inferência para um Controlador Nebuloso Usando Algoritmos Genéticos", *IV Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente – SBAI*, pp. 491-495.
- Yamashita, Y., Matsumoto, S., and Suzuki, M., 1988, "Start-up of a Catalytic Reactor by Fuzzy Controller", *J. Chemical Engineering of Japan*, Vol. 21, pp. 277-281.
- Hayashi, S., 1991, "Auto-tuning Fuzzy PI Controller", *Proc. of the IFSA '91*, pp. 41-44.
- Zadeh, L. A., 1965, *Information and Control*, Vol. 8, pp. 338-353.



# O CONTROLE DE FORÇA EM ATUADORES HIDRÁULICOS

**Mauro André Barbosa Cunha<sup>1\*</sup>**

**Raul Guenther<sup>2</sup>**

**Edson Roberto De Pieri<sup>1</sup>**

Laboratório de Robótica, <sup>1</sup>Departamento de Automação e Sistemas, <sup>2</sup>Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, CEP 88040 – 900, Florianópolis, SC.

\* Centro Federal de Educação Tecnológica de Pelotas - RS

## Resumo

Neste trabalho apresenta-se um estudo sobre o problema de controle de força em atuadores hidráulicos. Usando o modelo matemático que descreve o comportamento do atuador hidráulico, as equações relativas a um atuador em contato com um meio rígido e a dinâmica de um sensor de força, obtém-se as equações que descrevem a relação entre a corrente de entrada em uma válvula hidráulica e a força exercida sobre o meio em questão. A partir dessas equações formula-se o problema do controle de força em atuadores hidráulicos mostrando, com o auxílio do método do lugar das raízes, as principais restrições impostas pelo sistema ao controle de trajetórias de força.

**Palavras-chave:** Atuadores hidráulicos, Controle de Força, Sensor de Força.

## 1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente a força nos atuadores hidráulicos é controlada através da diferença de pressão nas câmaras do cilindro. A força líquida aplicada é obtida através da multiplicação desta diferença de pressão pela área do pistão, descontadas a força de inércia e as forças de atrito. Quando a tarefa não exige uma grande precisão no controle da força, as forças de inércia e de atrito podem ser desconsideradas e a diferença de pressão multiplicada pela área do pistão é considerada igual à força aplicada. Neste caso, a malha fechada atuador-meio-controlador é um sistema dinâmico com uma grande frequência natural e pequeno amortecimento, principalmente se a rigidez do meio é alta. Isso limita a estabilidade e a obtenção de um bom comportamento dinâmico. Algumas dessas limitações são estudadas em Alleyne and Liu (1999) onde é apresentada uma análise do problema de controle de força através da diferença de pressão utilizando controladores convencionais em um modelo reduzido do atuador hidráulico.

Em aplicações nas quais as exigências de precisão no controle da força são maiores, as forças de inércia e principalmente as de atrito não podem ser desconsideradas. Neste caso não é possível controlar a força através da diferença de pressão nas câmaras. Torna-se necessário

introduzir um sensor para medir diretamente a força entre a extremidade do cilindro e o meio. Este é o caso quando os atuadores hidráulicos são utilizados em robôs manipuladores.

O presente trabalho trata do controle de força em atuadores hidráulicos neste caso, ou seja, quando a força aplicada é medida através de um sensor na extremidade do atuador. Dessa forma o projeto do controlador precisa ser feito considerando a dinâmica do meio e do sensor, como já foi constatado em Eppinger and Seering (1992) para os atuadores elétricos.

É interessante observar que os atuadores elétricos podem ser vistos como geradores diretos de força, enquanto os atuadores hidráulicos geram a derivada da força. De fato, nos atuadores hidráulicos a aplicação de um sinal elétrico causa o movimento do carretel da válvula o qual controla a entrada e saída de fluido do atuador, provocando uma diferença de pressão entre as câmaras do atuador. Mesmo se a dinâmica do carretel da válvula é desprezada, o sinal de controle fundamentalmente controla a derivada da diferença de pressão entre as câmaras do atuador, ou seja, controla a derivada da força gerada por ele e não a força (Heinrichs et al., 1997)(Niksefat e Sepehri, 1999). Este fato amplia as limitações de estabilidade e a possibilidade de obtenção de bons comportamentos dinâmicos utilizando controladores convencionais.

Neste trabalho apresenta-se uma contribuição para a formulação do problema de controle de força em atuadores hidráulicos nos quais a força é medida diretamente através de um sensor na extremidade do atuador. Além da introdução de um sensor de força, emprega-se a análise do lugar das raízes em um modelo mais completo para o atuador hidráulico do que o utilizado por Alleyne and Liu (1999).

Para tanto, na seção 2, apresenta-se as equações que regem o comportamento de um atuador em contato com o meio. Na seção 3, apresenta-se a modelagem de um atuador hidráulico, e, na seção 4, introduz-se a dinâmica do atuador hidráulico no sistema do atuador em contato com o meio. Na seção 5, aborda-se os efeitos relativos à introdução de um sensor de força no sistema. Na seção 6 apresenta-se a conclusão.

## 2. UM ATUADOR EM CONTATO COM O MEIO

Nesta seção analisa-se a relação entre a força gerada por um atuador e a força exercida no meio. Supõe-se o atuador como um gerador de força direto como no caso dos motores elétricos, onde, normalmente, considera-se que o torque é gerado diretamente.

Considere o sistema da figura 1, onde  $F$  é a força aplicada pelo atuador ao sistema,  $F_e$  é a força que o atuador exerce sobre o meio,  $y$  é a posição do atuador,  $B$  é o coeficiente de amortecimento do atuador,  $M$  é a massa do atuador,  $y_e$  é o deslocamento do meio,  $M_e$  é a massa do meio,  $B_e$  é o coeficiente de amortecimento do meio e  $K_e$  é a rigidez do meio.

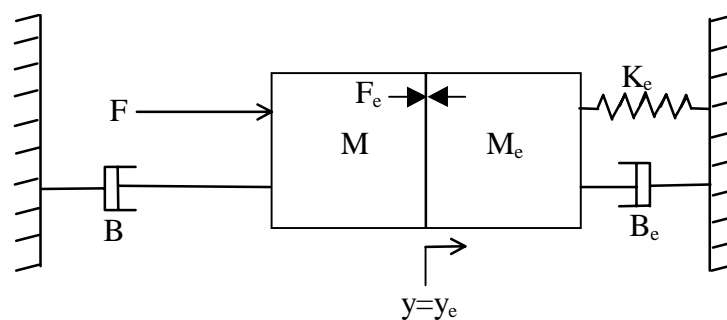


Figura 1 - Modelo para um atuador em contato com o meio

Do sistema da figura 1, pode-se escrever no domínio de Laplace (para condições iniciais nulas):

$$\left[ (M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e \right] Y(s) = F(s) \quad (1)$$

$$\left[ M_e s^2 + B_e s + K_e \right] Y(s) = F_e(s), \quad (2)$$

o que resulta na função de transferência

$$\frac{F_e(s)}{F(s)} = \frac{M_e s^2 + B_e s + K_e}{(M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e}. \quad (3)$$

Este modelo apresenta dois pólos e dois zeros complexos conjugados (Silveira, 1998). Da função de transferência pode-se calcular a frequência natural e o amortecimento dos pólos e dos zeros:

$$\omega_z^2 = \frac{K_e}{M_e} \quad (4)$$

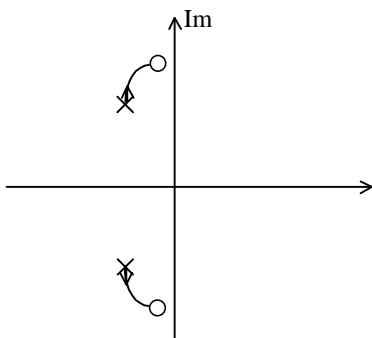
$$\omega_p^2 = \frac{K_e}{M + M_e} = \frac{M_e}{M + M_e} \omega_z^2 \quad (5)$$

$$\xi \omega_z = \frac{B_e}{2M_e} \quad (6)$$

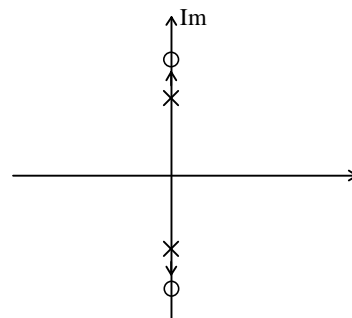
$$\xi \omega_p = \frac{(B_e + B)}{2(M_e + M)}. \quad (7)$$

Da equação (5) conclui-se que a frequência natural dos pólos é menor do que a dos zeros e como  $B_e$  é, normalmente, muito pequeno tem-se que  $\xi \omega_z < \xi \omega_p$ . Assim, com base nas equações (4)-(7), um possível lugar das raízes é mostrado na figura 2.

Se  $B_e$  for desprezado tem-se  $\xi \omega_z = 0$  e  $\xi \omega_p = \frac{B}{2(M_e + M)}$ , ou seja, os zeros estão sobre o eixo imaginário e os pólos à esquerda. Se, além disso, o coeficiente de amortecimento do atuador for pequeno comparado a soma da massa do meio mais a massa do atuador, de forma que esta razão fique muito próxima de zero, resulta no lugar das raízes mostrado na figura 3.



**Figura 2 - Lugar das raízes da função de transferência (3)**

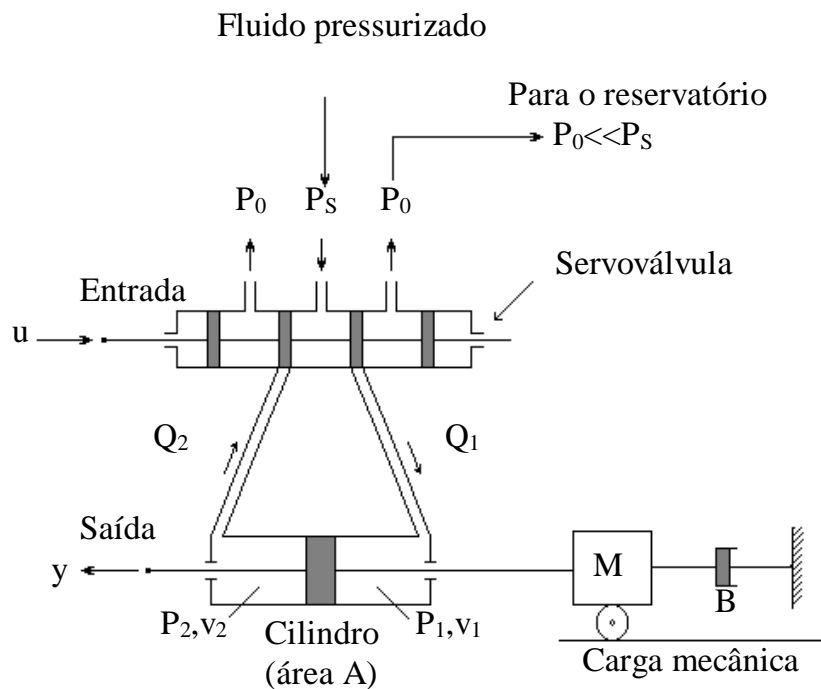


**Figura 3 - Lugar das raízes da função de transferência (3) com  $B=0$  e  $B_e=0$**

Analisando a função de transferência (3) e as figuras 2 e 3 verifica-se que mesmo sem considerar a dinâmica do atuador os dois zeros complexos conjugados próximos (ou na) origem impõem uma dura restrição no uso de controladores clássicos na malha fechada. No caso de um controlador proporcional, por exemplo, os pólos tenderiam a posições próximas do (ou no) eixo imaginário.

### 3. ATUADOR HIDRÁULICO

Considere o atuador hidráulico mostrado na figura 4. Esse atuador consiste de um cilindro controlado por uma servoválvula tipo carretel de quatro vias e centro crítico. Na figura 4,  $P_S$  é a pressão de suprimento,  $P_0$  é a pressão no reservatório,  $P_1$  é a pressão na câmara 1 do cilindro,  $P_2$  é a pressão na câmara 2 do cilindro,  $v_1$  é o volume na câmara 1,  $v_2$  é o volume na câmara 2,  $Q_1$  é a vazão da válvula para a câmara 1,  $Q_2$  é a vazão da câmara 2 para a válvula,  $M$  é a massa do sistema,  $B$  é o coeficiente de atrito viscoso, “ $u$ ” é a entrada de controle, e “ $y$ ” é a posição do pistão atuador (e conseqüentemente da massa  $M$ ).



**Figura 4. Atuador hidráulico**

O modelo linear do atuador em questão é dado por (Cunha, 1999)

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} \quad (8)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = \frac{4\beta}{v} (K_Q x_v - K_C P_{\Delta} - A\dot{y}) \quad (9)$$

$$\dot{x}_v = -\frac{1}{\tau_v} x_v + \frac{K_v}{\tau_v} i, \quad (10)$$

onde  $\beta$  é o *bulk modulus*,  $P_{\Delta}=P_1-P_2$  é a diferença de pressão entre as câmaras,  $K_Q$  é o ganho de vazão,  $K_C$  é o ganho de vazão-pressão,  $x_v$  é o deslocamento do carretel da servoválvula,  $i$  é a corrente de entrada da servoválvula e  $\tau_v$  e  $K_v$  são constantes da servoválvula. Para maiores detalhes sobre sistemas hidráulicos ver Watton (1989).

#### 4. ATUADOR HIDRÁULICO EM CONTATO COM O MEIO

A força gerada por um atuador hidráulico é dada por  $F = AP_{\Delta}$ . Assim, observando a equação (9), verifica-se que desprezando a dinâmica da servoválvula ( $u=x_v$ ) tem-se que o sinal de controle controla a derivada da força e não a força diretamente como ocorre normalmente nos atuadores elétricos. Se a dinâmica da servoválvula é considerada como de 1ª ordem, então, existe uma dinâmica de 2ª ordem entre o sinal de controle e a força gerada pelo atuador.

Analisa-se, inicialmente, o caso em que a dinâmica da servoválvula é desprezada ( $u=x_v$ ). Para isto, aplicando-se a transformada de Laplace na equação (9) com condições iniciais nulas resulta

$$F(s) = \frac{1}{\left(s + \frac{4\beta A}{v} K_C\right)} \left[ -\frac{4\beta A^2}{v} sY(s) + \frac{4\beta A}{v} K_Q X_v(s) \right]. \quad (11)$$

Substituindo (11) em (1) obtém-se

$$\left\{ \left( s + \frac{4\beta A}{v} K_C \right) \left[ (M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e \right] + \frac{4\beta A^2}{v} s \right\} Y(s) = \frac{4\beta A}{v} K_Q X_v(s) \quad (12)$$

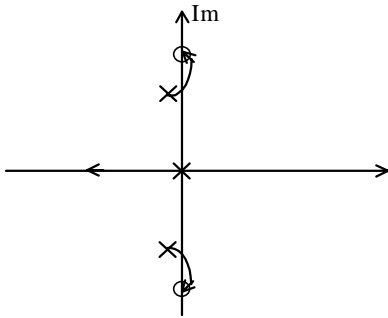
e a seguinte função de transferência:

$$\frac{F(s)}{X_v(s)} = \frac{4\beta A K_Q}{v} \frac{M_e s^2 + B_e s + K_e}{\left\{ \left( s + \frac{4\beta A}{v} K_C \right) \left[ (M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e \right] + \frac{4\beta A^2}{v} s \right\}}. \quad (13)$$

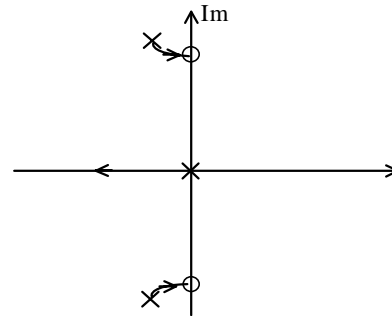
Dependendo da válvula, o valor de  $K_C$  é muito pequeno e pode ser desprezado. Desconsiderando  $K_C$  e  $B_e$  o denominador de (13) torna-se

$$s \left[ (M + M_e)s^2 + Bs + K_e + \frac{4\beta A^2}{v} \right], \quad (14)$$

e assim, comparando (14) com (3) pode-se concluir que a introdução do sistema hidráulico, sem considerar a dinâmica da servoválvula, acrescenta um pólo na origem e aumenta a frequência natural dos pólos, podendo-se ter como possibilidades os lugares das raízes mostrados nas figuras 5 e 6.



**Figura 5 - Lugar das Raízes**



**Figura 6 - Lugar das raízes**

Comparando os lugares das raízes das figuras 2 e 5, nota-se que a introdução da dinâmica hidráulica faz com que, dependendo dos valores do sistema, um ganho proporcional possa levar o sistema à instabilidade. Este fato geralmente não é considerado nos atuadores elétricos, visto que a dinâmica do atuador pode, normalmente, ser desprezada. Pode-se também notar que a banda de passagem, que já era limitada, diminui.

Da equação (13), pode-se observar que introduzindo a dinâmica da servoválvula dada na equação (10),  $X_v(s) = \frac{K_v}{\tau_v s + 1} I(s)$ , tem-se que  $\frac{F_e(s)}{I(s)} = \frac{K_v F_e(s)}{(\tau_v s + 1) X_v(s)}$ , ou seja, acrescenta-se

um pólo real com parte real negativa na função de transferência do sistema. O lugar das raízes depende da frequência natural deste pólo e dos outros já existentes. Contudo, supondo o lugar das raízes da figura 5, a dinâmica da servoválvula faria com que o ângulo de partida no traçado do lugar das raízes fosse diminuído e o ângulo de chegada fosse aumentado, diminuindo ainda mais a largura da banda de passagem antes que o sistema atinja a instabilidade.

## 5. ATUADOR HIDRÁULICO EM CONTATO COM O MEIO E COM UM SENSOR DE FORÇA

Com o objetivo de poder medir esta força aplicada ao meio, introduz-se um sensor de força, e o sistema passa a ser o representado na figura 7. A força  $F_e$  medida pelo sensor é dada por

$$F_e = K_s (y - y_e), \quad (15)$$

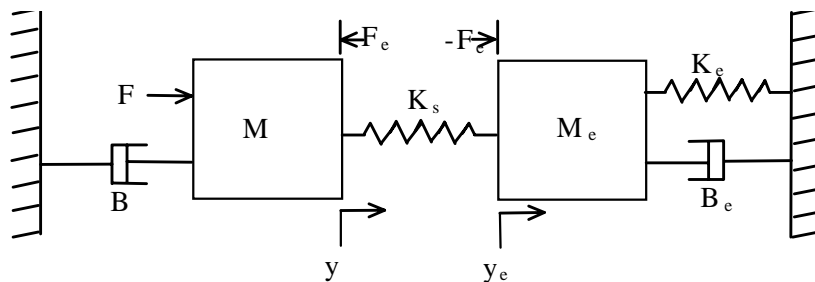
e a função de transferência para este sistema é dada por

$$\frac{F_e(s)}{F(s)} = \frac{(M_e s^2 + B_e s + K_e) K_s}{(M s^2 + B s + K_s) [M_e s^2 + B_e s + (K_e + K_s)] - K_s^2}. \quad (16)$$

De (16) pode-se afirmar que a introdução de um sensor de força acrescenta ao modelo dois pólos complexos conjugados (Silveira, 1998). Considerando a força gerada pelo atuador hidráulico dada pela equação (11) resulta na função de transferência dada por

$$\frac{F_e(s)}{X_v(s)} = \frac{4\beta AK_Q}{v} \frac{(p(s) - K_s)K_s}{\left\{ \left[ \left( s + \frac{4\beta A}{v} K_c \right) (p(s)q(s) - K_s^2) \right] + \frac{4\beta A^2}{v} sp(s) \right\}}, \quad (17)$$

onde  $q(s) = (Ms^2 + Bs + K_e)$  e  $p(s) = [M_e s^2 + B_e s + (K_e + K_s)]$ . Assim, a introdução do sensor e da dinâmica hidráulica acrescenta três pólos à função de transferência e não alteram a localização dos zeros. Observando a equação (17) verifica-se que a introdução da dinâmica da servoválvula dada pela equação (10) acrescenta mais um pólo na malha fechada resultando em um sistema de 6ª ordem.



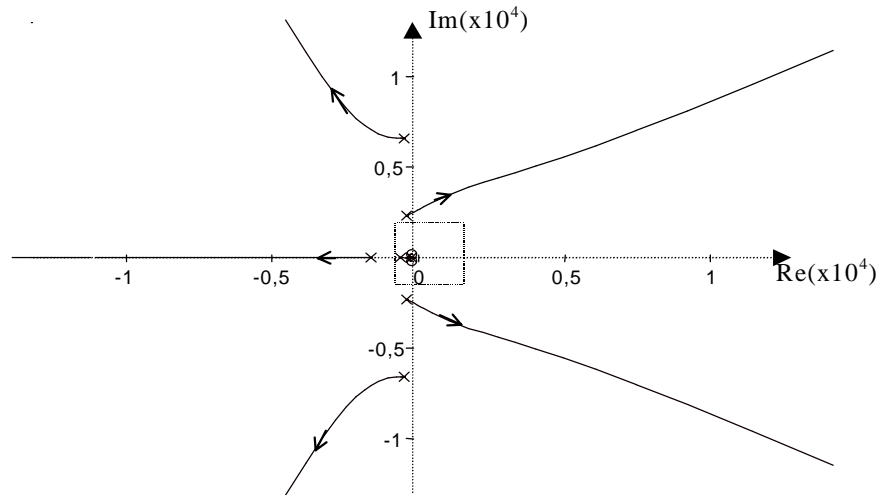
**Figura 7 - Sistema atuador-sensor-meio**

Em Laval et al. (1996) utilizando um modelo semelhante a este, com  $B_e = 0$  e com a dinâmica da servoválvula sendo considerada de segunda ordem, um sistema de 7ª ordem foi obtido com os pólos e os zeros iguais aos mostrados na tabela 1. O lugar das raízes é mostrado nas figuras 8 e 9.

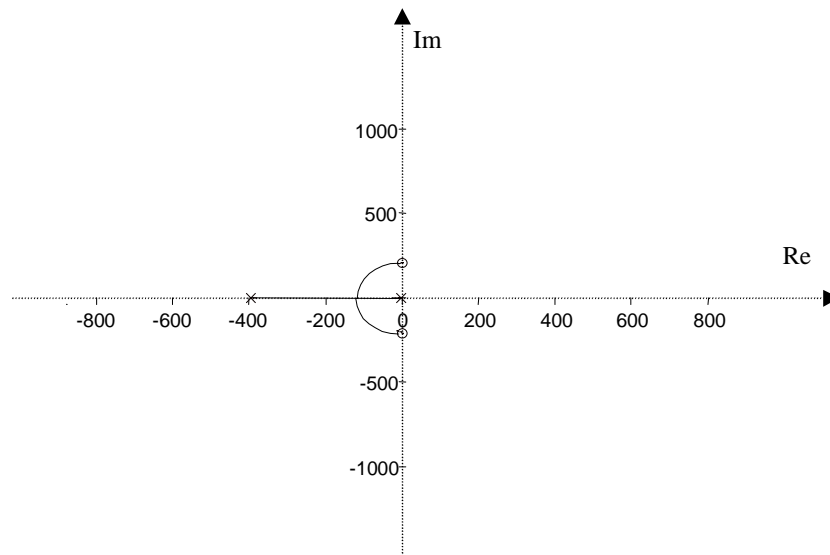
**Tabela 1 - Pólos e zeros obtidos em Laval et al. (1996)**

Pólos	Frequência (rad/s)	Zeros	Frequência (rad/s)
-1,4	1,4	j208,2	208,2
-394,5	394,5	-j208,2	208,2
-1369,8	1369,8		
-175+j2298,4	2305,1		
-175-j2298,4	2305,1		
-244,7+j6590	6594,5		
-244,7-j6590	6594,5		

Do lugar das raízes obtido em Laval et al. (1996) pode-se verificar que o controle de uma força desejada em um sistema com restrições no ambiente a partir da entrada de corrente em uma servoválvula hidráulica apresenta, do ponto de vista de lugar das raízes, uma semelhança com o problema de controle de posição. Esta semelhança é a presença dos dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos que tendem a ir para a instabilidade. Pode-se notar, também, a presença dos dois zeros complexos conjugados sobre o eixo imaginário os quais representam uma dura restrição ao desempenho de malha fechada com controladores clássicos, pois limitam a banda de passagem.



**Figura 8 - Lugar das raízes da tabela 1**



**Figura 9 - Ampliação da parte tracejada da figura anterior**

## 6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Neste trabalho apresentou-se, através do método do lugar das raízes, um estudo qualitativo do problema de controle de força em atuadores hidráulicos. No controle de força em atuadores, a presença de dois zeros complexos conjugados próximos ao eixo imaginário impõe uma dura restrição limitando a banda de passagem quando da utilização de controladores convencionais na malha fechada. Esta restrição independe do tipo de atuador. Com a introdução da dinâmica hidráulica, é acrescentado um pólo na origem (ou próximo dela) fazendo que a banda de passagem fique ainda menor e, além disso, podendo levar o sistema para a instabilidade. A inclusão da dinâmica da servoválvula acentua este problema. A introdução de um sensor de força acrescenta mais dois pólos complexos conjugados ao sistema. Dessa forma, o problema de controle de força em um atuador hidráulico apresenta dois pólos complexos conjugados sobre o eixo imaginário que tendem à instabilidade (similar ao problema de controle de posição nestes atuadores) acrescido de dois zeros complexos



conjugados sobre o (ou próximos do) eixo imaginário. Com esta análise ilustrou-se a complexidade do problema de rastreamento de trajetórias de força em atuadores hidráulicos.

Pesquisas futuras incluem o desenvolvimento em nível teórico, de simulação e de experimentação de algoritmos de controle para vencer estas restrições.

## 7. REFERÊNCIAS

- Alleyne, A. and Liu, R., 1999, “On the Limitations of Force Tracking Control for Hydraulic Servosystems”, ASME, Journal of Dynamic System Measurement and Control.
- Cunha, M.A.B., 1999, “Estratégias de Controle Aplicadas ao Controle de Robôs Manipuladores Acionados Hidraulicamente”, Exame de Qualificação de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina. , Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 90p.
- Eppinger, S.D. and W.P. Seering, 1992, “Understanding Bandwidth Limitations in Robot Force Control”, IEEE Conference on Robotics and Automation, Raleigh, USA, April, pp. 904-909.
- Heinrichs, B., Sepehri, N. and Thornton-Trump, A.B., 1997, “Position-Based Impedance Control of an Industrial Hydraulic Manipulator”, IEEE Control Systems, February, pp. 46-52.
- Laval, L, M’Sirdi, N.K. and Cadiou, J-C, 1996, “ $H_{\infty}$ - Force Control of a Hydraulic Servo-Actuator with Environmental Uncertainties”, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics & Automation, Minneapolis, Minnesota, April, pp.15661571.
- Niksefat, N. and Sepehri, N., 1999, “Robust Force Controller Design for an Electro-Hydraulic Actuator Based on Nonlinear Model”, International Conference on Robotics & Automation, Detroit, Michigan, May, pp. 200-206.
- Silveira, C.A.B., 1998, “Contribuição ao Estudo e Projeto de Controladores de Força para Robôs Manipuladores”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 193p.
- Watton, J., 1989, “Fluid Power Systems: modeling, simulation, analog and microcomputer control”, Prentice Hall.

# TIME ALIASING INDUCED ERRORS IN DIGITAL DOUBLE INTEGRATION

JOSÉ GERALDO TELLES RIBEIRO

d4jose@epq.ime.eb.br

Military Institute of Engineering

Materials Science and Mechanical Engineering Department

CEP 22.2290-270 – Praça General Tibúrcio, 80 - Rio de Janeiro, RJ – Brasil

JAIME TUPIASSÚ PINHO DE CASTRO & JOSÉ LUIZ DE FRANÇA FREIRE

jtcastro@mec.puc-rio.br & jlfreire@mec.puc-rio.br

Catholic University of Rio de Janeiro

Mechanical Engineering Department

CEP 22.453-900 R. Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, Brasil

## Abstract

Displacement measurements using the analog double integration of an accelerometer signal presents severe problems, as recently discussed by Ribeiro *et al.* (97). A digital technique introduced by Ribeiro *et al.* in 99, based on a high-pass FIR filter, can solve most of those problems, which are associated with the low frequency signal components, as confirmed by a series of displacement measurements with frequencies components between 1 and 10Hz in laboratory tests. The only important error of this new method occurs in the first seconds of the measurements due to a phenomenon called time aliasing. This paper discusses this error.

**Keywords:** Displacement Measurements, Accelerometer Signal Integration, Time Aliasing.

## 1. INTRODUCTION

The actual set of displacements of a huge structure is very important information in structural integrity studies, since displacements are proportional to the elastic stresses. Therefore, if the time history of the displacement is correctly measured, it can be used to determine the peaks and valleys of the loading and the correspondent accumulated damage. However, the direct measure of the displacements history is a difficult task, since all displacement transducers are differential, i.e., require a fixed reference to work properly.

In the other hand, accelerometers are inertial, and can properly work without a fixed reference. However, the accelerometer signal must be double integrated in order to measure displacements. Many commercial charge amplifiers have an analog double integrator amplifier, but they present so many significant problems that in most cases the errors induced by the integration can spoil the experimental results, as shown in Ribeiro *et al.* (1997).

Digital techniques can solve most of those problems, since the digital integration can be easily made after sampling the acceleration signal and do not introduce errors due to the non-linear phase response of the analog double integrator. The problem of this type of integration is due to the signal low frequency components, which introduce a time-increasing error in the displacement signal, known as drift or zero shift. A low pass FIR filter can be used to remove

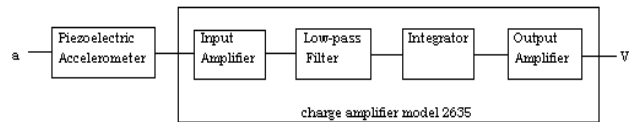
this error. This process is shown in Ribeiro *et al.* (1999). This digital method solves the problem present in the analog double integration but introduces another one called time aliasing. This effect is cited in Brigham (1988) and is called end effect.

This effect is cited in Thornhill *et al.* (1983, pp. 227-231) as an error in the measurement of force using the measurement of accelerations and in Thornhill *et al.* (1983, pp. 227-231) it is explained. In Smith *et al.* (1996) the duality of aliasing and leakage is shown.

The purpose of this paper is to study this error, and to show its effect on the accuracy of the digital double integration process.

## 2. THE INSTRUMENTATION SYSTEM

The analog instrumentation system used to measure displacements was a piezoelectric accelerometer model 4371 and a charge pre-amplifier model 2635, both manufactured by Bruel and Kjaer (B&K). This system has the advantages of being precise, compact, and relatively easy to use. Besides, it has a tradition of good service in general-purpose vibration measurements. Figure 1 shows the block diagram of this system.



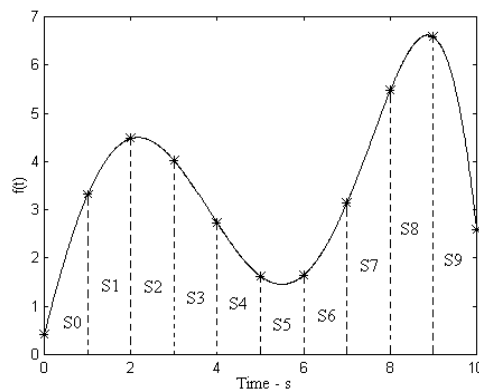
**Figure 1.** Diagram block of charge amplifier.

However, as discussed in the papers already mentioned above, the use of this system integrator block is not a good choice to measure displacements. Therefore, a laptop with an A/D card has been added to the system, with the purpose of sampling the acceleration signal and executes the necessary mathematical tasks to obtain the displacement signal.

## 3. THE INTEGRATION METHOD

Figure 2 can be used to obtain the recursive equation that relates the  $F(t)$ , the integral of the function  $f(t)$ , by the trapezoidal rule. The Z-transform of this equation, which can be easily implemented in MATLAB or in most mathematical software, is given by (Ribeiro *et al.*, 99)

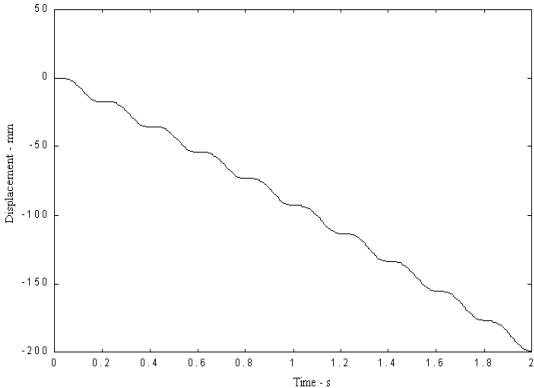
$$F(z) = \frac{\Delta t}{2} \frac{z^{-1} + 1}{z^{-1} - 1} f(z) \quad (1)$$



**Figure 2.** Representation of the trapezoidal rule to make integration of the function  $f(t)$ .

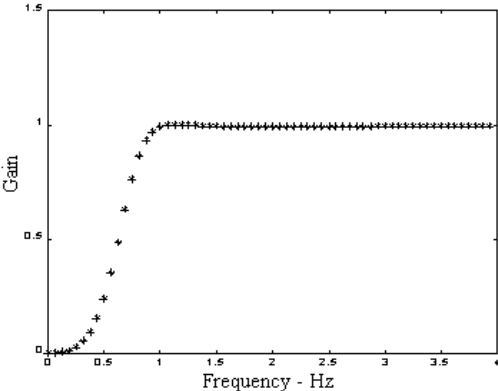
The problem of this integration is the low frequency error it introduces. Figure 3 shows the double integration of a simple 5Hz sinusoidal acceleration signal. The internal algorithm available in the Spectrum Analyzer HP model 35670A realized this integration.

An increasing error due to the zero shift can be seen. This error is always present in this type of numerical double integration and to reduce it, it is necessary to remove the low frequency components of the signal.



**Figure 3.** The double integration of a periodic acceleration signal measured using the HP 3570A algorithm.

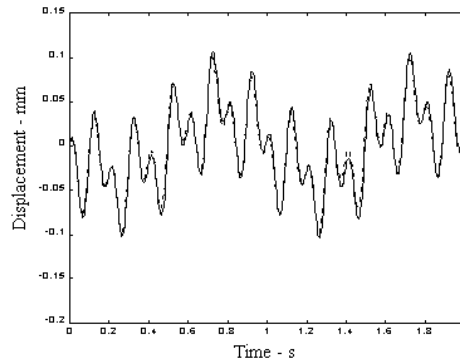
Figure 4 shows the low pass filter proposed to remove this effect. This filter has a sampling rate of 512Hz and 8192 points. The cut-off frequency is at about 0.9Hz.



**Figure 4.** Frequency response of the FIR filter proposed.

#### 4. EXPERIMENTAL RESULTS

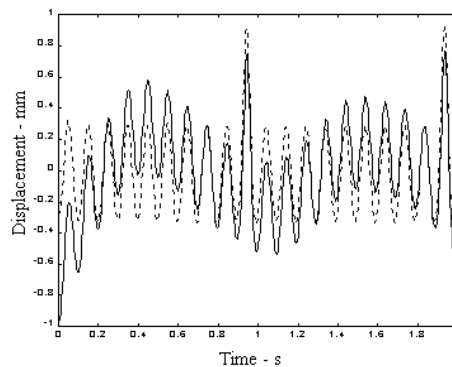
Figure 5 shows the measurement of a relatively complex displacement signal using this digital technique. In full line is the accelerometer signal double integration and in dotted line is the signal from an LVDT used as a reference for comparison.



**Figure 5.** Displacement measured using the digital double integration, signal from LVDT in dotted line and signal from acceleration signal in full line.

However, depending on the frequency components of the acceleration signal, the digital integration can distort the resulting displacement measurement by an error called time aliasing, as shown in Figure 6.

In frequency domain, the frequency aliasing is the effect of frequencies of higher values is summed to lower frequencies values due to low sample rate. Similarly, in time domain the time aliasing is the effect of future values of the signal is summed to past values, causing distortions like the one shown in Figure 6.



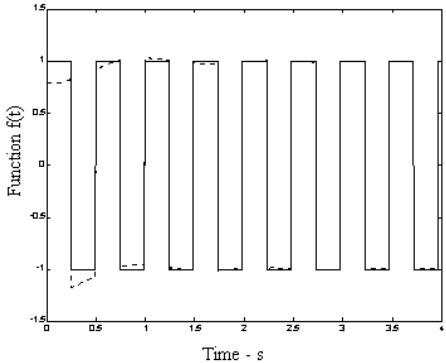
**Figure 6.** Time aliasing occurring during displacement measurement, signal from LVDT in dotted line and signal from acceleration signal in full line.

This signal was used since it is a good example of error induced by time aliasing. The peaks have the effect of inducing more frequency components, especially low frequency components. The presence of these low frequency components makes the signal be distorted when it is filtered.

## 5. THE PROBLEM OF TIME ALIASING

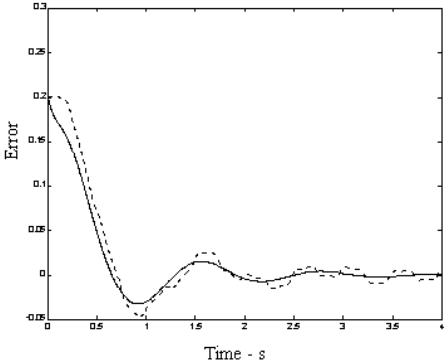
The FIR filter used introduces this error. To better understand this problem, Figure 7 shows the filtering of a rectangular signal with a fundamental frequency of 2.0156Hz. This filtering process is a simulation; in full line is the signal being filtered and in dotted line is the filtered signal. The error introduced by the filtering is evident. Since the signal has no frequencies below 2Hz, the filtering would not introduce any modification in the signal,

however the time aliasing is present. Figure 8 shows the time response of the filter in full line and the difference between the curves shown in Figure 7, that is the error introduced, in dotted line. The similarity between the curves can be seen.



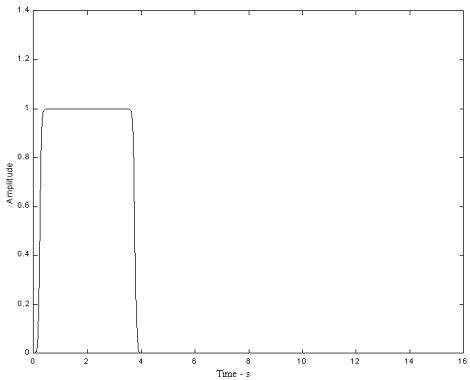
**Figure 7.** Filtering of a rectangular signal using the FIR filter with a 0.9Hz cut-off frequency, original signal in full line and filtered signal in dotted line.

The error was induced this time since the frequency of the signal is such that its power spectrum has leakage. This leakage induces low frequency components that are distorted when the signal is filtered, as shown in the example of Figure 6.



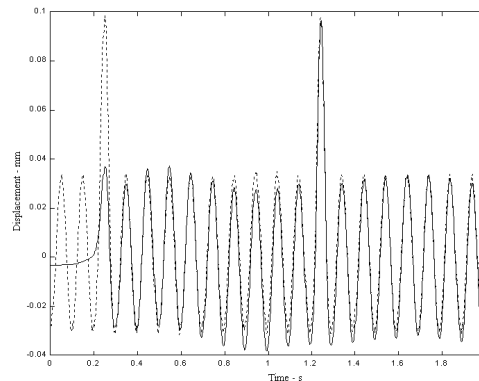
**Figure 8.** Time aliasing error compared to the time response of the FIR filter, time response of the filter in full line and error introduced in dotted line.

This interesting result, the similarity between the curves, is not a coincidence and deserves more study, since it introduces an error in the displacement measured during its first seconds.



**Figure 9.** Window used to truncate the signal in time domain.

This error can be reduced by the truncation of the signal in the time domain by the window shown in Figure 9. This window nulls the signal in its first 128 points. Figure 10 shows the measurement of the same signal shown in Figure 6 using this truncation.



**Figure 10.** Measurement of displacements with time truncation used to reduce the time aliasing, signal from LVDT in dotted line and signal from accelerometer in full line.

As can be seen, this truncation does not remove all the error, but certainly minimizes it.

## 6. CONCLUSIONS

Time aliasing is inherent to the process of filtering and cannot be avoided or predicted, but it can be minimized by the proposed window technique. However, to achieve optimum control of this type of error, it is very important to carefully study this phenomenon in order to better understand its behavior.

## 7. REFERENCES

- Brigham, E.O., 1988, "The Fast Fourier Transform and its applications", Prentice-Hall International Editions, New Jersey.
- Ribeiro, J.G.T., Castro, J.T.P., Freire, J.L.F., 1997, "Problems in analogue double integration to determine displacements from acceleration data", Proceedings of the 15th International Modal Analysis Conference, Orlando, FL, USA, pp. 930-934.
- Ribeiro, J.G.T., 1999, "Algoritmo para medir deslocamentos em grandes estruturas a partir de sinais acelerométricos", Doctoral Thesis, Catholic University of Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, 151p.
- Smith, C.C., Dahl, J. F., Thornhill, R.J., 1996, "The duality of leakage and aliasing and improved digital spectral analysis techniques", Journal of Dynamics, Measurements and Control, Vol. 105, pp. 232-237.
- Thornhill, R.J., Smith, C.C., 1983, "Impact force prediction using measured frequency response functions", Journal of Dynamics, Measurements and Control, Vol. 105, pp. 227-231.
- Thornill, R.J., Smith, C.C., 1983, "Time Aliasing: a digital data processing phenomenon", Journal of Dynamics, Measurements and Control, Vol. 105, pp. 232-237.

# MODELING AND SIMULATION OF A POSITION CONTROL OF A MULTI-LINK FLEXIBLE STRUCTURE

**Luiz Carlos Sandoval Góes**

**Roberto Garcia Negrão**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA-CTA

Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica - IEMP

12228-900 - São José dos Campos - SP, Brazil

E-Mail: [goes@mec.ita.br](mailto:goes@mec.ita.br), [negrao@mec.ita.cta.br](mailto:negrao@mec.ita.cta.br)

## Abstract

The objective of this work is to describe the positional control of an unconstrained multi-link flexible structure. The experimental apparatus was designed to be representative of a flexible space structure such as a satellite with multiple flexible appendages. In this work we describe the analytical modeling and the simulation of a position control using a Linear Quadratic Regulator.

**Keywords :** Flexible structures, Modal analysis, Identification, Control of structures.

## 1. INTRODUCTION

This paper presents the analytical modeling of a multibody flexible structure and the simulation of its position control using LQR design, with a reduced-order estimator. The experimental setup, show in the figure 1, was assembled at ITA Dynamics Laboratory with the aim to investigate the dynamics and the position control of flexible structures representative of aerospace structures such as a satellite with flexible appendages. The experimental setup is composed of two flexible aluminum beams coupled to a central rigid hub. The hub is mounted on a steel disc supported on a gas bearing table, in an attempt to minimize the static friction and to simulate the structure's slew motion in space conditions. The steel disc is linked to a brushless DC motor which gives the necessary excitation to the structure. The direct-drive torque actuation avoids the introduction of spurious non-linear effects such as dry friction and backlash in the gear transmission system.

The instrumentation and measurement subsystems consist of collocated and non-collocated sensors and their respective signal conditioning systems. An accelerometer is used to measure the vibrations of the beam tip. A full strain-gage bridge is used to measure the elastic deformation at a known position of the beam. The collocated sensors consist of a tachometer and a potentiometer both fixed to the motor axis. A schematic view of the experimental set up is shown in figure 1.

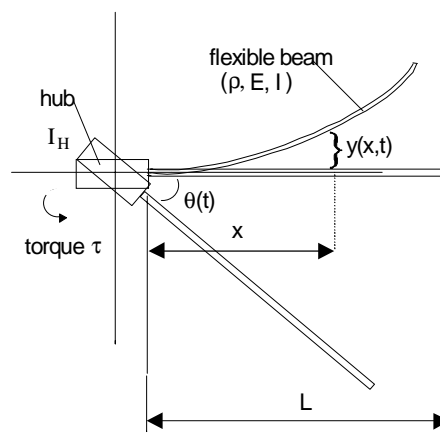




**Figure 1-** Experimental Setup

## 2. THE ANALYTICAL MODEL

The generalized Lagrangian approach is used to derive the analytical model of the unconstrained multi-link flexible structure. The unconstrained characteristic results from the natural motion without external influences, i.e., all the structure is allowed to vibrate and its solution involves both the inertia of the rigid and the flexible parts (Barbieri & Özgüner, 1988). In this study we assume that the elastic deformation of the beams are symmetric with respect to the hub, consequently it is necessary to model only the elastic displacement of one of the arms (Junkins and Kim, 1993). The position of a generic point on the beam is written on a local body fixed coordinate system, as shown in the figure 2.



**Figure 2.** Coordinate system

The kinetic energy of the system is the sum of the kinetic energy of the hub, the arms and the tip mass, where the latter is considered as a boundary element.

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_{hub} + \mathbf{T}_{beam} + \mathbf{T}_{boundary} \quad (1)$$

with

$$T_{hub} = \frac{1}{2} I_{hub} \dot{\theta}^2 \quad (2)$$

$$T_{beam} = \int_0^L \rho \dot{\underline{R}}^2 dx \quad (3)$$

$$T_{boundary} = \frac{1}{2} m_t \dot{\underline{R}}^2(L) \quad (4)$$

$I_{hub}$  is the hub inertia,  $\rho$  is the linear mass density of the beam,  $L$  is the appendages length and  $m_t$  is the mass of the accelerometer located at the tip of the beam, and  $\underline{R}$  is the position vector.

The elastic potential energy of the beam does not take into account the shear deformation and the rotary inertia of the beam, and is given by the following expression:

$$V = \int_0^L EI \left[ \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 dx \quad (5)$$

The Lagrangian of the system, is written as the total kinetic energy minus the potential energy of the structures,  $L = T - V$ , while the non-conservative work done by the applied torque is given by:

$$\delta W_{nc} = \tau \delta \theta \quad (6)$$

From previous work, Góes et al. (1998) and Negrão (1998 and 1999), it follows that the equations of motion can be written in the following matrix equation, where it was considered only the first three modes of the distributed system:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (7)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} I_T & 0 & 0 & 0 \\ I_j & 1 & 0 & 0 \\ I_j & 0 & 1 & 0 \\ I_j & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{and} \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & & & \\ & 0 & & \\ 0 & \text{diag}[\omega_1^2 & \dots & \omega_3^2] & \\ & & & \end{bmatrix} \quad (8)$$

where:

$$I_T = I_{Hub} + I_{beam} + m_t l^2 \quad ; \quad I_j = \frac{-(I_{Hub} + I_{beam} + m_t l^2) \theta_j}{\left( \int_0^l \rho \phi_j^2 dx + m_t \phi_j^2(l) + I_{Hub} \theta_j^2 \right)} \quad ; \quad j=1,2,3 \quad (9)$$

$$\mathbf{q} = [\Theta \quad \eta_1 \quad \eta_2 \quad \eta_3]^T \quad ; \quad \mathbf{F} = [\tau_m \quad \phi_1'(0)\tau_m \quad \phi_2'(0)\tau_m \quad \phi_3'(0)\tau_m]^T \quad (10)$$

$$I_{beam} \equiv \int_0^L \rho x^2 dx \quad ; \quad \theta_i = -\frac{\rho \int_0^L (x) \phi_i(x) dx + m_t (L) \phi_i(L)}{I_{hub}} \quad ; \quad i,j=1,2,\dots \quad (11)$$

and  $\phi_j(x)$  are the eigenfunctions of the hub-beam system.

Now it is simple to get the state-space representation of the system in the form:

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{x} + \underline{B}u \quad (12)$$

where the  $\underline{A}$  e  $\underline{B}$  matrices are:

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ \underline{M}^{-1}\underline{K} & 0 \end{bmatrix} ; \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{M}^{-1}\underline{F} \end{bmatrix} \quad (13)$$

We define the observation matrix,  $\underline{C}$ , that describes the measured signals in terms of the state variables. This matrix is obtained from the model of the available sensors. The accelerometer is located at the free tip of the beam and its signal is conditioned by a pre-amplifier and a double integrator filter with a global coefficient of sensitivity given by  $G_a$ , expressed in [V/cm] units. Thus, one can write:

$$e_{ac} = Ga(L\theta + y(L, t)) \quad (14)$$

Rewriting the integrated accelerometer equation, as in (Negrão, 1998) it follows that:

$$e_{ac} = GaL \begin{bmatrix} \phi_1(L) & \phi_2(L) & \phi_3(L) & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} [\theta(t) \quad \eta_1(t) \quad \eta_2(t) \quad \eta_3(t) \quad \dot{\theta}(t) \quad \dot{\eta}_1(t) \quad \dot{\eta}_2(t) \quad \dot{\eta}_3(t)]^T \quad (15)$$

The potentiometer provides a voltage proportional to the angular position of the hub,  $e_p = G_p \theta(t)$ . The full strain-gage bridge gives a signal proportional to the axial strain of the beam ( $\epsilon_s$ ), which can be related with the elastic deformation  $y(x, t)$ , at the point were it is located by following equation,

$$\epsilon_s|_x = \left[ \frac{e}{2} \right] \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) \Big|_x \quad (16)$$

where,  $e$  is the thickness of the beam. The strain-gage sensor output is rewritten as:

$$e_s = \left[ \frac{e}{2} \right] \begin{bmatrix} 0 & \frac{d^2 \phi_1(x_1)}{dx^2} & \frac{d^2 \phi_2(x_1)}{dx^2} & \frac{d^2 \phi_3(x_1)}{dx^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} [\theta(t) \quad \eta_1(t) \quad \eta_2(t) \quad \eta_3(t) \quad \dot{\theta}(t) \quad \dot{\eta}_1(t) \quad \dot{\eta}_2(t) \quad \dot{\eta}_3(t)]^T \quad (17)$$

where,  $x_1$  is the position where the sensor is located on the beam. The tachometer gives a signal proportional to the angular velocity of the hub,  $e_t = \dot{\theta}(t)$ , which combined with the other sensor equations, gives the observation vector,  $\underline{y} = \underline{C} \cdot \underline{x}$ , here

$$\underline{y} = [e_{ac} \quad e_p \quad e_s \quad e_t]^T \quad (18)$$

and,

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} GaL & Ga\phi_1(L) & Ga\phi_2(L) & Ga\phi_3(L) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Gp & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{e}{2} \left[ \frac{d^2 \phi_1(x_1)}{dx^2} \right] & \frac{e}{2} \left[ \frac{d^2 \phi_2(x_1)}{dx^2} \right] & \frac{e}{2} \left[ \frac{d^2 \phi_3(x_1)}{dx^2} \right] & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

### 3. THE ANALYTICAL TRANSFER FUNCTIONS

To obtain the analytical transfer functions, for the unconstrained multi-link flexible system, we used the physical parameters listed in table 1,.

**Table 1.** Model parameter of the unconstrained flexible beams

Aluminum density	$\rho$	$2.7950 \cdot 10^3$	$\text{kg/m}^3$
Aluminum Young's modulus	$E$	$6.8900 \cdot 10^{10}$	$\text{N/m}^2$
Beams width	$E_b$	$4.1200 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}$
Beams height	$H_b$	$8.0780 \cdot 10^{-2}$	$\text{m}$
Beams length	$L$	$9.7150 \cdot 10^{-1}$	$\text{m}$
Beams cross-section area	$A$	$3.3281 \cdot 10^{-4}$	$\text{m}^2$
Beams moment of inertia	$I$	$4.7070 \cdot 10^{-10}$	$\text{m}^4$
Beams mass moment of inertia	$I_b$	$2.8430 \cdot 10^{-1}$	$\text{kg m}^2$
Hub mass moment of inertia	$I_{\text{hub}}$	$7.6749 \cdot 10^{-1}$	$\text{kg m}^2$
Hub radius	$r$	$9.0000 \cdot 10^{-2}$	$\text{m}$

Applying the Laplace transform into eq. (12), assuming zero initial conditions, and using the model parameters listed in table 1, we can obtain the analytical transfer functions for each one of the sensors in the form bellow.

$$\underline{Y}(s) = \underline{C} \cdot (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \cdot \underline{B} \cdot U(s) \quad (20)$$

### 4. POSITION CONTROL

Position control of mechanical systems with structural flexibility has been an important research topic in recent years. Here, we show the simulation results of a position control using the LQR design. Considering that the system is described by:

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{A}\underline{x} + \underline{B}u \\ y &= \underline{C}\underline{x} \end{aligned} \quad (21)$$

together with a functional,

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T (\underline{x}' \underline{Q} \underline{x} + \underline{u}' \underline{R} \underline{u}) dt$$

the solution of the LQR problem is to minimize,  $J$ , with respect to the control input,  $u(t)$ , where  $J$  represents the weighted sum of energy of the state and control; and  $Q$  and  $R$  represent their respective weights on the different states and control channels. The problem is solved by an algebraic Riccati equation :

$$\underline{A}'\underline{P} + \underline{P}\underline{A} + \underline{Q} - \underline{P}\underline{B}\underline{R}^{-1}\underline{B}'\underline{P} = 0 \quad (22)$$

and, the optimal control law is given by:

$$\underline{u} = -\underline{k}\underline{x}, \quad (23)$$

where,  $\underline{k} = \underline{R}^{-1}\underline{B}'\underline{P}$  (24)

The implementation of the state feedback law requires that the state vector,  $\underline{x}$ , is available for measurement and feedback, which is not the case here. In this case a reduced-order observer was used to estimate the modal coordinates of the system. As given in Chen(1984), the reduced-order observer is:

$$\begin{aligned}\dot{w} &= Fw + Hy + Gu \\ \hat{x} &= Mw + Ny\end{aligned}\tag{25}$$

where,

$$F = A_{22} - LA_{12}; \quad H = FL + A_{21} - LA_{11}; \quad G = B_2 - LB_1; \quad N = P + ML;\tag{26}$$

and,

$L$  is the observer gain;

$$\left[ \begin{array}{c|c} A_{11} & A_{12} \\ \hline A_{21} & A_{22} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{cc} CAP & CAM \\ TAP & TAM \end{array} \right];\tag{27}$$

$N, M, P, T$  are matrices transformations with properties as defined in Chen(1984);

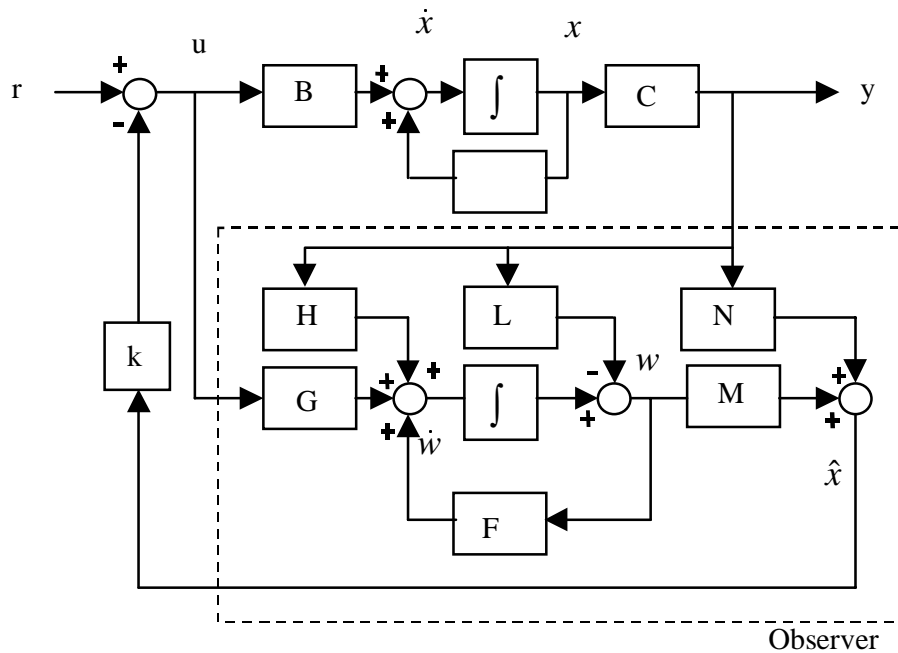
The control law with an external reference,  $r$ , is then written as:

$$u = -k\hat{x} + r;\tag{28}$$

The closed loop transfer function can be obtained directly by combining the closed loop system and observer equations using the external reference

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A - BkNC & -BkM \\ HC - GkNC & F - GkM \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ G \end{bmatrix} r;\tag{29}$$

The scheme of the LQR design using a reduced-order observer is shown in figure 3.



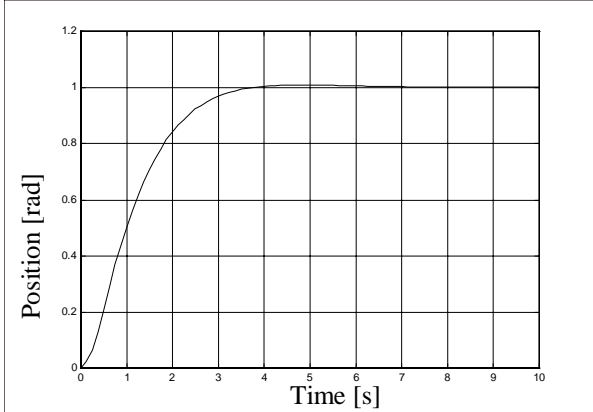
**Figure 3.** LQR Control Scheme

The eigenvalues of the estimator are chosen arbitrarily, and table 2 shows the chosen numerical eigenvalues. The gain  $L$  is determined such that the eigenvalues of,  $A_{22} - LA_{12}$ , are the eigenvalues of the estimator.

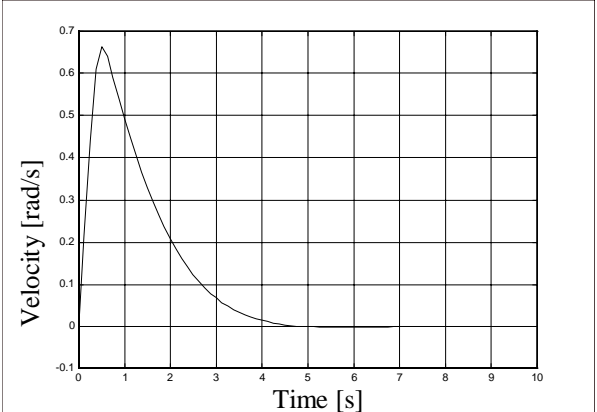
**Table 2.** Eigenvalues of the estimator

-14.7575 + 9.8400i
-14.7575 - 9.8400i
-6.3481 + 4.6586i
-6.3481 - 4.6586i

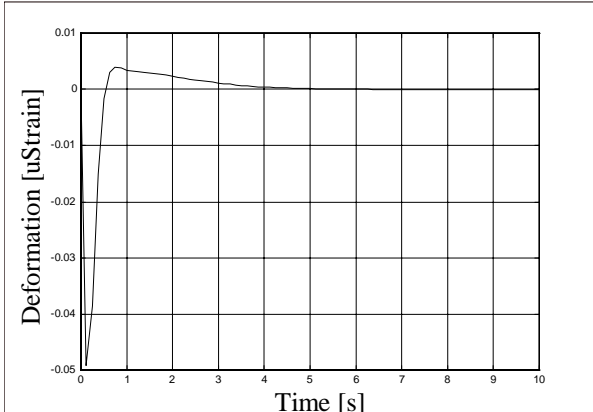
Using a unit step reference signal, the results of the position control using LQR design with reduced-order observer are illustrated in figure 4 to figure7:



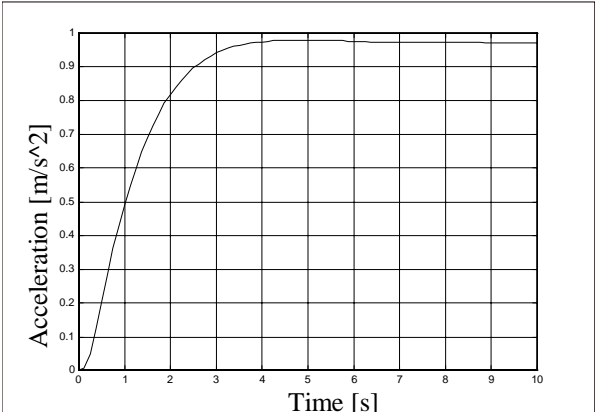
**Figure 4.** Angular position for a step reference



**Figure 5.** Angular velocity for a step reference



**Figure 6.** Transversal deformation for a step reference



**Figure 7.** Tip acceleration for a step reference

As one can see in the Figures (4) to (7), the position control is efficient. The final position was reached in 5 seconds. This was the best performance that could be achieved without excitation of the higher vibration modes of the beam. This work is still in progress, and we are implementing an experimental set-up for real-time control, using as platform the program MATLAB/ SIMULINK. We also intend to implement other control strategies including the LQG/LTR, which due to the system inaccuracies, could be proven to be more robust to the unmodelled dynamics and sensor noise.

## 5. CONCLUSIONS

This paper reports preliminary results of computational simulation for the control of an experimental apparatus with multiple flexible bodies. The model was derived using the Lagrangian approach and its discretization with the Assumed Modes Method. The results of the position control using LQR design, with reduced-order observer, showed that the controller reached the target position in 5 seconds. This work is still in progress using the MATLAB/SIMULINK to implement the real time control. This preliminary result shows that, due to the system inaccuracies, a robust control synthesis like LQG/LTR should be more suitable to control this kind of dynamic system (Soares, Goes and Souza, 1996).

## REFERENCES

- Barbieri, E. & Ösgüner, Ü. , 1988, Unconstrained and Constrained Mode Expansions for a Flexible Slewing Link, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 110, 4, 416-421.
- Chen, Chi-Tsong, 1984, *Linear System Theory and Design*, CBS College Publishing, USA.
- Góes, L. C. S., Negrão, R. G., Rios Neto, W., 1998. Modeling and Control of Multibody System with Flexible Appendages., eds Balthazar, J. M., Gonçalves, P. B. and Clayssen, J. (Editors), *Nonlinear Dynamics, Chaos, Control and Their Applications to Engineering Sciences. Vol 2: Vibrations with Measurements and Control*, published by Brazilian Society of Mechanical Sciences - ABCM, Brazilian Society of Computational and Applied Mathematics - SBMAC and Society for Industrial and Applied Mathematics - SIAM, pp. 75-91.
- Inman, D. J., 1989, *Vibration With Control, Measurement, and Stability*, Prentice-Hall International Inc., USA.
- Junkins, J. L. and Kim, Y., 1993, *Introduction to Dynamics and Control of Flexible Structures*, AIAA Educational Series, USA.
- Negrão, R. G., 1998, *Dinâmica e Controle de Um Sistema Mecânico com Apêndices Flexíveis*, Master Thesis, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, Brazil.
- Negrão, R. G., Góes, L. C. S., Soares, A. M. S. , 1999, *Dynamic and Control of Multibody System with Flexible Appendages*, 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM99), Águas de Lindóia-SP, Brazil.
- Soares, A. M. S. & Souza, L. C. G. & Goes, L. C. S., 1996, *Modal Analysis of a Multibody System with Flexible Appendages*, proceedings of the Second International Conference on non-linear dynamics, chaos, control and their applications in engineering sciences (ICONE 96), São Pedro, SP, Brazil.

# TORQUÍMETRO PARA MOTORES ULTRA-SÔNICOS

**Nazem Nascimento**

**Erik Gerst**

**Adolfo Gomes Marto \***

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Universidade Estadual de Campinas UNICAMP \*

Faculdade de Engenharia Mecânica

## Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um torquímetro para medir torques pequenos de motores com pouca potência e velocidade pequenas, como de motores ultra-sônicos. São apresentados vários tipos de torquímetros, descrevendo suas vantagens e desvantagens, e com mais detalhes o torquímetro desenvolvido. Esse torquímetro é composto por um suporte apoiado através de dois pares de molas cruzadas. Extensômetros são colocados na superfície de cada mola para medir as deformações por mola. O torque é calculado através da relação entre as deformações das molas.

**Palavras-chave:** torquímetro, medição, teste, motor ultra-sônico, extensômetros, molas cruzadas

## 1. INTRODUÇÃO

A miniaturização de equipamentos está cada vez mais intensa. Motores mais compactos e com características bem conhecidas são necessários. São pequenos motores que possibilitam o conforto no cotidiano, como os utilizados em equipamentos de acionamento remoto.

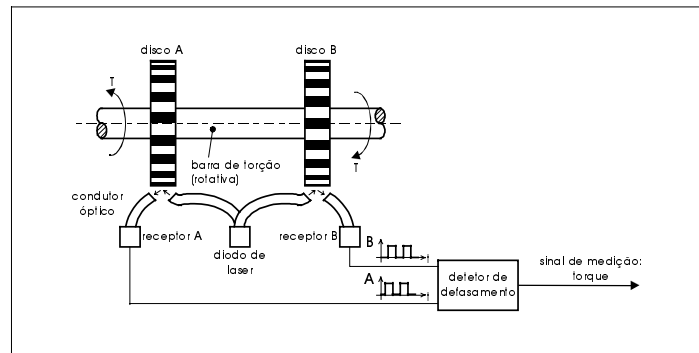
Os motores ultra-sônicos vêm sendo estudados como possíveis substitutos de motores eletromagnéticos convencionais, por exemplo. Esses motores têm uma construção simples, são compactos, produzem um torque alto em relação à massa que possuem, com uma velocidade reduzida e, além de tudo isso, são silenciosos. Vários tipos desse motor são apresentados por (Marto, 1997). Basicamente funcionam através de uma estrutura vibrando com frequências acima da audível em contato com outra estrutura, geralmente estator e rotor respectivamente. Os deslocamentos elípticos gerados pela vibração e as forças de atrito no contato movimentam o rotor, fazendo o motor funcionar.

Para medir as características desses motores, ou de outro com pequenas dimensões, é necessário um torquímetro capaz de medir desde pequenos torques e velocidades. Os torquímetros apresentados neste trabalho foram discutidos em detalhes por (Gerst, 1997). Aqui são abordados princípios de funcionamento, vantagens e desvantagens dos seguintes torquímetros: Torquímetro por emissão e recepção de laser, Torquímetro por intensidade luminosa, Torquímetro por “Transformador Diferencial de Variável Linear”, Torquímetro por extensômetros, Torquímetro por feixe de molas cruzadas. Para medir o torque de motores ultra-sônicos foi projetado um torquímetro por feixe de molas, cujos dimensionamentos, também, são apresentados.



## 2. PRINCÍPIOS DE MEDIÇÃO

### Torquímetro por emissão e recepção de laser



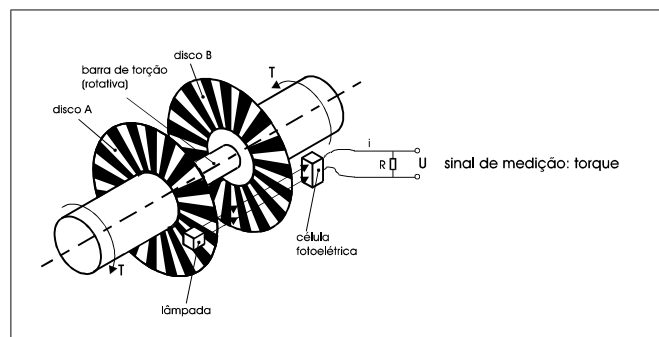
**Figura 1:** Torquímetro por emissão e recepção de laser

Esse torquímetro é composto por dois discos presos ao eixo, um diodo, dois receptores de raio laser e um detector de defasamento, como apresentado na figura 1. A superfície cilíndrica de cada disco é segmentada alternadamente pelas cores branco e preto. Um diodo de raio laser emite a luz contra os segmentos desenhados no cilindro. Quando o eixo está girando, cada receptor percebe a reflexão da luz incidente nos cilindros em pulsos e gera um sinal elétrico com a mesma frequência dos pulsos. Um detector de defasamento indica a diferença de fase existente entre os dois sinais elétricos.

Se não houver torque entre os discos, os sinais estarão em fase. Havendo torque, existirá uma diferença de fase proporcional à intensidade do torque.

A construção desse torquímetro exige poucos componentes e é simples. Ocupam pouco espaço. Com esse instrumento é possível medir torques e velocidade angulares sem a interferência de forças de contato. Porém não é possível a medir o torque com o motor travado. O tamanho da defasagem depende da velocidade angular.

### Torquímetro por intensidade luminosa



**Figura 2:** Torquímetro por intensidade luminosa

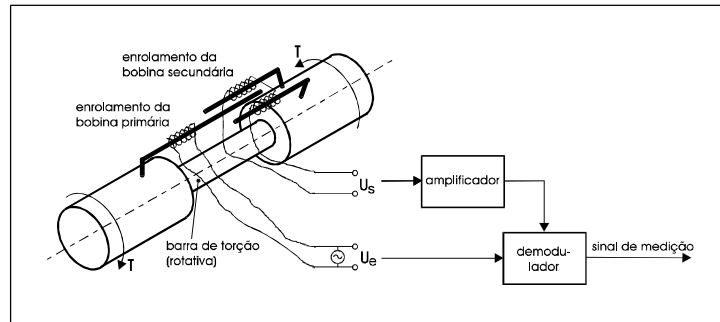
Dois discos transparentes segmentados radialmente em conjunto com um diodo luminoso, uma célula fotoelétrica e um medidor de voltagem compõe esse torquímetro, como mostra a figura 2. Quando o eixo gira, uma parcela da luz emitida pelo diodo é sentida pela célula fotoelétrica.

A intensidade luminosa percebida pela célula fotoelétrica é de 50% quando não há torque. Na presença de torque, a intensidade luminosa varia, devido ao movimento relativo entre os discos. A intensidade luminosa varia para mais ou menos dependendo do sentido do torque. A célula fotoelétrica transforma a intensidade luminosa num sinal elétrico com a

voltagem proporcional à intensidade de luminosidade. Com um medidor de voltagem é possível medir o torque associado à variação da luminosidade.

Trata-se de um instrumento compacto, simples e de baixo preço. No entanto, possui alta sensibilidade, pois a célula fotoelétrica registra diretamente, de forma proporcional, a intensidade do torque sem a necessidade de contato. Não depende da velocidade angular. A limitação deste torquímetro é quando o eixo está travado, pois esse não responde.

### Torquímetro por “Transformador Diferencial de Variável Linear”



**Figura 3:** Torquímetro por transformador diferencial de variável linear

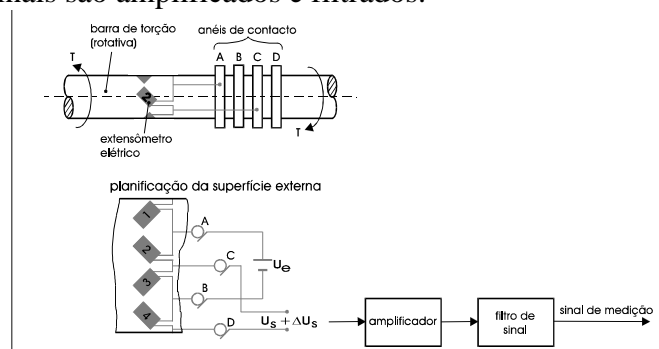
Esse torquímetro utiliza um princípio eletromagnético conhecido como transformador diferencial de variável linear, em inglês: *Linear Variable Differential Transformers*, ou abreviado por *LVDT*. A figura 3 apresenta uma bobina primária e duas secundárias enroladas em hastes metálicas fixas ao eixo. A haste da bobina primária está equidistante entre as hastes das secundárias.

Aplicando-se um torque, a bobina primária ficará mais próxima de uma das bobinas secundárias. Desta forma, uma bobina secundária transformará a tensão num sinal maior ou menor do que o sinal transformado pela outra bobina secundária. A diferença de voltagem entre os dois sinais é proporcional ao torque aplicado ao eixo.

Apesar de ser um instrumento de alta sensibilidade, é muito complexa a montagem eletrônica e magnética. Não permitem medir o torque quando há velocidade angular

### Torquímetro por extensômetros

O recurso utilizado para medir torque nesse instrumento é a extensometria. Quatro extensômetros são colados ao eixo, como apresentado na figura 4. Para permitir a medição quando o eixo gira à uma velocidade angular, os sinais são coletados por um mecanismo de escovas. Os extensômetros formam uma ponte de resistências elétricas equilibrada, ou ponte de *Wheatstone*. Os sinais são amplificados e filtrados.

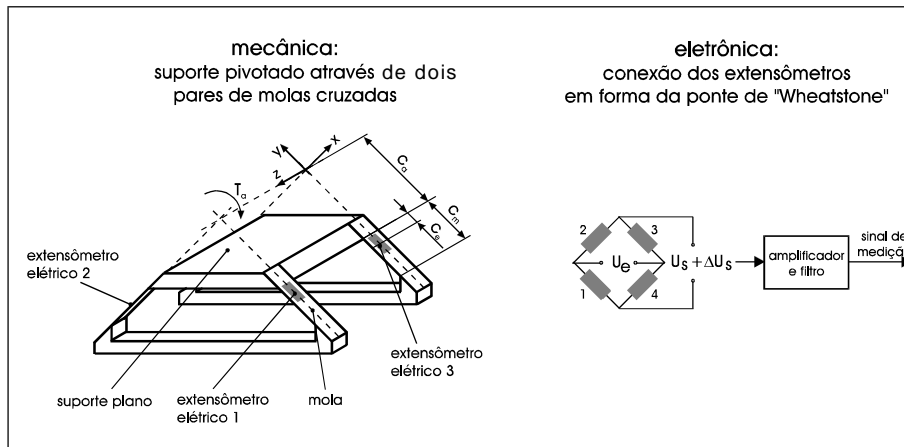


**Figura 4:** Torquímetro por extensômetros elétricos

Quando o eixo está submetido a algum torque ocorre deformações ao longo do eixo. As deformações causam variações proporcionais das resistências elétricas nos extensômetros. Essas variações de resistências desequilibram a ponte de Wheatstone. A diferença de potencial provocada pelo equilíbrio é proporcional ao torque.

A resposta desse instrumento é rápida. A medição do torque independe da direção de rotação e da velocidade angular. Porém o mecanismo de escovas interfere na medição final. Um amplificador de corrente contínua é necessário para aumentar o sinal de medição e para torques pequenos é muito difícil filtrar o sinal do ruído.

### Torquímetro por feixe de molas cruzadas



**Figura 5:** Torquímetro por feixe de molas cruzadas

Nesse torquímetro, um suporte é apoiado por um conjunto de 4 molas, como apresentado na figura 5. A linha de simetria do suporte passa pelas intersecções dos prolongamentos das linhas de ação das molas. Em cada mola é colado um extensômetro. Os extensômetros são ligados em forma de ponte de Wheatstone equilibrada.

Quando um eixo apoiado por esse suporte é submetido a um torque, as molas fletem de formas diferentes. A deformação provocada por cada mola varia a resistência elétrica dos extensômetros. O desequilíbrio provocado na ponte de Wheatstone gera uma voltagem proporcional ao torque.

Esse instrumento responde de forma rápida. A medição é proporcional à tensão produzida nas molas e independe da velocidade angular do eixo. Não existe influência do contato nas medidas. O sinal é muito pequeno e necessita de um amplificador de corrente contínua. Quando o torque é muito pequeno é muito difícil filtrar o sinal das perturbações externas.

### 3. TORQUÍMETRO PARA O MOTOR ULTRA-SÔNICO

Motor ultra-sônico produz torque com o eixo travado. Seu desempenho depende da velocidade angular, que é pequena. São motores compactos, assim o instrumento de medição, deve ser compacto ou externo ao motor. Dessa forma, escolheu-se o torquímetro por feixe de molas.

Para que o instrumento tenha uma boa sensibilidade é necessário dimensionar as molas de apoio do suporte.

#### Dimensionamento das molas

As molas utilizadas no Torquímetro por Feixe de Molas, TFM, são iguais. São molas planas de forma retangular. O instrumento tem que ter boa sensibilidade, pois a faixa de grandeza de torque que vai ser medida é pequena. Portanto é necessário obter uma relação entre o comprimento,  $c_m$ , a largura,  $b$ , e a espessura,  $h$ , da mola em função do tipo de solicitação que vão ter.

Tomando como objetivo obter o comprimento da mola,  $c_m$ , em função de suas outras dimensões,  $b$  e  $h$ . A tabela 1 apresenta as dimensões preliminares para calcular o comprimento da mola. Recorre-se a uma chapa de espessura,  $h$ , com as propriedades de elásticas conhecidas. Localiza-se as molas em relação ao eixo de simetria do motor, bem como a posição das molas. Especifica-se os extensômetros com a sensibilidade desejada e seus fatores de proporcionalidade. Limita-se o torque máximo por um torque que produz um ângulo de torção,  $\beta$ .

**Tabela 1:** Parâmetros para calcular o comprimento,  $c_m$ , da mola

material da mola	módulo de elasticidade do material	$E = 2,069 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
Dimensão inicial	espessura	$h = 0,53 \text{ mm}$
braço de alavanca do suporte		$c_a = 50 \text{ mm}$
distância de extremidade da mola ao centro do extensômetro		$c_e = 5 \text{ mm}$
quantidade das molas		$n = 4$
fator dos extensômetros		$k = 2,1$
relação das tensões da ponte de "Wheatstone"		$\Delta U_s/U_e = 0,002$
torque de carga		$T_a = 2 \text{ Nm}$
ângulo de torção máximo		$\beta = -0,5^\circ = -8,72 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

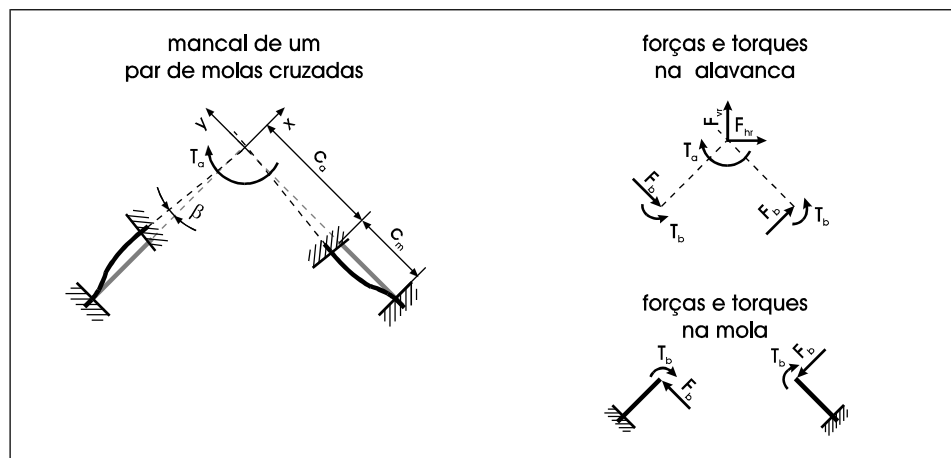
O lado esquerdo da figura 6 mostra a deformação de um par de molas cruzadas pela ação do torque de carga,  $T_a$ , no suporte plano, (A cor cinza marca a forma das molas quando  $T_a=0$  Nm). O lado direito esquematiza as forças e os torques que são gerados quando o torque de carga é executado. Obs.: As forças,  $F_{vr}$  e  $F_{hr}$  são as forças de apoio.

Da condição de equilíbrio estático, obtém-se as equações 1, 2 e 3:

$$\sum T = 0 \Rightarrow -T_a + n \cdot T_b + n \cdot F_b \cdot c_a = 0 \quad (1)$$

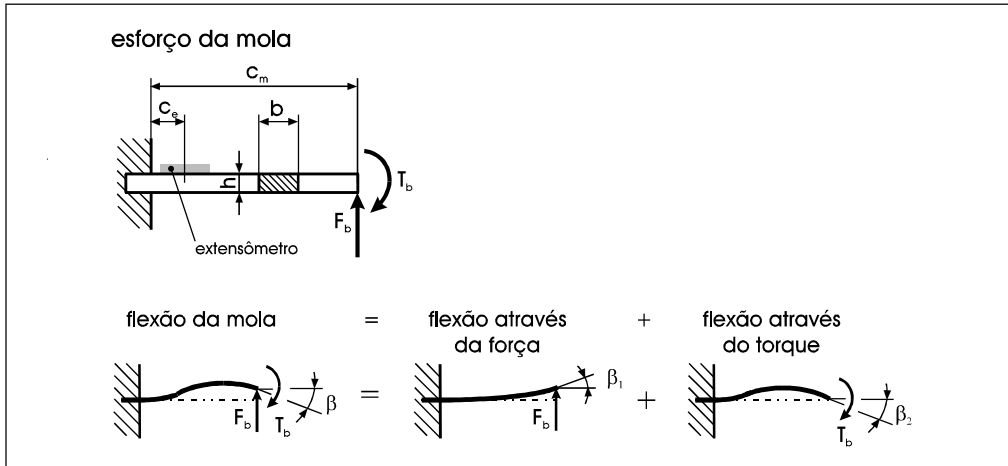
$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{hr} \cdot \sin 45^\circ + F_{vr} \cdot \cos 45^\circ + \frac{n}{2} \cdot F_b = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -F_{hr} \cdot \cos 45^\circ + F_{vr} \cdot \sin 45^\circ - \frac{n}{2} \cdot F_b = 0 \quad (3)$$



**Figura 6:** Forças e torques nas molas cruzadas

Para resolver este sistema de equações é necessário calcular a relação entre a força,  $F_b$ , e o torque,  $T_b$ , que causam flexão na mola. Isso é representado na figura 7.



**Figura 7:** Flexão da mola

O momento,  $T_{(z)}$ , devido a força,  $F_b$ , é dado pela equação 4

$$T_{(z)} = F_b \cdot z \quad (4)$$

A equação 5, apresenta a deslocamento angular,  $\beta_1$ , causada por essa força, sendo que o momento de inércia em relação a  $x$ ,  $I_x$ , é expresso pela equação 6:

$$\beta_1 = \frac{1}{E \cdot I_x} \cdot \int_0^{c_m} F_b \cdot z \cdot dz = \frac{F_b \cdot c_m^2}{2 \cdot E \cdot I_x} \quad (5)$$

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (6)$$

O momento,  $T_{(z)}$ , causado pelo torque,  $T_b$ , apresentado pela equação 7, possui um deslocamento angular expresso pela equação 8:

$$T_{(z)} = -T_b \Rightarrow \frac{\partial T_{(z)}}{\partial T_b} = -1 \quad (7)$$

$$\beta_2 = \frac{1}{E \cdot I_x} \cdot \int_0^{c_m} (-T_b) \cdot \frac{\partial T_{(z)}}{\partial T_b} \cdot dz = \frac{T_b \cdot c_m}{E \cdot I_x} \quad (8)$$

A relação entre  $T_b$  e  $F_b$  é obtida através da adição dos ângulos de flexão, como apresentado na equação 9:

$$\beta = \beta_1 - \beta_2 \Rightarrow T_b = \frac{F_b \cdot c_m}{2} - \frac{E \cdot I_x}{c_m} \cdot \beta \quad (9)$$

A força,  $F_b$ , é calculada através da equação 9 e do sistema de equações 1, 2 e 3, resultando a expressão 10:

$$F_b = \frac{1}{n \cdot (c_m/2 + c_a)} \cdot (T_a + \frac{E \cdot I_x \cdot n}{c_m} \cdot \beta) \quad (10)$$

O comprimento da mola,  $c_m$ , é calculado através da relação entre a deformação e as tensões mecânica na mola, como também da relação entre a deformação e a diferença de potencial elétrica desejada no desequilíbrio da ponte de Wheatstone, expressas pela equação 11. A tensão mecânica em função do potencial elétrico é apresentada pela expressão 12

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad \text{com} \quad \varepsilon = \frac{1}{k} \cdot \frac{\Delta U_s}{U_e} \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{E}{k} \cdot \frac{\Delta U_s}{U_e} \quad (12)$$

Conhecendo a tensão devido ao momento de flexão, dada pela equação 13, a linha neutra da chapa expressa por 14, e o momento de flexão dado por 15

$$\sigma = \frac{T_f \cdot e}{I_x} \quad (13)$$

$$e = \frac{h}{2} \quad (14)$$

$$T_f = F_b (c_m - c_e) - T_b \quad (15)$$

obtem-se o comprimento da mola desejado expresso por 16

$$c_m = \frac{k b h^3}{2 b h^2 E \left( \frac{\Delta U_s}{U_e} \right)^n - 12 k T_a} \left[ E n \beta - \frac{12 T_a c_e}{b h^3} - \frac{2 E \left( \frac{\Delta U_s}{U_e} \right)^n c_a}{k h} \right] \pm \sqrt{\left( \frac{2 E \left( \frac{\Delta U_s}{U_e} \right)^n c_a}{k h} + \frac{12 T_a c_m}{b h^3} - E n \beta \right)^2 - 4 E n \beta (c_e - c_a) \left( \frac{E \left( \frac{\Delta U_s}{U_e} \right)^n}{k h} - \frac{6 T_a}{b h^3} \right)} \quad (16)$$

#### 4. RESULTADOS OBTIDOS

Dois tipos de molas foram calculados utilizando o mesmo material, porém com larguras diferentes. Os resultados são apresentados na tabela 2.

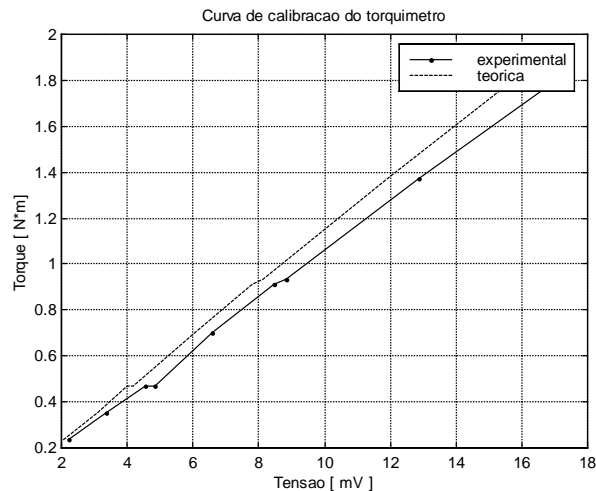
**Tabela 2:** Principais dimensões das molas

Tipo de mola	Largura [mm]	Comprimento [mm]
1	6,0	25,4
2	7,0	28,2

A curva de resposta teórica do torquímetro foi levantada a partir das equações 11 e 12. O torque esperado em função da diferença de potencial apresentada na ponte é expresso pela equação 17.

$$T = \left[ \frac{2EI(8c_a + 4c_m)}{h k c_m U_e} \right] \Delta U_s \quad (17)$$

O torquímetro foi calibrado utilizando massas padrões presas em um braço equilibrado. Este braço foi construído exclusivamente para calibrar o torquímetro. Ele é acoplado ao torquímetro no mesmo lugar de fixação do motor ultra-sônico, de tal maneira a não acrescentar momento ao eixo de simetria. O braço é graduado para fornecer medida do torque padrão com maior precisão. A curva de calibração utilizando o grupo de molas com comprimento de 7 [mm] é apresentada pela figura 4



**Figura 8:** Curva de calibração do torquímetro para motor ultra-sônico

## 5. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou torquímetros para motores de baixa potência. Tendo em vista a curva característica de um motor ultra-sônico, optou-se pelo torquímetro por feixe de molas cruzadas. Este torquímetro é capaz de medir o comportamento do motor em diversas condições. Desde o motor inteiramente travado até totalmente livre.

Para a construção deste torquímetro, dimensionou-se as molas para atender a uma faixa de torque esperada pelo motor. A curva de calibração apresenta o comportamento do torquímetro dentro da faixa esperada. Ocorreu um erro proporcional ao fundo de escala de 5%. Este erro não compromete as medições.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- Blutaumüller, Karlheinz: *Estudo da aplicação de dois Torquímetros ópticos para medições dinâmicas*, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos-SP, 1971
- Foskett, Roger; 1968: Torque Measuring Transducers, *Instruments & Control Systems* v. 41(11), p. 75-77
- Doebelin, E.; 1990 *Measurement Systems: Application and Design*, McGraw-Hill Publishing Company, 992 p.
- Figliola, R.; Beasley, D.; 1994 *Theory and Design for Mechanical Measurements*, Portland: John Wiley & Sons, 624 p..
- Gerst, E.; 1997 *Travelling-wave Ultrasonic Motor – Descrição do princípio de acionamento e projeto de uma bancada de teste* Guaratinguetá: Universidade Estadual de São Paulo UNESP (Trabalho de Graduação), 147p.
- Marto, A. G., 1997 *Motores ultra-sônicos: princípios de funcionamento e características* Guaratinguetá, (Dissertação de Mestrado) UNESP – Guaratinguetá. 145 p.
- Pahl, G.; Beitz, W.; 1993 *Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung*, Springer-Verlag.
- Trylinski, W.; 1971 *Fine mechanisms and precision instruments*. Pergamon Press, Oxford, 525 p.

# **RFREQ: PROGRAMA PARA CALIBRAÇÃO DINÂMICA DE TRANSDUTORES DE PRESSÃO**

**Fernando Jorge Rodrigues Neves**

**Cristiano Viana Serra Villa**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário Darcy Ribeiro, 70910-900 - Brasília, D.F., Brasil. E-mail: fernando@enm.unb.br

## **Resumo**

A calibração dinâmica de transdutores de pressão apresenta muitos desafios para o metrologista. Um deles é o processamento adequado dos sinais adquiridos experimentalmente para que se possa estimar a Função de Resposta em Frequência -FRF- do transdutor sob calibração. Neste sentido, este trabalho apresenta uma descrição dos programas PreRF e RFreq. O RFreq permite obter uma estimativa da FRF do transdutor. É possível obter a estimativa para os dois tipos de calibração possíveis: calibração absoluta (quando não se usa um transdutor de referência) e a calibração comparativa (quando é usado um transdutor de referência). O RFreq é um programa de fácil uso e apresenta bons resultados. O PreRF é um programa de pré-processamento dos sinais obtidos experimentalmente, para que possam ser analisados pelo RFreq.

**Palavras-chave:** Calibração dinâmica, Resposta em Frequência, transdutores de pressão.

## **1. INTRODUÇÃO**

A calibração dinâmica de transdutores de pressão é uma tarefa complexa. Da seleção de equipamentos à apresentação dos resultados, os desafios a serem vencidos são muitos e não existe consenso científico a respeito do assunto, e que fundamente uma norma. Da parte dos fabricantes, a única característica dinâmica dos transdutores fornecida é a frequência natural.

Considerando apenas os geradores de pressão não periódicos, a calibração dinâmica de transdutores de pressão em baixas frequências pode ser feita com o equipamento denominado de Dispositivo de Abertura Rápida - DAR (o DAR costuma ter uma frequência máxima de calibração de 200 Hz). Para altas frequências, o equipamento a ser utilizado na calibração é o Tubo de Choque. Com ele, a frequência máxima pode atingir 1 MHz.

Ao se usar o tubo de choque para a calibração dinâmica de um transdutor de pressão é usual admitir a hipótese de que o sinal que excita o transdutor pode ser adequadamente descrito por um degrau de Heaviside multiplicado por uma janela retangular de duração apropriada. O conhecimento que se tem atualmente do comportamento da dinâmica dos gases no tubo de choque (ou a sua modelagem numérica) não é o bastante para descrever de forma suficientemente precisa o sinal de pressão medido por um transdutor ideal quando atingido pela onda gerada no tubo de choque. Deve-se notar que, não sendo disponíveis padrões que permitam a calibração do comportamento metrológico do tubo de choque (nem, obviamente, um sensor de pressão com comportamento ideal), só o conhecimento teórico (ou obtido por simulação numérica) do



comportamento da pressão no dispositivo poderia fornecer o sinal de referência necessário para obtenção da Função de Resposta em Frequência - FRF. Sabe-se, no entanto, que a onda de choque aplica no transdutor uma variação de pressão extremamente rápida. Estes argumentos justificam a hipótese apresentada.

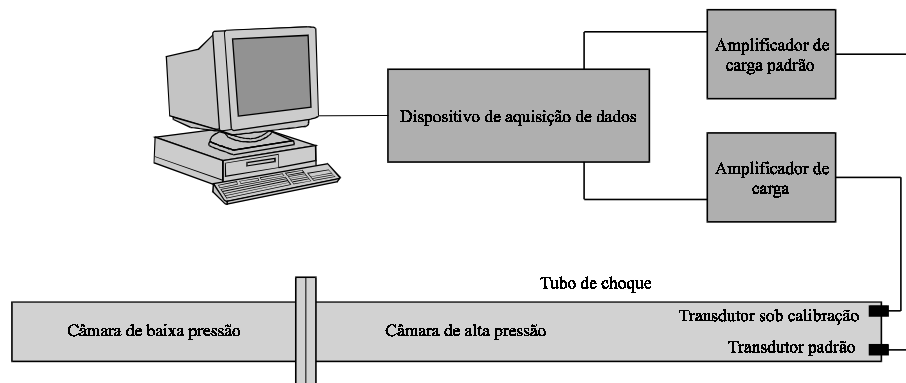
Esta modalidade de calibração, em que se supõe que o sinal de excitação do transdutor é um degrau de pressão teórico, é chamada de calibração absoluta (Damion, 1994). Neste tipo de calibração, surge um problema ao se fazer a estimativa da função de resposta em frequência do transdutor. Os sinais de excitação e de resposta não possuem Transformada de Fourier (no sentido da convergência da integral de Fourier). Assim, a razão entre os sinais de resposta e de excitação do transdutor no domínio da frequência não converge para a FRF (Função de Resposta em Frequência) do transdutor. Com isso, os métodos tradicionais para estimar a FRF, que são baseados na referida razão, não funcionam neste caso.

Outro método de calibração dinâmica é denominado de calibração comparativa (Damion, 1994). Ele é utilizado para calibração de transdutores de trabalho, com resposta dinâmica lenta, quando comparados com um transdutor “padrão de referência”. Nessa modalidade de calibração, o transdutor de referência é submetido ao mesmo sinal de pressão que o transdutor sob calibração. Neste caso, a estimativa da Função de Resposta em Frequência do transdutor pode ser feita através de uma razão entre espectros de potência obtidos a partir dos sinais de resposta dos dois transdutores.

O programa RFreq foi desenvolvido para estimar a FRF na calibração dinâmica de transdutores de pressão. O RFreq é adequado tanto para o método comparativo como para o absoluto, e calcula, além da função de resposta em frequência, a incerteza de medição segundo metodologia baseada na norma ISO TAG4/WG3 (1995). Para a calibração comparativa, calcula ainda seqüências de coerência, espectro de potência de ruído e razão sinal / ruído para os modelos apresentados por Villa (2000).

## 2. PRERF: PRÉ-PROCESSAMENTO DOS SINAIS

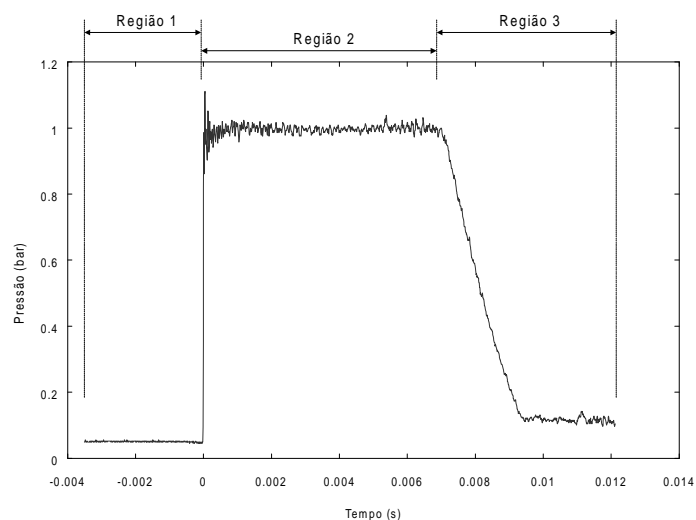
A figura 1 exemplifica uma montagem experimental para calibração dinâmica dos transdutores de pressão. O tubo de choque consiste em um tubo de seção transversal constante, constituído de uma câmara de alta pressão e de outra de baixa pressão separadas por um diafragma. Nesta câmara, são instalados dois transdutores de pressão, um de referência e um sob calibração. Os transdutores piezoelétricos estão ligados aos amplificadores de carga correspondentes, que por sua vez são conectados a um dispositivo de aquisição de dados, como um microcomputador equipado com uma placa de aquisição de sinais e o *software* adequado.



**Figura 1.** Exemplo de montagem experimental para calibração dinâmica de transdutores de pressão

Normalmente, um sinal de pressão adquirido tem a forma apresentada na figura 2. Nesta figura, a primeira região contém amostras adicionadas ao sinal pelo mecanismo de *buffer* e *triggering* do sistema de aquisição de dados. A segunda região contém as amostras que representam o sinal de pressão causado pela onda de choque entre os instantes da primeira e da segunda reflexão no fundo do tubo de choque. A terceira região representa as amostras do sinal de pressão após a segunda reflexão da onda de choque no fundo do tubo.

Na calibração absoluta, a região 1 deve ser eliminada. Assim, o sinal sofre uma translação de eixos de modo a ter sua primeira amostra significativa na origem dos eixos. Ao se proceder desta maneira, faz-se com que o instante inicial da análise seja o instante no qual o transdutor começa a detectar a variação de pressão, e que a pressão no tubo induzido antes da passagem da onda de choque seja nula. Esse procedimento se faz necessário por que a implementação dos métodos numéricos utilizados no RFreq supõe que o transdutor começa a ser excitado no instante zero da análise. Também é necessária a eliminação da região 3 para que o sinal resultante tenha a característica de um sinal de resposta de um sistema linear invariante no tempo (isto é, um sistema linear descrito por uma equação diferencial ordinária com coeficientes constantes) a um degrau de Heaviside.



**Figura 2.** Sinal de pressão no fundo do tubo de choque dividido em três regiões

Na calibração comparativa, não existe a necessidade da eliminação das regiões 1 e 3. Tanto o sinal do transdutor sob calibração, quanto o do transdutor de referência, possuem estas regiões. Sua preservação melhora o procedimento de estimativa da Função de Resposta em Frequência. Com mais informação disponível, melhor a estimativa.

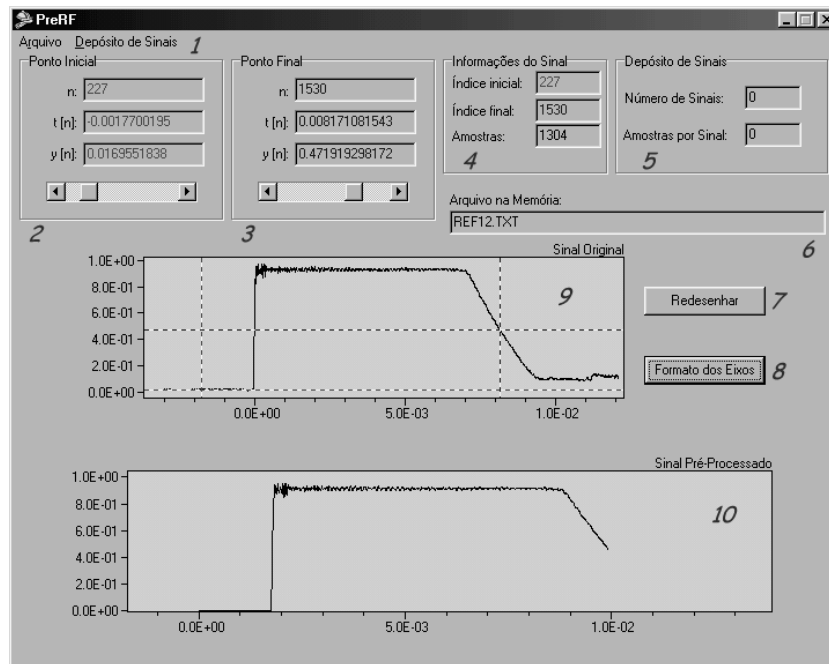
Com o objetivo de fazer as operações descritas nos parágrafos anteriores, foi elaborado o programa PreRF. Este programa foi inteiramente desenvolvido em *Delphi 3.0 Standard*, e sua tela principal é mostrada na figura 3 com as características funcionais mais importantes numeradas para posterior explicação.

Uma característica importante do PreRF é o Depósito de Sinais, que é uma estrutura de dados criada com a intenção de agrupar diversos sinais. Nesta condição, é mais fácil de se trabalhar computacionalmente quando se busca calcular o sinal médio e a sua incerteza, ao contrário do que ocorre quando se trabalha com vários arquivos separados.

A região 1 da figura 2, que representa as amostras originárias do *buffer* do sistema de aquisição de dados, é removida pela seleção adequada do “Ponto Inicial” (campo número 2 na figura 3). Esta seleção é feita atuando-se numa barra deslizante, e a movimentação desta barra faz

com que no gráfico “Sinal Original” (campo número 9 na figura 3) uma retícula vermelha se movimenta, indicando qual será a amostra inicial do sinal pré-processado. Acima da barra de rolagem do “Ponto Inicial”, são indicados o índice da amostra do sinal original ( $n$ ), o valor do tempo ( $t[n]$ ) e o valor da amostra ( $y[n]$ ) correspondentes a esta índice. No campo número 3 da figura 3, chamada de “Ponto Final”, há a opção de se fazer a escolha da amostra final do sinal pré-processado. Esta escolha é indicada por uma retícula azul no gráfico “Sinal Original”, e os valores característicos da amostra são mostrados acima da barra de rolagem, tal como no “Ponto Inicial”.

Após a seleção das amostras inicial e final, tem-se o “Sinal Pré-Processado” (campo número 10 na figura 3). Este novo sinal é delimitado pelo “Ponto Inicial” e pelo “Ponto Final” selecionados no sinal original. Ele sofre uma translação de eixos de modo a ter sua primeira amostra na origem, e é mostrado no gráfico “Sinal Pré-Processado”. O quadro “Informações do Sinal” (campo número 4 na figura 3) apresenta estas informações, além do número de amostras do sinal pré-processado.



**Figura 3.** Tela principal do PreRF

As funcionalidades restantes do PreRF são explicadas mais detalhadamente no trabalho de Villa (2000).

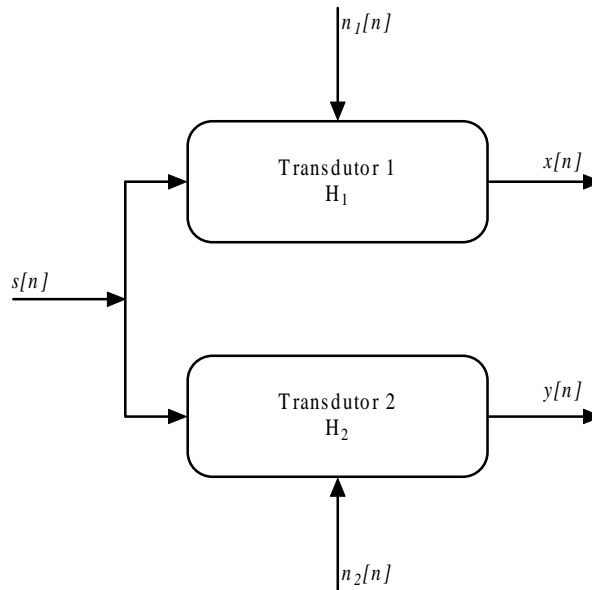
### 3. APRESENTAÇÃO DO RFREQ

O programa RFreq tem como objetivo estimar a Função de Resposta em Frequência de um transdutor de pressão a partir de seus sinais de excitação e de resposta. Mesmo tendo esse objetivo, ele pode ser utilizado para estimar a Função de Resposta em Frequência de outros tipos de sensores.

O módulo principal do RFreq foi programado em *Delphi 3.0 Standard* e é responsável pela manipulação de arquivos de dados, interface com o usuário e gerenciamento dos módulos. Os demais módulos são escritos em Fortran 90 (*Digital Visual Fortran 6.1*) e são responsáveis pela

implementação dos métodos numéricos. Eles foram compilados como uma aplicação de console *Win32*, e otimizados para microprocessadores *Pentium Pro*.

O modelo dinâmico utilizado para a calibração é mostrado na figura 4, onde o sinal  $s[n]$  representa a variação de pressão causada pela reflexão da onda de choque no fundo da câmara de baixa pressão do tubo de choque. O transdutor de referência tem FRF  $H_1$  e resposta ao sinal  $s[n]$  dada por  $x[n]$ . O transdutor sob calibração tem FRF  $H_2$  e resposta a  $s[n]$  dada por  $y[n]$ . Os sinais  $n_1[n]$  e  $n_2[n]$  são componentes de ruído. Assume-se que os sinais  $x[n]$  e  $y[n]$ , que são adquiridos experimentalmente, são componentes de processos estocásticos discretos estacionários, e que as FRF dos transdutores são desconhecidas.

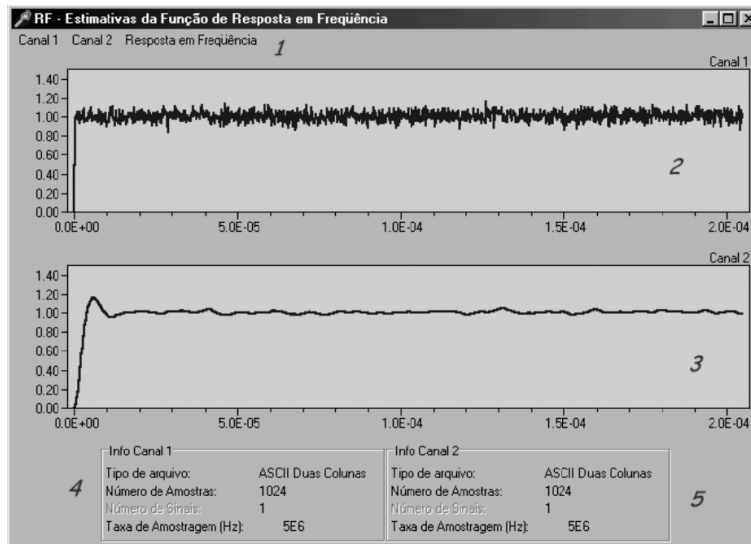


**Figura 4.** Modelo 1 entrada / 2 saídas utilizado no RFreq

A seleção do método numérico para a estimativa da FRF do transdutor sob calibração depende das equações governantes do modelo 1 entrada / 2 saídas, apresentadas por Villa (2000). No RFreq, os métodos numéricos para a calibração absoluta são o Método de Schechter e Wissler (Schechter & Wissler, 1959), Método da Derivação (Villa, 2000), Método de Laspe (Laspe, 1954) e Método da Decomposição em Sinc (Samulon, 1951). Estes métodos, denominados de métodos não convencionais, são apropriados para o cálculo da Função de Resposta em Frequência de um sistema linear invariante no tempo, a partir de sua resposta a um degrau de Heaviside. Para a calibração comparativa, são disponibilizados o Método de Wiener-Khintchine, o Método do Periodograma Modificado e o Método de Welch, apresentados por Proakis & Manolakis (1996). Nestes métodos, a partir do espectro de potência cruzado entre o sinal de resposta e o sinal de excitação de um sistema linear invariante no tempo e do espectro de potência do sinal de excitação, a FRF do sistema pode ser estimada. Estes métodos são chamados de métodos convencionais. No trabalho de Villa (2000), os métodos citados são explicados detalhadamente.

A tela principal do RFreq é mostrada na figura 4. Também aqui os campos foram numerados para permitir sua identificação. As partes mais destacadas da tela principal do RFreq são os canais 1 e 2. No canal 1, o usuário “carrega” o sinal que representa a excitação do transdutor de pressão. No canal 2, carrega-se o sinal de resposta do transdutor. No caso de uma calibração absoluta, o sinal do canal 1 é substituído por um degrau de Heaviside, sendo carregado pelo usuário no canal 2 o sinal pré-processado (ou um “Depósito de Sinais”) de resposta ao degrau de pressão.

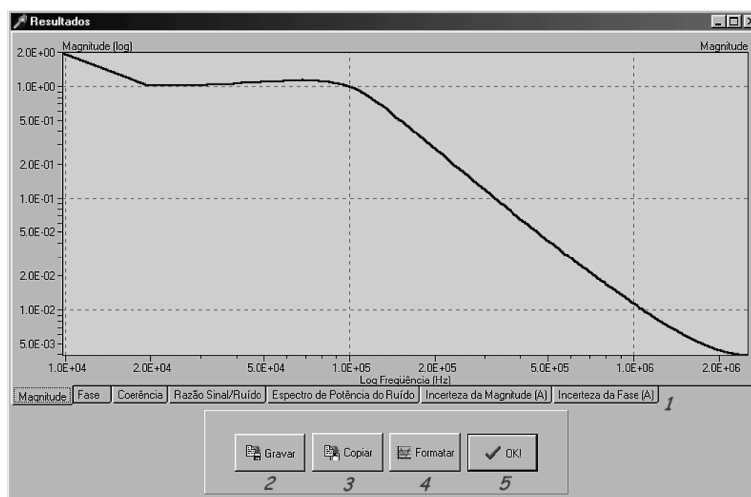
Terminado este passo, o gráfico “Canal 1” mostrará um degrau de Heaviside multiplicado por uma janela retangular com o mesmo número de amostras existentes no canal 2.



**Figura 4.** Tela principal do RFreq

As operações acima descritas são realizadas através dos menus “Canal 1” e “Canal 2” (campo número 1 na figura 4). O menu “Resposta em Frequência” (também no campo número 1 na figura 4) apresenta ao usuário quais são os métodos numéricos disponíveis em função do tipo de dado carregado nos canais 1 e 2.

Após a seleção do método numérico, o RFreq chamará o módulo correspondente e, após o cálculo, mostrará uma janela com os resultados obtidos. A figura 5 ilustra esta janela. De acordo com o método utilizado para o cálculo, os resultados mostrados podem variar. Maiores detalhes são apresentados por Villa (2000).



**Figura 5.** Tela de resultados do RFreq

Na tela de resultados, o usuário pode selecionar através das abas (campo número 1 na figura 5) o gráfico do resultado desejado. Para cada gráfico disponível, o usuário poderá alterar os parâmetros de visualização pressionando o botão “Formatar” (campo número 4 na figura 5).

Aparecerá então uma janela onde o usuário pode alterar os limites máximo e mínimo do eixo das frequências e esta alteração se refletirá em todos os gráficos. Para o gráfico selecionado, também é possível a alteração dos limites máximo e mínimo do eixo das ordenadas. As demais características e funcionalidades são descritas mais profundamente por Villa (2000).

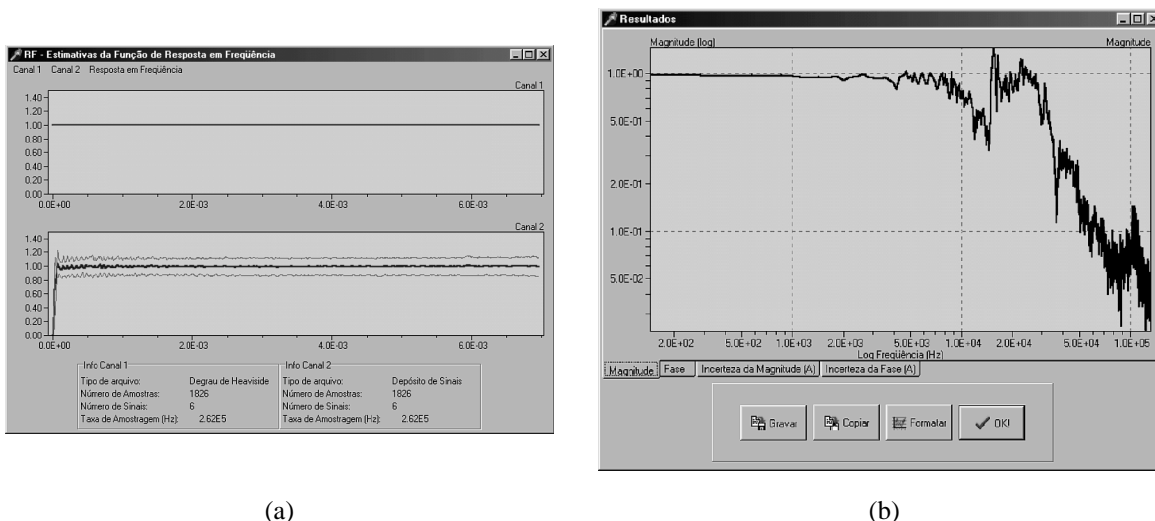
#### 4. ILUSTRAÇÃO DE USO DO RFREQ

Como exemplo de uso do RFreq, o programa foi utilizado com dados oriundos do Relatório Técnico de Atividades de Intercomparação Laboratorial UnB-ENSAM, de Vianna (1998), o que permite verificar se o RFreq tem um desempenho satisfatório quando comparado ao EDYCAP, programa utilizado na ENSAM (*École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers* - Paris - França) para estimar a Função de Resposta em Frequência dos transdutores piezoelétricos de pressão.

Os sinais de resposta do transdutor disponíveis da intercomparação são os obtidos com o tubo de choque TC-02, do Laboratório de Metrologia Dinâmica - UnB. Os sinais são o resultado de um experimento com a instrumentação tal como a mostrada na figura 1, sem o transdutor de referência. Como não foi utilizado um transdutor de referência, considera-se que a excitação do transdutor sob calibração é um degrau de pressão teórico. Desta forma, a Função de Resposta em Frequência do transdutor é estimada por meio dos métodos não convencionais. O trabalho de Vianna (1998) apresenta maiores detalhes quanto a procedimentos e equipamentos utilizados nos experimentos.

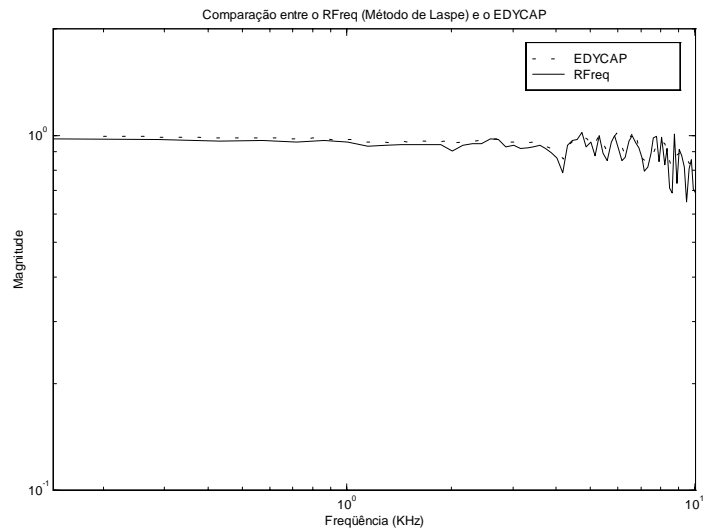
Para a ilustração do uso do RFreq, será considerada a situação em que foi utilizado como diafragma do tubo de choque um filme de acetato de celulose de coloração amarela. Após o pré-processamento dos sinais no PreRF, carrega-se um degrau de Heaviside no canal 1 e o Depósito de Sinais no canal 2, como mostrado na figura 6 (a). Com a seleção do Método de Laspe, obtém-se uma tela de resultados como a mostrada na figura 6 (b).

A faixa de frequências obtida com o RFreq vai de 143Hz até 131kHz. Os resultados fornecidos pelo EDYCAP têm sua frequência no intervalo 200Hz - 10kHz. Assim, para que os resultados do RFreq possam ser comparados aos do EDYCAP, só serão consideradas as frequências até 10kHz.

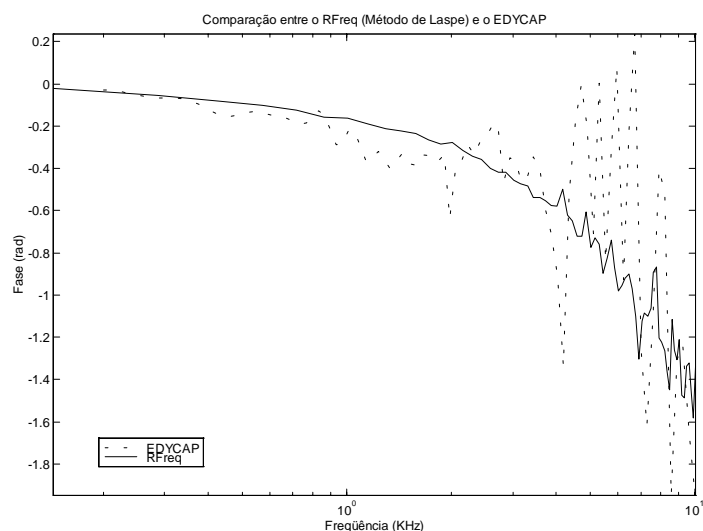


**Figura 6.** (a) Tela principal do RFreq, com um degrau de pressão teórico no canal 1 e a resposta média do transdutor de pressão (com um intervalo de confiança de 95%); (b) tela de resultados do RFreq mostrando a magnitude da Função de Resposta em Frequência.

As figuras 7 e 8 apresentam graficamente os resultados da comparação dos resultados obtidos pelos dois programas. Pode ser visto na figura 7 que há uma aproximação muito boa entre os resultados obtidos pelo RFreq e os do EDYCAP. Já quanto gráfico de fase, a figura 8 mostra que a curva obtida pelo EDYCAP tem uma alta taxa de oscilação, enquanto que a do RFreq é mais suave. Estes resultados são muito semelhantes aos obtidos pelos demais métodos não convencionais (Villa, 2000), o que permite constatar que os resultados dados por métodos diferentes convergem para um mesmo resultado. Villa (2000) ainda apresenta uma comparação entre as incertezas estimadas pelo RFreq e as que foram calculadas a partir dos resultados do EDYCAP.



**Figura 7.** Comparação entre os resultados fornecidos pelo RFreq e pelo EDYCAP (magnitude da Função de Resposta em Frequência do transdutor).



**Figura 8.** Comparação entre os resultados fornecidos pelo RFreq e pelo EDYCAP (fase da Função de Resposta em Frequência do transdutor).

## 5. CONCLUSÕES

O RFreq mostra-se um programa de fácil uso e que fornece bons resultados. A comparação com o EDYCAP demonstra que os resultados obtidos pelo RFreq são bons para o conjunto de dados analisado.

Com base nos resultados apresentados por Villa (2000), conclui-se que o RFreq pode ser utilizado como ferramenta em pesquisas que envolvam a calibração de transdutores de pressão para medições dinâmicas. Ele pode também ser usado em trabalhos comerciais, auxiliando na elaboração de laudos de calibração.

O RFreq também pode ser utilizado para a calibração dinâmica de outros tipos de transdutores, como por exemplo sensores de temperatura. O requisito é que o sinal de excitação do transdutor possa ser descrito “razoavelmente” por um degrau de Heaviside (com a aplicação da janela retangular de duração adequada), no caso de uma calibração absoluta. Para a utilização do RFreq em calibrações comparativas, a utilização dos métodos convencionais é feita partindo-se dos sinais de resposta do transdutor padrão e do transdutor de referência.

## 6. REFERÊNCIAS

- Damion, J. P., 1994, “Means of Dynamic Calibration for Pressure Transducers”, Metrologia, vol. 30, Paris, France, pp. 743-746.
- I.S.O. (International Organization for Standardization), 1995, “ISO TAG4/WG3 - Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, Switzerland, 101pp.
- Laspe, C. G., 1964, “Determining Frequency Response from Transient Response”, Instruments & Control Systems, vol. 37, Broomall, Pennsylvania, United States of America, p. 125-128.
- Proakis, J. G., Manolakis, D. G., 1996, “Digital Signal Processing - Principles, Algorithms and Applications”, Prentice Hall, Upper Saddle River, N.J., United States of America, 968p.
- Samulon, H. A., 1951, “Spectrum Analysis of Transient Response Curves”, Proceedings of the I.R.E., vol. 39, No. 2, New York, N.Y., United States of America, pp. 175-186.
- Schechter, R. S., Wissler, E. H., 1959, “Frequency Response from Step Input Response”, Industrial and Engineering Chemistry, vol. 51, [S.L.], pp. 945-948.
- Vianna, J. N. S., 1998, “Relatório Técnico de Intercomparação Laboratorial UnB-ENSAM”, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, D.F., Brasil, 31pp.
- Villa, C. V. S., 2000, “RFreq - *Software* para Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão”, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, D.F., Brasil, 152pp.



# UM CONTROLADOR NEURAL TIPO PI-I<sup>2</sup> ESTENDIDO PARA ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

**Fábio Meneghetti Ugulino de Araújo<sup>1</sup>**

**Clivaldo Silva de Araújo<sup>2</sup>**

**Seyyed Said Dana<sup>2</sup>**

**Takashi Yoneyama<sup>1</sup>**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 12228-900, São José dos Campos – SP,

e-mail: meneghet@ele.ita.cta.br takashi@ele.ita.cta.br

Universidade Federal da Paraíba, 58.059-900 João Pessoa – PB,

e-mail: clivaldo@ct.ufpb.br

## Resumo

Neste trabalho é proposto um controlador neural para isolar vibrações de base, através de sua implementação num sistema eletromecânico baseado no princípio de alavanca. A rede neural é inicialmente treinada para realizar o modo de controle PI-I<sup>2</sup>, à partir de um controle clássico inicialmente implementado. O novo controlador possibilita a utilização de mecanismos de adaptação para melhoria incremental do desempenho baseado, por exemplo, em técnicas de punição e recompensa. Por fim, é feita uma análise comparativa entre resultados obtidos com o emprego do controlador neural e aqueles correspondentes ao controlador clássico, avaliando-se através de simulação computacional o desempenho do sistema para uma classe representativa de entradas exógenas.

**palavras-chaves:** Rede Neural, Controlador, Vibração, Sistema Eletromecânico.

## 1. INTRODUÇÃO

Propõe-se aqui um controlador neural para isolamento de vibrações mecânicas de base através de um sistema eletromecânico, visto que os sistemas avançados de controle automático, cada vez mais viabilizados pela grande capacidade e versatilidade dos modernos computadores, quando combinados com as recentes conquistas na área de técnicas de inteligência artificial, possibilitam o desenvolvimento de métodos para isolamento e controle de vibrações mecânicas com capacidade de adaptação a situações variadas de operação e que apresentem desempenhos adequados na presença de significativas incertezas, satisfazendo assim os objetivos deste trabalho.

Independente do sistema em questão, muitos são os problemas causados por vibrações. Estas, são normalmente transmitidas através de uma fundação comum, desde um sistema fonte até um sistema afetado, que acaba por sofrer perturbações em seu funcionamento nominal. Sendo assim, evidencia-se a necessidade de propiciar um isolamento entre tais sistemas. Não sendo normalmente possível evitar que o sistema fonte gere vibrações e, em alguns casos, sequer conhecendo tais fontes, a solução está em controlar a transmissão de tais vibrações até o sistema que esteja sendo afetado.

Redes neurais artificiais (RNA) vêm sendo vastamente usadas nos últimos anos, desde a engenharia de petróleo (Zhou e Xi-Ling, 1993) até as ciências biomédicas (Gambhir et al., 1998), tanto para identificação quanto para controle de sistemas de variados tipos, explorando-se a sua capacidade de aproximação universal (representação), de generalização e de aprendizado. Neste trabalho enfoca-se uma aplicação específica: controle de sistemas eletromecânicos para isolamento de vibrações (Narendra, 1990, Cetinkunt e Hsin-Tan, 1994 e Atalla e Inman, 1998).

Araújo et al. (1999) propuseram um sistema eletromecânico utilizando um controlador clássico do tipo PI- $I^2$  para isolar a transmissão de vibrações mecânicas de baixa frequência. Dentro da proposta de que a RNA inicialmente realizaria o modo PI- $I^2$ , e baseando-se no controlador proposto por Araújo et al. (1999), utilizou-se um processo de casamento (matching) para treinamento da rede neural.

## 2. SISTEMA ELETROMECCÂNICO PARA ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES

O sistema proposto por Araújo et al. (1999), representado na Fig.1, consiste de uma barra de comprimento  $l$ , com massa  $m_B$  concentrada no centro geométrico e momento de inércia angular dado por  $J_B$ . Esta barra desempenha o papel de uma alavanca bi-apoiada em pontos representados por  $A$  e  $B$ , onde  $A$  se localiza numa das extremidades da barra e  $B$  coincide com o centro de gravidade da mesma. Os apoios são sistemas dotados de rigidez e amortecimento dados por:  $k_A, k_B, c_A$  e  $c_B$ . O que pretende-se, é obter um nó na extremidade  $C$  da alavanca, e com isso, isolar com relação as vibrações de base, um sistema qualquer de massa  $m_I$ , colocado neste ponto. Existe ainda, na extremidade  $A$ , uma massa  $m_A$ , denominada por massa absorvedora, que tem a finalidade de fazer o contrabalanço com a massa  $m_I$ , propiciando, juntamente com a configuração dos apoios, o nó desejado na extremidade  $C$  da barra.

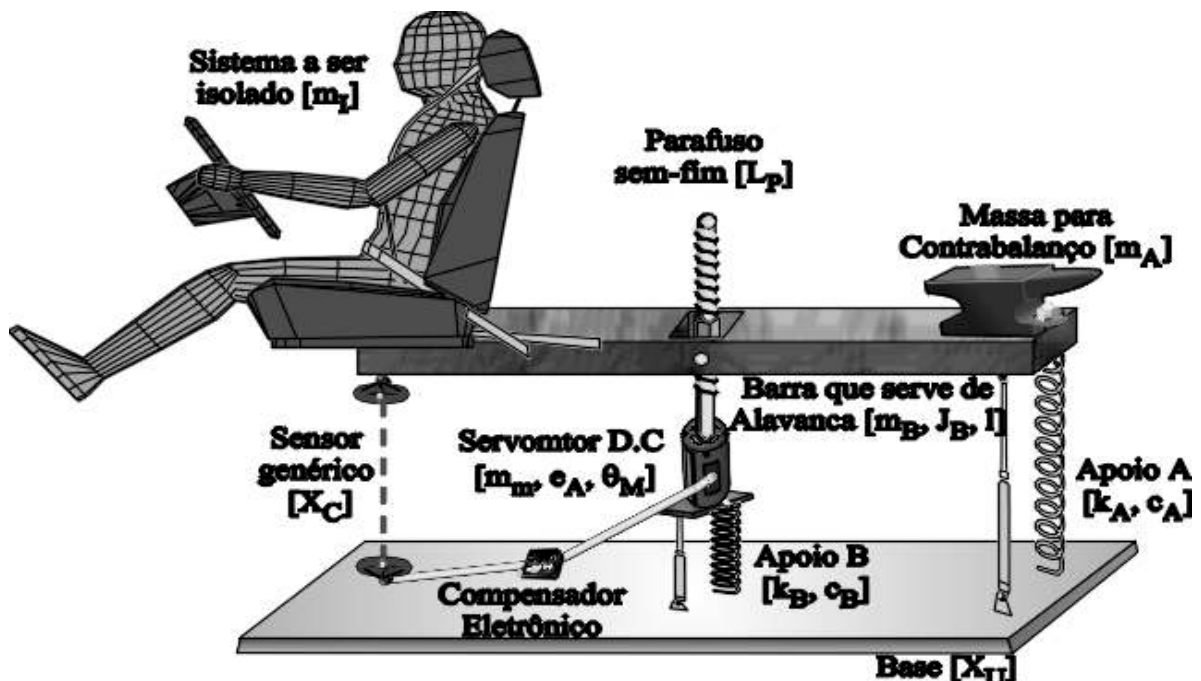


Figura 1. Sistema Proposto.

A posição vertical do ponto  $B$ , relativa ao motor que compõe o sistema de controle, será variada pelo atuador em função da vibração medida, variando-a de forma a obter uma configuração que propicie o isolamento da massa  $m_I$  com relação a vibração da base, isto é, de

maneira que o sistema ao qual se deseja isolar tenha deslocamentos dentro de uma faixa admissível, ou mesmo deslocamentos desprezíveis. Para o controle de posição utiliza-se um servomotor DC, com um parafuso sem-fim acoplado ao seu eixo, funcionando como atuador, cujo passo da hélice é dado por  $L_P$ . As vibrações na massa  $m_I$  são medidas por um sensor que converte os deslocamentos do sistema a ser isolado em tensões que alimentam o servomotor, completando assim o sistema de controle por realimentação.

Finalmente, para o projeto do sistema de controle, foi acrescentado um compensador que atua sobre o sinal que alimenta o servomotor D.C. Com isso, buscou-se melhorar ainda mais a eficiência do controle. Note que o compensador atua sobre um sinal elétrico e desta forma, o compensador introduzido no sistema físico poderá ser um controlador eletrônico simples, ou mesmo digital, baseado em computador.

O modelo matemático pode ser obtido escrevendo as expressões que relacionam as forças na direção vertical e os momentos com relação ao centro da barra. . Na forma linearizada, o modelo é descrito por:

$$[\mathbf{M}]\ddot{\mathbf{X}} + [\mathbf{C}]\dot{\mathbf{X}} + [\mathbf{K}]\mathbf{X} = [\mathbf{F}]\mathbf{u} \quad (1)$$

onde:

$$[\mathbf{M}] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix}; \quad [\mathbf{C}] = \begin{bmatrix} (c_A + c_B) & \frac{l}{2}c_A \\ \frac{l}{2}c_A & \left(\frac{l}{2}\right)^2 c_A \end{bmatrix}; \quad [\mathbf{K}] = \begin{bmatrix} (k_A + k_B) & \frac{l}{2}k_A \\ \frac{l}{2}k_A & \left(\frac{l}{2}\right)^2 k_A \end{bmatrix};$$

$$[\mathbf{F}] = \begin{bmatrix} (c_A + c_B) & (k_A + k_B) & -m & -c_A & -k_A \\ \frac{l}{2}c_A & \frac{l}{2}k_A & 0 & -\frac{l}{2}c_A & -\frac{l}{2}k_A \end{bmatrix}; \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} x \\ \theta \end{bmatrix}; \quad \text{e} \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \dot{x}_u \\ x_u \\ \ddot{x}_p \\ \dot{x}_p \\ x_p \end{bmatrix}$$

São consideradas como entradas o sinal  $x_u$ , que representa os distúrbios sofridos pelas base e  $x_p$  que representa o deslocamento imposto pelo sistema de controle através do parafuso semfim. Os deslocamentos nos pontos de interesse do sistema escritos em função do deslocamento do centro da barra ( $x$ ) e do ângulo de rotação desta ( $\theta$ ), conforme se segue:

$$x_A = x + x_p + \frac{l}{2}\theta; \quad x_B = x; \quad x_C = x + x_p - \frac{l}{2}\theta; \quad \text{e} \quad x_G = x + x_p$$

Os valores utilizados nas variáveis anteriormente descritas são apresentados em Araújo (1998). Aplicando a Transformada de Laplace obtém-se a matriz de função de transferência (MFT), que descreve o sistema no domínio da frequência, através da relação entre as entradas e a saída deste. Tem-se então, que o sistema de alavanca cujas entradas são  $X_u(s)$  e  $X_p(s)$ , e a saída é  $X_C(s)$ , pode ser representado por:

$$X_C(s) = G_T(s) \begin{Bmatrix} X_u(s) \\ X_p(s) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

onde:

$$G_T(s) = [G_d(s) \quad G_r(s)] \quad (3)$$

sendo:

$$G_d(s) = \frac{\beta_{11}s^3 + \beta_{12}s^2 + \beta_{13}s + \beta_{14}}{s^4 + \alpha_1s^3 + \alpha_2s^2 + \alpha_3s + \alpha_4} \quad (4)$$

$$G_r(s) = \frac{\hat{\beta}_{20}s^4 + \hat{\beta}_{21}s^3 + \hat{\beta}_{22}s^2 + \hat{\beta}_{23}s + \hat{\beta}_{24}}{s^4 + \alpha_1s^3 + \alpha_2s^2 + \alpha_3s + \alpha_4} \quad (5)$$

onde, os fatores  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\hat{\beta}$ , constantes apresentadas por Araújo (1998), cujos valores são:

$$\begin{aligned} \alpha_1 = 9,7375; \quad \alpha_2 = 150,9363; \quad \alpha_3 = 281,2390; \quad \alpha_4 = 2,3437 \times 10^3; \quad \beta_{11} = 7,8625; \\ \beta_{12} = 104,0631; \quad \beta_{13} = 281,2390; \quad \beta_{14} = 2,3437 \times 10^3; \quad \hat{\beta}_{20} = 2,0000; \quad \hat{\beta}_{21} = 11,4749; \\ \hat{\beta}_{22} = 186,8732; \quad \hat{\beta}_{23} = 0,0000; \quad \text{e} \quad \hat{\beta}_{24} = 0,0000 \end{aligned}$$

Como não levou-se em conta um modelo prático de sensor, considerou-se apenas que há uma conversão de um sinal mecânico, a saber, o deslocamento da extremidade *C* da barra, em um sinal elétrico, supondo ainda que esta conversão é proporcional e de ganho unitário, de forma a termos em nosso sistema um ramo de realimentação unitário.

O motor DC, funcionando como servo motor de ímã permanente controlado por armadura, cuja função de transferência é dada por:

$$G_M(s) = \frac{\Theta_M(s)}{E_a(s)} = \frac{\beta_m}{s^3 + \alpha_{m1}s^2 + \alpha_{m2}s} \quad (6)$$

onde, os fatores  $\alpha_m$  e o  $\beta_m$ , são também, constantes apresentadas por Araújo, 1998, e seus valores são:

$$\alpha_{m1} = 9,7375; \quad \alpha_{m2} = 150,9363; \quad \text{e} \quad \beta_m = 281,2390$$

O parafuso sem-fim converte o deslocamento angular  $\theta_M$  do motor em deslocamento longitudinal. Esta relação proporcional, dada pelo passo  $L_p$  da hélice do parafuso, pode ser representada simplesmente por um ganho.

$$L_p = 0,01$$

Por fim, completando o sistema, o compensador utilizado para o seu controle, conforme já mencionado, é um controlador clássico do tipo PI-I<sup>2</sup> descrito por:

$$G_C(s) = k_C \left( 1 + \frac{1}{\tau_i s} + \frac{1}{\tau_{i2} s^2} \right) \quad (7)$$

onde:

$$k_C = 150; \quad \tau_i = 2; \quad \text{e} \quad \tau_{i2} = 0,75.$$

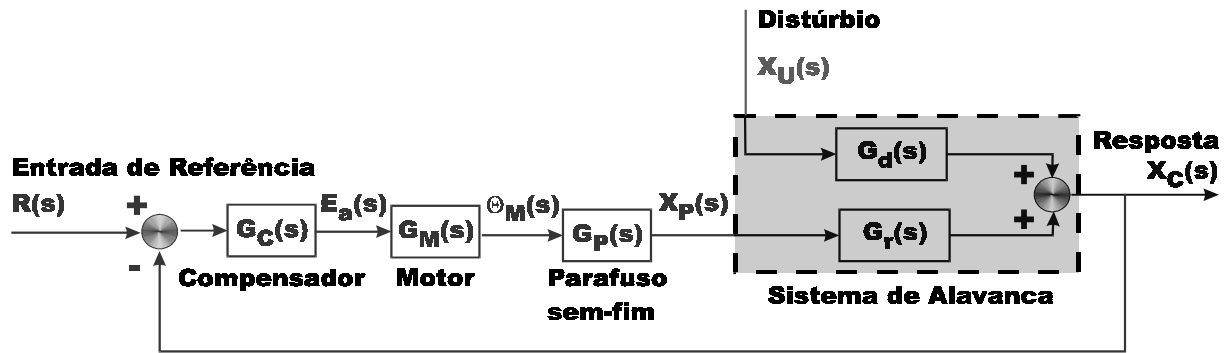


Figura 2. Diagrama de Blocos do Sistema.

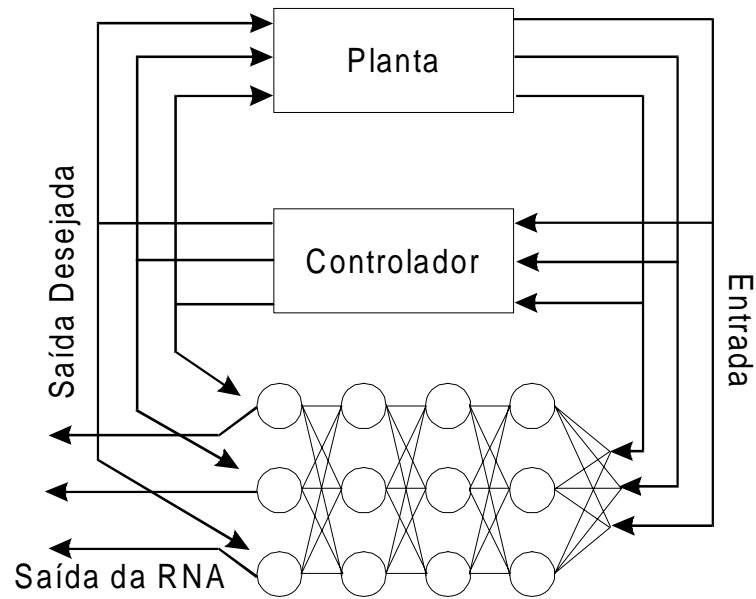
Sendo que para obter uma implementação neural do controlador acima apresentado foi preciso fazer com que sua função de transferência seja estritamente própria. Para tanto, substitui-se o termo proporcional;  $k_c$  por  $k_c/(s+a)$ , com o valor de  $a$  suficientemente grande quando comparado com as demais constantes de tempo do sistema. Feito isso, obtém-se o controlador a ser realizado pela RNA.

$$G_{CD}(s) = \frac{\beta_{k0}s^2 + \beta_{k1}s + \beta_{k2}}{s^3 + as^2} \quad (8)$$

### 3. PROJETO E REALIZAÇÃO DO CONTROLADOR NEURAL

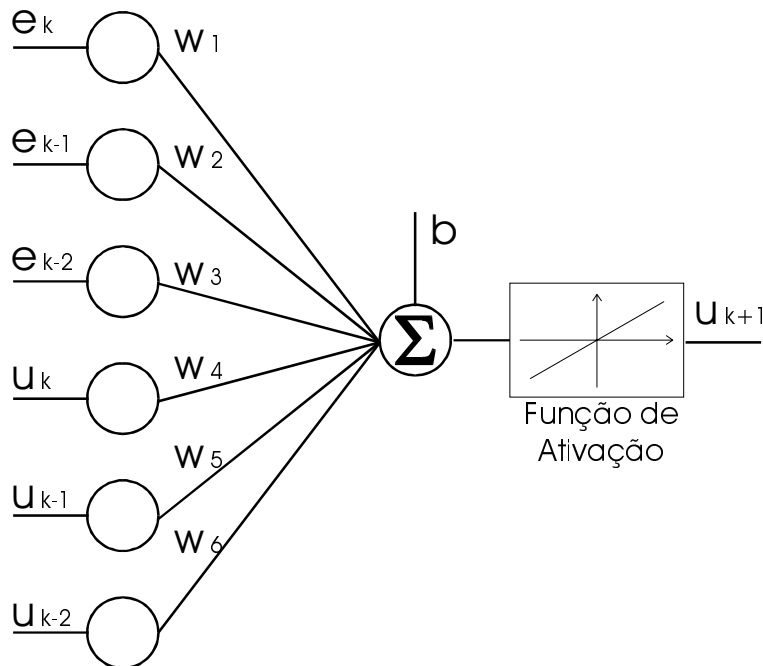
Realizar uma RNA consiste em projetar e treinar uma certa topologia de neurônios artificiais, a partir de um dado conjunto de informações, para desempenhar uma atividade previamente estabelecida. Três fatores se destacam nesta etapa da pesquisa; O primeiro diz respeito a topologia ideal a ser utilizada, isto é, como deve ser a estrutura organizacional dos neurônios que irão compor a RNA, deve-se definir o número de neurônios nas camadas de entrada e saída da rede, se haverá camadas escondidas, e caso hajam, quantos neurônios elas irão conter e como estes neurônios estarão ligados aqueles contidos em outras camadas. O segundo se refere ao tipo de neurônio, isto é, que função de ativação será usada. E finalmente, o conjunto de dados para o treinamento da RNA, é importante fornecer a rede dados precisos e suficientes, através dos quais ela possa obter informações sobre atividade a ser por ela desenvolvida. Estes fatores estão interrelacionadas e devem ser analisadas conjuntamente, o grau de dificuldade para se encontrar uma configuração ideal destes fatores se relaciona, entre outros, com a complexidade e o conhecimento prévio de pelo menos algumas das características da missão da RNA, isto é, da atividade que ela deverá desempenhar.

Dentro da proposta apresentada neste trabalho, de realizar um modo PI-1<sup>2</sup> à partir de um controlador clássico preexistente, a missão da RNA é bem conhecida de forma que valiosas informações podem ser extraídas da estrutura já existente (figura 2). O projeto do controlador neural consiste em copiar as características do sistema existente, ou seja, do controlador clássico, que é linear, logo os neurônios da rede também podem ser lineares, dispensando assim a utilização de camadas intermediárias. Na camada de entrada utilizou-se  $2.n$  neurônios (onde  $n$  é o grau do sistema a ser copiado). Para camada de saída, um único neurônio foi utilizado, visto que o sistema a ser copiado tem uma única saída. Para o treinamento são usados pares de dados entrada/saída do controlador clássico ao longo do tempo conforme ilustrado na figura 3.



**Figura 3.** Esquema para casamento de uma RNA com um controlador clássico já projetado.

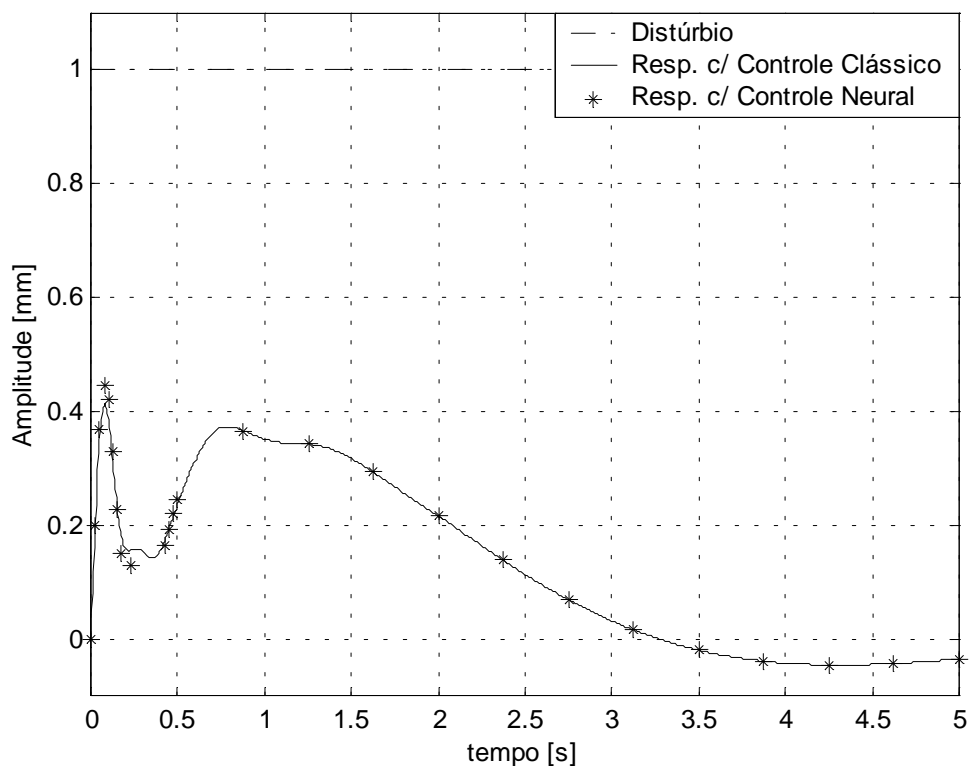
Este método tem como vantagens, além facilidade de obtenção de informações, uma vez que se parte de um sistema preexistente, a capacidade de adaptação que o controlador neural passa a ter, podendo formar novas regras de controle mais efetivas que as inicialmente copiadas (Widrow & Smith, 1964), além disso, o sistema copiado pode não ser prático ou funcional, como por exemplo um operador humano (Miller et al., 1995). No caso em estudo, a característica adaptativa do controlador neural é fator fundamental para continuidade do trabalho, pois através de técnicas como por exemplo punição e recompensa, é possível alterar determinadas características da RNA de forma a obter uma nova resposta mais adequada a novas condições de operação ou novas especificações de desempenho.



**Figura 4.** Estrutura da RNA usada como controlador.

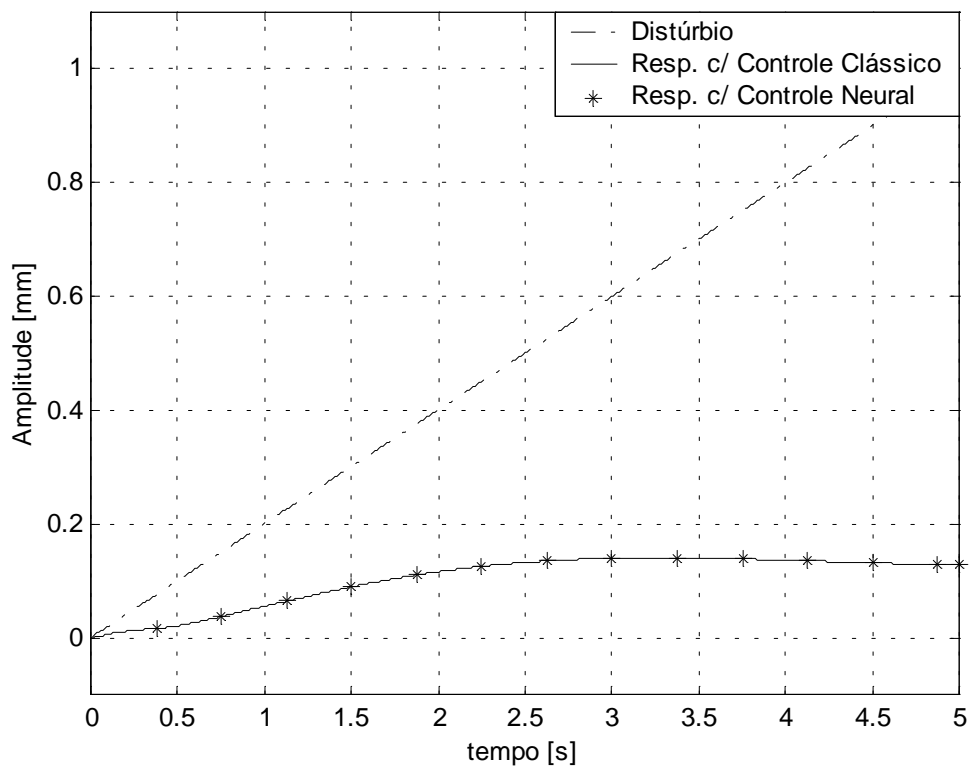
#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

À luz do conhecimento prévio do controlador a ser copiado pôde-se partir desde o início com uma estrutura bem definida para RNA (figura 4), mas ao contrário do que se esperava o treinamento não transcorreu muito facilmente, a convergência foi lenta e muitas vezes acabou por tender para pontos de atração locais. A rede também apresentou grande sensibilidade a alterações nos pesos, o que indica a necessidade de uma análise mais detalhada da sensibilidade paramétrica e possivelmente a implementação de um método para sintonia fina dos pesos da RNA, entretanto tais estudos transcendem os objetivos deste trabalho.

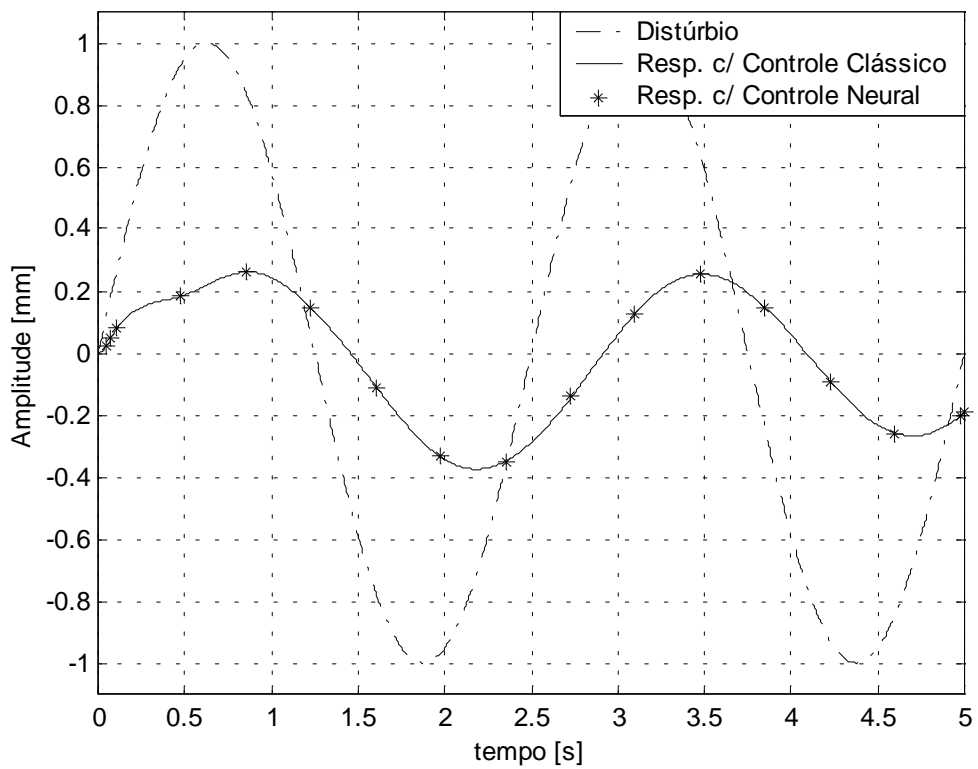


**Figura 5.** Resposta do sistema eletromecânico a um distúrbio tipo degrau unitário. Controlador Clássico versus Controlador Neural.

Após treinamento adequado, a RNA conseguiu copiar satisfatoriamente o controlador clássico, sendo introduzida no sistema eletromecânico praticamente sem degradação do seu desempenho. Como se pode notar nos gráficos das figuras 5 a 8, comparando-se as respostas do sistema para ambos os controladores encontra-se uma pequena discrepância no regime transitório. Tal diferença, ainda que praticamente desprezível, pode ser associada a um aumento da sensibilidade do sistema com o controlador neural a variações bruscas na amplitude do distúrbio, como nos casos do degrau unitário (figura 5) e de um distúrbio aleatório (figura 8), por outro lado, em sinais mais suaves como a rampa (figura 6) e a senóide (figura 7) as respostas se sobrepõem quase que perfeitamente.

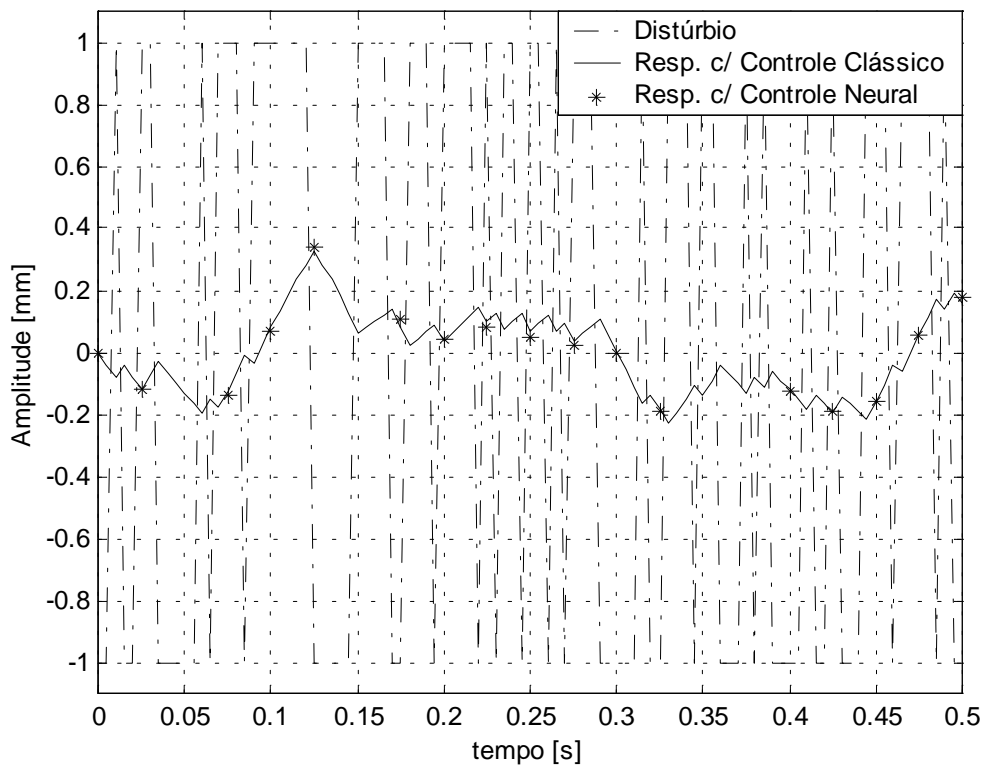


**Figura 6.** Resposta do sistema eletromecânico a um distúrbio tipo rampa. Controlador Clássico versus Controlador Neural.



**Figura 7.** Resposta do sistema eletromecânico a um distúrbio tipo senoide. Controlador Clássico versus Controlador Neural.





**Figura 8.** Resposta do sistema eletromecânico a um distúrbio aleatório. Controlador Clássico versus Controlador Neural.

## 5. CONCLUSÕES

A RNA projetada para realizar o modo de controle de um compensador clássico do tipo PI- $I^2$ , demonstrou grande sensibilidade paramétrica, dificultando o treinamento, apesar disso ao final do treinamento a RNA conseguiu copiar de forma satisfatória as características do compensador clássico. Sua introdução no sistema eletromecânico em estudo, substituindo o controlador original, foi bem sucedida.

Detectou-se a necessidade de uma análise mais detalhada sobre a sensibilidade paramétrica da RNA abrindo ainda a possibilidade de buscar o desenvolvimento de um método de treinamento com ajuste fino dos parâmetros mais sensíveis. Com o controlador neural implementado no sistema eletromecânico pode-se agora buscar mecanismos de adaptação que melhorem o desempenho global do sistema.

Considera-se alcançados os objetivos deste trabalho, com a obtenção de um controlador neural tipo PI- $I^2$  a ser aplicado no isolamento de vibrações através de um sistema eletromecânico. Visto que o controlador ora obtido faz-se fundamental à seqüência desta pesquisa com a análise de sua sensibilidade paramétrica e o desenvolvimento dos métodos de treinamentos já mencionados.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo suporte financeiro prestado através do processo 99/02409-4.

## 7. REFERÊNCIAS

- Araújo, F. M. U., 1998, “Sistema eletromecânico para controle ativo de vibrações”, Dissertação de Mestrado, UFPb, João Pessoa.
- Araújo, F. M. U., Araújo, C. S. e Dana, S. S., 1999, “System eletric-mechanic for active control of vibration”, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Anais em CD-ROM.
- Atalla, M. J. e Inman, D. J., 1998, “On model updating using neural networks”, *Mechanical System & Signal Processing*, v.12, n.1, Academic Press, jan, pp. 135-161
- Cetinkunt, S. e Chiu, H., 1994, “Estimation of model parameter of linear strutural systems using Hopfield neural networks”, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, v. 17, n. 3, may-jun, pp. 621-624
- Gambhir, S. S., Keppenne, C. L., Banerjee, P. K. e Phelps, M. E., 1998, “New method to estimate parameters of linear compartmental models using artificial neural networks”, *Physics in Medicine and Biology*, 43, jun, pp. 1659-1678.
- Narendra, R., 1990, “Adaptive control using neural networks”, In: W. T. Miller, R. S. Sutton e P. J. Werbos (Eds.), *Neural Networks for robotics and control*. Cambridge, MA: M.I.T. Press.
- Miller, W. T., Sutton, R. S. e Werbos, P. J., 1995. “*Neural Networks for Control*”, MIT Press, Massachusetts.
- Widrow, B. e Smith, F. W., 1964, “Pattern-recognizing control systems”, *Computer and Infomation Sciences (COINS) Proceedings*, Washington, D.C.: Spartan ,Washington.
- Zhou, C., Wu, X., 1993, “Neural network-based formation parameters estimation from well logs in quantitative log analysis: a comparative study”, *Proceedings of the Asia Pacific Oil and Gas Conference, Society of Petoleum Engineers (SPE)*, feb, pp. 357-364.

# **DESENVOLVIMENTO DE UM MEDIDOR DE DISTÂNCIA A LASER PARA USO INDUSTRIAL**

**Antonio Valerio Netto**  
**Alexandre Lourenço Soares**  
**Moisés Sátilio da Silva**  
**José Antonio Otoboni**  
**Mario Antonio Stefani**

Opto Eletrônica S.A. - Departamento de Pesquisa & Desenvolvimento  
Rua Joaquim A. R. de Souza, 1071 – Jardim Sta. Felícia – São Carlos – SP Cep: 13563-330  
E-mail: {valerio, alexandre, moises, otoboni, stefani}@opto.com.br

## **Resumo**

O artigo discorre sobre o desenvolvimento de um medidor de distância a laser para uso industrial que utiliza o método de comparação de fase para proferir a medição. Inicialmente é dado uma noção do equipamento e de onde ele pode ser empregado. Posteriormente, é apresentado uma introdução a esta metodologia e os motivos que a levaram a ser empregada na confecção do protótipo final. Por último, são expostas conclusões adquiridas no decorrer da confecção do equipamento. É importante salientar que o equipamento se encontra no estágio de aprimoração, visando as aplicações industriais.

**Palavras-chave:** Medição a distância, Laser e Aplicações industriais

## **1. INTRODUÇÃO**

A maioria dos medidores encontrados no mercado atualmente são desenhados para utilização em topografia e na construção civil, isto é, são utilizados para distâncias grandes, de até 10 Km utilizando para isto alvos cooperativos como prismas retro-refletores.

A escolha da arquitetura do medidor foi resultado de uma série de opções, ditadas principalmente pelas condições de uso que o equipamento estará submetido. Algumas das aplicações vislumbradas já possuem equipamentos similares em operação por companhias Alemãs, Suíças e Japonesas. Porém o preço alto, a pouca robustez às condições típicas nacionais e a falta de assistência técnica no país possibilitam o desenvolvimento de uma versão com custo conveniente.

No caso, o medidor de distância a laser usa o método de comparação de fase para estimar a distância. Devido as normas internacionais de equipamentos laser, a potência útil do laser deve permanecer abaixo de 1mW (IEC 825-1). É importante salientar que o feixe laser é visível para permitir que o operador saiba onde está incidindo.

O campo de medição é de 20m, porém em algumas aplicações pode chegar até 100m, desde que o alvo seja cooperativo. Este requisito implica que as frequências utilizadas sejam

suficientes para resolver as ambigüidades presentes. A resolução desejada é de  $\pm 20\text{mm}$ , porém em algumas aplicações industriais necessita ser de  $\pm 1\text{mm}$ . O projeto também exige estabilidade eletrônica contra variações térmicas para não produzir efeitos degradantes no valor medido.

O equipamento possui um microprocessador interno capaz de calcular a distância e ainda efetuar funções auxiliares como medição de áreas e volumes, filtrar os resultados contra resultados espúrios, armazenar constantes de calibração e efetuar auto-teste para indicação de algum erro de funcionamento.

O medidor pode ser utilizados em várias aplicações industriais como por exemplo: medição de nível de enchimento de silos de grãos, líquidos, sistemas de enchimento automático; monitoração remota e nível de enchimento de carga em porões de navios graneleiros; medição de largura e comprimento de lingotes e chapas laminadas em siderurgia; medição de extrudados de borracha e plástico; medição de posicionamento para robôs, guindastes, talhas, empilhadeiras automáticas e vagões ferroviários. Também pode ser utilizado para sensoriamento de curso e posição em linhas automáticas de montagem de automóveis e como sensor de presença para limitação de acesso em regiões de segurança.

## **2. MÉTODOS PARA MEDIÇÃO DE DISTÂNCIA A LASER**

Existem diversos métodos para a estimativa de distância por meio de processos ópticos. Alguns destes, tais como o método de triangulação, são originários daqueles utilizados, há muitos séculos, por navegantes e cartógrafos. Outros métodos surgiram com o advento do Radar e do Laser, sendo que alguns destes apareceram a partir da tentativa de aproveitamento das características notáveis da luz laser, tais como os métodos interferométricos (Luxon e Parker, 1985 e Kingslake, 1983).

A escolha do método de funcionamento do medidor é baseada principalmente na finalidade que o medidor se destina. Alguns tipos como o medidor por triangulação são simples e eficientes para distâncias pequenas. Já o medidor de distância por telemetria de pulso é muito utilizado em topografia e usos militares, onde as distâncias são grandes (Maillet, 1987). Para distâncias de até 100m a escolha é mais difícil pois alguns métodos perdem eficiência ou exigem complexidade eletrônica considerável.

Neste projeto foi utilizado o método de medição de distância por comparação de fase. A seguir são expostos os principais pontos que levaram a esta decisão:

- Por exigência de utilização, o laser a ser adotado deve ser visível, para indicar precisamente o ponto onde a medição está sendo feita. Tal exigência impõe que pela Norma a potência não exceda o limite de 1mW a 670nm.
- O método de triangulação não é aplicável pois para distâncias de até 20m o braço do triângulo requerido para a resolução desejado faz com que o aparelho possua dimensões pouco práticas (Stefani, 1995);
- Método interferométrico é por natureza incremental, não medindo distâncias absolutas, o que penaliza a viabilidade na aplicação.
- Ao contrário do que se imagina o sol não pode ser comparado a uma fonte luminosa “DC” no que se diz respeito a geração de ruído óptico. No caso, o sol gera ruído em todas as faixas de frequência. Este ruído limita e interfere no sinal retornante do alvo. Para se ter uma idéia da ordem de grandeza deste ruído, supondo uma potência emitida normalizada em 1 unidade, para uma lente de captação de 5cm, alvo a 20m com refletância lambertiana  $\sim 0.4$  o sinal retornante possuirá potência de  $\sim 4.6 \times 10^{-6}$  unidades. Limitando a emissão em 1mW no visível 670nm o sinal cairá na faixa de  $\sim 5\text{nW}$ . Supondo um medidor por

comparação de fase usando a mesma lente de captação, com um filtro óptico de 70nm de largura de passagem, transmitância de 0.9 com banda de passagem de amplificação de 3KHz, o ruído solar fica na ordem de 20nW a 670nm. O mesmo medidor operando por telemetria de pulso, com resolução de 1ns (~30cm), o ruído solar ficaria na ordem de 12μW.

Pelos resultados observa-se que no método de comparação de fase é exigido um módulo amplificador bem seletivo e capaz de discriminar o sinal dentro de ruídos cerca de 4 vezes maiores. Técnicas como o da retificação síncrona permitem tal amplificação em até 100dB. Já para o método de telemetria de pulsos, o ruído solar é cerca de 600 vezes maior, exigindo potências laser muito mais elevadas.

Neste método é difícil aplicar técnicas de extração de sinais mais sofisticadas, fazendo com que a única solução seja a de aumentar ainda mais a potência do laser iluminador. A grosso modo um laser de 10W pulsado de maneira que a potência média ficasse dentro da Classe II, exigiria pulsos da ordem de 100ns repetidos a 10KHz no máximo. Infelizmente não existem lasers comerciais nesta faixa a não ser no infravermelho.

Para operar lasers de 10W com pulsos de 100ns, correntes de 20 a 50A são necessárias. Para se ter resolução de 1ns o pulso laser deve subir com esta velocidade. Tal exigência impõe circuitos sofisticados de chaveamento, usando transistores de avalanche ou diodos especiais chamados de “*Step Recovery Diodes*” usados em microondas. Além disto, seria possível utilizar lasers infravermelhos na faixa de 1550nm simultaneamente a um laser de 670nm visível para indicar a posição da medida sendo efetuada. Infelizmente um sensor PIN de InGaAl (Índio-Gálio-Alumínio) para operar nesta faixa custa cerca de 10 vezes o preço de um sensor PIN de Silício para a faixa de 400~1000nm.

Para amplificar pulsos de 1ns os amplificadores devem ser muito rápidos. O sensor fotoelétrico também deve ter esta resposta. Os sensores PIN de silício ou InGaAl possuem resposta típica de 3ns para área sensível de 0.1mm<sup>2</sup>. Para respostas melhores sensores de avalanche devem ser utilizados. O inconveniente é que exigem polarização com alta-tensão, entre 150 e 240V, variando bruscamente com a temperatura. Tal fato exige um cuidadoso projeto de um fonte de alta voltagem de maneira a não danificar o sensor.

Como o medidor deve operar com distâncias maiores de que 20m em uso externo, o uso de laser visível de 1mW passa a ser inútil devido ao ofuscamento solar. Nestes casos a alternativa é munir o medidor com uma mira óptica e usar lasers infravermelhos mais potentes na faixa de 1550nm. Se a resolução for baixa, 10ns por exemplo, as exigências eletrônicas começam a diminuir, tornando o medidor mais viável.

Devido a tudo o que foi exposto anteriormente e tendo em vista o objetivo de desenvolver um medidor de distâncias até 20m com laser visível e resolução de 2cm, o método de comparação de fase foi o mais indicado por possuir inúmeras vantagens.

Porém, para distâncias maiores de 20m, uso externo, onde um feixe visível não tem mais finalidade, poderiam ser utilizados lasers infravermelhos pulsados e quando a resolução exigida não for estreita, o método de telemetria de pulsos pode ser viável. Em aplicações especiais como na Siderurgia, onde o ambiente é agressivo e portanto sem o risco de pessoal presente na área, os lasers infravermelhos modulados de 100mW poderiam ser utilizados.

### **3. MEDIDOR DE DISTÂNCIA POR COMPARAÇÃO DE FASE**

Este método consiste em enviar um feixe laser contínuo, modulado de forma senoidal, e comparar a fase da onda emitida, com a fase da correspondente onda de retorno, proveniente do alvo. Um diagrama de blocos típico é mostrado na Figura 1.

O feixe de um emissor laser é modulado senoidalmente por meio de um modulador externo, ou mesmo na alimentação do laser, caso dos lasers semicondutores. O feixe é então colimado e enviado na direção do alvo. Uma pequena parcela do feixe transmitido é desviado para um sensor de referência, fase 0°. A luz refletida pelo alvo é captada através do telescópio coletor e dirigido ao sensor principal, onde o sinal é então amplificado, filtrado, e a sua fase é comparada com a referência.

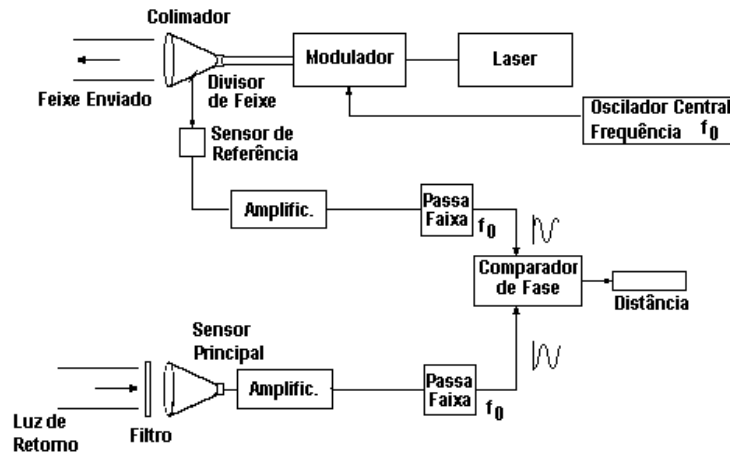


Figura 1. Medidor de distância por comparação de fase (Stefani, 1995).

Se a modulação for efetuada na frequência  $f$ , pode-se associar um comprimento de onda de modulação  $L$  :

$$L = \frac{c}{f} \quad (1)$$

Onde  $c$  é a velocidade da luz no meio. Desta forma, se a distância percorrida for um múltiplo de  $L$ , as ondas terão a mesma fase,  $\Delta\phi = 0$ . No entanto, caso a distância não seja múltiplo, existirá uma diferença de fase  $\Delta\phi$ , correspondente a uma distância percorrida excedente  $d$ . Assim, pode-se estimar que a distância total é:

$$D = \frac{c}{f} \left( \frac{n}{2} - \frac{\Delta\phi}{4\pi} \right) \quad (2)$$

Unicamente pela comparação de fase  $\Delta\phi$  não é possível determinar  $n$  e conseqüentemente  $D$ . Por esta razão, nos medidores comerciais a frequência de modulação  $f$  é alterada periodicamente em 2 ou 3 valores distintos de maneira que, através de processamento matemático se encontre uma solução única de  $(n, \Delta\phi)$

Algumas peculiaridades deste método, são:

- Devido a modulação do laser ser em uma frequência fixa, não é necessário que a banda de passagem do circuito amplificador seja muito grande, permitindo o uso de filtros sintonizados estreitos. Assim, o nível de ruído captado é menor, viabilizando a utilização de Laser de pequena potência (Stefani, 1995). Para distâncias de até 20m, é comum uso de Lasers com potências ao redor de 10 mW (Chappel, 1978).
- Devido à indeterminação de  $n$ , os sistemas mais simples podem ser “enganados”, dependendo da refletância do alvo e da sua distância. Nestes casos, normalmente, são usados 2 ou 3 frequências básicas de modulação, de forma a determinar  $n$ . Por exemplo

no sistema laser HP 3850, as frequências usadas são de 15MHz, 375KHz e 3,75KHz permitindo medidas na ordem de 20m, 800m e 80Km respectivamente (Maillet, 1987).

- A velocidade de medida é proporcional a  $f$ , e a precisão é proporcional a capacidade de se determinar a diferença de fase  $\Delta\phi$  existente. Para isto, tanto o amplificador do sensor de referência, quanto o amplificador do sensor principal, devem ter comportamento em fase muito parecido para evitar erros. Normalmente, são circuitos idênticos mantidos a uma mesma temperatura (Chappel, 1978).
- Para distâncias pequenas o valor de  $n$  é zero. Para distâncias ainda menores, o  $\Delta$  é reduzido, o que dificulta sua detecção. Nestes casos se recorre ao esquema mostrado na figura 2.

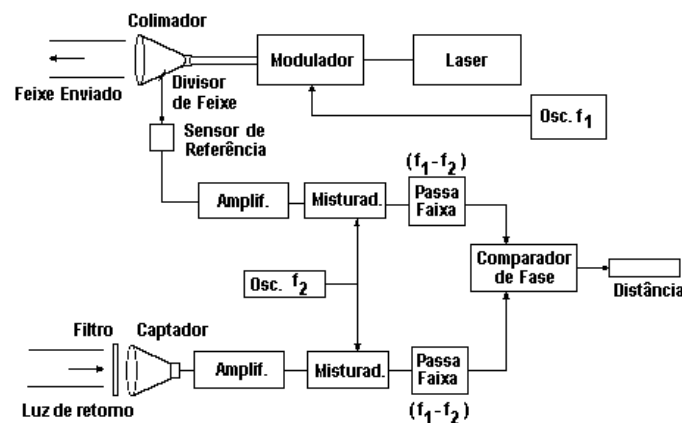


Figura 2. Medidor de distância por comparação de fase transportada (Stefani, 1995).

No esquema mostrado na figura anterior o laser é modulado numa frequência  $f_1$  e enviado ao alvo. Uma fração do feixe refletido no alvo é captado pelo detetor 2. O sinal de cada detetor é misturado (modulado) por um outro oscilador  $f_2$ . Neste ponto, devido a modulação, o sinal resultante possui frequência que é produto da diferença  $f_1 - f_2$ , ou seja, a frequência de batimento. As frequências  $f_1, f_2$  são escolhidas de forma que a diferença  $f_1 - f_2$  permita uma velocidade razoável de processamento. É importante notar que a frequência de batimento  $f_1 - f_2$  contém a diferença de fase  $\Delta\phi$ .

Ao se “misturar” os sinais provenientes dos sensores, mantém-se a informação da defasagem  $\Delta\phi$ , porém numa frequência  $f_1 - f_2$  muito menor, sendo mais fácil e precisa a medida resultante. Em alguns medidores comerciais, a frequência  $f_1$  está em torno de 5 MHz e  $f_1 - f_2$  em torno de 80 Hz, resultando num erro aproximado de 2 cm em uma distância de 16 metros (Chappel, 1978).

Como a velocidade de comparação de fase foi do valor correspondente à modulação  $f_1$  para o valor da transportada  $f_1 - f_2$ , o circuito de detecção de fase é simplificado. Normalmente  $f_1 - f_2$  fica na faixa de 60Hz a 4KHz, permitindo o uso de componentes de baixa frequência. A velocidade de medida, no entanto, é diminuída, o que limita o seu emprego em algumas áreas.

#### 4. PRINCIPAIS RESULTADOS

Na montagem do projeto houve a necessidade de separar o *hardware* em módulos para minimizar a contaminação entre os geradores e os canais de amplificação, e o chaveamento da fonte. Tal procedimento também contribuiu para redução de ruídos, pois devido a alta

amplificação necessária para captar o sinal de retorno do alvo é necessário que a parte responsável pela captação do sinal fique blindada e isolada.

O equipamento é constituído por oito módulos:

- Módulo de emissão do laser - é responsável por gerar o sinal modulador, faz a modulação do laser e o controle de potência do mesmo.
- Módulo de captação do sinal - nesse bloco o sinal de retorno do alvo é captado e pré-amplificado.
- Módulo de amplificação - consiste em dois canais, um canal de referência e outro de medição, onde os sinais são modulados para baixa frequência e posteriormente amplificados e digitalizados. Os canais são implementados de forma idêntica para evitar desvio de fase e distorções na medida.
- Módulo digital - faz o processamento da diferença de fase retornando como resultado a medida corrente da distância. Este módulo possui filtros matemáticos e operações de compensação de erros.
- Módulo de saída - recebe o sinal correspondente a medida do módulo digital e aciona saídas externas (*loop* de corrente e relês). Este módulo é necessário para poder-se efetuar a comunicação com outras máquinas industriais.
- Módulo da fonte - responsável pela alimentação de todo o equipamento, com entrada de tensão da rede (AC 220/110 V).
- Módulo óptico de captação - responsável pela captação dos sinais ópticos. Utiliza-se um conjunto de lentes para fazer com que este sinal de entrada concentra no sensor, aumentando assim, a potência luminosa sobre a área detectável do mesmo.
- Módulo óptico de emissão - composto pelo diodo laser e seu conjunto de lentes colimadoras. Foi desenhado para produzir um feixe laser com baixa divergência, suficiente para produzir um ponto luminoso a 20 metros menor que 5 mm.

Após a montagem do equipamento, foi necessário a realização de uma calibração onde por meio do *software* são definidos parâmetros para correção de *offset* na diferença de fase, no índice de propagação da luz, e na eliminação de erros introduzidos por ruídos. Este *offset* se faz necessário para ajustar o ponto origem de início da medição.

Além da calibração, o *software* tem como principais funções: controle dos sinais de saída, armazenamento de medidas, cálculo da área e volume de medidas armazenadas e filtro de medição, este último, para eliminação de medidas não coerentes.

A seguir é mostrado o gráfico do erro médio obtido por meio de 4 aquisições em cada distância. O Alvo foi deslocado entre 0.5m e 13m da bancada onde o medidor estava preso. A distância era levantada por intermédio de um interferômetro. A acurácia obtida foi de  $2\sigma = \pm 142\text{mm}$ , ainda superior ao desejado. Foi feito uma análise das causas e o resultado demonstrou que a interferência de ruído de fase ainda é elevado produzindo uma distância de calibração. Novamente os módulos eletrônicos estão sendo revistos com o intuito de diminuir estas influências. Numa segunda calibração a acurácia melhorou, foi obtido o valor de  $2\sigma = \pm 60\text{mm}$ .



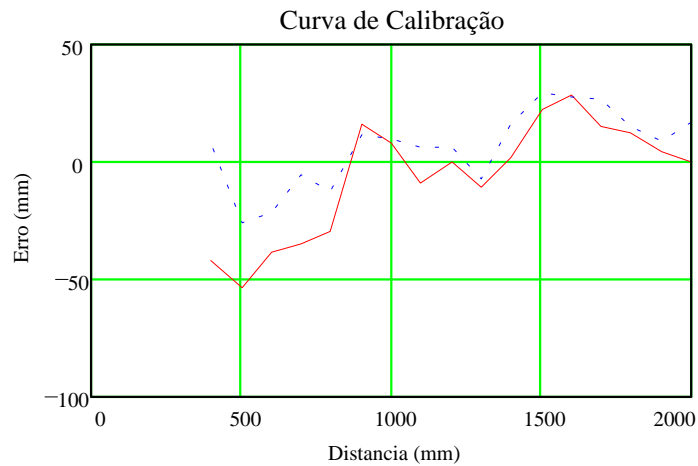


Figura 3 - Curva de Erro Versus Distância do Alvo, obtido pelo medidor de distância.

Na figura a seguir é exibido o formato final do medidor de distância por comparação de fase.



Figura 4 - Vista do medidor de distância por comparação de fase.

#### 4.1 Dificuldades encontradas

Na implementação e calibração do medidor de distância a laser, algumas dificuldades foram encontradas. A seguir são citadas as mais relevantes:

- Por se trabalhar em alta frequência, os amplificadores e misturadores são extremamente sensíveis a problemas de terra e captação de ruídos espúrios. Por isto, todas as montagens foram previamente estudadas com o objetivo adequar as impedâncias nas linhas de alimentação e ao mesmo tempo isolar os circuitos com filtros.
- Os fios de envio de sinais inter-módulos devem ser sempre blindados e trançados para evitar acoplamentos.
- As impedâncias de entradas dos módulos amplificadores e misturadores devem ser sempre baixas e o acoplamento o mais próximo do ideal. Transformadores isoladores e casadores de impedância devem sempre ser utilizados.

- Os componentes típicos como resistores e capacitores devem ser especialmente especificados para possuírem a correta impedância em altas frequências. Capacitores eletrolíticos por exemplo, são inúteis para frequências acima de 100kHz
- Desenho do circuito impresso não foi trivial, demandando uma série de tentativas observando o melhor comportamento com relação a isolação de sinais e ruídos.
- Os osciladores se mostraram muito instáveis, fazendo com que a frequência central variasse o suficiente para causar séria dispersão dos resultados.
- Na parte óptica, houve problemas em ajustar a mesma com relação a mecânica. O posicionamento do sensor no ponto de foco do conjunto de lentes deve ser bem preciso para que não haja perdas de rendimento no acoplamento óptico-eletrônico.

## 5. CONCLUSÕES

Com a experiência obtida até o momento pode-se notar que existem certos cuidados que devem ser tomados. Constatou-se ainda a necessidade de certos instrumentos e ferramentas para que fosse possível determinar as causas de determinados problemas observados. Esta experiência motivou a programação de compra de certos instrumentos na fase de Engenharia de Produto.

As maiores dificuldades encontradas até o momento se relacionam com o uso de alta frequência, onde a equipe está adquirindo experiência bem como equipamentos e componentes mais adequados.

Por fim, os resultados técnicos obtidos com o projeto mostraram que o medidor é viável, funcionando razoavelmente mesmo com componentes e arquiteturas simplificadas. Acredita-se que com a aquisição de componentes mais adequados e com a experiência de “chão de fábrica” a ser adquirida em breve permitirá supor que futuramente o medidor terá um grande campo de aplicações no mercado industrial.

## 6. AGRADECIMENTOS

Este projeto tem o apoio da Fapesp dentro do programa de Inovação Tecnológica para Pequenas Empresas.

## 7. REFÊRENCIA BIBLIOGRÁFICA

Chappel, A.; Härtel, V., 1978, “Optoelectronics Theory and Practice”. McGraw-Hill Book Company.

Kingslake, R., 1983, “Optical System Design”. Orlando. Academic Press, Inc.

IEC 825-1, 1993, “Safety of laser products”. The European Standard EN 60825-1, BSI.

Luxon, J.T.; Parker, D.E. , 1985, “Industrial Lasers and their applications”. New Jersey, Prentice-Hall Inc.

Maillet, H. , 1987, “O Laser, Princípios e Técnicas de Aplicação”. São Paulo, Editora Manole Ltda.

Stefani, M.A., 1995, Medidores de Distância por Triangulação Laser. Tese de Doutorado, Instituto de Física de São Carlos, Universidade de São Paulo, outubro.

# RESPOSTA DINÂMICA DE LINHAS PNEUMÁTICAS DE SENSORES PARA MEDIÇÃO DE PRESSÃO EM CÂMARAS DE COMBUSTÃO

**Alessandro B. de S. Oliveira**

**Fernando J. R. Neves**

**João Nildo de Souza Vianna**

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia - UnB

CEP 70910-900 Brasília - Brasil - E-mail : borges@enm.unb.br

## Resumo

Este trabalho apresenta os resultados de testes experimentais feitos para avaliar os efeitos de adaptadores de sensor na medição dinâmica de pressão em cilindros de motores de combustão interna. O comportamento dinâmico de linhas de pressão de diferentes adaptadores são determinados usando um tubo de choque e uma câmara de abertura rápida como dispositivos de calibração. Os resultados são discutidos com relação a influência da linha de pressão nas medidas de pressão dinâmicas, quando são usados adaptadores para alcançar regiões de acesso difícil na máquina.

Palavras-chave : Calibração Dinâmica, medição de pressão, Motores de Combustão Interna

## 1. INTRODUÇÃO

A medida de pressão dinâmica é um dos meios mais eficientes para se avaliar os processos transientes que ocorrem no interior dos cilindros de motores de combustão interna. Estas medições permitem, tanto a simples análise termodinâmica do ciclo indicado bem como a avaliação de fenômenos mais complexos tais como os níveis e frequências de detonação.

As maiores dificuldades encontradas na determinação dinâmica destas pressões estão relacionadas com a operacionalização dos métodos de medição. Apesar de atualmente já existirem sensores capazes de resistir às severas condições de operação dos motores, verifica-se usualmente a influência conjunta de dois importantes fatores que dificultam o procedimento das medições.

O primeiro deles é a influência direta das altas temperaturas a que o sensor é submetido. Este fator, além do risco de dano ao sensor, pode comprometer sua linearidade e confiabilidade. Um segundo fator de dificuldade são as limitações geométricas do cabeçote do motor. O pouco espaço disponível dificulta a instalação do sensor de pressão diretamente em um furo que dê acesso à câmara de combustão de forma independente. Usualmente este problema é resolvido com a utilização de adaptadores de sensores que, nos motores do ciclo Otto, são instalados na vela de ignição. Em motores do ciclo Diesel, a observação das pressões no interior do cilindro exige a instalação de sensores no próprio cabeçote, através de um furo aberto especificamente para este fim.

Os adaptadores são elementos de ligação entre o sensor e o interior do cilindro gerando uma linha ou volume pneumático que acabam por interferir no pulso de pressão que efetivamente excita o sensor (Van, 1977). Esta interferência se acentua nas altas rotações, mascarando as medições e dificultando a identificação de importantes fenômenos da combustão (Brown 1967).

Como a influência das dimensões dos adaptadores, da composição dos gases e da temperatura ocorrem conjuntamente. Este trabalho busca através de ensaios dinâmicos, apresentar

alguns dos efeitos causados essencialmente pelas características geométricas do adaptador, eliminando-se assim os efeitos da temperatura e composição dos gases.

O objetivo deste trabalho é apresentar um estudo preliminar dos efeitos dinâmicos decorrentes da geometria dos adaptadores dos sensores de pressão, fornecendo bases para um maior aprofundamento nestes estudos, que são de fundamental importância para a determinação das pressões dinâmicas no interior de cilindros de motores de combustão interna.

Para a obtenção das características dinâmicas dos adaptadores, foram utilizados como dispositivos de calibração, um tubo de choque e um dispositivo de abertura rápida.

## 2. TUBO DE CHOQUE

O tubo de choque metrológico é um dispositivo gerador de ondas de choque utilizado como padrão para a calibração dinâmica de sensores de pressão ou temperatura de alta frequência, ou seja, de 150 Hz à 20 kHz (Damion, 1977).

Este aparato é constituído de dois tubos, tubo indutor e tubo induzido, separados por uma fina membrana. A figura 1 apresenta de forma esquemática os principais elementos de um tubo de choque e do sistema de aquisição de dados.

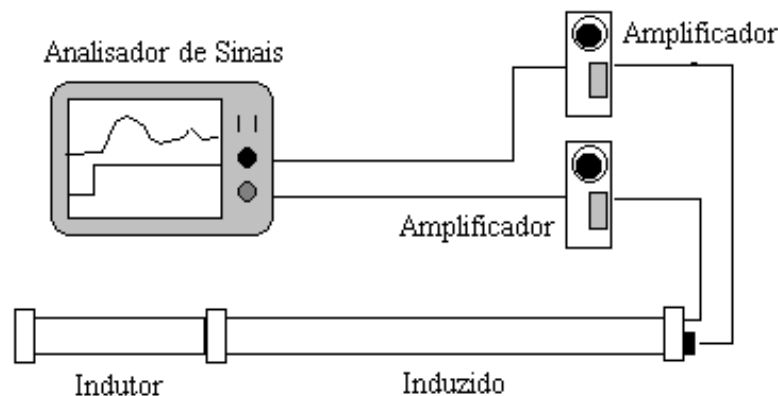


Figura 1 - Esquema de um Tubo de Choque metrológico

O conjunto é pressurizado de maneira que a pressão no tubo indutor seja maior que a pressão no tubo induzido. Com a ruptura da membrana, produz-se uma onda de choque que se propaga com velocidade supersônica em direção ao fundo do tubo induzido. Após da onda de choque o gás é colocado em movimento gerando uma superfície de separação que se desloca na mesma direção da onda de choque, com velocidade subsônica.

A onda de choque reflete-se no fundo do tubo induzido, gerando um degrau de pressão, para em seguida encontra-se com a superfície de separação, tornando a se refletir em direção ao fundo do tubo induzido.

O intervalo de tempo necessário para a onda alcançar a superfície de contato e retornar ao fundo do tubo caracteriza a região 5, figura 2, do diagrama de tempo por posição do tubo e define a duração do degrau de pressão gerado.

A posição de calibração utilizado foi o fundo do tubo induzido, no qual foram montados os sensores e adaptadores. O sensor instalado no fundo do tubo é submetido a um degrau de pressão de amplitude e duração muito bem controladas.

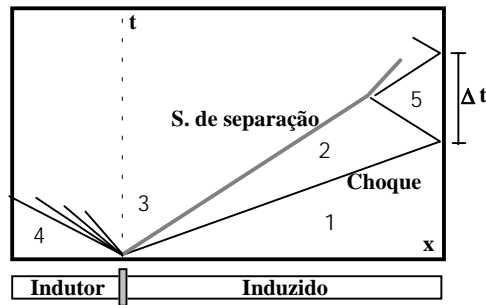


Figura 2 - Diagrama de tempo por posição.

A diferença inicial de pressão entre os tubos indutor e induzido estabelece a amplitude do degrau de pressão gerado e o valor absoluto das pressões estabelece a densidade do meio no qual estão se desenvolvendo tais fenômenos. Estes dois fatores podem ser então amplamente variados para que se possam simular as mais diversas condições de operação do sensor, quando instalado no motor.

Para a determinação da influência do adaptador na resposta do sensor, dois sensores são instalados no fundo do tubo. O sensor de referência é instalado com seu elemento sensível faceando o fundo do tubo, sendo submetido diretamente ao degrau de pressão. O sensor de medição é instalado em um adaptador, estando ligado ao fundo do tubo pela linha ou volume pneumáticos. A figura 3 mostra de forma esquemática os pontos de fixação do sensor de referência e do adaptador ao fundo do tubo de choque.

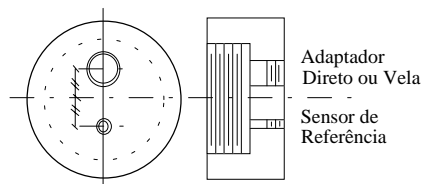


Figura 3 - Fixação dos sensores ao tubo de choque.

### 3. DISPOSITIVO DE ABERTURA RÁPIDA ( DAR )

O dispositivo de abertura rápida gera um degrau de pressão, que é utilizado como padrão para calibração dinâmica de sensores de pressão em baixa frequência. A faixa de utilização deste dispositivo é no caso presente de 1Hz à 150 Hz.

O dispositivo consiste de duas câmaras separadas por uma válvula de abertura rápida. No dispositivo a câmara maior tem o volume de cerca de 3000 vezes superior ao da outra câmara. A rápida abertura da válvula entre as duas câmaras, promove o enchimento da câmara pequena onde o sensor está instalado. O sensor é assim submetido a um sinal de pressão que aproxima-se de um degrau. Na figura 4 tem-se uma representação esquemática do dispositivo de abertura rápida.

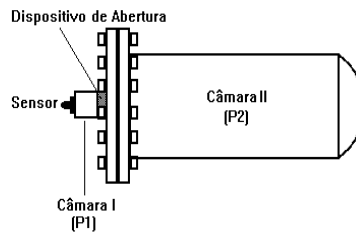


Figura 4 - Representação Esquemática do dispositivo de Abertura rápida.

#### 4. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados mostram, para cada adaptador, o sinal obtido por um sensor de referência, que é instalado diretamente no dispositivo de abertura rápida ou no fundo do tubo de choque, e o sinal de sensor do mesmo tipo montado no adaptador com a linha pneumática.

Os adaptadores de pressão testados são mostrados nas figuras 5 à 8 .

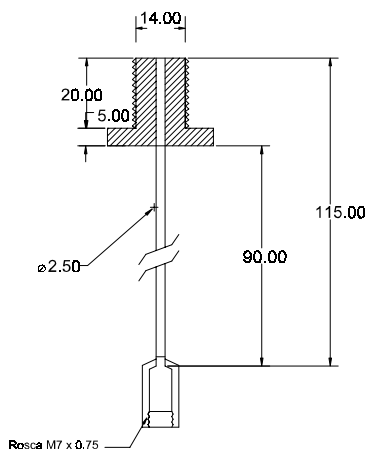


Figura 5 - Linha Pneumática longa.

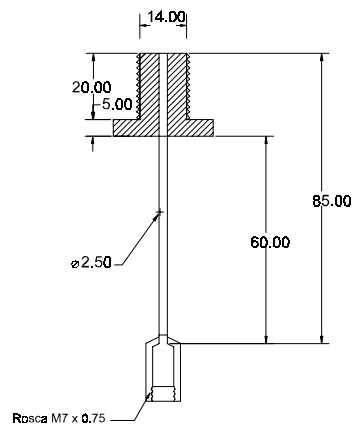


Figura 6 - Linha Pneumática Média

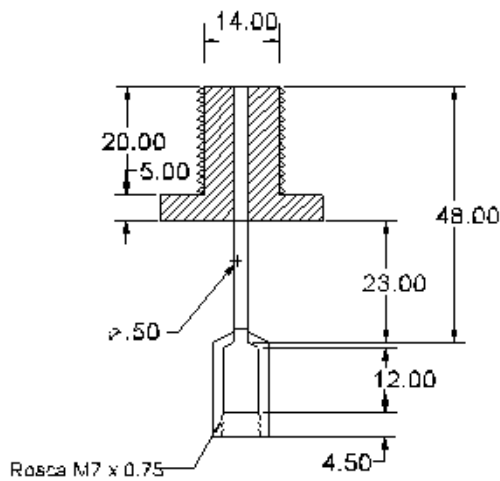


Figura 7 - Linha Pneumática Curta

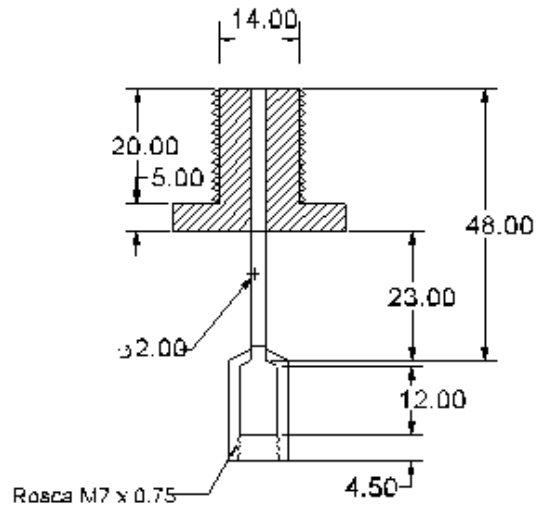


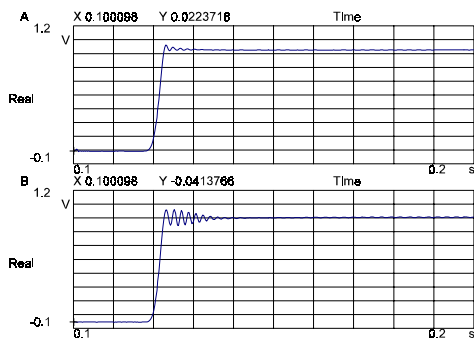
Figura 8 - Linha pneumática Curta e Fina

Para a realização dos ensaios foram utilizados dois sensores piezoelétricos Kistler modelo 6001A, e a aquisição dos sinais foi feita em um analisador de dinâmico de sinais HP 35665A.

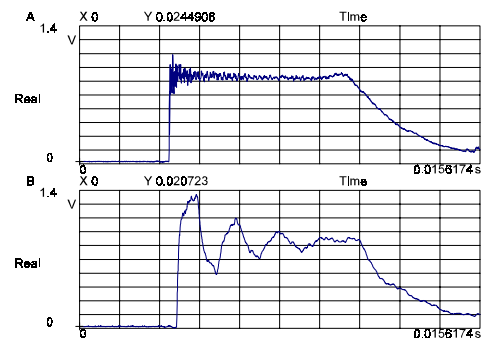
Todos os ensaios foram realizados em um temperatura controlada de 21°C, para que possa ser desconsiderada a influência da temperatura na comparação dos resultados apresentados.

Nas figuras 9 a 11 tem-se os resultados experimentais para as três primeiras linhas pneumáticas mostradas, nestas figuras são apresentados os sinais no domínio do tempo. Nas figuras o sinal do sensor de referência corresponde ao gráfico superior e aquele com a linha pneumática ao inferior.

Para o caso da linha curta e fina, na figuras 12 tem-se os resultados experimentais obtidos para este adaptador.

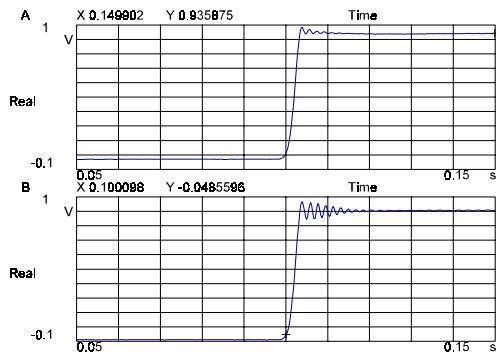


(a)

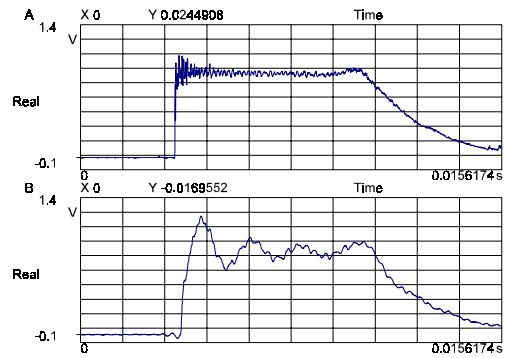


(b)

Figura 9 - Sinais no tempo para a linha pneumática longa ; (a) No DAR (b) No Tubo de Choque

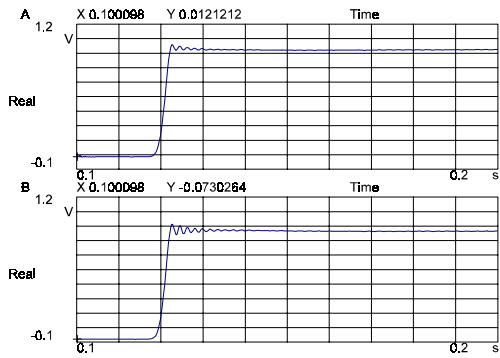


(a)

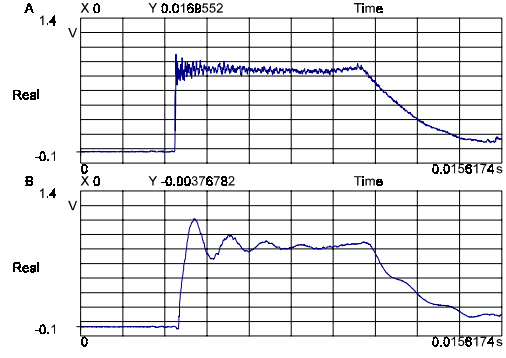


(b)

Figura 10 - Sinais no tempo para linha pneumática Média ; (a) No DAR (b) No Tubo

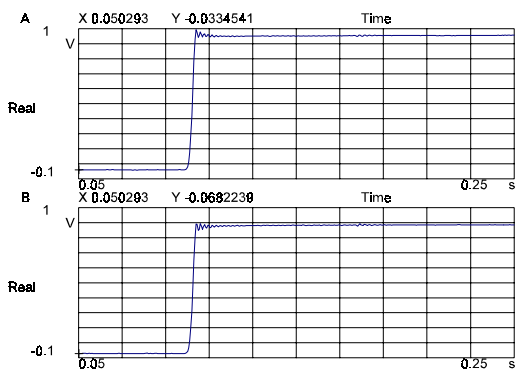


(a)

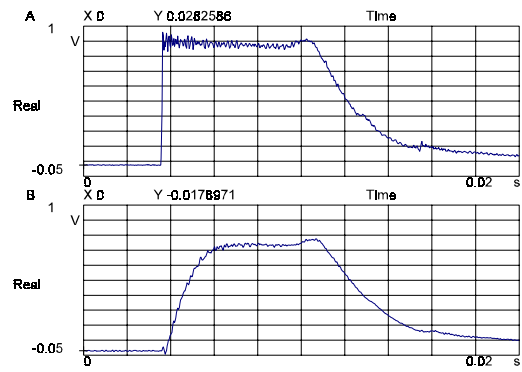


(b)

Figura 11 - Sinais no tempo para linha pneumática Curta ; (a) No DAR (b) No Tubo



(a)

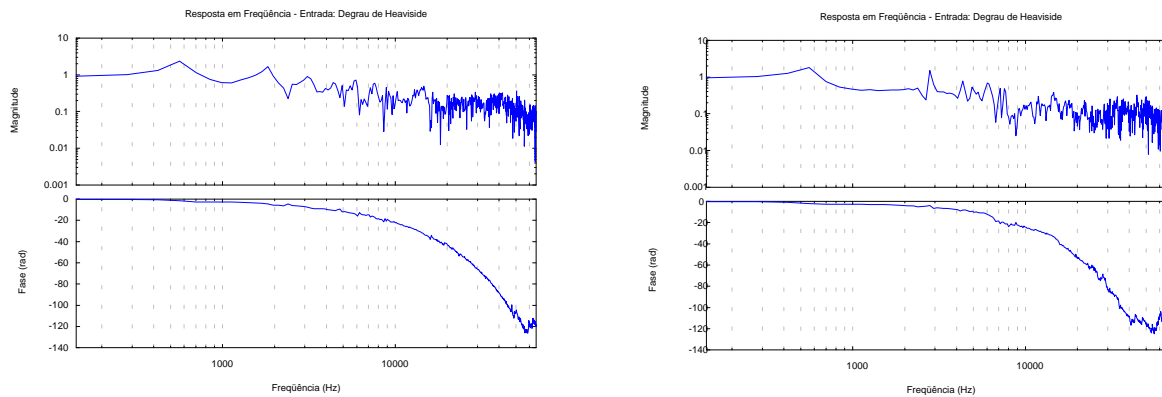


(b)

Figura 12 - Sinais no tempo para linha pneumática Curta e fina; (a) No DAR (b) No Tubo de choque



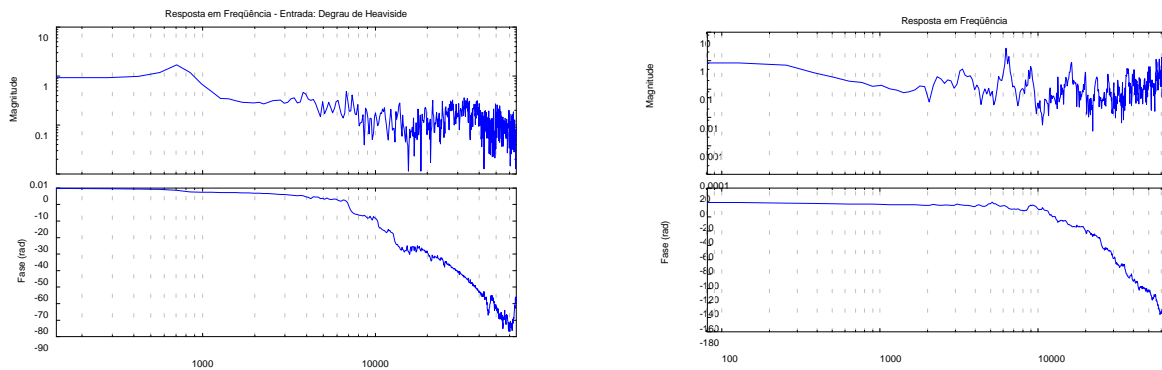
Nas figuras 13 e 14 tem-se as curvas de resposta em frequência para cada uma das linhas



(a)

(b)

Figura 13 - Curvas de Resposta em frequência: (a) Linha Longa (b) Linha Média



(a)

(b)

Figura 14 - Curvas de Resposta em Frequência: (a) Linha Curta (b) Linha Curta e Fina

## 5. CONCLUSÕES

Pode-se verificar que o principal efeito na medição de pressão são o aparecimento, nos sinais obtidos com o tubo de choque, e no caso dos sinais do DAR, de uma oscilação da pressão na cavidade pneumática onde está instalado o sensor. Um ligeiro aumento do tempo de resposta no caso do tubo de choque pode também ser observado

Verifica-se neste caso uma considerável alteração no sinal medido com a linha pneumática curta e fina, quando se utiliza como fonte do sinal o tubo de choque. A linha de pressão retarda o enchimento da cavidade na extremidade do adaptador em que o sensor é instalado. Por outro lado a linha pneumática não influencia a medida, quando a medição é realizada em frequências abaixo de 200 Hz. Portanto a utilização deste adaptador tem obvia limitação para o registro de sinais com variação muito rápida de pressão.

Como pode ser visto nos resultados mostrados, tem-se para os três primeiros adaptadores uma amplificação do *overshoot* do sinal de referência do dispositivo de abertura rápida de maneira inversamente proporcional ao comprimento da linha. No sinal obtido com o uso do tubo de choque também há um *overshoot* do sinal que se amortece com a diminuição da linha pneumática. Nas curva de resposta em frequência notam-se amplificações em torno de 500 a 700 Hz.

## 6 . REFERÊNCIAS

- Brown, W. L. - “Methods for evaluation Requirements and Errors In Cilinder Pressure Measurements” - SE, Paper, 670008, 1967.
- Damion, J. P. - “Moyens d'etalonnage Dynamique des Capteurs de pression - Bulletin d'informtion du Bureau National de Métrologie” - 1977.
- Van, Aken - “Adapter Errors In Indicator Diagrams of combustion Engines , IME- Inst. of Mechanical Engineering”- 1977.
- Berg, H. & Tijdeman, H. - “Theoretical and Experimental results for dynamic response of pressure measuring Systems“- Report NLR-TR F238.

# DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE DE AQUISIÇÃO DE DADOS PARA BANCADA DE ENSAIOS EM MOTORES

**Mauricio Silveira Toledo**

**Alessandro Borges de Sousa Oliveira**

**João Nildo de Souza Vianna**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail: [borges@enm.unb.br](mailto:borges@enm.unb.br)

## Resumo

O presente trabalho tem como finalidade o desenvolvimento de um novo software de aquisição de dados para a bancada de ensaios em motores de combustão interna disponível no LTMD. O programa, além de adaptar-se às necessidades crescentes dos experimentalistas nesta área, incorpora novas técnicas de tratamento para o sinal adquirido. Encontra-se em fase de validação um segundo protótipo do software, batizado com o nome de SIAD 98 (Sistema Integrado de Aquisição de Dados), que possui recursos para a captação de sinal com uma velocidade compatível com o hardware de aquisição, além de fornecer ferramentas para pós-processamento dos parâmetros adquiridos. O programa, desenvolvido em linguagem *Delphi*, conta ainda com a capacidade de fornecer resultados mais robustos através do cálculo das incertezas de medição, fator que o destaca mediante qualquer outro software semelhante. Testes realizados até o presente momento mostram que o aplicativo apresenta um grande potencial, em especial no campo metrológico, mas também como uma ferramenta extremamente poderosa para os pesquisadores do Laboratório.

**Palavras-chave:** software, incerteza, motores.

## 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento tecnológico atual tem atribuído à medição e análise de grandezas experimentais uma importância cada vez maior. Através do grande desenvolvimento da informática e da instrumentação, a aquisição de dados de forma digital e o seu processamento por computador tornam-se muito frequentes.

O presente projeto apresenta o desenvolvimento de um novo software para aquisição de dados e controle automatizado da bancada de ensaios de motores de combustão interna. O programa, além de adaptar-se às necessidades crescentes dos experimentalistas nesta área, incorpora novas técnicas de tratamento para o sinal adquirido.

O aplicativo desenvolvido tem como objetivo possibilitar a aquisição e tratamento de dados em tempo real com velocidade adequada ao processo que se analisa, fornecendo ao usuário recursos de pós processamento, bem como aumentar o nível de automatização da bancada de testes. O software incorpora as seguintes características:

1. Realizar a aquisição e tratamento de dados *on-line*;
2. Armazenamento dos dados adquiridos em arquivos no padrão ASCII;
3. Gerar gráficos das variáveis envolvidas no teste (ABNT);
4. Suporte à impressão de resultados para emissão de laudos (ABNT);

5. Permitir que o programa possa ser executado em computador não interligado ao hardware de aquisição, fazendo do programa também um analisador.
6. Tratamento dos dados adquiridos, para melhoria da incerteza de medição, conforme está estabelecido na ISO TAG4/WG3 (norma para cálculo de incerteza de medição);
7. Capacidade de analisar motores que operam com duplo combustível;
8. Maior aproveitamento do conversor D/A disponível visando, entre outros, o controle do acelerador e da medição de consumo de combustível gasoso;
9. Incorporação de alertas sonoros quando o motor em teste atinge condições críticas;
10. Suporte para cálculo de parâmetros adicionais, como por exemplo o rendimento térmico de turbo compressores.

Os aspectos metrológicos foram tratados com rigor, e durante todo o transcorrer do projeto, na medida da disponibilidade de recursos, foi buscada a automação de todos os meios de ensaios disponíveis. Deste ponto de vista, a principal mudança em relação ao SIAD será que as variáveis passaram a ser médias das leituras, com um número de graus de liberdade de modo a permitir, para uma probabilidade de 95%, a menor incerteza de medição possível (ISO TAG4/WG3). Foi também motivo de atenção a integração dos diversos recursos instrumentais e sistemas computacionais já em operação no LTMD.

## **2. FACILIDADES EXPERIMENTAIS**

O Laboratório de Termociências e Metrologia Dinâmica – LTMD – conta com uma moderna instrumentação e um parque de informática atualizado e ampliado recentemente, para adequá-lo tanto às atividades experimentais quanto à parte numérica que vem se desenvolvendo rapidamente.

O sistema completo de ensaio de motores é composto por um dinamômetro hidráulico marca *Schenk*, modelo 210 D, com capacidade de absorção de 600 Nm. Além das medidas de carga e rotação o sistema está instrumentado para medir 10 pontos de pressão estática e 16 pontos de temperatura. Estes dados são adquiridos por um Multiprogramador STD 85-MP que dispõe de um cartão conversor A/D rápido, um cartão A/D lento de alta resolução, três cartões com 16 relês cada, para multiplexação, e uma placa com conversor D/A de quatro canais. O consumo de combustível líquido é medido por meio de buretas calibradas, instrumentadas com termopar e fotoacopladores que informam ao sistema a temperatura do combustível e o início e término da medição. O banco de ensaios conta também com um sistema de medição de consumo de gás gravimétrico, controlado pelo Microcomputador através do conversor D/A do Multiprogramador. Todo o sistema é gerenciado pelo SIAD que disponibiliza em tempo real todas as informações do ensaio. Os conversores A/D e D/A têm resolução de 12 bits.

## **3. INSTRUMENTAÇÃO**

Quando se realizam testes de motores, as grandezas de maior importância a serem anotadas são rotação e carga, seguidas pelo consumo de combustível e ar e pelas temperaturas e pressões em vários pontos do motor, acompanhadas das condições ambientais no local do ensaio.

### **3.1. Medição de carga**

A medição da carga aplicada pelo motor é feita por uma célula de carga, que mede a força necessária para o dinamômetro da bancada de ensaios aplicar um determinado torque resistente sobre o motor.

A célula utilizada fornece um sinal CC de 5 V como fundo de escala. Este sinal fica

disponível na caixa de barramento analógico (CBA), sendo a conversão analógico-digital realizada pelo cartão A/D rápido.

O sinal digital é tratado no computador de forma que se obtenha o valor da carga aplicada ao motor pelo dinamômetro. Além disso, são realizados cálculos estatísticos de modo que se obtenha valores médios e uma incerteza de medição associada.

### **3.2. Medição de rotação**

Esta tarefa é executada utilizando-se um transdutor de rotação, composto por uma roda dentada e por um sensor eletromagnético que envia pulsos a cada passagem de um dente específico da mesma. A taxa de emissão de pulsos emitidos pelo sensor é transformada num sinal CC de 10 V, sendo esta a saída do transdutor.

### **3.3. Medição do consumo de combustível**

O combustível utilizado pelo motor pode ser líquido, gasoso ou misto, assim sendo existem dois dispositivos para medição de consumo.

**Combustível líquido.** São utilizadas duas buretas devidamente calibradas e ligadas em série. Essas buretas contêm três detetores óticos localizados: um imediatamente antes, um entre ambas e o terceiro imediatamente após. Pela disposição deles, a marca de saída da primeira bureta corresponde a de entrada da segunda. Existe ainda um termopar conectado para medir a temperatura do combustível.

Cada um dos detetores é composto por um emissor e um receptor infravermelho, colocados um de frente para o outro. Se não houver líquido no tubo de vidro onde o detetor é colocado, o receptor capta o sinal do emissor e o dispositivo envia um sinal “0” para a interface paralela do multiprogramador. Caso haja algum líquido no tubo, este refrata o sinal do emissor, evitando assim que o receptor capte o sinal correto e, neste caso, um sinal “1” é enviado à interface paralela.

Captando-se o instante em que o nível do combustível passa por cada um desses pontos e conhecendo-se o volume de cada bureta, o consumo (volumétrico) é obtido dividindo-se o volume de cada bureta pelo tempo decorrido entre a passagem do nível de combustível por dois detetores. Este consumo é multiplicado pela densidade do combustível (que é corrigida pela temperatura) obtendo-se assim o consumo em massa.

**Combustível gasoso.** A medição do consumo de combustível gasoso é feita utilizando-se uma balança especialmente desenvolvida para pesar um cilindro auxiliar contendo gás combustível. Quando o modo de medição de consumo é ativado, o computador comanda o fechamento de uma válvula solenóide cortando o fluxo de gás proveniente do reservatório principal. O motor passa então a ser alimentado pelo cilindro auxiliar o qual é fixo no braço de uma balança. Medindo-se a variação do peso do cilindro num determinado intervalo de tempo obtém-se o consumo em massa diretamente.

### **3.4. Medição das temperaturas**

Os sensores utilizados para medir as temperaturas do motor são termopares do tipo K (Cromel-Alumel). Eles são divididos em dois grupos: para medição de temperaturas abaixo de 200 °C e para medição de temperaturas acima de 200 °C.

Um termômetro de platina mede a temperatura da caixa de barramento analógico onde estão conectados os termopares. Sabendo-se a temperatura da CBA, utiliza-se a equação

inversa de calibração dos termopares com o intuito de se obter a tensão de referência relativa a 0 °C para o termopar do tipo K. A transformação para temperatura é feita pelo computador a partir da equação de conversão do termopar. A tensão utilizada para realizar este cálculo é a soma da tensão gerada pelo termopar com a tensão de referência. Neste caso também é empregado o tratamento estatístico já mencionado anteriormente para o cálculo de valores médios e da incerteza associada.

As curvas de conversão dos termopares são diferenciadas no sentido de se obter equações mais lineares para a faixa de medição. Um aspecto importante é que cada termopar terá sua própria curva.

### 3.5. Medição das pressões

As pressões tomadas diretamente do motor são medidas através de um sensor de pressão absoluta, que envia uma tensão para o multiprogramador na faixa de 3 a 5 V. O sensor apresenta uma escala variando de 0 a 5 bar. Aqui também ocorre o cálculo de valores médios e incertezas.

Uma placa de orifício, localizada na entrada da caixa de amortecimento do ar que abastece o motor, é usada para medir a demanda de ar. A diferença de pressão na placa é medida através de um manômetro de coluna d'água inclinado ligado a um Tubo de Pitot localizado na entrada da caixa. Este dado entra no sistema de aquisição manualmente direto pelo teclado do computador.

## 4. O SOFTWARE

O software foi desenvolvido na linguagem *Delphi* (*Borland Delphi*) em sua versão de 16 bits. A escolha desta linguagem específica deve-se ao fato de que a versão anterior do programa foi desenvolvida em Turbo Pascal 6.0, assim sendo, várias rotinas antigas puderam ser aproveitadas. A grande vantagem desta nova linguagem é que, por tratar-se de um sistema POO (Programação Orientada a Objeto), dispõe-se de uma ferramenta extremamente poderosa, desenvolvida para aproveitar ao máximo os recursos disponíveis no ambiente operacional *Windows*, permitindo que se construa um software robusto e bastante amigável para qualquer usuário.

Outro aspecto muito importante é a consideração de que este programa naturalmente estará sujeito a alterações futuras, quer devido a mudanças no hardware de aquisição de sinal ou por mudanças na instrumentação da bancada. Lembrando dessas possibilidades, o programa foi desenvolvido em módulos de tal forma que se possa fazer alterações em certos setores sem a necessidade de mexer no sistema inteiro.

O software é dividido em dois módulos básicos que são gerenciados por uma unidade principal. Cada módulo tem uma função distinta e independente, podendo ser analisados isoladamente.

### 4.1. Módulo de Configuração

Este módulo é dividido em duas partes: a configuração de baixo nível e a de alto nível.

**Configuração de Baixo Nível.** Essa configuração determina a maneira de acessar cada instrumento; ela é relacionada com a disposição dos mesmos na caixa de barramento analógico e com a forma estabelecida para o funcionamento do hardware de aquisição. Trata-se de uma configuração interna que é realizada pelo próprio código do programa, ou seja, o hardware de aquisição é uma “caixa preta” para o usuário. Podem ser alterados os valores de certas constantes, a inicialização de certas variáveis e, eventualmente, funções de conversão

de valores do sinal de entrada para grandezas físicas.

**Configuração de Alto Nível.** A configuração de alto nível é realizada pelo usuário no ambiente do software. Aqui, o que interessa é a disposição dos instrumentos no motor, ou seja, é informado o número de instrumentos utilizados, qual o tipo de cada um e em que parte do motor eles estão conectados. Desta forma, deve-se especificar quais termopares estão ativos, suas respectivas faixas de operação, o ponto onde estão ligados e os pontos de tomada de pressão. Nesta configuração também devem ser informados os dados relativos as características do motor: marca, modelo, combustível, alimentação, cilindrada e demais informações necessárias. Uma função extremamente importante implementada neste bloco é a possibilidade do usuário entrar com uma nova curva de conversão para qualquer instrumento. Esse recurso permite que as atualizações dos parâmetros de cada instrumento sejam rapidamente implementadas, sem a necessidade de se mexer no código do programa. Outro aspecto fundamental é que além dos coeficientes da equação de conversão em si, deve ser informada também a incerteza associada a esta curva que, conforme está especificado, constará como um dado de avaliação tipo B e será utilizada no cálculo global da incerteza.

## 4.2. Módulo de Aquisição

Esta parte do programa gerencia todo o processo de aquisição de sinal. Em termos gerais esse módulo executa a seguinte sequência de eventos:

1. Seleciona o instrumento a ser lido;
2. Fecha o relê referente ao instrumento que se deseja ler enviando uma cadeia de comando ao multiprogramador;
3. Acessa o instrumento desejado informando ao multiprogramador o cartão, o modo e o canal a ser lido;
4. Lê a informação disponível no endereço acessado;
5. Converte o valor lido, que vem na forma octal, para a base decimal e posteriormente para tensão elétrica relacionada ao sinal proveniente do transdutor;
6. Converte o valor da tensão elétrica para uma grandeza física correspondente através das curvas de conversão;
7. Realiza os cálculos estatísticos para obtenção de valores médios e incertezas associadas, de maneira que são estes que chegam ao usuário através da tela do programa e que são armazenados em arquivo quando comandado.

## 4.3. O Ambiente do Programa

O programa apresenta uma interface para o usuário bastante amigável, formada por menus, submenus, botões, janelas, etc., sendo que a operação pode ser feita através de *mouse* ou teclado obedecendo os padrões do ambiente *Windows*. A tela inicial do programa apresenta, na parte superior, o menu principal; a parte central, a princípio, não possui nenhum componente de importância e, na parte inferior direita, localiza-se o botão que inicia a aquisição de dados e chama a tela principal. A seguir é descrito o funcionamento dos dois principais módulos mencionados na seção anterior.

**Configuração (Alto Nível).** Este módulo permite ao usuário entrar com as informações iniciais sobre o ensaio, compreendendo as características do motor a ser testado e as informações referentes aos instrumentos que serão utilizados. A janela correspondente a este bloco apresenta três páginas independentes:

- **Dados do Motor.** Nesta página o usuário fornece as informações relativas ao motor que será testado. É importante que estes dados sejam digitados corretamente, pois os campos referentes ao combustível, taxa de compressão, diâmetro e curso do cilindro

serão utilizados para cálculos posteriores.

- Termopares. Nesta página o usuário deverá especificar os locais no motor onde estão instalados os termopares, bem como a faixa de operação de cada um deles (em termos de temperatura). A entrada dos valores que definem a faixa de operação de cada termopar deve ser feita com extremo cuidado, porque um valor incorreto destes parâmetros pode acarretar uma mensagem de erro durante a aquisição de sinal, mesmo com o instrumento funcionando corretamente.
- Sensores de Pressão. Tendo em vista que existe um único sensor de pressão, o usuário deve fornecer apenas os locais do motor onde são realizadas as medições, não há necessidade de informar qualquer faixa de operação já que todas as pressões são tomadas pelo mesmo instrumento.

A outra maneira de se configurar o ensaio é através de um Arquivo de Configuração pré-existente (uma configuração salva pelo usuário em algum teste anterior). Um arquivo pode ser automaticamente carregado e a aquisição de dados pode ser iniciada imediatamente, sem a necessidade de se chamar a tela de configurações.

As informações metrológicas referentes aos instrumentos são fornecidas ao programa através de uma outra janela. Neste formulário devem ser informadas as equações de conversão dos instrumentos e as respectivas incertezas associadas a cada aproximação. Quando o usuário pressiona o botão “OK” desta janela, as informações são registradas e imediatamente salvas no arquivo “Metrol.mtr”. Sempre que o programa é inicializado, automaticamente ele procura este arquivo e, caso não o encontre, alerta ao usuário, que deverá executar o procedimento descrito anteriormente para que o mesmo seja criado.

Um aspecto importante é que, uma vez existindo o arquivo “Metrol.mtr” no diretório onde o programa está sendo executado, o usuário somente deve chamar a janela de configurações metrológicas se alguma equação de conversão de instrumento foi modificada.

**Aquisição.** Este é o módulo principal do programa. Ele é acessado quando o usuário pressiona o botão “Iniciar Aquisição” na tela inicial. Aqui surge a janela central do programa, onde são disponibilizados todos os recursos para comandar a aquisição de sinal e realizar o tratamento de dados. A janela de aquisição possui um bloco com três páginas, onde são mostrados os dados *on-line*, uma barra de ferramentas na parte superior, e um conjunto de caixas de edição situadas à direita onde são mostrados continuamente valores como data e hora, tempo de teste, rotação do motor, carga, etc.. A barra de ferramentas possui sete botões que fornecem acesso a todos os recursos disponíveis durante a aquisição. Abaixo segue-se a descrição destes componentes.

- Sair. Este botão encerra a aquisição de dados; quando pressionado a janela correspondente fecha automaticamente e o programa retorna para sua tela inicial.
- Consumo. Quando o usuário pressiona este botão, abre-se uma caixa de diálogo para configuração das opções relativas a medição de consumo. Nesta etapa deve ser informado qual o tipo do combustível monitorado (líquido ou gasoso); se for combustível líquido é preciso escolher ainda a bureta a ser utilizada e o modo de medição (manual ou automático), no caso de combustível gasoso deve ser informado o intervalo de tempo que será considerado para o cálculo de consumo. O programa adota como valor inicial um intervalo de 60 s (caso o usuário não informe nada) entretanto, é necessário lembrar que este parâmetro depende muito do motor e de seu regime de funcionamento. Eventualmente, nos ensaios em motores de maior cilindrada, o intervalo de tempo deverá ser reduzido.
- Pressão. Este botão ativa o processo de leitura (semi-automática) das pressões. O usuário deve abrir a válvula referente ao local que deseja realizar a leitura, os valores serão mostrados na caixa de edição correspondente até que a tecla “Enter” seja pressionada. Quando isso ocorrer o valor da pressão ficará fixo, o foco de entrada de



dados passará para a próxima caixa de edição (ler a pressão em outro ponto do motor) e assim sucessivamente até que todos os pontos de leitura tenham sido varridos.

- Gravar. Quando este botão é pressionado todos os dados disponíveis no instante são gravados num arquivo em disco. Essa operação deve ser executada quando todos os dados de interesse forem adquiridos. A gravação de dados é o evento que marca o encerramento de uma corrida e a passagem para a seguinte.
- Voltar. Este botão possibilita ao usuário voltar para a corrida anterior e refazê-la.
- Rever. Esta opção tem o objetivo de permitir que o usuário reveja todas as corridas realizadas no ensaio, possibilitando ainda que se modifique ou cancele qualquer uma.
- Zerar. Este botão reinicializa o teste, limpando todos os dados que porventura já tenham sido armazenados (no teste atual) e sem apagar as configurações do sistema.

Ainda dentro do módulo de aquisição existe um outro aspecto importante a ser lembrado: a entrada manual de dados. Os valores de temperatura de entrada e saída da água de arrefecimento, pressão do óleo, pressão atmosférica e variação de altura no manômetro inclinado de coluna d'água (utilizado para cálculo da vazão de ar que alimenta o motor) devem ser informados manualmente via teclado. Os dois últimos valores são de extrema importância, porque entram no cálculo de parâmetros de interesse do ensaio. A figura abaixo mostra uma das janelas de aquisição.

**Figura 1.** Janela de aquisição “Resultados 1”.

Uma outra função, que deve ser realizada durante a aquisição de dados, é a emissão de alertas sonoros e visuais quando o motor em teste atinge condições críticas de funcionamento. Estes avisos devem ser originados através da monitoração da pressão do óleo e das temperaturas do fluido de arrefecimento. Como foi dito anteriormente, estas variáveis não são

adquiridas de maneira automática e, assim sendo, enquanto sua leitura permanecer deste modo, o dispositivo de segurança não apresentará uma eficácia adequada.

**Gráficos.** Este é o quarto módulo do programa, cumprindo a importante função de permitir a visualização dos resultados do teste ativo bem como a comparação entre testes diferentes. O módulo deve ser acessado através do item “Gráficos”, localizado no menu principal. Aqui, a princípio, são disponibilizadas duas escolhas para o usuário:

- Teste Ativo. Através desta opção surge uma caixa de diálogo onde o usuário informa o tipo de teste (velocidade constante ou variável), para definição do eixo das abscissas (rotação ou posição de borboleta), a variável que se deseja plotar (pode ser qualquer uma envolvida no teste) e se o gráfico deve ou não mostrar a incerteza associada.
- Comparativo. Uma possibilidade bastante interessante. Aqui é permitida a construção de gráficos com curvas de testes diferentes. Todas as variáveis que forem comuns a até três testes são disponibilizadas para gráficos comparativos. Aqui também é possível escolher se a incerteza deve ou não ser mostrada.

O gráfico gerado pelo programa apresenta uma estrutura bastante peculiar, possuindo uma barra de ferramentas própria. Através dela é possível mostrar ou não linhas de grade nas direções horizontal e/ou vertical, mudar o tipo de gráfico (cores e tipos das linhas), mostrar ou não os pontos experimentais e ainda imprimir o gráfico de maneira independente.

## 5. CONCLUSÃO.

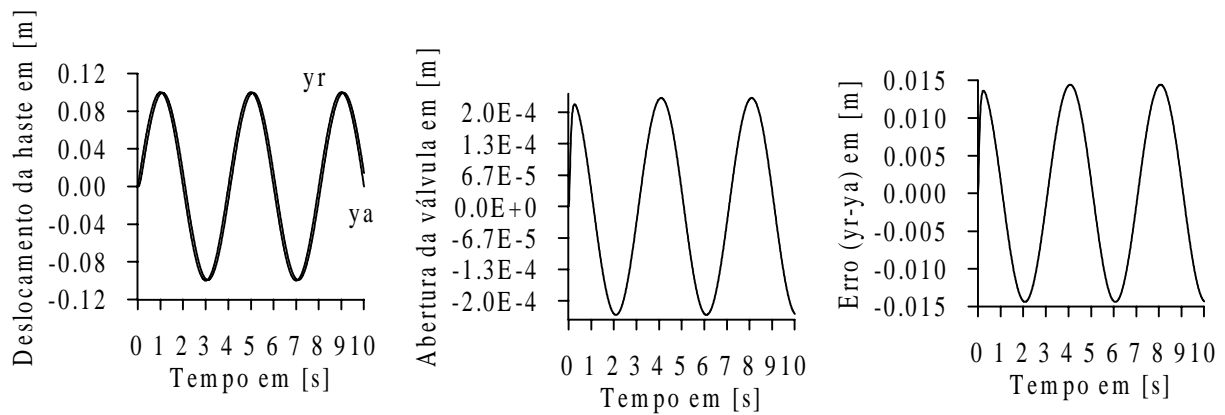
O grande trunfo deste software é, sem dúvida, o levantamento das incertezas associadas a todos os parâmetros medidos e calculados. Todos os valores mostrados nas telas do programa, e posteriormente armazenados em disco, são médias das leituras e possuem um valor de incerteza associado que será obtido de acordo com as especificações da ISO TAG4/WG3.

A disponibilização automática deste parâmetro tão importante para aqueles que trabalham na área experimental constitui uma ferramenta extremamente poderosa para explicar, por exemplo, fenômenos de oscilação nas medidas, muito comuns em ensaios de motores. Outra vantagem do cálculo da incerteza é a possibilidade de se avaliar o sistema de medição como um todo, permitindo, através de uma análise criteriosa, que o experimentalista identifique qual parte do sistema está gerando maiores incertezas, e assim direcionar todos os esforços de otimização justamente sobre esses módulos mais deficientes.

Outro aspecto importante relativo a parte de incertezas, é que o software apresenta flexibilidade para atualização das curvas de calibração dos instrumentos disponíveis na bancada de ensaios. Considerando que os instrumentos devem ser calibrados periodicamente, seria extremamente incômodo alterar o código do programa para atualizar essas curvas.

## REFERÊNCIAS

- Bentley, John P., 1988, “Principles of Measurement Systems”, John Wiley & Sons;
- Vassos, Basil H., EWING, Galen W., 1985, “Analog and Digital Electronics for Scientists”, Third Edition, John Wiley & Sons;
- ISO TAG4/WG3 – “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, 1993;
- ABNT, 1982, “NBR 5477 – Apresentação de Desempenho de Motores Alternativos de Combustão Interna”, Associação Brasileira de Normas Técnicas;
- ABNT, 1985, “NBR 5484 – Motores Alternativos de Combustão Interna de Ignição por Compressão ou Ignição por Centelha de Velocidade Angular Variável – Ensaio”, Associação Brasileira de Normas Técnicas.



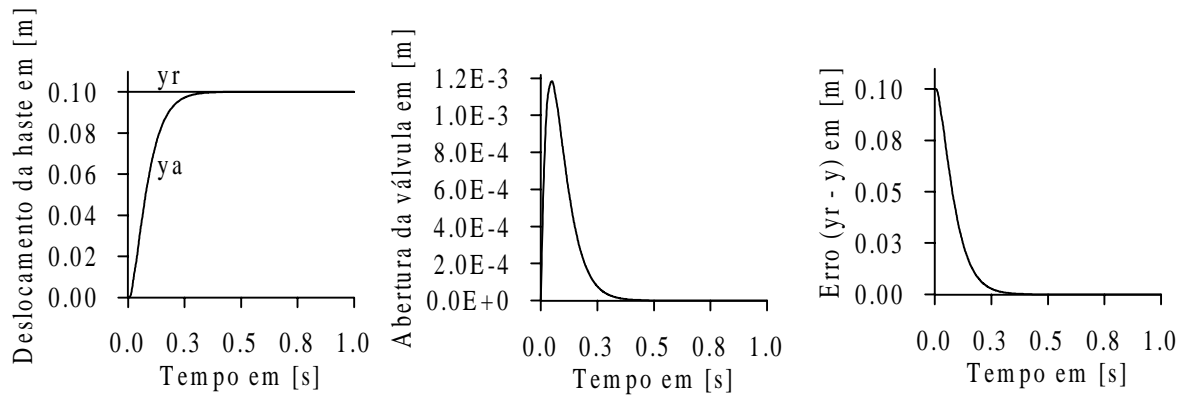
**Figura 6.** Deslocamento da haste do pistão, abertura da válvula e o erro de acompanhamento.

## 6. CONCLUSÕES

O controlador projetado pela técnica LQG em cascata com a planta resultou num sistema que apresentou bons resultados uma vez que as especificações de desempenhos no domínio do tempo e no domínio da frequência foram satisfeitas. Verificou-se que o sistema apresentou uma boa robustez com relação ao acompanhamento dos sinais de referência.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- Ackermann, J., 1993, “Robust Control Systems With Uncertain Physical Parameters”, 3<sup>a</sup> Ed., Springer – Verlag London Limited.
- Basar, T., Bernhard, P.H., 1995, “Optimal Control and Related Minimax Design Problems”, 2<sup>a</sup> Ed., Birkhäuser Boston.
- Cruz, J.J., 1996, “Controle Robusto Multivariável”, Ed. Universidade de São Paulo, S. Paulo, Brasil.
- Feinstein, J., 1979, “Teoria dos Sistemas de Controle Enfoque por Variáveis de Estado”, Rio de Janeiro, Ed. Campus Ltda.
- Lewis F.L., Syrmos V. V., 1995, “Optimal Control”, 2<sup>a</sup> Ed, New York, Ed. John Wiley & Sons, Inc.
- Kuo, B.C., 1985, “Sistemas de Controle Automático”, 4<sup>a</sup> Ed., Rio de Janeiro, Ed. Prentice Hall do Brasil.
- Merrit, H. E, 1976, “Hydraulic Control Systems”, New York, Ed. John Wiley & Sons, Inc.
- Ogata, K., 1993, “Engenharia de Controle Moderno”, 2<sup>a</sup> Ed., Rio de Janeiro, Ed. Prentice Hall do Brasil.
- Paim, C.C., 1997, “Técnicas de Controle Aplicadas a um Atuador Hidráulico”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.
- Shahian, B., Hassul, M., 1993, “Control System Design Using Matlab”, Rio de Janeiro, Ed. Prentice Hall.
- Skogestad, S., Postlethwai T.I., 1996, “Multivariable Feedback Control Analysis and Design”, New York, Ed. John Wiley & Sons, Inc.
- Zhou, K., Doyle, J.C., Glover, K, 1995, “Robust and Optimal Control”, New Jersey, Ed. Prentice Hall.



**Figura 4.** Deslocamento da haste, abertura da válvula e o erro de acompanhamento para uma entrada degrau.

## 5. SIMULAÇÃO E RESULTADOS

Para avaliar o acompanhamento de sinais de referência utilizou-se uma função polinomial e uma senoidal, ambas com amplitude máxima de 0,1m, conforme abaixo:

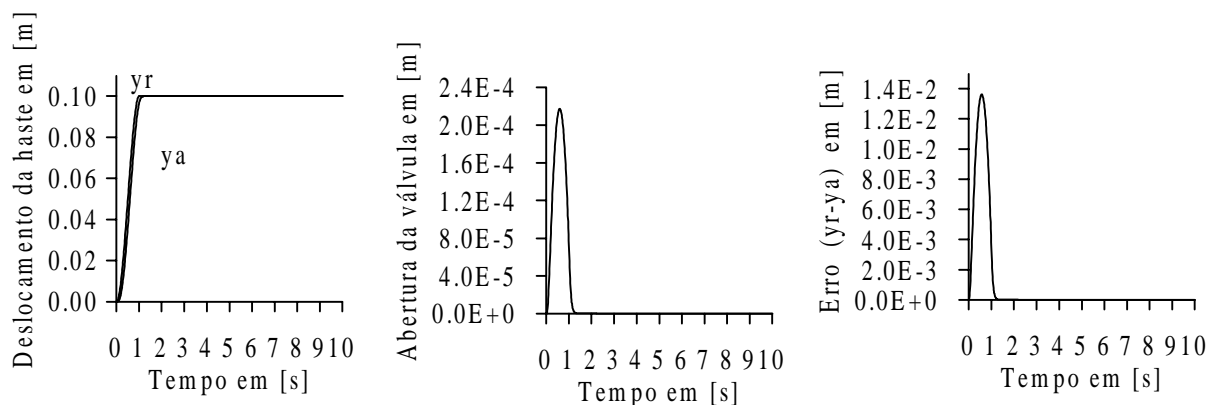
Função polinomial:

$$y_r(t) = \begin{cases} 0,3t^2 - 0,2t^3 & \text{para } 0 \leq t \leq 1s \\ 0,1 & \text{para } 1 < t \leq 10s \end{cases} \quad (15)$$

Função senoidal:

$$y_r(t) = 0,1 \cdot \text{sen}(0,5 \cdot \pi \cdot t) \quad \text{para } 0 \leq t \leq 10s \quad (16)$$

A fig.(5) mostra os resultados para a entrada de referência polinomial definida pela eq.(15). A abertura da válvula máxima foi de  $2,2 \times 10^{-4}$  m com um erro máximo de acompanhamento de sinal igual a  $13,4 \times 10^{-3}$  m. A fig.(6) apresenta os resultados para a entrada de referência senoidal definida pela eq.(16). A abertura máxima da válvula foi igual a  $2,3 \times 10^{-4}$  m para um erro máximo de acompanhamento de sinal de  $14,1 \times 10^{-3}$  m.



**Figura 5.** Deslocamento da haste do pistão, abertura da válvula e o erro de acompanhamento.

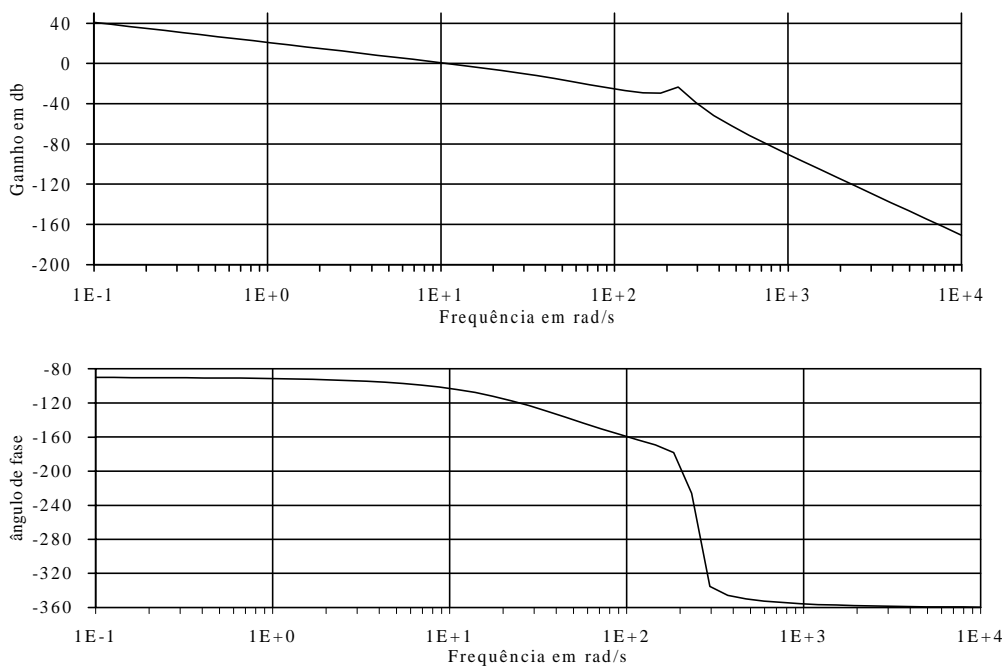
condições de desempenho e a variável de controle  $u$  não excedesse a  $1,2 \times 10^{-3}$  m. Os melhores resultados foram obtidos considerando-se  $Q = 1 \times 10^{-3} \times C^t \times C$  e  $R=0,9$ , onde  $C=[1 \ 0 \ 0]$ . A matriz de ganho de realimentação calculada foi:  $G = [3,3 \times 10^{-2} \ 2,8 \times 10^{-5} \ 7,2 \times 10^{-12}]$ .

Com esses resultados verificou-se que os zeros do controlador  $K(s)$  cancelam alguns pólos da planta  $G(s)$ , conforme quadro resumo apresentado na tabela(2).

**Tabela 2.** Pólos, zeros e ganho da planta, do controlador, do sistema de malha aberta e do sistema de malha fechada.

Sistema	Pólos	Zeros	Ganho
Modelo da planta " G(s) "	0 -8,32 ± 2,40e +02i	-----	3,91e +07
Controlador " K "	-4,43e +01 -1,40 ± 2,42e+02i	-8,32 ± 2,40e + 02i	7,33e - 01
Malha Aberta " GK "	0 -4,43e +01 -1,40 ± 2,42e +02i -8,32 ± 2,40e +02i	-8,32 ± 1,66e +02i	2,87e +07
Malha fechada GK / (1+GK)	-2,24e +01 -2,20e +01 -13,94 ± 2,41e +02i -8,32 ± 2,40e +02i	-8,32 ± 1,66e +02i	2,87e +07

O diagrama de Bode para o sistema compensado de malha aberta está mostrado na fig.(3). A margem de ganho, a margem de fase, a frequência de corte de fase e a frequência de corte foram respectivamente: 28,9db;  $76^\circ$ ; 185,7rad e 10,8rad. A fig.(4) mostra o deslocamento do pistão, a abertura da válvula e o erro de acompanhamento de sinal para uma entrada de referência igual a um degrau unitário de amplitude 0.1m. Verifica-se que o tempo de subida igual a 0,15s com um tempo de acomodação foi igual 0,5s e não apresentou sobre elevação.



**Figura 3.** Diagrama de bode para o sistema de malha aberta.

$$E[wx(t)] = 0 \text{ e } E[wy(t)] = 0 \quad (9.1)$$

$$E[wx(t)wx(t+\tau)] = Q_o \delta(t-\tau) \quad (9.2)$$

$$E[wy(t)wy(t+\tau)] = R_o \delta(t-\tau) \quad (10.1)$$

$$E[wx(t)wy(t+\tau)] = 0 \text{ para todo } t \text{ e } \tau \quad (10.2)$$

O problema consiste em estimar  $x$  de forma que a variância do erro  $e_x = x - \hat{x}$  seja minimizado. Este problema consiste em se determinar um estimador ótimo (Filtro de Kalman) e requer que o par  $(A, C)$  seja observável.

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + H(y - c\hat{x}) \quad (11.1)$$

$$H = \Psi C^t R^{-1} \quad (11.2)$$

a matriz  $\Psi$  é determinada da solução da equação de Riccati abaixo:

$$A\Psi + \Psi A^t + \Gamma Q_o \Gamma^t - \Psi C^t R_o^{-1} C \Psi = 0 \quad (12)$$

onde a matriz  $Q_o$  é positiva semi-definida e a matriz  $R_o$  é positiva definida. Para iniciar a estimativa, a princípio pode-se considerar  $Q_o = I$ ,  $\Gamma = B$ , e variar  $R_o$  até que uma matriz  $H$ , que minimize o erro  $e_x$ , seja obtida de forma satisfatória. No ramo direto, a relação entre  $e_y$  e  $u$  é:  $u(s) = K(s).e_y$ , onde  $K(s)$  é matriz de transferência do controlador

$$K(s) = G(sI - A + BG + HC)^{-1} H \quad (13)$$

Para uma entrada de referência  $y_r \neq 0$ , sugere-se que na fig.(2) que os estados estimados  $\hat{x}$  sejam substituídos pelas variáveis  $z$ , que possuem as mesmas dimensões de  $x$  do modelo nominal. Fazendo-se uma transformação de similaridade da forma  $\Omega = x - z$ , a equação de estado do sistema definida pelas eq's(5) resulta na seguinte forma:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\Omega} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (A - BG) & BG \\ 0 & (A - HC) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \Omega \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \Gamma \\ \Gamma \end{Bmatrix} wx + \begin{Bmatrix} 0 \\ -H \end{Bmatrix} wy + \begin{Bmatrix} 0 \\ H \end{Bmatrix} y_r \quad (14.1)$$

$$\begin{Bmatrix} y \\ u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C & 0 \\ -G & G \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \Omega \end{Bmatrix} \quad (14.2)$$

A estabilidade do sistema nominal consiste em garantir que:  $\text{Re} [\lambda_i (A - BG)] < 0$  e  $\text{Re} [\lambda_i (A - HC)] < 0$ .

#### 4. PROJETO DO CONTROLADOR

No projeto do controlador foram estimadas inicialmente as variáveis de estado para determinar a matriz  $H$  adequada, considerando-se a entrada de referência  $y_r = 0$ , e os ruídos brancos gaussianos  $w_x$  e  $w_y$  gerados no MATLAB. A matriz  $Q$  foi considerada igual a matriz identidade e  $R=1$ . Os valores ótimos para  $H$  foram obtidos com as seguintes matrizes:  $R_o = 12$ ,  $\Gamma = [1 \ 0 \ 0]^t$  e  $Q_o = 58 \times 10^2 I_{3 \times 3}$ . Com esses valores obteve-se a seguinte matriz:  $H = [2,2 \times 10^2 \ 8,1 \times 10^{-26} \ 3,3 \times 10^{-19}]^t$ .

Para determinar a matriz  $G$ , foram desprezados os ruídos e considerou-se  $y_r$  como sendo um degrau de amplitude 0.1m e as matrizes  $Q_o$  e  $R_o$  mantiveram-se fixas. As matrizes  $Q$  e  $R$  foram ajustadas de forma que, no domínio do tempo, o sistema compensado atendessem as

### 3. A TÉCNICA DE PROJETO DO CONTROLADOR LQG.

Esta técnica é baseada na formulação de um problema de controle ótimo estocástico, e foi introduzida na década de sessenta considerando-se a planta de um sistema linear na forma de espaço de estado, cujo objetivo é determinar uma lei de controle que minimize o valor esperado de um índice de desempenho quadrático através de uma realimentação de estados. Considera-se que tanto os estados quanto a saída estão afetadas por ruídos brancos gaussianos, de média nula e não correlacionados entre si (Cruz, 1996). O regulador LQG tem a estrutura como apresentada na fig.(2) e as equações que definem o problema são:

$$\dot{x} = Ax + Bu + \Gamma w_x \quad (5.1)$$

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + Hv \quad (5.2)$$

$$y = Cx \quad (5.3)$$

$$e_y = y + \Phi w_y \quad (5.4)$$

$$v = -e_y - C\hat{x} \quad (5.5)$$

$$u = -G\hat{x} \quad (5.6)$$

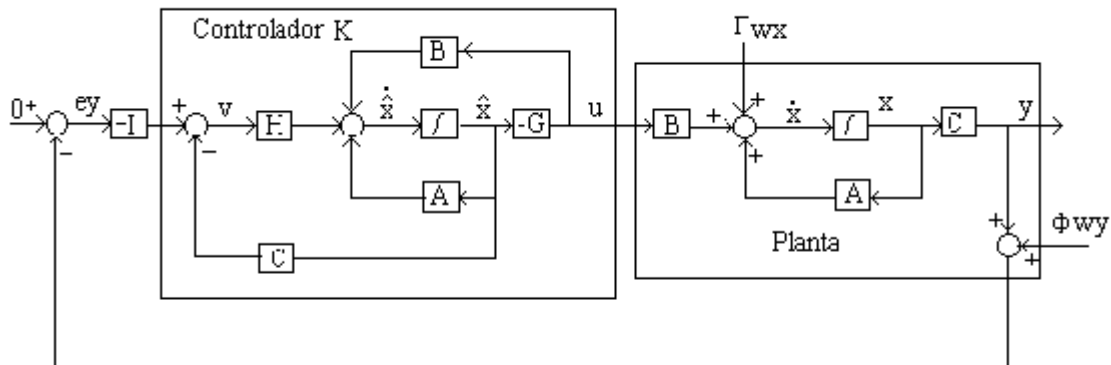


Figura 2. Controlador e planta

As variáveis  $\hat{x}$  são as variáveis estimadas dos estados  $x$  da planta. A matriz  $G$  é obtida a partir da solução da equação de Riccati da forma:

$$A^T P + PA + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (6)$$

onde a matriz  $Q$  é positiva semi-definida e a matriz  $R$  positiva definida. A matriz  $Q$  pode ser selecionada a princípio como sendo igual a:

$$Q = C^t \cdot C \quad (7)$$

A matriz  $R$  pode ser escolhida para atender as especificações de projeto. A matriz de ganho  $G$  é determinada pela seguinte equação:

$$G = R^{-1}B^T P \quad (8)$$

Desta forma obtém-se um regulador linear quadrático, RLQ, com realimentação dos estados  $\hat{x}$  no controlador. Esta solução requer que o par  $(A, B)$  seja controlável.

A matriz  $H$  é determinada de forma similar, porém deve-se considerar que os ruídos  $w_x$ , nos estados e  $w_y$  na saída da planta como sendo ruídos brancos gaussianos, de média zero e não correlacionados entre si (Shahian & Hassul, 1993). Ou seja:

$K_c \rightarrow$  Coeficiente de vazão-pressão para o ponto central de operação em  $[m^5 / Ns]$ .

As equações (1 e 2) podem ser escritas em termos de variáveis de estado. Neste caso considera-se as seguintes variáveis:  $x_1 = y$ ,  $x_2 = \dot{y}$ ,  $x_3 = P_L$ . O sistema linearizado na forma de espaço de estado é representado pela seguinte equação:

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{B} & 0 \\ 0 & \frac{M}{4\beta A} & \frac{M}{4\beta K_c} \\ 0 & -\frac{M}{V_t} & -\frac{M}{V_t} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4\beta K_q}{V_t} \end{Bmatrix} u + \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{M} \\ 0 \end{Bmatrix} F_P \quad (3)$$

### 2.3 Parâmetros e critérios de desempenho do sistema

Os parâmetros utilizados na concepção do problema são os proposto pela IFAC, conforme citado por Paim (1997). Todo o projeto foi baseado nos valores nominais destes parâmetros e apresentados na tabela (1).

**Tabela 1.** Parâmetros padrão.

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Nominal
Módulo de elasticidade volumétrico: $\beta$ $[N / m^2]$	$9 \times 10^8$	$16 \times 10^8$	$14 \times 10^8$
Massa: $M$ $[kg]$	50	300	128,7
Coeficiente de atrito: $\bar{B}$ $[Ns / m]$	50	564	163
Volume total do fluido: $V_t$ $[m^3]$	-----	-----	$0,874 \times 10^{-3}$
Área do pistão: $A_p$ $[m^2]$	$1,05 \times 10^{-3}$	$1,11 \times 10^{-3}$	$1,075 \times 10^{-3}$
Força arbitrária no pistão: $F_L$ $[N]$	0	$8 \times 10^3$	$3 \times 10^3$
Máxima vazão na servoválvula: $Q_{m\acute{a}x}$ $[m^3 / s]$	-----	$8,66 \times 10^{-4}$	-----
Pressão de suprimento: $P_s$ $[N / m^2]$	-----	-----	$6,9 \times 10^6$
Coeficiente de vazão – pressão: $K_c$ $[m^5 / Ns]$	$1 \times 10^{-14}$	$1,5 \times 10^{-10}$	$2,4 \times 10^{-12}$

Com os dados acima citados o modelo representado através das variáveis de estado é da seguinte forma:

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1,27 & 8,35 \times 10^{-6} \\ 0 & -6,9 \times 10^9 & -15,38 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 4,74 \times 10^{12} \end{Bmatrix} u + \begin{Bmatrix} 0 \\ 7,77 \times 10^{-3} \\ 0 \end{Bmatrix} F_P \quad (4)$$

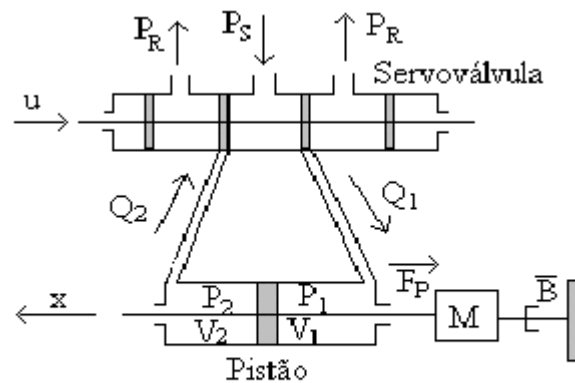
O valor nominal do ganho de vazão para o ponto central de operação foi calculado como sendo  $K_q = 0,73 m^2/s$ . Devido a limitações físicas, o deslocamento para a abertura da válvula está limitada em  $\pm 1,2 \times 10^{-3} m$  e o deslocamento máximo do pistão é de 0,1m. As especificações de desempenho no domínio do tempo para o projeto do controlador são: Sobre-sinal de no máximo 10%, com um tempo de acomodação de 1s para um critério de 2%. No domínio da frequência o sistema deve apresentar uma margem de fase superior a  $65^\circ$ .



Se  $u$  é deslocado no sentido negativo, a haste desloca-se no sentido negativo. Os símbolos usados neste atuador são os seguintes:

- a)  $P_S$  → pressão de suprimento da bomba ao sistema;
- b)  $P_R$  → pressão de retorno ao reservatório;
- c)  $P_1$  e  $P_2$  → pressão nas câmaras 1 e 2;
- d)  $Q_1$  e  $Q_2$  → vazão do fluido nas câmaras 1 e 2 respectivamente;
- e)  $V_1$  e  $V_2$  → volume das câmaras 1 e 2;
- f)  $u$  → deslocamento do carretel da servoválvula, ( entrada );
- g)  $y$  → deslocamento da haste do pistão, (saída);
- h)  $F_P$  → força perturbadora no pistão;
- i)  $\bar{B}$  → coeficiente de atrito;
- j)  $M$  → massa da carga a ser deslocada.

Para o sistema acima descrito será desenvolvido um controlador para controlar a entrada  $u$  do sistema de forma que o mesmo acompanhe saídas de referências  $y_r$ , obedecendo alguns critérios de projeto preestabelecidos dentro das limitações físicas que o problema apresenta tais como: limites máximos dos deslocamentos  $u$  e  $y$ ; de carga  $M$  e  $F_P$ .



**Figura 1.** Atuador hidráulico

## 2.2 Modelo matemático

A modelagem matemática do sistema é obtida utilizando-se das equações da vazão na servoválvula; da equação da continuidade aplicada no cilindro hidráulico e da segunda lei de Newton aplicada na carga considerando-se as forças aplicadas no pistão. O modelo linearizado está representado pelas seguintes equações:

$$M \frac{d^2 y}{dt} + \bar{B} \frac{dy}{dt} + F_P = A_p P_L \quad (1)$$

$$\frac{dP_L}{dt} = -\frac{4\beta}{V_t} \left[ A_p \frac{dy}{dt} + K_q u - K_c P_L \right] \quad (2)$$

onde :

$\beta$  → Módulo de elasticidade volumétrica em [ N/ m<sup>2</sup> ]

$A_p$  → Área do pistão em [m<sup>2</sup>]

$K_q$  → Ganho de vazão para o ponto central de operação em [m<sup>3</sup> / s]

# PROJETO DE UM CONTROLADOR EM CASCATA UTILIZANDO A TÉCNICA LQG PARA UM ATUADOR HIDRÁULICO.

**Benedito Santana de Oliveira**

**Clivaldo Silva Araújo**

UFPB – CT – DTM – Campus I – E –mail: bso@openline.com.br - clivaldo@ct.ufpb.br

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo o projeto de um controlador para operar em cascata com a planta representada por um atuador hidráulico, de forma que o sistema compensado atenda aos critérios de projeto estabelecidos. A técnica de projeto é baseada na teoria de controle ótimo denominada de LQG. O modelo linearizado da planta será utilizado. Um breve histórico sobre a técnica será apresentado e posteriormente o controlador será projetado. O sistema compensado será analisado através de simulação onde observaremos se os propósitos do projeto foram satisfatoriamente atendidos.

**Palavras-chave:** Atuador, Controlador, Linear Quadratic Gaussian.

## 1. INTRODUÇÃO

A partir de 1960 quando a corrida espacial tornou-se mais competitiva entre o Estados Unidos da América e a União Soviética, houve a necessidade de se projetar máquinas com desempenhos que obedecessem a determinados critérios de projeto cujas técnicas baseadas na teoria de controle clássico eram insuficientes para solucionar os problemas. Este desafio motivou o desenvolvimento de pesquisas utilizando técnicas baseadas na teoria de controle ótimo, que foram iniciadas em 1940 por Wiener, citado por (Skogestad *et al.*, 1996). Destas pesquisas surgiu um procedimento de projeto denominado de LQG, “*Linear Quadratic Gaussian*”, como uma técnica alternativa de projeto, que muito contribuiu para o desenvolvimento da engenharia das aeronaves. Este trabalho tem como objetivo a análise e projeto de um controlador para um atuador hidráulico, utilizando a técnica LQG. Na primeira etapa descreve-se o modelo dinâmico do sistema, na segunda apresenta-se a técnica LQG e finalmente, projeta-se o controlador e faz-se uma análise dos resultados.

## 2. ANÁLISE DO PROBLEMA

### 2.1 O atuador hidráulico

Para a implementação do procedimento LQG, foi elaborado um modelo matemático de um atuador hidráulico, composto de uma servoválvula de 4 vias com centro crítico e um cilindro de ação dupla com haste dupla, como mostra a fig.(1). Este sistema funciona da seguinte forma:

Uma bomba injeta fluido com pressão elevada  $P_S$  na válvula. Para um deslocamento  $u$  positivo do carretel da válvula, o fluido é injetado na câmara 1 do cilindro com uma vazão  $Q_1$  que fica submetida a uma pressão  $P_1$  maior que a pressão  $P_2$  da câmara 2, provocando uma diferença de pressão  $P_L = P_1 - P_2$  capaz de deslocar a haste do cilindro no sentido positivo.

# **PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTE DE SENSOR DE UMIDADE DO AR BASEADO EM TERMOPILHA**

**Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho**

**Roberto de Souza**

**Rodrigo Ajuz Braga de Vasconcelos**

**Fábio Dias de Carvalho**

**Márcio Bastos Pinheiro**

Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica,  
Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: [costafh@ltdc.com.ufrj.br](mailto:costafh@ltdc.com.ufrj.br)

## **Resumo**

Este trabalho objetivou a construção e teste de sensor de umidade do ar baseado em termopilha. A construção seguiu as recomendações da norma BS 4194 (1967). A termopilha foi formada por 5 termopares do tipo E. Nas junções de bulbo seco foram soldadas esferas de bronze. As junções de bulbo úmido foram revestidas com tiras de tecido, cujas extremidades foram imersas em recipientes contendo água. A relação entre tensão elétrica e temperatura foi obtida através da calibração da termopilha. O teste foi realizado em câmara climática, cujas temperatura e umidade foram variadas, e os valores da umidade relativa foram registrados para o sensor construído e para um higrômetro usado como referência. Os resultados de calibração e teste foram satisfatórios. O objetivo proposto de construir um sensor de umidade simples, de baixo custo e com resposta elétrica foi satisfatoriamente atendido.

**Palavras-chave:** Sensor de Umidade do Ar, Medição de Umidade, Termopares

## **1. INTRODUÇÃO**

A umidade é uma propriedade termofísica dependente da temperatura e da pressão. Medir a umidade é mais difícil que medir a maioria das outras propriedades físicas.

Medição e controle da umidade do ar representam um papel sempre crescente nas indústrias e laboratórios, permitindo melhorias na qualidade do produto, redução de custo, aumento do conforto humano e da segurança.

A medição da umidade do ar é comumente realizada com emprego de dois termômetros; o primeiro, denominado bulbo seco, mede a temperatura real do ar, e o segundo, denominado bulbo úmido, mede a temperatura na qual a água, evaporando para o ar, é capaz de trazê-lo para o estado de saturação adiabaticamente, para as mesmas temperatura e pressão.

Normalmente psicômetros de bulbos seco e úmido são construídos com termômetros de mercúrio, por questão de simplicidade e baixo custo. Entretanto, os instrumentos assim construídos não se prestam para fins de monitoração e registro contínuos nem automação.

O objetivo deste trabalho é apresentar a construção e testes de um sensor de bulbos seco e úmido baseado em termopilha. Além de suprir a necessidade de resposta elétrica de modo a vencer as limitações daqueles instrumentos baseados em termômetro de mercúrio, espera-se alcançar maiores sensibilidade e resolução.

Duas propriedades independentes mais a pressão são necessárias para determinar o estado termodinâmico do ar úmido. Usualmente sua pressão é considerada como sendo igual à atmosférica. A temperatura de bulbo úmido ou a temperatura do ponto de orvalho é usada para caracterizar a mistura. A terceira propriedade comumente escolhida é a temperatura de bulbo seco. A medição de quaisquer duas destas temperaturas é usada para calcular a umidade do ar a partir de equações apresentadas no *ASHRAE Handbook* (1977).

De um modo mais prático, pode-se recorrer a cartas psicrométricas ou tabelas também constantes no *ASHRAE Handbook* (1977) ou tabelas apresentadas na norma BS 4833 (1986).

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

### 2.1 Construção

Dentre os diversos tipos de termopares padronizados pelas normas IEC 584-2 e ASTM E-230, foi escolhido o tipo E para a construção do sensor devido a sua maior sensibilidade em comparação com os demais, bem como seu custo de aquisição e disponibilidade comercial. No termopar tipo E, o fio positivo Níquel-Cromo é conhecido comercialmente como Cromel e o negativo Cobre-Níquel é conhecido como Constantan. Sua faixa de utilização vai de  $-200^{\circ}\text{C}$  a  $900^{\circ}\text{C}$ . Entretanto em temperaturas abaixo de  $0^{\circ}\text{C}$  em atmosferas úmidas sofre corrosão, restringindo desta forma o uso do sensor construído.

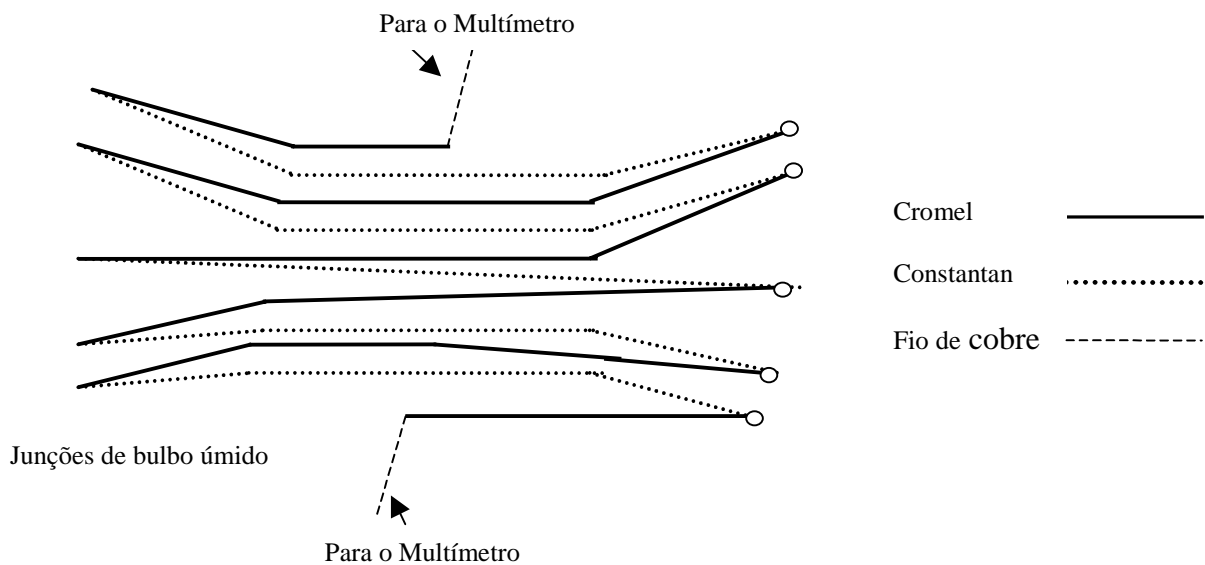
A construção do sensor de umidade seguiu as recomendações apresentadas no apêndice D da Norma BS 4194 (1967), que são equivalentes àquelas do apêndice H da Norma BS 4864. Ainda de acordo com as citadas normas, o instrumento servirá para monitoração e controle de ambientes fechados, bem como de câmaras de ensaios climáticos. A tabela 1 apresenta a relação de materiais empregados na construção do sensor.

**Tabela 1.** Relação de Materiais Empregados na Construção do Sensor

<b>Material</b>	<b>Descrição</b>
Fio de Cromel	5 m de comprimento com 0,5 mm de diâmetro
Fio de Constantan	5 m de comprimento com 0,5 mm de diâmetro
Isolamento termo-retrátil (espaguete)	8 m de comprimento com 1,6 mm de diâmetro
Isolamento termo-retrátil (espaguete)	0,8 m de comprimento com 9,2 mm de diâmetro
Esferas de bronze	4,5 mm de diâmetro
Mangueiras de PVC flexível	0,2 m de comprimento com 10 mm de diâmetro
Solda de estanho	Quantidade pequena, não especificada
Recipientes plásticos	Padronizados para exames clínicos
Multímetro	Fabricante Minipa, modelo ET 2600
Tecido de algodão	Tipo cadarço de tênis
Fio de cobre	1 m de comprimento com 0,5 mm de diâmetro
Água destilada	
Ventilador	Diâmetro de 300 mm; potência de 40 W; rotação de 1380 rpm

As normas acima mencionadas recomendam que o sensor seja construído com no mínimo 3 pares de junções, de modo a alcançar uma sensibilidade de  $0,1^{\circ}\text{C}$  ou melhor. Decidiu-se construir o sensor com 5 pares para aumentar a sensibilidade e precisão.

Os fios de Cromel e de Constantan foram cortados no comprimento de 1000 mm e fixados em uma placa de isopor, de modo a compor a termopilha da figura 1. Este arranjo objetivou facilitar a montagem para garantir a soldagem de cada junção em sua correta posição.



**Figura 1.** Representação esquemática da termopilha

Então os termopares foram isolados eletricamente através da introdução de cada fio em um espaguete termo-retrátil de 1,6 mm de diâmetro. O material termo-retrátil foi utilizado para facilitar a introdução dos fios. Em seguida os espaguetes foram aquecidos até adquirirem a espessura desejada. Durante o encapsulamento foi deixada uma sobra de 25 mm de fio de cada lado para facilitar a soldagem.

As esferas de bronze foram furadas em torno mecânico com broca de 1 mm de diâmetro. Uma vez preparadas, estas foram soldadas nas junções de bulbo seco para conferir-lhes inércia térmica. Foi utilizada solda a base de estanho (solda fria), com anterior aplicação de ácido muriático para limpeza e melhor acabamento da superfície da esfera. É importante que a junção dos fios fique no furo da esfera, pois se a junção ficar do lado de fora do furo a esfera perde a sua função. A figura 2 mostra detalhes da solda de uma esfera com o termopar.

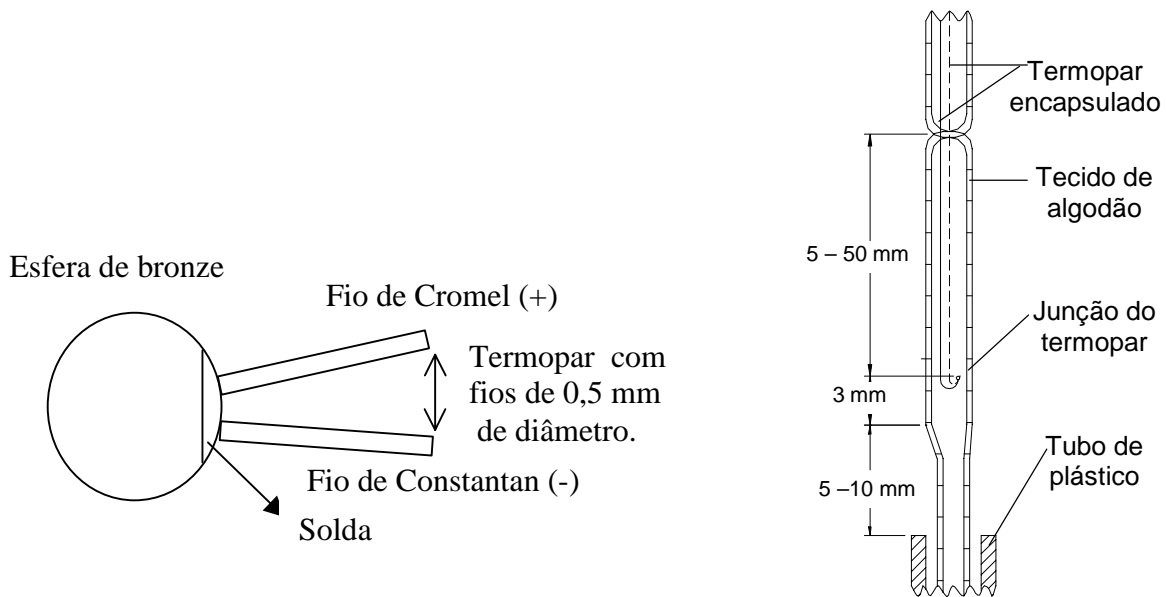
Obteve-se assim 10 junções, sendo 5 de bulbo seco (com as esferas) e 5 de bulbo úmido para posterior encamisamento conforme figura 3. Essa termopilha foi totalmente encapsulada em um espaguete termoretrátil de 9,2 mm de diâmetro para formar cabo único. A termopilha foi introduzida a partir das junções de bulbo úmido, ficando expostos somente 10 mm de cada lado. As extremidades da termopilha, formadas por fios de cromel e com polaridade negativa, foram soldadas a fios de cobre para condução da tensão elétrica ao milivoltímetro. Estas duas últimas soldas devem permanecer o mais próximas entre si possível, com objetivo de assegurar que a diferença de temperatura entre as mesmas não seja superior a 0,5 °C de acordo com recomendação das referidas normas, fundamentada na teoria da termoeletricidade.

As junções de bulbo úmido foram soldadas através da utilização de um capacitor com uma carga de 30 V DC, determinada em função da pequena espessura do termopar. O pólo negativo do capacitor foi ligado através de um fio de cobre ao termopar e o pólo positivo foi conectado a um borne, também com fio de cobre e inserido num recipiente de vidro contendo mercúrio e óleo. Então o termopar foi inserido neste recipiente, ocorrendo uma descarga

elétrica quando sua ponta entrou em contato com o mercúrio, efetuando-se então a soldagem sem a presença de oxigênio. O procedimento foi repetido para cada termopar.

De acordo com as normas citadas, as tiras de tecido onde são introduzidas as junções úmidas não devem ter menos do que 50 mm de comprimento. Antes das tiras serem colocadas, as pontas das junções foram curvadas por aproximadamente 3 mm para evitar que as mesmas escapem. Em cada junção, as tiras foram amarradas 25 mm acima da extremidade curva. Finalmente estas foram protegidas por um tubo plástico de 30 mm de comprimento.

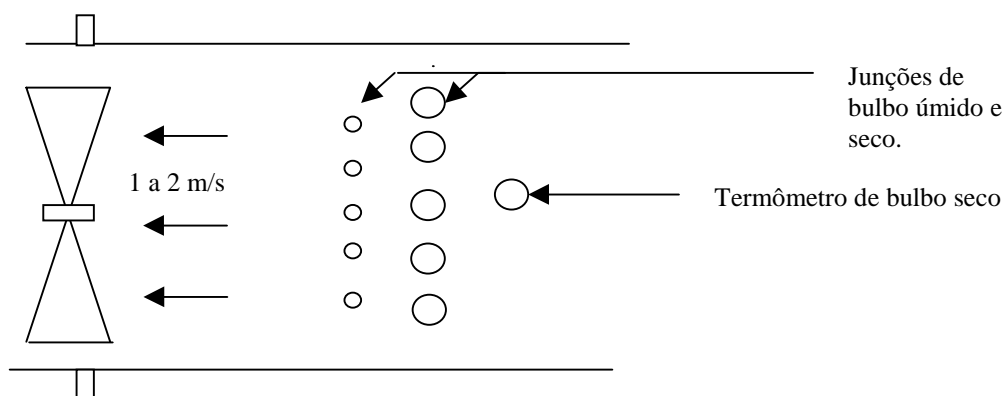
As tiras das junções de bulbo úmido formam pavios, os quais ficam mergulhados em recipientes distintos contendo água destilada e devem permanecer sempre molhados. A figura 3 mostra detalhes de uma junção de bulbo úmido.



**Figura 2.** Detalhe de uma Junção de Bulbo Seco.

**Figura 3.** Detalhe de uma Junção de Bulbo Úmido.

A depressão de bulbo úmido é função da taxa de evaporação. Para assegurar exatidão na medição da umidade, é necessário o emprego de ventilação forçada. O ventilador deve ser posicionado em relação aos sensores conforme mostrado na figura 4, reproduzida da norma BS 4194 (1967). A velocidade do ar deve estar compreendida entre 1 e 2 m/s no sentido da aspiração.



**Figura 4.** Esquema da Posição do Ventilador.

## 2.2 Calibração da termopilha

Na calibração da termopilha foram utilizados os seguintes equipamentos: garrafa térmica com água e gelo; equipamento para banho termostático (Polystat Circulator; Cole Parmer); multímetro 1 (A.W. Sperry; modelo DM-8300 ); termômetro rastreado ao NIST (ERTCO; n° de série H98-345; faixa de medição de -1 °C até 101 °C; divisão de escala de 0,1° C); multímetro 2 (ECB; modelo MD-045; n° série 84103).

A temperatura do banho termostático foi variada através de ajuste próprio, a partir da temperatura ambiente de 22,3 °C até a temperatura de 75,6 °C com incrementos sucessivos de aproximadamente 5 °C. Para cada temperatura selecionada, foram registrados os valores lidos no termômetro padrão, no termômetro do próprio banho termostático e as tensões elétricas correspondentes, geradas na termopilha e lidas nos dois multímetros. A temperatura na garrafa térmica com água e gelo foi repetidas vezes verificada no decorrer do experimento de modo a assegurar-se que seu valor desejado de 0 °C tivesse sido mantido.

A curva de calibração foi construída com os valores de temperatura fornecidos pelo termômetro padrão e com os valores de tensão elétrica fornecidos pelo multímetro 2. Os pares de valores foram plotados em um gráfico e uma reta regressora foi traçada entre os mesmos. Os valores de temperatura indicados no termômetro do banho e de tensão elétrica indicados no multímetro 1 serviram para verificação complementar. Uma vez conhecida a relação tensão/temperatura, a depressão de bulbo úmido é também conhecida.

## 2.3 Teste do sensor de umidade

No teste do sensor foram utilizados os seguintes equipamentos: câmara climática fabricada pela FEUTRON; termômetro da própria câmara; higrômetro fabricado pela SUND0 com resolução de 1%, usado como referência para fins de comparação; multímetro fabricado pela Minipa, modelo ET 2600.

O higrômetro de referência foi colocado dentro da câmara climática junto com o sensor construído, que teve seus fios de cobre passando através de abertura lateral da câmara, que por sua vez foi vedada com tampa de borracha. A umidade e a temperatura no interior da câmara foram variadas através de ajuste do próprio equipamento. Os valores de umidade relativa, de depressão de bulbo úmido e de temperatura, fornecidos respectivamente pelo higrômetro, sensor construído e termômetro foram registrados para cada ponto de ajuste da câmara. Com a depressão de bulbo úmido e com o valor da temperatura (de bulbo seco), calculou-se a umidade relativa indicada pelo sensor, usando tabelas apropriadas fornecidas pela norma BS 4833 (1986). Todo procedimento foi feito considerando a pressão barométrica como sendo 1 atm.

Como a câmara climática possui ventilação interna, o sensor foi testado sem seu ventilador associado.

## 3. RESULTADOS

### 3.1 Calibração

A tabela 2 apresenta os valores de temperatura e tensão elétrica obtidos na calibração da termopilha.

Na calibração da termopilha, encontrou-se aproximadamente uma tensão elétrica correspondente ao quádruplo da tensão elétrica individual do termopar tipo E.

A figura 5 mostra a curva de calibração da termopilha.

### 3.2 Testes

A tabela 3 compara os valores de umidade relativa medidos no higrômetro usado como referência contra aqueles obtidos pelo sensor construído. Na mesma também são apresentados os valores da temperatura, da depressão de bulbo úmido e da tensão elétrica, que foram usados na determinação da umidade relativa indicada pelo sensor.

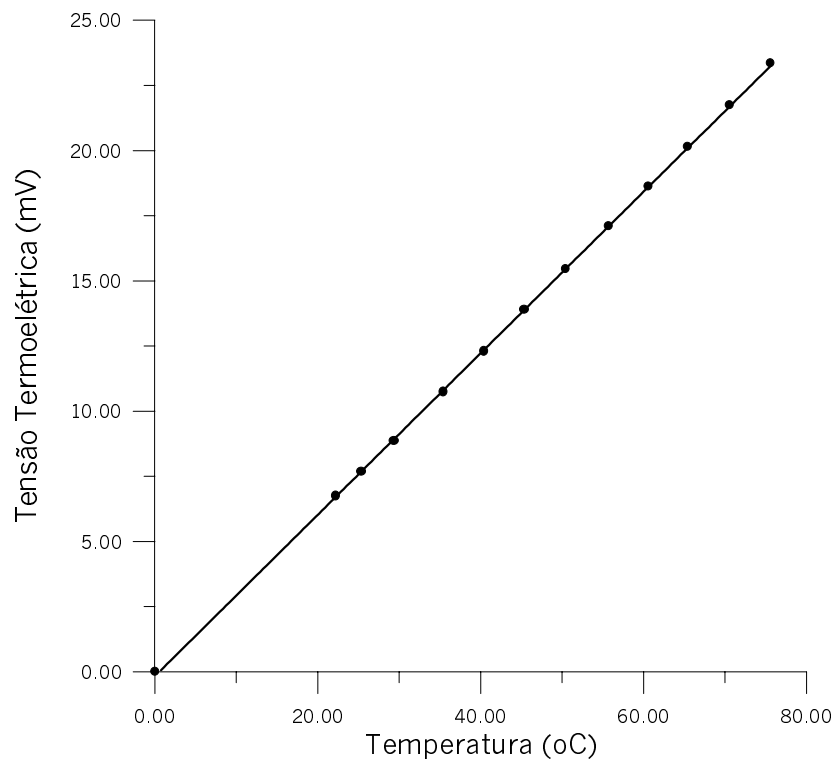
**Tabela 2.** Resultados da calibração da termopilha

Padrão ( °C )	Banho ( °C )	Multímetro 1 ( mV )	Multímetro 2 ( mV )
22,3	22,3	6,6	6,74
25,4	25,4	7,5	7,66
29,4	29,4	8,7	8,85
35,5	35,4	10,6	10,74
40,5	40,0	12,2	12,30
45,4	45,0	13,8	13,88
50,5	50,0	15,3	15,46
55,7	55,3	17,0	17,08
60,6	60,02	18,5	18,62
65,5	65,0	20,0	20,13
70,6	70,0	21,6	21,74
75,6	75,0	23,3	23,35

Curva de Calibração da Termopilha

Equação da Reta

$$Y = -0.168917 + 0.309785 * X$$



**Figura 5.** Curva de Calibração da Termopilha



Os valores de umidade relativa fornecidos pelo sensor construído estão próximos daqueles indicados pelo higrômetro usado como referência, cuja precisão não é inferior a 3%. É necessário testar o sensor contra um higrômetro padrão e rastreado. O teste aqui conduzido serviu apenas para verificação do correto funcionamento do sensor construído.

**Tabela 3.** Resultados do teste do sensor de umidade

Temperatura ( °C )	Tensão elétrica ( mV )	Umidade higrômetro padrão ( % )	Depressão de bulbo úmido ( °C )	Umidade sensor ( % )	Desvio entre sensor construído e padrão ( % )
23,25	0,67	82,0	2,33	81,6	0,49
24,25	0,78	79,0	2,69	79,1	-0,13
27,75	1,14	71,0	3,85	73,0	-2,82
28,00	1,67	58,0	5,60	62,0	-6,90
28,50	1,40	64,0	4,69	67,6	-5,62
28,50	1,25	69,0	4,20	71,0	-2,90
29,00	1,46	63,5	4,90	67,0	-5,51
29,50	1,44	64,5	4,81	67,6	-4,81
30,00	1,44	64,5	4,81	67,6	-4,81
31,50	1,46	67,5	4,88	68,4	-1,33
31,50	1,30	69,0	4,40	71,3	-3,33
33,00	1,78	59,5	5,90	63,1	-6,05
35,00	1,82	64,0	6,04	64,3	-0,47
35,25	1,70	64,5	5,70	65,4	-1,40
37,50	2,22	60,0	7,30	58,8	2,00
39,00	2,56	57,0	8,43	55,5	2,63
40,00	2,70	54,0	8,88	53,0	1,85
40,00	3,36	45,0	11,05	44,6	0,89
41,00	3,03	47,5	9,94	49,4	-4,00
41,50	3,10	48,0	10,20	48,6	-1,25

#### 4. CONCLUSÕES

Apesar do sensor de umidade ter sido construído seguindo todas as recomendações das normas BS 4194 (1967) e BS 4864 (1973), este poderá ser aprimorado através de vários artifícios, entre eles: aumento do número de termopares empregados; efetuando-se em paralelo a medição da pressão barométrica para correção da pressão.

Ainda que possa ser melhorado, o objetivo proposto de construir um medidor de umidade simples, de baixo custo e com resposta elétrica foi satisfatoriamente atendido.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1977, "ASHRAE Handbook 1977 Fundamentals", ASHRAE, New York, USA, p.6.1-6.12.
- American Society of Mechanical Engineers, 1985, "Instruments and Apparatus Part 3 Temperature Measurement", ASME, New York, USA, "ANSI/ASME PTC 19.3".

- British Standards Institution, 1967, “Recommendations on The Design Requirements and Testing of Controlled-Atmosphere Laboratories”, BSI, London, England, “BS 4194”.
- British Standards Institution, 1986, British Standard Schedule for Hygrometric Tables for Use in the Testing and Operation of Environmental Enclosures”, BSI, London, England, “BS 4833”.
- British Standards Institution, 1973, “Recommendations on The Design and Testing of Enclosures for Environmental Testing”, BSI, London, England, “BS 4864”.
- Benedict, R. P., "Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurements", John Wiley, New York, USA.
- Carvalho, F. D., Pinheiro, M. B. & Vasconcelos, R. A. B. de, 1999, “Projeto e Construção de Sensor de Umidade com Base em Termopares”, Projeto de Graduação, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 78p.
- DeBat, R.J., 1996, “Humidity ; the Great Equalizer”, HPAC Heating/Piping/Air Conditioning, October, p.66-71.
- Holman, J. P., 1989, “Experimental Methods for Engineers”, McGrawHill, New York, USA.
- Threlkeld, J. L., 1965, “Thermal Environmental Engineering”, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, USA, p.157-306.
- Wiederhold, P. R., 1998, “Fundamentals of Moisture & Humidity; Part1 – Definitions and Specifications”, Measurements & Control, p.97-108.

## **CONTROLADOR HÍBRIDO APLICADO A UM ATUADOR HIDRÁULICO**

**José Antônio Riul**

**José Felício da Silva**

**José Homero Feitosa Cavalcanti**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, João Pessoa, Pb. E-mail:riul@ct.ufpb.br

### **Resumo**

Este trabalho tem como objetivo a apresentação de um sistema de controle híbrido para o posicionamento de uma carga acionada por atuadores hidráulicos. A estratégia de controle proposta utiliza-se da dinâmica inversa da planta para numa primeira etapa efetuar-se o treinamento de uma rede neural multi-camadas. Na segunda etapa, o controle é realizado de forma híbrida; ou seja, por um controlador neural inverso direto conjuntamente com um proporcional. Resultados de simulação são mostrados para a avaliação do desempenho do sistema proposto.

**Palavras-chave:** Controle de sistemas hidráulicos, Atuadores hidráulicos, Redes neurais.

### **1. INTRODUÇÃO**

O objetivo do presente trabalho é o projeto de um sistema de controle para posicionamento de uma carga acionada por atuadores hidráulicos. Estes atuadores são utilizados onde cargas elevadas devem ser manipuladas, uma vez que fornecem força em alta escala. Como a compressibilidade do fluido pode causar efeitos indesejáveis na resposta dinâmica de sistemas acionados por atuadores hidráulicos, estes não são usados em aplicações onde exige-se pequenos erros de posicionamento, como por exemplo em robôs manipuladores.

Neste trabalho propõe-se o uso de um controlador híbrido composto por um neural inverso direto e um proporcional, para o posicionamento proposto. O controlador é projetado em duas etapas. Na primeira, a dinâmica inversa da planta é treinada usando-se uma rede neural multi-camadas. Na segunda etapa, o controle do sistema é realizado de forma híbrida; ou seja, por um controlador neural inverso direto, juntamente com um proporcional. Neste modelo, o controlador neural tem seus pesos e parâmetros corrigidos em função do erro entre a saída desejada e a obtida para a carga e do ganho de um controlador proporcional. Para avaliação do desempenho do sistema de controle proposto, resultados de simulação são mostrados e comparados com os obtidos através de um controlador proporcional-derivativo.

### **2. MODELO DINÂMICO DO ATUADOR HIDRÁULICO**

O atuador hidráulico a ser analisado é composto basicamente de uma válvula e de um cilindro hidráulico conforme mostrado na Fig. 1. A válvula é do tipo carretel de quatro vias e

centro crítico (Guenther e De Pieri,1997). Na Figura 1,  $P_s$  é a pressão de suprimento,  $P_d$  é a pressão de descarga,  $P_1$  e  $P_2$  são as pressões nas câmaras 1 e 2 do cilindro hidráulico,  $v_1$  e  $v_2$  são os volumes das câmaras 1 e 2 do cilindro hidráulico,  $Q_1$  é a vazão da válvula para a câmara 1,  $Q_2$  é a vazão da câmara 2 para o reservatório,  $M$  é a massa do sistema,  $c$  é o coeficiente de atrito viscoso,  $F_p$  é a força perturbadora,  $u$  é a posição do carretel da válvula e  $y$  é a posição da carga do sistema.

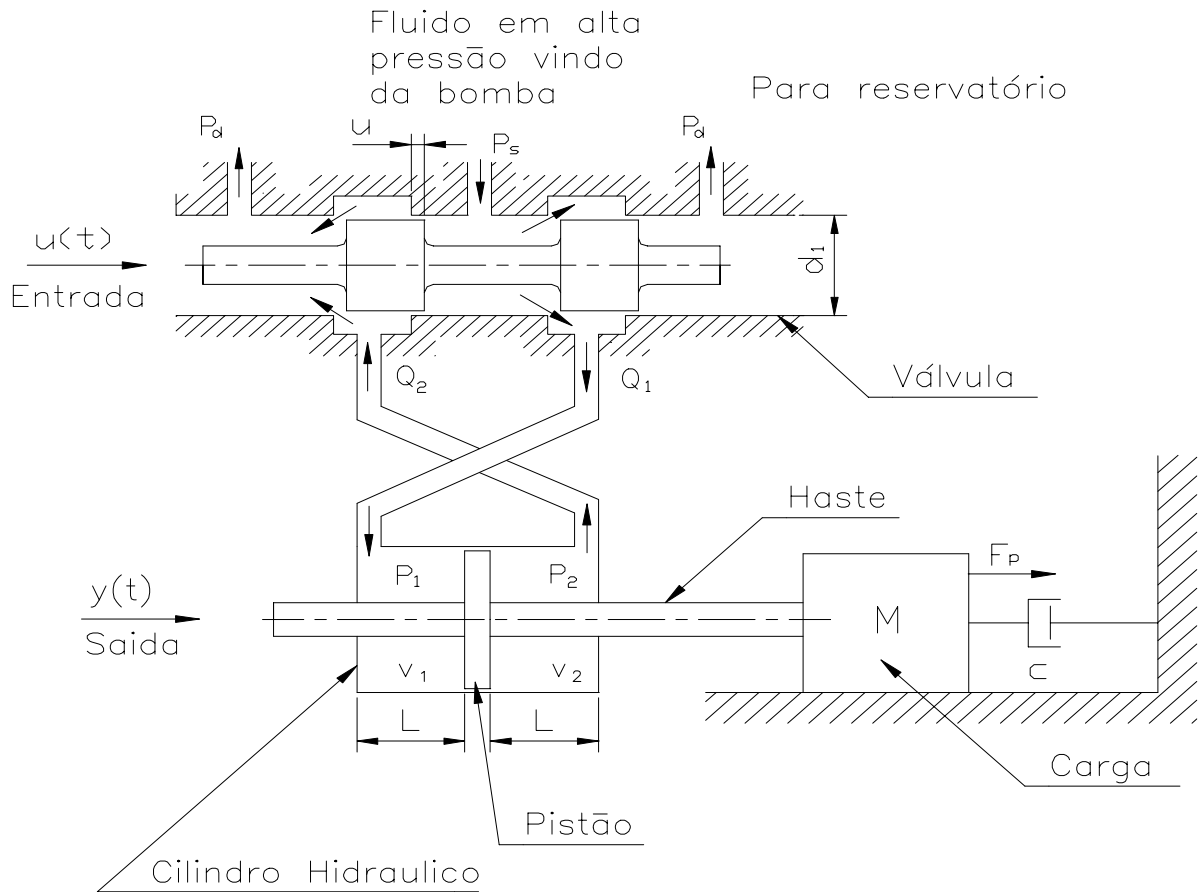


Figura 1 - Esquema do atuador hidráulico

Para obter-se o modelo dinâmico do atuador hidráulico, usa-se: a equação de vazão em orifícios, a equação da continuidade e o equilíbrio dinâmico da carga. O modelo resultante (Cunha et al., 1998) que relaciona a saída  $y$  e a entrada  $u$  é não-linear conforme Eq. (1) e Eq. (2).

$$M\ddot{y} + c\dot{y} - F_p = AP_L \quad (1)$$

$$\dot{P}_L = - \frac{\beta v}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Ay)^2} A\dot{y} + \frac{\beta v}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Ay)^2} K_1 \sqrt{P_s - \text{sign}(u)P_L} \cdot u \quad (2)$$

onde:  $A$  é a área da seção transversal do pistão hidráulico,  $P_L = P_1 - P_2$  é a diferença de pressão nas câmaras 1 e 2 do cilindro,  $\beta$  é o módulo de elasticidade volumétrico do fluido,

$v = v_1 + v_2$  é o volume total do cilindro e  $K_1$  é uma constante obtida em função da massa específica do fluido, do gradiente da área da válvula e do coeficiente de arraste.

O modelo dinâmico linear do atuador hidráulico é representado pela Eq. (3) e Eq. (4).

$$M\ddot{y} + c\dot{y} - F_p = AP_L \quad (3)$$

$$\frac{v}{4\beta K_q} \dot{P}_L + \frac{K_c}{K_q} P_L + \frac{A}{K_q} \dot{y} = u \quad (4)$$

onde:  $K_q$  é o ganho de vazão da válvula e  $K_c$  é o coeficiente de vazão-pressão da válvula

### 3. CONTROLADOR HÍBRIDO

A dinâmica do atuador hidráulico é descrita pela Eq. (1) e pela Eq. (2) na forma não-linear e pela Eq. (3) e Eq. (4) na forma linear. Uma rede neural multi-camadas (Haykin, 1994) pode ser utilizada para aprender o mapeamento entrada-saída definido pelas equações dinâmicas. Diversas estruturas de controladores neurais foram propostas por Miller III et al. (1995) e Cavalcanti (1994); entre essas, encontra-se o controlador neural inverso direto, que é projetado em duas fases. A primeira que é a de treinamento, usa uma rede neural denominada de rede neural inversa, para aprender o mapeamento da dinâmica inversa da planta, como mostrado na figura 2. Neste trabalho usa-se o modelo linear do atuador para o treinamento da rede.

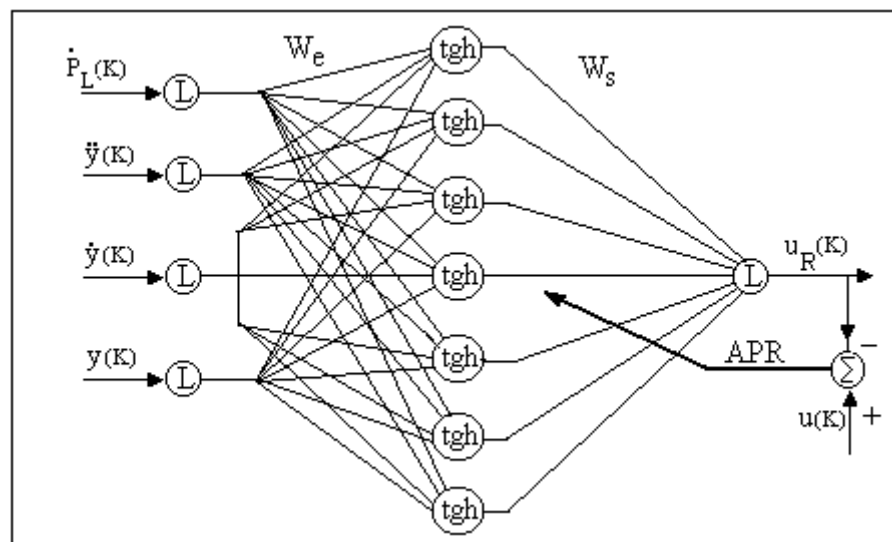


Figura 2 - Rede neural inversa

Nesta fase que é realizada “off line”, os pesos de entrada  $W_e$  e de saída  $W_s$  e os demais parâmetros da rede neural inversa são treinados utilizando-se o algoritmo de propagação retroativa (APR), para obtenção do sinal de controle  $u_R$  com a minimização do índice de desempenho dado pela Eq. (5). Como mostrado na Fig. 2, a rede neural inversa utilizada para treinamento, possui quatro neurônios na camada de entrada, sete na camada oculta e um na camada de saída. Os neurônios da camada oculta são ativados pela função tangente hiperbólica, os da camada de entrada e o da camada de saída pela função linear.

$$I_w(K+1) = \frac{1}{2} e^2(K+1) = \frac{1}{2} [u(K+1) - u_R(K+1)]^2 \quad (5)$$

onde:  $I_w$  é o índice de desempenho,  $u$  é o sinal desejado ou alvo da rede e  $u_R$  é o sinal de saída da rede.

A fase de controle conforme Fig. 3., que é realizada “on line”, é híbrida, e usa os parâmetros da rede inversa treinados “off line”, juntamente com um controlador proporcional. A variável de controle do sistema é dada pela Eq. (6).

Nesta fase, ocorre a minimização do índice de desempenho através da Eq. (7) e os parâmetros da rede são corrigidos conforme Eq. (8) em função do erro de posicionamento da carga e do ganho do controlador proporcional conforme Eq. (9) e Eq. (10). O modelo híbrido é proposto com o objetivo de ter-se um sistema de controle mais robusto com relação a rejeição de distúrbio externo que o neurocontrolador inverso direto (Riul, 1999).

$$u_T(K+1) = u_R(K+1) + u_C(K+1) \quad (6)$$

$$I_w(K+1) = \frac{1}{2} [u_R(K+1) - u_R(K)]^2 \quad (7)$$

$$u_R(K+1) = u_R(K) + G(\text{Error}(K)) \quad (8)$$

$$u_C(K+1) = G(\text{Error}(K)) \quad (9)$$

$$\text{Error}(K) = yr(K) - y(K) \quad (10)$$

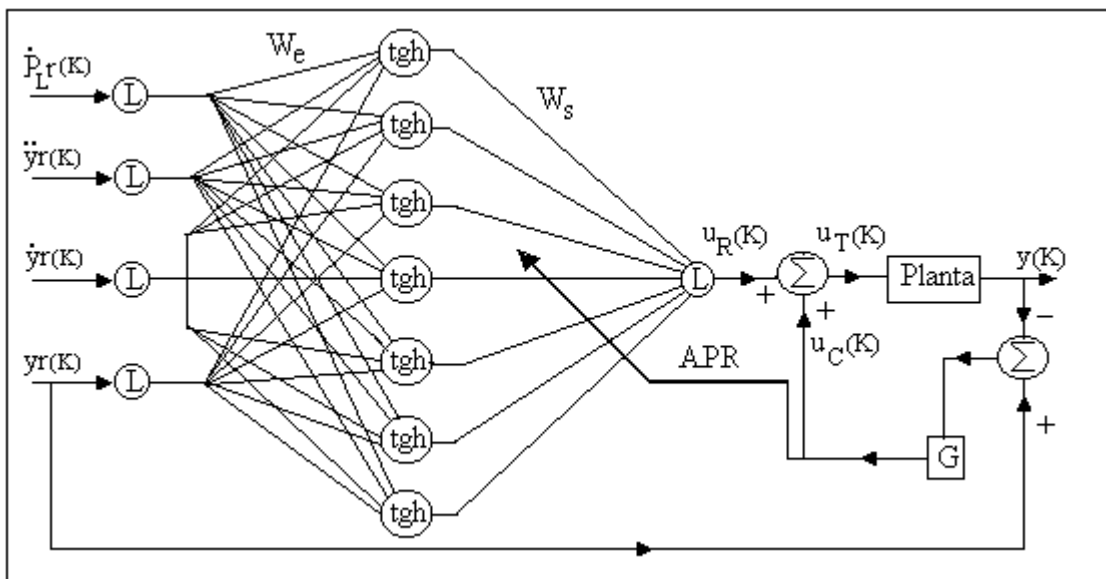


Figura 3 – Controlador híbrido e planta

## 4. SIMULAÇÃO E RESULTADOS

Para a fase de treinamento da rede neural inversa utilizou-se como sinal de entrada, a variação de pressão, a aceleração, a velocidade e o deslocamento da carga, obtidos pela solução das equações dinâmicas do sistema (modelo linear) usando-se como entrada na planta uma onda quadrada de amplitude e frequência variável. O alvo ou saída desejada da rede é a onda quadrada acima referida. O treinamento efetuado foi concluído após 10000 épocas, resultando em um índice de desempenho mínimo de  $7,0 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ . Os parâmetros utilizados para planta foram:  $M = 128,7 \text{ kg}$ ,  $c = 162,73 \text{ Ns/m}$ ,  $A = 1,075 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ ,  $v = 0,874 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ,  $\beta = 14,0 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ ,  $K_c = 2,5 \times 10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns}$  e  $K_q = 0,73 \text{ m}^2/\text{s}$ . Na fase “on line”, utilizou-se como sinais de referência o polinômio de grau 3,  $y_r(t) = 0,3t^2 - 0,2t^3$  para  $0,0 \leq t < 1,0 \text{ s}$  e  $y_r(t) = 0,1 \text{ m}$  para  $t \geq 1,0 \text{ s}$  e a função senoidal  $y_r(t) = 0,1 \sin(0,5\pi t)$ . O controlador híbrido (CH): rede neural inversa e proporcional foi testado no modelo não-linear do atuador usando-se como ganho do proporcional o valor  $K_p = 1 \times 10^{-2}$  (Ogata, 1982) determinado a partir do valor correspondente ao limite de estabilidade calculado com base no modelo linear do sistema.

A Figura 4 mostra a resposta do sistema (modelo não-linear) à referência polinomial, sem atuação de força perturbadora, usando-se o controlador híbrido (CH) e um controlador proporcional-derivativo (CPD) com ganhos  $K_p = 1,2 \times 10^{-2}$  e  $K_d = 4,81 \times 10^{-5}$  (Ogata, 1982) determinados a partir do limite de estabilidade calculado com base no modelo linear do sistema.

A Figura 5 mostra a resposta do sistema (modelo não-linear) à referência polinomial, com atuação de uma força perturbadora de módulo  $F_p = 3000 \text{ N}$ , sentido oposto ao deslocamento do pistão e duração de 5s, usando-se os mesmos controladores da figura 4.

A Figura 6 mostra a resposta do sistema (modelo não-linear) à referência senoidal, sem atuação de força perturbadora, também com o controlador híbrido (CH) e o proporcional-derivativo (CPD).

A Figura 7 mostra a resposta do sistema (modelo não-linear) à referência senoidal, com atuação da mesma força perturbadora usada na figura 5, e com os mesmos controladores da figura 4.

Observa-se pela figura 4 um erro da ordem de centímetros quando o controlador proporcional-derivativo é utilizado, e da ordem de décimo de milímetros com o uso do controlador híbrido. Na figura 5, com a existência da força perturbadora, nota-se um aumento no erro para os dois controladores, e o erro obtido com o híbrido é da ordem de 50% menor que o do proporcional-derivativo. Analisando o resultado mostrado na figuras 6, que trata de seguimento do sinal de referência senoidal, verifica-se que a resposta do sistema apresenta um atraso de tempo com o controlador proporcional-derivativo, que gera um erro da ordem de centímetros, enquanto que com o híbrido, praticamente não existe atraso, sendo o erro da ordem décimo de milímetros. Com a atuação da força perturbadora, através da figura 7, verifica-se que os resultados são similares aos apresentados para a figura 5.

Um controlador neural inverso direto projetado para este sistema (Riul, 1999), apresentou resultados similares ao controlador híbrido, quando não havia força perturbadora, porém com sua atuação, análise posterior mostrou um aumento no erro muito superior ao de um controlador proporcional-derivativo. Portanto, o controlador híbrido dá uma melhor performance ao sistema, para as situações analisadas.

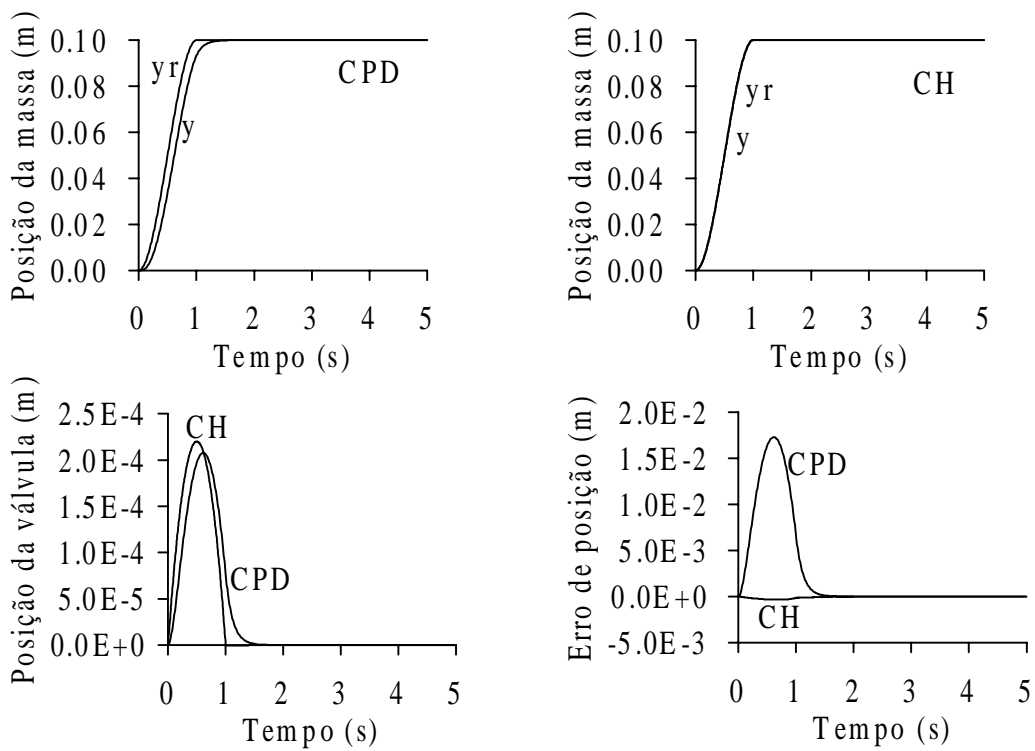


Figura 4 – Resposta à referência polinomial do sistema (modelo não-linear), sem força perturbadora e com controladores híbrido (CH) e proporcional-derivativo (CPD)

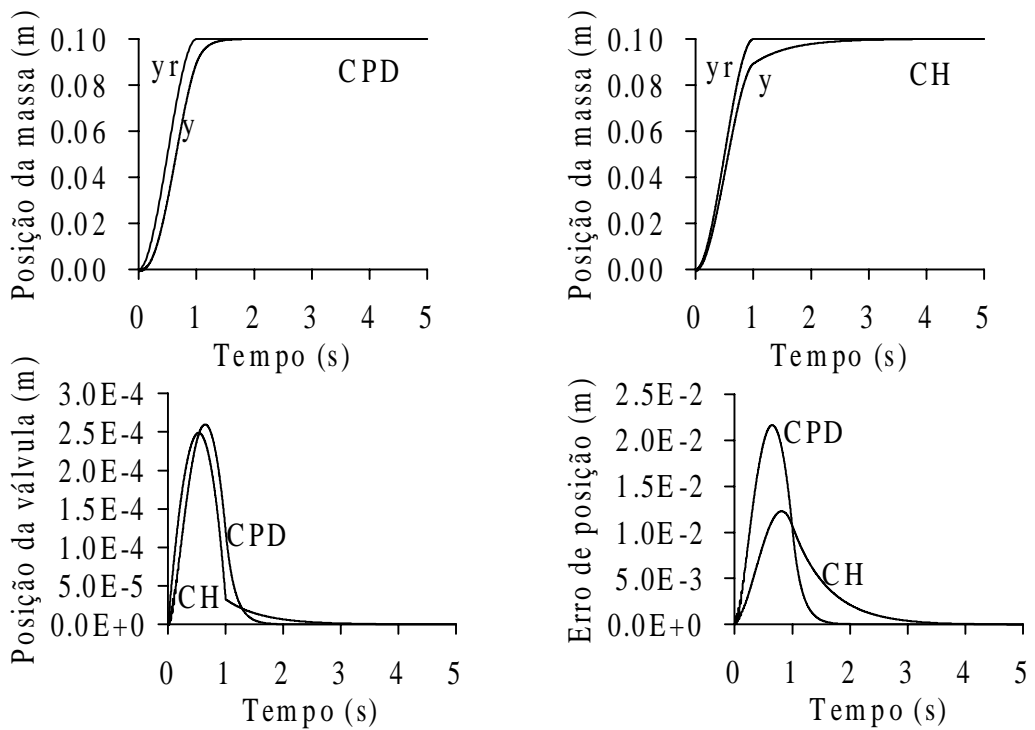


Figura 5 – Resposta à referência polinomial do sistema (modelo não-linear), com força perturbadora e com controladores híbrido (CH) e proporcional-derivativo (CPD)



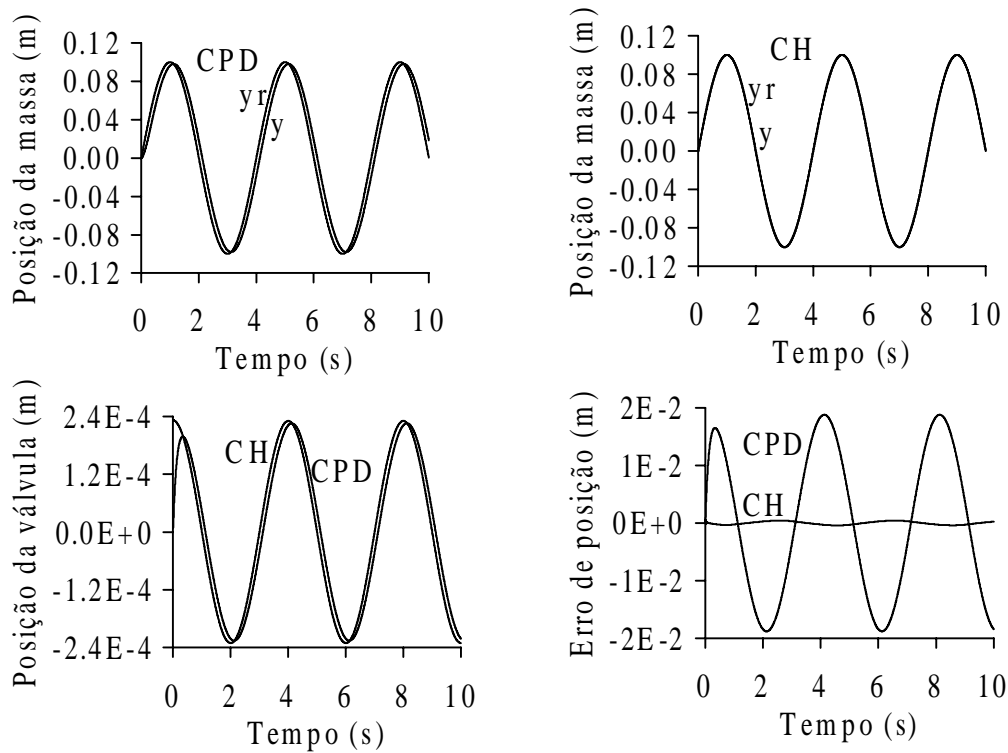


Figura 6 – Resposta à referência senoidal do sistema (modelo não-linear), sem força perturbadora e com controladores híbrido (CH) e proporcional-derivativo (CPD)

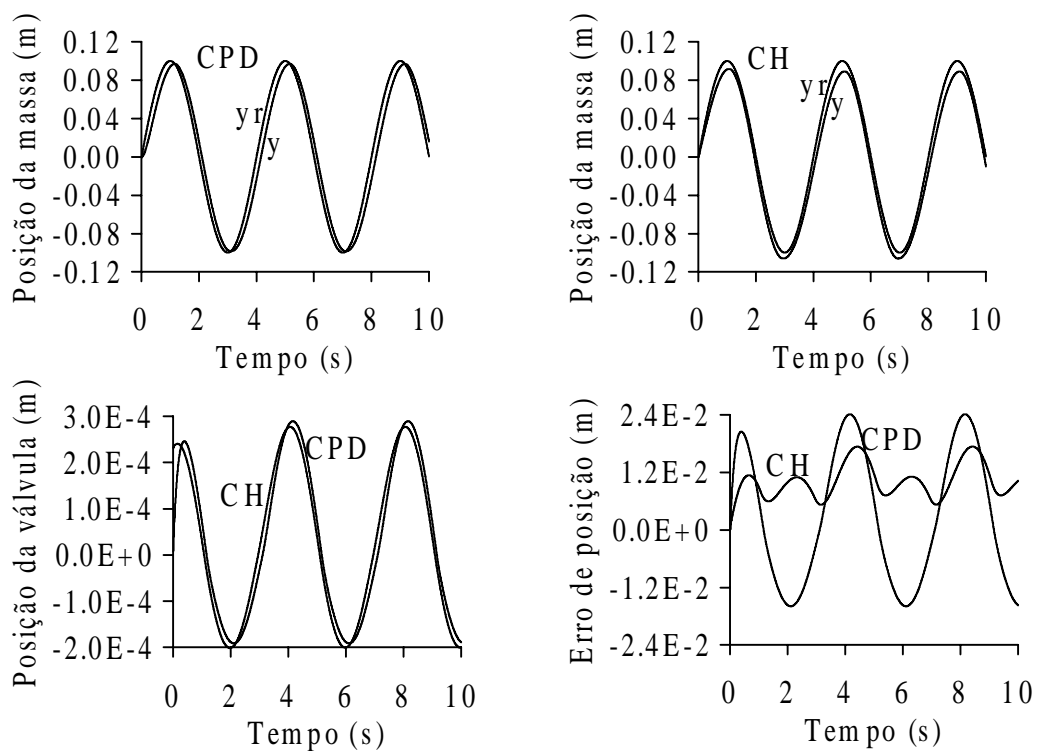


Figura 7 – Resposta à referência senoidal do sistema (modelo não-linear), com força perturbadora e com controladores híbrido (CH) e proporcional-derivativo (CPD)

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho projetou-se um controlador híbrido para posicionamento de uma carga acionada por um atuador hidráulico. O projeto foi realizado em duas etapas; a primeira, para treinamento de uma rede neural multi-camadas e a segunda, que é a de operação, através dos controladores neural inverso direto e proporcional. Neste modelo, o controlador neural inverso direto teve seus pesos corrigidos através do erro de saída e do ganho do controlador proporcional. Em seguida, foram realizadas simulações usando-se um controlador proporcional-derivativo e o híbrido para dois sinais de referência. Através dos resultados obtidos observa-se que o controlador híbrido apresenta desempenho superior ao do proporcional-derivativo, estando ou não o sistema submetido a perturbação. Por outro lado, o híbrido também tem desempenho superior ao neural inverso direto, por ser de malha fechada. Pesquisas futuras serão desenvolvidas com o intuito de implementar novas técnicas de controle usando redes neurais, para o posicionamento de sistemas acionados por atuadores hidráulicos.

## REFERÊNCIAS

- Cavalcanti, J. H. F., 1994, “Controladores neuronais adaptativos”, Tese de doutorado, Universidade Federal da Paraíba, Campina Grande, Paraíba, Brasil.
- Cunha, M. A. B., Guenther, R., De Pieri, E. R., 1998, “Controlador em cascata com adaptação de parâmetros aplicado a um atuador hidráulico”, Proceedings of XII Brazilian Automatic Conference - XII CBA, September 14-18, Uberlândia, MG, Brazil, vol. 1, pp. 211-216.
- Guenther, R., De Pieri, E. R., 1997, “Cascade Control of Hydraulic Actuators”, RBCM – Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, vol. XIX, n. 2, pp. 108-120.
- Haykin, S., 1994, “Neural Networks - A Comprehensive Foundation”, Macmillan, New York.
- Miller III, W. T., Sutton, R. S., Werbos, P. J., 1995, “Neural Networks for Control”, The MIT Press, London.
- Ogata, K., 1982, “Engenharia de Controle Moderno”, Editora Prentice/Hall do Brasil Ltda, Rio de Janeiro - RJ.
- Riul, J. A., Cavalcanti, J. H. F., SILVA, J. F., 1999, “Neurocontrolador Inverso Direto aplicado a um Atuador Hidráulico”, Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, S.P.

# USO DE RESÍDUOS NA FABRICAÇÃO DE ESCÓRIA SINTÉTICA PARA TRATAMENTO DE AÇO SILÍCIO DE GRÃO ORIENTADO DA ACESITA

**Paulo Santos Assis** <sup>(1)</sup>

**Pedro José Nolasco Sobrinho** <sup>(2)</sup>

**Sérgio Antônio Gabrich** <sup>(3)</sup>

**Antônio Francisco Martins Barreto** <sup>(4)</sup>

**Cláudio Batista Vieira** <sup>(1)</sup>

<sup>(1)</sup> Universidade Federal de Ouro Preto - Escola de Minas. Ouro Preto, 35400-000 Ouro Preto, MG, Brasil. E-mail: [assis@em.ufop.br](mailto:assis@em.ufop.br) <sup>(2)</sup> Universidade de São Paulo – Escola Politécnica, 11450-010, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: [nolascop@usp.br](mailto:nolascop@usp.br) <sup>(3)</sup> Vamtec. 35180-000, Timóteo, Mg, Brasil. E-mail: [vamtec@gtc.com.br](mailto:vamtec@gtc.com.br) <sup>(4)</sup> Acesita, Departamento de Aciaria, 35180-000, Timóteo, MG, Brasil. E-mail: [cprocaciaria@acesita.ind.br](mailto:cprocaciaria@acesita.ind.br)

## Resumo

Este trabalho mostra as etapas realizadas durante a preparação e uso de uma escória sintética para o tratamento do aço silício de grão orientado(GO) no forno panela da Acesita. São apresentados alguns fundamentos para a preparação de uma escória sintética. O plano de trabalho de preparação da escória, bem como os critérios utilizados pela empresa Acesita para avaliar o desempenho deste produto são mostrados. Algumas características do processo de fabricação do aço GO são apresentadas. Em função de sua composição química foi formulada a escória visando atender certas propriedades especiais como a manutenção do teor de enxofre do aço silício de grão orientado dentro de certo limite. Os resultados confirmam que a escória fabricada atende bem ao processo de tratamento do aço (GO) no forno panela. Alguns problemas, como a poluição visual que foi gerada no início dos testes, foram eliminados ou minimizados. Conclui-se que: a escória Escorivam GO1 fabricada pela Vamtec desempenhou bem as funções durante os testes no forno panela da Acesita, por isso foi definitivamente adotada pela empresa, para o tratamento do aço silício (GO).

**Palavras-chave:** escória, resíduos, aço, refino.

## 1. INTRODUÇÃO

A procura pela produção de aços de elevada pureza tornou-se maior devido a muitos fatores, mas principalmente à globalização do mercado e à concorrência do aço com outros materiais. Tecnologias de refino secundário, utilizando escória sintética têm sido usadas para manter baixos os níveis de impureza no aço, melhorando assim as propriedades do mesmo.

Este trabalho mostra as etapas da elaboração de uma escória sintética para o tratamento do aço silício de grão orientado(GO) da empresa Acesita S.A. A etapa de preparação da escória, foi realizada na empresa Vamtec - Vamcoster Tecnosider. Os resultados preliminares dos testes com a escória no forno panela da Acesita foram apresentados no XXXI Seminário de Fusão Refino e Solidificação de Metais por Nolasco et al. (2000) e mostram que os objetivos inicialmente propostos foram atingidos.

---

Destaca-se que apesar de se tratar de um aço mais nobre, com uma composição química mais elaborada, foi possível a utilização de resíduos industriais na formulação da escória sintética. A presente contribuição técnica mostra as etapas para a fabricação da escória sintética, as suas propriedades, uma descrição do aço silício grão-orientado e o plano operacional para fabricação da escória.

## 2. A ESCÓRIA SINTÉTICA

Pode-se afirmar que durante o tratamento do aço com escória sintética ela pode atender a vários objetivos, como citados por Ribeiro, Barrios & Costa (1993), Barrios et al (1994) e Ferreira (1994):

- proteção do aço líquido, evitando o seu contato com a atmosfera, absorvendo os gases  $H_2$ ,  $N_2$  e  $O_2$ .
- minimização das perdas térmicas, propiciando um melhor controle da temperatura do aço.
- absorção e incorporação de impurezas que podem prejudicar a qualidade do produto, como, enxofre, fósforo, hidrogênio, etc.
- Impedimento da exposição do arco elétrico durante o aquecimento do aço no forno panela, diminuindo o desgaste do refratário da panela e da abóbada. Em linhas gerais, o forno panela é um aparelho utilizado para o aquecimento e refino de metal líquido, empregando-se energia elétrica como um forno elétrico a arco.

A escória sintética pode ser preparada das seguintes formas:

- Mistura: possui um custo menor, mas possui o inconveniente de ser mais susceptível à hidratação e variação no desempenho.
- Sinterizada: é um produto obtido pelo aquecimento abaixo do ponto de fusão completo dos componentes da escória. O produto obtido é poroso e pode se hidratar.
- pré-fundida: obtida pela fusão dos componentes. Caracteriza-se pela consistência da composição e hidratação quase nula devido à baixa porosidade. Em consequência, seu custo é mais elevado.

Deve-se estabelecer a quantidade e o tipo de escória a ser utilizada no tratamento do aço. É importante calcular a quantidade de escória a ser utilizada. Normalmente adota-se como espessura da escória sintética (  $E$  ) um valor 10% maior que o comprimento do arco (  $C$  ) para evitar problemas de exposição do arco elétrico, que poderia causar problemas no processo. A espessura da escória não deve ser grande, pois significaria maior perda de energia e, conseqüentemente, maior custo. Em quantidade insuficiente poderá expor o arco elétrico e aumentar o desgaste refratário. A espessura da escória é função do comprimento de arco e deverá ser adequadamente acertada para evitar problemas como “pick-up” de carbono. A relação custo/benefício deve sempre ser verificada. Assim, tem-se a equação (1):

$$E = 1,1 C \quad (1)$$

Pode-se utilizar a expressão mostrada na equação (2) para o cálculo de massa da escória,  $m_E$ .

$$m_E = 0,79 \times Dp^2 \times E \times \rho \quad (2)$$

Onde:

Dp é o diâmetro da panela (cm)

E é a espessura da escória (cm)

$\rho$  é a massa específica da escória ( $\text{g/cm}^3$ )

## 2.1 Escolha do tipo de escória

A escolha do tipo de escória a ser usada no forno panela dependerá do tipo de aço em fabricação, especialmente a qualidade exigida na desoxidação, do objetivo do tratamento, do tipo de revestimento refratário da panela, bem como outras características da escória como temperatura *liquidus* e viscosidade. Utilizando-se de diagramas de fase mostrados no *Slag Atlas* do sistema predominante na escória, pode-se obter valores para algumas propriedades da escória bem próximos dos valores reais e observar se a escória, teoricamente formulada, possui as características mínimas necessárias para o processo de refino do aço.

Normalmente, a adição de uma certa quantidade de MgO, de 10 a 12% da massa total de escória, ajuda a reduzir o desgaste refratário da panela que utiliza refratários básicos na linha de escória. Sabe-se que com a diminuição da basicidade binária, há um aumento da capacidade de absorção de MgO pela escória. O teor de sílica também é importante, pois escórias mais ácidas se tornam mais viscosas e podem dificultar a captação de inclusões e sua retirada do forno. A literatura cita como indicado para a viscosidade das escórias sintéticas a faixa de 10-12 poises. Deve-se procurar fabricar escórias sintéticas com uma temperatura *liquidus* compatível com a temperatura de tratamento do aço líquido, porque se a escória possuir temperatura *liquidus* muito inferior à temperatura do aço ela será extremamente fluida e poderá causar um maior desgaste de refratário da panela. Caso a escória possua temperatura *liquidus* superior à temperatura do aço ela será muito viscosa, prejudicando a operação do forno panela como amostragens, adição de ligas e fios, além de uma maior dificuldade para a captação de inclusões. Objetiva-se temperatura *liquidus* da escória na faixa de 1450 a 1650 °C, conforme mostrados por Nolasco et al.

O aumento no teor de oxigênio no aço causa um crescimento no número de inclusões presentes, prejudicando a qualidade interna do mesmo, isto pode ser minimizado pela utilização de uma escória sintética bem elaborada.

## 3. O AÇO SILÍCIO DE GRÃO ORIENTADO DA ACESITA

Este tipo de aço é aplicado na fabricação de núcleo de transformadores, geradores de potência e outros equipamentos elétricos e se caracteriza por apresentar excelentes propriedades magnéticas na direção da laminação. Este produto apresenta processos tecnológicos complexos, o que requer pessoal altamente treinado e capacitado durante sua elaboração, conforme relatado por Andrade, Fernandes & Lana.

Desenvolvido em 1934, de acordo com citação de Goos (1985), este método produz chapas de aço silício com orientação dos grãos, cuja estrutura cristalina apresenta os planos (110) paralelos à superfície da chapa e à direção [001], nestes planos paralelos à direção de laminação. O método consiste na produção de uma chapa mediante laminação a frio com recozimento intermediário. O material é descarbonetado e, por último, a chapa é submetida a um recozimento final, a alta temperatura, que promove a recristalização e crescimento dos grãos com uma orientação seletiva. Este procedimento tem sido aperfeiçoado, sobretudo no que diz respeito às proporções de grau de redução, tratamentos térmicos e controle de pureza. Os processos industriais existentes diferem basicamente pelo tipo de inibidor que utilizam. A

Acesita fabrica o aço silício GO utilizando como inibidor de crescimento de grão o sulfeto de manganês. A produção de aço GO foi iniciada em 1981, citado por Andrade (1989).

#### **4. PREPARAÇÃO DA ESCÓRIA SINTÉTICA**

A principal função que esta escória sintética fabricada para o tratamento do aço GO no forno panela deveria apresentar era estabilizar o teor de enxofre final no aço. Além disso, esta escória não poderia possuir um custo elevado. A escória poderia possuir no máximo 1% de umidade e cumprir outras funções, limitando os teores de impurezas aos valores acima citados. Devido às experiências anteriores, o teor de alumina na escória deveria situar-se em valores mínimos, pois em contato com o arco elétrico do forno panela poderia haver a redução da alumina presente na escória e posterior incorporação do alumínio ao aço, o que é indesejável. Este raciocínio pode ser estendido para os óxidos de titânio, cobre, cromo e níquel. Após os testes preliminares, ela foi alterada visando um melhor desempenho. A espessura da escória sintética no forno panela da Acesita pode variar de 5 a 8 cm.

##### **4.1 Plano operacional**

Esta fase envolveu as seguintes etapas, como reuniões técnicas com as empresas envolvidas; um estudo minucioso para escolha das matérias-primas da escória sintética; várias visitas técnicas em empresas de diferentes setores na busca de resíduos para serem usados como matérias-primas para a escória sintética; beneficiamento das matérias-primas; preparação de amostras de escória, em escala laboratorial, para confirmação da composição química; avaliação dos resultados da análise química dos tipos de escória; estudo da viabilidade de outros resíduos para utilização como matéria-prima da escória sintética; preparação de amostras para testes industriais iniciais no forno panela da Acesita; testes industriais com dois tipos de escória fabricadas pela Vamtec, Escorivam GO1 e Escorivam GO2, em quatro corridas e definição do tipo de escória a ser testado e comparado à escória MVK em um número maior de corridas; avaliação dos resultados, determinação e escolha do tipo de escória, reavertimento da composição; testes com a escória escolhida, chamada Escorivam GO1, em metade das corridas da campanha do aço silício GO; Análise dos resultados e escolha definitiva pela Acesita pela escória Escorivam GO1 da Vamtec.

##### **4.2 Sistema de controle para avaliação da escória, adotado pela Acesita**

O sistema de controle do processo adotado pela Acesita para avaliar o desempenho da escória sintética fabricada pela Vamtec foi:

- Analisar a composição química do aço no LD, forno panela (início e fim) e no lingotamento contínuo;
- Verificar a estabilidade do enxofre no aço, as necessidades de reavertimento e o teor de enxofre final;
- Verificar se houve incorporação de carbono no aço;
- Avaliar visualmente o desgaste refratário da panela;
- Avaliar o atendimento à relação %Mn/%S no aço;
- Avaliar o nível de contaminação com titânio, alumínio e fósforo.
- Avaliar visualmente o nível de poluição emitido durante adição da escória na panela;

### 4.3 Composição química e propriedades da escória

Visando atender às exigências da Acesita e da Vamtec, selecionou-se diferentes matérias-primas, que após a preparação da escória forneceram a seguinte composição química, indicadas na **Tabela 1**.

**Tabela 1.** Composição química da escória sintética usada na Acesita

Componente	CaO	SiO <sub>2</sub>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	MgO	TiO <sub>2</sub>	S
%	37-39	46-48	< 0,5	10-12	Traços	0,6-0,75

Umidade máxima 1%.

A análise granulométrica mostra que as partículas possuem tamanho menor ou igual a 15 mm.

Pode-se notar que a base desta escória é o sistema CaO-SiO<sub>2</sub>-MgO. Após o ajustamento dos valores para este sistema, pode-se calcular a basicidade ótica da escória e, posteriormente o coeficiente de partição de enxofre na escória. Estes valores são, respectivamente:

$$\Lambda = 0,65$$
$$C_s = 10^{-4,004}$$

Utilizando-se o *Slag Atlas* obtiveram-se outros valores de propriedades desta escória, a saber:

$$T_{\text{liquidus}} = 1380 \text{ }^\circ\text{C}$$
$$\rho = 2,55 \text{ g/cm}^3 \text{ a } 1500 \text{ }^\circ\text{C} \text{ e } 2,54 \text{ g/cm}^3 \text{ a } 1550 \text{ }^\circ\text{C}$$
$$\eta = 12 \text{ poise}$$
$$\sigma = 460 \text{ mN/m a } 1500 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esta escória foi embalada em *big-bags* de rafia, revestidos externamente por plástico para evitar absorção de umidade.

A sua utilização em escala industrial permitiu obter resultados satisfatórios no tocante a estabilidade do teor de enxofre, um atendimento na relação %Mn/%S, sendo que devido a limitação dos residuais de elementos como fósforo, alumínio e titânio, a quantidade de resíduos industriais na fabricação da escória ficou limitada em 15%.

Sob o ponto de vista de poluição e de desgaste refratário das painéis, estes parâmetros se mantiveram dentro dos padrões normais da Acesita

## 5. CONCLUSÕES

Do trabalho desenvolvido, concluiu-se:

- A escória Escorivam GO1 fabricada pela Vamtec desempenhou bem as funções para que foi projetada durante os testes no forno painel da Acesita, por isso foi definitivamente adotada pela empresa para o tratamento do aço silício GO.
- Resíduos industriais foram utilizados como matéria-prima desta escória, mostrando que é possível a reciclagem de resíduos sem o comprometimento da qualidade do produto fabricado, desde que se atente para a composição química final da escória.

- O uso da escória sintética Escorivam proporcionou maior estabilidade do enxofre no aço quando comparado àquelas processadas com escória padrão e conseqüentemente, melhor atendimento da relação %Mn/%S.
- Os residuais obtidos nos elementos titânio, alumínio e fósforo, nas corridas com uso da Escorivam, não afetaram a qualidade do aço silício GO.
- A incorporação de carbono no forno panela nas corridas com uso de escória sintética Escorivam foi 50% menor que nas corridas com uso da escória padrão.
- Os níveis de poluição e de desgaste refratário das panelas mantiveram-se dentro dos padrões normais da Acesita.

## AGRADECIMENTOS

Agradecemos às empresas, aos diretores, técnicos e funcionários das empresas Acesita e Vamtec que ofereceram todo o suporte técnico necessário para a realização da pesquisa, elaboração do produto e testes preliminares e definitivos, fator este que foi determinante para que se obtivesse êxito neste trabalho. A FAPEMIG pelo apoio financeiro para permitir a apresentação do mesmo no CONEM 2000, em Natal/RN.

## 6. REFERÊNCIAS

- Andrade, P.R.C; Fernandes, W.M.A; Lana, N.O A Fabricação de aços ao silício de grão orientado na Acesita. Metalurgia-ABM, vol. 45, nº 375, p. 126-129. 1989.
- Barrios, S.R; Costa, E.A Interação físico-química de escórias sintéticas com o refratário de panelas de aço. Seminário de fusão, refino e solidificação, 25. ABM, RS, p. 253, 1993.
- Barrios, S. R. et alli. Considerações metalúrgicas a respeito da utilização de escórias sintéticas em forno panela. Seminário de fusão, refino e solidificação, 26. ABM, BA, p. 287, 1994.
- Ferreira, J. P; Duarte, J. C; Coura, J. C. Produção de aços baixo enxofre através da adição de escórias sintéticas durante o vazamento. CONGRESSO ANUAL DA ABM, 49, p. 557, 1994.
- Goos, N.P. The development of Grain Oriented Silicon Steel. Industrial Heating. 1985.
- Nolasco Sobrinho, P.J. et al. Desenvolvimento de escória sintética para a fabricação de Aço Silício Grão Orientado (GO) na Aciaria da ACESITA. In: Seminário internacional de fusão, refino e solidificação, 31. Vitória (ES). 2000.
- Ribeiro, D.B. Cálculo de escórias sintéticas à base de  $Al_2O_3$ -CaO-SiO<sub>2</sub>-MgO para metalurgia em panela. Congresso anual da ABM, 48, p.509, 1993.
- Slag Atlas - Verlag Stahleisen M.B.H. Dusseldorf. 1981.

## SÍMBOLOS

$\Lambda$  - basicidade ótica

$C_s$  - Capacidade de sulfeto

$T_{liquidus}$  - Temperatura liquidus (°C)

$\rho$  - Massa específica ( $g/cm^3$ )

$\eta$  - Viscosidade (Poise);  $\sigma$  - Tensão superficial (mN/m)



# OBTENÇÃO DO COMPÓSITO CERÂMICO $Al_2O_3$ -TiC POR SÍNTESE DE COMBUSTÃO AUTO-SUSTENTÁVEL(S.H.S.) E DENSIFICADO DINAMICAMENTE

**Maurício Rodrigues Borges**

Universidade Federal de Roraima, Centro de Ciência e Tecnologia, Departamento de Química, BR-174, S/N, Jardim Floresta II, 69310-270, Boa Vista, RR, Brasil, E-mail: [ppgufr@technet.com.br](mailto:ppgufr@technet.com.br)

**Luís Henrique Leme louro**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, Praça General Tibúrcio, S/N, Praia Vermelha, 22290-270, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, E-mail: [imes4rsb@epq.ime.eb.br](mailto:imes4rsb@epq.ime.eb.br)

## Resumo

Amostras do compósito cerâmico  $Al_2O_3$ -TiC foram produzidas por uma reação de combustão auto-sustentável-SHS e, imediatamente após a reação, foram compactadas, dinamicamente, com o uso de explosivos no interior de um reator especial. Foram utilizadas duas condições de carregamento, usando 0,5g e 2,5g de pentolite, obtendo-se pressões de compactação de 0,35 e 1,75 MPa, respectivamente. As amostras atingiram até 96% da densidade teórica máxima(DTM). A caracterização microestrutural do compósito foi realizada por microscopia ótica e eletrônica, por EDS em MEV e por difração de raios-x, para identificação das fases presentes. A caracterização mecânica foi realizada, através de medidas de microdureza Vickers. Os resultados obtidos foram compatíveis com aqueles encontrados na literatura.

**Palavras-chave:** Materiais, Compósito cerâmico, Compactação dinâmica

## 1. INTRODUÇÃO

As cerâmicas avançadas vêm se destacando nos diversos ramos da indústria, graças as suas excepcionais qualidades, como alto ponto de fusão, elevada resistência mecânica em altas temperaturas e resistência à abrasão e à corrosão superiores àquelas encontradas nos materiais metálicos e orgânicos. A despeito destas propriedades favoráveis, a aplicação mais ampla das cerâmicas avançadas, em engenharia, esbarra em características indesejáveis, como a fragilidade, a baixa reprodutividade e a degradação da resistência mecânica das peças em serviço, fruto do crescimento subcrítico de microdefeitos. Na tentativa de viabilizar o emprego mais abrangente das cerâmicas avançadas em engenharia, um grande número de pesquisadores vêm trabalhando no sentido de minimizar as características indesejáveis, seja pela pesquisa de novos métodos de produção, seja pela manipulação criteriosa das variáveis do processamento cerâmico. Uma das soluções apresentadas tem sido o reforçamento da

matriz cerâmica por uma segunda fase como fibras, metais, whiskers, ou mesmo outro cerâmico, configurando, assim, a classe dos compósitos de matriz cerâmica(CMC).

Os processos convencionais de fabricação dos compósitos cerâmicos exigem sinterização em temperaturas que excedem 1500°C, bem como técnicas e equipamentos sofisticados, o que eleva os custos de produção, significativamente. Em consequência, processos não convencionais, de menor custo, têm sido procurados para a obtenção de tais materiais e, dentre eles, destaca-se o processo por SHS( *Self-Propagation High Temperatures Synthesis*) [7,9,4]. Esta técnica consiste na mistura mecânica dos pós regentes que, a seguir, são compactados a verde. Provoca-se a ignição em uma das superfícies do corpo verde, de modo que uma onda de combustão se propague, através do material, superando a barreira de potencial da reação(Energia de Ativação) e convertendo a camada não reagida (fase reagente) em camada reagida (fase produto) por mecanismos de transformação de fase sólida. A fase produto costuma exibir elevada porosidade, superior a 50%, além de grande concentração de microtrincas. A fim de se reduzir esta elevada porosidade, alguns pesquisadores utilizam técnicas que permitem realizar a reação de combustão e a densificação da amostra em um único dispositivo. Assim, aproveitando-se a elevada temperatura atingida na reação, geralmente acima da temperatura de transição dútil-frágil, pode-se executar a compactação da amostra com o uso de um pistão em alta velocidade. Esta técnica ficou conhecida na literatura com SHS/DC - *Self-Propagation High Temperatures Synthesis/ Dynamic Compaction*.

Neste trabalho, produziu-se o compósito cerâmico Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC a partir de pós de alumínio, carbono e titânia, utilizando um reator especial, onde ocorreu a síntese por SHS, seguida da densificação do produto por meio de explosivo.

## 2. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Foram utilizados pós precursores de alumínio(99.70%), carbono(95.00%) e dióxido de titânio(99.8%). As massas foram determinadas pela estequiometria da reação completa de síntese, dada por[1]:



As massas dos pós foram misturadas em etanol absoluto P.A., na razão de 1.2 partes de massa de reagentes para uma parte de etanol em peso, empregando-se um moinho de bolas de alumina, para homogeneizar a mistura dos pós, num tempo de 45 horas. Em seguida a mistura foi secada a 100°C por 120 horas, desaglomerada, peneirada, pesada (160g por amostra) e compactada a verde com uma pressão de 24.25 MPa, para formar cilindros de 76 mm de diâmetro e altura de 21 mm. A Tabela 1 apresenta os valores médios das medidas da massa, altura e densidade das peças a verde obtidas com a mistura dos pós.

**TABELA 1:** Valores médios das medidas da massa, altura e densidade das peças verdes.

m(g)	h(mm)	$\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	% DTM
159,76±0,08	21,16±0,30	1,66±0,22	56

Para a realização dos ensaios de SHS/DC para a obtenção do compósito desejado, utilizou-se o reator especial ilustrado nas Figuras 1 e 2. No reator a combustão do corpo verde começa pela ignição de um misto iniciador(termita) à base de bário e zircônio, que é acionado

por um segundo misto( rastilho) à base de nitrocelulose, o qual é acionado por uma centelha de um terceiro misto(esquibe) sensível a descargas elétricas de 110V.

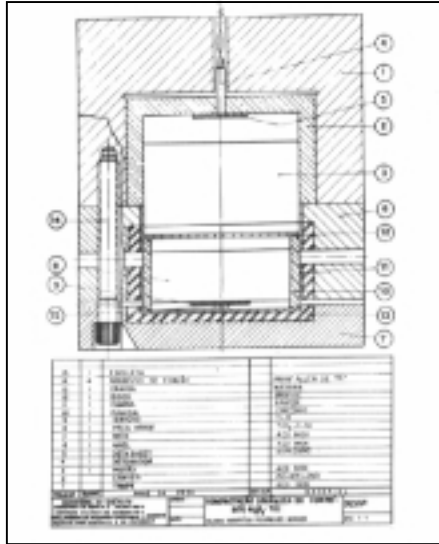


FIGURA 1: Corte longitudinal do reator.



FIGURA 2: Reator montado.

A Figura 3 apresenta a amostra, logo após o término da reação de combustão.



FIGURA 3: Amostra, imediatamente, após a reação de combustão.

Ao término da combustão da amostra e após um certo tempo de retardo, deu-se a detonação do explosivo para a compactação dinâmica a quente, no interior do reator. Duas condições distintas de densificação foram empregadas. Foram utilizadas cargas de 0,5g e 2,5g

de pentolite, respectivamente. Foram ensaiadas quatro amostras em cada condição, variando-se o tempo de retardo de zero a onze segundos.

A Temperatura de combustão experimental foi medida com o auxílio de um pirômetro ótico da marca *Leeds & Northrup*, Modelo 8634.

A Temperatura de combustão teórica foi obtida, numericamente, a partir da equação:

$$\sum_{i=1}^N \int_{298}^{T_c} C_p dT = \sum_{j=1}^M \Delta H_{f0}^{298} - \sum_{j=1}^M \Delta H_{tr} \quad (2)$$

Na equação acima  $T_c$  é a temperatura de combustão,  $C_p$  a capacidade calorífica à pressão constante,  $\Delta H_{f0}$  é a entalpia padrão de formação de reagentes e produtos,  $\Delta H_{tr}$  é a entalpia padrão de transformação de reagentes e produtos,  $N$  é o número de produtos e  $M$  é o número total de substâncias envolvidas na reação.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO:

A Tabela 2 apresenta os resultados de densidade das amostras ensaiadas para as duas condições de carregamento, em função dos tempos de retardo( $t_d$ ):

**TABELA 2:** Resultados de densidade das amostras ensaiadas pelo processo SHS/DC:

Carga (0,5g)	Amostra	$T_d$ (s)	$\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	%DTM
P=0,35Mpa	1	0	1,32±0,02	30
V=9,30m/s	2	4	1,43±0,02	33
Ec=87,57J	3	6	1,45±0,02	33
	4	8	1,11±0,02	25
Carga (2,5g)	Amostra	$T_d$ (s)	$\rho$ (g/cm <sup>3</sup> )	%DTM
P=1,75Mpa	5	0	4,00±0,00	91
V=20,80m/s	6	2	4,20±0,00	96
Ec=437,83J	7	4	4,08±0,00	93
	8	11	4,03±0,00	92

- P= pressão de impacto
- V= velocidade de impacto
- Ec= energia cinética transferida no impacto

Os ensaios de microdureza Vickers (*Vickers Hardness Number*) foram efetuados, somente, nas amostras de 5 a 8, devido à melhor densificação e, conseqüentemente, menor porosidade das mesmas. As amostras foram polidas, inicialmente, em suspensão de alumina numa politriz rotativa, a fim de se eliminar os defeitos mais grosseiros, ocasionados pelo corte e pelo excesso de resina, proveniente do embutimento. Em seguida foi executada uma seqüência de polimentos com pastas de diamante de 15, 9, 6 e 3  $\mu$ m, com acompanhamento em microscópio ótico. Os ensaios de microdureza foram realizados num microdurômetro, marca Shimadzu, com uma carga teste de 200gf, aplicada durante 15 segundos, nas fases  $\alpha$ -alumina e TiC. Os valores encontrados foram calculados a partir da equação apresentada no manual do equipamento:

$$Hv = 1854,4 \frac{P}{d^2} \quad (3)$$

onde:

$Hv$  = Microdureza Vickers em  $Kgf/mm^2$

$P$  = Carga em gf

$d$  = Comprimento da diagonal, em  $\mu m$ , do losângulo impresso(microindentação), obtido pela leitura direta no retículo do equipamento.

O procedimento para a determinação da microdureza, relativa a cada microindentação, consistiu em se medir a diagonal maior e a menor do losângulo impresso na superfície da amostra, calcular o valor de  $Hv$  para cada diagonal, utilizando-se a equação (3), e determinar a média aritmética dos dois valores de  $Hv$  obtidos.

Os valores de  $Hv_1$  do compósito foram obtidos, através da média ponderada da dureza de cada fase, tomando-se por base as respectivas frações volumétricas(regra das misturas), ou seja, 58% em volume de  $Al_2O_3$  e 42% em volume de  $TiC$ .

Os valores de  $Hv_2$  do compósito  $Al_2O_3$ -  $TiC$  foram obtidos com indentações aleatórias nas fases mistas.

A Figura 4 mostra uma microindentação na fase  $\alpha$ -alumina. Os valores médios de microdureza para cada fase, variaram de acordo com os valores de densidade de cada amostra. Na amostra mais densa (amostra 6), os valores obtidos para as fases  $\alpha$ -alumina e  $TiC$  foram de 20GPa (2009Kg/mm<sup>2</sup>) e 21GPa (2156Kg/mm<sup>2</sup>), respectivamente. Para o compósito  $Al_2O_3$ - $TiC$ , da mesma amostra, foram obtidos 20GPa(2071 Kg/mm<sup>2</sup>) e 21Gpa(2173 kg/mm<sup>2</sup>), apresentados na Tabela 3.

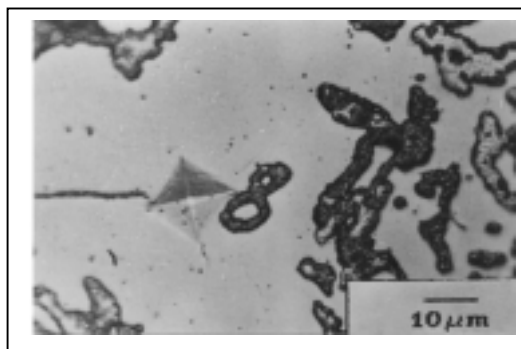


FIGURA 4: Microindentação na fase  $\alpha$ -alumina.

**TABELA 3:** Valores de microdureza Vickers do compósito  $Al_2O_3$ - $TiC$  produzido por SHS/DC:

Amostra	Hv(Kg/mm <sup>2</sup> ) (Fase $\alpha$ -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	Hv(Kg/mm <sup>2</sup> ) (Fase TiC)	Hv1(Kg/mm <sup>2</sup> )* ( Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -TiC )	Hv2(Kg/mm <sup>2</sup> )** (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -TiC)
5	-	-	-	-
6	2009±60	2156±178	2071±110	2173±280
7	2054±154	2068±67	2060±118	2175±281
8	2002±56	2094±144	2041±87	2170±302

\* calculado pela média ponderada

\*\* indentação aleatória

Jean *et al.*(1992) obtiveram 20GPa para a fase  $\alpha$ -alumina no estudo do compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiB<sub>2</sub>, sintetizado por SHS, seguido de compactação Quase-Estática. Meyers *et al.*(1992) obtiveram 22GPa para o TiC, sintetizado por SHS e densificado por forjamento a alta velocidade. Rabin *et al.*(1990) encontraram valores entre 18 e 22GPa para o compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC, sintetizado por SHS/DC.

A Figura 5 apresenta uma micrografia obtida em MEV, onde se pode notar a presença de porosidades nas fases  $\alpha$ -alumina (região clara) e TiC (região escura) e de microtrincas induzidas termicamente, de aspecto alongado. Percebe-se, também, regiões densas entre bandas de porosidade e uma distribuição não homogênea entre as fases.

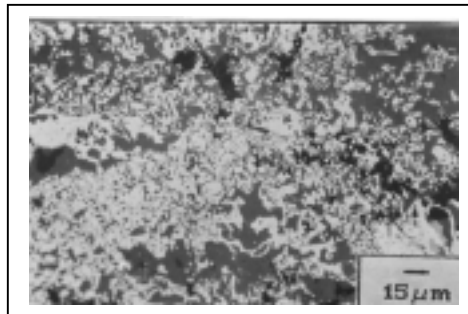


FIGURA 5: Micrografia ótica do compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC, mostrando regiões densas entre bandas de porosidade.

A presença de microtrincas está associada com o resfriamento rápido da amostra. Durante o resfriamento, as superfícies externas resfriam rapidamente e gera um estado compressivo de tensões, enquanto que o centro da amostra conserva alta temperatura e um estado dútil, capaz de acomodar as tensões compressivas. Quando o centro esfria e precisa contrair, a parte externa do compacto já se encontra rígida e não consegue acomodar as tensões, atingindo o valor crítico de nucleação de trincas, que surgem no sentido radial da amostra. A Tabela 2 revela que, adotando-se pressões adequadas e tempos de retardo necessários para a liberação dos gases aprisionados, pode-se obter densificações de até 96% da DTM para o compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC produzido por SHS/DC.

Adachi *et al.*(1990) sintetizaram o compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC por pressão isostática a quente e obtiveram 95% da DTM. Korth *et al.*(1992) sintetizaram o mesmo compósito por SHS/DC e obtiveram compactos variando entre 85 e 95% da DTM.

A temperatura de combustão teórica obtida, numericamente, 1887°C, considerando-se perdas de calor somente com o ar atmosférico, foi coerente com a temperatura medida pelo pirômetro ótico, 1980°C.

Fenj *at al.*(1992) encontraram para a temperatura de combustão do compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC, 1918° C, medida em pirômetro ótico.

#### 4. CONCLUSÕES:

- 1- O processo SHS/DC, utilizado para produzir o compósito Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-TiC, permite obter uma densificação de até 96% da DTM, ou seja, um resultado bem coerente, quando comparado com os resultados encontrados por outros pesquisadores, utilizando-se os mais variados processos de sintetização.
- 2- A porosidade observada nas amostras foi devido à eliminação incompleta dos gases de combustão.
- 3- As macrotrincas observadas foram induzidas, termicamente, durante o resfriamento da amostra.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ADACHI, S., 1989, " Fabrication of Titanium Carbide Ceramics by High-Pressure Self-Combustion Sintering of Titanium Powders and Carbon". J.Am.Ceram. Soc, 72[5],pp.805-809.
2. ADACHIS., 1990, "High-Pressure Self-Combustion Sintering of Alumina-Titanium Carbide Ceramic Composite. J.Am. Cer. Soc., 73[5],pp.1451-52.
3. FENJ.H.J., 1992, " Combustion Synthesis of Ceramic-Metal Composite Materials: the TiC-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> System". Metallurgical transaction A, v.23<sup>A</sup>, pp.2373-79.
4. HLAVACEK,V.,1991," Combustion Synthesis: A Historical Perspective, Am.Cer.Soc.Bull.,70 [2], 210.
5. JEAN,M.J., 1992, " Study of TiB<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Composite Produced by Reaction Synthesis Followed by Dynamic or Quasi-Static Compaction". Thesis to Master of Science Degree in Materials Science, University of California, p.112.
6. KORTH, G.E. , 1992, " Dynamic compaction of Combustion Synthesized TiC-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Composite". Shock-Waves and High-strain-Rate Phenomena in Materials-Chapter 25, pp.283-291.
7. MERZAHANOV, A.C. "Self Propagation High-Temperature Synthesis: Twenty Years of Search and Findings, in Combustion and Plasma of High Temperature Materials", 1990.
8. MEYERS, M.A, 1992, " Densification of Reaction-Synthesized Titanium Carbide by High-Velocity Forging". J.Am.Cer.Soc., 75[3],pp.592-602.
9. MUNIR, Z.A."Synthesis of High-Temperature Materials by Self-Propagation Combustion Methods, Ceramic Bulletin 67 [2], 1988, 342
10. RABIN, B.H., 1990, " Fabrication of Titanium Carbide-Alumina by Combustion Synthesis and Subsequent dynamic Consolidation". J.Am.Ceram.Soc.73[7], pp.2156-57.

# ANÁLISE DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS E TÉRMICAS DE TIJOLOS SOLO-CIMENTO COM E SEM ADIÇÃO DO PÓ DA FIBRA DE COCO.

**Luiz Cláudio Ferreira da Silva**

**José Ubiragí de Lima Mendes**

**Rasiah Ladchumananandasivam**

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 59072, Natal, RN, Brasil

## Resumo

A fibra de coco é moída e adicionada a argamassa de solo-cimento com vistas a produção de tijolos maciços sendo analisada no âmbito da resistência à compressão, da capacidade de absorção de água e da condutibilidade térmica em tijolos solo-cimento. Inicialmente, enquadraram-se os tijolos fabricados nas normas ABNT 8491 e 8492 para tijolos solo-cimento maciço definindo um traço que receberá a fibra moída, logo após o conjunto foi analisado e os efeitos da adição da fibra moída na resistência à compressão, absorção de água e condutibilidade térmica foram comparados com os tijolos sem adição da fibra moída e contabilizados. Para a determinação da condutibilidade térmica foi construído um aparato experimental em regime permanente, seguindo os métodos da “caixa quente protegida”, Farhat, 1988, e o método da “dupla placa”, Hawkins e Jacob, 1957, ambos baseados na norma ASTM C177 e C 236.

Palavras-chaves: tijolos, solo-cimento, fibra, coco, condutibilidade

## 1. INTRODUÇÃO

O conhecimento das propriedades dos materiais quer sejam térmicas ou não é a base da formação de critérios para sua escolha, visando uma determinada aplicação ou serviço. A exigência entre a necessidade ambiental, econômica e social requer que os novos materiais possam atender estes requisitos, além da capacidade de transferência de tecnologia para que no âmbito social, a ciência atrelada a tecnologia, possa atender e gerar a conscientização em torno do uso racional dos materiais. Dentro desta linha de raciocínio destacamos os tijolos de solo-cimento que possibilita a confecção de tijolos de forma simples e acessível a população de baixa renda.

No âmbito do solo-cimento, remonta-se sua utilização por volta de 1800 em pavimentação de leitos de estradas para o tráfego de veículos puxados a cavalos. Nos idos de 1900 os estudos sobre estabilização dos solos ganhou novo impulso através dos estudos de Proctor aplicado para pavimentação, reservatórios, tijolo, blocos e paredes monolíticas. Em torno de 1944 surge os primeiros estudos normalizando os ensaios da utilização de solo-cimento para a pavimentação. Abiko, 1988, cita que na década de 60 foi construído uma prensa para a fabricação de tijolos solo-cimento pelo Centro Interamericano de Vivenda, na Colômbia. No Brasil data-se as primeiras construções em solo-cimento nos anos de 1945 e 1948. No entanto, em meados do ano de 1970 os estudos da Associação Brasileira de Cimento Portland, os trabalhos do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento do estado da Bahia e os do Instituto de Pesquisa Tecnológicas do estado de São Paulo impulsionaram a aplicação do solo-cimento em habitações populares. Atualmente, trabalhos tem sido desenvolvidos com o



uso de solo estabilizado, seja no âmbito da pavimentação ou da construção civil. Como os trabalhos de Barros et al.(1988), Bauer e Silva(1994), Ferreira et al.(1996).

Uma das grandes vantagens deste tipo de aplicação está no aspecto da limpeza do processo de fabricação, sem danos ao meio ambiente, desde que haja uma exploração das jazidas de forma racional e equilibrada.

Procuramos, neste trabalho, investigar a possibilidade de fabricação de tijolos solo-cimento com o uso do material argiloso da indústria de cerâmica de tijolos do Município de São Gonçalo do Amarante/RN. Propiciando melhoras em torno da condutibilidade térmica com adição do pó da fibra de coco. Uma vez que os trabalhos de Agopyan e Holmer, 1997, apontam para o uso da fibra de coco em matrizes frágeis na construção civil, além da sua capacidade isoladora, térmica e acústica, e sua resistência em meio alcalino em relação as demais fibras vegetais.

## 2. FABRICAÇÃO DOS TIJOLOS SOLO-CIMENTO

### 2.1 Matéria-prima

O solo utilizado sendo matéria-prima para a fabricação de tijolos cerâmicos apresentam altos teores de argila e grãos finos necessita de correção com areia. Desta forma o solo foi corrigido na composição 50% de areia para 50% de solo argiloso e 70% de areia para 30% de solo argiloso. Utilizou-se as peneiras ABNT N°40 e N°30 para a seleção dos grãos que formaram o solo corrigido e submetendo-os, juntamente com os tijolos fabricados sem correção de areia, aos ensaios de absorção, resistência à compressão e condutibilidade térmica.

O cimento utilizado foi convencional N° 32 nos traços 1:12, 1:10 e 1:8. A água de mistura, determinado pelo ensaios de compactação foi de 8,5% e o pó da fibra de coco utilizados nos teores de 6% e 4% em relação ao cimento, sendo a fibra moída em moinho elétrico e passada na peneira ABNT N°50.

### 2.2 Processo de fabricação

Para a fabricação dos tijolos solo-cimento maciço os seguintes procedimentos foram adotados:

- a) Homogeneização da mistura;
- b) Umedecimento da mistura homogeneizada;
- c) Prensagem manual da mistura;
- d) Alojamento dos tijolos na área de cura;
- e) Submeter os tijolos aos ensaios de absorção, compressão e selecionar as amostras para a condutibilidade térmica;

### 2.3 Tijolos solo-cimento

Os tijolos fabricados apresentaram as seguintes características dimensionais 23x11x5 (cm) enquadrando no padrão tipo II especificado pela ABNT tendo em média 2000g de solo/tijolo, tendo sido fabricados 60 tijolos no total.

#### 2.1 Cura dos tijolos

Os tijolos fabricados foram curados à sombra, sem exposição ao vento e submerso em tanque de imersão por 23 dias após 6hs da fabricação dos tijolos, sendo encaminhados depois deste período para a verificação da resistência à compressão e absorção de umidade.

### 3 ENSAIOS REALIZADOS

#### 3.1 Ensaios para a caracterização do solo

A caracterização do solo utilizada para este trabalho foi realizada com o solo inicialmente sem adição de areia, cuja adição se deu após os resultados preliminares obtidos pelos ensaios de caracterização do solo. Os ensaios foram realizados no laboratório de solos do Núcleo de Tecnologia da UFRN, atendendo as normas vigentes.

#### 3.2 Verificação da resistência à compressão

Os ensaios de verificação da resistência à compressão foram realizados para os tijolos fabricados com e sem adição da fibra de coco no laboratório de materiais de construção no Núcleo de Tecnologia/UFRN, utilizando os traços de 1:10 e 1:8, tendo sido usado 39 tijolos para este ensaio empregou-se a máquina universal de ensaio à compressão Amsler, seguindo a norma NBR8492 para tijolos solo-cimento maciço. Os resultados encontram-se no gráfico 1, abaixo ilustrado.

#### 3.3 Absorção de água

Os ensaios de absorção foram realizados no laboratório de solos do Núcleo de Tecnologia /UFRN com as amostras de tijolos solo-cimento com e sem adição de pó da fibra de coco, sendo os traços ensaiados de 1:10 e 1:8 com a granulometria ABNT 40 e 30. Foram ensaiados um total de 15 tijolos, padrão tipo II da ABNT especificado pela norma: NBR 8492, cujos resultados são apresentados no gráfico 2, abaixo.

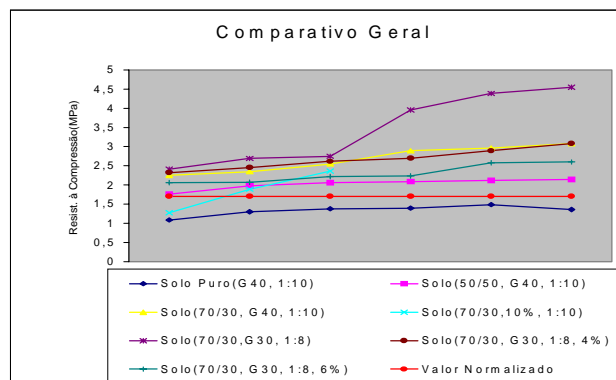


Gráfico 1 – gráfico comparativo entre os diversos tipos de tijolos solo-cimento fabricados(verificação à compressão).

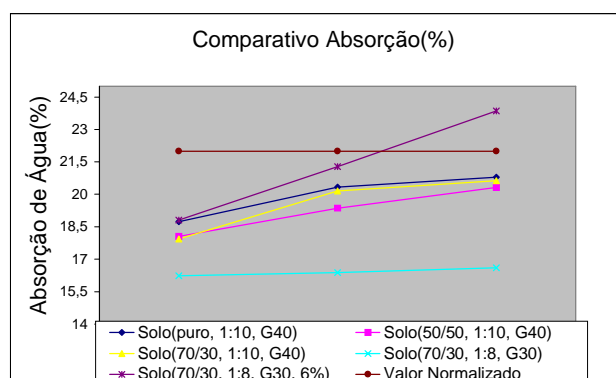


Gráfico 2 – Comparativo geral entre os diversos tijolos fabricados(absorção de umidade)

### 3.4 Condutibilidade térmica

Para a determinação da condutibilidade térmica foi confeccionado um aparato experimental para a sua determinação baseado na proposta de Hawkins e Jacob, 1957, e em Farhat, 1988. O sistema foi submetido a um gradiente de temperatura em regime permanente e uma vez que a condutibilidade térmica do bloco padrão é conhecida a condutibilidade da amostra foi determinada pela relação:

$$k_A = k_P \frac{(\Delta T)_P L_P}{(\Delta T)_A L_A}, \quad (1)$$

onde:

$k_A$  e  $k_B$  - condutibilidade térmica da amostra e do padrão, respectivamente.

$(\Delta T)_A$  e  $(\Delta T)_B$  - diferença de temperatura entre as faces da amostra e padrão, respectivamente.

$L_A$  e  $L_B$  - espessura da amostra e padrão, respectivamente.

#### 3.4.1 As amostras

As seguintes amostras foram selecionadas baseado nos ensaios de verificação da resistência à compressão e absorção de umidade e submetidas aos ensaios para determinação da condutibilidade térmica.

- Amostra A: Puro, traço 1:10, G40, sem adição
- Amostra B: 70/30, traço 1:10, G40, sem adição
- Amostra C: 70/30, traço 1:8, G30, sem adição
- Amostra D: 70/30, traço 1:8, G30, com adição à 6%

#### 3.4.2 Processo de medição

As medições foram executadas no laboratório de metrologia no Núcleo de tecnologia/UFRN, aonde foi possível manter o meio ambiente a uma temperatura controlada durante todo o processo de medição. Usou-se um termômetro de bulbo, 0-100°C, 1°C, termopares de cobre-constantan e termômetro digital. A câmara fria, composta de água e gelo foi isolada do meio ambiente e as amostras eram alojadas 24hs antes do processo de medição. Usou-se um bloco padrão de zircônia e desprezou-se a resistência térmica provenientes do material das câmaras ( $e=2\text{mm}$ ). O desenho esquemático do aparato experimental e o conjunto amostra e padrão são apresentados abaixo.

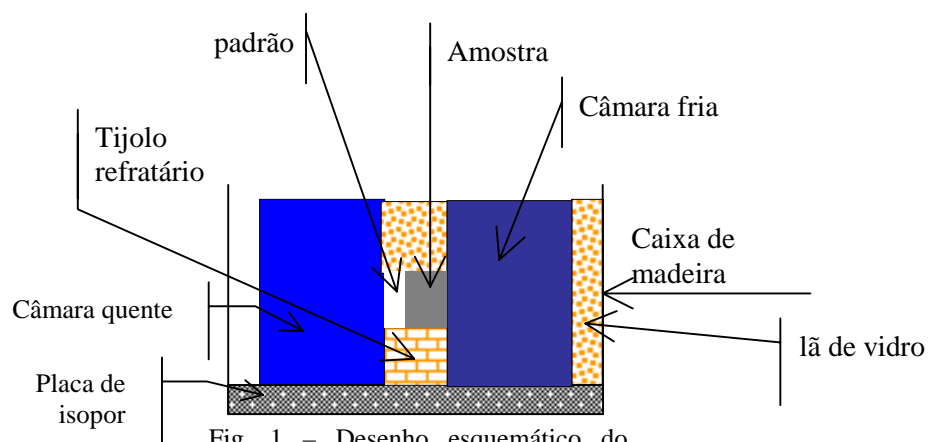


Fig. 1 - Desenho esquemático do aparato experimental confeccionado para a determinação da condutibilidade térmica

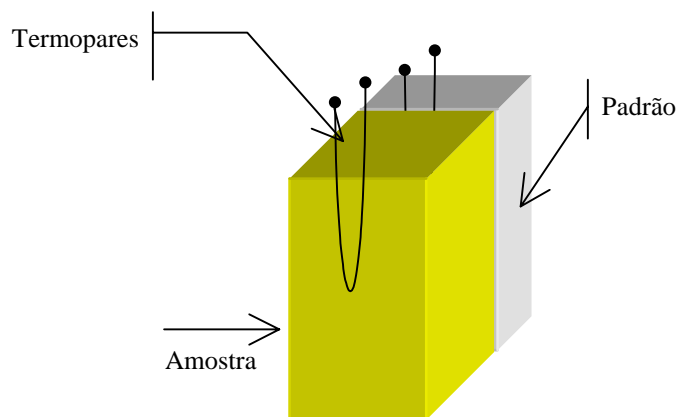


Fig. 2 - Desenho esquemático da posição dos termopares no conjunto amostra-padrão

O gráfico abaixo apresenta os resultados obtidos.

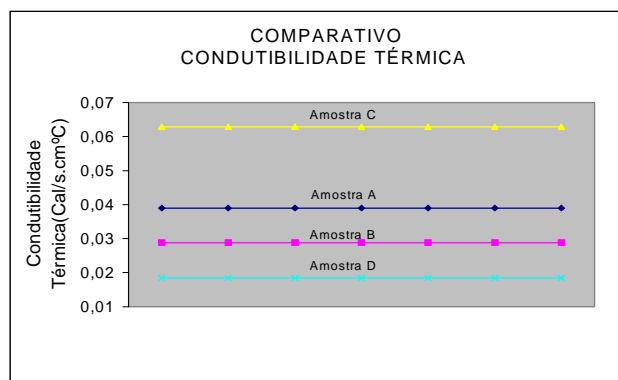


Gráfico 3 – comparativo entre condutibilidade térmica das amostras ensaiadas.

#### 4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A cerca dos resultados apresentados destacamos o desempenho da amostra **D**, cuja condutibilidade térmica apresentada é menor que as demais amostras analisadas.

No caso da amostra **C**, que apresentou melhor desempenho nos ensaios de resistência à compressão e absorção, observou-se que os valores indicam que a amostra apresenta características isolantes inferiores as demais analisadas.

No que tange a adição do componente vegetal fica patente a sua influência sobre a resistência à compressão que propiciou uma diminuição em seu valor quando comparada com a mostra do mesmo traço e granulometria e sem adição da fibra na forma de pó.

Outro ponto a ser considerado é o efeito da porosidade e umidade na condutibilidade térmica, cujos resultados demonstraram que a amostra que apresentou a maior resistência e menor absorção é a mais condutiva.

Por outro lado, a que apresentou a maior absorção e menor resistência, quando comparada com as amostras de mesma composição, no caso 70/30, apresentou a menor condutibilidade térmica. Indicando, por sua vez, a influência da porosidade nas propriedades dos materiais e, conseqüentemente, o efeito na variação da condutibilidade térmica que pode ser constatado com a determinação da porosidade aparente de cada amostra analisada.

## 5. CONCLUSÃO

Diante dos tijolos fabricados, aqueles que seguem as características da amostra C são os que apresentam o melhor desempenho quanto a resistência à compressão e absorção sendo compatível aos tijolos tipo B, pela classificação da ABNT para tijolo maciço cerâmico para alvenaria. Sendo, portanto, tecnicamente competitivo com os outros tipos de tijolos existentes no mercado, como demonstra os trabalhos de Ferreira et al., 1996 e Binoto et al., 1996.

Os resultados indicaram a viabilidade da adição do pó da fibra de coco ao solo-cimento, pois houve melhora do desempenho dos tijolos fabricados com referência a condutibilidade térmica, conseqüentemente, melhorando as características de isolamento térmico.

No entanto é necessário um estudo aprofundado acerca do envelhecimento das fibras de coco nas matrizes de solo-cimento e seus efeitos nas propriedades térmicas e estruturais.

## 6. REFERÊNCIAS

- (1) Abiko, A, K, 1988, Solo-Cimento: Tijolos, Blocos e Paredes Monolíticas. Tecnologia de Edificações, São Paulo, Brasil.
- (2) ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 8491 – Tijolo maciço de Solo-Cimento, Especificação, 1984.
- (3) ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 8492 – Tijolo maciço de Solo-Cimento, Determinação da resistência à Compressão e Ensaio de Absorção de Água, 1984.
- (4) Agopyan, V., Savastano, H., 1997, Disponibilidade de Resíduos de Alguns Tipos de Fibra Vegetal No Brasil Para Uso em Componentes de Construção, 1º Seminário Iberoamericano de Materiais Compostos Fibroreforçadas, Memoriais, Santiago de Cali, Colômbia.
- (5) ASTM, American Society Standard, Steady-State Thermal Transmission Properties by Means of the Guarded Hot Plate, C 177-76; 1982.
- (6) Picchi, F.A., Cincotto, M.A., et al., 1988, Tijolo Solo-Cal, Tecnologia de Edificações, São Paulo, Brasil.
- (7) Bauer, F., Silva, M.R., 1992, O uso de Solo-Cimento na Construção, Materiais de Construção, V.2,.
- (8) Farhat, G.M., 1988, Métodos de Medição de Condutibilidade Térmica em Materiais com Propriedades Isolante Térmica; Tecnologia de Edificações, São Paulo, Brasil.
- (9) Ferreira, H.C., Galdino, A.G.S. et al., 1996, Estudo das Propriedades Físico-Mecânicas dos Tijolos Furados Produzidos no Estado da Paraíba no Anais do 12º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências dos Materiais, Vol. 1, São Paulo, Brasil.
- (10) Hawkins, G.A., Jacob, M., 1954, Elements of Heat Transfer, Nova York, EUA.

# PRODUÇÃO DE PÓ DE ALUMINA DE ELEVADA PUREZA VIA CALCINAÇÃO DE SAIS DE ALUMÍNIO

Cláudia Terezinha Kniess<sup>1</sup>

Luiz Fernando Probst<sup>2</sup>

Nivaldo Cabral Kuhnen<sup>1</sup>

Ingeborg Kühn<sup>3</sup>

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamentos de Engenharia Química<sup>1</sup>, Química<sup>2</sup> e Engenharia Mecânica<sup>3</sup>

88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [kniess@enq.ufsc.br](mailto:kniess@enq.ufsc.br)

## Resumo

A alumina, em sua fase cristalina alfa, tem tido emprego crescente na fabricação de diversos componentes da indústria mecânica devido suas excepcionais propriedades de elevada resistência ao desgaste e a altas temperaturas. Existem dois gargalos na fabricação de componentes de alumina: a produção de pós finos de elevada pureza e a sua conformação em larga escala e baixo custo. Abordando especificamente o primeiro problema, foi estudada uma metodologia alternativa para a produção de alfa-alumina a partir da calcinação de sais de alumínio derivados de ácidos voláteis. Para tal, partiu-se da mistura de nitrato de alumínio com hidróxido de sódio. A análise por espectroscopia infravermelho bem como a caracterização do pó via microscopia mostram que a concentração de hidróxido de sódio na mistura leva a otimização do processo quando obtido um pH de 10,5. Indicam também que a temperatura e o tempo de calcinação são determinantes sobre a fase cristalina formada.

**Palavras-chave:** alumina, processamento químico, cerâmica.

## 1. Introdução

As novas e potenciais aplicações tecnológicas dos materiais descritos como “cerâmicas avançadas” têm estimulado o desenvolvimento de novas técnicas para a preparação de pós cerâmicos com características especiais. Tais técnicas geralmente fazem uso de uma rota de processamento químico envolvendo a química de soluções ou reações de fase gasosa (Barringer *et. al.*, 1984). O processamento químico permite um controle mais eficiente das características físicas e químicas dos pós produzidos, a exemplo do tamanho de partícula e da pureza química. Estas características, quando monitoradas, podem conferir aos pós reatividade e sinterabilidade superiores aquelas dos pós cerâmicos preparados por outros métodos.

O desenvolvimento de uma microestrutura adequada durante o processamento é a condição básica para que diversas propriedades desejadas em um material cerâmico possam ser obtidas. O controle da microestrutura depende das técnicas de conformação e sinterização, das relações de fases, das cinéticas de mudança de fase, densificação e crescimento do grão e das características das matérias-primas. Em particular, para que um efetivo controle da microestrutura possa ser exercido, a qualidade dos pós cerâmicos utilizados devem ser rigorosamente controlada (Costa, 1996 / Chermant, 1989).

Dentre os fatores que determinam a qualidade de um pó estão fatores físicos e químicos, conforme resumidamente apresentados na Tabela 1.

As cerâmicas técnicas em alumina têm sido um dos materiais especiais que mais teve desenvolvimento e crescimento de consumo na última década (ACS Handbook, 1985 / Oller, 1989), devido as suas propriedades e aplicabilidade. O uso da alumina tem tido papel de destaque em aplicações onde se necessita elevada resistência mecânica, particularmente em altas temperaturas, ou situações onde se requeiram produtos de alta dureza superficial e resistência ao desgaste, resistência a fluência em temperaturas superiores a 1440<sup>0</sup> C e inércia química perante ácidos e bases, tais como guias, elementos de aquecimento, assentos de válvulas, pinos e placas para a indústria têxtil, etc.

**Tabela 1** – Fatores físicos e químicos determinantes na qualidade de um pó cerâmico.

<b>Fatores físicos</b>	<b>Fatores químicos</b>
Tamanho médio de partícula Distribuição de tamanhos	Pureza Homogeneidade/heterogeneidade dos dopantes
Área superficial Forma Estado de aglomeração	Homogeneidade partícula/partícula Espécies absorvidas/adsorvidas

É utilizada ainda como aditivo (em teores normalmente inferiores a 5%) a fim de otimizar propriedades específicas superficiais (resistência ao desgaste, a abrasão ou ao risco; absorção de tinta; saturação de cor; reflexão de raios UV, etc.), propriedades térmicas e/ou propriedades elétricas.

E, por fim, a alumina é largamente empregada no polimento químico ou mecânico, sendo bastante conhecido o seu uso na metalografia ou no polimento de discos rígidos e lentes oftalmológicas, sendo ainda utilizada na óptica de precisão, na abrasão dentária e na microdermoabrasão (<http://www.psidragon.com/>, <http://www.rmc.com/gen/markets.html>, <http://www.baikowskichimie.com/>, <http://www.reade.com/>)

Considerando o exposto, decidiu-se por estudar uma metodologia alternativa para a produção de pó de alumina de elevada pureza (superior a 98,5%) a partir de matéria prima de baixo custo relativo. A metodologia proposta bem como a análise do pó obtido são a seguir descritas.

## 2. Processamento Químico

A precipitação química em solução homogênea é uma das técnicas de preparação de pós cerâmicos mais antigas, sendo ainda amplamente utilizada visto o equipamento de laboratório relativamente simples que exige e sua potencialidade no que diz respeito a produção de pós com características ideais; apresentam um elevado grau de homogeneidade química e estequiométrica, normalmente são finamente particulados e apresentam reatividade sinterabilidade melhoradas quando comparados aos pós obtidos por outros métodos (Costa, 1996). As composições de diferentes solutos em tais soluções são extremamente sensíveis a um número de parâmetros entre os quais o pH, a temperatura e natureza dos ânions presentes na solução onde a precipitação é efetuada.

Do ponto de vista químico/mineralógico a combinação dos átomos de alumínio, oxigênio e hidrogênio pode formar basicamente três tipos de compostos cristalinos: Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, na forma de

corindon,  $\text{AlOOH}$ , na forma alfa como diásporo ou gama como bohemita e  $\text{Al}(\text{OH})_3$ , chamada de nordstrandita, na forma alfa, chamada de bayerita ou na forma gama como gibsitita.

A forma  $\text{Al}_2\text{O}_3$  é pura, com estequiometria bem definida, recebendo os nomes de corindon ou alumina alfa, fase de maior interesse para a fabricação de cerâmicas técnicas. A temperatura de fusão da alumina alfa é de  $2045^\circ\text{C} \pm 6^\circ\text{C}$  (Stainer, 1997).

O corindon consiste em uma das fases cerâmicas existentes de maior dureza, sendo superado apenas pelo diamante e por alguns materiais sintéticos com a mesma estrutura do diamante. A alumina alfa cristaliza no sistema hexagonal romboédrico. A estrutura apresenta um empacotamento hexagonal compacto de íons oxigênio. Cada íon Al está octaédricamente coordenado por seis oxigênios.

O alto grau de estabilidade termodinâmica da alumina é responsável por muitas propriedades úteis, tais como alta inércia química, alta resistência à corrosão e baixa degradação térmica.

Na utilização da alumina, duas características são muito importantes (Cartone, 1986):

- *Teor de soda (na formação de óxido de sódio,  $\text{Na}_2\text{O}$ ), óxido que atua como um fundente energético, causando deterioração nas propriedades do material sintetizado, prejudicando os valores de densidade, resistência ao choque e resistência mecânica do material cerâmico. Além disso, o íon sódio tem grande influência sobre propriedades reológicas da barbotina, principalmente sobre a estabilidade e o pH.*

- *Nível total de impurezas, como por exemplo óxidos de ferro, titânio e cromo.*

Vários fabricantes mundiais de pó de alumina utilizam o processamento químico como técnica básica.

### 3. Metodologia Experimental

Foram preparadas amostras diferenciadas de óxido de alumínio, nos quais foram possíveis algumas alterações no que diz respeito a concentração de hidróxido de sódio ( $\text{NaOH}$ ), com conseqüentes modificações nos potenciais hidrogeniônicos das soluções.

Utilizou-se uma solução de nitrato de alumínio preparada pela dissolução de 32g de  $\text{Al}(\text{NO}_3)_3 \cdot 9\text{H}_2\text{O}$  (RIEDER-DE-HAËN) em 30ml de água destilada.

O agente precipitante utilizado foi o hidróxido de sódio,  $\text{NaOH}$  (BIOTEC), preparado a partir de 14g deste agente dissolvido em 200ml de água destilada, formando assim uma solução de concentração molar igual a 3,5.

O controle do pH se fez através da introdução do eletrodo do pHmêtro na solução durante a precipitação, ou seja durante o gotejamento da solução de  $\text{NaOH}$ . Tal procedimento é finalizado quando alcançado o pH previamente desejado. Além do pH inicial, mediu-se também o pH da solução matriz após 24 de envelhecimento. Após o envelhecimento o precipitado foi filtrado sob vácuo, lavando-se o mesmo com água gelada durante a filtragem.

Este procedimento deu origem as amostras  $\text{Al}_2\text{O}_3$  O de pH igual a 9.30,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  P de pH igual a 10.25 e  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Q de pH igual a 11.20 (Tabela 2). Estas amostras foram submetidas a calcinação na temperatura de  $1000^\circ\text{C}$  em forno mufla durante 6 horas, sendo as mesmas codificadas como  $\text{Al}_2\text{O}_3$  O1000,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  P1000 e  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Q1000. Estudos feitos por Kniess & Probst. (1998), comprovam que esta temperatura de calcinação confere a formação da forma  $\alpha$  - alumina.

No entanto, com a finalidade de avaliar também a influência da temperatura de calcinação sobre o tamanho e a forma das partículas de pó, submeteu-se a amostra  $\text{Al}_2\text{O}_3$  P a calcinação nas temperaturas de  $300^\circ\text{C}$  e  $800^\circ\text{C}$  ( $\text{Al}_2\text{O}_3$  P300 e  $\text{Al}_2\text{O}_3$  P800 respectivamente).

Após este processo, as amostras foram submetidas a moagem em Grau sob mesmas condições.



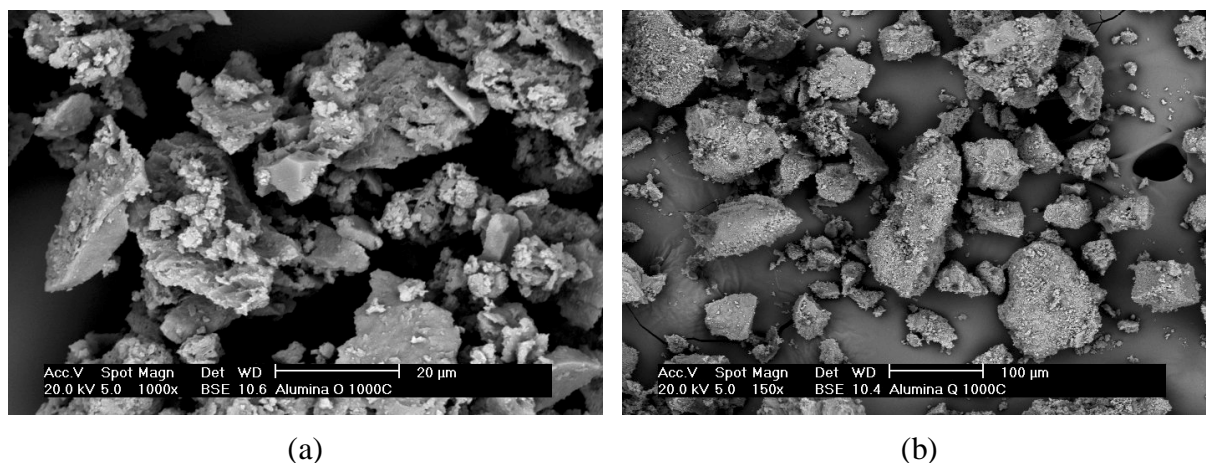
A caracterização do tamanho e forma das partículas foi realizada em microscópio eletrônico de varredura (MEV) Philips XL30. Foram também realizadas análises de composição química qualitativa via microsonda eletrônica acoplada ao MEV, e análise quantitativa via espectrometria de absorção atômica, onde o teor de sódio foi determinado.

**Tabela 2.** Características de preparação das aluminas

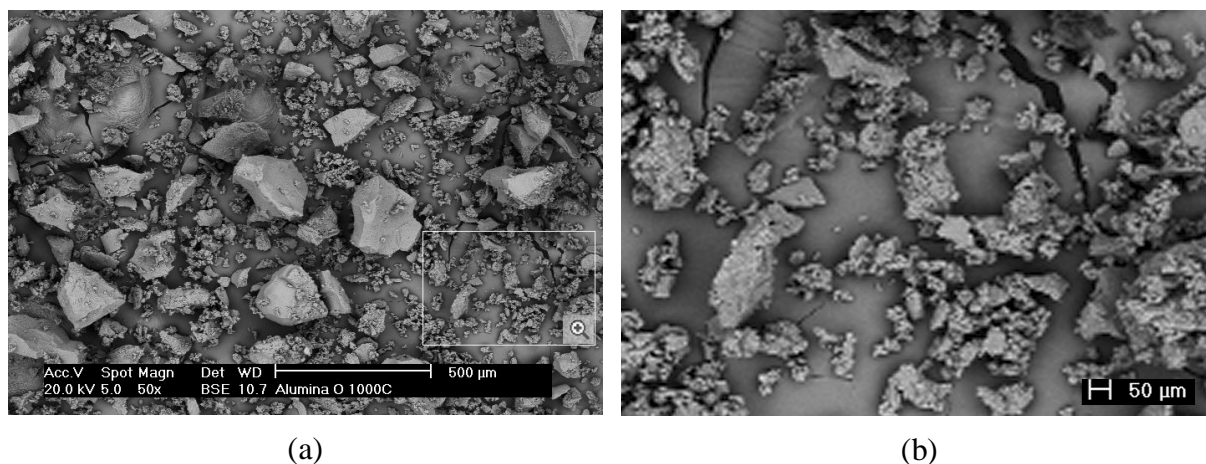
Código da amostra	pH	Volume de $\text{Al}(\text{NO}_3)_3$	Volume de NaOH gasto
$\text{Al}_2\text{O}_3$ O	9,30	30 ml	56,2 ml
$\text{Al}_2\text{O}_3$ P	10,25	30 ml	57,0 ml
$\text{Al}_2\text{O}_3$ Q	11,20	30 ml	62,3 ml

#### 4. Resultados e Discussão

A Figura 1 apresenta microfotografias das amostras  $\text{Al}_2\text{O}_3$  O1000 e  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Q1000 respectivamente. Observem-se as diferenças das mesmas decorrentes da diferença entre os valores de potenciais hidrogeniônicos. Ambas amostras apresentam um elevado grau de aglomeração, indicando que o tempo de moagem foi insuficiente para estas condições. A Figura 2 apresenta a amostra  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Q, destacando uma região que apresenta um menor grau



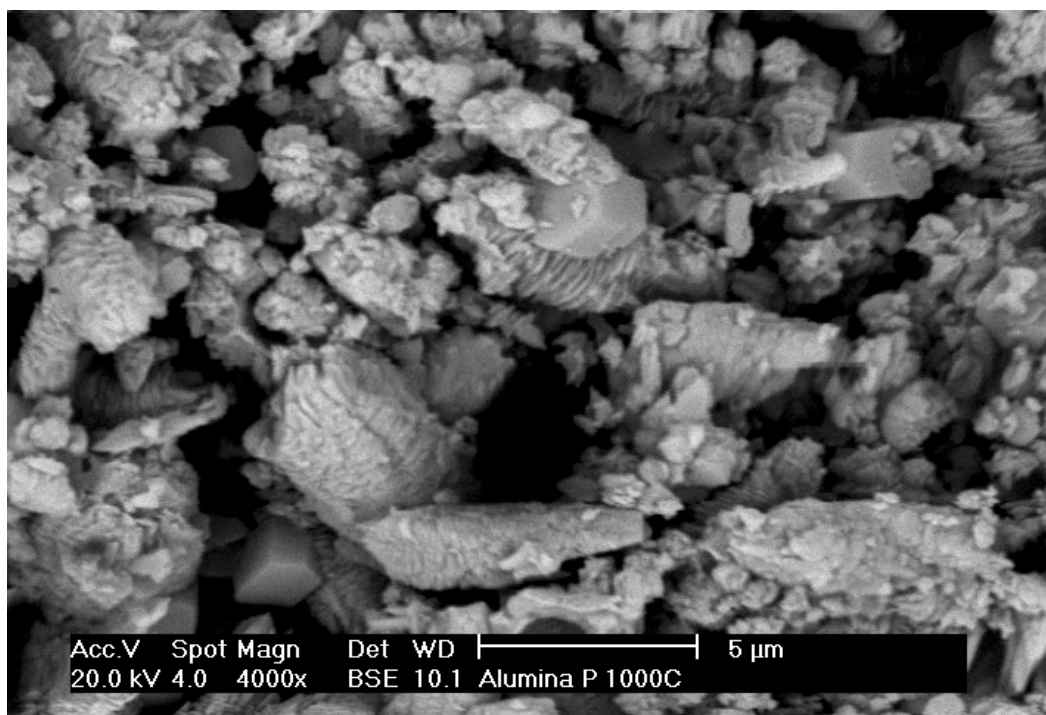
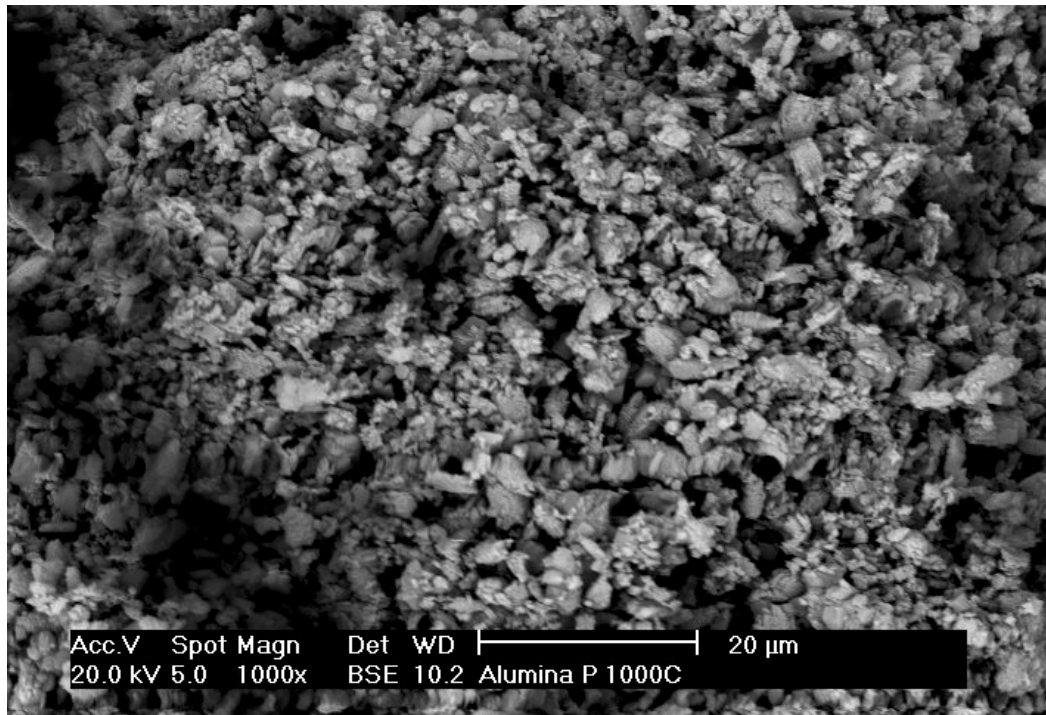
**Figura 1.** Microfotografias de pó de alumina com pH de (a) 9,30 -  $\text{Al}_2\text{O}_3$  O e (b) 11,20 -  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Q, calcinado a 1000° C durante 6 h.



**Figura 2.** (a) Pó de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  com pH 11,20; (b) ampliação da região assinalada em (a).

de aglomeração, a fim de que possam ser observados o tamanho (inferior a 10  $\mu\text{m}$ ) e a forma (bastante irregular) das partículas de alumina decorrentes desta metodologia de fabricação.

A área superficial e o tamanho dos poros podem ser controlados pela quantidade de hidróxidos de alumínio precipitados. Conforme Huang (1989), White (1989), Walpole (1989) e Trimm (1989), este controle é oriundo do pH no qual a precipitação ou o envelhecimento é conduzido.



**Figura 3.** Microfotografias de pó de alumina com pH de 10,25 , calcinado a 1000° C durante 6 h (a) vista geral do pó e (b) detalhamento de forma e tamanho de partícula.

A importância da influência do pH e do envelhecimento do precipitado é devida a polimerização de íons água à policátions. A medida que o pH da solução é aumentado, os íons água dos metais que possuem óxidos básicos ou anfóteros geralmente sofrem polimerização. O polímero formado por alumínio (III) é um dos exemplos mais comuns.

A Figura 3 mostra pó de alumina do tipo P, que apresentou valor de pH intermediário aos anteriores (10,25). Note-se que, neste caso, o grau de aglomeração é bastante pequeno. Pode-se observar (Figura 3 (b)) que as partículas apresentam predominantemente forma irregular tendendo a lamelar, e pequeno tamanho. Algumas partículas (cerca de 10% do total), com cerca de 2µm de tamanho, mostram-se poligonais.

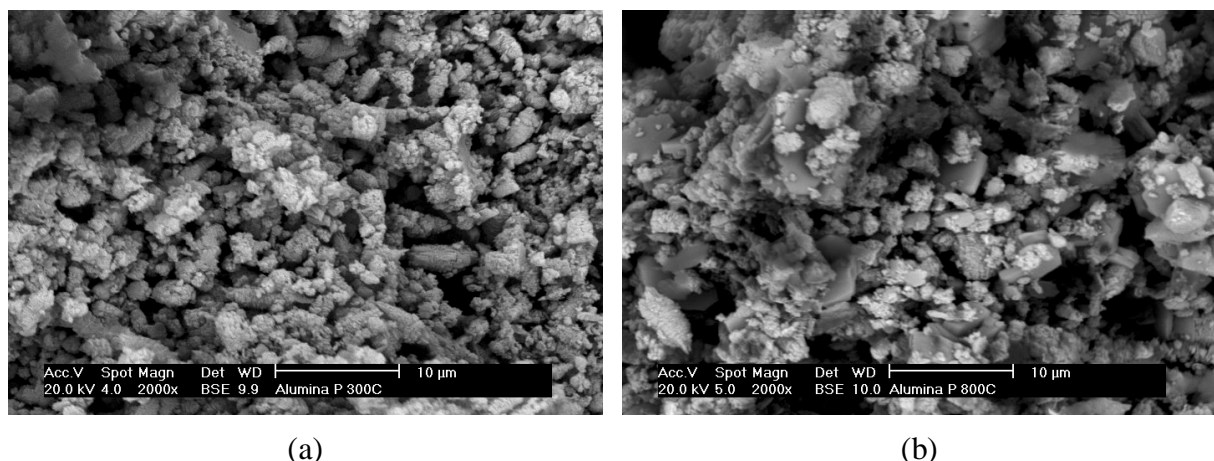
A forma obtida é particularmente interessante, dado que partículas irregulares induzem o aparecimento de componentes de torque e de cisalhamento na força interpartícula, e estes componentes, por sua vez, são considerados os responsáveis pelo rearranjo que conduz a densificação.

O fato das partículas apresentarem-se dentro de uma estreita faixa de distribuição de tamanho é também bastante interessante uma vez que esta morfologia contribui para o aumento da densificação, pois além de favorecer a taxa de sinterização, limita o movimento dos contornos evitando o crescimento excessivo dos grãos, conforme demonstrado por Chowdry e Cannon (*apud* Costa, 1996) na sinterização de  $\beta$  - alumina.

Estes resultados indicam que este é o valor de pH mais indicado para a produção de pó de alumina via metodologia proposta.

A Figura 4 ilustra os casos onde a calcinação da alumina com pH de 10,25 foi efetuada a temperaturas mais baixas: 300° e 800° C respectivamente. Note-se que, no caso da calcinação a 300° C, a forma e o tamanho de partícula são semelhantes aos obtidos quando da calcinação a 1000° C, contudo o grau de aglomeração é relativamente maior. Já no caso da calcinação a 800° C, predominam partículas de forma poligonal complexa e de maior tamanho. Nesta situação também verificou-se um elevado grau de aglomeração.

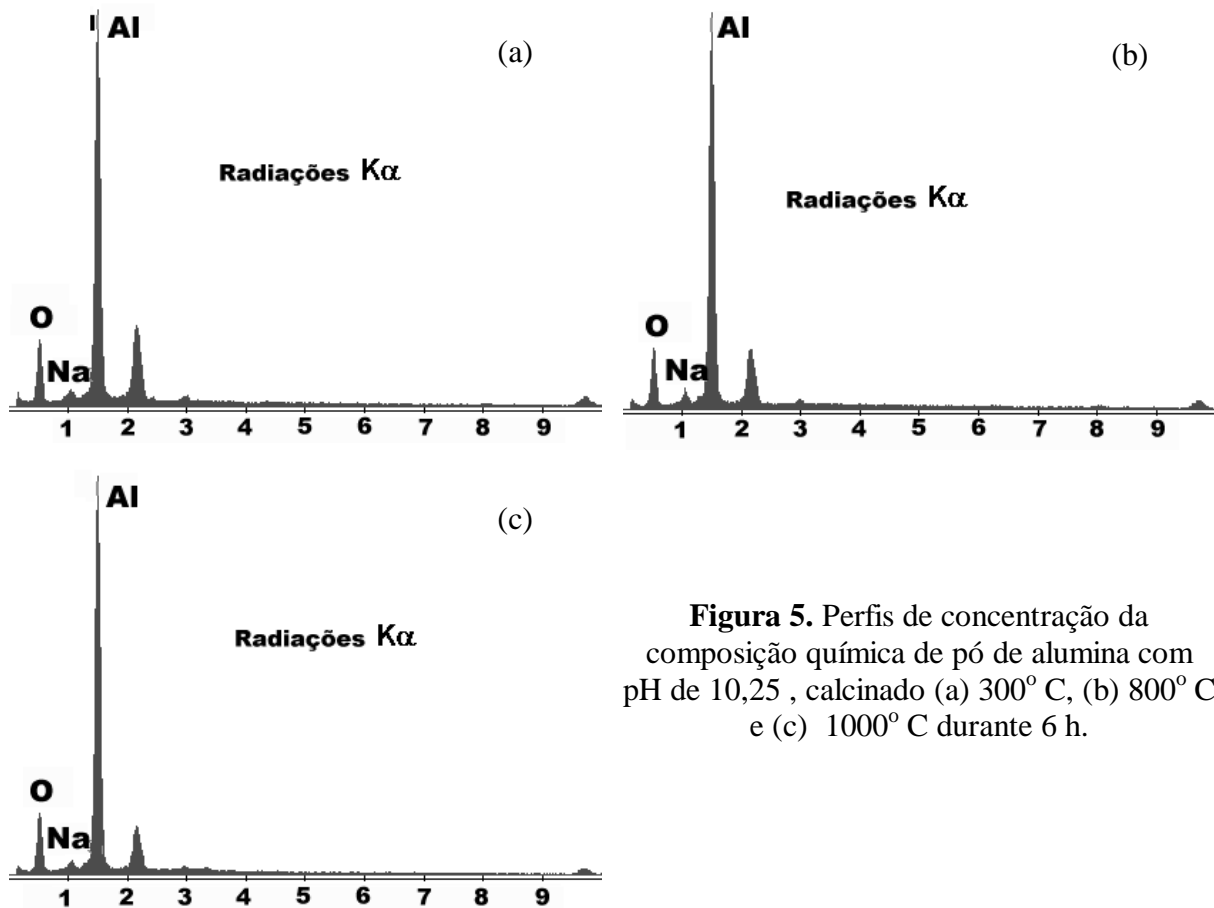
Conforme mostra a Figura 4, as propriedades físicas da fase cristalina formada, tais como área superficial e porosidade, podem ser alteradas significativamente durante o processo de calcinação (<http://www.rmc.com/gbu/bauxitealumina/ba/calcine.html>, fev/2000). Durante a calcinação, a água (ligada tanto física como quimicamente) é removida, transformando o hidrato em óxido.



**Figura 4.** Microfotografias de pó de alumina com pH 10,25 calcinado a (a) 300° e (b) 800° C durante 6 h.

Na Figura 5 podem ser observados os perfis de concentração da composição química, obtidos via microsonda, para os casos de calcinação em 300°, 800° e 1000° C de  $Al_2O_3$  com

pH 10,25. Este resultados são um indicativo do elevado grau de pureza da alumina processada por esta metodologia, e corroboram os já obtidos por Kniess & Probst (1998) anteriormente. O teor de soda apresentado (1,07%, conforme os resultados de espectrometria de absorção atômica) é suficientemente baixo para não comprometer a resistência mecânica ou a tenacidade, propriedades estas particularmente afetadas por esta impureza. O hidróxido de sódio pode ainda ser minimizado via lavagem do pó em água gelada.



**Figura 5.** Perfis de concentração da composição química de pó de alumina com pH de 10,25, calcinado (a) 300° C, (b) 800° C e (c) 1000° C durante 6 h.

## 5. Conclusões

Os resultados mostram que é possível fabricar pó de alumina de pequeno tamanho de partícula e elevada pureza química através da metodologia proposta, ou seja:

- √ precipitação de nitrato de alumínio em hidróxido de sódio,
- √ calcinação do precipitado dando origem ao óxido, e
- √ moagem das partículas de óxido de alumínio.

Os fatores mais influentes sobre as características da alumina assim produzida são o pH da solução durante a precipitação e a temperatura de calcinação.

Os melhores resultados foram obtidos para um valor de pH de 10,25 e temperatura de 1000° C.

Pelas características apresentadas, pode-se dizer que este pó tem ampla aplicabilidade, podendo ser utilizado na indústria de catálise, no polimento e na fabricação de componentes mecânicos diversos sujeitos ao desgaste, temperaturas elevadas e ataques químicos.

## 6. Referências

- Barringer, E., Fegley, B., Pober & R. L. E Bowen, H. K., *apud* Hench, L. L. & Ulrich, D.R. (ed), 1984. "Ultrastructure Processing of Ceramic, Glasses and Composites". Wiley, New York, 315p.
- Carbone, T. J., 1986. "Aluminas para Indústria Cerâmica". *Cerâmica*, Vol. 32 nº 203, pp 309-314.
- Chermant, J. L., 1989, "Les Ceramiques Thermomecaniques", Presses du CNRS, Paris, France, 202p.
- Costa, B. J., 1996. "Processamento Químico de Pós Cerâmicos para a Produção de Cerâmicas Avançadas", *Boletim Técnico* nº 66, Tecpar, Curitiba, Brazil, pp. 1-30.
- <http://www.baikowskichimie.com/>, fev/2000.
- <http://www.psidragon.com/>, fev/2000.
- <http://www.rmc.com/gen/markets.html>, fev/2000.
- <http://www.rmc.com/gbu/bauxitealumina/ba/calcline.html>, fev/2000.
- <http://www.reade.com/>, fev/2000.
- Kniess, C. T. & Probst, L. F. D., 1998. "Preparação de Aluminas e Misturas de Aluminas e Cerinas. Caracterização Através de Espectroscopia Infravermelho e Reações de Desidratação do Etanol". Relatório, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brazil, 57p.
- Oller, S., 1989, "Nuevos Materiales Estructurales Ceramicos en Ingeniería", Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona, España, 161p.
- Stainer, D., 1997. "Influência dos Parâmetros de Processo na Sinterabilidade de Elementos de Moagem em Alta Alumina". Dissertação. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brazil, 100p.
- Trimm, D. L., Walpole, A., Huang, Y. et al, 1989. *Appl. Catal.*, Vol. 56, pp. 177-182.
- \_\_\_\_\_ Alumina Chemicals, Science and Technology Handbook, 1985. The American Ceramic Society, Westerville, Ohio, USA.

# CARACTERÍSTICAS DA CAMADA ENDURECIDA POR TÊMPERA SUPERFICIAL DE JUNTAS HOMOCINÉTICAS NAS CONDIÇÕES NOVA, USADA E RECONDICIONADA

Marcelo Martins <sup>1</sup>

Fernando José Gonçalves Fernandes <sup>1</sup>

Ingeborg Kühn Arroyo <sup>2</sup>

Universidade Federal de Santa Catarina

Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais <sup>1</sup>

Departamento de Engenharia Mecânica <sup>2</sup>

88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [macopala@portadig.com.br](mailto:macopala@portadig.com.br)

## Resumo

Com o objetivo de avaliar as camadas endurecidas por têmpera superficial em juntas homocinéticas, recorreu-se a diversas técnicas experimentais. O estudo partiu de peças existentes no mercado, sendo que uma peça era nova, outra recondicionada e outra usada, e limitou-se apenas aos detalhes do componente sino, de maneira que se pudesse comparar as possíveis diferenças existentes nos mesmos. Conclui-se que o uso de juntas homocinéticas recondicionadas não é recomendado, considerando-se variações de dureza no alojamento das esferas, falta de controle no processo de retificação, profundidade de têmpera variável de canal para canal e custo de aquisição.

**Palavras-chave:** juntas homocinéticas, recondicionamento, martensita revenida.

## 1. INTRODUÇÃO

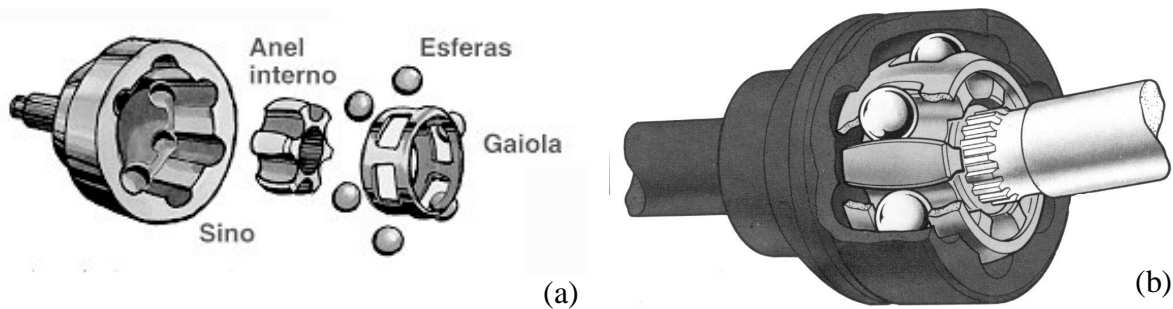
O uso de juntas homocinéticas no automóvel é fundamental por proporcionar ao mesmo suavidade nos movimentos de tração e direção, velocidades sem flutuações nos eixos primários e secundários, adaptando-se a movimentos em vários ângulos.

As juntas homocinéticas (Figura 1) são compostas por uma ponta de eixo, também chamada sino, que é ligada ao cubo da roda. No seu interior existem seis canais ou pistas, de seção semicircular, onde são encaixadas seis esferas de aço. Através de um anel chamado "gaiola", essas esferas tem controlada sua posição longitudinal nos canais. Acoplado a estes componentes, está um anel interno que possui seis canais similares aos do sino, porém usinados na sua superfície externa. Este anel fica ligado ao eixo motriz (ATH-Albarus, 1998 / O Livro do Automóvel, 1981).

Este conjunto garante uma restrição de movimento das esferas ao longo dos canais, de modo que os centros destes sempre estejam em um plano bissetor (médio) do ângulo que formam os eixos motriz e móvel, o que é essencial para que a transmissão se efetue a velocidade constante (*idem*).

O movimento relativo das esferas nas pistas somado aos esforços atuantes, gera um desgaste apreciável nas pistas (do sino e do anel interno) bem como nas esferas. Este desgaste pode ser minimizado através do uso de materiais com características apropriadas para esta finalidade. O aço é o material por excelência para a manufatura destes componentes (Kühn,

1989) e a têmpera e o revenido (superficial, no caso das pistas) são os tratamentos térmicos adequados para conferir elevada resistência ao desgaste.



**Figura 1.** Representação de juntas homocinéticas (a) decomposta em seus diversos partes e (b) montada entre o cubo da roda e o eixo de transmissão.

Apesar de serem produtos de tecnologia sofisticada, itens de segurança sem os quais o carro não anda, as juntas homocinéticas sofrem de um problema crônico: o recondicionamento. Esse mal se abate sobre dezenas de tipos de autopeças, suportado pelo apelo do custo de aquisição e pelo desconhecimento dos proprietários de automóveis sobre esses produtos. O recondicionamento normalmente consiste no reaproveitamento de peças usadas que são reprocessadas. Em alguns casos, o reprocessamento é realizado por meio de técnicas adequadas, contudo esta não é a norma. Especificamente no caso das juntas homocinéticas, é comum verificar-se o enchimento de solda como recurso básico para recuperar as regiões afetadas por excessivo desgaste.

Em conseqüência, observou-se a necessidade de comparar algumas características essenciais entre juntas homocinéticas nas condições nova, usada e recondicionada, de modo a verificar o grau de confiabilidade exibido pelo produto reaproveitado. Para tal, selecionou-se o componente sino como objeto de estudo.

As juntas homocinéticas utilizadas neste trabalho foram manufaturadas por dois fabricantes distintos: Albarus (nova) e Volkswagen (recondicionada e usada). A junta recondicionada foi reprocessada por empresa desconhecida.

## 2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Visando verificar o grau de precisão dimensional, quantificar a perda de material e de propriedades devido ao desgaste, bem como caracterizar as regiões submetidas ao reprocessamento do componente sino, em especial de seus canais, foram realizados os seguintes ensaios

- análise da composição química via espectroscopia ótica,
- macrografia, conforme a norma NBR 6217,
- medição de dureza da camada endurecida por têmpera,
- medição da espessura desta camada via microscopia ótica,
- análise microestrutural via microscopia ótica e microscopia eletrônica de varredura.

Para a medição de dureza foi utilizado um durômetro Vickers da WPM - Heckert.

A medição da espessura da camada endurecida por têmpera foi realizada em um microscópio de medição através de projeção episcópica. As amostras foram colocadas sobre uma mesa cujo deslocamento era controlado por micrômetro analógico com resolução de 0,001 mm.

Para as análises micrográficas foram utilizados os microscópios Carl Zeiss - Neophot 30 (óptico) e Philips XL 30 (eletrônico). A preparação das amostras para metalografia seguiu o procedimento padrão. Foi usado Nital a 2% para o ataque químico.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES



Figura 2. Juntas homocinéticas estudadas.

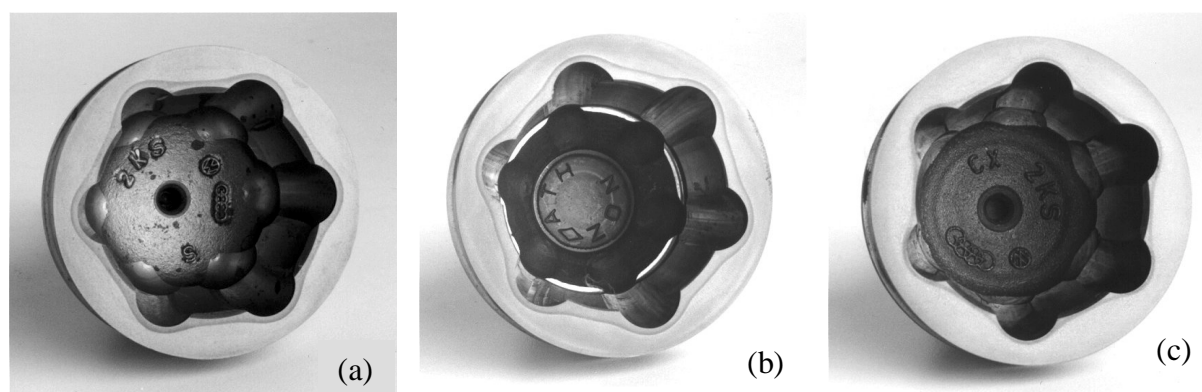


Figura 3. Interior dos sinos das juntas homocinéticas analisadas: (a) nova, (b) recondicionada e (c) usada.

Tabela 1. Composição química do material do sino de juntas homocinéticas nas condições nova, recondicionada e usada.

elemento	Junta (%)			elemento	Junta (%)		
	nova	recond.	usada		nova	recond.	usada
C	0,525	0,547	0,524	Co	0,020	0,024	0,0221
Si	0,243	0,270	0,214	Cu	0,126	0,125	0,126
Mn	0,864	0,923	0,751	Nb	< 0,005	< 0,005	< 0,005
P	0,021	0,023	0,012	Ti	0,002	0,003	0,002
S	0,025	0,036	0,029	V	< 0,005	< 0,005	< 0,005
Cr	0,143	0,108	0,117	W	< 0,005	< 0,005	< 0,005
Mo	0,010	0,008	0,041	Sn	< 0,005	0,013	< 0,005
Ni	0,114	0,054	0,089	Fe	97,83	97,77	97,99
Al	0,012	0,038	0,019				

A Figura 2 apresenta as três juntas homocinéticas estudadas neste trabalho. Na Figura 3, o componente sino é mostrado em maiores detalhes. Note-se que, com uma simples inspeção visual, não é possível distinguir uma junta nova de uma recondicionada.

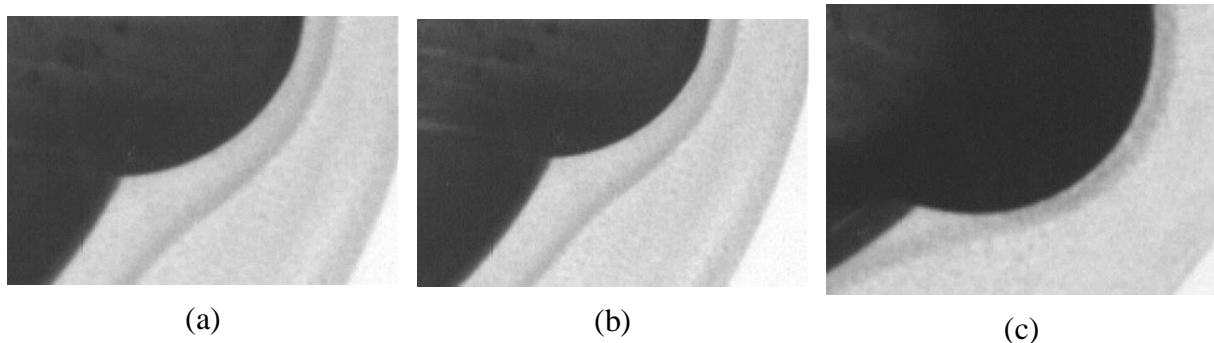


A Tabela 1 apresenta os resultados da análise química para os três tipos de sino: novo, recondicionado e usado. Estes resultados indicam que o material é um aço comum ao carbono, classificável como ABNT 1050.

A espessura da camada endurecida por têmpera superficial pode ser vista na Tabela 2 e na Figura 4.

**Tabela 2.** Espessura da camada temperada superficialmente nos canais dos sinos de juntas homocinéticas.

<b>junta</b>	<b>espessura da camada temperada por canal (mm)</b>					
<b>nova</b>	1,68	1,68	1,70	1,66	1,66	1,69
<b>recondicionada</b>	1,85	1,77	1,77	1,89	2,00	2,01
<b>usada</b>	1,25	1,27	1,28	1,28	1,28	1,29



**Figura 4.** Detalhe da camada endurecida por têmpera superficial dos canais dos sinos de juntas homocinéticas (a) nova, (b) recondicionada e (c) usada.

Dos dados contidos na Tabela 2, pode-se constatar que a espessura da camada endurecida é maior no caso da junta recondicionada e menor na junta usada (inclusive detectável na fotografia da Figura 4 (c)). Nota-se ainda uma variação significativa de espessura entre os diversos canais da junta recondicionada.

Para o caso da junta usada esta menor espessura era esperada, uma vez que o desgaste proveniente do uso do componente leva à perda de material.

Quando o desgaste é excessivo, como o verificado na junta usada, o recondicionamento geralmente consiste no preenchimento dos canais com solda seguido de alívio de tensões, posterior retífica a fim de que o componente readquira suas dimensões e, finalmente, têmpera superficial e revenido. A análise metalográfica mostrou que este não foi o procedimento adotado no recondicionamento da junta analisada neste trabalho. Neste caso, o recondicionamento consistiu em simples retífica para remoção das crateras causadas pelo desgaste seguida de têmpera e revenido.

Os resultados contidos na Tabela 2 indicam que o processo de retífica dos canais bem como o tratamento posterior de têmpera não foram convenientemente executados. Alguns problemas podem decorrer destes procedimentos: a heterogeneidade observada na espessura da camada temperada é indicativo de tolerâncias dimensionais não respeitadas, o que pode ocasionar um maior desgaste de todo o conjunto (Das, 1996).

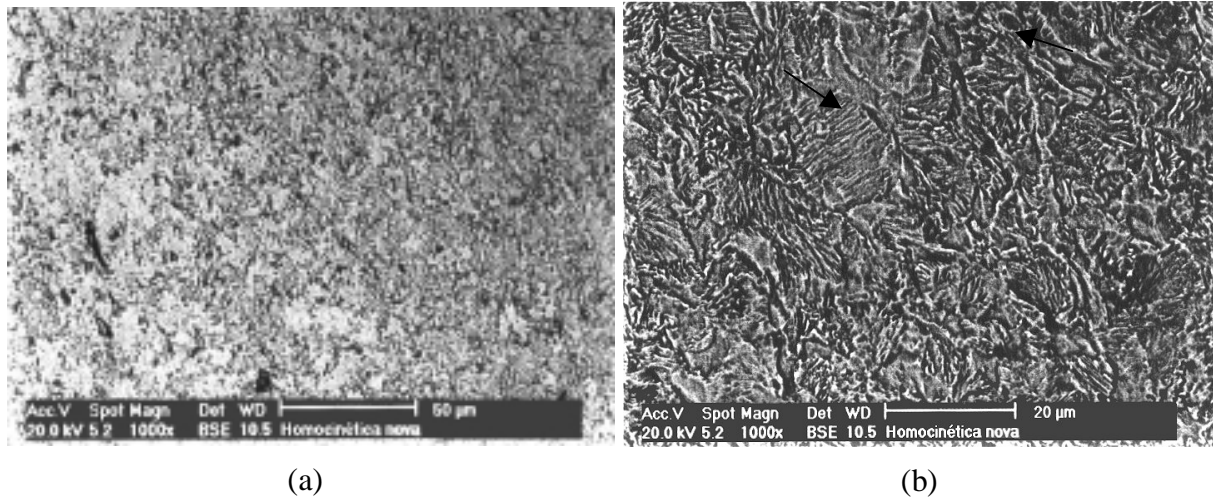
A Tabela 3 apresenta a dureza da camada endurecida por têmpera superficial para as três condições em análise. As Figuras 5 a 7 mostram microfotografias das três condições de estudo.

Comparando-se os dados da Tabela 2 com as microestruturas mostradas nas Figuras 5 a 7, pode-se constatar que o revenido foi realizado a aproximadamente 350° C (Kühn & Horn-Vieira, 1996 / Honeycombe, 1981), tanto no caso da junta nova como no da recondicionada. O

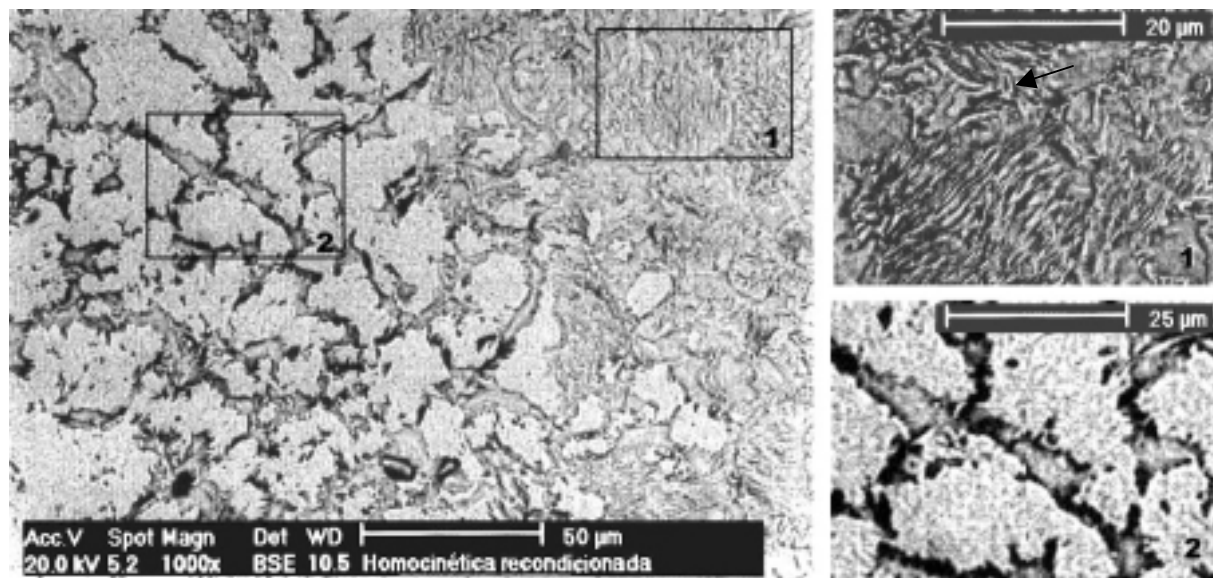
aspecto da martensita remanescente na junta usada indica uma temperatura de revenido de cerca de 300° C (*idem*). O valor mais baixo de dureza neste caso deve-se a heterogeneidade microestrutural, uma vez que o desgaste provocou a perda de parte da camada endurecida.

**Tabela 3.** Dureza das regiões martensíticas dos canais de sinos de juntas homocinéticas.

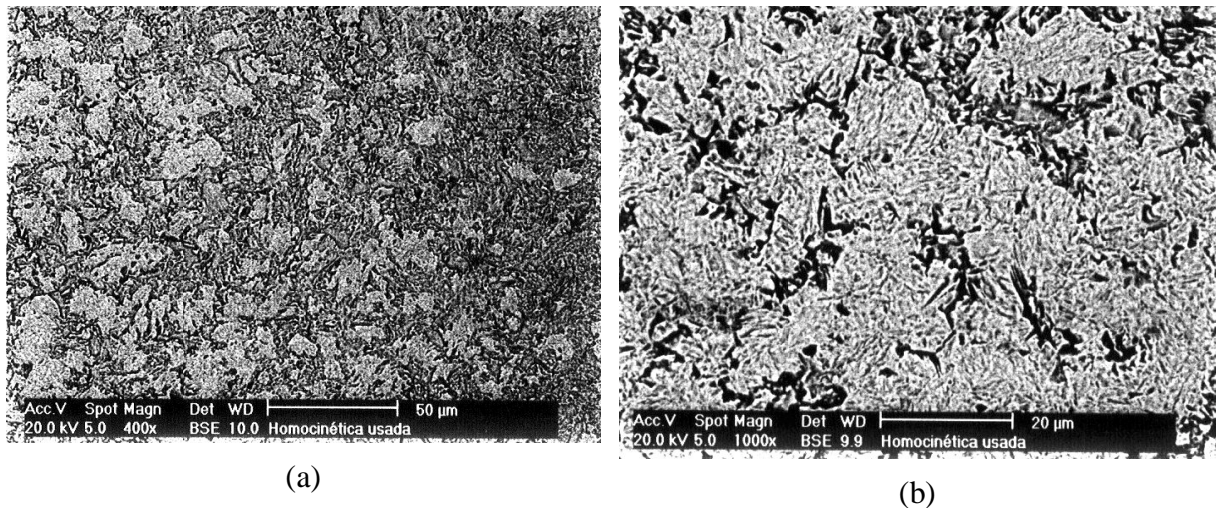
<i>junta</i>	<i>nova</i>	<i>recondicionada</i>	<i>usada</i>
dureza HV (kgf/mm <sup>2</sup> )	675	675	494



**Figura 5.** Microestrutura da camada endurecida por têmpera superficial da junta homocinética nova. (a) estrutura martensítica bastante homogênea e (b) ampliação indicando que a temperatura de revenido foi de cerca de 350° C.



**Figura 6.** Microestrutura da camada endurecida por têmpera superficial da junta homocinética recondicionada, vendo-se em detalhe as regiões (1) inteiramente martensítica e (2) de granulação grosseira, típica de revenido em temperatura elevada.



**Figura 7.** Microestrutura da camada endurecida por têmpera superficial da junta homocinética usada. (a) estrutura heterogênea, predominantemente martensítica e (b) ampliação para melhor caracterização da martensita.

A microestrutura martensítica encontrada nos três casos é caracterizada pela presença de cementita em bastonetes preponderantemente com uma distribuição de Widmanstätten. Note-se na Figura 5(b) a presença de colônias de partículas em forma de ripas, orientadas paralelamente, evidenciando o crescimento de cementita ao longo de contornos de maclas. Observe-se ainda (Figuras 5 e 6) regiões de cementita esferoidizada, o que indica a sua nucleação junto aos contornos de grão. Não foi observada a ocorrência de carboneto- $\epsilon$ .

É ainda interessante comparar-se as microestruturas das juntas nova e recondicionada. Enquanto a primeira apresenta-se homogênea, a segunda mostra uma microestrutura bastante heterogênea: algumas regiões apresentam martensita revenida a cerca de 350° C, enquanto outras mostram ferrita equiaxial contendo cementita esferoidizada. Esta morfologia (Honeycombe, 1981), característica de revenido em temperaturas elevadas (provavelmente em torno de 600° a 700° C), apresenta baixa resistência ao desgaste (Hornbogen, 1969), incompatível com aquela requerida pelo componente.

Ressalte-se que a microestrutura apresentada pelas regiões adjacentes aos canais era perlito-ferrítica.

#### 4. CONCLUSÕES

Os estudos realizados permitem concluir que:

- o desgaste provocado pelo uso leva a deterioração da camada endurecida por têmpera; a perda de material faz com que o componente fique fora de suas tolerâncias dimensionais, levando ao seu funcionamento inadequado;
- o recondicionamento processado via retificação dos canais deteriorados pelo uso e posterior têmpera e revenido, se não efetuado corretamente, pode levar a heterogeneidade dimensional e microestrutural, conforme observado no caso estudado;
- a heterogeneidade dimensional leva a solicitações mistas que podem comprometer o desempenho e a vida útil do componente;
- a heterogeneidade microestrutural leva a uma resistência ao desgaste menor que a desejada, ocasionando uma menor vida útil do componente;
- o desgaste acentuado, como o da junta estudada neste trabalho, não permite que o componente seja reaproveitado via retífica e tratamento térmico - exige o preenchimento das regiões afetadas (canais) com solda a fim de compensar-se a perda de material. Este

procedimento, embora usual, não é recomendado uma vez que tende a reduzir a resistência ao desgaste das partes recondicionadas (DeGarmo et al., 1997);

- o custo de uma junta recondicionada varia entre 30 a 70% do preço de uma junta nova. A analisada neste trabalho custou 70% do valor da junta nova. Cabe lembrar que o tempo de instalação e o valor da mão-de-obra são os mesmos para a junta nova ou para a recondicionada. Sendo assim, seu uso não é aconselhado pelos autores deste trabalho.

## 5. REFERÊNCIAS

- \_\_\_\_\_ "ATH-Albarus", 1998. Albarus, São Paulo, Brazil, 56 p.
- Das, A. K., 1996. "Metallurgy of Failure Analysis". McGraw-Hill Publishing Co., New York, USA, 354 p.
- DeGarmo, E. P., Black, J. T. & Kohser, R. A., 1997. "Materials and Processes in Manufacturing". Prentice Hall Publishers, Upper Saddle River, USA, 1259 p.
- Honeycombe, R. W. K., 1981. "Steels - Microstructure and Properties". Edward Arnolds Publishers, London, England, 348 p.
- Hornbogen, E., 1969, "Verfestigungsmechanismen in Stählen", Proceedings of the Symposium Die Verfestigung von Stahl, Zürich, Swiss, pp. 1-16.
- Kühn, I. & Horn-Vieira, M. L., 1996. "Caracterização da Martensita Revenida em Temperatura Variável e seu Efeito sobre a Camada Nitretada por Plasma em Aço AISI 4140", Proceedings of the VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Valdivia, Chile, pp. 331-334.
- Kühn, I., 1989. "SM: Programa para a Seleção de Materiais de Construção Mecânica", Proceedings of the X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM 89, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 327-330.
- \_\_\_\_\_ "O Livro do Automóvel", 1981. Editora Ambar, Lisboa, Portugal, 123 p.

## TORNEAMENTO DE AÇOS ENDURECIDOS UTILIZANDO FERRAMENTAS CERÂMICAS

### **Hidekasu Matsumoto**

Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15.385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: hidekasu@dem.feis.unesp.br

### **Anselmo Eduardo Diniz**

Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Fabricação, Campinas, SP, Brasil. E-mail: anselmo@fem.unicamp.br

### **Resumo**

Torneou-se o aço ABNT 52100 temperado e revenido com dureza média de 60 HRC com o objetivo de verificar a possibilidade de obter peças com qualidade dimensional e superficial compatível com o processo de retificação. Para tanto, utilizou-se ferramentas de cerâmica mista ( $Al_2O_3 + TiC$ ) de geometria triangular com furo para fixação e quadrada sem furo e um torno CNC convencional de 22kW de potência, já com algum desgaste devido à utilização. Mediu-se as dimensões e a rugosidade média das peças, utilizando como critério de vida a rugosidade média ( $Ra \leq 0,6 \mu m$ ). Analisou-se também a forma de desgaste e a vida das ferramentas de corte. Os resultados obtidos levam a concluir que com o torneamento de aços endurecidos é possível obter qualidade dimensional e geométrica compatível com as operações de retificação normais e com vidas das ferramentas de corte satisfatórias.

**Palavras-chave:** Torneamento de Aços Endurecidos, Usinagem, Ferramentas Cerâmicas.

### **1. INTRODUÇÃO**

O torneamento de aços endurecidos já vem sendo utilizado industrialmente para substituir alguns casos de retificação. Inúmeras são as vantagens da operação de torneamento em relação à retificação, dentre as quais pode-se citar a maior produtividade, possibilidade de eliminar etapas de fabricação, máquinas-ferramenta mais simples e de menor custo, flexibilização do processo, menor custo das ferramentas de corte, etc. (Tönshoff *et al.*, 1995). Apesar destas evidentes vantagens, as aplicações industriais têm sido pequenas se comparadas com as possibilidades de aplicações. Segundo alguns autores (König *et al.*, 1993; Klocke *et al.*, 1995; Abrão e Aspinwall, 1996), os motivos que impedem a maior utilização do processo de torneamento é a necessidade de se analisar individualmente cada aplicação, levando em consideração o tipo e a condição da

peça, requisitos de projeto do componente, os equipamentos disponíveis e suas condições, os custos do ferramental e mão de obra e o tamanho do lote de peças.

O torneamento de aços endurecidos exige alguns requisitos especiais, principalmente ferramentas de corte e máquinas-ferramenta que atinjam altas rotações com grande exatidão e rigidez. Segundo Klocke *et al.*, (1995), qualidades IT6 e IT7 e rugosidade Ra de 0,2 a 0,3  $\mu\text{m}$  são possíveis de serem obtidas na produção industrial em tornos de grande exatidão comandados numericamente. Estas qualidades correspondem a qualidades necessárias à grande parte das peças utilizadas na indústria automobilística. Ainda segundo o mesmo autor, pesquisas mais recentes mostram que com a utilização de tornos de grande exatidão (alta rigidez e com mancais hidrostáticos), geometria da ferramenta especial e parâmetros de corte otimizados, é possível a obtenção de peças com qualidade como as obtidas na retificação fina (IT3 até IT5 e  $Ra < 0,1\mu\text{m}$ ) e com ausência de camada superficial danificada.

Quanto às ferramentas de corte, para se obter qualidade e produtividade, faz-se necessário a utilização de ferramentas de corte confeccionadas com materiais que atendam a alguns requisitos, tais como (König *et al.*, 1984): alta dureza à temperatura ambiente e a quente, alta resistência à ruptura transversal (maior que  $390 \text{ N/mm}^2$ ), alta tenacidade à fratura, alta resistência à compressão, alta resistência ao choque térmico e alta resistência a reações químicas. Os materiais tradicionalmente utilizados, como o aço rápido e o metal duro não atendem à grande parte dos requisitos, principalmente em relação à dureza. O diamante policristalino atende à maioria dos requisitos, porém é altamente reativo com o ferro em temperaturas superiores a  $800^\circ\text{C}$ , o que provoca uma deterioração prematura da ferramenta. Assim, restam as ferramentas de materiais cerâmicos e os de nitreto de boro cúbico (CBN). A seguir, serão feitas algumas considerações sobre as ferramentas cerâmicas.

Os insertos de materiais cerâmicos têm boa dureza à quente e a frio, alta resistência à abrasão e excelente estabilidade química (evita a difusão, o que é muito importante quando se usina em altas velocidades e temperaturas). Porém, a baixa tenacidade os torna altamente frágil, o que limita a sua aplicação a operações pouco severas. De uma maneira geral, os materiais cerâmicos estão divididos em dois grandes grupos (essa divisão é feita em função do material empregado como matriz): - alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) ou nitreto de silício ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ), que por sua vez também são subdivididos. Os materiais desses subgrupos diferem entre si, pela composição química, pelo processo de fabricação e propriedades (Brinksmeier e Bartsch, 1988). Dentre as ferramentas cerâmicas, a mais indicada pelos pesquisadores (Gruss, 1998) e fabricantes de ferramentas de corte (Sandvik, 1996), para a usinagem de aços endurecidos, são as ferramentas de cerâmica mista. A presença de TiC e TiN na matriz de alumina permite que estas ferramentas sejam empregadas com velocidades de corte mais elevadas, com menor risco de fratura súbita. Além disso, a alumina mista apresenta uma dureza a quente superior às outras ferramentas a base de alumina. Em função disso, optou-se por utilizar as ferramentas de cerâmica mista neste trabalho.

No torneamento de aços endurecidos, a máquina-ferramenta tem grande influência, pois a falta de rigidez causa erros dimensionais e geométricos na peça, além de avarias nas ferramentas de corte. Neste trabalho, procurou-se verificar a possibilidade de obter uma qualidade de usinagem compatível com a retificação em termos de acabamento dimensional e superficial, além de analisar a vida e o desgaste das ferramentas de cerâmica mista ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiC}$ ), utilizando tornos CNC convencionais e já com algum tempo de utilização, uma vez que esta é a situação da maioria das empresas brasileiras.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A máquina-ferramenta utilizada foi um torno CNC, modelo Cosmos, marca ROMI, fabricado em 1985, potência do motor principal de 22 kW, mancais e guias convencionais (não hidrostáticos).

Utilizou-se ferramentas cerâmicas de  $Al_2O_3 + TiC$  (CC 650 da Sandvik) de geometria triangular com furo para fixação (TNGA 16 04 08 T01020), raio de ponta de 0,8 mm, chanfro de 0,1 mm x 20°, ângulo de posição  $\chi_r = 90^\circ$ , ângulo de saída  $\gamma_n = -6^\circ$ , ângulo de inclinação  $\lambda_s = -6^\circ$ , e ferramentas de  $Al_2O_3 + TiC$  (CC650 da Sandvik) de geometria quadrada sem furo para fixação (SNGN 12 04 08 T01020), raio de ponta de 0,8 mm, chanfro de 0,1 mm x 20°, ângulo de posição  $\chi_r = 75^\circ$  e ângulo de saída  $\gamma_n = -6^\circ$ .

Os corpos de prova usinados foram peças cilíndricas de aço ABNT 52100 (AISI E52100), temperados e revenidos com dureza na faixa de 58 a 62 HRC (Rockwell C), com diâmetro de 60 mm por 60 mm de comprimento e sem furo de centro. Todas os corpos de prova foram pré-usinados com tolerância h8.

Os valores da rugosidade foram medidos com um rugosímetro Mitutoyo SurfTest 201, ajustado para um “cut-off” de 0,8 mm.

Todos os ensaios foram realizados com avanço  $f = 0,08$  mm/volta, profundidade de usinagem  $a_p = 0,4$  mm e foram repetidos pelo menos três vezes. As velocidades de corte utilizadas foram 108 e 130 m/min para ferramenta triangular e 130 m/min para ferramenta quadrada.

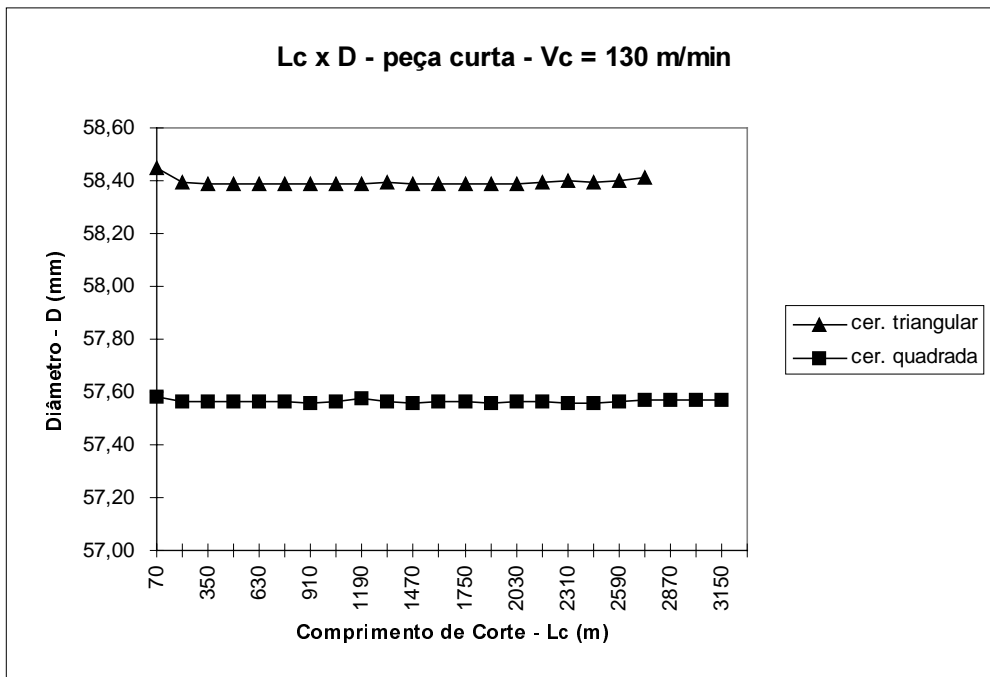
O critério de vida adotado foi o da rugosidade média, sendo o ensaio interrompido quando se atingia  $R_a = 0,6$   $\mu m$ . Segundo Agostinho et al. (1977) este valor é típico de uma operação de retificação.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

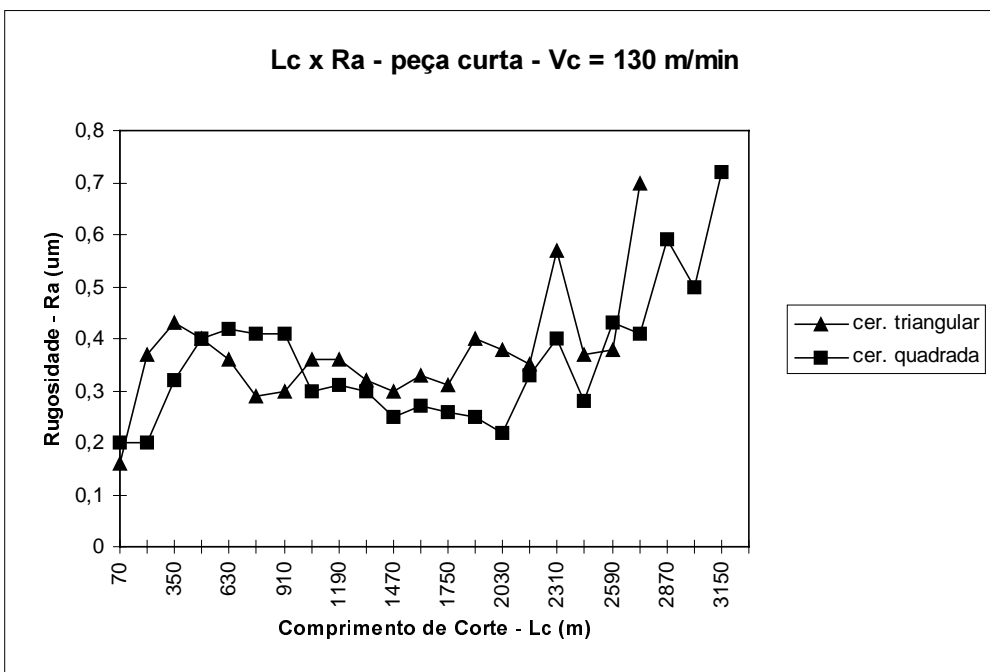
Analisou-se o diâmetro e o acabamento superficial das peças usinadas em função do comprimento das peças, do material da ferramenta e da velocidade de corte. Procurou-se manter as dimensões dentro da tolerância h5 (0 e -13  $\mu m$  para diâmetros de 50 a 80 mm) e a rugosidade média abaixo de 0,6  $\mu m$  ( $R_a$ ). Foram utilizadas ferramentas cerâmicas triangulares com furo para fixação e quadradas sem furo para fixação. As ferramentas quadradas foram utilizadas nestes ensaios, porque as triangulares lascaram e quebraram diversas vezes durante a realização dos ensaios. A utilização de ferramentas quadradas foi uma tentativa de minimizar a ocorrência destes lascamentos através do aumento do ângulo de ponta e da robustez da ferramenta e consequente aumento da resistência da ponta. Com isso, em tese, diminuiu-se o ângulo de posição da ferramenta ( $\chi_r = 90^\circ$  na ferramenta triangular e  $75^\circ$  na quadrada) e, consequentemente, teve-se um aumento da força passiva, o que deveria prejudicar a obtenção de bons acabamentos superficiais e tolerâncias apertadas, devido à deflexão da peça. Porém, devido à alta rigidez da peça, o aumento da força passiva não prejudicou a qualidade da peça usinada.

A figura 1 mostra a variação do diâmetro medido no meio da peça, quando se usinou corpos de prova sem a utilização de contraponto. Pode-se observar que a partir do momento em que se conseguiu corrigir a dimensão (devido ao erro inicial de zeramento da ferramenta), a variação do diâmetro foi muito pequena, conseguindo-se manter a tolerância dentro da qualidade IT5 (13 $\mu m$ ).

Tanto para a ferramenta cerâmica triangular como para a ferramenta cerâmica quadrada, houve um pequeno aumento do diâmetro da peça no final da vida da ferramenta. Os lascamentos ocorridos nas arestas de corte, não causaram variações bruscas nos diâmetros das peças usinadas.



**Figura 1.** Variação do Diâmetro da Peça com o Comprimento de Corte  $v_c = 130$  m/min para Ambas as Ferramentas.

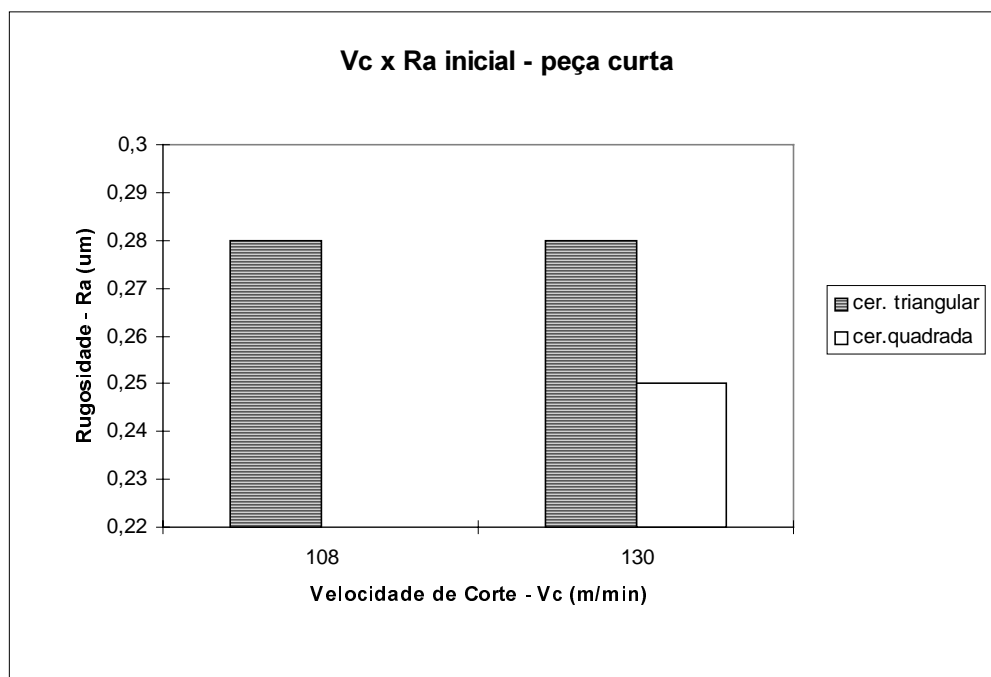


**Figura 2.** Variação da Rugosidade com o Comprimento de Corte  $v_c = 130$  m/min para Ambas as Ferramentas.



A figura 2 mostra a variação da rugosidade ao longo do comprimento de corte ( $l_c$ ), tanto para a ferramenta quadrada, quanto para a triangular. Nesta figura pode-se observar que a rugosidade ficou instável, variando aleatoriamente, mas em torno de valores típicos de operações de retificação. A ferramenta cerâmica quadrada que é mais resistente à quebra da pastilha, teve o mesmo comportamento de desgaste verificado na ferramenta cerâmica triangular. Ou seja, a partir de um certo nível de desgaste, a ponta da ferramenta começou a se lascas e a se acomodar, tomando formas que possibilitaram a continuidade da usinagem, mantendo ou até mesmo reduzindo a rugosidade. Atingido um determinado volume de lascamento da aresta, ela se deteriorou completamente e precisou ser substituída (fim da vida), já que neste ponto a rugosidade não foi mais aceitável devido ao risco de quebra total da pastilha, o que traria consequências bastante indesejáveis.

Pode-se concluir que o processo de torneamento consegue obter qualidade dimensional e superficial equivalente ao processo de retificação, em peças de aço endurecido, mesmo com a máquina utilizada, que é um torno com projeto mecânico convencional (sem guias lineares ou hidrostáticas e sem mancais hidrostáticos) de mais de 10 anos de idade.

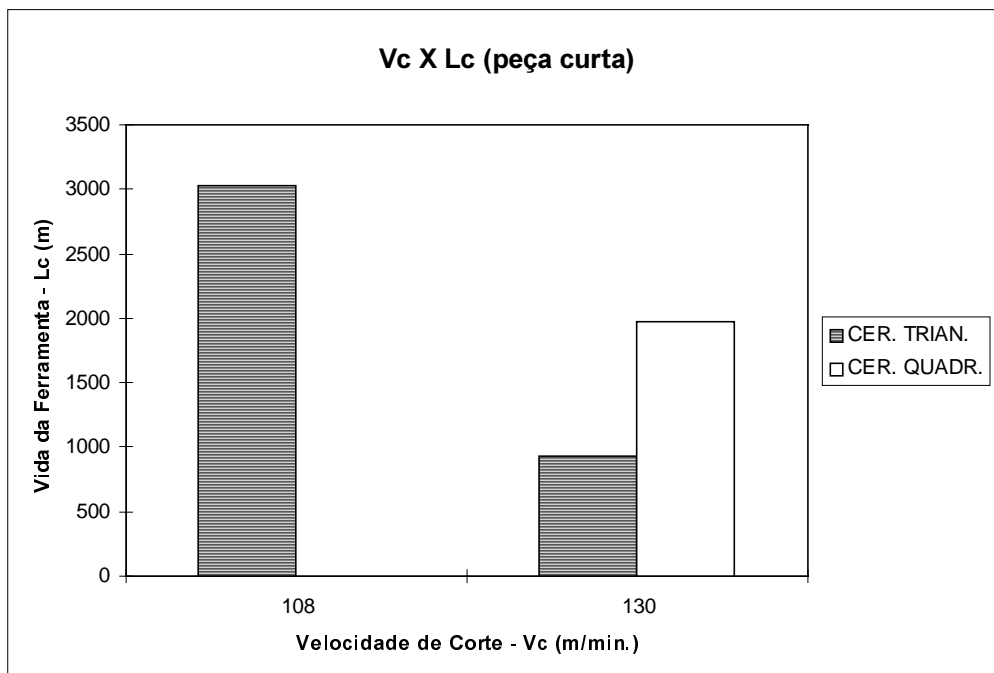


**Figura 3.** Rugosidade Inicial para as Velocidades de Corte de 108 e 130 m/min.

A figura 3 mostra a rugosidade obtida no início da vida de cada ferramenta, ou seja, na usinagem da primeira peça, para diferentes velocidades de corte, com o objetivo de verificar uma possível influência da velocidade de corte na rugosidade. Observou-se que não houve influência significativa quando se passou de  $v_c = 108$  m/min para  $v_c = 130$  m/min, com ferramenta cerâmica triangular. A mudança do ângulo de posição da ferramenta de  $\chi_r = 90^\circ$  para ferramenta triangular para  $75^\circ$  da ferramenta quadrada também não teve influência substancial no valor da rugosidade. Pode-se ver na figura que a rugosidade caiu cerca de 10% quando se passou da ferramenta triangular para a quadrada, o que, em termos de rugosidade que normalmente apresenta grande dispersão dentro de uma mesma peça, não representa uma variação significativa. Com isto,

conclui-se que o suposto aumento da força de profundidade devido à diminuição do ângulo de posição, não incentivou o aumento da vibração do sistema (devido à alta rigidez da peça) e, com isso, não influenciou a rugosidade da peça usinada.

Em relação às formas de desgaste das ferramentas, tanto nas triangulares como nas quadradas, ocorreram inicialmente desgastes de flanco, porém logo os lascamentos se tornaram predominantes. Ou seja, a partir de um certo nível de desgaste, a ponta da ferramenta começou a se lascor e a se acomodar, tomando formas que possibilitavam a continuidade da usinagem, mantendo ou até mesmo reduzindo a rugosidade. Atingido um determinado volume de lascamento da aresta, esta se deteriorava completamente, necessitando ser substituída (fim da vida), uma vez que neste ponto a rugosidade já não era mais aceitável e com risco de quebra total da pastilha.



**Figura 4.** Média de Vida das Ferramentas de Corte em Comprimento de Corte (Lc) para as Velocidades de Corte de 108 e 130 m/min.

Quanto à vida das ferramentas de corte, pode-se observar na figura 4 que as ferramentas cerâmicas com geometria quadrada apresentaram um desempenho melhor do que as triangulares, pois, por não terem o furo para a fixação e por apresentarem ângulo de ponta maior, não apresentaram o problema da quebra da pastilha (que era comum nas ferramentas triangulares) e, sim, lascamentos da aresta de corte. Explicando isto melhor, devido à menor rigidez, nas ferramentas triangulares, os lascamentos eram maiores e mais frequentes, o que normalmente conduzia à quebra da aresta de corte, muitas vezes antes do término do ensaio. Já com as pastilhas quadradas, os lascamentos, apesar de também acontecerem, eram menores e não conduziam à total destruição da aresta de corte. O menor ângulo de posição da ferramenta quadrada, que teoricamente teria aumentado a força passiva e, conseqüentemente a vibração da peça, não foi preponderante devido aos fatores explicados anteriormente. Para ambas as

ferramentas, a dispersão das vidas foi muito grande, pois dependendo do grau e da forma de lascamento, atingia-se vidas variando de 3010 metros a 630 metros.

O crescimento da velocidade de corte provocou um forte decréscimo na vida da ferramenta triangular. Isto mostra que a diminuição da resistência da peça causado pelo aumento da sua temperatura e que facilitaria a formação do cavaco (Bossom, 1991), não foi predominante em relação ao fenômeno causador do lascamento e quebra da ferramenta. Este fenômeno deve estar relacionado com o aumento de vibração do sistema causado pelo crescimento da velocidade, já que o fim das vidas das ferramentas aconteceram por lascamento e/ou quebra das arestas e não por desgaste.

Apesar da comparação entre as ferramentas quadradas e triangulares somente ter sido realizada para  $v_c = 130$  m/min, pode-se afirmar que a ferramenta quadrada sem furo de fixação, comporta-se melhor que a triangular no que diz respeito à vida, devido à sua maior resistência à quebra.

#### 4. CONCLUSÕES

- O ângulo de posição da ferramenta e a velocidade de corte não tiveram influência nos valores de Ra.
- O torneamento consegue substituir a retificação em operações de acabamento de peças endurecidas, no que diz respeito ao acabamento superficial e à qualidade dimensional geralmente utilizadas nas indústrias, mesmo quando a máquina utilizada tem projeto mecânico convencional.
- As ferramentas quadradas e sem furo são mais recomendadas, pois são mais robustas, e conseqüentemente menos suscetíveis à quebra. Porém com a evolução do tempo de corte, continuaram, mesmo nestas ferramentas, os problemas de lascamento da aresta de corte.
- A dispersão das vidas das ferramentas cerâmicas são muito grandes, o que dificulta a sua aplicação industrial.
- Para as ferramentas cerâmicas utilizadas nas condições deste trabalho, a velocidade de corte  $v_c = 108$  m/min. está mais próxima da indicada, pois nesta velocidade a vibração do sistema é menor e, com isso, as ferramentas são menos suscetíveis à quebra do que para as velocidades maiores e são também mais resistente ao desgaste, e conseqüentemente, têm maior vida.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Agostinho, O. L.; Rodrigues, A. C. S. e Lirani, J., 1977, “Tolerâncias, Ajustes, Desvios e Análise de Dimensões”, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, Brasil.
- Abrão, A. M.; ASPINWALL, D. K., 1996, “The surface integrity of turned and ground hardened bearing steel”, *Wear*, v. 196, p. 279 - 284.
- Bossom, P. K., 1991, “The selection of high and low CBN cutting tool materials for automotive applications”, *Superabrasive*, p. 1139 - 1160.

- Brinksmeier, E.; Bartsch, S., 1988, “Ceramic tools - material characteristics and load types determine wear mechanisms”, *Annals of the CIRP*, v.37/1, p. 97-100.
- Gruss, W. W., 1988, “Ceramic tools improve cutting performance”. *American Ceramic Society Bulletin*, 67 (6), p. 993 - 996.
- Klocke, F.; König, W.; Koch, K. F.; Schroeter, R. B., 1995, “Torneamento de precisão: uma opção para o acabamento de peças de aço temperado”. *Máquinas e Metais*, p. 56 - 67, outubro 1995.
- König, W. et al., 1984, “Machining of hard materials”. *Annals of the CIRP*, v. 33/2, p. 417-427.
- König, W.; Berktold, A.; Koch, K. F., 1993, “Turning versus grinding - a comparison of surface integrity aspects and attainable accuracies”, *Annals of the CIRP*, v. 42/1, p. 39-43.
- Sandvik Coromant, 1994, “Ferramentas de Tornear”. *Catálogo Técnico do Fabricante*.
- Tönshoff, H. K.; Wbker, H. G.; Brandt, D., 1995. “Hard turning - influences on the workpiece properties”. *Transactions of NAMRI/SME*, V. XXIII, p. 215 - 220.

# BRASAGEM $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe-28\%Ni-18\%Co}$ COM LIGAS DE ADIÇÃO COMERCIAIS CONTENDO METAL ATIVO

R. M. do Nascimento, A. E. Martinelli \*, A. J. A. Buschinelli

Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Materiais - LabMat  
CP. 476 Campus Universitário - Trindade  
Florianópolis SC 88040-900  
e-mail: rubens@pg.materiais.ufsc.br

\* Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN  
Departamento de Engenharia Mecânica - Campus Lagoa Nova  
Natal, RN 59072-970  
edu@ufrnet.ufrn.br

**Resumo.** *A tecnologia de união de materiais cerâmicos com metálicos tem sido amplamente estudada para utilização em aplicações específicas em que se necessita aliar em um único componente híbrido a tenacidade e a confiabilidade dos metais com a estabilidade térmica, dimensional, química e boa resistência ao desgaste das cerâmicas. A brasagem metal/cerâmica utilizando ligas de adição à base de Ag-Cu contendo um metal ativo tem sido bastante difundida, em virtude de sua simplicidade operacional e por resultar em juntas com boa resistência térmica e mecânica. Neste trabalho estuda-se a formação de interfaces em uniões  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe-28\%Ni-18\%Co}$  brasadas em alto vácuo ( $3,0 \times 10^{-5}$  mbar) com as ligas de adição comerciais Ticusil, Incusil ABA e Cusin I ABA. A microestrutura das interfaces foi caracterizada por microscopia eletrônica de varredura. Observou-se que a microestrutura das interfaces é constituída basicamente por três fases com a composição de cada uma e a quantidade relativa, variando em função da temperatura de brasagem e da liga de adição utilizada. Verificou-se a presença da camada de reação nas brasagens executadas com a liga Ticusil e com a liga de adição Cusin I ABA.*

**Palavras-chave:** Brasagem, uniões metal-cerâmica, metal ativo

## 1. INTRODUÇÃO

A tecnologia de união de materiais cerâmicos com metálicos tem sido amplamente estudada para utilização em aplicações em que se necessita aliar em um único componente a excelente tenacidade, confiabilidade e conformabilidade dos metais com a estabilidade térmica, química, dimensional e boa resistência ao desgaste das cerâmicas (Hadian, 1996, Sukanuma, 1993; Lugscheider, 1993 e Sukanuma, 1990). O princípio dos métodos de união é alicerçado na utilização de cerâmicas apenas na região do componente submetido à temperaturas elevadas ou ambientes agressivos do ponto de vista químico e mecânico (abrasão). O restante da peça é, em geral, confeccionada em metal, tal qual turbo-compressores para motores de combustão. Neste caso, o rotor cerâmico (submetido a altas temperaturas) é unido a um eixo metálico (Martinelli, 1996). A união do rotor cerâmico com o eixo metálico nos turbo-compressores permite uma

redução no momento de inércia de até 40 %, melhorando assim o tempo de resposta em 30%, além da redução no consumo de combustível metálico (Martinelli, 1996). Componentes para operação em alto-vácuo, sensores e componentes de circuitos eletrônicos também utilizam uniões metal-cerâmica (Nascimento, 1997). Outro exemplo pode ser visto na união de pastilhas cerâmicas com o corpo de um balancim, ou ainda no revestimento do pistão metálico de um motor de combustão com um material cerâmico.

Entre as técnicas de união metal/cerâmica, a brasagem com metal ativo se destaca em função da boa resistência mecânica, alta temperatura de serviço, excelente condutividade térmica e elétrica da união, além da simplicidade operacional e fácil automação do processo (Moret, 1993; Van der Sluis, 1992 e Suganuma, 1990). Entre as desvantagens da técnica, pode-se citar a formação de elevadas tensões térmicas residuais em função das pronunciadas diferenças entre os módulos de elasticidade e coeficientes de expansão térmica ( $\alpha$ ) dos metais e cerâmicas, bem como as diferentes estruturas cristalinas e natureza das ligações (Martinelli, 1996).

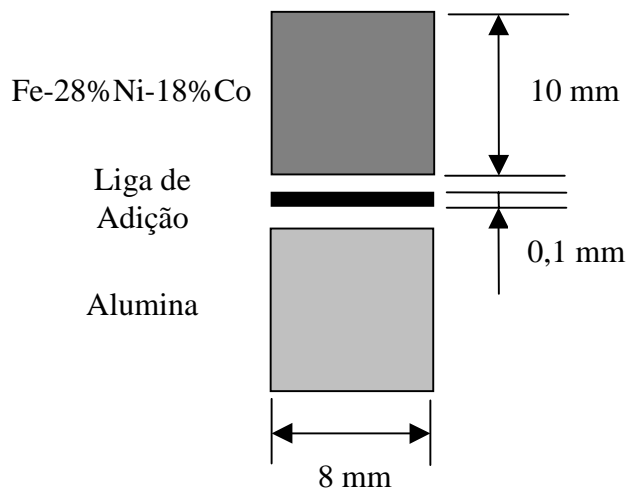
As ligas de adição com metal ativo para brasagem direta de cerâmicas podem ser divididas em dois grupos básicos: i) Cu-X e; ii) Ag-Cu-X. O componente ativo do sistema (X) é em geral um elemento do grupo IVB (Ti, Zr, Hf), podendo também ter a presença de outros elementos como Ni, Be, Sn, V, Cr e In que são adicionados para acentuar a atividade do elemento ativo, reduzir o intervalo entre as temperaturas *solidus* e *liquidus* da liga, além de melhorar a sua fluidez (Lugscheider, 1993; Akselsen, 1992 e Nicholas, 1980). A reduzida solubilidade do Ti na Ag contribui para aumentar a atividade do elemento ativo na liga, permitindo que a introdução de pequenos teores de Ti seja suficiente para propiciar o molhamento do substrato cerâmico. Por outro lado, a elevada solubilidade do Ti no Cu e a existência do eutético Ag-Cu, permite que a Ag introduzida na liga Cu-Ti acentue sua atividade, tornando o sistema Ag-Cu-Ti atrativo para brasagem com metal ativo (Chidambaram, 1994, Akselsen, 1992 e Nicholas, 1980).

No presente trabalho estuda-se a formação de interfaces em uniões  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe-28\%Ni-18\%Co}$  brasadas com diferentes ligas com metal ativo, permitindo a avaliação da influência do teor de Ti e da introdução de Sn e In nas ligas de adição, na microestrutura das interfaces, em diversas condições de brasagem.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

As brasagens foram executadas em amostras cilíndricas ( $\phi = 8,0$  mm e  $H = 10,0$  mm) utilizando uma única camada de liga de adição de 0,1 mm de espessura. Na Figura 1 é apresentado um diagrama esquemático dos componentes para a confecção das juntas brasadas.

O componente cerâmico (Alumina A100SG - Alcoa) da união foi compactado uniaxialmente em matriz flutuante e sinterizado a 1545 °C, obtendo-se uma densidade relativa de 96%. As amostras cerâmicas foram pré-sinterizadas a 1150 °C com o intuito de possibilitar o desgaste abrasivo das superfícies a serem brasadas (220 mesh), garantindo condições similares de rugosidade para todas as uniões. O componente metálico da união foi a liga Fe-28%Ni-18%Co desenvolvida por metalurgia do pó especialmente para a união com alumina. O coeficiente de expansão térmica desta liga foi ajustado através de rigoroso controle da granulometria dos pós e da composição química, visando a obtenção de uma microestrutura adequada para minimizar as tensões térmicas residuais. A caracterização microestrutural e dilatométrica desta liga foi executada em trabalhos recentes por Nascimento et. ali, estando disponível na literatura (Nascimento, 1998).



**Figura 1: Diagrama esquemático das uniões.**

Antes da brasagem o metal, a cerâmica e a liga de adição foram submetidos a uma sequência padrão de limpeza com acetona e imersão em ultra-som, objetivando remover impurezas e depósitos orgânicos que podem prejudicar a qualidade da junta brasada.

Para a brasagem os materiais de base foram montados de forma a garantir o alinhamento entre os componentes e permitir a aplicação de uma pressão uniaxial de 11 KPa sobre os pares. As brasagens foram executadas sob vácuo de  $3,0 \times 10^{-5}$  mbar, utilizando um forno de alto-vácuo Leybold-Heraeus WI 100/100 W, com aquecimento através de resistências de tungstênio. O ciclo térmico de brasagem consistiu de um patamar de 30 min a  $25^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura *solidus* das ligas de adição, garantindo-se o equilíbrio térmico da cerâmica. Um segundo patamar foi estabelecido na temperatura de brasagem por um tempo de 15 min, visando reproduzir as mesmas condições de processo para as diferentes ligas estudadas. As brasagens foram executadas utilizando-se ligas de adição comerciais contendo Ti como elemento ativo, segundo as composições detalhadas na Tabela 1.

**Tabela 1: Ligas de adição estudadas (Wesgo, 1994).**

Liga de Adição (Nome comercial)	Ag (%)	Cu (%)	Ti (%)	Outros (%)	$T_{solidus}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{liquidus}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
Ticusil	68,80	26,70	4,50	-	830	850
Incusil ABA	59,00	27,25	1,25	In - 12,50	605	715
Cusin I ABA	63,00	34,25	1,75	Sn - 1,00	775	806

Duas temperaturas de brasagem foram selecionadas para cada liga de adição estudada, visando permitir a análise da temperatura de brasagem na microestrutura da interface das uniões. Com o objetivo de normalizar o efeito da temperatura, optou-se por especificar as mesmas em relação a temperatura *liquidus* de cada liga de adição. Desta forma, com a liga Ticusil as brasagens foram executadas a 855 °C e 885 °C. No caso da liga Incusil ABA as temperaturas selecionadas foram de 720 °C e 750 °C e finalmente de 811 °C e 841 °C para as brasagens que utilizaram a liga de adição Cusin I ABA.

Após a brasagem as uniões foram inspecionadas visualmente e a microestrutura da interface das uniões caracterizada utilizando um microscópio eletrônico de varredura Philips XL - 30 equipado para espectroscopia de energia dispersiva.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A temperatura e o tempo de brasagem são parâmetros de processo que devem atuar junto à cinética das reações que podem ocorrer entre a liga de adição e os substratos. Quando os elementos da liga de adição reagem com a superfície cerâmica formando uma camada de reação, ocorre uma mudança composicional no restante da liga, fazendo com que no resfriamento dentro do equilíbrio, as fases formadas possam ser diferentes em função basicamente do previsto pelo diagrama de equilíbrio. Do ponto de vista do componente metálico, ocorre uma certa dissolução da liga de adição no substrato metálico, gerando uma região de difusão, próxima a interface com a liga de adição, o que também influencia nas fases interfaciais formadas.

A análise visual das juntas metal/cerâmica brasadas com a ligas Ticusil, Incusil ABA e Cusin I ABA não revelou a presença de trincas superficiais na cerâmica ou macro defeitos na junta, que poderiam ter surgido como consequência da diferença no coeficiente de expansão térmica entre a cerâmica e o metal. Observou-se através da aparência da superfície do metal na região próxima à junta, que a liga de adição infiltrou parcialmente nos poros comunicantes do metal, fato que aparentemente não comprometeu a qualidade da junta brasada. Estudos sobre a brasagem de materiais sinterizados mostram que o nível de porosidade (em torno de 10%) da liga Fe-28%Ni-18%Co estudada não representa um fator limitante no processo (Nascimento, 1999).

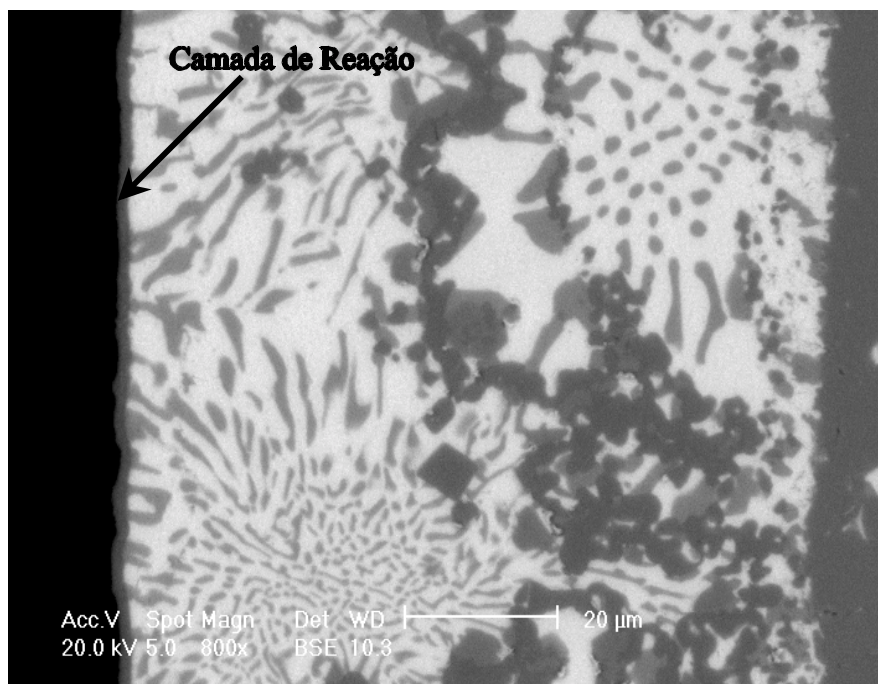
O diagrama de fases Ag-Cu-Ti (Petzow, 1988) mostra que a 700°C a microestrutura da liga de adição Ticusil deve ser constituída por três fases distintas: Ag pura, uma fase de Cu, que pode admitir até 7,7% (atômico) de Ti em solução, e uma terceira fase denominada de  $\gamma$ (TiCu). Baseado no fato de que o sistema Ag-Cu-Ti não forma nenhum composto ternário (Petzow, 1998) e nos diagramas binários Ag-Cu, Ag-Ti e Cu-Ti (Hansen, 1958), pode-se esperar que a microestrutura da liga Ticusil, a 700 °C, seja similar à encontrada na temperatura ambiente. A microestrutura da liga de adição Ticusil foi previamente caracterizada (Nascimento, 1997), sendo detectada a presença de fases contendo Ag e Cu distribuídas segundo uma morfologia de solidificação eutética e com composição média correspondente ao eutético do sistema Ag-Cu. A fase  $\gamma$ (TiCu) é observada na fronteira da fase eutética com uma fase óxida rica em Ti (91%), que deve ser a solução sólida  $\alpha$  Ti-O, provavelmente formada durante a etapa de fabricação da liga de adição.

A microestrutura das uniões metal/cerâmica brasadas com a liga de adição Ticusil apresenta camada de reação nas duas temperaturas estudadas, assim como uma pequena infiltração da liga de adição nos poros comunicantes do metal (Fe-Ni-Co). A microestrutura interfacial da junta brasada a 855 °C/15 minutos é formada pela camada de reação contendo elevados teores de Ti (36%), Cu (17%), Fe (15%), Ni (13%) e Ag (10%), além de Co, Al e O e



por quatro fases distintas. A fase 1 é contínua na microestrutura, sendo formada por 96%Ag-4%Cu. A denominada fase 2 da microestrutura da junta é formada por 76%Cu-12%Ag-4%Ni com pequenos teores de Fe, Ti, Co e O, estando inserida na fase majoritária 1. A terceira fase é denominada de fase 3N, tendo composição média 48%Ni-20%Ti-10%Fe-9%Cu-8%Co além de Ag e O em baixa concentração. Finalmente, a fase rica em ferro (4F) também está inserida na fase matriz, tendo composição média 48%Fe-25%Ti-11%Ni-8%Co, com o balanço de Ag, Cu e O.

O aumento da temperatura de brasagem não evidenciou modificações na composição das fases formadas. Observou-se apenas que com o aumento da temperatura de brasagem a fase 4F deixou de ter uma característica puntiforme. Na Figura 2 é apresentada a micrografia de uma junta metal/cerâmica brasada a 855 °C utilizando a liga de adição Ticusil, evidenciando a presença da camada de reação e das fases descritas.



**Figura 2: Microestrutura da interface  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe-28\%Ni-18\%Co}$  brasada com Ticusil a 855 °C.**

A liga de adição Incusil ABA é caracterizada pela presença de In e de baixo teor de Ti. O In é adicionado com o objetivo de reduzir a temperatura de brasagem e aumentar a atividade do Ti na liga, permitindo a redução da concentração do elemento ativo, reduzindo a formação de fases frágeis que reduzem a resistência mecânica e a confiabilidade da união. A microestrutura da liga de adição Incusil foi caracterizada e está disponível na literatura (Nascimento, 1997). Foi detectada a presença de quatro fases distintas. A fase majoritária é rica em Ag com pequenos teores de Cu e In, possivelmente em solução sólida. Observa-se também a presença de uma segunda fase rica em Cu, distribuída de forma aleatória sobre toda a microestrutura da liga. Duas fases são encontradas em menor concentração, uma delas com composição aproximada 50%Cu-32%In-16%Ti-2%Ag e a outra com elevado teor de titânio, disposta de forma puntiforme na microestrutura da liga (27%Ti-47%Ag-16%Cu-10%In).

O estudo por microscopia eletrônica de varredura da microestrutura da junta metal/cerâmica brasada a 720 °C por 15 min com a liga de adição Incusil ABA, revelou que a mesma é constituída por três fases distintas. A fase em maior quantidade (fase 1) está distribuída de forma contínua em toda a microestrutura, tendo uma composição média de 84%Ag-11%In-5%Cu. A fase 2 é rica em Cu com cerca de 9%Ag, estando dispersa na fase contínua. A fase em menor quantidade foi denominada de fase 3, sendo encontrada preferencialmente mais próxima do componente metálico da junta e em pequenas áreas, tendo uma composição média de 35%Ni-30%Cu-26%Ti-9%Ag. Observa-se também na microestrutura a presença de pequenos poros, principalmente na fase 1, assim como a infiltração da liga de adição nos poros comunicantes do componente metálico.

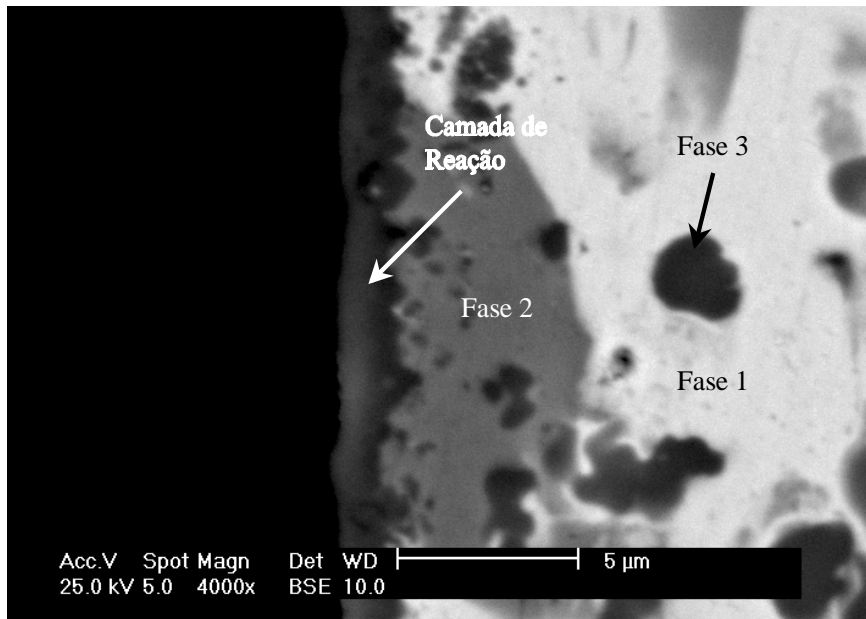
A análise da microestrutura da liga de adição Incusil associada ao diagrama ternário Ag-Cu-In (Petzow, 1988) sugere que, sob condições de equilíbrio, a fase 1 pode ser formada, sendo esta na realidade uma matriz de Ag com pequenos precipitados de Cu. A fase 2 é também possivelmente uma solução Ag-Cu rica em Cu, conforme previsto pelo diagrama binário de equilíbrio (Hansen, 1958). A análise dos diagramas binários Cu-Ti e Ti-Ni (Hansen, 1958) mostra que existe uma baixa solubilidade entre estes elementos e a presença de diversos intermetálicos binários. Como o sistema Cu-Ni é isomorfo, pode-se supor que provavelmente a fase 3 é um composto intermetálico ternário (Ti-Ni-Cu). O fato da fase 3 ser encontrada preferencialmente no lado do componente metálico e a análise dos diagramas de equilíbrio para as temperaturas de brasagem empregadas indicam que a mesma pode ser resultado da dissolução do Ni do substrato metálico (Fe-28%Ni-18%Co) pela liga de adição no estado líquido, que no resfriamento forma a fase 3. Do ponto de vista termodinâmico, é interessante perceber que a formação da fase 3N rica em Ti e Ni e a ausência da camada de reação formada por óxidos mistos contendo Ti, Cu e Al na interface liga de adição/cerâmica indica que o Ti foi totalmente consumido na formação da fase 3, que provavelmente é mais estável que a camada de reação.

O aumento na temperatura de brasagem (750 °C Incusil ABA) não provocou alterações na microestrutura da junta, tendo sido observadas as mesmas fases já descritas para as brasagens executadas a 720 °C. A fase 3, conforme esperado, continuou a apresentar um teor médio de 2% de Fe e 2% de Co. Em todas as brasagens executadas com a liga Incusil ABA não se detectou a presença da camada de reação na superfície da cerâmica, entretanto, conseguiu-se produzir uma junta sem defeitos evidenciando que a liga de adição conseguiu molhar a superfície cerâmica. Além da possibilidade já mencionada de se ter uma camada de reação não detectável por microscopia eletrônica de varredura, é plausível supor que o In que está em solução com a Ag na fase 1, possa ter atuado na superfície cerâmica no sentido de permitir a molhabilidade.

A liga de adição Cusin I - ABA apresenta teores de Ti da ordem de 1,75% além de 1% Sn. Sua microestrutura é caracterizada pela presença de uma fase contínua oriunda da solidificação eutética (72%Ag-28%Cu) de parte da liga. Inserida nesta matriz eutética observa-se a presença de uma fase com Ti (82%Cu-16%Ti-2%Ag) que em geral está envolvida por uma fase que contém Sn (67%Cu-14%Sn-10%Ag-9%Ti).

A microestrutura da interface das uniões Fe-Ni-Co/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> brasada a 811 °C com a liga de adição Cusin I ABA é caracterizada pela presença de uma camada de reação com 2 - 3 µm de espessura na superfície cerâmica e por três fases distintas. A camada de reação é formada por Ti (35%), Cu (38%), Al (5%) e pequenos teores de Sn, Fe, Ni, Co e Ag. A fase majoritária da microestrutura (fase 1) é constituída por 90% de Ag e 10% de Cu. A Segunda fase (Fase 2) é rica em Cu (84%) com 15% Ag e pequenos teores de Ti e Fe. Finalmente, observa-se a presença de uma fase pontual (fase 3) distribuída em toda microestrutura formada principalmente por Ti, Ag,

Cu e pequenos teores de Fe, Ni e Co. O aumento da temperatura de brasagem para 841 °C não modificou consideravelmente a microestrutura da união. A camada de reação continuou com praticamente a mesma composição química e com a mesma espessura. Observou-se apenas a maior incidência da fase 3 (pontual) e um maior teor de Fe, Ni e Co nas mesmas. Na figura 3 é apresentada a microestrutura da união  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe-28Ni-18Co}$  brasada a 811 °C com a liga Cusin I ABA, evidenciando a presença da camada de reação e das três fases descritas.



**Figura 3: Microestrutura da união  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe-28Ni-18Co}$  brasada a 811°C com a liga de adição Cusin I ABA.**

A presença de Fe, Ni e Co em todas as fases encontradas nas brasagens executadas com a liga de adição Ticusil e com a Cusin I ABA pode ser explicada pela temperatura de brasagem mais elevada que a empregada nas brasagens utilizando a liga Incusil ABA, permitindo assim uma ativação mais efetiva do processo de difusão dos elementos do componente metálico (Fe-Ni-Co) na liga de brasagem no estado líquido. A alta temperatura de brasagem associada com a solubilidade do Fe na liga Ti-Cu no estado líquido também pode explicar a presença da fase rica em ferro (4F), formada durante a etapa de solidificação da liga de adição Ticusil.

A influência da composição da liga de adição na microestrutura da interface, pode ser avaliada através da presença da camada de reação. Vale a pena ressaltar que a liga de adição Cusin I ABA tem apenas 0,5% de titânio a mais que a liga de adição Incusil (1,25%Ti), o que é suficiente para formar a camada de reação similar a encontrada nas uniões brasadas com a liga Ticusil (4,5%Ti). Este efeito pode ser atribuído a presença do Sn na liga Cusin, que deve atuar no sentido de acentuar a atividade do Ti na liga, melhorando a molhabilidade da mesma no substrato cerâmico. Outro ponto que deve ser levado em consideração nesta análise é o fato das brasagens executadas com a liga de adição Incusil terem sido realizadas em temperaturas mais baixas que as demais, o que pode explicar também a ausência da camada de reação, já que a energia disponível para a reação do Ti com o substrato cerâmico é menor.

#### **4. CONCLUSÕES**

1. A presença da camada de reação foi observada nas interfaces das uniões brasadas com as ligas de adição Ticusil e Cusin I ABA.
2. A microestrutura da interface das uniões brasadas com as três ligas comerciais, foi caracterizada pela presença de três fases distintas, cuja composição variou em função da liga de adição e da temperatura de brasagem empregada.
3. Observou-se a presença de fases com características puntiformes na região central da interface de todas as uniões brasadas
4. O efeito da adição de Sn na liga Cusin foi evidenciado através da uniformidade e presença da camada de reação nas duas temperaturas estudadas.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem ao Eng. Osmar Roberto Bagnato (LNLS-CNPq) pela doação das ligas de adição, assim como a Alcoa pela doação do pó de alumina. R. M. do Nascimento agradece também ao CNPq pelo apoio financeiro para a execução deste trabalho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKSELSSEN, O. M., Review - Advances in brazing of ceramics. **Journal of Materials Science**, Vol. 27, pp. 1989-2000, 1992.

CHIDAMBARAM, P. R., EDWARDS, G. R., OLSON, D. L. Kinetics of interlayer formation on polycrystalline  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/copper-titanium alloy interface. **Metallurgical and Materials Transactions A**, Vol. 25<sup>A</sup>, pp. 2083-2090, 1994.

HADIAN, ALI MOHAMMAD AND DREW, ROBIN A. L. Strength and microstructure of silicon nitride ceramics brazed with Nickel-Chromium-Silicon alloys. **Journal of American Ceramic society**, Vol. 79, N<sup>o</sup> 3 pp. 659-665, 1996.

HANSEN, M., ANDERKO, K., **Constitution of Binary Alloys**, McGraw Hill, New York, 1958.

LUGSCHEIDER, E., TILLMANN, W. Methods for Brazing ceramic and metal-ceramic Joints. **Materials & Manufacturing Processes**, Vol. 8, N<sup>o</sup> 2, pp. 219-238, 1993.

MARTINELLI, A. E. **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum**. Tese doutoramento, McGill University, 1996.

MORET, F., EUSTATHOPOULOS, N., **Journal of Physique IV**, v. 3, p. 1043-1052, 1993.

NASCIMENTO, R. M., MARTINELLI, A. E., KLEIN, A. N., BUSCHINELLI, A. J. A., Brazing Sintered Materials. **Advanced Powder Technology**, ed. L. Salgado e F. Ambrózio F<sup>o</sup>., (ISBN 0-87849-825-7, 520 pgs.), Trans Tech Publications, 1999, pg. 254-262..

NASCIMENTO, R. M., MARTINELLI, A. E., KLEIN, A. N. Microstructure and dilatometric behaviour of Fe-Ni-Co sintered alloys. **International Journal of Powder Metallurgy**, Vol.34 No.6, p. 37-45, 1998.

NASCIMENTO, R. M., **Uniões  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Al}_2\text{O}_3$  e Fe-Ni-Co/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  produzidas por brasagem com metal ativo.** Dissertação de Mestrado, UFSC - EMC, 1997.

NICHOLAS, M. G., VALENTINE, T. M., WAITE, M. J. The wetting of alumina by copper alloyed with titanium and other elements. **Journal of Materials Science** 15, pp. 2197-2206, 1980.

PETZOW, G., EFFENBERG, G., **Ternary Alloys: A comprehensive Compendium of Evaluated Constitutional Data and Phase Diagrams.** VHC, New York, 1988.

SUGANUMA, K. Reliability in ceramic/Metal joining. Materials Research Society symp. proc. Vol. 314, pp. 51 - 60, 1993.

SUGANUMA K. Review - Recent advances in joining technology of ceramics to metals. **ISIJ International**, Vol. 30, N<sup>o</sup> 12, pp. 1046-1058, 1990.

VAN DER SLUIS, H., H., **Anais do High temperature brazing and diffusion welding,** Alemanha, p. 68-72, 1992.

WESGO, Inc. Brazing Alloy, **Catálogo de ligas com metal ativo,** CA, 1994.

## **ESTUDO EXPERIMENTAL DA COMBUSTÃO DA CASCA DE ARROZ EM FORNALHA DE LEITO FIXO**

**Dario de Araújo Dafico**  
**Narciso Angel Ramos Arroyo**  
**Orestes Estevan Alarcon**  
**Luiz Roberto Prudêncio Jr.**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil, E-mail: [dariodafico@altavista.net](mailto:dariodafico@altavista.net)

### **Resumo**

Este trabalho mostra um estudo experimental da combustão da casca de arroz em fornalha de leito fixo com o objetivo de obter cinzas com baixo teor de carbono, um produto de alto valor comercial para utilização na indústria do concreto de cimento Portland. Inicialmente foram feitas diversas experiências preliminares e em seguida foi construída uma fornalha protótipo para realização de experiências de queima em diferentes situações. Foram instalados termopares em várias posições dentro do equipamento possibilitando analisar o efeito do modo de ignição e da forma de distribuição do ar para combustão na evolução das temperaturas durante a queima do material. No trabalho conseguiu-se produzir cinzas com baixo teor de carbono como foi inicialmente proposto.

**Palavras chave:** Combustão, Cinza de Casca de Arroz, Pozolana, Concreto

### **1. INTRODUÇÃO**

Sílica ativa é a sílica pouco cristalina e com alta superfície específica produzida como sub-produto da indústria do silício e do ferro silício. O material possui elevadas propriedades pozolânicas, isto é, grande reatividade com a cal liberada na hidratação do cimento Portland. Por este motivo se esta pozolana for adicionada às misturas para produção de concreto, ela pode contribuir de modo bastante eficaz no aumento da resistência mecânica e na durabilidade do material. A sílica ativa é um produto de grande valor comercial por suas excepcionais qualidades e por ter oferta bem menor que a demanda. Entretanto sílica de reatividade até superior a esse material pode ser obtida a partir da queima da casca de arroz.

A utilização da cinza de casca de arroz (CCA) como material pozolânico vem sendo intensamente investigada desde a década de 70, principalmente na Índia e nos EUA, mas só a partir da década de 80, com o desenvolvimento da tecnologia do concreto de alto desempenho, que a preocupação em obter um máximo de pozolanicidade do material se tornou premente. Metha (1992) foi provavelmente o pesquisador que mais publicou artigos sobre a utilização da CCA no concreto. Vários outros pesquisadores citados pelo autor também relatam experiências de queima da casca de arroz, e quase todos concluem que ela deve ser queimada em temperaturas baixas, entre 500 a 800 °C dependendo do pesquisador, para que a cinza resultante tenha boa atividade pozolânica. Segundo esses relatos a queima em temperaturas mais elevadas causa a cristalização das cinzas e, conseqüentemente, a diminuição da sua reatividade.

Apesar de existir um grande número de trabalhos tratando do assunto, a quase totalidade deles relata a obtenção de cinzas de boa atividade pozolânica mas com teores elevados de carbono. Apesar de ser este um assunto relativamente antigo, as cinzas resultantes da queima da casca de arroz não tem sido muito utilizadas para produção de concreto no Brasil nem no exterior. O mercado consumidor não vê com bons olhos um concreto produzido com uma cinza de cor negra, o que provoca uma coloração cinza escura no concreto, quase preta.

SUGITA *et al.* (1992) relatam um processo de queima da casca de arroz realizado em duas etapas. Na primeira a casca é aquecida à uma temperatura entre 300 °C e 350 °C, e é mantida assim até a volatilização de toda água e hidrocarbonetos. Só após a eliminação de parte dos voláteis (etapa de pirólise) a temperatura é aumentada para realizar-se a combustão. Assim, segundo o autor, obtêm-se uma cinza na forma de um fino pó branco, com menos de 3 % de carbono, e com alta reatividade. Apesar do processo produzir um material de qualidades excepcionais, não se tem notícia de sua utilização pela indústria, provavelmente pelos altos custos na construção e operação do equipamento necessário, que consiste basicamente de dois fornos giratórios, um para cada fase do processo.

O presente trabalho teve o objetivo de estudar o comportamento térmico da pirólise e combustão da casca de arroz em leito fixo, com o propósito de subsidiar a construção de um equipamento mais simples e econômico que o patenteado por Sugita (1994) para produção industrial de cinza de casca de arroz com baixo teor de carbono, processo este que é uma evolução do método patenteado por Tutsek *et al* (1977).

Neste trabalho primeiramente foram realizadas algumas experiências preliminares para subsidiar a construção de um protótipo e, após a construção da fornalha protótipo, foram realizadas outras experiências que culminaram na obtenção de cinzas com baixo teor de carbono como havia sido proposto, mostrando a viabilidade do método.

## **2. EXPERIMENTOS PRELIMINARES**

### **2.1 Chama direta**

A primeira experiência foi feita para visualizar a queima da casca de arroz colocando-a para queimar diretamente sobre uma chama à gás. Verificou-se após várias tentativas que a chama não se sustenta quando o gás é desligado e a cinza queimada fica preta por mais tempo que fique sobre a chama de gás.

### **2.2 Cachimbo**

O segundo experimento teve como objetivo verificar de maneira simplificada, e com um mínimo de equipamento, a dificuldade ou facilidade da combustão da casca de arroz, e se é possível alcançar-se com facilidade temperaturas elevadas. Utilizou-se como câmara de combustão um pedaço de tubo de aço de diâmetro interno de 1 polegada por 25 cm de comprimento, ao qual adaptou-se um ventilador de acionamento manual para acendimento de churrasqueiras de forma a trabalhar aspirando os gases.

O tubo foi colocado na posição vertical e enchido de casca de arroz com o objetivo de fazer o conjunto funcionar como um cachimbo de fumar. Foi feito um furo próximo à base do tubo e nele foi inserido um termopar para medida da temperatura dos gases passantes e da frente de combustão quando essa alcançasse este ponto. A temperatura foi medida a cada minuto e o experimento durou 3 minutos.



Verificou-se que a combustão da casca de arroz pode se processar com facilidade desde que haja suprimento suficiente de ar e que pode-se alcançar facilmente temperaturas tão elevadas quanto os 1190 °C observados no experimento.

### **2.3 Calha com visor de vidro**

Os terceiro e quarto experimentos preliminares objetivaram verificar, através de outra experiência simples, a espessura e a velocidade de deslocamento da camada de combustão da casca de arroz queimada em leito fixo, simulando um processo contínuo, quando o fluxo de ar é controlado de forma a manter a temperatura da camada de combustão no máximo a 600 °C.

Para isso construiu-se uma calha de chapa fina de aço com um perfil das abas que possibilitasse a inserção de uma lâmina de vidro por cima para poder visualizar-se a combustão através do vidro, podendo-se assim medir o deslocamento da camada de combustão e sua espessura. A calha possuía 120 cm de comprimento com seção interna de 8x 8 cm. Ela foi posicionada horizontalmente e, para possibilitar o fornecimento contínuo de ar, foi instalado na saída da calha um pequeno aspirador de ar para sucção dos gases. Na calha não havia nenhum tipo de isolamento para o calor gerado na combustão. Para medição das temperaturas foi nela instalado 1 termopar a 10 cm da posição de início da combustão.

A intensidade de sucção do exaustor foi regulada em função da intensidade e cor da luz produzida pela frente de combustão. Esperava-se determinar a espessura e temperatura da frente de combustão assim que ela alcançasse a posição do termopar.

No terceiro experimento a chama se apagou, mas no quarto, com o exaustor regulado para uma sucção de ar mais intensa, a queima se processou como planejado e pôde-se verificar que a camada de combustão possui entre 15 e 20 cm quando a temperatura se situa na faixa de 500 a 600 °C.

Verificou-se também que o resíduo resultante era bastante carbonoso, isto é, a chama se apaga após queima de parte do combustível. Isso ocorre porque a taxa geração de calor na combustão torna-se inferior à taxa de perda de calor, causando o esfriamento do material e, conseqüentemente, o fim das reações de combustão.

### **2.4 Mini-fornalha de leito fixo**

Os experimentos 5 e 6 tiveram o objetivo de queimar uma pequena quantidade de casca de arroz em leito fixo para observar o tempo necessário para queima numa temperatura máxima de 600 °C. Também o de verificar se após a queima a cinza possui coloração clara indicando baixo teor de carbono.

Para isso foi construída uma pequena fornalha cilíndrica de paredes de aço com altura de 25 cm e diâmetro de 30 cm, com fundo fixo e tampa removível. Atravessando o centro da tampa foi instalado um tubo de diâmetro de 0,5 cm para entrada de ar cuja ponta atingia 1 cm do fundo da fornalha. Na tampa, próximo ao centro, foi ainda instalada uma chaminé de diâmetro de 0,5 cm para saída dos gases da combustão. Foi também instalado um termopar a aproximadamente 2 cm da ponta do tubo de suprimento de ar.

A fornalha recebeu uma camada isolante de tijolos refratários por cima e pelas laterais. O isolamento possibilitava a abertura durante o ensaio de frestas para passagem de ar por fora da fornalha com objetivo de acelerar a perda de calor quando isso fosse necessário. A fim de proporcionar o calor necessário para a pirólise e ignição da casca o equipamento foi montado sobre um fogareiro a gás. O ar para combustão era suprido por um compressor de ar e o fluxo foi controlado através de um registro manual ligado a um rotâmetro.

No experimento 5 a massa inicial de casca colocada na fornalha foi de 700 gramas e após a queima que durou cerca de 275 minutos verificou-se que a massa final de cinzas foi de 170 gramas. Observou-se que as cinzas em um raio de aproximadamente 3 cm da ponta do tubo de entrada do ar ficaram bem claras, quase brancas, enquanto que as cinzas das outras regiões permaneceram pretas.

Verificou-se ser necessário um tempo relativamente grande para a queima da casca de arroz em leito fixo e que era preciso uma melhor distribuição do ar para combustão para possibilitar uma queima completa e assim obter cinzas com baixos teores de carbono.

Em razão do exposto, para o experimento 6 foram feitos vários furos no tubo de suprimento de ar e ele foi moldado na forma de um anel para que o ar fosse melhor distribuído dentro da fornalha. Durante o experimento a vazão de ar teve que ser aumentada várias vezes assim que a temperatura começava a diminuir demonstrando que à medida que o combustível vai sendo consumido é necessário haver uma atmosfera mais rica em oxigênio para conseguir-se manter a temperatura.

Este experimento resultou em uma cinza muito clara em quase todo o volume com exceção de uma fina camada em contato direto com as paredes metálicas da fornalha. O volume aparente de material reduziu-se para aproximadamente 20 % da altura da fornalha.

Concluiu-se que é possível produzir cinza de casca de arroz em leito fixo mas que é necessário haver boa distribuição do ar e que, no final da combustão, faz-se necessário que a perda de calor pelas paredes da fornalha seja muito pequena para possibilitar a queima do carbono remanescente.

### **3. EXPERIMENTOS COM O PROTÓTIPO DE FORNALHA PARA COMBUSTÃO EM LEITO FIXO – PROCEDIMENTOS, RESULTADOS E CONCLUSÕES**

Baseado no fato de que um dos principais problemas com relação ao alto teor de carbono na cinza da casca de arroz se deve ao rápido esfriamento do material quando o conteúdo energético remanescente se torna pequeno, propôs-se construir uma fornalha composta de duas câmaras separadas por uma chapa de aço, de modo que fosse possível iniciar a combustão em uma câmara quando na outra a combustão já estivesse em declínio.

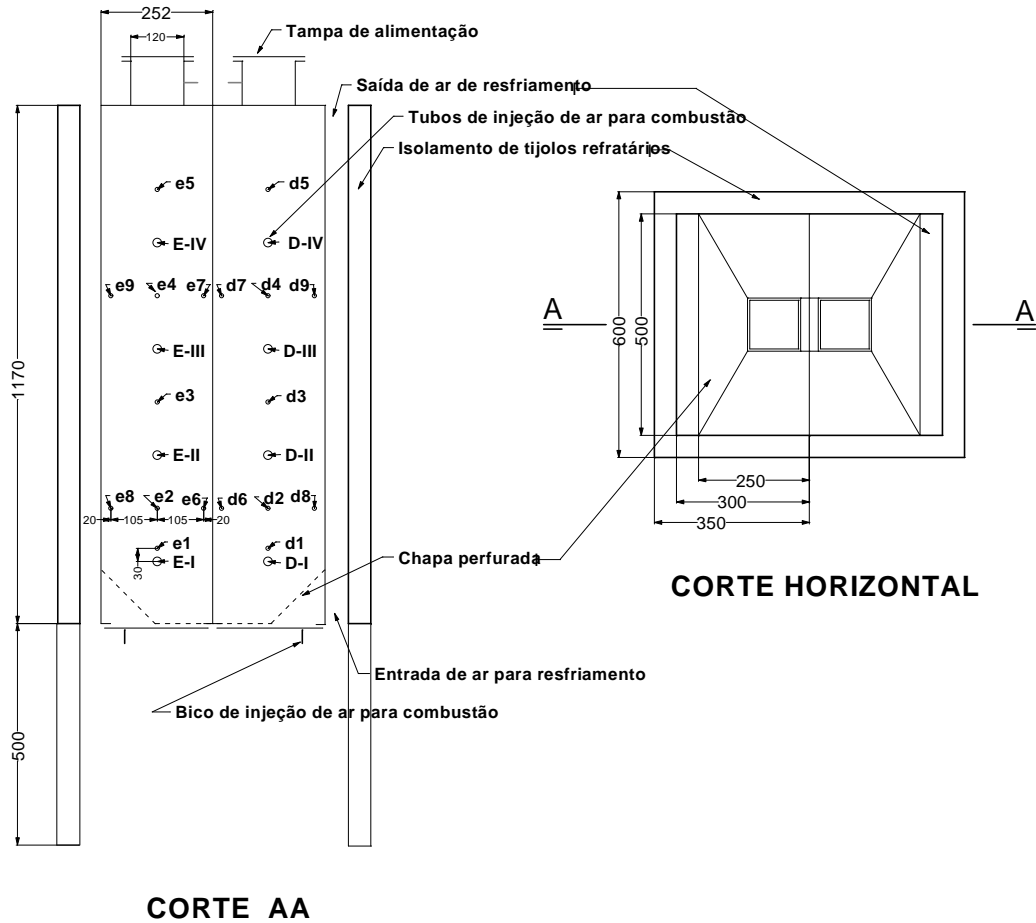
Com esta proposta esperava-se que quando a taxa de combustão em uma câmara começasse a diminuir, a combustão poderia ser mantida, até a queima completa do carbono remanescente, com auxílio do calor fornecido pela outra câmara. Desse modo o conjunto composto pelas duas câmaras funcionaria como se fosse uma fornalha de queima contínua, apesar de compostas por duas câmaras separadas funcionando como fornalhas intermitentes.

A fornalha foi isolada lateralmente com tijolos refratários mas possuía em cada câmara uma parede trocadora de calor com o meio externo através de passagem de ar de resfriamento. Através desses dispositivos esperava-se poder usar o ar aquecido para secagem de grãos na indústria, aproveitando-se assim a energia gerada durante a queima. Para início da combustão foi instalada uma resistência elétrica blindada de 1000 watts por dentro de cada câmara.

O ar para combustão podia ser introduzido por baixo e distribuído através de chapas perfuradas instaladas no fundo de cada câmara, ou através dos 4 tubos perfurados que atravessavam cada câmara.

A figura 1 mostra um corte horizontal e vertical da fornalha, onde pode-se ver a posição dos tubos de injeção de ar E-I, E-II, E-III, E-IV, D-I, D-II, D-III e D-IV, e dos termopares e1, e2, e3, e4, e5, e6, e7, e8, e9, d1, d2, d3, d4, d5, d6, d7, d8, e d9. O fluxo de ar era controlado através de válvulas de acionamento manual ligados a dois rotômetros. Para que a temperatura nas câmaras não excedessem ao valor estipulado de 550 °C, foram também instaladas 2

válvulas automáticas de fechamento de fluxo ligadas aos termopares e2 e d2 respectivamente. Com esta fornalha foram feitas 3 experiências que são descritas a seguir.



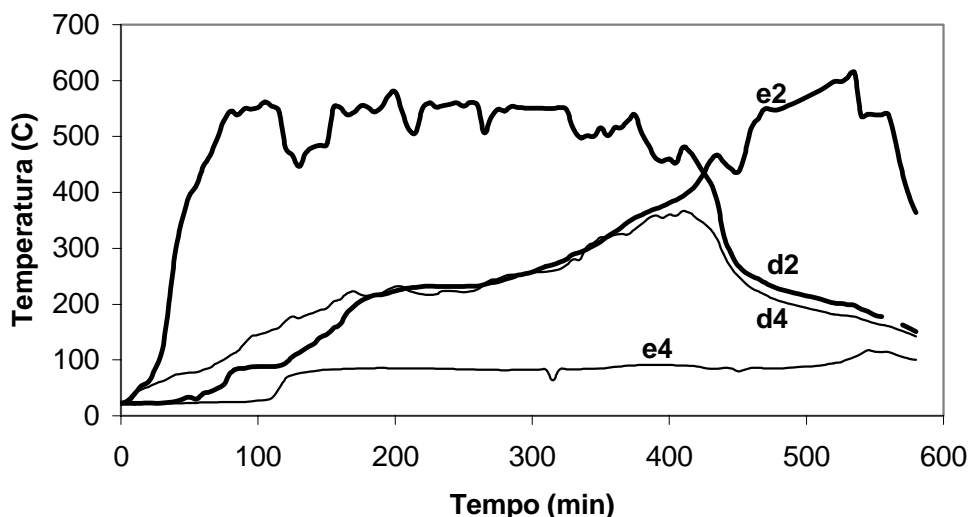
**Figura 1** – Vista frontal da fornalha com a posição dos termopares

### 3.1 Injeção de ar distribuído por baixo

Na primeira experiência com a fornalha protótipo a câmara esquerda foi encheda com 15 Kg de casca de arroz e a direita com 7 Kg de carvão. O acendimento foi feito pela câmara direita, com o propósito de usar-se a energia do carvão para pirolizar a casca de arroz colocada na câmara esquerda.

A injeção de ar a partir do instante 20 minutos foi feita por baixo na câmara direita a uma taxa que variou de 3 a 24 m<sup>3</sup>/h até ser desligado no instante 430 minutos quando a temperatura não pôde mais ser mantida com aumento da taxa de injeção de ar. A partir do instante 445 minutos começou-se então a injetar ar na câmara esquerda, também por baixo, a uma taxa de 3 m<sup>3</sup>/h, até o fim do experimento.

A figura 2 mostra um gráfico com as variações das temperaturas dos termopares instalados na fornalha em função do tempo.



**Figura 2** – Evolução das temperaturas no experimento de injeção de ar por baixo

Como pode-se notar não conseguiu-se uniformidade na temperatura em nenhuma das duas câmaras, ou seja, nem na câmara que fornecia o calor através da queima de carvão, nem na câmara cheia de casca de arroz onde ocorria o processo de pirólise, apesar do longo tempo que durou a experiência.

A injeção de ar somente por baixo fez com que a combustão ocorresse somente na região inferior, prejudicando a distribuição do calor por toda a fornalha. A casca de arroz funciona como isolante térmico por causa de sua estrutura porosa e em função da dificuldade com que o ar tem de movimentar entre os grãos e transferir calor por convecção. Também por ser uma queima em leito fixo há ainda grande dificuldade de distribuição do calor por irradiação já que esta é absorvida pela zona mais próxima à região em combustão. Em função da dificuldade de homogeneização das temperaturas nesse experimento concluiu-se que havia necessidade de melhor distribuição do ar para a combustão.

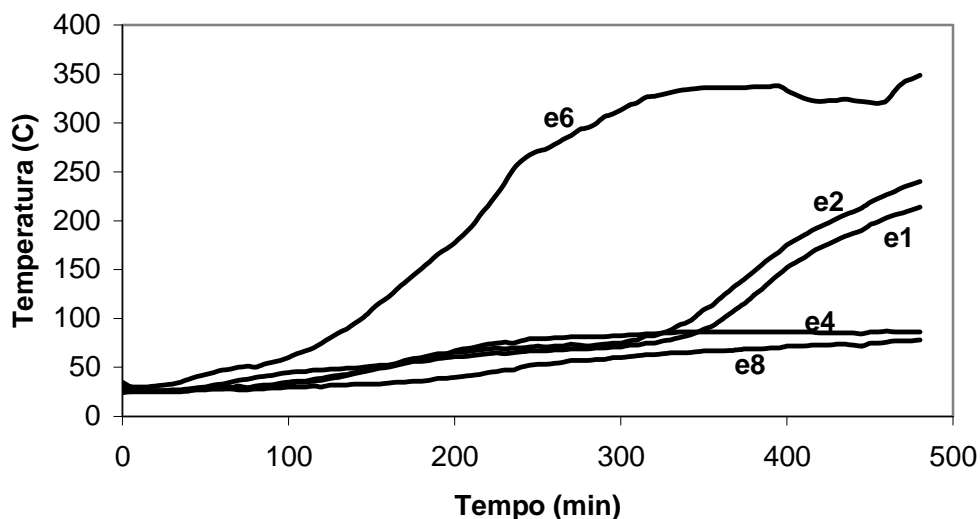
### 3.2 – Injeção de ar pelos tubos transversais

Para melhorar a distribuição de ar, na segunda experiência com a fornalha protótipo o ar foi injetado através dos tubos perfurados descritos anteriormente. O dispositivo de distribuição de ar por baixo foi eliminado e fechado com uma camada isolante. O ar foi injetado somente na câmara direita a uma taxa média de  $4 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Com o objetivo de produzir um acendimento mais uniforme foi também eliminado o acendimento interno feito através de resistências elétricas, sendo substituídas por um acendimento feito com chama a gás diretamente na chapa de aço de cada câmara, distribuído verticalmente por dois tubos perfurados instalados dentro das passagens de ar de resfriamento.

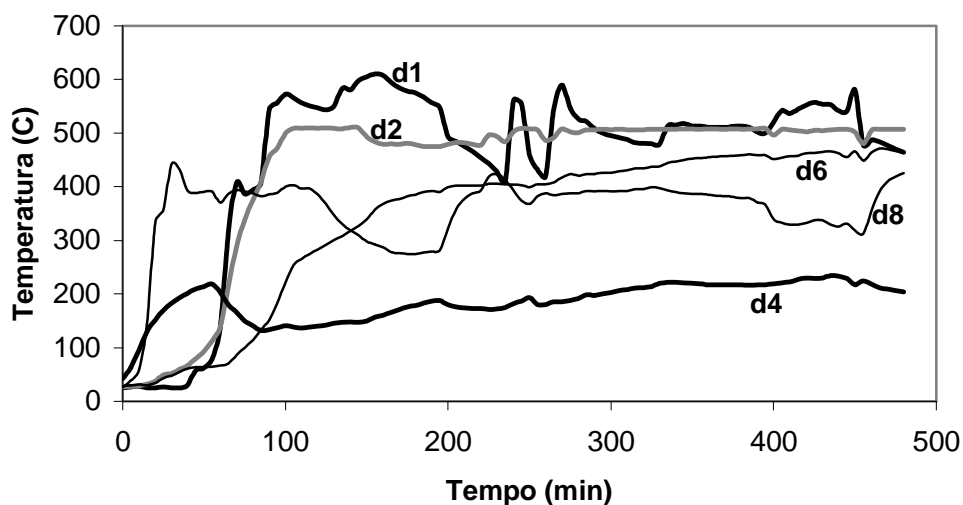
Na câmara direita foi colocado 10,5 Kg de carvão para queimar e fornecer energia para pirolizar os 14,9 Kg de casca de arroz colocados esquerda. O acendimento foi feito com chama de gás diretamente na chapa da câmara direita que ficou acesa durante 55 minutos. A câmara esquerda foi totalmente cheia de casca de arroz e na câmara direita foi colocado carvão até uma altura de 40 cm.

A figura 3 mostra as temperaturas da câmara esquerda medida pelos termopares e1, e2, e4, e6, e8 e a figura 4 mostra as temperaturas da câmara direita medida pelos termopares d1, d2, d4, d6, d8 durante todo o experimento.



**Figura 3** – Evolução das temperaturas da câmara esquerda durante a pirólise da casca

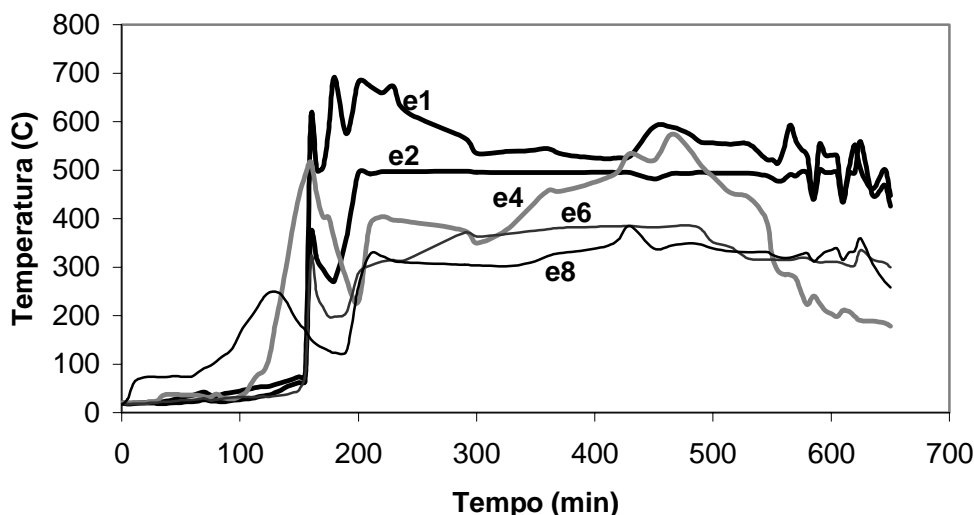
Como se pode observar, apesar da experiência ter consumido um tempo relativamente longo (decidiu-se parar a injeção de ar aos 480 minutos), o calor produzido na câmara direita através da combustão de carvão não se distribuiu para toda a fornalha como se esperava. Só a região em contato com a câmara direita (termopar e6) alcançou temperaturas de pirólise. Apesar disso resolveu-se que na próxima experiência seria queimada a casca de arroz semi-pirolizada desta experiência e ainda seria pirolizado um outro carregamento de casca de arroz.



**Figura 4** – Evolução das temperaturas da câmara direita durante a combustão do carvão

### 3.3 Combustão da casca semi-pirolizada com injeção de ar pelos tubos transversais

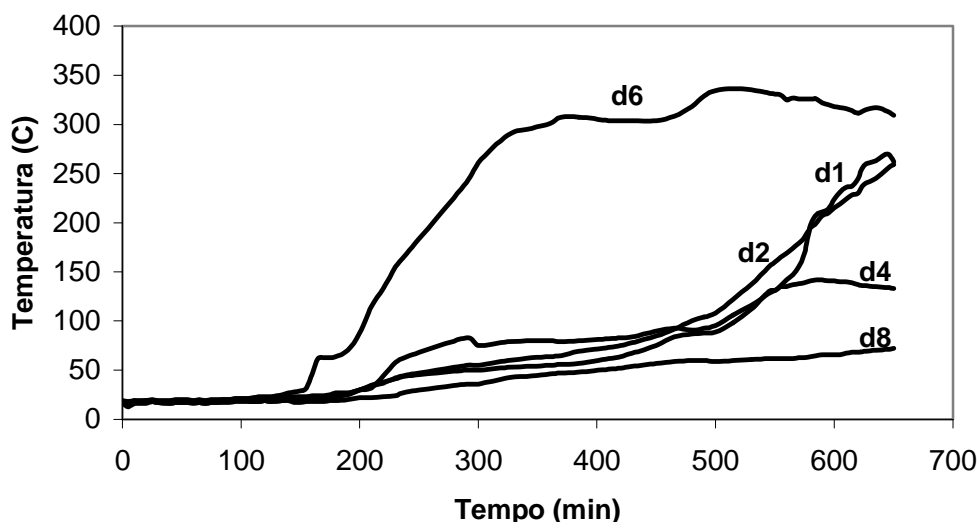
Nesta última experiência fez-se a combustão da casca de arroz já semi-pirolizada da experiência anterior e a pirólise de um novo carregamento de casca crua na outra câmara da fornalha. O objetivo principal era verificar se esta queima resultaria em cinza com baixo teor de carbono. Na câmara esquerda foi deixado o material semi-pirolizado da experiência anterior e na câmara direita foi colocada 14 Kg de casca de arroz, o que foi suficiente para encher totalmente a câmara.



**Figura 5** – Evolução das temperaturas da câmara esquerda durante a combustão da casca

O acendimento foi feito do lado da casca semi-pirólizada com auxílio dos dois tubos queimadores a gás. O ar foi injetado somente na câmara esquerda através dos tubos perfurados a uma taxa média de 3 m<sup>3</sup>/h durante 830 minutos. A figura 5 mostra a evolução das temperaturas da câmara esquerda medida pelos termopares e1, e2, e4, e6, e8 e a figura 6 da câmara direita medida pelos termopares d1, d2, d4, d6, d8 nos primeiros 650 minutos.

No outro dia foram retiradas as cinzas da câmara esquerda o que resultou numa massa de 2,3 Kg. Quase todo o volume de cinzas apresentava-se com coloração bem clara, quase branca, mas a parte resultante da queima realizada próxima às paredes de aço da fornalha apresentava-se preta, apesar do isolamento feito com tijolos refratários que cobria externamente as chapas de aço da fornalha. Também verificou-se que há condensação de betume nas paredes de aço.



**Figura 6** – Evolução das temperaturas da câmara direita durante a pirólise da casca

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O fato de ter-se obtido cinza branca no trabalho, apesar de parte preta, demonstra que é possível obtê-la em leito fixo. As chapas de aço das paredes da fornalha, mesmo que isoladas externamente, revelam-se rotas de fuga de calor, o que impede que a casca seja totalmente queimada nas regiões próximas às paredes da fornalha. Para solução do problema deve ser suficiente fazer-se o revestimento interno da fornalha com material refratário.

Verifica-se que a proposta inicial de utilização da transferência de calor de uma câmara para outra, para realizar a pirólise da casca e depois a manutenção da temperatura para queima do carbono residual, é um método ineficiente. Isto deve-se à característica isolante da casca de arroz, que impede a ocorrência de elevadas taxas de transferência de calor por radiação, condução ou convecção. Entretanto a energia necessária para a pirólise da casca de arroz, etapa fundamental para que as cinzas resultantes tenham baixo teor de carbono, pode ser obtida na vizinhança da região de pirólise a partir da combustão do material já pirolizado pertencente ao mesmo leito.

De acordo com o exposto no texto, há necessidade de um esclarecimento científico com relação ao tempo de queima da casca de arroz, como também quais as reações prováveis envolvidas no processo de combustão.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Metha, P.K. (1992) *Rice Husk Ash – A Unique Supplementary Cementing Material*. Advances In Concrete Technology. Ottawa : CANMET, p.407-431

Sugita, S.; Shoya, M. and Tokuda, H. (1992) *Evaluation of Pozzolanic Activity of Rice Husk Ash*. In: MALHOTRA, V. M. (ed) International Conference on the Use of Fly Ash, Silica Fume, Slag and Natural Pozzolans in Concrete. 4<sup>th</sup>, Istanbul : ACI, 1993, 2v., v.1, p. 495-512 (SP132)

Sugita, S; Hohkohno, A.; Niida, O.; Shi, H.; Ken, A.( 1994) *Method of Producing Active Rice Husk Ash*. United States Patent. Patent Number : 5,329,867

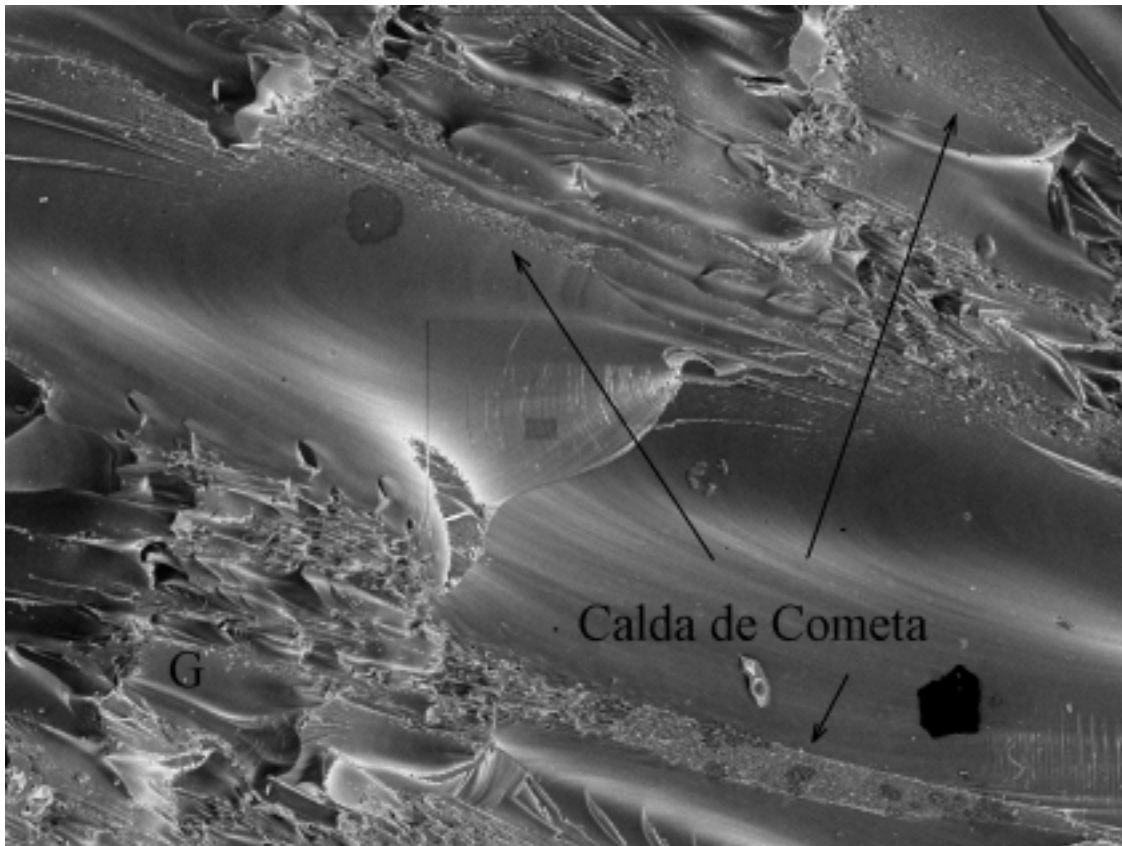
Tutsek, A.; Bartha, P. (1977) *Method of Producing Low-Carbon White Husk Ash*. United States Patent. Patent Number: 4,049,464

- O vidro fragmenta em função de um campo de tensão macroscópico. A manutenção da simetria de fragmentação sugere uma propagação espontânea de trincas a partir de várias locais de iniciação na superfície da lâmina.
- A medição da velocidade de propagação da trinca em vidros é fundamental para a caracterização e o estudo da evolução do campo de tensão durante a fratura.

## 6. REFERÊNCIAS

- Brungs, M. P., 1995, “Fracture and Failure of Glass” Materials Forum, Vol. 19, pp. 227-239
- Griffith, A. A., 1920, “The Phenomenon of Rupture and Flow in Solids”, Philosophical Transactions of The Royal Society, Vol. A221, pp. 163-197.
- Holloway, 1973, “The Physical Properties of Glass”, Ed. Wykeham, London, pp. 150
- Inglis, C. E., 1913, “Stresses in a Plane due to the Presence of Cracks and Sharp Corners”, Transactions of The Institute of Naval Architecture, Vol. 55, pp. 219-241.
- Irwin, G. R. , 1958, “Fracture Handbuch der Physik”, Ed. Springer-Verlang, Berlin, Vol. 6, pp. 551.
- Lawn, B. , 1993, “Fracture of Brittle Solids” Ed. Cambridge University Press, pp. 183
- Mott, N. F., 1948, “Fracture of Metals: Theoretical Considerations ”, Engineering, Vol. 165, pp. 16-18.
- Shand, E. B., 1954, “Crack Formation Related Phenomenon in Silicate Glasses”, Journal of American Ceramics Society, Vol. 37, pp. 52-59.
- Wiederhorn, S. M., 1967, “Influence of Water Vapor on Crack Propagation in Soda Lime”, Journal of American Ceramics Society, Vol. 50, pp. 407-413





**Figura 7.** ‘Neblina’ em forma de caldas de cometa

Estes resultados mostram a necessidade de uma maior compreensão da natureza e do desenvolvimento do campo de tensão associado ao carregamento e a fratura em vidros. Neste sentido a probabilidade de alteração do campo de tensão durante a fratura deve ser considerado, e os estudos devem compreender a análise do campo antes e durante a propagação de trinca.

#### **4. PESQUISA EM DESENVOLVIMENTO**

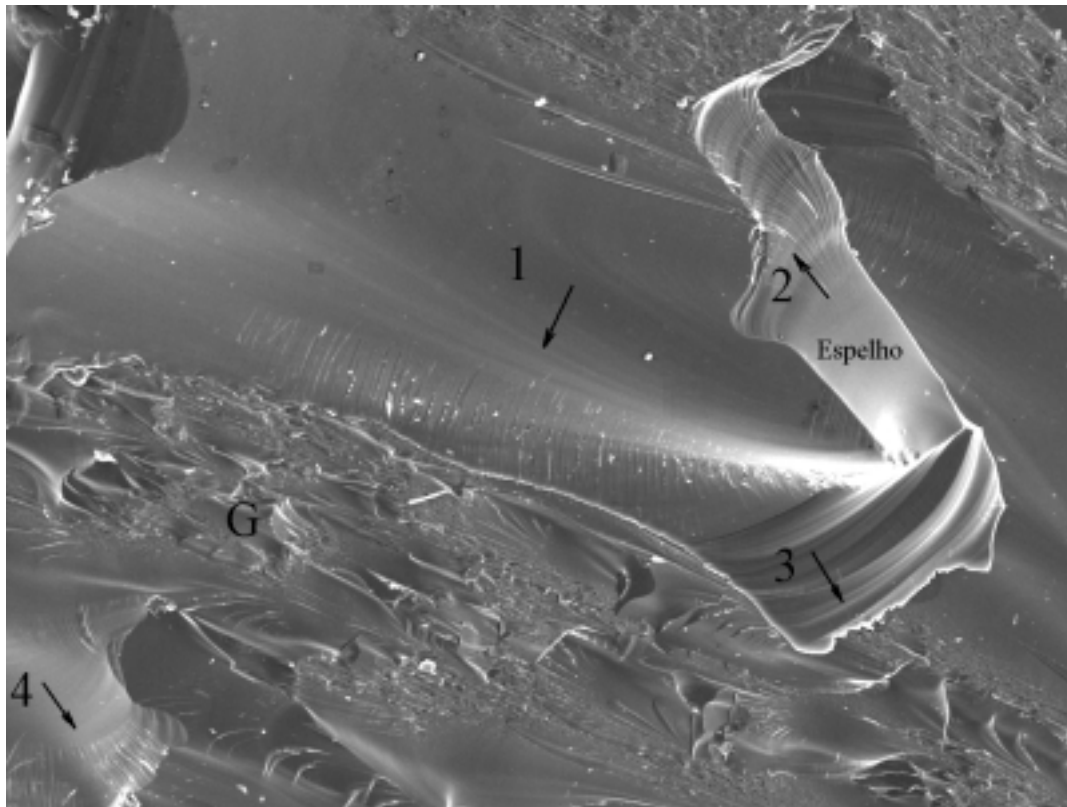
O estudo dos fenômenos de alta velocidade representa uma das linhas de pesquisa em desenvolvimento no Instituto Militar de Engenharia. Neste sentido, a continuação da pesquisa de fratura em vidros está em progresso no Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, tratando-se de um processo que desenvolve a altíssimas velocidades; de 1500 a 2000 m/s. O registro de iniciação e propagação da trinca e a consequente averiguação experimental da(s) teoria(s) está sendo viabilizado com o auxílio de uma câmera digital de alta velocidade.

#### **5. CONCLUSÕES**

- As características morfológicas da superfície de fratura mostram a limitação da teoria de fratura frágil de Griffith, baseada no equilíbrio entre a energia liberada e a energia necessária para criar as superfícies de fratura. A diversidade de morfologias é justificada pelo aumento da energia liberada,  $G$ , além do valor crítico,  $G_c$ .

### 3.2 Características microscópicas da superfície de fratura

As figuras (6) e (7) mostram as características gerais da superfície de fratura das amostras rompidas. A fratura da figura (6) apresenta as diferentes morfologias; região espelhada, ondulações, estrias, neblina e ramificações, além de uma outra morfologia mais grosseira, 'G', incluindo relevos de contornos irregulares.



**Figura 6.** Características fraturísticas e multiplicidade de propagação

Observa-se que a 'neblina' aparece entre, e *não* antes das ramificações, figura (6) ou aglomerados numa morfologia de 'calda de cometa', figura (7). Além do mais, a fratura da figura (7) mostra neblina e ramos distribuídos em algumas áreas na região 'G'. A multiplicidade de frentes de propagação junto com as evidências de estrias confirmam a bifurcação da trinca e a alteração do plano de propagação a nível microscópico. Outrossim, a variação da direção de propagação das bifurcações, figura (6), deve ser compreendida como o resultado das alterações locais do campo de tensão.

Observa-se que as características fraturísticas analisadas acima não obedecem, necessariamente, o desenvolvimento morfológico analisado pela teoria, especificamente no que tange a sequência de neblina/ramificações; a neblina aparecendo entre as ramificações, ou aglomerando-se em faixas bem definidas (calda de cometa). A Figura (7) mostra a neblina associada às ramificações em algumas áreas na região 'G'. Isto sugere uma sucessão de iniciação e propagação de trincas de curto alcance, uma vez que a neblina forma-se no início "threshold" de formação de ramificações( Brungs, 1995). Outrossim, observa-se que a região de espelho associada à neblina não é bem definida, o que limita o uso das equações (9) e (10) para o cálculo da tensão de fratura ou do fator de intensidade de tensão.

na energia mecânica acomodada pelas lâminas antes da fratura. Neste caso, a energia é proporcional à largura da lâmina. De fato, os resultados mostraram que a carga sustentada pelas amostras antes da fratura é proporcional à largura das mesmas. Isto pode ser visto ao acompanhar a formação de trincas em placas de diferentes qualidades de vidro de larguras infinita. Observa-se que o comprimento de trinca é diretamente proporcional à carga máxima, e conseqüentemente, à energia liberada.

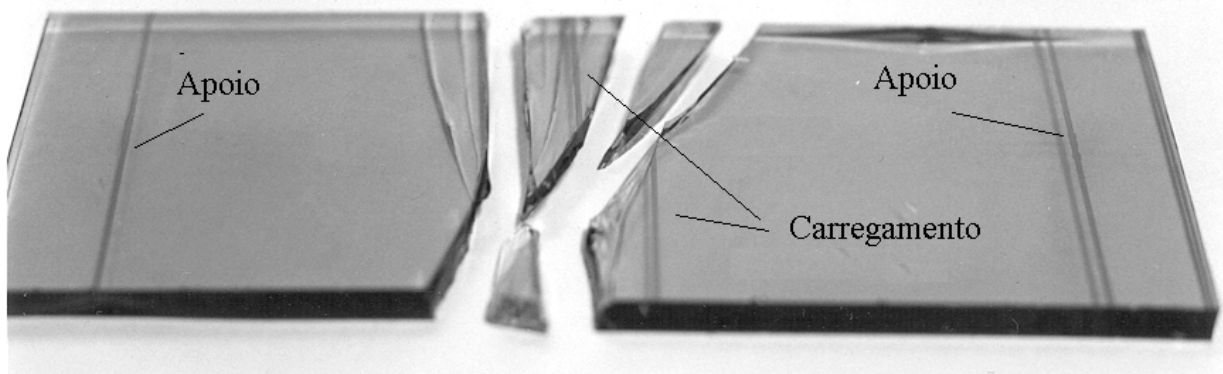
### 3. 1 Características de propagação de trinca

Outras características importantes devem ser anotadas a partir da figura (6). De modo geral, e independente da largura da amostra, os fragmentos apresentam-se trincados. Neste sentido, observa-se que a densidade das trincas em cada fragmento aumenta com a largura da lâmina. Além do mais, há uma alteração do contraste visual; isto é, as trincas individuais iniciam-se como uma linha fina a partir da superfície e apresentam a partir de uma dada posição um aspecto mais grosseiro, ou vice versa. A própria característica de fragmentação é específica uma vez que, para uma dada largura de lâmina de vidro, a largura máxima dos fragmentos e o número de trincas em cada fragmento são praticamente constantes. Estas observações mostram que :

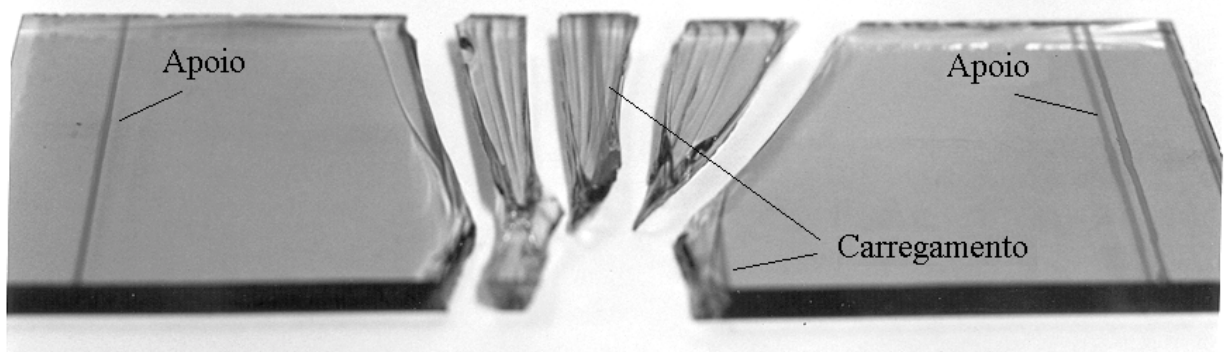
*Primeiro:* o aumento da densidade de trincas com a largura das lâminas é plausível uma vez que a energia liberada aumenta com o aumento da largura da lâmina, e o comprimento total de trincas é, conseqüentemente, maior. Outrossim, a variação do contraste das trincas é atribuída ao giro dos planos de propagação de trinca, provavelmente ligado ao giro do plano da tensão máxima.

*Segundo:* as lâminas fragmentam-se a partir de núcleos equidistantes na superfície do vidro. Isto pode ser atribuído à característica do campo da tensão permitindo picos de intensidade equidistantes ao longo do comprimento da lâmina. Por outro lado, entende-se como primeira análise que um gradiente de tensão desenvolve-se somente ao longo da largura devido à problemática do contato cutelo/lâmina analisada acima. Contudo, a regularidade de espaçamento dos fragmentos reflete o efeito de um fenômeno macroscópico e não um efeito microscópico da distribuição das microtrincas intrínsecas. Neste sentido, pode-se argumentar que as trincas propagam-se ao mesmo tempo a partir da superfície, algumas acelerando preferencialmente ao longo de trajetórias definidas pelo campo de tensão.

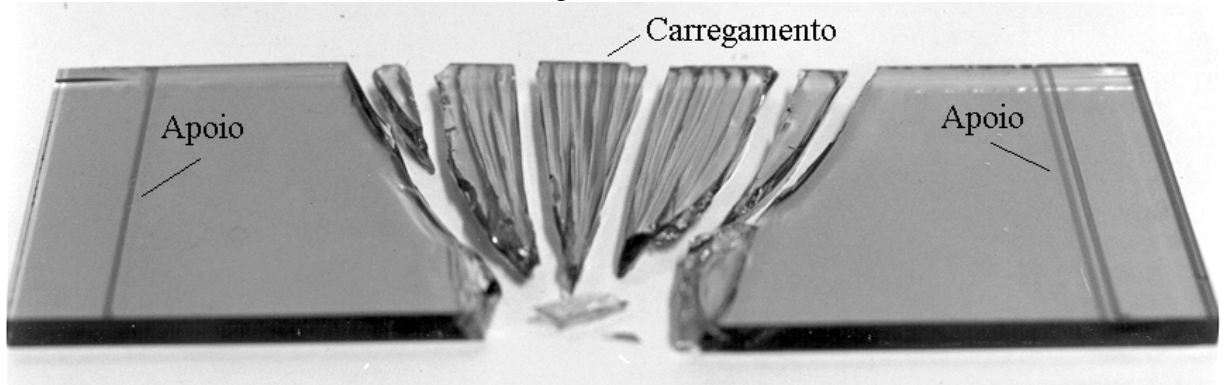
À luz desta análise, duas hipóteses podem ser levantadas a respeito da velocidade de propagação da trinca. Na *Primeira*, os fragmentos separam-se ao mesmo tempo supondo-se que a liberação de energia mecânica terminaria com a perda de continuidade do material. Neste caso, a velocidade de propagação da trinca é variável se as trincas iniciam-se ao mesmo tempo. Por outro lado, podemos argumentar que a velocidade média de propagação é constante. Isto significa necessariamente que, a fim de garantir a separação simultânea dos fragmentos, as trincas iniciam-se sucessivamente a partir dos pontos mais afastados do eixo da simetria. A *Segunda* hipótese propõe que a fragmentação do vidro continua após a perda de continuidade. Isto é, a liberação de energia continua após a descontinuidade do sistema. A hipótese pode representar uma contradição uma vez que a observada simetria de fragmentação e a regularidade de largura dos fragmentos são atribuídos à presença de um campo de tensão específico. Portanto, pode argumentar-se que, na ausência do campo de tensão, a fragmentação do vidro deva ser assimétrica após a perda da continuidade. Não obstante, a propagação de trinca no vidro é um fenômeno de altíssima velocidade ( 1500 ~2000 m/s ) procedendo num campo de tensão que pode definir a trajetória de propagação independentemente da continuidade do sistema.



a – largura de 20 mm



b – largura de 30 mm



c – largura de 40 mm

**Figura 5.** Fragmentação das lâminas de vidro

gradiente de tensão. Uma vez que o gradiente é simétrico em ambos os lados do eixo transversal da lâmina, as trincas percorrem o campo de tensão ao longo de trajetórias similares em ambos os lados do eixo, resultando na simetria cônica dos fragmentos.

O aumento do número de fragmentos com a largura da lâmina pode ser deduzida a partir da análise da equação (5). Uma vez que as lâminas de vidro são da mesma qualidade, é plausível concluir que o tamanho médio do defeito crítico,  $c_o$ , é o mesmo em todas as lâminas. Conseqüentemente, os valores da tensão de fratura,  $\sigma_f$ , devem ser próximos. A diferença reside

$$\sigma_f = \frac{M}{\sqrt{r}} \quad (9),$$

onde  $M$  é uma característica do material, conhecido como a constante de ‘espelho/neblina’ que descreve a extensão relativa da região do espelho em relação à região de neblina; ( $M \approx 2,0 \text{ MN m}^{-3/2}$  para vidros de silicato de sódio). A autenticidade da equação (9) foi certificada para diferentes perfis de campos de tensão (Brungs, 1995).

De ponto de vista de mecânica de fratura, a interface entre a região espelhada e a região de neblina representa o início, “threshold”, da ramificação da trinca, e pode ser representada por um fator de intensidade de tensão,  $K_R$ , característico do material:

$$K_R = \Phi \sigma_f \sqrt{r} \quad (10),$$

onde  $\Phi$  é o fator de forma.

As equações (9) e (10) mostram que a tensão de fratura de uma dada qualidade de vidro pode ser determinada a partir das características morfológicas da superfície de fratura; a tensão é inversamente proporcional ao raio da zona espelhada que pode ser determinada através da análise da superfície de fratura no microscópio eletrônico de varredura.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Lâminas de silicato de sódio (vidro plano) foram fraturadas sob flexão de três pontos. Os testes foram realizados em amostras de 4 mm de espessura e três larguras; 20, 30 e 40 mm. A fim de avaliar o efeito da taxa de carregamento no modo de fratura, o carregamento foi realizado sob três taxas; 0,1 0,5 e 2,0 mm/min. A fratura macroscópica foi registrada fotograficamente e as características da superfície de fratura analisadas e registradas no microscópio eletrônico de varredura (MEV).

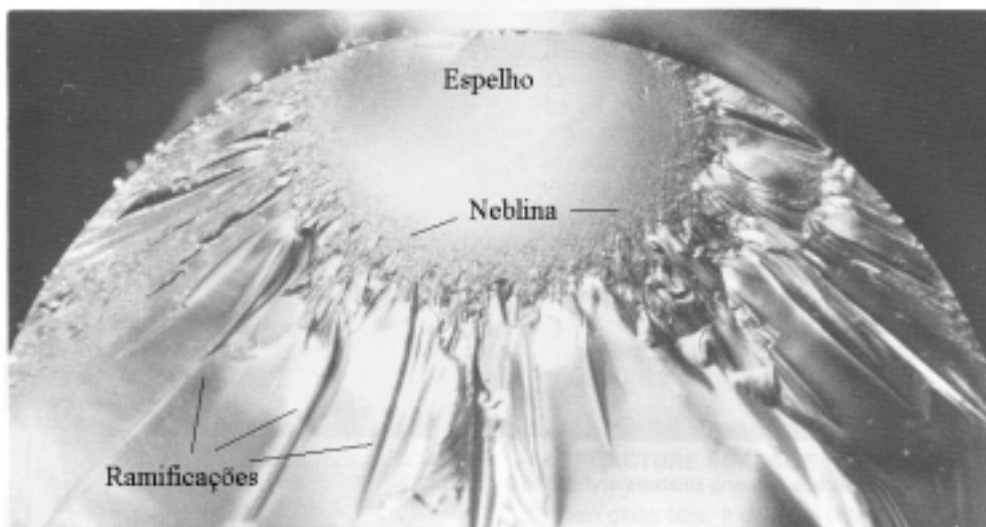
## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A figura (5) mostra a característica macroscópica da fratura das amostras trabalhadas sob flexão. As lâminas são apresentadas sob a mesma largura, e as posições de carregamento e de apoio são indicadas. Independentemente da largura das amostras, observa-se uma simetria da fragmentação em torno da posição central de carregamento, e um afunilamento dos fragmentos ao longo da largura das lâminas. O afunilamento aumenta com o aumento da largura das lâminas. Conseqüentemente, a fratura não é simétrica em torno do eixo longitudinal das amostras. Observa-se, também que o número de fragmentos aumenta com o aumento da largura da lâmina.

Estes resultados encontram justificativas coerentes como mostra a análise a seguir. Primeiro, a simetria de fragmentação em torno da linha de carregamento e o afunilamento dos mesmos tem como provável justificativa o desenvolvimento de um gradiente de tensão através da largura. O desenvolvimento do gradiente é atribuído à ausência de um contato perfeito entre o cutelo de carregamento e a superfície do vidro, apesar da liberdade de movimento intrínseca da montagem do cutelo. Isto é plausível, uma vez que o vidro apresenta elasticidade mínima, o que dificulta a acomodação do cutelo e um contato perfeito do mesmo ao longo de toda a largura da lâmina. Conseqüentemente, o cutelo comprimi a lâmina por desigual, permitindo o desenvolvimento do

rotação durante a propagação da trinca. Quando o eixo de rotação é paralelo à frente da trinca, o plano de propagação da trinca simplesmente curva para cima ou para baixo acompanhando a rotação. Por outro lado, se o eixo de rotação for perpendicular à frente da trinca o plano da trinca é obrigado a executar um movimento helicoidal (torção), o que não é energeticamente viável. Neste caso, a frente da trinca acomoda a rotação do eixo formando pequenas trincas no novo plano de tensão máxima. A figura (2) mostra que as pequenas trincas são separadas uma das outras e apontam na direção de propagação original.

Como relatado acima, a frente da trinca ramifica-se quando  $G \cong 14G_c$ . A figura 4 mostra as características da ramificação de fratura do vidro plano. Observa-se que a ramificação é



**Figura 4.** Ramificação da trinca, precedida por uma região nebulosa e uma região espelhada.

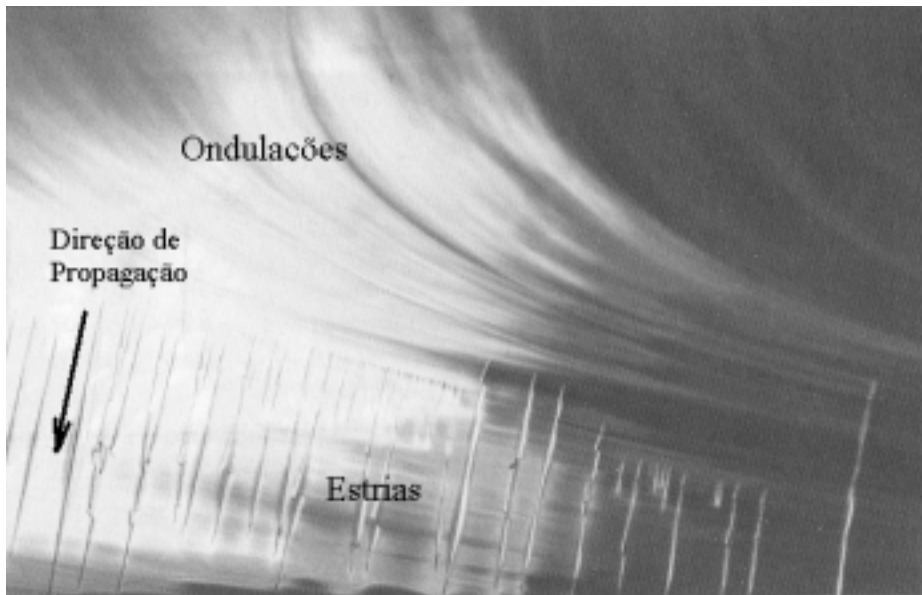
precedida por uma região ‘espelhada’ e uma região ‘nebulosa’ mais estreita. A ramificação da trinca é postulada na teoria de ‘bifurcação da onda de tensão’ como o resultado da uma interação muita intensa entre os pulsos de tensão e a frente de propagação de trinca que causa uma deflexão abrupta e a ramificação da trinca. Contudo, esta teoria não analisa adequadamente as características da superfície de fratura.

Neste sentido, a teoria de ‘fratura secundária’ oferece uma análise qualitativa mais completa. A teoria propõe que o campo de tensão associado à frente da trinca causa a iniciação de microtrincas secundárias afrente da frente de propagação. Após a iniciação das microtrincas, a frente de propagação ultrapassa as mesmas, deixando como rastro uma região ‘nebulosa’. A trinca continua acelerando e o campo da tensão na frente da trinca intensifica-se de modo que formam-se trincas secundárias afrente da frente de propagação. Logo, as trincas secundárias tornam-se independentes na forma de ‘ramos’. Localizando-se a sequência das regiões de espelho, de neblina e de ramos, a origem da fratura do vidro pode ser determinada.

### 1.3 Tensão de Fratura

Shand (1954) apresentou uma relação empírica relacionando a tensão de fratura  $\sigma_f$ , e o raio  $r$  da região espelhada da superfície de fratura:

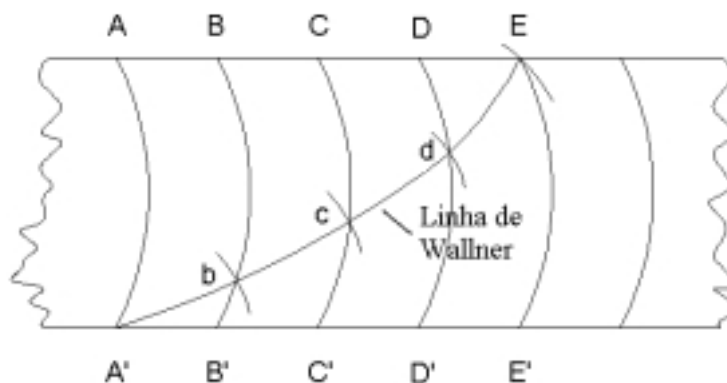
resultando numa deflexão momentânea da frente, efetivamente marcando a posição da frente no momento de interação. As ondulações são convexas na direção de propagação da



**Figura 2.** Características gerais da superfície de fratura; ondulações e estrias

frente da trinca. No caso de falha sob um momento fletor, as ondulações são convexas na direção da superfície em tração.

A superfície de fratura de vidro pode apresentar outras marcas características chamadas de “linhas de Wallner” (Holloway, 1973). Neste caso, a frente de propagação da trinca interage com defeitos na superfície do vidro, gerando pulsos de tensão. Novamente, os pulsos de tensão são mais rápidos que a frente de propagação de modo que interagem com a frente em movimento formando uma linha de Wallner. Neste caso, a linha representa os *locais da interseção* do pulso refletido com a frente de propagação em movimento, figura (3), e não a *posição* da frente de propagação num dado momento, o que formaria uma ondulação.



**Figura 3.** Formação de ‘Linha de Wallner’; ( A´ b c d E )

Inicialmente, a trinca encontra-se num plano perpendicular ao eixo da tensão aplicada, isto é ao longo do plano da tensão máxima. Contudo, o plano da tensão máxima pode sofrer uma

De ponto de vista de mecânica de fratura, Irwin (1958) mostrou que a energia elástica,  $G$ , liberada pelo sistema por unidade de largura da frente da trinca é igual à taxa de variação da energia mecânica:

$$G = - \frac{dU_M}{dc} \quad (6).$$

Neste sentido, a energia crítica,  $G_c$ , é aquela necessária para iniciar a fratura.  $G_c$  é propriedade do material e independe do modo de carregamento. Em função da fragilidade dos vidros,  $G_c$  é geralmente baixa ( $\approx 8 \text{ Jm}^{-2}$ ), ao contrário dos materiais plásticos ( $G_c \approx 10^3 \text{ kJm}^{-2}$  para o cobre). A partir da energia liberada,  $G$ , determina-se o fator de intensidade de tensões do material,  $K_I$ , para descrever a distribuição das tensões elásticas na região próxima à frente da trinca.

### 1. 1 Limitação da teoria de Griffith

A teoria de Griffith trata de condições de equilíbrio. Por outro lado, outras considerações devem ser levadas em conta quando a taxa de liberação de energia elástica é muito superior à taxa crítica necessária para causar o incremento da superfície da trinca;  $G \gg G_c$ . Para considerar esta diferença Mott (1948) incluiu um termo de energia cinética no balanço energético do sistema:

$$U = U_M + U_S + U_K \quad (7).$$

Portanto, se  $U_K \neq 0$ :

$$\frac{dU_k}{dc} = G - G_c \quad (8).$$

Isto é, o excesso de energia liberada durante a propagação da trinca é dissipado como a energia cinética associada à superação da inércia de abertura das faces da trinca, o que determina a velocidade de propagação. Se  $G \cong 14 G_c$ , observa-se um outro mecanismo de dissipação de energia que causa a ramificação ou a bifurcação da trinca. Lawn (1993) justifica este resultado em função de desenvolvimento de trincas secundárias ou da ramificação do campo de tensão.

### 1. 2 Superfície de Fratura

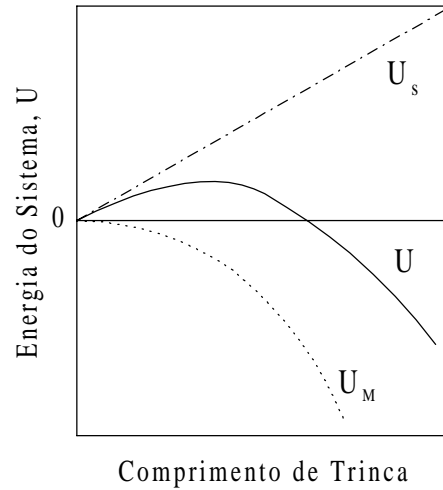
Reconhecidamente, a fratura de vidro é catastrófica, o que dificulta a análise do histórico de fragmentação. Contudo, o desenvolvimento da fratura pode ser analisado a partir das características de superfície analisadas no microscópio eletrônico de varredura. Inicialmente, a superfície de fratura é opticamente lisa. Esta região é conhecida como a “zona de espelho”. Quando  $G \approx 5 G_c$ , a trinca propaga-se formando ondulações e estrias características, figura (2). Argumenta-se que as ondulações formam-se quando os ‘pulsos sônicos’ da tensão, os quais precedem a frente da trinca, são refletidos a partir de uma outra região superficial. Os pulsos refletidos interagem com a frente da trinca, a qual propaga-se a uma taxa relativamente lenta,



$$U = U_s + U_m \quad (1).$$

Uma vez que o crescimento da trinca resulta na redução da energia mecânica do sistema, o sinal deste componente é negativo, figura (1). A trinca propaga-se quando a variação da energia  $U$  em relação ao comprimento da trinca  $C$  é minimizada :

$$\frac{dU}{dC} < 0 \quad (2),$$



**Figura 1.** Variação da energia do sistema com o comprimento da trinca

O componente de energia mecânica é calculado considerando a concentração da tensão na ponta de trincas elípticas finas; estimada por Inglis (1913). Para uma tensão aplicada,  $\sigma_A$  normal ao plano das microtrincas de comprimento  $2c$  e largura unitária, a energia mecânica liberada por unidade de largura da frente da trinca é dada por:

$$U_M = - \frac{\pi c^2 \sigma_A^2}{E} \quad (3),$$

e a energia necessária para incrementar as duas superfícies da trinca por unidade de largura da frente da trinca é :

$$U_s = 4 c S \quad (4),$$

S sendo a energia superficial por unidade de área.

Figura (1) mostra que a energia total,  $U$ , é reduzida conforme a trinca propaga-se. No ponto de energia zero, a continuidade do sistema deixa de existir; isto é, a trinca atinge um comprimento crítico,  $c_o$ , e o vidro é fraturado. A tensão de fratura é calculada da equação (1), igualando a energia mecânica liberada e a energia superficial da trinca :

$$\sigma_f = \sqrt{\frac{2ES}{\pi c_o}} \quad (5).$$

## CARACTERÍSTICAS DO CAMPO DE TENSÃO E DE FRATURA EM VIDROS PLANOS

**Hani Hussein Aly El-Sharawy**

**Carlos Sergio da Costa Viana**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais,  
22290-270, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, e-mail: [haniha@epq.ime.eb.br](mailto:haniha@epq.ime.eb.br)

### Resumo

Os vidros são materiais amorfos isotrópicos caracterizados por uma fratura frágil. A tensão de fratura destes materiais é duas ordens de magnitude menor que a tensão teórica definida pela resistência das ligações atômicas. A teoria de Griffith justifica este comportamento em função das microtrincas na superfície do vidro. Baseando-se na teoria, lâminas de vidro foram fraturadas em tração e em flexão até a fratura. Foram adotadas três taxas de carregamento e três larguras de lâmina, e as características de fratura foram analisadas no Microscópio Eletrônico de Varredura. Independentemente das variáveis experimentais, a fratura é uma função de um campo de tensão simétrico. As características microscópicas indicam que a energia elástica liberada,  $G$ , é maior que o valor crítico,  $G_c$ , proposto por Griffith. A morfologia diversificada de fratura limita o uso de equações fenomenológicas de cálculo da tensão de fratura. A determinação experimental da velocidade de propagação é fundamental para o estudo do desenvolvimento e do efeito do campo de tensão na fratura do vidro.

**Palavras-chave:** Vidro, Campo de tensão, morfologia de fratura, propagação de trinca, Mecânica de Fratura

### 1. INTRODUÇÃO

Os vidros representam a classe de materiais caracterizados pela ausência de estrutura cristalina. Consequentemente, eles não contêm discordâncias ou sistemas de deslizamento que permitiriam a deformação plástica e, portanto, fratura de modo totalmente frágil.

Reconhecidamente, a tensão de fratura dos vidros é significativamente menor que a resistência teórica do material (tensão necessária para o rompimento das ligações atômicas). A teoria de Griffith (1920) justifica este resultado em função das microtrincas características na superfície do vidro. A teoria estipula que a propagação da trinca de fratura frágil é um processo termodinamicamente reversível, no qual a energia total do sistema,  $U$ , é minimizada. Griffith analisou que o crescimento da trinca necessita de um incremento da energia superficial,  $U_s$ . Ao mesmo tempo, o crescimento da trinca requer a liberação de energia mecânica,  $U_m$ , armazenada no sistema, incluindo a deformação e energia potencial. Portanto, a alteração da energia do sistema é:

# DETERMINAÇÃO DO LIMITE DE DEFORMAÇÃO EM CHAPAS METÁLICAS ANISOTRÓPICAS

**Ricardo Kazuo Itikava**  
**Miguel Ângelo Menezes**

Departamento de Engenharia Mecânica, UNESP – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, CEP 15385-000 Ilha Solteira, SP, E-mail: [kazuo@dem.feis.unesp.br](mailto:kazuo@dem.feis.unesp.br), [miguel@dem.feis.unesp.br](mailto:miguel@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

Uma nova teoria, a teoria da propriedade do ângulo da estrição é usada para determinação dos limites das deformações de chapas metálicas. Esta teoria, leva em consideração o comportamento anisotrópico dos materiais das chapas e pode explicar o comportamento mecânico de uma variedade de chapas metálicas anisotrópicas. A hipótese básica da teoria da propriedade do ângulo da estrição é que existe um ângulo de estrição particular, o qual é uma propriedade do material da chapa e que depende do estado de tensão presente no material da chapa no início da estrição localizada, sem a necessidade de impor-se a condição clássica da direção de alongamento zero sobre o plano da chapa. Neste trabalho as curvas teóricas dos limites de deformação são comparadas com dados experimentais disponíveis na literatura e soluções teóricas clássicas, derivadas por Dorn, Swift e Hill para uma faixa de chapas metálicas. Dessa forma a discrepância entre elas são analisadas.

**Palavras-chave:** Deformações limites, Anisotropia, Curvas ou diagramas limites de conformação, Instabilidade plástica e Conformação de chapas metálicas.

## 1. INTRODUÇÃO

Os processos de conformação de chapas metálicas possuem alguns problemas tecnológicos como a predição, medição ou controle da capacidade máxima de deformação.

Em particular, o estiramento de uma chapa metálica, é reconhecido ser limitado por um processo de fratura. Contudo, esse é precedido por alguma forma de instabilidade plástica, isto é, a geração de uma distribuição de deformação não uniforme. Essa perda de estabilidade foi analisada por Swift [22], Hill [7], Dorn [9], Dorn et al. [20], Mellor [15], Marciniak & Kuczynski [13], Keller & Backofen [10], Azrin & Backofen [1] Bressan & Williams [2], Menezes & Al-Qureshi [16] e outros, considerando os diferentes estados de deformação através dos quais a chapa é solicitada.

Na conformação de chapas metálicas duas formas de instabilidades são reconhecidas: estrição difusa, geralmente associada ao alcance de um máximo valor na capacidade de carga do material, sendo geralmente o estágio incipiente da estrição localizada, processo mais severo considerando o aspecto geométrico da chapa. De um ponto de vista prático, a estrição difusa em um produto final seria considerada aceitável, ao passo que a estrição localizada, aparecendo como uma banda de cisalhamento através da espessura não seria.

É convencional dispor aquelas combinações das maiores e menores deformações,  $\epsilon_1$  e  $\epsilon_2$  respectivamente, as quais representam o limite de desempenho de uma chapa metálica no espaço de deformação principal, para formar as curvas ou diagramas limites de

conformação (CLC ou DLC). Para um certo material, a curva limite de conformação pode representar regiões diferentes de acordo com o processo de deformação imposto. Sendo  $\varepsilon_2 > 0$ , região de estiramento (Banda de Keller),  $\varepsilon_2 = 0$ , região de deformação plana, e  $\varepsilon_2 < 0$ , região de estampagem (Banda de Goodwin).

A análise teórica das curvas limites de conformação é fundamentada na hipótese de antecipar-se os limites de deformações de chapas metálicas baseando-se nas propriedades que definem o comportamento ao escoamento plástico do material da chapa. Os resultados dessas análises teóricas sendo similares a aqueles obtidos experimentalmente definiriam o entendimento básico dos fenômenos que explicam o desempenho das chapas metálicas sob diferentes estados de tensão e deformação até a região de falha (estricção localizada) ou fratura.

Nessa direção, em geral, para o bom desempenho em operações de estiramento um alto valor de  $n$  (índice de encruamento) é requerido e sua determinação pressupõe que o material obedeça a lei do volume constante e a certa formulação empírica da curva de escoamento em tração. Sabe-se que o encruamento influencia a distribuição das deformações no produto formado, com as deformações tornando-se mais uniformes em materiais apresentando grande capacidade de encruamento [22]. Diferentemente, em operações de estampagem profunda um alto valor de  $R$  (coeficiente de anisotropia normal) e baixo  $\Delta R$  (anisotropia planar) são requeridos e a determinação dos mesmos fundamenta-se na lei do volume constante.

Lankford et al. [12], demonstraram que a estampagem de aço acalmado em alumínio era melhorada quando um índice ( $R \times n$ ) excedia um certo valor mínimo crítico. Whiteley [23], mostrou que a razão limite de estampagem ( $LDR$ ), aumentava com o valor  $R$  médio da chapa para uma variedade de materiais.

Keller & Backofen [10], usando a lei de escoamento formulada por Hill [7], também investigaram a influência do coeficiente de anisotropia normal ou valor  $R$ , sobre o início de ambas estricção: difusa e localizada. Eles concluíram que a influência da anisotropia é mais significativa sobre a estricção localizada do que sobre a estricção difusa, para operações de estampagem. Contudo, para estampagens complexas envolvendo estampagem e estiramento, reenfatizaram o importante papel do índice de encruamento  $n$  e do valor  $R$  sobre o início de ambas instabilidades. Além disso, concluíram que um melhor controle prático sobre os limites do processo de estiramento com punção deveria ser baseado principalmente no controle da uniformidade da distribuição de deformações, e indicaram que alguns melhoramentos poderiam ser conseguidos através de um aumento da deformação de fratura e ajustes na anisotropia plástica da chapa.

Marciniak & Kuczynski [13], para uma chapa sujeita a tração biaxial no plano, teoricamente preveram a influência do coeficiente de anisotropia normal  $R$  sobre o limite de deformação. Entretanto, seus resultados indicaram que um aumento da anisotropia no processo de estiramento levaria a uma perda de estabilidade e causaria uma diminuição no limite das deformações. Mattiasson & Melander [14], analogamente, também investigaram numericamente o papel da anisotropia sobre a distribuição das deformações usando um material hipotético como referência. Seus resultados também indicaram que valores altos de  $R$  seriam prejudiciais a conformabilidade em processos de estiramento.

Não obstante, Duncan & Johnson [3], encontraram para o processo de expansão hidrostática que a distribuição de deformações eram afetadas pela anisotropia plástica normal  $R$ , assim como afirmaram que o modo de falha poderia ser dependente do valor  $R$ . O material usado foi chapa de aço acalmado, cuja as propriedades eram razoavelmente uniformes no plano da chapa e apresentava um grau significativo de anisotropia normal. Esses fatos incitam discussões e estimulam novas alternativas de caracterização da anisotropia comumente encontrada nas chapas metálicas.

Por outro lado, Painter & Pearce [21], mostraram que a teoria de Hill [7] é uma aproximação razoável para a região de estampagem das curvas limites de conformação. Contudo, eles também mostraram que essa teoria não explicava o mecanismo de falha para todas as variedades de chapas metálicas. A predição teórica dos limites de deformação era razoavelmente boa para aço, por exemplo, ao passo que completa discrepância ocorria para latão 70-30. Azrin & Backofen [1], também observaram a dependência da deformação limite  $\epsilon_l$  da razão de deformação  $\rho$ , onde  $d\epsilon_l/d\rho$  não era sempre maior do que zero como observado por Keller [11].  $d\epsilon_l/d\rho$ , poderia ser igual ou menor do que zero, para uma faixa de materiais. Até aqui, essas observações experimentais não foram tratadas com sucesso através das teorias convencionais. Entretanto, recentemente, uma nova teoria foi idealizada pelo presente autor, a teoria da propriedade do ângulo da estrição [18], a qual pode explicar tais observações experimentais e o papel da anisotropia para as duas regiões das curvas limites de conformação, assim como sugere que o início da estrição localizada é controlado por cisalhamento. A teoria da propriedade do ângulo da estrição explica a falha da chapa metálica sobretudo para a região de estampagem, como foi destacado na sua primeira apresentação, contudo, neste trabalho será discutida a falha de chapas metálicas de forma mais generalizada para as duas regiões da curva limite de conformação, isto é, estampagem e estiramento.

## 2. ANÁLISE TEÓRICA

A teoria da propriedade do ângulo da estrição é baseada nas seguintes hipóteses:

- É suposto que o deslizamento é o mecanismo principal de deformação plástica, o qual ocorre devido ao cisalhamento sobre certas combinações preferidas de direções e planos cristalográficos. Além disso, supõe-se que os mesmos sistemas que operam em cristais simples, também operariam em policristais, através de todo o material da chapa em deformação.

- É também suposto que exista um ângulo de estrição particular, cujo é uma propriedade da chapa metálica e do estado de tensão presente. Daí, uma técnica simples e útil é desenvolvida buscando a determinação do início da estrição localizada. Essa análise não requer a existência de uma direção de alongamento zero no plano da chapa, como idealizado por Hill. [7], para a região de estampagem da curva limite de conformação (fig. 1).

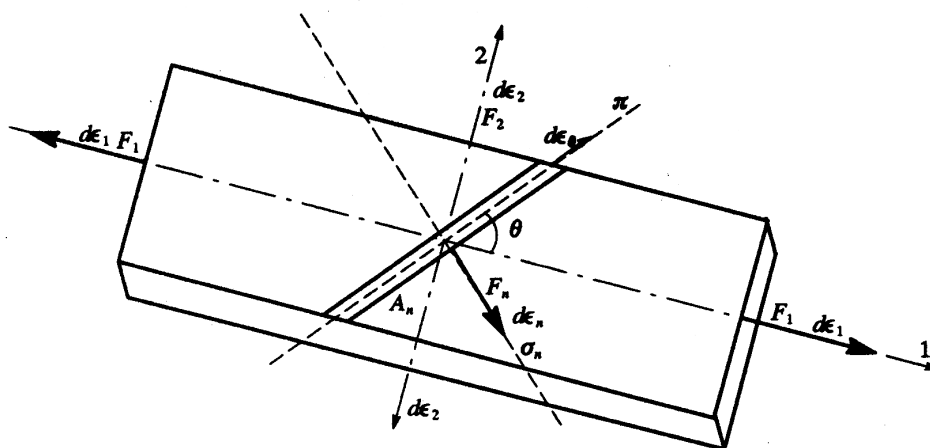


Fig. 1 - Estrição localizada para um certo ângulo  $\theta$  de uma chapa metálica.

O plano  $\pi$ , na fig. 1, é um plano macroscópico na zona de estrição que agrega os efeitos incipientes da localização da deformação. Por outro lado, a localização é suposta ser dependente do mecanismo de deslizamento cristalográfico preferido, ou qualquer outro

mecanismo microscópico de deformação ativado em função do estado de tensão presente na chapa. O plano  $\pi$ , é também perpendicular ao plano 1-2 da chapa.

- O material é suposto ser rígido-plástico e exibe somente anisotropia plástica normal no plano 1-2, a qual é descrita pelo coeficiente  $R$ .

- A deformação é suposta ocorrer sob condições de tensão plana e o material obedece o critério de escoamento de Von Mises modificado por Hill. [8], para materiais anisotrópicos, o qual foi derivado por Menezes. [16], como,

$$\sigma_a^2(R+1) = (R+1)\sigma_1^2 - 2R\sigma_1\sigma_2 + (R+1)\sigma_2^2 \quad (1)$$

onde,  $R$  é o coeficiente de anisotropia plástica normal e  $\sigma_a$  é a tensão de escoamento em tração uniaxial para materiais anisotrópicos. A razão de tensão  $x$  é definida como,

$$x\sigma_2 = \sigma_1 \quad (2)$$

portanto, substituindo (2) em (1) obtém-se,

$$\sigma_a^2(R+1) = [(R+1) - 2Rx + (R+1)x^2] \sigma_1^2 \quad (3)$$

- Supondo que o material obedeça a lei de escoamento associado de Levy-Mises modificada por Hill. [8], para materiais anisotrópicos, a qual foi igualmente derivada por Menezes. [16], como,

$$\frac{d\varepsilon_1}{(R+1) - Rx} = \frac{d\varepsilon_2}{(R+1)x - R} = -\frac{d\varepsilon_3}{(1+x)} = \frac{d\varepsilon_a}{(R+1)\frac{\sigma_a}{\sigma_1}} \quad (4)$$

e, usando o princípio de equivalência do trabalho plástico, o incremento de deformação generalizada,  $d\varepsilon_a$ , também foi obtido por Menezes. [16], como,

$$d\varepsilon_a = \sqrt{\frac{(R+1)}{(2R+1)}(d\varepsilon_1^2 + d\varepsilon_2^2 + Rd\varepsilon_3^2)} \quad (5)$$

Além disso, o material é suposto seguir a equação de Swift, expressa como,

$$\sigma_a = K(\varepsilon_o + \varepsilon_a)^n \quad (6)$$

As condições para o início da estricção localizada são derivadas da análise do círculo de Mohr de deformações, como mostrado na fig. 2, as quais correspondem ao estado vigente de deformação apresentado na fig. 1.

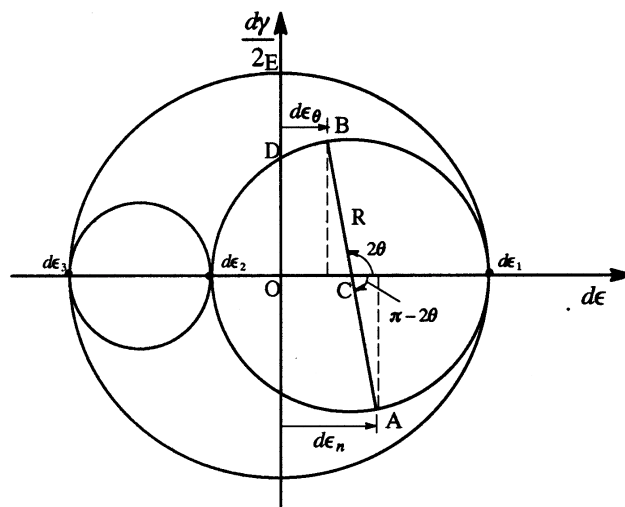


Fig. 2 - Círculo de Mohr para um estado de deformação incremental.

Portanto, a condição que leva a estrição localizada pode ser expressa pelo ponto A, o qual define a direção onde o deslizamento por cisalhamento é mais concentrado no plano de falha incipiente  $\pi$ , na zona de estrição.

Dessa forma, da fig. 2, a direção  $n$  controla o processo e geometricamente  $d\epsilon_n$ , pode ser obtido como,

$$d\epsilon_n = \overline{OC} + R \cos(\pi - 2\theta) \quad (7)$$

Analogamente, (7), em termos de deformações principais no plano da chapa torna-se,

$$d\epsilon_n = \frac{d\epsilon_1 + d\epsilon_2}{2} + \frac{d\epsilon_1 - d\epsilon_2}{2} \cos(\pi - 2\theta) \quad (8)$$

Introduzindo a razão de deformação  $\rho = d\epsilon_2/d\epsilon_1$  na equação (8), obtêm-se,

$$d\epsilon_n = \frac{1}{2}(1-\rho) \left[ \frac{(1+\rho)}{(1-\rho)} + \cos(\pi - 2\theta) \right] d\epsilon_1 \quad (9)$$

A instabilidade plástica local é também caracterizada por um estágio de deformação, no qual não há variação da carga máxima para aumentos na deformação na direção  $n$ , isto é,  $dF_n = 0$ . Portanto, definindo a tensão normal na direção  $n$ , como,

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_n} \quad (10)$$

da condição de instabilidade obtêm-se,

$$\frac{d\sigma_n}{\sigma_n} = d\epsilon_n \quad (11)$$

O encruamento controla o processo de estrição na direção  $n$ , daí,

$$\frac{d\sigma_a}{\sigma_a} = \frac{d\sigma_n}{\sigma_n} = d\epsilon_n \quad (12)$$

O material obedece a equação de Swift [22]; logo, diferenciando (6) obtêm-se,

$$\frac{d\sigma_a}{\sigma_a} = \frac{d\epsilon_a}{\frac{\epsilon_0 + \epsilon_a}{n}} \quad (13)$$

Igualando (12) e (13) e considerando (9), após algumas manipulações têm-se,

$$\frac{n}{\epsilon_a + \epsilon_0} d\epsilon_a = \frac{1}{2}(1-\rho) \left[ \frac{(1+\rho)}{(1-\rho)} + \cos(\pi - 2\theta) \right] d\epsilon_1 \quad (14)$$

Supondo que o volume mantém-se constante, isto é,  $d\epsilon_1 + d\epsilon_2 + d\epsilon_3 = 0$ ; considerando na memória a definição da razão de deformação e substituindo em (5),  $d\epsilon_a$  é dado como,

$$d\epsilon_a = \left[ \frac{(R+1)}{(2R+1)} [(R+1) + 2R\rho + (R+1)\rho^2] \right]^{\frac{1}{2}} d\epsilon_1 \quad (15)$$

Substituindo (15) em (14) e integrando, têm-se,

$$\epsilon_a = 2 \frac{\sqrt{(R+1)} [(R+1) + 2R\rho + (R+1)\rho^2]^{\frac{1}{2}}}{\sqrt{(2R+1)} [(1+\rho) + (1-\rho)\cos(\pi - 2\theta)]} n - \epsilon_0 \quad (16)$$

Integrando (15), considerando que ambos, razão de deformação  $\rho$  e o coeficiente de anisotropia plástica normal  $R$  são constantes, e introduzindo em (16), obtêm-se finalmente,

$$\epsilon_1^* = \frac{2n}{[(1+\rho) + (1-\rho)\cos(\pi - 2\theta)]} - \frac{\sqrt{(2R+1)}\epsilon_0}{\sqrt{(R+1)}[(R+1) + 2R\rho + (R+1)\rho^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (17)$$

$$\varepsilon_2^* = \rho \varepsilon_1 \quad (18)$$

onde  $\varepsilon_1^*$  e  $\varepsilon_2^*$  são as deformações limites previstas. Portanto, as deformações limites as quais definem o início da instabilidade estrição localizada dependem do coeficiente de anisotropia plástica normal  $R$ , da razão de deformação  $\rho$ , do índice de encruamento  $n$ , do encruamento inicial da chapa  $\varepsilon_0$ , e também do ângulo da estrição definido pelo ângulo  $\theta$ .

### 3. REVISÃO SUCINTA DE ALGUMAS TEORIAS DE INSTABILIDADES CLÁSSICAS

Com o propósito de comparar a teoria da propriedade do ângulo da estrição, como descrita anteriormente com as teorias clássicas de instabilidade devido a Dorn [9], Swift [22] e Hill [7], são apresentadas sucintamente essas equações, na seqüência.

O comportamento do material nessas análise é suposto obedecer a equação idealizada por Swift [1], a qual é expressa pela equação (6). Dessa forma, as equações que definem as deformações principais nas direções 1, 2, e 3 podem ser obtidas supondo que a deformação ocorre sob condição de tensão plana e que o material obedeça o critério de escoamento, equação (1), e a lei de escoamento associado, equação (4). Essas equações idealizadas por Von Mises e modificadas por Hill [8], para materiais anisotrópicos, foram derivadas por Menezes. [10], para uma razão de tensão  $x$  constante, como definida em (2), através das condições de Dorn, Swift e Hill, como mostrado em [18]. Assim, as deformações principais nas direções 1, 2, e 3 podem ser obtidas, respectivamente como:

#### **I- Instabilidade de Dorn: (Estricção Difusa)**

$$\varepsilon_1 = n - \psi_{1a} \quad (19)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{[(R+1)x - R]}{[(R+1) - Rx]} n - \psi_{2a} \quad (20)$$

$$\varepsilon_3 = -(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \quad (21)$$

#### **II- Instabilidade de Swift-Hill: (Estricção Difusa)**

$$\varepsilon_1 = \frac{[(R+1) - Rx][[(R+1) - 2Rx + (R+1)x^2]]}{(1+x)[(R+1)^2(1-x+x^2) - (2R+R^2)x]} n - \psi_{1a} \quad (22)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{[(R+1)x - R][[(R+1) - 2Rx + (R+1)x^2]]}{(1+x)[(R+1)^2(1-x+x^2) - (2R+R^2)x]} n - \psi_{2a} \quad (23)$$

$$\varepsilon_3 = -(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \quad (24)$$

#### **III- Instabilidade de Hill: (Estricção Localizada)**

$$\varepsilon_1 = \frac{[(R+1) - Rx]}{(1+x)} n - \psi_{1a} \quad (25)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{[(R+1)x - R]}{(1+x)} n - \psi_{2a} \quad (26)$$

$$\varepsilon_3 = -(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \quad (27)$$

onde, nas equações (19), (20), (21), (22), (23), (24), (25), (26) e (27),

$$\psi_{1a} = \frac{[(R+1) - Rx]}{\sqrt{(R+1)[(R+1) - 2Rx + (R+1)x^2]}} \varepsilon_0 \quad (28)$$



$$\psi_{2a} = \frac{[(R+1)x - R]}{\sqrt{(R+1)[(R+1) - 2Rx + (R+1)x^2]}^{\frac{1}{2}}} \epsilon_0 \quad (29)$$

Portanto, as equações que definem as estricções difusa e localizada, mostram a influência do coeficiente de anisotropia plástica normal  $R$ , da razão de tensão  $x$ , do índice de encruamento  $n$ , e também do encruamento inicial da chapa  $\epsilon_0$ .

#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Objetivando testar a teoria da propriedade do ângulo da estricção, o que possibilitaria a explicação da falha (estricção localizada e fratura) para ambas regiões da curva limite de conformação, isto é, estampagem e estiramento, são feitas comparações entre as deformações limites previstas e os resultados experimentais de deformações obtidos de literaturas disponíveis ou de outras teorias clássicas de instabilidade plástica, expressas como uma função do ângulo da estricção  $\theta$ . Em geral, as deformações limites previstas estão em razoável concordância com os resultados experimentais para uma grande variedade de chapas metálicas anisotrópicas, como mostrado a seguir. A equação (17), podem também definir dois limites úteis de deformações, como mostrado na figura 3, para Zircaloy-4 [1]. O primeiro limite é encontrado na figura 3, para um ângulo de estricção  $\theta=90^\circ$ , daí o início da estricção localizada ser próximo daquele da estricção difusa. Portanto, a estricção localizada definida pelo plano  $\pi$ , normal a maior força no plano da chapa, seria uma fatia pequena do gradiente plano de deformação presente no plano da chapa, o qual é associado a ocorrência da estricção difusa. Tal limite inferior poderia estar relacionado com a capacidade do material da chapa de resistir ao desenvolvimento de uma estricção localizada, por deformação plástica, longe da região da estricção, e assim dependente do índice de encruamento. Um segundo limite é também encontrado na figura 3, para um ângulo de estricção  $\theta=45^\circ$ , o qual conduz a níveis de deformações maiores do que aqueles obtidos para um ângulo de estricção  $\theta=90^\circ$ . Este limite superior acontece porque a falha final (fratura) ocorre muito mais tarde que o início da estricção localizada. As deformações fora da estricção continuam a aumentar enquanto a estricção localizada se desenvolve, e seus níveis são maiores do que aqueles no início do aparecimento da estricção. Como resultado, o afastamento entre as curvas definindo esses dois limites descritos anteriormente depende da capacidade do material da chapa de resistir ao desenvolvimento da estricção, onde a influencia do coeficiente de anisotropia plástica normal  $R$ , da razão de deformação  $\rho$ , do índice de encruamento  $n$ , e do encruamento inicial da chapa  $\epsilon_0$ , sobre as deformações principais  $\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$ , e  $\epsilon_3$  são fatores importantes.

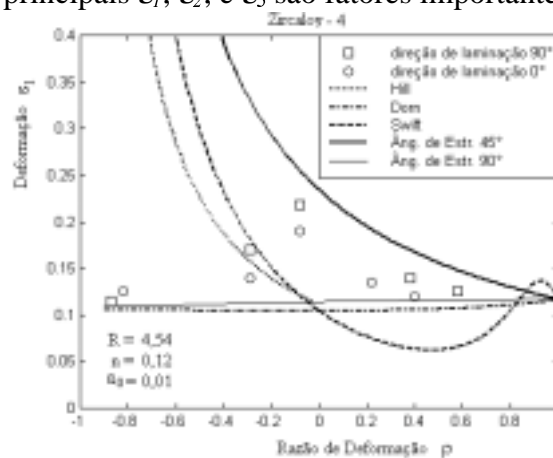


Figura 3 – Dependência da razão de deformação,  $\epsilon_1$ , para Zircaloy-4. Pontos experimentais apresentados por Azrin & Backofen [1].

Na figura 3, uma comparação adicional é feita entre os níveis de deformações previstos pela teoria da propriedade do ângulo da estrição e aqueles previstos pelas teorias clássicas de instabilidade plástica idealizadas por Dorn [9], Swift [22] e Hill [8]. Os resultados experimentais obtidos por Azrin e Backofen [1], concordam razoavelmente bem com os dois limites de deformações previstos pela teoria da propriedade do ângulo da estrição, para os dois lados das curvas limites de conformação, ou seja, a região de estampagem e de estiramento. Para o caso de pontos experimentais obtidos de amostras retiradas à 90° da direção de laminação da chapa de Zircaloy-4, característico de um material de chapa com menor capacidade de deformação plástica, é observada uma melhor concordância para uma estrição localizada associada a um ângulo de estrição  $\theta=45^\circ$ , do que para uma estrição localizada como prevista pela teoria de Hill [8]. Esse fato, demonstra que a hipótese de uma direção de alongamento zero, como argüido por Hill, nem sempre prevalece na ocorrência da estrição localizada. Por outro lado, para o caso de pontos experimentais obtidos de amostras retiradas à 0° da direção de laminação da chapa de Zircaloy-4, característico de um material de chapa com maior capacidade de deformação plástica, é observado uma melhor concordância para uma estrição localizada associada a um ângulo de estrição  $\theta=90^\circ$ , do que para uma estrição difusa como prevista pela teoria de Swift [22], Hill [8], ou Dorn [9]; o que evidencia a proximidade entre a estrição localizada e estrição difusa, como salientado por Azrin e Backofen [1] e Menezes [19]. Contudo a figura 3, mostra também que o critério de Dorn, conhecido como critério da carga máxima para a definição da estrição difusa, é mais significativo do que o critério de Swift ou Hill para a análise do estiramento de chapas, como observado por Dorn [20]. Swift [22], considerou que ambas componentes de forças no plano da chapa atingem simultaneamente um máximo na direção das tensões principais, isto é, a instabilidade aparece seguindo um incremento de deformação sem qualquer variação de carga; ao passo que Dorn [9], considerou a situação onde somente uma componente de força atinge um máximo na direção da maior tensão principal. Além disso, no caso de Zircaloy-4, a dependência da deformação limite  $\varepsilon_l$  da razão de deformação  $\rho$ , que conduz a  $d\varepsilon_l/d\rho \cong 0$ , como indicado por Azrin e Backofen [1], poderia ter origem material, o que possivelmente estaria relacionada ao deslizamento cristalográfico irrestrito em grãos de tamanhos grandes, como o observado no caso de Zircaloy-4. Essas duas últimas observações discutidas, reforçam e sustentam algumas das hipóteses básicas, nas quais a teoria da propriedade do ângulo da estrição é fundamentada.

Na figura 4, o mesmo comportamento é verificado em chapas de alumínio de pureza comercial (1100-0), como as testadas por Ghosh & Backofen [4], sobretudo para o lado direito da curva limite de conformação, ou seja, a região de estiramento.

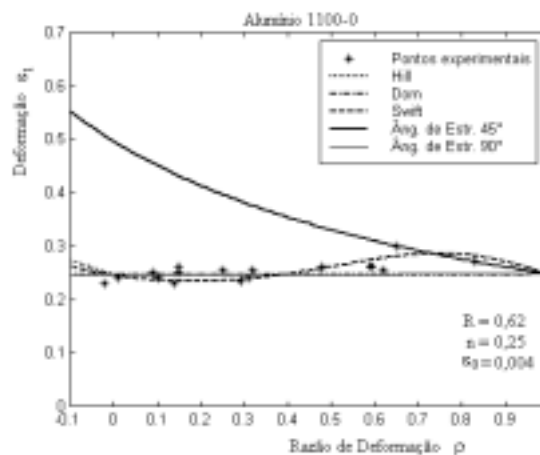


Figura 4 – Dependência da razão de deformação,  $\varepsilon_l$ , para Alumínio 1100-0. Pontos experimentais apresentados por Ghosh & Backofen [4].

Esse material de chapa apresenta uma melhor concordância dos pontos experimentais para uma estrição localizada associada a um ângulo de estrição  $\theta=90^\circ$ , que é equivalente ao caso do primeiro limite anteriormente analisado. Além disso, a concordância dos pontos experimentais em relação a uma estrição difusa como prevista pela teoria de Swift [22] e Hill [8] não é boa. Contudo, observando-se cuidadosamente os pontos experimentais obtidos por Ghosh & Backofen [4], nota-se uma leve inclinação dos limites de deformações, a dependência da deformação limite  $\varepsilon_l$  da razão de deformação  $\rho$ , ou seja, um  $d\varepsilon_l/d\rho$ , levemente maior do que zero.

Essa dependência dos limites de deformações da trajetória de deformação, ainda não é totalmente entendida, isto é, a dependência do encruamento da trajetória de deformação. Azrin e Backofen [1], por exemplo, argumentam que a característica comum dos materiais que apresentam  $d\varepsilon_l/d\rho$  positivo, é associado essencialmente ao escorregamento de discordâncias, ou seja, ao caráter do mecanismo cristalográfico de deslizamento. Em um extremo, como o caso de metais cúbicos, de mais alta energia de empilhamento, existe liberdade para o deslizamento cruzado, ou deslizamento em um modo ondular (“wavy slip”). Em um outro extremo, de mais baixa energia de empilhamento, como o caso do Zircaloy-4, o deslizamento é mais planar (“planar slip”). Esses argumentam reforçam as hipóteses básicas, nas quais a teoria da propriedade do ângulo da estrição é fundamentada, além de que indicam a possibilidade dos planos de deslizamentos poderem apresentar rotação.

Diferentemente, para o aço-E, Grzesik & Vlad. [6], cujas propriedades são apresentadas na figura 5, para o lado de estampagem e deformação plana da curva limite de conformação, as curvas previstas pela teoria apresentam uma boa concordância com os pontos experimentais para um ângulo de estrição de  $\theta=50^\circ$ , o que reforça a hipótese da teoria da propriedade do ângulo da estrição e demonstra que o mecanismo de deslizamento é mais efetivo no caso do aço, embora ocorrendo fora do plano da chapa. Além disso, esta melhor concordância encontrada mostra a maior resistência ao desenvolvimento da estrição localizada do aço em relação ao zircaloy-4 e ao alumínio, anteriormente analisados, o que levaria a níveis de deformações diferentes para o aparecimento da estrição difusa e localizada. Para o lado de estiramento da curva limite de conformação, tal concordância inexistente para as curvas previstas pela teoria, o que mostra a necessidade de melhor entendimento da rotação dos planos de deslizamentos para a região de estiramento.

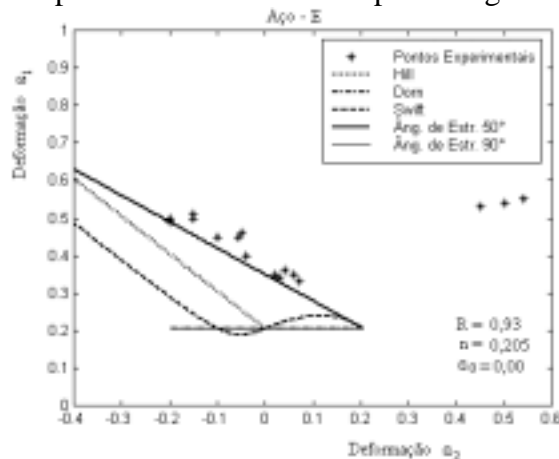


Figura 5 – Maior deformação limite,  $\varepsilon_l$ , mostrada como função da menor deformação limite, para Aço E. Pontos experimentais apresentados por Grzesik & Vlad. [6].

Na figura 5, também pode ser observado a ocorrência de uma discordância entre os pontos experimentais e as teorias de Dorn [9], Swift [22], Hill [7] e a teoria em análise, para um ângulo de estrição de  $90^\circ$ . Esse fato evidenciado para o caso do aço-E, mostra claro distanciamento entre a estrição difusa e a estrição localizada. Esse comportamento

particular do aço, segundo o qual alcança mais rapidamente a estrição difusa ( $\cong n$ ), apresentando assim maior quantidade de deformação uniforme após esse ponto antes de atingir a estrição localizada, deve-se fundamentalmente a seu alto  $m$  (0.012 á 0.015) [5].

Por outro lado, na figura 6, para um latão 70-30 recozido testado por Ghosh [5], a curva limite de conformação (limite de fratura) prevista pela teoria da propriedade do ângulo da estrição concorda razoavelmente bem com os pontos experimentais para um ângulo de estrição  $\theta=55^\circ$ , para as duas regiões dessa curva, ou seja, estampagem e estiramento. Isto, apesar do latão 70-30 apresentar um comportamento mais complexo quando comparado a outros materiais de chapas. Geralmente, uma mudança sensível de comportamento é observável em latão 70-30, quando sujeito a pequenas variações em sua natureza ou na severidade da textura da chapa. Dessa forma, um ângulo de estrição  $\theta=60^\circ$ , ou  $\theta=90^\circ$  o qual é similar ao resultado obtido pela teoria de Dorn [9], quando o endurecimento da chapa é desconsiderado, parece pouco provável representar o comportamento do latão 70-30 testado por Ghosh [5]. Adicionalmente, é observado clara discordância entre os dados experimentais e as curvas limites de conformação previstas pelas teorias de Swift [22] e Hill [7]. Além disso, a figura 6, mostra também como no caso do aço, claro distanciamento entre a estrição difusa e a estrição localizada.

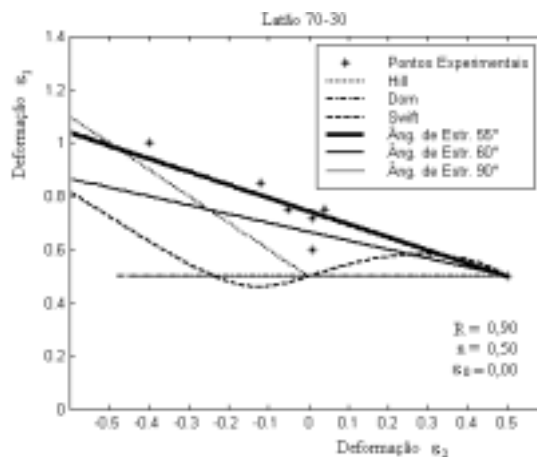


Figura 6 – Efeito do ângulo da estrição sobre a curva limite de conformação(limite de fratura) para Latão 70-30. Pontos experimentais apresentados por Ghosh, A. K.[5].

## 5. CONCLUSÃO

Em geral, as deformações limites previstas pela teoria da propriedade do ângulo da estrição estão em razoável concordância com os resultados experimentais para as chapas metálicas anisotrópicas analisadas. A teoria discutida fornece claro entendimento da falha das chapas metálicas anisotrópicas para as duas regiões da curva limite de conformação, ou seja, estampagem e estiramento, e ainda sugere que o início da estrição localizada é controlado por cisalhamento.

No caso de materiais que apresentam a dependência da deformação limite  $\epsilon_l$  da razão de deformação  $\rho$ , onde  $d\epsilon_l/d\rho$  é sempre menor ou igual a zero para a região de estiramento, a teoria da propriedade do ângulo da estrição mostra-se eficiente. Entretanto, para aços ou uma faixa de materiais onde  $d\epsilon_l/d\rho$  é maior do que zero para a mesma região, a teoria da propriedade do ângulo da estrição ainda mostra-se deficiente, o que demonstra a necessidade de se buscar maior generalidade para a teoria em análise.

## 6. BIBLIOGRAFIA

[1]-Azrin, M. & Backofen, W. A., 1970 ,“The Deformation and Failure of a Biaxially Stretched Sheet”, Metallurgical Transactions, Vol. 1, pp. 2857-2865.

- [2]-Bressan, J. D. & Williams, J. A., 1983 ,“The Use of a Shear Instability Criterion to Predict Local Necking in Sheet Metal Deformation”, *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 25, pp. 155-168.
- [3]-Duncan, J.L. & Johnson, W., 1968 ,“The Ultimate Strength of Rectangular Anisotropic Diaphragms”, *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 10, pp. 143-155.
- [4]-Ghosh, A. K. & Backofen, W. A., 1973 ,“Strain Hardening and Instability in Biaxially stretched Sheets”, *Metallurgical Transactions*, Vol. 4, pp. 1113-1123.
- [5]-Ghosh, A. K., 1977, “The Influence of Strain Hardening and Strain-Rate Sensitivity on Sheet Metal Forming”, *J. Engineering Materials and Technology*, *Transactions ASME*, pp. 264-274.
- [6]-Grzesik, D and Vlad, C.M., 1978 ,“Influence of Deformation Path Upon the Change of Plastic anisotropy During the Drawing Steel ” , IDDRG- Warwick.
- [7]-Hill, R., 1952 ,“On Discontinuous Plastic States, with Special reference to Localised Necking in Thin Sheets”, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Vol. 1, pp. 19-30.
- [8]-Hill, R., 1950, “The Mathematical Theory of Plasticity”, Oxford University Press, London, England.
- [9]-Jalinek, J., Latter, A., Thomsen, E. G.& Dorn, J. E., 1945 ,“Plastic flow in Metals”,Research Report, War Production Board, Cited by Negroni & Thomsen [4].
- [10]-Keeler, S. P. & Backofen, W. A., 1963 ,“Plastic Instability and Fracture in Sheets Stretched over Rigid Punches”, *Transactions ASM*, Vol.56, pp. 25-48.
- [11]-Keeler, S. P., 1965 ,“Determination of Forming Limits in Automotive Stampings”, *Sheet Metal Industries*, pp. 683-691.
- [12]-Lankford, W. T., Snyder, S. C. & Bauscher, J. A., 1950, “New Criteria for Predicting the Press Performance of Deep-Drawing Sheets”, *Transactions ASM*, Vol. 42, pp. 1197-1232.
- [13]-Marciniak, Z. & Kuczynski, K., 1967 ,“Limit Strains in the Processes of Stretch-Forming Sheet Metal”, *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 9, pp. 609-620.
- [14]-Mattisson, K. & Melander, A., 1985 ,“Numerical Simulation of Stretch Forming Process”, *Simulation of Metal Forming Processes by the Finite Element Method (SIMOP-I) - Proceedings of the I International Workshop*, Stuttgart, June, pp. 170-213.
- [15]-Mellor, P. B. 1960 ,“Plastic Instability in Tension”, *The Engineer*, London, 25, March.
- [16]-Menezes, M.A., 1987 ,“Análise da Instabilidade Plástica em Chapas Metálicas Anisotrópicas Utilizando Novo Critério de Escoamento”, MSc. Thesis, Instituto Tecnológico de Aeronáutica-ITA, Brasil.
- [17]-Menezes, M. A., 1995 ,“Teoria da Propriedade do Ângulo da Estricção”, *Relatório Técnico: DEM 001/95*, Maio.
- [18]-Menezes, M. A., 1995 ,“Strain Limit Theories, Anisotropy in Sheet Metal forming and Simulation of Pressing Processes”, PhD Thesis, University of Birmingham, UK.
- [19]- Menezes, M. A., 1997 ,“Teoria da Propriedade do Ângulo da Estricção - Apresentação e Verificação”, *Relatório Complementar de Pesquisa: UNESP/FEIS/DEM*, Fevereiro.
- [20]-Negroni, F. & Thomsen, E. G., 1969 ,“On the Plastic Tensile Instability Criteria”, *Journal of Engineering for Industry*, *Transactions ASME*, pp. 659-663.
- [21]-Painter, M. J. & Pearce, R., 1969 ,“Instability and Fracture in Sheet Metal”, *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 7, pp. 992-1002.
- [22]-Swift, H. W., 1952 ,“Plastic Instability under Plane Stress”, *Journal Mechanics and Physics Solids*, Vol. 1, pp. 1-18.
- [23]-Whitely, R. L., 1960 ,“The Importance of Directionality in Drawing Quality Sheet Steel”, *Transactions ASM*, Vol. 52, pp. 154-169.

# CHARACTERIZATION OF SYNTHETIC QUARTZ GROWN ON I-GEOMETRIC SEED BY X-RAY TOPOGRAPHY

## **Abstract**

In the present study, a synthetic quartz crystal grown from a special geometric Z plate seed, for convenience called I-seed, was characterized by the X-ray topographic technique. Topographic image was taken from Z-cut (0001) sample using the diffraction planes  $(2\bar{0}\bar{2}0)$ .

As a result, appearance of two new growth regions were observed in the  $-X$  direction, which were identified as  $+X$  growth region due to the trigonal structure of quartz crystal, characteristic surface texture and X-ray topographic images.

**Key Words:** I-geometric seed, synthetic quartz crystal, X-ray topography

semente mostrada esquematicamente na Figura 2, pois a imagem topográfica de raios-X mostra somente uma parte do cristal.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro da CNPq, CAPES, PROPESQ/UFPE e FAPESP.

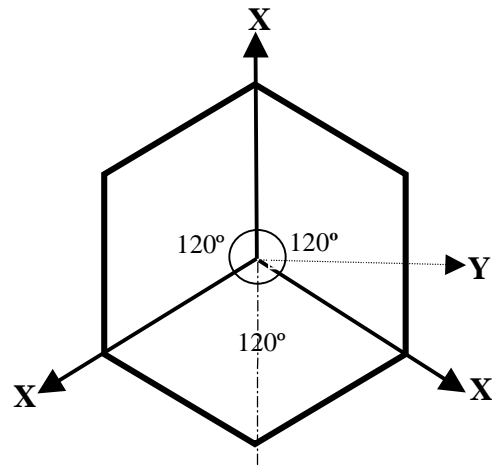
## 7. REFERÊNCIAS

- Barns, R.L., Freeland, P.E. Kolb, E.D., Laudise, R.A. and Patel, J.R., 1978, “Dislocation-Free and Low-Dislocation quartz Prepared by Hydrothermal Crystallization”, *Journal of Crystal Growth*, Vol. 43, pp.676-686.
- Bottom, V.E., 1982, “Introduction to Quartz Crystal Unit Design”, Ed. Van Nostrand Reinhold Electrical/Computer Science and Engineering Series, USA.
- Kohra, K., Hashizume, H. and Yoshimura, J., 1970, “X-Ray Diffraction Topography Utilizing Double-Crystal Arrangement of (+,+) or Non-Parallel (+,-) Setting”, *Japanese Journal of applied Physics*, Vol.9, pp.1029-1038.
- Mikawa, Y., Hatanaka, M. and Yasutaro, B., 1999, “New Technique to Decrease Dislocations in Synthetic Quartz Crystal”, *Proceedings of the 1999 Joint Meeting EFTF-IEEE IFCS*, pp.773-776.
- Shinohara, A.H. and Suzuki, C.K., 1996, “Study of S- and  $\xi$ -Bar Synthetic Quartz by X-Ray Topography”, *Proceedings of the 50<sup>th</sup> IEEE International Frequency Control Symposium*, Hawaii, U.S.A., pp. 72-77.
- Shinohara, A.H., Iano, M.C., Suzuki, C.K. and Mikawa, Y., 1999, “Characterization of Low-Dislocation Synthetic Quartz Grown from High Distorted Seeds by X-Ray Topography”, *Proceedings of the 1999 Joint Meeting EFTF-IEEE IFCS*, pp.766-768.
- Shinohara, A.H., Iano, M.C., Suzuki, C.K. and Mikawa, Y., 2000, “New Seed Geometry for Growth of Low Dislocation Synthetic Quartz”, *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectric and Frequency Control*, Aceito para publicação.
- Suzuki, C.K. and Farias, C.R.L., 1986, “Tecnologia de sementes para quartzo sintético” *Cerâmica*, 32, pp.303-306.
- Tanner, B.K., 1976, “X-Ray Diffraction Topography”, Ed. Pergamon-Press, U.K.
- Taki, S. 1991, “Improvement of Growth Process and Characterization of Quartz Crystals”, *Prog. Crystal Growth and Charact.*, 23, pp. 313-339.
- Zarka, A., Lin, L., and Buisson, M., 1981, “Influence de la Localisation Sectorielle du Germme sur la Qualité Crystalline de Quartz de Synthèse”, *Journal of Crystal Growth*, Vol.54, pp.398.
- Zarka, A., Lin, L., and Buisson, M., 1982, “Influence du Germme sur la Densité de Dislocations Produites lors de la Croissance de Quartz de Synthèse”, *Journal of Crystal Growth*, Vol.57, pp.466.

de quartzo pertence, pois o plano basal ou plano (0001) apresenta uma estrutura onde eixos cristalográficos X e Y se repetem a cada  $120^\circ$  (Dana, 1993), como mostra o esquema da Figura 4. Outro parâmetro que confirma o crescimento do setor +X na direção -X da semente a partir do vértice é a textura superficial típica de +X. Em termos de difração de raios-X, o ângulo formado entre o eixo -X da semente mostrada na fig. 3(b) com a direção de crescimento do setor +X é em torno de  $60^\circ$ , que está de acordo com o sistema trigonal.

O estudo de crescimento e a caracterização de cristais de quartzo sintético a partir de semente de geometria variadas é de fundamental importância para obtenção de conhecimentos para busca de cristais de alta perfeição cristalina mesmo utilizando semente de qualidade inferior. Neste sentido, este trabalho de caracterização apresentou um novo resultado e de extrema importância tanto do ponto de vista de crescimento de cristais assim como tecnológica.

**Figura 4.** Esquema de um plano basal no formato hexagonal e mostrando as direções dos três eixos cristalográficos X e Y no cristal de quartzo.



## 5. CONCLUSÕES

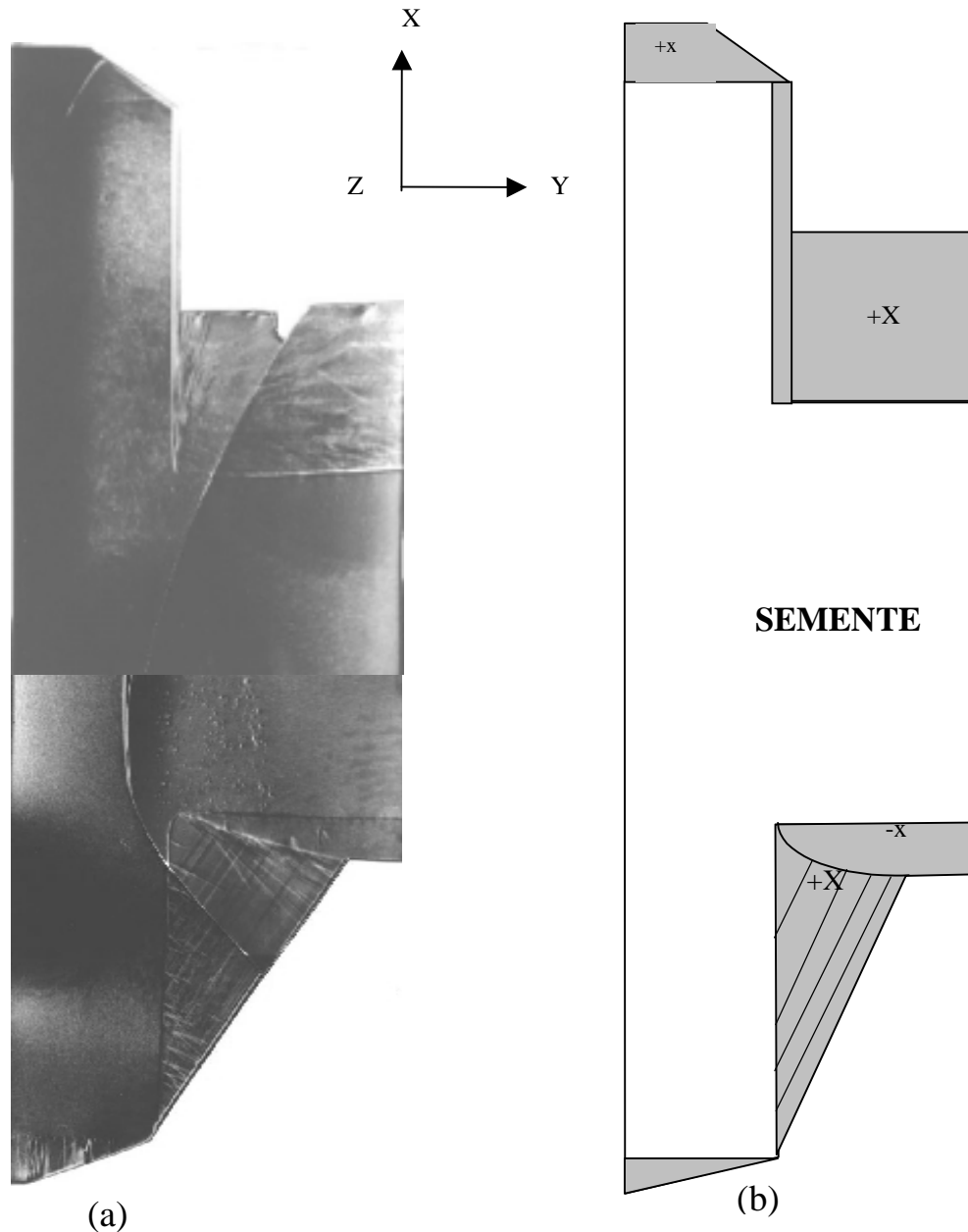
No presente trabalho, foi realizada uma análise sobre o crescimento de cristais a partir de imagens topográficas e observação de um cristal de quartzo sintético crescido a partir de semente de geometria especial, denominado por conveniência de semente-I. Como resultado, o cristal apresentou um novo setor de crescimento o qual foi identificado como o setor +X. O aparecimento deste novo setor +X está intimamente relacionado com a geometria da semente e ao sistema trigonal do cristal de quartzo.

O estudo sistemático sobre o crescimento e a caracterização de cristais de quartzo sintético a partir de semente de geometria variadas é de fundamental importância para obtenção de conhecimentos para busca de cristais de alta perfeição cristalina mesmo utilizando semente de qualidade inferior. Neste sentido, este trabalho de caracterização apresentou um novo resultado e de extrema importância tanto do ponto de vista de crescimento de cristais assim como tecnológica.

Em termos de tecnologia de quartzo sintético, o resultado é bastante interessante porque a velocidade de preenchimento do setor -X a partir de semente como a geometria do tipo I é várias vezes superior a um semente sem o vértice. Por outro lado, analisando-se a velocidade de preenchimento das regiões de crescimento +X e -X, observou-se que, mesmo com o surgimento de novo setor +X na direção -X a velocidade de preenchimento na direção +X é ainda em torno de 20% mais rápido. Esta estimativa se refere ao preenchimento da



velocidade de crescimento menor (Brice, 1972; Taki, 1991). Outro fator que tem influência na velocidade de crescimento de novas regiões em um cristal é concentração de impurezas como no caso do Al (Suzuki *et al.*, 1986). Além destas influências, a forma geométrica da semente exerce uma influência fundamental na aparição de novas regiões (Shinohara *et al.*, 1996 e 2000).



**Figura 3.** (a) Imagem topográfica de uma placa Z (0001) do cristal de quartzo sintético crescido a partir de semente de geometria I obtida com a difração dos planos (2020), (b) esquema da imagem topográfica mostrando os vários setores de crescimento.

O aparecimento deste novo setor de crescimento, que aparece na imagem topográfica com estrias de crescimento, o qual foi identificado como o setor de crescimento +X a partir do vértice interno na direção -X da semente está relacionado intimamente com a forma geométrica que foi dada a semente e principalmente devido ao sistema trigonal que o cristal

em torno de 25 a 30 g são utilizadas como nutriente. Para melhorar o desempenho piezoelétrico, a solução mineralizante é dopada com lítio (Taki, 1991).

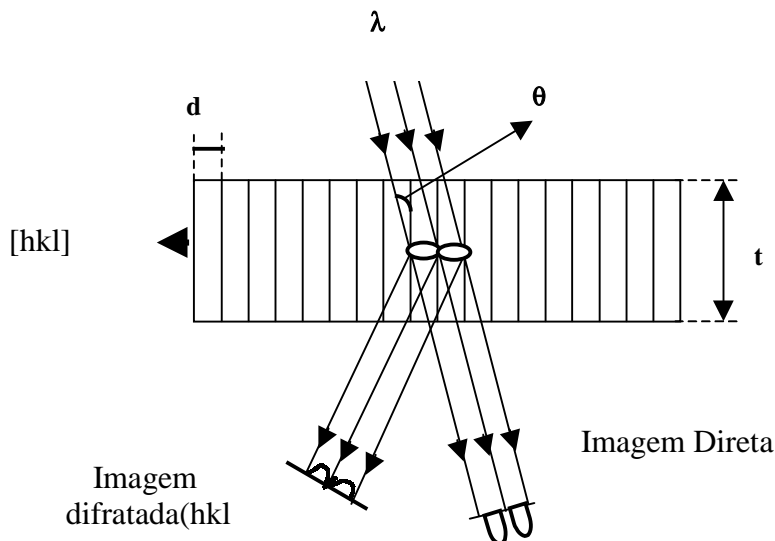
Tabela 1. As condições de crescimento hidrotérmico utilizados para a produção de cristais de quartzo sintético na Fine Crystal Co., Ltd.

Temperatura Média de Crescimento	363°C
Pressão	1450 kgf/cm <sup>2</sup>
Concentração de NaOH	3.78%
Diâmetro Interno da Autoclave	80 cm
Altura da Autoclave	14 m
Período de Crescimento	50 dias

Para o presente estudo, uma amostra de corte-Z (0001) foi retirada do cristal de quartzo sintético e analisada com a técnica de topografia de raios-X. Após o corte da amostra com uma serra circular diamantada, o desbaste foi realizado com abrasivo de carvão de silício em pó de várias granulometrias: #320, #800 e #2000, de tal forma que a espessura final ficasse de entre 0,30 a 0,35 mm. Esta faixa de espessura apresenta um  $\mu t$  entre 3 a 3.5 (onde  $\mu$  é coeficiente linear de absorção e  $t$  é a espessura da amostra). Neste caso, as imagens topográficas são formadas pelos efeitos de difração intermediária entre cinemática e dinâmica fornecendo melhor contraste. Após o ajuste da espessura, as amostras foram tratadas no ácido fluorídrico de 40% por um período de 30 min para eliminar as tensões introduzidas durante o corte e desbaste. A análise da amostra foi realizada com o sistema topográfico de raios-X de duplo-cristal de arranjo não-paralelo (+,-) (Kohra, *et al.*, 1986) utilizando a geometria de transmissão (caso Laue) e radiação de raios-X  $\text{CuK}\alpha$  gerada com o tubo de raios-X de foco-fino de 1.5 kW de potência máxima e um transformador estável de 3 kW da Rigaku International Corporation e monocromatizada com um cristal assimétrico de Si (111). A amostra foi alinhada utilizando-se o goniômetro de alta precisão mecânica KTG-11P da Kohzu Seiki do Japão. O sistema topográfico de duplo cristal utilizado para a obtenção de imagem topográfica é levemente dispersivo mas fornece imagem de alta definição.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

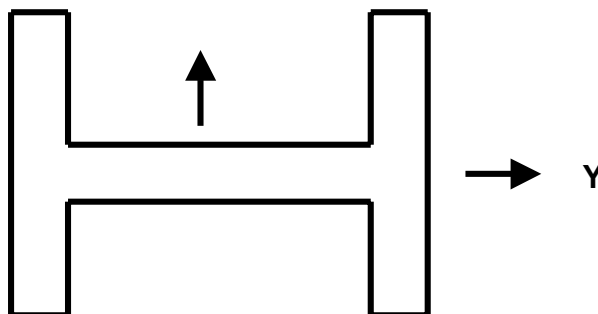
A Figura 2 mostra a imagem topográfica obtida utilizando os planos de difração ( $20\bar{2}0$ ) e o respectivo diagrama esquemático destacando vários setores de crescimento na amostra de placa Z (0001). Em geral, uma amostra de placa-Z retirada de um cristal de quartzo sintético crescido a partir de semente de barra-Y, por exemplo, apresenta quatro setores de crescimento denominados de -X, Z, S e +S (Suzuki, *et al.*, 1986). Entretanto, Nesta imagem, basicamente observou-se os setores de crescimento +X e -X. Através da imagem topográfica, observou-se também que a deposição do material na região de direção +X processou-se praticamente de forma uniforme, e a velocidade de crescimento foi da ordem de quatro vezes superior ao setor -X crescido na direção de crescimento -X. A novidade no quartzo sintético crescido a partir de semente de geometria-I é o aparecimento de um novo setor de crescimento a partir do vértice interno da semente na direção -X, como mostra a imagem topográfica da Figura 3. Inclusive a velocidade de crescimento é superior ao setor -X. Sabe-se que durante o processo de crescimento o aparecimento ou desaparecimento de regiões em um cristal é determinado pela velocidade de crescimento das regiões envolvidas. A velocidade de crescimento da região determina se esta desaparecerá ou não pois uma região com grande velocidade de crescimento tende a ser substituída por outra que possua uma



**Figura1.** Esquema sobre o princípio de formação de imagem em topografia de difração de raios-X, onde  $d$ ,  $t$ ,  $\lambda$  e  $\theta$  são, espaçamento interplanar, espessura da amostra, comprimento de onda dos raios-X e ângulo de Bragg, respectivamente.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

O quartzo sintético estudado no presente trabalho se refere a um cristal crescido a partir de uma semente de placa Z (0001) com cortes simultâneos similar ao *frame seed*, entretanto, nas direções +X e -X (Mikawa *et al.*, 1999). A Figura 2 mostra o esquema da geometria da semente de formato I utilizado para o crescimento do quartzo sintético estudado no presente trabalho



**Figura 2.** Esquema da semente de geometria-I utilizado para o crescimento de quartzo sintético. As setas indicam as direções cristalográficas X e Y. A direção do eixo óptico ou Z do quartzo é perpendicular ao plano da figura.

O crescimento do cristal de quartzo sintético foi realizado a partir de semente de geometria-I pelo processo hidrotérmico em condições de crescimento estabelecidos para produção de quartzo sintético para aplicação comercial, onde os principais parâmetros estão resumidos na Tabela 1. Para o cultivo do quartzo sintético, lascas de quartzo natural pesando

região +X (Zarka *et al.*, 1981). Um método denominado de “frame seed method” foi desenvolvido e apresentado pelo Mikawa *et al.*, (1999) para obter uma região +X de grande dimensão. Entretanto, este método demanda um tempo demasiadamente longo para o crescimento. Estudos de crescimento de quartzo sintético a partir de sementes de várias geometrias tais como S,  $\xi$  e corte intermediária tem sido realizados (Shinohara and Suzuki 1996 e Shinohara *et al.*, 1997). Estas sementes são placas de quartzo onde o normal aos planos cristalinos faz um ângulo que varia entre  $24^\circ$  a  $42^\circ$  em relação ao eixo cristalográfico X  $[11\bar{2}0]$ . Caracterização destes cristais realizadas com a técnica de topografia de raios-X mostra aparecimento de novas regiões de crescimento, que não são usualmente observadas nos cristais de quartzo sintético crescidos quando crescidos a partir de semente de barras-Y e -Z. no caso de cristais de quartzo sintético crescidos a partir de Estudo recente mostra que utilizando uma semente de baixa qualidade contendo corte de formato V múltiplo na face Z (0001), além de crescimento de setores Z de alta perfeição cristalina e de grande dimensão, há surgimento de novos setores de crescimento a partir do interior de cada V (Shinohara, *et al.*, 2000).

A técnica de topografia de raios- X apresenta um elevado potencial para caracterização de materiais monocristalinos em termos de configuração das discordâncias, geminados, falhas de empilhamento, segregações de impurezas e estriações de crescimento tanto em cristais de quartzo natural como sintético que podem revelar como procedeu o crescimento (Tanner, 1976). Excepcionalmente, dependendo da óptica utilizada, a topografia de raios-X é sensível à micro tensões e pequenas distorções da rede em cristais quase perfeitos; variações no espaçamento interplanar e desorientações dos planos cristalinos da ordem de  $\Delta d/d = 10^{-6}$  - $10^{-7}$  são facilmente detectáveis.

No presente trabalho, um cristal de quartzo sintético crescido a partir de semente de geometria especial no formato I foi analisado através de imagens topográficas obtidas com a técnica topografia de raios-X de duplo-cristal.

## 2. PRINCÍPIO DE FORMAÇÃO DE IMAGEM EM TOPOGRAFIA DE RAIOS-X

Supõem-se que um feixe paralelo e monocromático de raios -X é difratado pelos planos (hkl) da amostra satisfazendo a lei de Bragg, havendo assim a formação do feixe difratado e do feixe transmitido, como mostra a Fig.1. Se o cristal for perfeito não haverá contraste na intensidade do feixe difratado, porém no caso de ocorrência de defeitos, que é o caso mais comum, haverá um contraste no feixe difratado devido ao efeito da tensão localizada, ocorrendo com isto que uma parte da energia transmitida irá fluir na direção do feixe difratado, enquanto que na direção do feixe direto haverá uma diminuição da energia (Tanner, 1976). A imagem gerada a partir do contraste de intensidade difratada na topografia de raio - X apresenta uma correspondência espacial com os defeitos da rede cristalina da amostra. Um efeito muito importante quando se estuda a formação de imagens por topografia de raios-X é o efeito de extinção, pois a medida que o cristal se torna mais imperfeito, a intensidade difratada de raios-X aumenta de tal modo que, quanto mais imperfeições existir difratará com mais intensidade em relação as regiões com pouco ou livre de defeitos.

Na prática, estas imagens topográficas podem ser coletadas de diversas formas tais como com filmes de raios-X assim como com modernos detetores tais como CCD e IP utilizando fontes de raios-X provenientes de luz sincrotron assim como tubo de raios-X.

# CARACTERIZAÇÃO DO QUARTZO SINTÉTICO CRESCIDO A PARTIR DE SEMENTE DE GEOMETRIA-I POR TOPOGRAFIA DE RAIOS-X

**Edson Luiz de Araújo\***

**Armando H. Shinohara\***

**Marcos C. Iano\*\*\***

**Carlos K. Suzuki\*\***

**Yutaka Mikawa\*\*\***

\*UFPE – Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, Área de Materiais, Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, 50740-530, Cidade Universitária, Recife, PE, Brasil. E-mail: [araujo@demec.ufpe.br](mailto:araujo@demec.ufpe.br)

\*\*UNICAMP – Universidade de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais, LIQC, CP 6122, 3083-970, Campinas, SP, Brasil.

\*\*\* Fine Crystal Co., Ltd, 9-1, Chatsu-machi, Muroran-shi, Hokkaido, 051-0006, Japan

## Resumo

No presente trabalho, um cristal de quartzo sintético crescido a partir de uma semente de placa Z de geometria especial, por conveniência denominada de semente-I, foi analisado com a técnica de topografia de raios-X. As imagens topográficas foram obtidas de uma amostra de corte - Z (0001) utilizando os planos de difração ( $20\bar{2}0$ ). Como resultado, foi observado o aparecimento de uma nova região na direção -X, que foi identificada como a região +X, analisando-se a estrutura trigonal do cristal de quartzo e as suas texturas superficial e imagem topográfica.

**Palavras chave:** semente de geometria I, quartzo sintético, topografia de raios-X

## 1. INTRODUÇÃO

Os cristais de quartzo sintéticos são largamente utilizados para o controle de frequência em equipamentos de informática, telecomunicações e entre outros devido a sua propriedade piezoelétrica (Bottom, 1982). Estes cristais são usualmente crescidos a partir de sementes de barras - Y ou Placas - Z. Comumente, uma placa cortada perpendicularmente ao eixo-Y apresenta seis setores de crescimento e de quatro tipos denominados de +X, -X, Z e S, onde os dois últimos setores aparecem em duplicata (Taki, 1991). Em termos de perfeição cristalina e pureza, sabe-se que a qualidade final dos cristais de quartzo sintéticos depende principalmente da qualidade da semente e a pureza do nutriente utilizadas, respectivamente. Com respeito ao efeito da semente na qualidade final do quartzo sintético, vários estudos tem sido realizados por vários pesquisadores (Zarka *et al.*, 1981 e 1982; Mikawa *et al.* 1999; Barns, *et al.*, 1978). Par a obtenção de quartzo sintético de alta perfeição cristalina, uma das técnicas largamente utilizada nas décadas de 70 e 80 foi usar sementes de quartzo natural também de alta perfeição cristalina. Atualmente, devido a escassez dos cristais de quartzo natural de grande dimensão e de qualidade, os quais são encontrados quase que exclusivamente no Brasil, e a dificuldade em caracterizá-los, tem motivado os pesquisadores buscar métodos alternativos. Uma técnica estudada foi preparar sementes de corte-Z a partir da região +X do quartzo sintético, mas este método é limitado devido ao pequeno volume da

# DESEMPENHO DE BROCAS HELICOIDAIS DE AÇO-RÁPIDO TRATADAS POR CRIOGENIA NA FURAÇÃO DO AÇO ABNT 8640

**Flávio J. da Silva, MSc**

**Álison R. Machado, PhD**

Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica – LEPU, CEP 38.400-089, Uberlândia – MG - Brasil. E-mail: fjsilva@mecanica.ufu.br

**Antônio M. de S. Júnior, Engenheiro Mecânico**

FIAT Automóveis Br 381 Km 429, CEP 32.501-970, Betim - MG. - Brasil.

## Resumo

Nos processos de usinagem, qualquer tentativa de aumentar a produção ou diminuir custos é importante. Neste sentido, as ferramentas de corte são os maiores alvos dos pesquisadores. Neste trabalho, uma técnica de tratamento térmico, denominada criogênico, foi aplicada à brocas de aço-rápido e suas performances investigadas. A finalidade do tratamento criogênico é aumentar a vida da ferramenta pelo aumento da resistência ao desgaste. Foram feitos testes de usinabilidade e análises microestruturais de brocas helicoidais de aço-rápido M2 submetidas a este tratamento e de brocas convencionais para comparação. Os resultados mostraram vantagens (aumento na vida das ferramentas tratadas criogenicamente em relação as não tratadas de 60 a 340%) indicando que esta técnica deve ser considerada na aplicação dessas ferramentas.

**Palavras-chave:** Aço rápido, Tratamento criogênico, Vida de ferramenta, Furação.

## 1. INTRODUÇÃO

A tecnologia de usinagem capaz de gerar maior produtividade e qualidade com menor custo é cada vez mais requerida nos campos da manufatura. As ferramentas de corte, neste sentido, constituem objeto de estudo na busca para obter materiais cada vez mais resistentes e, assim, garantir maior produtividade.

O tratamento criogênico surge neste contexto como uma alternativa para o aumento da produtividade e redução dos custos, através da possibilidade do aumento da resistência e da vida da ferramenta. Dentre os processos de têmpera criogênica, um deles consiste de um tratamento térmico a seco no qual a ferramenta é resfriada suavemente a  $-196^{\circ}\text{C}$  e mantida nesta temperatura de 20 a 60 horas. Após este período, a temperatura é elevada a  $+196^{\circ}\text{C}$  e suavemente resfriada até a temperatura ambiente. Mudanças microestruturais no material da ferramenta são promovidas com este tratamento. A transformação da austenita retida, normalmente presente nos aços-ferramentas, em martensita e a precipitação de microcarbonetos são tidos como os principais mecanismos responsáveis pelo aumento da resistência das ferramentas tratadas criogenicamente, sendo o último considerado o de maior influência para o ganho de resistência ao desgaste (maior vida) pelas ferramentas de corte de aço-rápido.

As principais propriedades afetadas pelo tratamento criogênico apontadas na literatura são estabilidade dimensional, dureza, tenacidade e resistência ao desgaste. A mudança ou não de algumas destas propriedades irá depender das condições do material antes de ser submetido ao tratamento criogênico, isto é, sua composição química e tratamentos térmicos sofridos anteriormente. Normalmente, dois mecanismos irão proporcionar as seguintes alterações (Collins, 1996) :

### **1- transformação da austenita retida;**

- ✓ aumento na dureza (quanto maior a quantidade de austenita transformada, maior o aumento na dureza);
- ✓ redução na tenacidade;
- ✓ um modesto aumento ou efeito desprezível na resistência ao desgaste;
- ✓ estabilidade dimensional.

### **2- Precipitação de finos carbonetos;**

- ✓ aumento na resistência ao desgaste;
- ✓ aumento na tenacidade;
- ✓ pouco aumento ou efeito desprezível na dureza.

Apesar da dureza poder não ser afetada pela precipitação dos finos carbonetos, Yun et al (1998) reporta que a resistência mecânica e a dureza a quente são consideravelmente aumentadas.

Nos tratamentos criogênicos as temperaturas de austenitização dos tratamentos térmicos convencionais prévios são fundamentais. A escolha vai depender do principal objetivo do tratamento criogênico. Se a finalidade for maximizar a dureza, maiores temperaturas de austenitização são requeridas para garantir maior quantidade de austenita retida a ser transformada em martensita durante o tratamento criogênico. Este fator é o principal responsável pelo aumento de dureza. Por outro lado, se a finalidade é maximizar a resistência ao desgaste, menores temperaturas de austenitização são requeridas, diminuindo, assim, a austenita retida, portanto, maior quantidade de martensita irá garantir maior migração de carbono e precipitação de finos carbonetos durante o ciclo de tratamento criogênico. Estes carbonetos são considerados os principais responsáveis pelo aumento da resistência ao desgaste sem perda ou mesmo, com melhoria de tenacidade (Collins, 1996 e Collins e Dormer, 1997).

Assim antes de qualquer aplicação do tratamento criogênico, deve-se levar em consideração estes fatores. Dos mecanismo propostos, a precipitação dos finos carbonetos, considerando principal, precisa de maiores estudos. Um melhor entendimento das transformações na microestrutura dos materiais quando submetidos a baixas temperaturas e como estas mudanças se interagem para aumentar a resistência ao desgaste, ou qualquer outra propriedade tomada como objeto de estudo faz-se essencial para um perfeito domínio desta técnica. Enquanto nos EUA a criogenia já vem sendo usada por algumas empresas com resultados bastante satisfatórios, no Brasil muito pouco ou quase nada tem sido explorado sobre o assunto. Com o objetivo de iniciar pesquisas sobre este tema em nível nacional este trabalho verificou o desempenho de brocas helicoidais após o tratamento criogênico, comparando-se com brocas tratadas convencionalmente. Fez-se também a análise microestrutural das ferramentas para verificar as mudanças ocorridas com o tratamento.

## 2.PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram utilizadas brocas helicoidais de aço-rápido SAE M2 fabricadas pela Twill com 8% de Co de 7.5 mm de diâmetros, tratadas e não tratadas criogenicamente. O ciclo de tratamento criogênico usado é representado na Figura 1. O tratamento aplicado às ferramentas foi feito pela Empresa Cryo Quality Ltda, o qual consistiu de um resfriamento a temperaturas que variaram de  $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$  e três ciclos de aquecimento (revenimentos) a temperaturas médias de  $+196\text{ }^{\circ}\text{C}$ , resultando um total de 43 horas de tratamento.

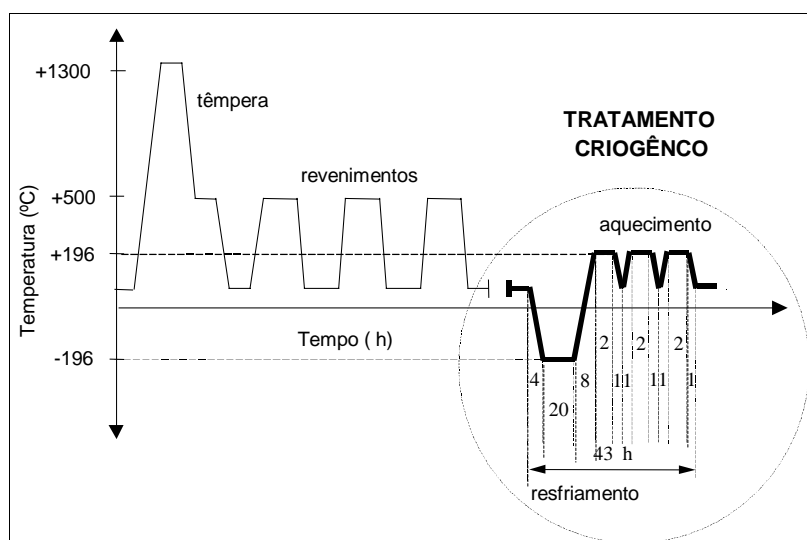


Figura 1. Diagrama representativo do ciclo térmico para o tratamento criogênico

- 1 - Resfriamento para  $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$  (4 horas em média)  $1\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$
- 2 - Estabilização a frio  $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$  (20 horas em média)
- 3 - Aquecimento para  $+196\text{ }^{\circ}\text{C}$  (8 horas em média)
- 4 - Estabilização a quente  $+196\text{ }^{\circ}\text{C}$  (2 horas em média)
- 5 - Resfriamento para temperatura ambiente (1 hora em média)
- 6 - Aquecimento para  $+196\text{ }^{\circ}\text{C}$  (1 hora em média)
- 7 - Estabilização a quente  $+196\text{ }^{\circ}\text{C}$  (2 horas em média)

} 3 vezes

As ferramentas submetidas ao tratamento criogênico foram adquiridas prontas para o uso, isto é, já tinham sido tratadas por processos térmicos convencionais. O tratamento criogênico foi realizado então depois da têmpera e do revenido.

A análise microestrutural realizada teve como objetivo verificar as mudanças ocorridas na microestrutura das ferramentas submetidas ao tratamento térmico criogênico. Assim, foram tomadas duas amostras, sendo uma tratada e outra não tratada criogenicamente. A determinação da fração volumétrica de austenita retida das amostras foi feita por difração de raios-X em um equipamento Rigaku, modelo Strainflex MSF 2M, utilizando-se o método de comparação direta descrito por Cullity (1967). A medição da dureza Rc das ferramentas de corte foi feita em um durômetro da marca Wolpert, considerando-se a média de no mínimo oito indentações para cada amostra.

Os testes de usinabilidade foram feitos no processo de furação em uma máquina operatriz ROMI Interact IV equipada com CNC MACH 4, potência de 16 kW, variação contínua de rotação do eixo árvore (40 a 4000 rpm) e avanço rápido (0 a 4800 mm/min). O



material da peça de trabalho usado foi de aço ABNT NB 8640, com dureza média 290 HV. As barras foram cortadas e usinadas para uma dimensão final de 110 mm de seção quadrada e 500mm de comprimento.

As velocidades de corte foram de 30, 35 e 40 m/min e avanço fixo de 0.11 mm/rev. A relação L/D também manteve-se fixa em 3, onde  $L = 22.5$  mm (furo cego). As brocas tinham uma afiação especial recomendada pelo fabricante para furação em aço (afiação para diminuir o ângulo de hélice na aresta de corte e a alma da broca na ponta para 1/10 do diâmetro). A afiação foi feita pela FIAT em uma máquina de afiação CNC, com a seguinte geometria  $\chi_r = 67,5^\circ$  e  $\epsilon_r = 112,5^\circ$ . Usou-se como fluido de corte uma emulsão a base de óleo mineral com concentração 5 %, recomendado para todas as operações de corte. O sistema de aplicação foi forçado com vazão ajustada em 5 [l/min].

O critério de fim de vida adotado para o processo de furação foi a falha catastrófica. Este procedimento é recomendado pela norma *NORDTEST NT MECHE 038(1997)*. Segundo esta norma, a vida da ferramenta é determinada pelo número de furos usinados até imediatamente antes da falha ocorrer. Entretanto, para maior controle do comportamento, os desgastes de flanco médio e máximo foram frequentemente medidos. Isto permitiu determinar a vida das ferramentas em diferentes critérios, como por exemplo  $VB_B=0.3$  mm e  $VB_{B\text{máx}}=0.7$  mm. A frequência de medição do desgaste foi determinado em função da severidade da operação. Mediu-se o desgaste a cada 8 furos para a velocidades de 30m/min e a cada 4 furos para as velocidades de 35 e 40 m/min. O desgaste das ferramentas foi medido por meio de um microscópio ferramenteiro equipado com relógio comparador Mitutoyo, com resolução de 0.01 mm. Ao final da vida, as superfícies de saída e de flanco foram analisadas em um microscópio eletrônico de varredura. A potência consumida foi medida durante a furação como uma forma de monitoramento do desgaste e indicativo de aproximação da falha catastrófica.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A tabela 1 apresenta os resultados de dureza e de austenita retida medidos. Estes valores de austenita retida encontrados são normais para ferramentas de aço-rápido que sofreram o tratamento de endurecimento secundário (têmpera e revenido) convencional. Observa-se maior quantidade de austenita retida para a ferramenta tratada criogenicamente quando comparadas com a outra do mesmo tipo sem o tratamento criogênico. Este resultado poderia levar a conclusão que o tratamento criogênico teria contribuído para aumentar o teor de austenita retida, o que na realidade não aconteceu. As amostras retiradas para análise não são de uma mesma ferramenta, respectivamente antes e depois do tratamento criogênico. Trata-se de uma amostra de ferramenta que sofreu o tratamento criogênico, e outra retirada de uma ferramenta similar distinta, que não foi submetida ao tratamento criogênico.

Tabela 1- Resultados da análise microestrutural na ferramenta de aço-rápido

<b>Análise microestrutural</b>	<b>Com Trat. Criogênico</b>	<b>Sem Trat. Criogênico</b>	<b>Diferença</b>
Percentual de austenita retida	7.4	4.5	+ 2.9
Dureza Rc média	53.7	53.6	+ 0.1

Levando-se em consideração a resolução do método de difração de raios X ( $\pm 2$  %) e possíveis variações microestruturais entre ferramentas de um mesmo lote de fabricação, pode-se concluir que, neste caso o tratamento criogênico não foi eficiente na transformação da austenita retida em martensita. Todas as ferramentas testadas já haviam sido submetidas a ciclos de revenimento após a têmpera (endurecimento secundário) antes de serem tratadas

criogenicamente, o que garante a transformação de boa parte da austenita retida e a estabilização da austenita restante que não se transformou, impedindo que esta se transformasse com o tratamento criogênico. A estabilidade térmica da austenita retida é de alguma forma aumentada com o revenimento, isto é, torna-se mais difícil ocorrer a transformação da austenita retida em martensita quando o tratamento é feito após o revenimento do que quando este é feito diretamente depois do tratamento de têmpera (Yun et al., 1998). Além da possibilidade da estabilização da austenita pelos tratamentos térmicos prévios ao tratamento criogênico, o período de tempo entre estes tratamentos também pode influenciar nesta estabilização. Entretanto, necessita-se de maiores estudos para se determinar precisamente a contribuição destas variáveis na transformação da austenita retida em martensita submetida a subsequentes tratamentos criogênicos.

Observa-se que praticamente não houve mudança na dureza das amostras, portanto, o tratamento não teve influência nesta propriedade. Como cita a literatura, mudanças na dureza de materiais tratados criogenicamente são atribuídas principalmente à transformação da austenita retida em martensita, o que não foi observado. Em geral a dureza é uma propriedade que é pouco afetada pelo tratamento criogênico, geralmente em valores de 2 a 3 pontos na escala HRc. Barron (1974) não encontrou mudanças significativas na dureza após tratamento criogênico para o aço rápido M2, provavelmente a quantidade de austenita retida transformada pelo tratamento não foi suficiente para provocar alteração, como também foi observado nos resultados encontrados neste trabalho.

A Figura 2 apresenta o resumo dos resultados dos testes de vida considerando-se o número de furos imediatamente antes de ocorrer a falha catastrófica. Observa-se que o aumento da velocidade de corte diminuiu significativamente a vida da broca, tanto para a tratada como para a não tratada. Isto se deve ao aumento da temperatura de corte com o aumento da velocidade. Em todas as condições obteve-se valores de vida para a broca tratada superiores aqueles encontrados para as não tratadas criogenicamente.

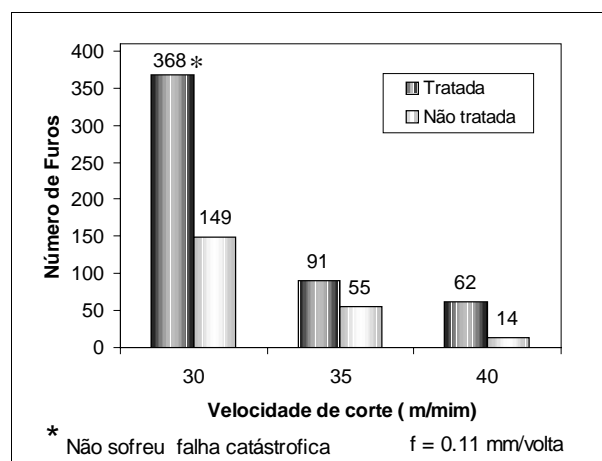


Figura 2 – Número de furos para critério de vida de falha catastrófica

Observado que a diferença entre o número de furos entre a broca tratada e a não tratada criogenicamente, é influenciada pelas condições de corte. Em termos percentuais a superioridade das brocas tratadas em relação a não tratada foi de 147%, 65%, 343% para as velocidades de 30, 35 e 40 [m/min] respectivamente. Adotando-se os outros critérios de fim de vida além da falha catastrófica, conforme a Tabela 2, obtemos valores diferentes daqueles observados no gráfico da Figura 2.

Tabela 2 – Número de furos para critério de vida  $VB_B=0.3\text{mm}$ ,  $VB_{B\text{máx}}=0.7\text{mm}$  e falha catastrófica.

$v_c$ [m/min]	30		35		40	
Critério de fim de vida	Número de furos Usinados					
	NT	TR	NT	TR	NT	TR
$VB_B = 0.30 \text{ mm}$	120	*	*	*	12	26
$VB_{B\text{máx}} = 0.70 \text{ mm}$	*	208	*	88	*	*
Falha catastrófica	149	368	55	91	14	62

(\*) Não atingiu o critério

NT – Não tratada criogenicamente; TR – Tratada criogenicamente

Considerando simultaneamente  $VB_B$ ,  $VB_{B\text{máx}}$  e a falha catastrófica, a vidas das ferramentas tratadas e não tratadas criogenicamente ficam modificadas para os valores apresentados no gráfico da Figura 3. Observa-se que, embora em percentuais menores, as brocas tratadas criogenicamente ainda tiveram um desempenho melhor que as não tratadas para todas as condições. Os percentuais foram 73%, 60%, 117% para as velocidades de corte de 30, 35 e 40 m/min respectivamente.

Os resultados de austenita retida (Tabela 1) apresentaram 7,4 % para as brocas tratadas criogenicamente e 4,5% para as não tratadas criogenicamente. Apesar da pequena diferença os resultados tendem a favorecer as ferramentas não tratadas, se apenas o mecanismo de transformação de austenita retida for considerado. Portanto, o melhor desempenho das brocas tratadas criogenicamente só pode ser creditado à precipitação de finos carbonetos durante o ciclo tratamento criogênico, que garante a maior resistência ao desgaste.

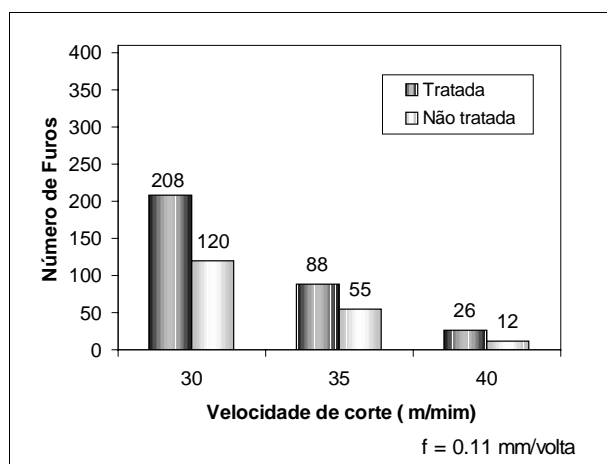
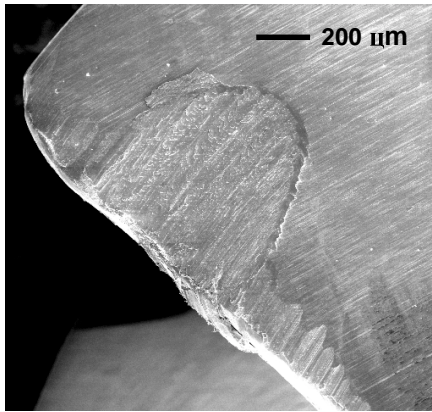
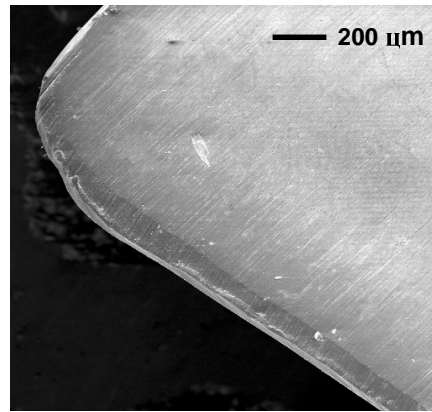


Figura 3 – Número de furos para critérios de vida de desgaste de flanco  $VB_B=0.3 \text{ mm}$   $VB_{B\text{máx}} = 0.7 \text{ mm}$  e falha catastrófica.

A figura 4 ilustra isto, onde observa-se um maior desgaste da ferramenta não tratada criogenicamente (Figura 4a) após apenas 14 furos usinados contra 62 furos usinados pela ferramenta tratada criogenicamente (Figura 4b)



(a) Não tratada criogenicamente (14 furos)



(b) Tratada criogenicamente (62 furos)

Figura 3 – Desgaste da aresta de corte da broca 7.5 mm;  $v_c=40$  [m/min];  $f=0.11$  [mm/rev].

#### 4. CONCLUSÕES

- Não foi evidenciado transformação de austenita retida em martensita com tratamento criogênico nas ferramentas testadas.
- A dureza (HRC) não foi afetada significativamente pelo tratamento criogênico.
- O desempenho das brocas de aço-rápido depois do tratamento criogênico melhorou em relação as brocas não tratadas de 65% a 343% em diferentes condições de corte, adotando-se como critério de fim de vida a falha catastrófica.
- Considerando outros critérios de fim de vida além da falha catastrófica, tais como o desgaste de flanco médio e máximo, o desempenho das brocas tratadas criogenicamente foi superior àquelas sem o tratamento criogênico, variando de 60% a 117%.

#### Agradecimentos

Os autores agradecem à Cryoqualit Ltda através do Engenheiro Edson Monteiro pela realização do tratamento criogênico; à Villares Metals S.A. na pessoa do Eng. Celso A. Barbosa, pela realização das análises microestruturais; à Capes pelo suporte financeiro por meio de bolsas de estudo e à Fiat Automóveis S.A. pelo suporte na realização da pesquisa.

## 5. REFERÊNCIAS

- Barron, R. F. (1974), “Cryogenic Treatment Produces Cost Savings for Slitter knives”, Tappi Journal, May, Vol. 57, num. 5, 2 pp.
- Collins, D. N. (1996), “Deep Cryogenic Treatment of Tool Steels : a Review”, Heat Treatment of Metals. pp. 40-42.
- Collins, D. N. (1996), “Deep cryogenic Treatment of Tool Steels : a Review”, Heat Treatment of Metals, pp. 40-42.
- Collins, D. N. e Dormer, J. (1997), “Deep Cryogenic Treatment of a D2 Cold-work tool steel”, Heat Treatment of Metals. pp. 71-74.
- Cullity, B. D. (1967), “Elements of x-ray diffraction”, Addison Wesley, p. 388-396. Nordtest NT MECH 038 (1997), “Cutting Fluids for Drilling : Evaluation by Drill Life Test”, Nordtest Method, ISS 0283-7196, Proj. 1242-95/2.
- Nordtest NT MECH 038 (1997), “Cutting Fluids for Drilling : Evaluation by Drill Life Test”, Nordtest Method, ISS 0283-7196, Proj. 1242-95/2.
- Yun, D., Xiaoping, L. and Hongshen, X. (1998) “ Deep Cryogenic Treatment of High-speed Steel and its Mechanism”, Heat Treatment of Metals, pp. 55-59.

# APLICAÇÃO DE UM MODELO FÍSICO PARA O PROJETO DO DISTRIBUIDOR DA MÁQUINA DE LINGOTAMENTO CONTÍNUO DE TIRAS “TWIN-ROLL” DO IPT

**José Eduardo Spinelli**

**Carlos Alexandre dos Santos**

**João Pedro Valls Tosetti**

**Jaime Alvares Spim Júnior**

**Amauri Garcia**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais (DEMA), 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: spinelli@fem.unicamp.br, alex@fem.unicamp.br, jptti@ipt.br, spim@ct.ufrgs.br, amaurig@fem.unicamp.br

## **Resumo**

No projeto de um distribuidor (*tundish*), os fatores primordiais que devem ser observados para otimização do processo são as características do fluxo de metal líquido, o qual auxilia na flotação de inclusões e ajuda na homogeneização do líquido e da temperatura; a capacidade volumétrica, e a geometria simples, a qual facilita o manuseio, recuperação e aumento da vida útil do distribuidor. A geometria do sistema e, o posicionamento de obstáculos (diques e barreiras) à passagem do metal líquido e em particular os campos de velocidade do líquido, exercem influência direta na qualidade do produto final. Para esse estudo, é prática comum utilizar-se de modelos físicos e/ou modelos matemáticos para simular as condições do processo. O presente trabalho emprega um modelo físico, construído em acrílico e em escala 1:1 do distribuidor do equipamento de tiras finas do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas-SP), para a análise de parâmetros como detecção de regiões turbulentas e, zonas “mortas” de fluxo, para auxiliar o projeto do *tundish* utilizado no equipamento. Estudou-se o posicionamento de diques, variando a distância e a quantidade destas, além do posicionamento de barreiras na região inferior do distribuidor. Os resultados permitiram a determinação da melhor configuração para o distribuidor.

**Palavras-chave:** Twin Roll, Modelo Físico, Campos de Fluxo

## **1. INTRODUÇÃO**

O lingotamento contínuo de tiras pelo processo Twin Roll é um processo único de fabricação, partindo diretamente do metal líquido para o produto final, tiras de espessura entre 0,5 a 5 mm. O metal passa por três etapas de resfriamento, as quais: rolos, região de resfriamento secundário e radiação livre. Entre as seqüências de operação realizados no processo, destacam-se como principais: 1. alimentação de metal líquido no distribuidor, 2. fluxo de metal líquido do distribuidor para a cavidade formada entre os rolos, utilizando como transporte injetores ou válvula submersa, 3. formação da tira sólida, 4. resfriamento da tira

após a saída dos rolos por meio de *sprays* borrifadores d'água e 5. região de radiação livre ou resfriamento ao ambiente com posterior bobinamento.

No processo, o distribuidor refere-se ao recipiente intermediário entre a panela vinda do forno e o molde ou rolos onde o metal começará a solidificar. O conceito básico de usar-se um distribuidor é o de alimentar e distribuir metal fundido para diversos moldes no equipamento, mas além dessa função ele pode ser utilizado para separar as inclusões no banho, homogeneização da temperatura, ou até mesmo realizar modificações na composição química da liga (Morales, 1999; Sahai, 1996; De Santis, 1996).

A Tabela 1 apresenta algumas especificações do comportamento do distribuidor para aumentar a qualidade do produto final.

Tabela 1. Funções do distribuidor e benefícios econômicos (Singh, 1993).

<b>Objetivos</b>	Reservatório	Distribuidor	Fluxo de aço constante	Limpeza da liga	Tratamento metalúrgico
<b>Necessidade</b>	Otimizar a capacidade	Controlar o superaquecimento	Nível de metal constante	Separar inclusões	Controle da mistura, temperatura e do tempo de residência
<b>Ganhos</b>	Seqüência de operação	Controle microestrutural e redução de break-outs	Redução de defeitos superficiais, velocidade constante de lingotamento e controle do resfriamento	Diminuição de inclusões e aumento da qualidade	Modificação de inclusões e controle químico da liga

O distribuidor tem influência significativa no desempenho e qualidade do produto final, sendo uma de suas principais características a capacidade volumétrica, fluxo de metal líquido e o revestimento refratário responsável em manter a temperatura o mais uniforme e constante possível. O uso de revestimentos internos para reduzir os ataques do aço líquido na parede dos distribuidores tem crescido, resultando em melhorias no desempenho dos distribuidores, principalmente no que diz respeito a vida útil. Um dos parâmetros importantes que devem ser controlados nesta etapa do processo é a altura do nível de metal líquido no distribuidor, pois esta influencia na velocidade de lingotamento, ou mais precisamente na velocidade do jato que sai da válvula. Geralmente este controle é realizado através de uma balança que registra a massa total do distribuidor e metal, ou por meio de controle visual realizado por um operador, ou ainda por irradiação de raios  $\gamma$  utilizando-se de fontes radioativas como Cobalto 60, entre outras. Para equipamentos com controles automáticos de nível de metal, uma das principais dificuldades encontradas é a flutuação do fluido na cavidade, o que acarreta oscilação nas medidas obtidas, podendo alterar o nível em função de leituras errôneas. A geometria do sistema, o posicionamento de obstáculos a passagem do metal líquido (diques e barreiras) e a velocidade do mesmo têm sido estudados visando melhorar a capacidade de separação de inclusões não-metálicas e a homogeneização do metal líquido dentro do banho, resultando em aumento de qualidade do produto final, em função da limpeza do aço e da homogeneização de temperatura. Para esse estudo, é prática comum utilizar-se de modelos físicos.

Em relação aos modelos físicos, geralmente são construídos em acrílico e utiliza-se como fluido para simular o metal líquido a água, com corante adicionado, para visualizar o fluxo desde a entrada no recipiente até a vazão para o molde, possibilitando desta forma determinar as condições para redução de turbulências e regiões 'mortas' (onde não ocorre a circulação do

líquido), além do fato de permitir a reconfiguração do projeto e da geometria, visando um fluxo de alimentação que direcione o metal de entrada para a base da escória flutuante no banho. Este tipo de fluxo tem como vantagem reter inclusões não-metálicas, assim que o fluxo passa pela escória (Joo, 1993 A; Sinha, 1993).

O presente trabalho emprega um modelo físico, construído em acrílico e em escala 1:1 do distribuidor do equipamento de tiras do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas – SP), para a análise de parâmetros como detecção de regiões turbulentas e zonas ‘mortas’ de fluxo e, direcionamento de jato. Estudou-se o posicionamento de diques, variando a distância e a quantidade destes, além do posicionamento de barreiras na região inferior do distribuidor.

## 2. MODELO FÍSICO

O objetivo da modelagem física é representar o sistema a ser modelado pela mudança do material de trabalho, e muitas vezes da escala de operação. O novo material a ser utilizado no modelo deve ser representativo, de forma que as características fluido dinâmicas sejam iguais ou semelhantes a do material modelado. Deste modo é possível obter resultados realísticos de um protótipo que, por exemplo, utilize aço líquido com temperaturas superiores a 1500°C, através de medidas em um modelo que, por exemplo, utilize água a temperatura ambiente, de modo muito mais barato, eficiente e seguro. Os princípios da modelagem física, podem ser compreendidos de modo simplificado através das equações diferenciais que governam o fluxo de fluido, calor e massa.

Considerando o fluxo de um fluido na condição isotérmica, pode-se descrever o problema em termos das equações de Navier-Stokes (movimento) e da continuidade, dadas por:

Equação da continuidade:

$$\nabla v = 0 \quad (1)$$

Equação de movimento:

$$\rho \cdot \frac{Dv}{Dt} = -\nabla P + \mu \cdot \nabla^2 v + \rho \cdot g \quad (2)$$

onde:  $\rho$  = densidade [ $\text{kg/m}^3$ ];

$v$  = velocidade escalar [ $\text{m/s}$ ];

$\mu$  = viscosidade estática ou absoluta [ $\text{kg/m.s}$ ];

$P$  = Pressão no fluido [ $\text{kg/m.s}^2$ ];

$g$  = aceleração da gravidade [terrestre  $\cong 9,81 \text{ m/s}^2$ ].

$V$  = velocidade característica [ $\text{m/s}$ ];

$t$  = tempo característico [ $\text{s}$ ];

$L$  = comprimento característico [ $\text{m}$ ];

A equação a seguir, corresponde a equação de Navier-Stokes na forma adimensionalizada:

$$\frac{Dv^*}{Dt^*} = -\nabla^* P^* + \left( \frac{\mu}{L \cdot V \cdot \rho} \right) \nabla^{*2} v^* + \left( \frac{g \cdot L}{V^2} \right) \quad (3)$$

Note nesta equação que o fator de escala, descrito pelas variáveis de velocidade, tamanho e propriedades físicas, estão concentradas em dois grupos adimensionais. Estes grupos



aparecem freqüentemente em problemas de engenharia e, como homenagem receberam os nomes de dois importantes pioneiros da mecânica de fluídos:

$$Re = \left( \frac{L \cdot V \cdot \rho}{\mu} \right) \Rightarrow \text{Número de Reynolds (razão entre forças inerciais e viscosas)} \quad (4)$$

$$Fr = \left( \frac{V^2}{g \cdot L} \right) \Rightarrow \text{Número de Froude (razão entre forças inerciais e potenciais)} \quad (5)$$

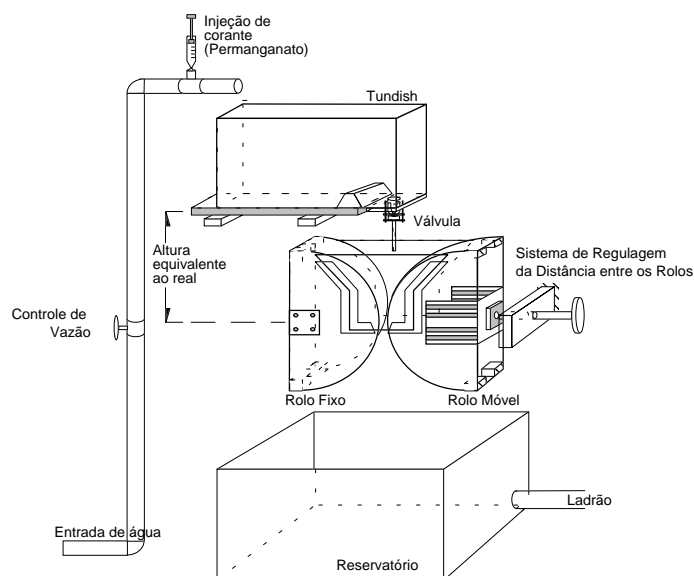
Se os dois sistemas (protótipo e modelo) possuem as mesmas dimensões chaves, ou seja, o número de Reynolds e o número de Froude são iguais, então a mesma equação (Equação (3)), será aplicada para ambos os casos.

Se os dois sistemas possuírem a mesma geometria (geometricamente semelhantes) então ambos terão a mesma conduta em termos fluido dinâmico.

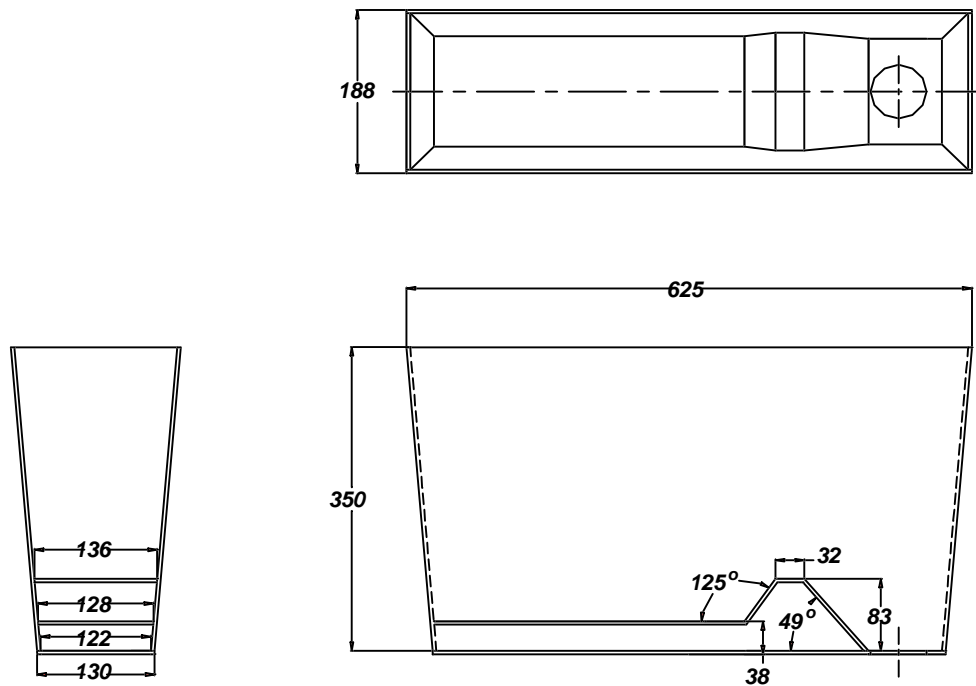
Existindo uma equivalência adimensional nos campos de velocidade, temperatura, pressão, concentração, entre os dois processos, então é válido afirmar que um deles é uma representação fiel do outro, ou seja, existe similaridade entre as variáveis que possuem equivalência adimensional. Este é o critério geral da similaridade entre um modelo físico e um protótipo os quais requerem que existam razões constantes entre as variáveis correspondentes. Os estados de similaridade normalmente incluem: Similaridade Geométrica; Similaridade Térmica; Similaridade Química; Similaridade Mecânica Estática; Similaridade Mecânica Cinemática e Similaridade Mecânica Dinâmica;

## 2.1. Desenvolvimento Experimental

O modelo físico desenvolvido no IPT foi construído em acrílico, e fixado à uma estrutura de aço para melhor desenvolvimento dos ensaios e melhor apresentação, conforme mostra a Figura 1. Foi acoplado ao sistema um rotâmetro para as medidas de vazão, além de um circuito fechado de circulação de água movido por uma bomba de volúta e com um reservatório. Um sistema de cremalheira foi desenvolvido para comando do varão e para fechar e abrir os rolos um sistema de porca-parafuso. As dimensões do tundish são vistas na Figura 2.



**Figura 1.** Esboço global do modelo físico de acrílico para simulação do processo



**Figura 2.** Dimensões do *tundish* de acrílico, para o modelo físico do processo

Foram testados diferentes configurações de diques e barreiras sendo dois tipos de diques com diferentes comprimentos (22,5 cm e 17,5 cm) e dois tipos de barreiras com diferentes alturas (7,5 cm e 5 cm), na qual a menor barreira assemelhasse a original, conforme Figura 2.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados que seguem foram levantados segundo a seguinte metodologia:

- 1.) Fluxo de mistura no *tundish*, respeitando a direção preferencial da superfície do metal líquido. Deste modo, deseja-se que o material que entra no *tundish* passe pela escória retida na superfície, onde desta forma pode-se garantir a retenção de inclusões e partículas de menores densidades;
- 2.) Menor tempo para a mistura completa da água com corante (permanganato), pois deste modo pode-se garantir maior homogeneidade em relação aos gradientes térmicos no interior do *tundish*.

Os resultados dos tempos de mistura e as observações em relação as regiões de zona morta ou regiões de persistência de turbulência, são dados na Tabela 2. A Figura 3 mostra algumas fotos referentes aos ensaios no modelo frio e suas respectivas condições.

Os resultados observados neste trabalho serão posteriormente implementados no *tundish* real do equipamento de produção de tiras (Twin-Roll) do IPT/SP e, os resultados verificados serão comparados com as condições da microestrutura observada no produto. Estes resultados serão apresentados em trabalhos posteriores.

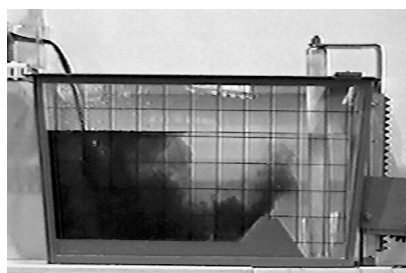
A Tabela 2 responde ao seguinte padrão: Barreira 1 = 5 cm; Barreira 2 = 7,5 cm; Dique 1 = 17,5 cm; Dique 2 = 22,5 cm. As distâncias de posição tem como referência a lateral esquerda do *tundish*.

**Tabela 2.** Resultados de Ensaio no modelo físico do tundish – Twin-Roll/IPT-SP.

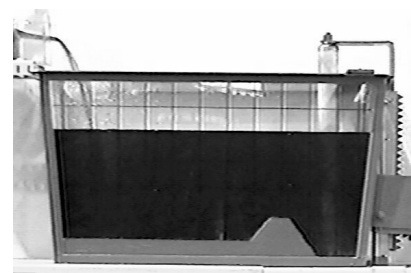
<i>Condições de Ensaio</i>					<i>Observações</i>
<b>Barreira</b>	<b>Dist. [cm]</b>	<b>Dique</b>	<b>Dist. [cm]</b>	<b>T. de mistura [s]</b>	
-----	-----	Tipo 1	25	13	Sem Zona Morta ou turbulência acentuada, mas fluxo direcionado ao centro da haste do tampão.
-----	-----	Tipo 1	20	13	Sem Zona Morta ou turbulência acentuada, e fluxo direcionado a superfície do tampão.
-----	-----	Tipo 1	15	19	Sem Zona Morta ou turbulência acentuada, e fluxo direcionado a superfície do tampão.
-----	-----	Tipo 2	25	25	Zona Morta acentuada na superfície entre o tampão e o dique.
-----	-----	Tipo 2	15	34	Sem Zona Morta ou turbulência acentuada, mas fluxo direcionado ao centro da haste do tampão.
Tipo 1	10	----- -	-----	53	Zona Morta persistente na superfície do tampão.
Tipo 1	15	----- -	-----	38	Zona Morta persistente no comprimento do tampão.
Tipo 1	20	----- -	-----	20	Mistura homogênea, sem turbulência aparente e fluxo direcionado a superfície do tundish.
Tipo 2	10	----- -	-----	57	Zona Morta persistente na superfície do tampão.
Tipo 2	15	----- -	-----	39	Mistura homogênea e fluxo direcionado a superfície do tundish.
Tipo 2	20	----- -	-----	23	Mistura homogênea e fluxo direcionado a superfície do tundish.
Tipo 1	10	Tipo 1	25	29	Zona Morta persistente entre o dique e o tampão.
Tipo 1	15	Tipo 1	25	80	Zona Morta acentuada no comprimento do tampão e na superfície entre o tampão e o dique.
Tipo 1	10	Tipo 1	25	48	Zona Morta na superfície entre o dique e o tampão.
Tipo 1	15	Tipo 2	27,5	120	Zona Morta acentuada na região do tampão.



Condição atual – após 3 s



Condição atual – após 5 s



Condição atual – após 30 s



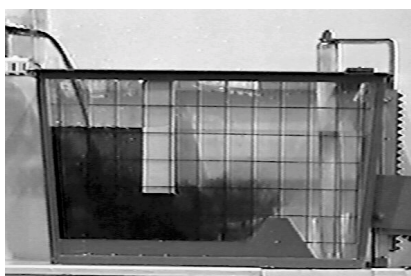
Dique Tipo 1 – 15 cm  
Resultado após 5 s



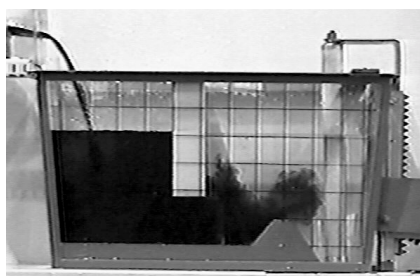
Dique Tipo 1 – 20 cm  
Resultado após 5 s



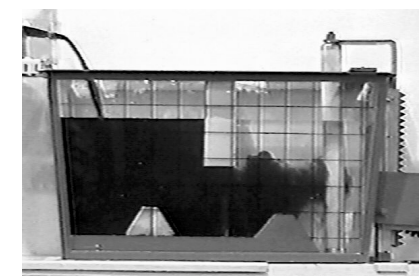
Dique Tipo 1 – 25 cm  
Resultado após 5 s



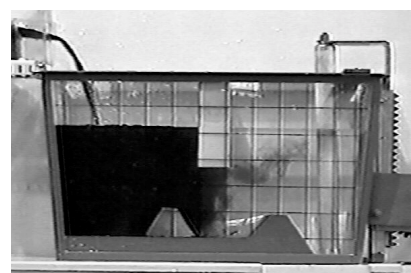
Dique Tipo 2 – 15 cm  
Resultado após 5 s



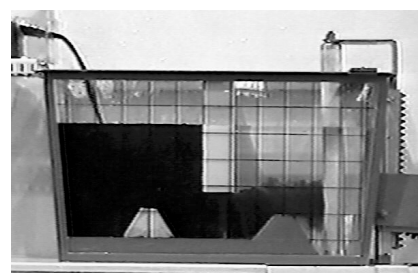
Dique Tipo 2 – 20 cm  
Resultado após 5 s



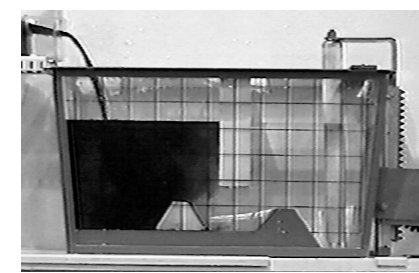
Barreira Tipo 1 – 10 cm  
Dique Tipo 1 – 25 cm  
Resultado após 5 s



Barreira Tipo 1 – 15 cm  
Dique Tipo 1 – 25 cm  
Resultado após 5 s



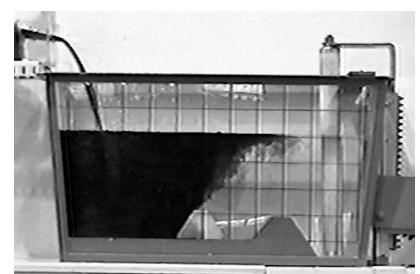
Barreira Tipo 1 – 10 cm  
Dique Tipo 2 – 25 cm  
Resultado após 5 s



Barreira Tipo 1 – 15 cm  
Dique Tipo 2 – 27,5 cm  
Resultado após 5 s



Barreira Tipo 1 – 15 cm  
Resultado após 5 s



Barreira Tipo 1 – 20 cm  
Resultado após 5 s

**Figura 3.** Fluxo da condição de diferentes configurações: atual, com diques, com barreiras, com diques e barreiras.

#### **4. CONCLUSÕES**

Os resultados observados na modelagem física são consistentes e obedecem a realidade física observada na prática. Os custos e o tempo para a construção do modelo físico são bastante baixos quando se trata de realizar diversas observações em diferentes condições no equipamento metalúrgico real, no caso o tundish. Os resultados verificados neste trabalho permitiram realizar modificações sensatas e dinâmicas em um equipamento já em funcionamento, permitindo desta forma sugerir, inclusive, melhorias na qualidade do produto a um custo relativamente pequeno.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

É importante agradecer às tradicionais instituições de fomento, como a FAPESP e o CNPq, pelo apoio irrestrito e contribuição para com os pesquisadores. Citando-se também que o sucesso do trabalho passa também pelo apoio de pessoal e uso de estrutura do IPT e da UNICAMP.

#### **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- De Santis, M., Ferretti, A., 1996, “Thermo-fluid-dynamics Modelling of the Solidification Process and Behavior of Non-metallic Inclusions in the Continuous Casting Slabs”, ISIJ International, Vol. 36, Rome, Italy, pp. 673-680.
- Joo, S., Guthrie, R. I. L., 1993, “Inclusion Behavior and Heat Transfer Phenomena in Steelmaking Tundish Operations: Part I. Aqueous Modeling”, Metallurgical Transactions B, Vol. 24B, pp. 755-765,
- Morales, R. D., López-Ramírez, S., Palafox-Ramos, J, and Zacharias, D., 1999, “Numerical and Modeling Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer of Liquid Steel in a Tundish with Different Flow Control Devices”, ISIJ International, Vol. 39, Mexico D. F., pp. 455-462.
- Sahai, Y., Emi, T., 1996, “Melt Flow Characterization in Continuous Casting Tundishes”, ISIJ International, Vol. 36, Japão, pp. 667-672.
- Singh, S., Koria, S. C., 1993, “Physical Modelling of Steel flow in Continuous Casting Tundish”, Ironmaking and Steelmaking, Vol. 20, Kanpur, India, pp. 221-230.
- Sinha, S.K., Godiwalla, K.M., Sivaramakrishnan, C.S., 1993, “Fluid Flow Characterization in Twin Strand Continuous Casting Tundish Water Model”, Ironmaking & Steelmaking, Vol. 20, pp. 485-492.

# UM ESTUDO COMPARATIVO DA SOLDAGEM A ARAME TUBULAR AUTOPROTEGIDO EM CORRENTE PULSADA E EM TENSÃO CONSTANTE

**Eduardo de Magalhães Braga**  
**Carlos Alberto Mendes da Mota**  
**Jesualdo Pereira Farias**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66075-900, Belém, PA, Brasil. E-mail: ebraga@fem.unicamp.br

## Resumo

A utilização de arames tubulares autoprotetidos no Brasil ainda é bastante reduzida principalmente em corrente pulsada. Neste trabalho, foram estudadas a estabilidade do arco, as características econômicas do consumível e a geometria do metal depositado com um arame comercial da classe AWS E71T-7, de 2,00mm de diâmetro. As soldagens automatizadas na posição plana, em simples deposição, foram realizadas nos modos corrente pulsada e tensão constante. Durante os experimentos, a tensão e a velocidade de soldagem permaneceram constantes. As variáveis de influência foram a corrente e o comprimento do eletrodo. Os dados foram submetidos a análise de variância utilizando-se um *software* comercial. Os resultados indicaram que para as condições estabelecidas neste trabalho, a estabilidade do arco voltaico e as características econômicas foram afetadas e superiores para a soldagem em corrente pulsada.

Palavras-chave: soldagem, autoprotetido, corrente pulsada.

## 1 – INTRODUÇÃO

Dentre os processos de soldagem usuais, destaca-se a soldagem manual com eletrodo revestido como uma das técnicas mais comumente aplicadas na indústria (BONISZEWSKY, 1992; MOTA, 1998). Contudo as constantes exigências de competitividade, que impõem requisitos de qualidade e de produtividade a baixos custos, somados a evolução da eletrônica, da informática e da metalurgia têm impulsionado o desenvolvimento de modernas fontes de energia, de *softwares*, de novos materiais e de consumíveis alternativos para a soldagem e com isso, a aplicação industrial dos processos de soldagem MIG/MAG, arco submerso e arame tubular. Este último é um processo de relevante importância tecnológica, uma vez que une as vantagens do eletrodo revestido e dos processos MIG/MAG. Atualmente, o processo a arame tubular autoprotetido é aplicado principalmente na soldagem semi-automática, em substituição a soldagem manual com eletrodo revestido, onde são requeridas altas taxas de deposição e condições de tenacidade não muito severas e na soldagem de grandes estruturas metálicas que exigem, muitas vezes, a sua realização em ambiente aberto sob forte ação do vento (OTEGUI, 1985; WIGERY, 1994). Na soldagem com arame tubular autoprotetido o metal fundido é protegido por uma camada de escória, pelos gases e pelos elementos desoxidantes/desnitretantes que são resultantes da decomposição do fluxo. Entretanto apesar do progresso alcançado pelo arame tubular autoprotetido em todo mundo, no Brasil ainda existem fatores que dificultam a sua divulgação e o interesse na sua intensificação (MOTA, 1998).

Com a recente introdução de novas tecnologias para a fabricação de fontes de energia para soldagem a arco voltaico, tornou-se possível a utilização da corrente pulsada para os processos de soldagem como o MIG, o TIG e o arame tubular, sendo

este último, com a utilização de gás de proteção (NORRISH, 1992). No Brasil, as pesquisas com arame tubular autoprotetido estão em fase inicial, mais raras ainda são as pesquisas com a utilização da corrente pulsada, onde o arco voltaico é mantido com uma corrente de base baixa, enquanto uma corrente de pulso, de curta duração, provoca o destacamento da gota. No modo pulsado, são muitos os fatores variáveis responsáveis pela manutenção da operação de soldagem. Neste sentido, torna-se bastante complexa a tarefa para a seleção de parâmetros que possam ser adequados às necessidades de estabilidade do arco, vantagens econômicas, qualidade da solda e propriedades mecânicas. Desta maneira, no presente trabalho busca-se basicamente o comparativo das características operacionais do processo, das características econômicas do consumível e das características geométricas do cordão de solda utilizando um arame comercial tubular autoprotetido em corrente pulsada e em tensão constante. Neste sentido, tem-se como objetivo a busca de conhecimentos para uma melhor compreensão dos problemas e das vantagens deste processo quando da aplicação dos dois modos e com isso, viabilizando e incentivando um maior interesse para a sua utilização.

## 2 - MATERIAIS E MÉTODOS

Os ensaios foram automatizados em simples deposição, em CC, na posição plana, em um único passe e sobre chapas de aço ABNT 1020 de 150x50x9,5 mm. Utilizou-se uma fonte eletrônica do tipo multiprocesso, ajustada para o modo convencional e pulsado com comando de corrente e em tensão constante e uma tocha reta refrigerada à água perpendicular à chapa. Como metal de adição utilizou-se um arame comercial da classe AWS E 71T-7, de 2,0 mm de diâmetro. Permaneceram constantes os valores da tensão em 23,0 V e da velocidade de soldagem em 25,0 cm/min e, além destes, a frequência de pulso em 30 Hz, ou seja,  $t_p = 8$  ms e  $t_b = 25$  ms (BRAGA, 1997).

Para a aquisição e o processamento dos dados instantâneos da corrente e da tensão de soldagem, empregou-se um sistema de aquisição e de processamento de dados numa frequência de 10 kHz/canal em 12 Bits. O tratamento estatístico dos resultados obtidos foi realizado pelo método da análise de variância (ANOVA) com o auxílio de um *software* comercial, considerando-se um nível de significância ( $\alpha$ ) igual a 1%.

Neste trabalho, foi estudado o efeito da combinação da corrente e do *stickout* (distância bico de contato peça) conforme mostra a tabela 1. Para a avaliação do desempenho do processo, foram considerados parâmetros relacionados a medição da estabilidade do arco, a taxa de fusão do arame (TF), a taxa de deposição (TD), ao rendimento de deposição real ( $R_r$ ) e à geometria do cordão de solda. Para a medição da estabilidade do arco foram adotados como critérios uma tensão de referência para curto-circuito ( $U_r$ ) de 15 V, um tempo mínimo de curto-circuito para a transferência da gota ( $t_{min}$ ) de 1,5 ms e um tempo máximo de reabertura do arco ( $t_{max}$ ) de 1,0 ms e considerando-se a metodologia abaixo descrita (FARIAS, 1993):

- Transporte da carga elétrica, em tensão constante, através do inverso do desvio padrão relativo da corrente,  $I/\sigma I$ , e no modo pulsado, através do inverso do desvio padrão relativo da tensão,  $U/\sigma U$ .

- Transferência metálica, avaliada através dos quatro índices descritos abaixo:

$$\text{Facilidade de ocorrência de curto-circuito, } F_{cc} = 1 / T \cdot 1000 \text{ (s}^{-1}\text{)}; \quad (1)$$

$$\text{Facilidade de transferência de metal, } F_{tm} = 1 / t_{cc} \cdot 1000 \text{ (s}^{-1}\text{)}; \quad (2)$$

$$\text{Regularidade de ocorrência de curto-circuito, } R_{cc} = T / \sigma T; \quad (3)$$

$$\text{Regularidade de transferência de metal, } R_{tm} = t_{cc} / \sigma t_{cc}. \quad (4)$$

onde:

T é o período médio de curto-circuito (ms);  
 $t_{cc}$  é o tempo médio de curto-circuito (ms);  
 $\sigma T$  é o desvio padrão do período médio de curto-circuito (ms);  
 $\sigma t_{cc}$  é o desvio padrão do tempo médio de curto-circuito (ms).

Para a medição das características econômicas adotaram-se as equações 5, 6, 7.

- Taxa de fusão

$$TF = 3,6 \rho_a L / t \quad [\text{kg/h}] \quad (5)$$

- Taxa de deposição

$$TD = 3,6 (M_f - M_i) / t \quad [\text{kg/h}] \quad (6)$$

- Rendimento de deposição real

$$R_r = [(M_f - M_i) / m_a] 100 \quad [\%] \quad (7)$$

onde:

L é o comprimento do arame consumido (m);

t é o tempo de soldagem (s);

$M_i$  é a massa inicial da chapa (g);

$M_f$  é a massa final da chapa (g);

$\rho_a$  é a densidade linear do arame – metal+fluxo - (g/m);

$m_a = \rho_a \times L$ , é a massa de arame consumida (g).

A avaliação da geometria do cordão de solda foi realizada pela análise dimensional da sua seção transversal. Para este trabalho, três amostras equidistantes em relação ao eixo longitudinal da solda foram retiradas e preparadas para a medição da sua geometria. Os parâmetros considerados para a avaliação da geometria do cordão de solda foram, a largura (b), o reforço (r) e a penetração (p).

**Tabela 1.** Fatores e níveis selecionados.

Fator	Nível		
Im (A)	200	250	300
Stickout (mm)	15	20	25

### 3 – RESULTADOS

#### 3.1 - Estudo da estabilidade do arco

A tabela 2 apresenta os resultados da estabilidade do arco voltaico. As figuras 1 e 2 mostram o efeito da corrente e do *stickout* respectivamente, sobre a regularidade de ocorrência de curto-circuito ( $R_{cc}$ ) e regularidade de transferência metálica ( $R_{tm}$ ). Observa-se de modo geral, que com o aumento da corrente ocorreu a diminuição da  $R_{tm}$  e um pequeno aumento da  $R_{cc}$ , tanto no modo pulsado quanto no modo convencional. O mesmo comportamento foi verificado, quando do aumento do *stickout*, exceto para a  $R_{cc}$  que diminui no modo pulsado. No modo pulsado, o que se deseja é o controle da transferência metálica, ou seja, a redução ou extinção da frequência de curtos-circuitos ocorrendo a transferência de uma gota a cada pulso. Como no processo em estudo a gota cresce, gira na parte metálica do arame e toca aleatoriamente a poça de fusão, curtos-circuitos foram verificados coincidentes ou não com o pulso da corrente.



Portanto, as figuras 3, 4, 5 e 6 confirmam este fato, significando uma menor frequência de curtos-circuitos e uma maior facilidade de transferência metálica quando do uso da corrente pulsada. Observa-se na figura 7 que o efeito da corrente sobre a facilidade de transferência de carga elétrica é mais pronunciado na soldagem em tensão constante, e só passa a ser relevante para elevados valores de corrente (acima de 250 A). Por outro lado, o efeito do *stickout* é mais bem definido para a soldagem em corrente pulsada, como indica a figura 8. O aumento do *stickout* reduz sensivelmente a facilidade de transferência de carga elétrica na corrente pulsada. Deve-se salientar que os critérios de avaliação da transferência de carga elétrica para as duas técnicas de soldagem são diferentes. Em tensão constante, emprega-se o inverso do desvio padrão relativo da corrente. Já na corrente pulsada emprega-se o inverso do desvio padrão relativo da tensão. A falta de um índice comum para os dois casos dificulta bastante a comparação dos dois processos quanto a estabilidade do arco.

**Tabela 2.** Dados da estabilidade do arco.

Im (A)	S (mm)	Estabilidade do arco											
		Transf. carga elétrica		Transferência de metal									
		U cte.	Pulsado	Tensão (U) cte.				Pulsado					
		$I/\sigma I$	$U/\sigma U$	Fcc	Ftm	Rcc	Rtm	Fcc	Ftm	Rcc	Rtm		
200	15			4,05	6,28	14,58	1285	0,94	0,53	9,96	1650	0,68	1,05
	20			2,53	5,89	17,12	1091	0,94	0,63	18,59	1541	0,87	1,09
	25			3,54	5,63	22,65	1074	1,03	0,47	19,39	1490	0,81	0,94
250	15			4,42	7,93	21,38	705	1,16	1,17	7,10	2294	0,96	1,29
	20			1,96	6,84	40,22	775	0,87	0,82	25,13	1840	0,95	0,98
	25			4,11	5,00	41,00	726	1,29	0,57	22,12	719	0,59	0,32
300	15			5,11	7,21	43,56	520	1,17	0,30	22,31	1134	0,88	0,30
	20			6,13	6,52	43,13	531	1,17	0,45	23,85	957	0,87	0,53
	25			4,06	6,06	51,60	404	1,23	0,50	30,0	905	0,83	0,50

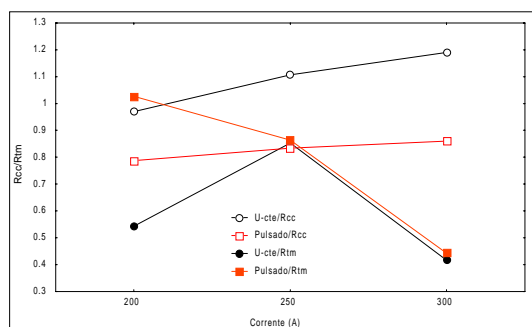


Figura 1. Efeito da corrente sobre a Rcc e Rtm.

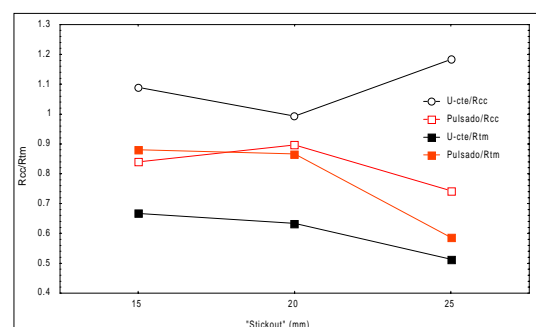


Figura 2. Efeito do *stickout* sobre a Rcc e Rtm.

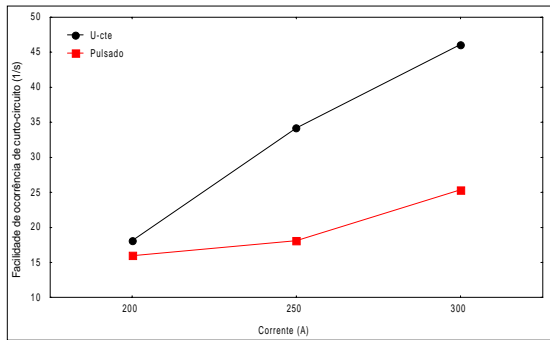


Figura 3. Efeito da corrente sobre a Fcc.

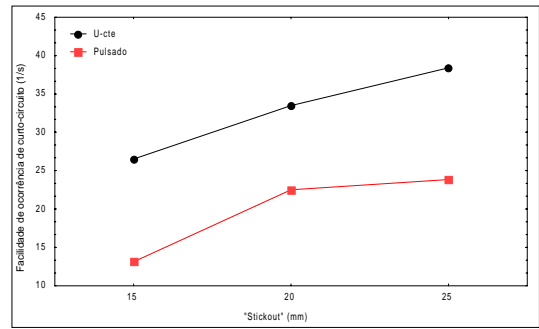


Figura 4. Efeito do *stickout* sobre a Fcc.

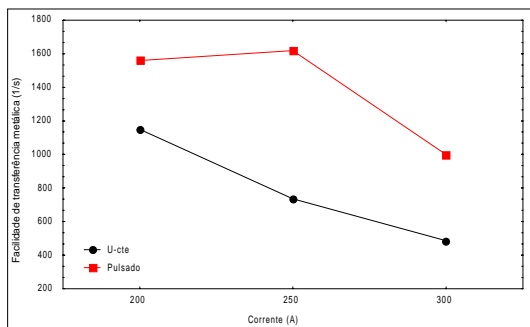


Figura 5. Efeito da corrente sobre a Ftm.

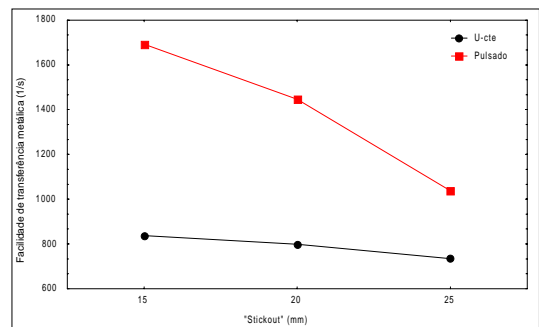


Figura 6. Efeito do *stickout* sobre a Ftm.

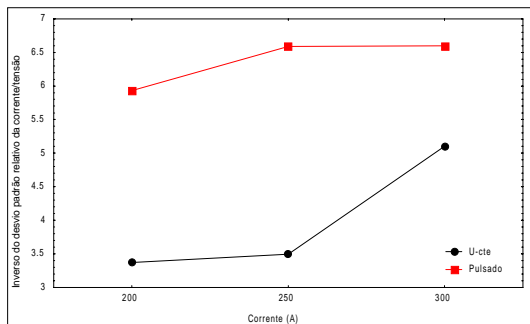


Figura 7. Efeito da corrente sobre  $I/\sigma I$  e  $U/\sigma U$

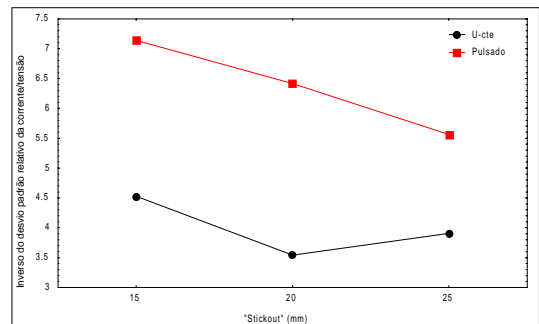


Figura 8. Efeito do *stickout* sobre  $I/\sigma I$  e  $U/\sigma U$ .

### 3.2 - Estudo das características econômicas

A tabela 3 apresenta os resultados do estudo das características econômicas. As figuras 9 e 10 mostram o efeito da corrente e do *stickout*, respectivamente, sobre a taxa de deposição (TD) e a taxa de fusão (TF). Observa-se que o aumento da corrente proporcionou o crescimento da TD e da TF, ocorrendo o mesmo quando do aumento do *stickout*. Pela análise de variância, observou-se que tanto a taxa de deposição quanto a taxa de fusão têm seus valores iguais com o aumento da corrente, havendo porém, um efeito maior para o *stickout* de 25 mm no modo convencional (fig. 10), ou seja, com o uso da corrente pulsada não foram verificadas melhorias significativas em relação a taxa de deposição e a taxa de fusão. Analisando as figuras 11 e 12, observa-se de modo

geral, maiores valores do rendimento quando do uso da corrente pulsada. Fato este, confirmado pela análise de variância. Portanto, com o uso da corrente pulsada houve melhorias no rendimento do processo, principalmente na corrente de 300 A utilizando os *stickout* de 20 e 25 mm.

**Tabela 3.** Dados das características econômicas.

Im (A)	<i>Stickout</i> (mm)	Característica econômica					
		Tensão (U) cte.			Pulsado		
		TD (kg/h)	TF (kg/h)	Rend. (%)	TD (kg/h)	TF (kg/h)	Rend. (%)
200	15	1,65	2,20	74	1,54	2,05	75
	20	1,52	2,08	73	1,99	2,65	75
	25	1,86	2,50	74	1,96	2,61	75
250	15	2,30	2,80	82	2,40	3,10	77
	20	2,43	3,11	78	2,39	2,99	80
	25	2,90	3,90	74	2,45	3,17	77
300	15	3,2	3,90	82	3,23	3,85	84
	20	3,2	4,13	77	3,17	4,02	79
	25	3,90	5,00	78	3,41	4,17	82

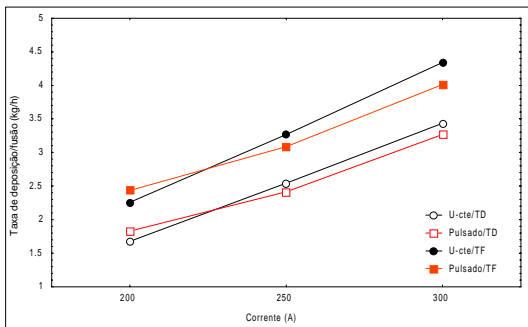


Figura 9. Efeito da corrente sobre a TD e TF.

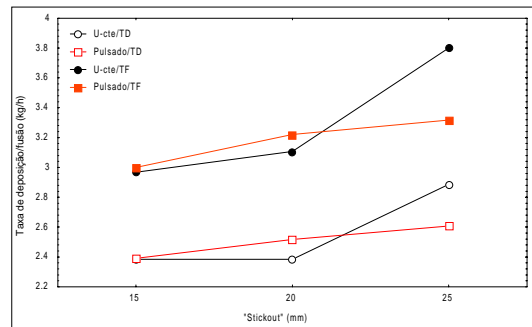


Figura 10. Efeito do *stickout* sobre a TD e TF.

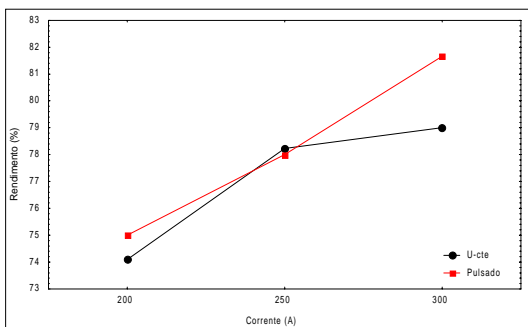


Figura 11. Efeito da corrente sobre o Rr.

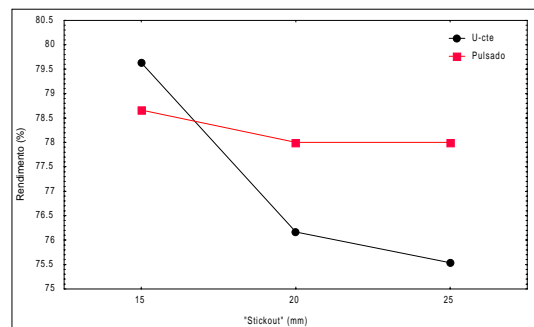


Figura 12. Efeito do *stickout* sobre o Rr.

### 3.3 - Estudo das características geométricas

A tabela 4 apresenta os resultados do estudo das características geométricas do cordão de solda. Para este estudo, foram medidos os parâmetros da largura (b), do reforço (r) e da penetração (p). As figuras 13 e 14 mostram respectivamente, o efeito da corrente e do *stickout* sobre o reforço e a penetração do cordão de solda. Observa-se nestas figuras o crescimento mais acentuado do reforço, quando da utilização do modo tensão constante e decréscimo da penetração com o aumento do *stickout* e crescimento da mesma com o aumento da corrente, para ambos os modos de soldagem. As figuras 15 e 16 mostram respectivamente o efeito da corrente e do *stickout* sobre a largura do cordão. Observa-se que, enquanto esta variável cresceu com o aumento da corrente, ela mostrou um pequeno decréscimo quando do aumento do *stickout* tanto no modo convencional quando no modo pulsado.

**Tabela 4.** Dados da geometria do cordão.

Im (A)	Stickout (mm)	Característica geométrica (mm)					
		Tensão (U) cte.			Pulsado		
		Largura	Reforço	Penetra.	Largura	Reforço	Penetra.
200	15	10,63	2,30	2,12	12,35	2,32	2,12
	20	9,71	2,72	1,71	11,41	2,74	2,02
	25	10,64	2,82	1,73	11,39	2,75	1,83
250	15	11,72	2,81	2,75	12,77	2,83	2,55
	20	10,93	2,90	2,45	13,16	2,99	2,14
	25	11,41	3,63	2,30	12,67	2,79	2,45
300	15	12,94	3,94	3,62	15,44	2,93	2,97
	20	11,62	4,24	2,81	15,14	2,80	3,29
	25	10,73	4,85	2,50	14,76	3,18	2,47

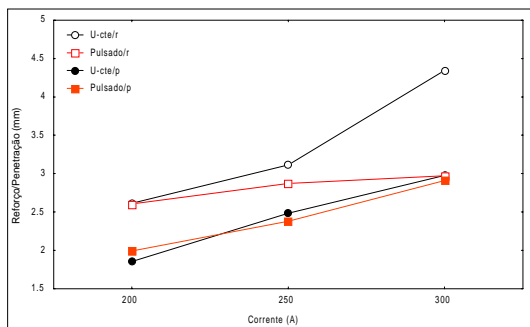


Figura 13. Efeito da corrente sobre o r e a p.

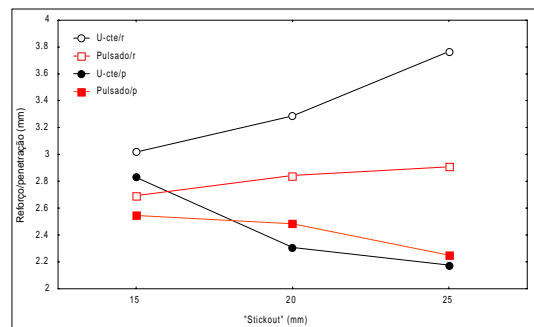


Figura 14. Efeito do *stickout* sobre o r e a p.

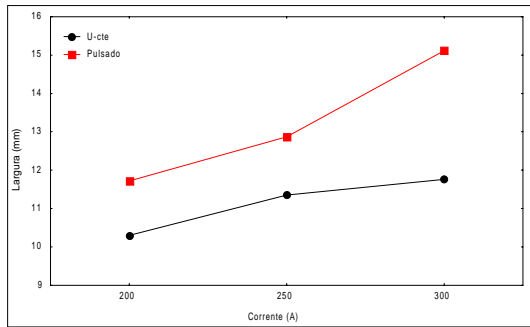


Figura 15. Efeito da corrente sobre a largura

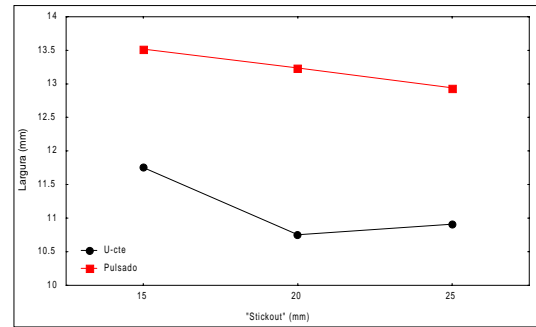


Figura 16. Efeito do *stickout* sobre a largura.

#### 4 - CONCLUSÕES

De modo geral, com o uso da corrente pulsada houve melhoria na estabilidade do arco em relação ao modo convencional. Quanto as características econômicas, o modo pulsado obteve uma pequena melhoria, quando da avaliação do rendimento do processo. Para as características geométricas do cordão, não houve efeito significativo, quando do uso da corrente pulsada. Portanto, o modo pulsado proporciona soldagem com maior produtividade em relação ao modo convencional mas, requer maiores cuidados quanto aos ajustes dos parâmetros.

#### 5 - AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de manifestar o agradecimento à CONARCO, pela doação dos consumíveis e à UFC pela infra-estrutura indispensável de seus laboratórios.

#### 6 - BIBLIOGRAFIA

- [1] BONISZEWSKY, T., 1992, "Self-Shielded Arc Welding". Woodhead Publishing Ltd. in Association with the Welding Institute, Cambridge England.
- [2] MOTA, C. A. M., 1998, "Níquel e manganês como controladores da tenacidade na soldagem com arames tubulares autoprotetidos". Tese de Doutorado, UFSC, Florianópolis, SC., Brasil, 178p.
- [3] OTEGUI, J.L., De VEDIA, L.A., 1985, "Soldadura com Arambres Tubulares Sin Protección Gaseosa". Boletín Técnico Conarco, nº81, pp. 2-14/27-29.
- [4] WIGERY, D., 1994, "Tubular wire welding". Woodhead publishing Limited, Cambridge England.
- [5] NORRISH, J., 1992, "Advanced Welding Processes" , Institute of Physics Publishing. Bristol, Philadelphia and New York, pp. 131-173.
- [6] BRAGA, E. M., 1997, "Soldagem a arame tubular autoprotetido em corrente pulsada", Dissertação de Mestrado, UFPA. Belém, PA, Brasil, p .
- [7] FARIAS, J. P., 1993, "Magnésio metálico como componente do revestimento na soldagem com eletrodos ao C-Mn-Ni", Tese de Doutorado, UFSC, Florianópolis, SC., Brasil, 224p.

## A VELOCIDADE DE CORTE COM PLASMA ASSOCIADA À FORMAÇÃO DE ESCÓRIAS

**Aleir Antonio Fontana De Paris**

Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Tecnologia, Departamento de Fabricação e Projetos de Máquinas, 97105-900, Santa Maria, RS, Brasil. E-mail: [aparis@ct.ufsm.br](mailto:aparis@ct.ufsm.br)

### Resumo

O corte de chapas de aços ao carbono com o processo plasma tem se tornado comum nas indústrias mecânica-metalúrgicas pela sua versatilidade, que alia alta velocidade de corte e baixo custo operacional, até espessuras de 1 ½". A qualidade do corte para chapas finas equivale-se, e a s vezes é melhor, do que quando utiliza-se o processo oxiacetilênico. Este trabalho estuda a aplicação do processo plasma tendo como gás "plasmagênico" ar comprimido, no corte de chapas de aço carbono SAE 1020 com espessura de 5 mm. Poucas referências são encontradas na literatura sobre corte plasma com ar comprimido e sua influência na formação de escórias. Determinou-se uma faixa ideal de velocidades teóricas e experimentais, que não provoque a aderência de escórias tanto em alta como em baixa velocidade, para uma determinada corrente de corte.

**Palavras-chave:** Corte plasma, Escória, Aço carbono, Velocidade de corte

### 1. INTRODUÇÃO

O corte de metais com o processo plasma tornou-se uma opção disponível e bastante econômica para indústrias do segmento metal-mecânica (De Paris *et al*, 1999). Seu benefício não é somente neste aspecto mas também em termos de versatilidade, já que sua aplicação não é limitada aos aços carbono como no processo oxiacetilênico ( $O_2-C_2H_2$ ), mas aos metais não ferrosos e aços inoxidáveis.

No início de seu desenvolvimento, o processo plasma não tinha competitividade no corte de aços carbono com relação ao processo  $O_2-C_2H_2$  pela baixa velocidade de corte e acabamento dos mesmos em função dos equipamentos disponíveis (Snyder II & Manohar, 1994). Outra limitação imposta era a espessura de corte impedindo seu uso e aplicação.

Com o desenvolvimento e avanço tecnológico dos equipamentos, o processo plasma foi sendo aprimorado tornando-se uma opção de grande versatilidade e qualidade no corte de metais. Se uma fonte plasma for adequadamente selecionada para um determinado trabalho, as velocidades de corte serão razoavelmente elevadas e compatíveis com a velocidade de produção além de minimizar as distorções das peças devido ao aporte térmico (Fernicola, 1998).

No entanto, apesar do atual estágio de desenvolvimento, alguns senões continuam limitando a qualidade do processo plasma. Para chapas de aço carbono com espessuras acima

de 1 ½” a melhor escolha contínua sendo o O<sub>2</sub>-C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> por ser geralmente mais veloz e com melhor acabamento superficial de corte.

Um dos problemas tecnológicos associados ao corte de aço carbono pelo processo plasma é a aderência de escórias nas arestas inferiores de corte. Esta limitação está relacionada com a velocidade de corte, corrente do arco, diâmetro do orifício de constricção do plasma e espessura de corte (Nemchinsky, 1997).

O objetivo deste trabalho é a determinar a velocidade ideal para o corte de uma chapa de aço carbono com pequena espessura.

## 2. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

Para o estudo utilizou-se uma fonte plasma do tipo inversora com capacidade máxima de corte de 15 mm, arco transferido, e como gás “plasmagênico” ar comprimido. Considerando esta limitação na espessura de corte, os experimentos foram efetuados sobre uma chapa de aço carbono SAE 1020 com espessura de 5 mm. Para limitar o número de parâmetros operacionais, a corrente foi mantida em 50 ampères, tensão de arco de 120 volts, pressão de ar comprimido de 7 atm, diâmetro do orifício do bico de corte de 1,5 mm.

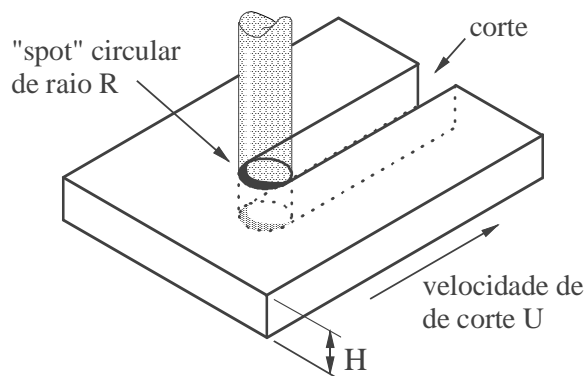
As velocidades de corte empregadas no estudo variaram entre 150 e 2500 mm/min.

A tocha foi montada em um dispositivo com velocidade controlada para mecanizar o processo e manter a velocidade constante durante o corte.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O processo plasma assim como outros processos ditos de alta densidade de energia, laser e feixe de elétrons, apresentam um formato de arco ou feixe incidente, de forma aproximadamente cilíndrica até uma determinada distância do bocal de saída. Alguns estudos foram efetuados sobre a distribuição de temperatura na peça com este formato de energia incidente.

O processo de transferência de calor durante o aquecimento de metal por uma fonte em movimento foi considerada em vários artigos começando com o trabalho clássico de Rosenthal (1941). Em seu estudo, a fonte de calor foi considerada pontual. Em outro trabalho Swift-Hook & Gick (1973) consideraram a fonte de calor sob a forma de linha infinitamente estreita. Bunting & Cornfield (1975) fizeram um estudo mais aproximado do formato do jato plasma, considerando o feixe incidente sob a forma cilíndrica, figura 1, e o calor para fundir o metal no *front* com o formato de lua.



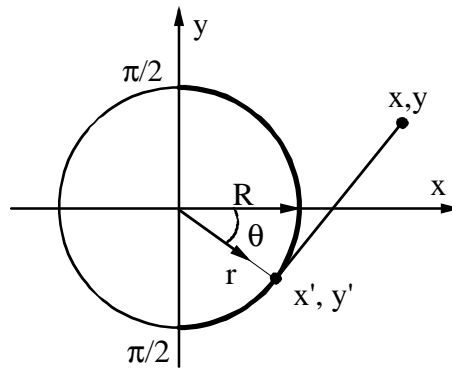
**Figura 1.** Situação típica de corte com o feixe de forma cilíndrica.

A partir destes trabalhos, Nemchinsky (1997), desenvolveu um equação que relaciona a velocidade máxima de corte para o processo plasma em função da forma cilíndrica da energia incidente.

Partindo da fórmula clássica de Rosenthal (1941) para uma fonte de calor pontual:

$$T(r) - T_0 = \frac{Q}{2\pi H \kappa} \cdot \text{Ko} \left( \frac{Vr}{2\alpha} \right) \exp \left( -\frac{Vx}{2\alpha} \right) \quad (1)$$

Considerando a superfície de aquecimento como sendo a superposição de linhas de calor e a parte mais fria do contorno plasma-metal está localizada na frente da linha do feixe em  $x = R$  e  $y = 0$ , figura 2, chegou a seguinte equação de transferência de calor:



**Figura 2.** Coordenadas utilizadas para a distribuição de temperatura.

$$T_m - T_0 = \frac{Q_\kappa}{\pi^2 H \kappa} \int_0^{\pi/2} \exp \left( -\frac{V_{\text{máx}} R \sin^2(\theta/2)}{\alpha} \right) \cdot \text{Ko} \left( \frac{V_{\text{máx}} R \sin(\theta/2)}{\sqrt{2\alpha}} \right) d\theta \quad (2)$$

Esta equação foi desenvolvida considerando que a velocidade máxima de corte corresponde a condição que a parte mais fria está na temperatura de fusão,  $T_m$ . Ela relaciona a velocidade máxima de corte  $V_{\text{máx}}$  e a energia perdida  $Q\kappa$  devido a condução térmica durante o corte.

Finalmente chegou a uma equação para a velocidade máxima de corte como sendo:

$$V_{\text{máx}} = \frac{Q_c}{\pi \rho C_1 \Delta T_m R H \left( 1 + \frac{2}{\pi} + \frac{W}{\pi C_2 \Delta T_m^*} \right)} \quad (3)$$

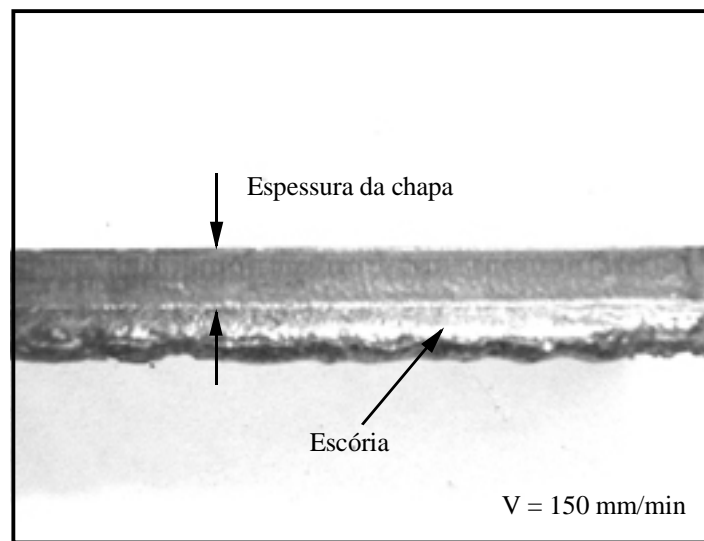
Onde  $Q_c$  é a soma das energias perdidas por condução  $Q\kappa$  e a energia que deixa a chapa com o metal fundido  $Q_i$ :  $Q_c = \eta V I$ ;  $\Delta T_m = T_m - T_0$ ;  $\rho$  é a densidade;  $C$  é a capacidade térmica;  $R$  raio de constrição do arco e  $H$  a espessura da chapa.

Se aplicarmos os dados experimentais na equação (3), que é como já viu-se dividida em duas partes:  $\rho = 7.8 \text{ g.cm}^{-3}$ ,  $C_1 = 0.45 \text{ J.g}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (estado sólido);  $C_2 = 0.86 \text{ J.g}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (estado líquido);  $\Delta T_m = 1510 \text{ K}$  (temperatura de fusão até a temperatura ambiente);  $\Delta T_m^* = 1540 \text{ K}$

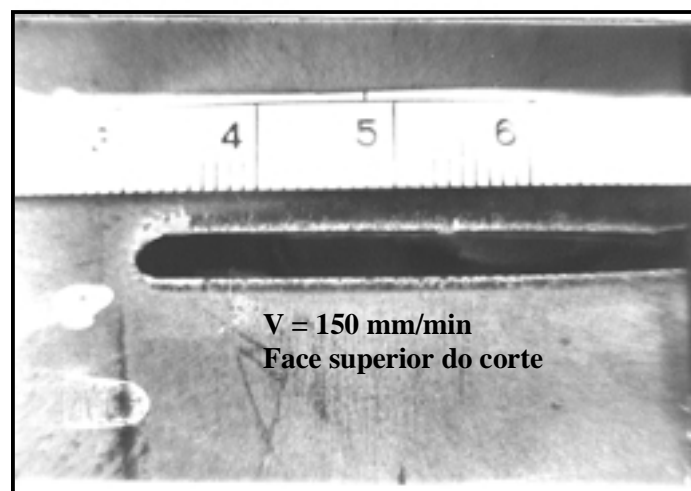


(temperatura do ferro líquido);  $W = 275 \text{ J.g}^{-1}$ ,  $R = 1.5 \text{ mm}$ ;  $H = 5 \text{ mm}$  e  $Q_c = \eta VI = 50 \times 120 \text{ W}$ , obtemos uma velocidade máxima teórica de corte de aproximadamente  $1640 \text{ mm/min}$ .

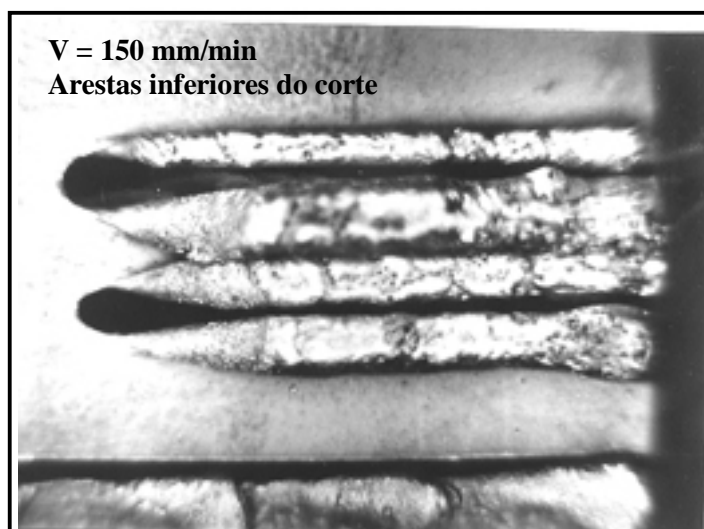
O trabalho experimental, fixado os parâmetros tensão e corrente, consistiu em cortes com velocidades variáveis. As velocidades máxima e mínima de corte foram baseadas na formação de escória na raiz da sangria. Esta escória é o resultado de metal fundido (ou oxidado) que resolidifica nas arestas inferiores da superfície de corte antes que possa ser expulso pelo jato plasma. Para uma velocidade inicial de  $150 \text{ mm/min}$ , figura 3, o corte apesar de separar perfeitamente as duas partes, apresenta superfícies irregulares com muitas estrias formada pela pressão do jato plasma como também a aderência de grande quantidade de escória. A largura do corte situa-se na média em torno de  $4 \text{ mm}$ , figuras 4 e 5. Isto significa que houve uma concentração muito grande de calor e aumento da largura de corte muito maior que o diâmetro do feixe incidente.



**Figura 3.** Superfície da seção de corte mostrando uma camada espessa de óxidos aderidos na aresta inferior.



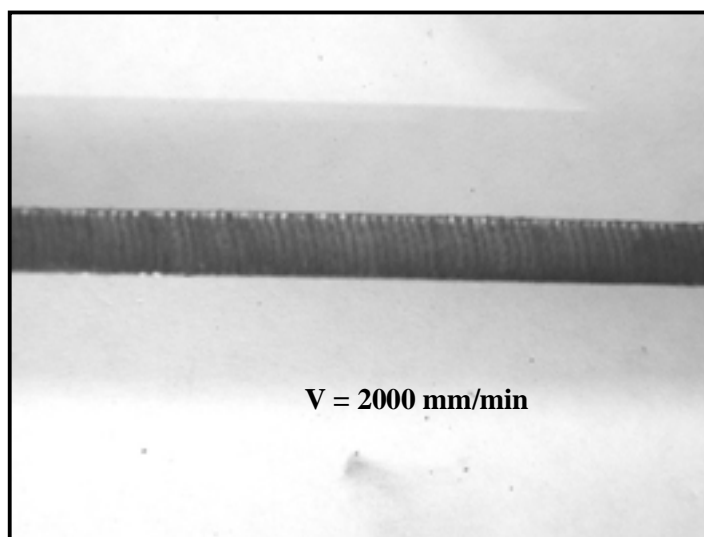
**Figura 4.** Vista superior do corte plasma para uma velocidade de  $150 \text{ mm/min}$ .



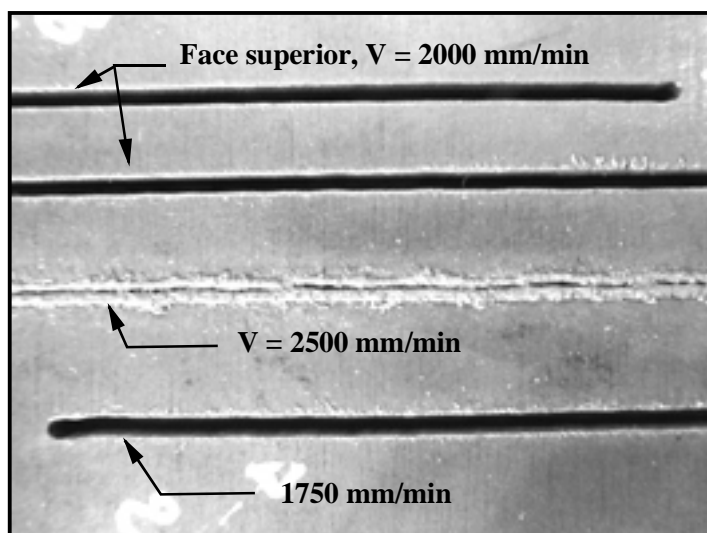
**Figura 5.** Vista inferior da superfície de corte com velocidade de 150 mm/min. Grande formação de escórias.

Aumentando esta velocidade, o volume e a aderência da escória começa a diminuir. A partir de 900 mm/min até uma velocidade de 2000 mm/min o corte apresenta-se com pouca ou ausência de escória com melhores propriedades na faixa de 1500 a 2000 mm/min.

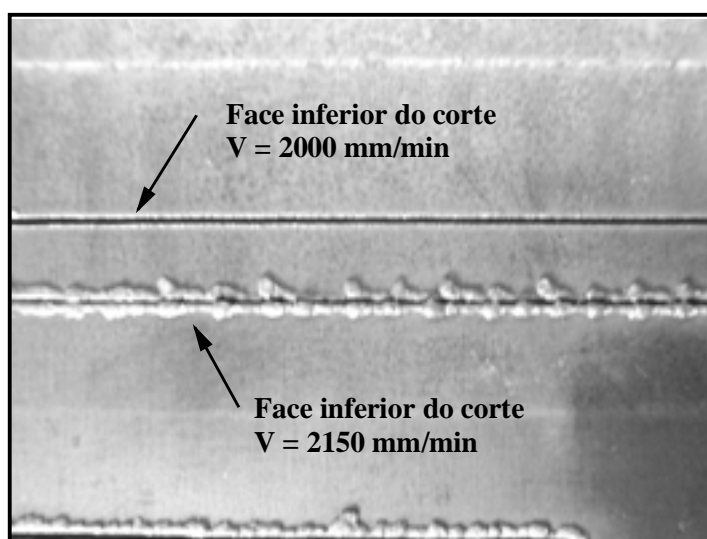
A figura 6, mostra o aspecto superficial do corte e das arestas livres de escórias para a velocidade de 2000 mm/min. As figuras 7 e 8, mostram o aspecto superior e inferior do corte com a velocidade máxima. Empregando velocidade maior, 2150 mm/min, o corte começou a apresentar novamente muita aderência e volume de escória na parte inferior das arestas.



**Figura 6.** Superfície da seção transversal de corte com velocidade de 2000 mm/min. Arestas isentas de óxidos aderidos.



**Figura 7.** Vista superior do corte com velocidades de 2000 e 1750 mm/min. Com velocidade de 2500 mm/min só houve fusão superficial.



**Figura 8.** Vista inferior do corte com velocidade de 2000 mm/min.

Nas figuras acima, nota-se que com o aumento da velocidade até um valor máximo sem defeitos, a largura da sangria aproxima-se do diâmetro de constricção do feixe incidente (do bocal).

Comparando as velocidades limites, verifica-se que existe uma diferença de aproximadamente 20% entre a velocidade teórica calculada e a experimental. Esta variação se deve provavelmente a dados não contemplados no cálculo tais como tipo e vazão de gás, já que o mesmo tem uma importância grande na largura da sangria e portanto na velocidade, Fujimura & Kawano (1987). Além disso, segundo Nemchinsky (1997), o valor de  $Q_c$  seria aumentado por um coeficiente de eficiência  $\eta$  que é maior que a unidade já que existiria uma liberação extra de calor devido à reações químicas do plasma com o metal fundido.

#### **4. CONCLUSÕES**

Através do estudo experimental, determinou-se a velocidade máxima aproximada de 2000 mm/min para o corte de uma chapa de aço carbono SAE 1020 com espessura de 5 mm, utilizando o processo plasma. A velocidade mínima de corte com boas propriedades superficiais e de arestas situa-se em torno de 900 mm/min. Se compararmos com a velocidade teórica calculada, não se verifica uma discrepância muito acentuada, levando à resultados compatíveis.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Este trabalho só pode ser levado a bom termo pelo incentivo da FAPERGS (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul), processo nº 97/1427.0, a quem o autor manifesta seu agradecimento.

#### **6. REFERÊNCIAS**

- Amaral, Luis Gustavo ; Rissardo, Wagner ; De Paris, Aleir. Comparação entre os custos dos processos de corte dos metais: oxicorte e plasma. XV CRICTE, Santa Maria, RS, 1999,
- Manohar, Murali ; Snyder II, James P. Dross formation during plasma arc cutting of steels. Weld. J., v. 73, n. 11, 1994, pp. 45-51.
- Fericola, Robert C. Guide to manual plasma arc cutting. Weld. J., v. 77, n. 3, 1998, pp. 53-55.
- Nemchinsky, Valerian A. Dross formation and heat transfer during plasma arc cutting. J. Phys. D: Appl. Phys., V. 30, 1997, pp. 2566-2572.
- Rosenthal, Daniel. Mathematical theory of heat distribution during welding and cutting. Weld. J., v. 20, n. 5, 1941, pp. 220s-234s.
- Swift-Hook, D.T. ; Gick, A.E. Penetration welding with lasers. Weld. J., v. 52, n. 5, 1973, pp. 492s-499s.
- Bunting, K.A. ; Cornfield, G. Toward a general theory of cutting: a relationship between the incident power density and the cut speed. Trans. ASME J. Heat Transfer, v.97, n. 2, 1975, pp. 116-122.
- Fujimura, Hiroshi ; Kawano, Takayuki. Studies on blowhole formation in welding of air-plasma cut steel plates. Trans. Japan Weld. Soc., v. 18, n. 1, 1987, pp. 46-53.

# **AVALIAÇÃO DE CICLOS TÉRMICOS EM JUNTAS SOLDADAS DE AÇOS ARBL**

**Theophilo Moura Maciel**

**Cássia Maria Farias Lopes**

**Alex Aires de Souza**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58109-970, Campina Grande, PB, E-mail: theo@dem.ufpb.br

## **Resumo**

Neste trabalho foram determinadas, por método direto, as temperaturas máximas em diferentes regiões da zona termicamente afetada de juntas soldadas de aços de alta resistência e baixa liga, variando-se os parâmetros e processos de soldagem, comparando-se em seguida os valores desta variável do ciclo térmico obtidos experimentalmente com aqueles obtidos através da expressão teórica de fluxo de calor utilizada para este fim, considerando-se o valor do calor específico do metal de base a diferentes temperaturas. Para tanto utilizou-se um sistema de aquisição de dados com termopares localizados em diferentes locais da ZTA de juntas soldadas por processo ao Arco Elétrico com Eletrodo Revestido e ao Arco Elétrico com Arame Tubular, sem pré-aquecimento e com pré-aquecimento de 100 °C, utilizando-se diferentes energias de soldagem. Os resultados obtidos apresentaram diferenças significativas entre os valores teóricos e experimentais.

**Palavras chaves:** ciclos térmicos; juntas soldadas; temperatura máxima; zona termicamente afetada

## **1. INTRODUÇÃO**

Um dos principais fatores que afetam as propriedades mecânicas de uma junta soldada é a sua microestrutura, que por sua vez, depende da composição química dos materiais de base e da taxa de resfriamento. Portanto, o controle do ciclo térmico torna-se de fundamental importância para obtenção de uma junta soldada de qualidade (Demchenko et al, 1986) (Wang, G.R et al, 1989)

O ciclo térmico pode ser descrito ou definido através das seguintes variáveis: taxa de aquecimento, temperatura máxima atingida, tempo de permanência acima de 1000 °C e do tempo de resfriamento em determinada faixa de temperatura. Dentre estas, a temperatura máxima e o

tempo de resfriamento são as mais importante, pois são as que definem a microestrutura resultante na junta soldada (Barlow & Percival,1983) (Alcântara, 1983)

Os ciclos térmicos em juntas soldadas podem ser obtidos por métodos experimentais os quais podem ser diretos ou simulado. O método direto consiste em coletar as curvas temperaturas *versus* tempo com um sistema de aquisição de dados que utiliza termopares para captar as referidas curvas tanto no metal de solda como na Zona Termicamente Afetada (ZTA) da junta sob soldagem (Phillip, 1983) (Granjon, 1970) (Granjon, 1969). Este método, também denominado “In Situ”, por representar as condições reais de soldagem, proporciona diagnósticos mais eficientes com relação à qualidade da junta soldada

Além dos métodos experimentais os ciclos térmicos em juntas soldadas podem ser estimados através de expressões matemáticas baseadas em equações de fluxo de calor, conhecidas como equações de Rosenthal (Rosenthal, 1941) (Rosenthal, 1946). Os principais parâmetros de soldagem utilizados nestas expressões para cálculo das variáveis do ciclo térmico são a energia de soldagem, a temperatura inicial ou temperatura de pré-aquecimento da chapa e as propriedades físicas dos materiais envolvidos .

Entretanto, devido a algumas considerações utilizadas na dedução destas expressões, tais como invariabilidade das propriedades térmicas dos metais de base com a temperatura, além da não consideração dos efeitos dos calores latentes das transformações microestruturais dos materiais, os valores obtidos podem se distanciar significativamente dos valores reais

Uma das expressões muito utilizada para estimar o valor da temperatura máxima a uma determinada distância da linha de fusão de solda é apresentada à seguir (Campos, Marques e Martins,1991):

$$\frac{1}{T_{m\acute{a}x} - T_0} = \frac{4,13 ce \gamma \rho}{H} - \frac{1}{T_f - T_0} \quad (1)$$

Sendo  $T_{m\acute{a}x}$  a temperatura máxima em °C atingida por um ponto no metal de base situado a uma distância  $\gamma$ (em mm) da poça de fusão,  $T_f$  a temperatura de fusão do metal ou liga que está sendo soldado, enquanto  $c$ (em  $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$ ),  $e$ (em m),  $\rho$ (em  $\text{kg/mm}^3$ ) e  $T_0$ (°C)), representam, respectivamente, o calor específico, a espessura, a densidade e a temperatura de pré-aquecimento da chapa que está sendo soldada, e  $H$ (em kJ/mm) a energia de soldagem utilizada.

Neste trabalho foram obtidos por método direto as temperaturas máximas em diferentes pontos da ZTA de juntas soldadas de aços de alta resistência e baixa liga (ARBL) variando-se a energia de soldagem e a temperatura de pré-aquecimento com diferentes processos de soldagem. E em seguida comparados os valores destas variáveis com aqueles obtidos através da expressão I utilizada para avaliar as temperatura máximas a diferentes distâncias da poça de fusão de solda.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Para obtenção das curvas de temperatura *versus* tempo, utilizou-se um sistema de aquisição de dados cujo esboço é mostrado na figura 1.

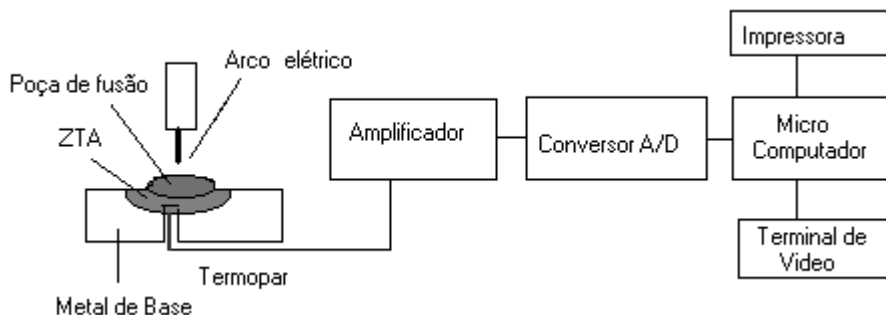


Figura 1. Esquema do sistema utilizado para obtenção dos ciclos térmicos.

Neste sistema uma placa composta de um amplificador e de um conversor Analógico/Digital recebe a milivoltagem gerada pelos termopares durante processo de soldagem. Em seguida, o sinal que representa a milivoltagem, é amplificado até um patamar máximo de 5 volts e decodificado em sinal digital de 12 bits, para que possa ser inteligível pelo microcomputador e pelo software de aquisição de dados, aonde as curvas temperatura *versus* tempo são processadas e armazenadas.

O termopar utilizado foi do tipo Cromel-Alumel com 0,5 mm de diâmetro

Para a calibração do sistema, utilizou-se um termopar previamente calibrado o qual foi conectado ao sistema de aquisição de dados, verificando-se em seguida a leitura do termopar padrão e a do sistema, apresentando o sistema uma diferença em torno de 10 °C superior ao termopar padrão.

Os processos de soldagem utilizados foram do Arco Elétrico com Eletrodo Revestido (SAER) e ao arco elétrico com Arame Tubular (SAT). Os metais de base utilizados foram chapas de aços de Alta Resistência e Baixa Liga (ARBL), SAR100T e SAR 80T com 11 mm de espessura. Como consumíveis, foram utilizados os eletrodos AWS E8018 para o processo SAER e o arame AWS E 81 T1 para o processo SAT.

Para a obtenção dos ciclos em diferentes pontos da ZTA, foram usinados furos no metal de base a distâncias de 1 a 2,5 mm do chanfro da junta a se soldada, da forma ilustrada na figura 2. Apesar dos furos para a inserção dos termopares terem sido executados a distâncias ilustradas na figura, as que foram consideradas foram aquelas medidas após o corte das amostras nos locais dos furos após as soldagens, os quais ficaram a 1, 1,2, 1,8 e 2,3 mm da linha de fusão de solda.

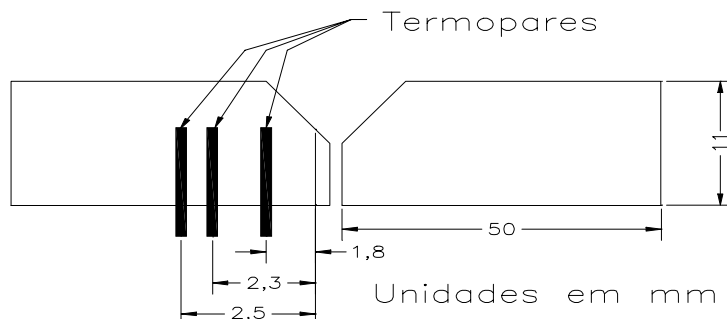


Figura 2 – Posição dos furos para a colocação dos termopares

Para avaliar o efeito da não consideração da variabilidade do calor específico com a temperatura na expressão utilizada para o cálculo da temperatura máxima, foram obtidos os valores desta variável do ciclo térmico utilizando-se valores daquela propriedade física a temperaturas de 30 °C, 500 °C, 650 °C e 800 °C, segundo a expressão abaixo referenciada por Blodgett (1984). A qual segundo o referido autor foi retirada do “Handbook of Thermophysical Properties of Solid Materials”, Vol.2

$$c = (0,094487 + 2,7894 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1,6885 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 4,7829 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 1,478 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 - 1,0946 \cdot 10^{-14} \cdot T^5) \cdot 4,186 \cdot 10^3 \quad (2)$$

Os valores das temperaturas considerados foram utilizados por ser nesta faixa de temperatura onde ocorrem as maiores variação desta propriedade com a temperatura, conforme pode ser observado através da figura 3 que apresenta a variação do calor específico com a temperatura segundo a expressão 2

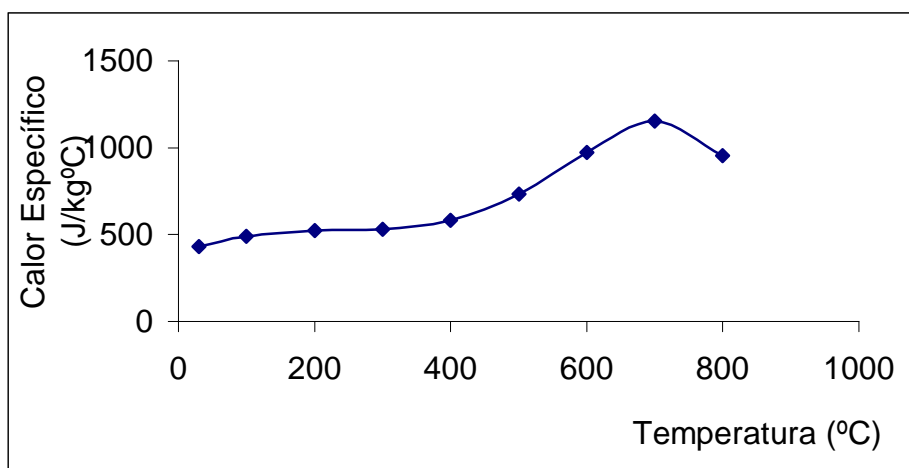


Figura 3 – Variação do calor específico dos aços com a temperatura segundo a expressão 2

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A figura 4 apresenta a variação da temperatura máxima ( $T_{max}$ ) com a energia de soldagem (H) para os valores teóricos e experimentais uma distância de 1,8 mm da linha de fusão de solda utilizando-se o processo SAER sem pré-aquecimento e com pré-aquecimento de 100 °C, respectivamente. Percebe-se pela figura que houve uma significativa variação da temperatura máxima com o aumento da energia de soldagem,. Para esta condição, um aumento de 0,29 kJ/mm no valor de H proporcionou um aumento de 301 °C no valor de  $T_{max}$  com relação aos valores obtidos experimentalmente. Com relação aos valores obtidos teoricamente os aumentos em  $T_{max}$  utilizando-se os valores de c a 30, 500 650 e 800 °C foram respectivamente de 250, 320, 355 e 346 °C apresentando assim uma diferença em torno de 50 °C com relação ao valor obtido experimentalmente, à exceção dos valores teóricos obtidos com c a 500 °C cuja diferença foi de 20 °C. Com relação aos valores absolutos de  $T_{max}$  os valores teóricos mais próximos dos experimentais foram aqueles obtidos com c a 650 °C e a 800 °C, principalmente para baixos valores de H (0,71 e 0,76 kJ/mm), em que esta diferença ficou em torno de 50 °C (valor médio



para as duas energias) e utilizando-se  $c$  a  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$  e em torno de  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $c$  a  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para  $H$  igual a  $1\text{ kJ/mm}$  estas diferenças foram respectivamente de  $184\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $223\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Os valores mais distantes dos valores experimentais foram aqueles calculados com  $c$  à temperatura ambiente cuja diferença média para as três energias utilizadas foi de  $371\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para soldagens executadas com pré-aquecimento de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  (figura 5) não ocorreu variação nos valores experimentais de  $T_{\max}$  devido à pequena alteração no valor de  $H$  ( $0,03\text{ kJ/mm}$ ). Embora nos valores calculados tenha-se verificado um aumento em torno de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Entretanto, verificou-se mais uma vez que os valores teóricos mais próximos dos experimentais foram aqueles calculados utilizando-se  $c$  a  $650$  e  $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ , cujas diferenças ficaram respectivamente em torno de  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $47\text{ }^{\circ}\text{C}$  (valores médios para as duas energias). Estes resultados condizem com aqueles obtidos por Suzuki (1998) que obteve um bom acordo entre os valores teóricos e experimentais de ciclos térmicos em juntas soldadas de aços ARBL utilizando as propriedades físicas a uma temperatura de  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A figura 5 apresenta os valores de  $T_{\max}$  em função da variação de  $H$  utilizando-se o processo SAT sem pré-aquecimento e com pré-aquecimento de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  a uma distância de  $1,8\text{ mm}$  da linha de fusão. Verifica-se que para ambas as condições os valores experimentais de  $T_{\max}$  não sofreram alterações significativas mesmo para um aumento de  $0,1\text{ kJ/mm}$  no valor de  $H$  (soldagem com pré-aquecimento) cujo efeito em  $T_{\max}$  foi de apenas  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Entretanto, verificou-se uma maior sensibilidade dos valores teóricos de  $T_{\max}$  com relação ao aumento de  $H$  ao se utilizar valores de  $c$  para temperaturas mais altas, verificando-se um aumento de até  $72\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $T_{\max}$  obtido com  $c$  a  $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Com relação aos valores absolutos de  $T_{\max}$  verifica-se da mesma forma que no processo SAER que os valores teóricos que mais se aproximaram dos experimentais foram aqueles obtidos com  $c$  a  $800$  e  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Entretanto, ao se utilizar este processo de soldagem os valores ficaram mais próximos, principalmente aqueles com  $c$  a  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ , cuja diferença ficou em torno de  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  para soldagens com e sem pré-aquecimento.

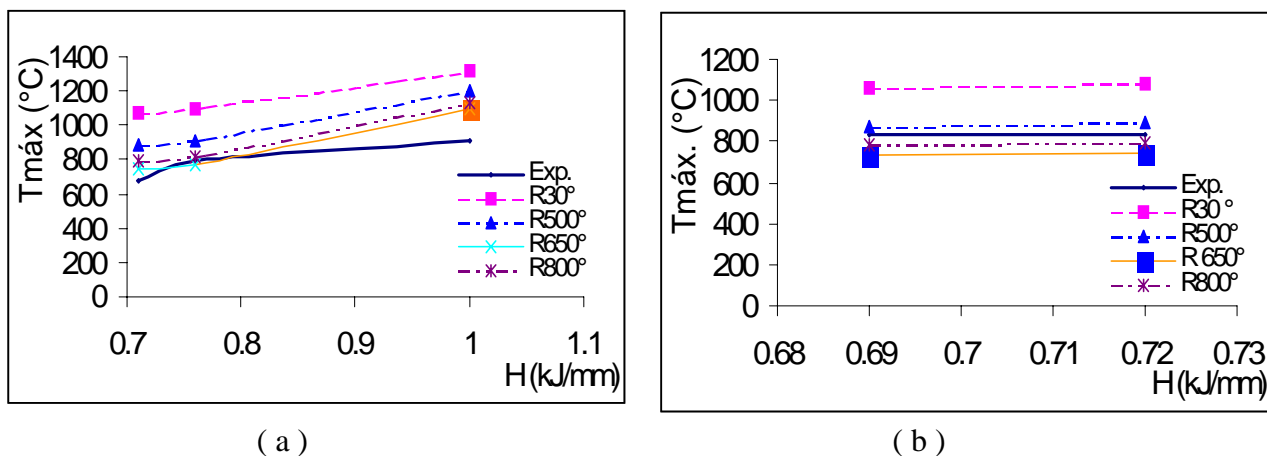
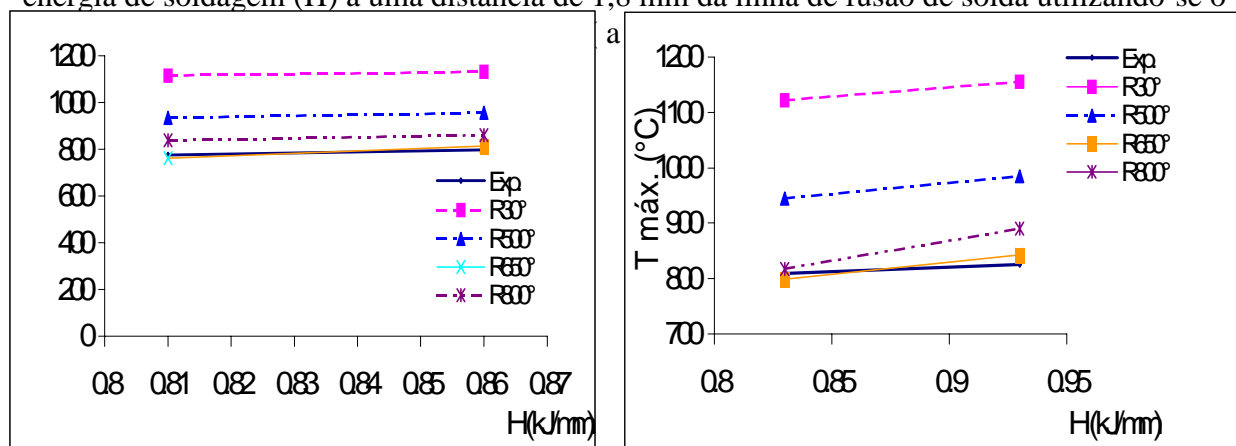


Figura 4 –Valores teóricos e experimentais da temperatura máxima ( $T_{\max}$ ) em função da energia de soldagem ( $H$ ) a uma distância de  $1,8\text{ mm}$  da linha de fusão de solda utilizando-se o

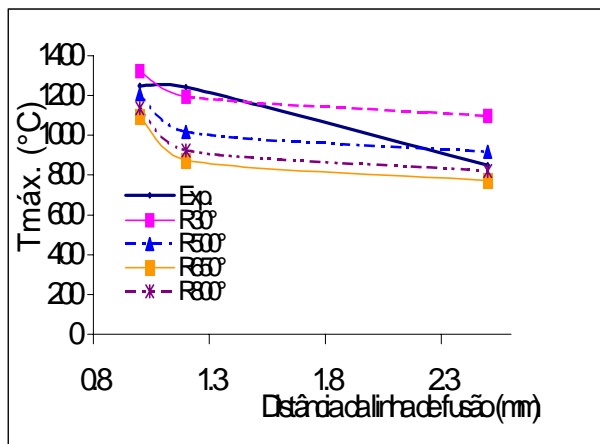


( a )

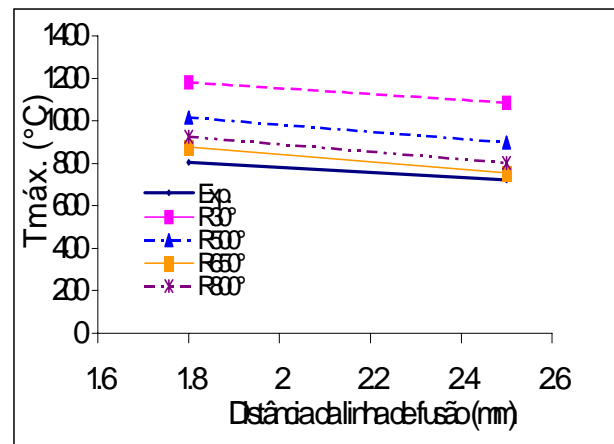
( b )

Figura 5 - Valores teóricos e experimentais da temperatura máxima ( $T_{max}$ ) em função da energia de soldagem (H) a uma distância de 1,8 mm da linha de fusão de solda utilizando-se o processo SAT sem pré-aquecimento ( a ) e com pré-aquecimento de 100 °C

A figura 6 apresenta os valores de  $T_{max}$  a diferentes distâncias da linha de fusão de solda para soldagens sem pré-aquecimento e com pré-aquecimento de 100 °C, utilizando-se o processo SAER com uma energia de soldagem de 1,0.kJ/mm. Verificou-se um decréscimo de 401 °C no valor de  $T_{max}$  obtido experimentalmente ao se distanciar de 1 para 2,5 mm da linha de fusão de solda na soldagem sem pré-aquecimento e um decréscimo de 83 °C ao se distanciar de 1,8 para 2,5 mm na soldagem com pré-aquecimento de 100 °C. Com relação aos valores calculados de  $T_{max}$  estes decréscimos variaram de 225 a 324 °C para o primeiro caso e de 97 a 123 °C no segundo caso. Com relação aos valores absolutos de  $T_{max}$  os valores calculados mais próximos dos experimentais foram aqueles obtidos com c a 650 °C e a 800 °C, principalmente no primeiro caso onde na soldagem com pré-aquecimento a diferença média entre os valores experimentais e teóricos foi de 53 °C.



( a )



( b )

Figura 6 – Valores teóricos e experimentais de  $T_{max}$  a diferentes distâncias da linha de fusão de solda para soldagens executadas por processo SAER sem pré-aquecimento ( a ) e com pré-aquecimento de 100 °C ( b ).

A figura 7 apresenta os valores de  $T_{max}$  em função da distância à linha de fusão de solda para soldagens executadas por processo SAT sem pré-aquecimento e com pré-aquecimento de 100 °C, utilizando-se uma energia de soldagem de 0,8 kJ/mm. Verificou-se um decréscimo de 116 °C nos valores experimentais de  $T_{max}$  ao se distanciar de 0,5 mm da linha de fusão. Com relação aos valores calculados estes decréscimos variaram de 88 a 94 °C, sendo este último, o mais próximo do valor experimental, calculado com c a 800 °C. Com relação aos valores absolutos de  $T_{max}$  os que mais se aproximaram dos valores experimentais, mais uma vez, foram aqueles calculados com c a 650 e 800 °C, principalmente estes últimos que apresentaram diferenças de 24 °C na distância de 1,8 mm e de apenas 2 °C na distância de 2,3mm da linha de fusão de solda com relação aos valores experimentais. Com relação às soldagens executadas com

pré-aquecimento os valores mais próximos dos experimentais também foram aqueles calculados com  $c$  a 650 e 800 °C. Entretanto, neste caso, para a distância mais próxima da linha de fusão (1,8 mm) valores mais próximos dos experimentais foram aqueles calculados com  $c$  a 650 °C, cuja diferença foi de apenas 4 °C. Esta compatibilidade entre os valores teóricos e experimentais de  $T_{\max}$  já foi identificada por outros autores (Myhr e Grong, 1990) ( Londoño e Brandi, 1998)

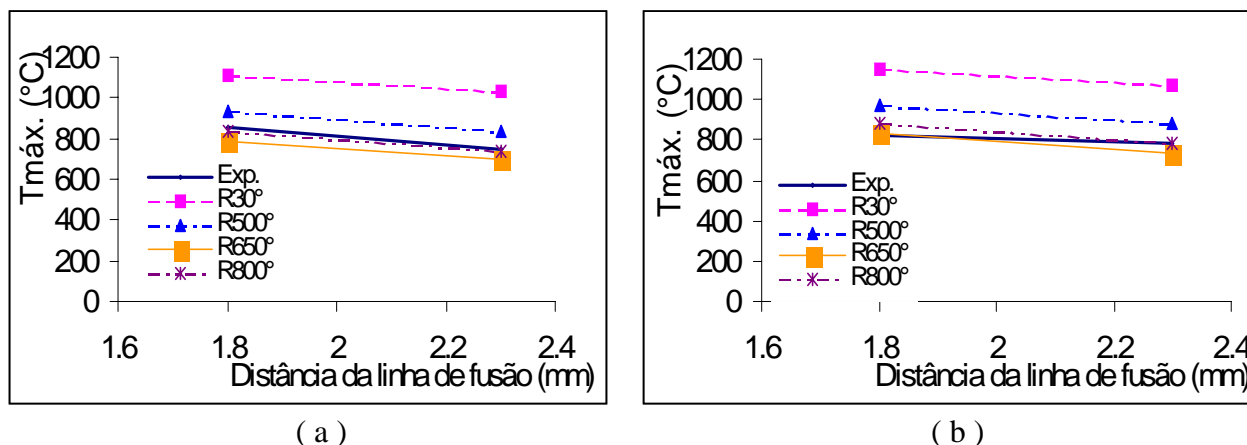


Figura 7 - – Valores teóricos e experimentais de  $T_{\max}$  a diferentes distâncias da linha de fusão de solda para soldagens executadas por processo SAT sem pré-aquecimento ( a ) e com pré-aquecimento de 100 °C ( b ).

#### 4. CONCLUSÕES

-As diferenças significativas de até 333 °C entre os valores de  $T_{\max}$  calculados com valores do calor específico a diferentes temperaturas demonstra a necessidade da consideração da variação desta propriedade física com a temperatura na estimativa da temperatura máxima atingida em diferentes pontos da ZTA da junta soldada

-Os valores calculados de  $T_{\max}$  mais próximos dos valores experimentais em ambos os processos de soldagem com e sem pré-aqueciemnto foram aqueles calculados com  $c$  às temperaturas de 650 °C e 800 °C, indicando assim que a utilização desta propriedade física nesta faixa de temperatura é a mais adequada para a estimativa dos valores desta variável do ciclo térmico na junta soldada.

-A significativa variação de  $T_{\max}$ , em torno de 300 °C para os valores experimentais e em média de 320 °C para os valores calculados, para variações da energia de soldagem em torno de 0,3 kJ/mm no processo SAER, demonstra a importância do controle deste parâmetro na soldagem.

-A significativa variação de  $T_{\max}$  de 401 °C nos valores experimentais e em média de 280 °C nos calculados, ao se variar a distância de 1,5 mm da linha de fusão de solda, demonstra a significativa variação do ciclo térmico em função da distância à poça de fusão de solda

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à USIMINAS pela doação das chapas, à ESAB pela doação dos eletrodos e à CAPES a ao CNPq pelo suporte financeiro e à doação de Bolsas de Mestrado e de Iniciação Científica.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alcântara, N.G., 1983 “ Influência do Ciclo Térmico nas Trincas a Frio Causadas pelo Hidrogênio” Metalurgia – ABM, Vol.39(311), pp 545-550

Barlow, J.A and Percival D.F., 1983, “An Initial Study of Thermal Cycle Prediction in Submerged-Arc Welds” The Welding Institute Research Report 218 – 20 p.

Blodgett, O.W., 1984, “Calculating Cooling Rates by Computer Programming” Welding Journal pp 19-34

Campos, W.R.C., Marques, P.V. e Martins, G.P. 1991, “ Ciclos Térmicos de Soldagem” Anais XVII Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Recife, pp 497-513

Demchenko, V. et al, 1986 “Effects of the Thermal Cycle on the Structure and Toughness of Metal in the Heat Affected Zone in Quenched and Tempered 09G2S Steel” Automatic Welding Vol 11 pp 12-14

Granjon, H., 1969, “The ‘Implants’ Method for Studying the Weldability of High Strength Steels” Metal Construction and British Welding Journal Vol 1(11) pp 509-515

Granjon, H., Debiez, S. et Gaillard R., 1970, “Etude de la Soudabilité des Aciers par la Méthode des Implants: Résultats Actuels et Perspectives Nouvelles” Soudage et Techniques Connexes (3/4) pp 103-124.

Londoño, A.J. R e Brandi, S.D., 1998 “Modificação da Solução de Rosenthal para a Equação de Fluxo de Calor para Simulação de Soldas Multipasse” Anais do XXIV Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Fortaleza, pp 1-13

Myhr, O. R. and Grong, O., 1990, “Dimensionless Maps for Heat Flow Analyses in Fusion Welding” Acta Metallurgical Materials Vol 38 (3) pp 449-460.

Phillip, R.H., 1983 “‘In Situ’ Determination of Transformation Temperatures in the Weld Heat-Affected Zone” Welding Journal (January) pp 12- 18

Rosenthal, D., 1941, “Mathematical Theory of Heat Distribution During Welding and Cutting” Welding Journal Vol 20 pp 220-234

Rosenthal, D., 1946, “The Theory of Moving Sources of Heat and Its Application to Metal Treatments” Welding Journal Vol.68 pp 849-866

Suzuki R.N. et al, 1998, “Ciclos Térmicos na Soldagem Multipasse de um Aço Alta Resistência e Baixa Liga” Anais do XXIV Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Fortaleza, pp 1-11.

Wang, G.R., et al, 1989 “Weld Thermal Cycles and Precipitation Effects in Ti-V-Containing HSLA Steels” Metallurgical Transaction A Vol. 20A pp 2093-2100

# DESENVOLVIMENTO DE ELETRODOS PARA FABRICAÇÃO DE MICRO-FUROS PELO PROCESSO DE ELETROEROSÃO

**Paulo Carlos Kaminski**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - 05508-900 - São Paulo - Brasil

**Marcelo Neublum Capuano**

Faculdade de Tecnologia de São Paulo - FATEC-SP, Departamento de Engenharia Mecânica  
Pça Coronel Fernando Prestes, 30 - 01124-060 - São Paulo - Brasil

## Resumo

A geração de microfuros pelo processo de eletroerosão por penetração se depara sempre com a dificuldade de obtenção dos microeletrodos. Para gerar o microeletrodo com diâmetro de 0,1 mm e erro de cilindridade inferior a 0,001 mm, foi necessária a utilização do processo de laminação e de acordo com o material também a usinagem química. Este artigo tem como objetivo descrever as técnicas utilizadas para a obtenção dos microeletrodos, além dos resultados obtidos na usinagem dos microfuros por eletroerosão com a utilização de máquinas convencionais.

**Palavras-chave:** eletrodos, microfuros, eletroerosão

## 1. INTRODUÇÃO

O princípio de usinagem por eletroerosão foi identificado inicialmente pelo cientista Inglês Joseph Priestley em 1750. Esse pesquisador conseguiu reproduzir em laboratório o fenômeno, concluindo que o consumo de material se dá em função da polaridade, dureza e condutividade térmica e elétrica do material do eletrodo. No entanto, o processo de usinagem por eletroerosão só foi utilizado em escala industrial pelos cientistas Soviéticos N.I. Lazarenko e B.R. Lazarenko, na Segunda Guerra Mundial (Medeiros 1981).

O princípio de usinagem por eletroerosão consiste em aplicar uma diferença de potencial (em corrente contínua) entre duas placas condutoras de eletricidade, separadas por uma pequena distância (10  $\mu\text{m}$  a 500  $\mu\text{m}$ ) (Mc Gough 1988 e Guitrau 1997) denominada "GAP". Baseado nesses princípios desenvolveu-se um conjunto de ensaios visando qualificar e quantificar as grandezas que interferem na usinagem dos microfuros.

A característica física do microeletrodo (diâmetro 0,1 mm; comprimento 50 mm) é um dos fatores que gera a dificuldade de obtenção do microfuro.

Assim, o primeiro passo a ser analisado e desenvolvido foi o processo de fabricação dos microeletrodos. Após uma avaliação cuidadosa decidiu-se pelo processo de laminação mecânica e o processo de usinagem química como os mais promissores.

O material do eletrodo também é um item de grande importância a ser considerado. Para tanto foram pesquisados uma gama de materiais ou ligas que pudessem ser utilizados para os fins propostos. Algumas dessas ligas foram descartadas em função do alto custo e da dificuldade de obtenção, uma vez que o objetivo da pesquisa é o desenvolvimento do processo de usinagem de microfuros com máquinas convencionais e de baixo custo. As ligas analisadas foram: cobre/telúrio, cobre/prata, cobre/cromo, cobre/tungstênio e carboneto de tungstênio. Assim optou-se pelo cobre eletrolítico e a liga cobre/prata (30% / 70%) como materiais para esta pesquisa (Kaminski e Capuano 1999).

## 2. PROCESSO DE OBTENÇÃO DO MICROELETRODO

Para a obtenção dos eletrodos de cobre eletrolítico fez-se uso de 2 processos, ou até a combinação deles, sendo:

- mecânico (laminação)
- químico:
  - percloroeto de ferro;
  - ácido nítrico.

No processo mecânico, por laminação, o eletrodo é posicionado entre duas chapas de aço usinadas com baixa rugosidade. A geometria final é obtida por laminação "atritando" as chapas. O inconveniente deste processo está basicamente no fato de que o cobre, quando encruado, aumenta o número de discordâncias inter-cristalinas em seus planos. Como resultado torna-se frágil e quebradiço. Uma forma de garantir a continuidade desse processo de laminação é fazer um recozimento do microeletrodo para garantir a recristalização.

No processo químico foram analisados o ataque químico através do ácido nítrico e do percloroeto de ferro. O processo em si é a disposição do eletrodo dentro de uma solução aquosa do ácido correspondente. O controle do tempo de imersão (tempo de ataque químico) permite a obtenção do diâmetro do eletrodo desejado.

- ácido nítrico: apesar de reagir muito bem com o cobre e demais ligas, o maior inconveniente é o "borbulhamento", que no caso de microeletrodos é prejudicial. Torna-se possível a utilização do ácido nítrico com concentração de 20% a menor.
- percloroeto de ferro: a reação química é mais lenta, e a não ocorrência de bolhas torna-o mais preciso; ou seja, a uniformidade do diâmetro é maior.

Os ensaios foram realizados com eletrodos de cobre e cobre/prata (30% / 70%) e para obter as dimensões de  $0,1^{\pm 0,005}$  mm de diâmetro utilizou-se apenas o processo de laminação que proporcionou bom resultado, em termos de cilíndricidade, como mostra a figura 1.

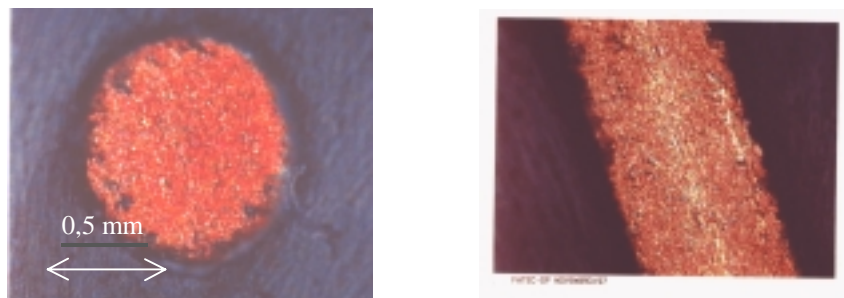


Figura 1. Foto do microeletrodo de cobre com diâmetro 0,1 mm

Para a obtenção dos eletrodos da liga Ag/Cu, conseguiu-se bons resultados também com apenas o processo de laminação. Porém foram realizados alguns testes com ácido nítrico obtendo-se resultados melhores. Entretanto foi necessária uma laminação no final do processo para garantir a cilindricidade do eletrodo.

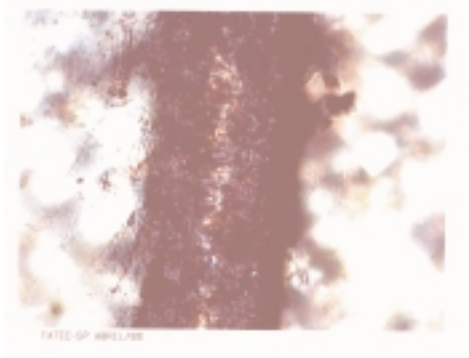


Figura 2. Foto do microeletrodo da liga Ag/Cu com diâmetro 0,1 mm

### 3. MICROFURO

Os microfuros são aplicados em válvulas hidro-pneumáticas na área da medicina, física óptica e indústria química. Para a geração de furos inferiores a 100  $\mu\text{m}$ , o processo de usinagem é o mesmo que para dimensões superiores, o que se altera é a velocidade de erosão.

A velocidade de erosão é função de uma série de fatores, tais como:

- intensidade de corrente;
- características físicas do material;
- duração do pulso (Ton) e da pausa (Toff).

O tempo de pulso muito curto, leva a um rendimento baixo. Por outro lado, tempo muito longo, ao contrário do que se pode esperar, não leva a um rendimento alto. Assim existe um valor ideal para cada situação, em função dos materiais da peça e do eletrodo.

Para a usinagem dos microfuros pelo processo de eletroerosão por penetração, deve-se considerar alguns dos parâmetros variáveis do processo, pois influenciam diretamente na geração do microfuro: executável ou não e na qualidade (circularidade) do furo. São eles:

- frequência do ciclo de descarga elétrica;
- tempo de pausa para limpeza;
- tipo de limpeza.

A frequência dos ciclos elétricos influenciam basicamente o tempo de usinagem e o consumo de eletrodo. Os períodos dos ciclos de descarga elétrica (Ton) influenciam o consumo de eletrodo.

### 4. ENSAIOS

Foram utilizados ensaios com chapas em aço ABNT 1010, espessura de 2,4 mm e eletrodos de cobre eletrolítico e da liga cobre/prata todos com diâmetro  $0,100^{\pm 0,005}$  mm. Os ensaios foram realizados em uma máquina de eletroerosão por penetração convencional, de pequeno porte (até 25 A), de fabricação nacional.

Para o desenvolvimento destes ensaios foram necessários três dispositivos (Capuano 1999);

- dispositivo porta eletrodo;
- dispositivo de alinhamento mecânico;
- dispositivo óptico de alinhamento do eletrodo.

#### 4.1 Dispositivos

O dispositivo porta eletrodo é composto basicamente de uma barra cilíndrica, com uma das pontas roscadas para a fixação na máquina de eletroerosão. Na outra extremidade é fixado o microeletrodo por meio de solda à base de estanho.

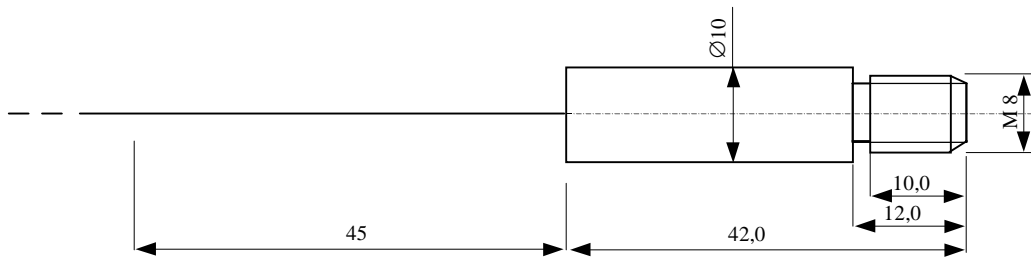


Figura 3. Dispositivo porta eletrodo

O dispositivo de alinhamento mecânico é composto basicamente de um prisma e um contraprisma, sendo o prisma móvel fixado numa base (apoio móvel). Quando posicionados comprimem o eletrodo deformando-o plasticamente e por consequência alinhando-o.

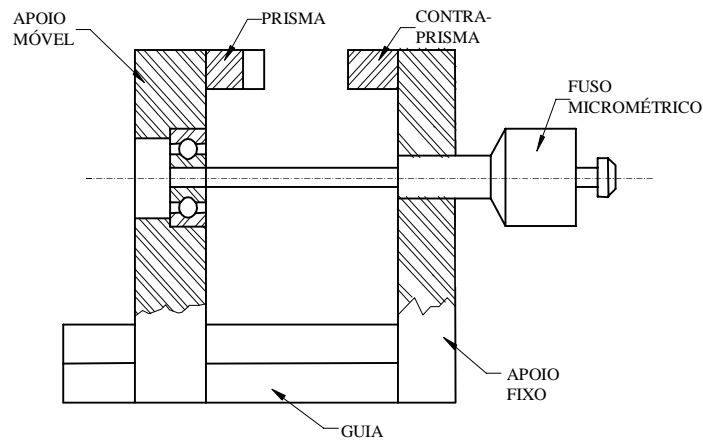


Figura 4. Dispositivo de alinhamento mecânico

Terminada esta etapa, o eletrodo será aferido por um sistema óptico de projeção, composto por dois lasers de baixa potência que posicionados ortogonalmente, projetam o perfil do eletrodo em um padrão ortogonal ao feixe (figura 5). Desta forma pode-se aferir o alinhamento do eletrodo em relação ao padrão.



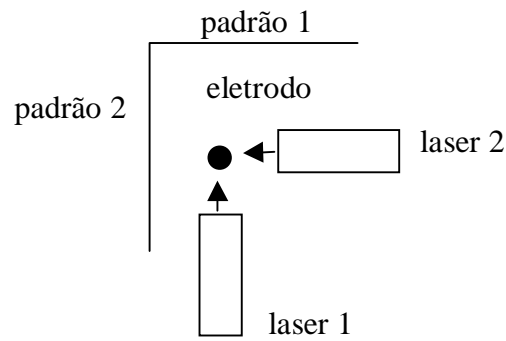


Figura 5. Montagem do dispositivo óptico de alinhamento do eletrodo.

No equipamento onde os ensaios foram realizados, o cabeçote porta eletrodo possui um sistema de acoplamento esférico que possibilita a correção do alinhamento em relação ao padrão. Após fixados nos dispositivos porta eletrodos (figura 3), caso haja necessidade, deverá ser feito o alinhamento no dispositivo mecânico de posicionamento (figura 4) que efetuará a deformação plástica, corrigindo o alinhamento do eletrodo. A posição final do microeletrodo é avaliada por meio do dispositivo óptico de alinhamento (figura 5).

#### 4.2 Resultados dos ensaios

As figura 6 e 7 apresentam um resumo dos resultados obtidos.

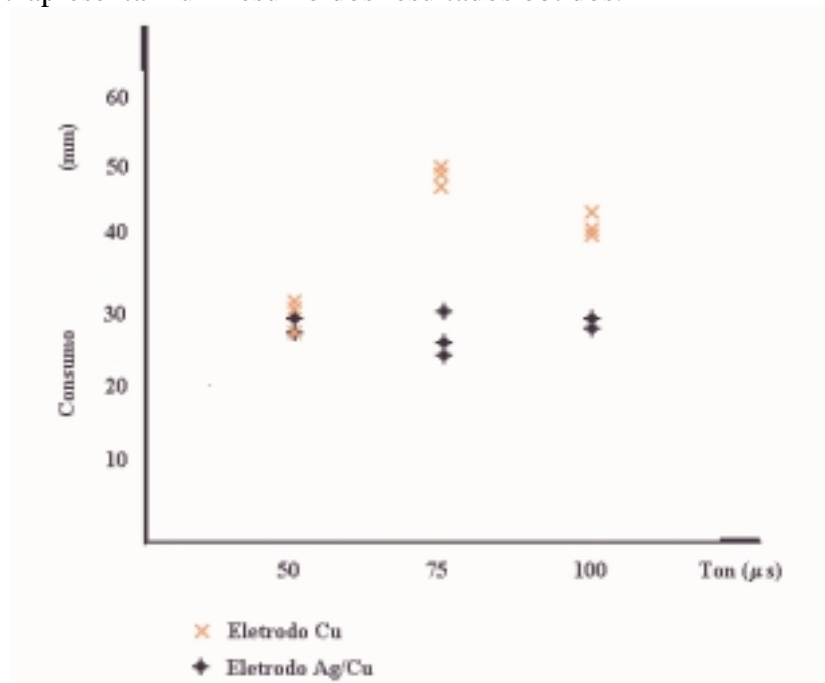


Figura 6. Diagrama do período de descarga(Ton)/Consumo de eletrodo

O consumo de microeletrodo de cobre mostra-se superior em todos os eventos, porém, no caso de Ton = 50  $\mu s$ , esse consumo assemelha-se ao da liga Ag/Cu.

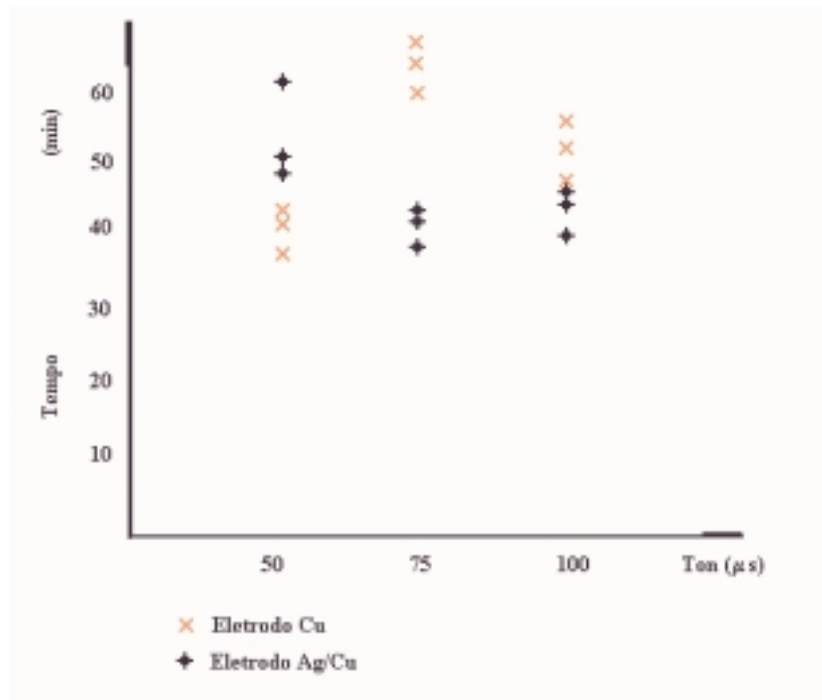


Figura 7. Diagrama do período de descarga tempo de usinagem / Ton

Quando relacionado o tempo de usinagem com período de descarga (Ton), a condição mais favorável é para Ton = 75 µs com eletrodo da liga Prata/Cobre.

No transcorrer dos ensaios pode-se detectar que a limpeza é de suma importância para a realização do microfuro. Se ela não for eficiente, ocorrerá a deposição de material carbonizado no fundo da cavidade em usinagem, impedindo a condução elétrica e por consequência o desalinhamento do eletrodo, uma vez que o sistema hidráulico de avanço do eletrodo reage ao contato elétrico. Para a execução de microfuros deve-se prever uma limpeza contínua na ponta do eletrodo para a retirada do metal fundido, a fim de manter também o apontamento do eletrodo. É natural que ocorra um consumo maior de eletrodo em função da necessidade de mantê-lo apontado, para evitar deformações no furo devido à fundição do eletrodo.

Como o material do microeletrodo é cobre ou prata/cobre (dúctil), há necessidade de tratá-lo para ocorrer o encruamento em sua estrutura cristalina, fato este de grande valia no posicionamento do microeletrodo.

Ao se analisar as fotos apresentadas a seguir pode-se observar que em todo o contorno do microfuro há deposição de escórias decorrentes do processo de usinagem. Essa escória depositada nas paredes dos furos seria de volume muito menor se o processo de limpeza tivesse sido mais eficiente. Essa escória, se por um lado, é maléfica ao produto final (ou até ao processo, se ela estiver presente no fundo do furo em usinagem), por outro lado, é benéfica quando depositada durante o processo nas paredes laterais, pois como é isolante, as descargas elétricas dirigem-se somente para o fundo do furo, tornando mais eficiente a furação.

A figura 8 mostra um microfuro executado com Ton = 50 µs em chapa (aço ABNT 1010) de 2,4 mm de espessura com eletrodo da liga Ag/Cu. Observando o contorno interno do furo, nota-se a deposição da escória decorrente do processo de usinagem, fazendo com que o furo tenha sua circularidade alterada.

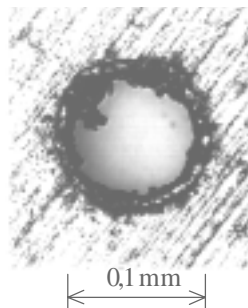


Figura 8. Microfuro executado com Ton 50  $\mu$ s (Ag/Cu)

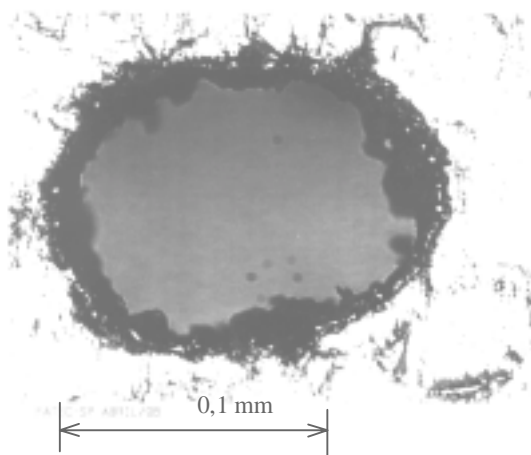


Figura 9. Microfuro executado com Ton 100  $\mu$ s (Ag/Cu)

A figura 9 mostra o perfil do furo e a deposição de escória em sua borda. Notar a perda de circularidade ocorrida. A irregularidade da espessura da escória depositada é devida a microexplosões mais intensas que provocam a desagregação da escória da parede.

## 5. CONCLUSÕES

Pelos experimentos desenvolvidos, pode-se concluir que o processo de eletroerosão por penetração na execução de microfuros com máquinas convencionais é tecnicamente viável.

A usinagem química para a confecção dos eletrodos é eficaz, porém para manter algumas características geométricas, tais como cilindridade ou até a circularidade depende-se da laminação mecânica, pois com o movimento imposto pode-se gerar um cilindro. Com a usinagem química com o percloro de ferro, por ser mais lenta, consegue-se maior precisão. Por outro lado, a usinagem com ácido nítrico é muito mais rápida. Entretanto, em função do borbulhamento e a fragilidade do eletrodo, gera-se um produto com muitas irregularidades na superfície.

De acordo com o gráfico da figura 6 conclui-se que o consumo de eletrodo é semelhante tanto para a liga de Ag/Cu como para os de Cu. O que fica claro, nesse diagrama, é que o tempo de usinagem se mostra comparativamente menor com eletrodo da liga Ag/Cu em relação ao eletrodo de cobre.

Nos ensaios realizados com Ton 75  $\mu$ s conclui-se que o tempo de usinagem com eletrodo de cobre é superior ao tempo com a liga Ag/Cu, e o consumo de eletrodo da liga é cerca de 40% menor quando comparado com o de Cu.

Ainda quanto aos eletrodos pode-se concluir que a liga Ag/Cu teve um rendimento superior aos de Cu, e que quanto maior o valor de Ton maior o consumo de eletrodo, independentemente do material.

## 6. REFERÊNCIAS

1. Capuano, M.N.; **Usinagem de Microfuros pelo Processo de Eletroerosão por Penetração em Máquina Convencional**, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, 1999.
2. Guitrau, E.B., **The EDM Handbook**, Hanser Gardner Publications, 1997.
3. Kaminski, P.C., Capuano, M.N.; **Machining of Micro Holes by the Process of Electro-Erosion by Penetration. A Introductory Study.** Annals of Applied Mechanics in the Americas, Vol. 6 , pp.485-489, 1999.
4. Masuzawa, T., Tsukamoto, J., Fujino, M.; **Drilling of Microholes by EDM**, Annals CIRP Vol.38, 1989.
5. McGeough, J.A.; **Advanced Methods of Machining**, Chapman and Hall, London, 1988.
6. Medeiros, J.T.N.; **Análise de Alguns Parâmetros Tecnológicos da Usinagem de Aço Carbono por Eletroerosão**, Dissertação de Mestrado EESC-USP, São Carlos, 1981.
7. Momma, C. et all; **Short-pulse Laser Ablation of Solid Targets**, Optics Communications, 1996.
8. Weck, M.; **Machine Tools**, John Wiley & Sons, vol.1, 1990.

# PROPRIEDADES MECÂNICAS E DE CORROSÃO DE DOIS AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DE IMPLANTES ORTOPÉDICOS

**Enrico José Giordani**

**Vagner Alves Guimarães**

**Itamar Ferreira**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais, 13.083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: enrico@fem.unicamp.br

## Resumo

O aço inoxidável austenítico ASTM F 138 é amplamente utilizado na fabricação de implantes ortopédicos devido principalmente às suas boas propriedades mecânicas, razoável resistência à corrosão, boa usinabilidade e conformabilidade, além do baixo custo. Entretanto, este aço é suscetível à corrosão localizada quando em contato com fluido corpóreo, sendo indicado geralmente para aplicações temporárias. Assim sendo, tornou-se eminente a necessidade de se desenvolver novos materiais com boas propriedades mecânicas, conformabilidade e usinabilidade, mas com melhor resistência à corrosão localizada, a um custo similar ao do aço ASTM F 138. Diante desta necessidade, o aço inoxidável austenítico, com alto teor de nitrogênio (entre 0,25 e 0,50% N), de classificação ISO 5832-9, parece promissor devido à alta resistência à corrosão associado às boas propriedades mecânicas. Este trabalho tem como objetivo avaliar comparativamente as propriedades mecânicas básicas e propriedades de corrosão localizada dos aços inoxidável ASTM F 138 e ISO 5832-9. Este último apresentou melhores valores de limite de resistência à tração ( $\sigma_t$ ) e alongamento. A partir do ensaio de polarização cíclica potenciodinâmica, verificou-se que o aço inoxidável austenítico ISO 5832-9 mostrou-se menos suscetível à corrosão localizada quando comparado com o aço austenítico ASTM F 138.

**Palavras-chave:** Propriedades mecânicas, Propriedades de corrosão, Implantes Ortopédicos, Biomateriais.

## 1. INTRODUÇÃO

Por mais de meio século os aços inoxidáveis têm sido usados como material de implantes ortopédicos para substituição de articulações e fixação de fraturas. Todavia, os primeiros aços inoxidáveis austeníticos eram bastante suscetíveis à chamada corrosão intergranular, causada pela precipitação preferencial de carbonetos de cromo nos contornos de grãos e conseqüente sensitização das regiões adjacentes. Uma abordagem para resolver o problema da corrosão intergranular é a redução do teor de carbono, o que deu origem aos aços do tipo L, *Low Carbon*, produzidos pelo processo de fusão à vácuo com baixíssimos níveis de inclusões. Nessa categoria se enquadram os aços do tipo ASTM F 138 (classe especial do AISI 316 L para aplicações cirúrgicas). Outra forma de controlar a corrosão intergranular é a adição de elementos estabilizadores, ou seja, elementos que possuem maior afinidade pelo

carbono que o cromo, tais como o nióbio, titânio, vanádio e tungstênio. Um dos objetivos desses elementos é a formação de carbonetos mais estáveis que os carbonetos de cromo (Lopez, 1993).

O meio fisiológico com sua alta concentração de eletrólitos é um ambiente altamente agressivo em termos de corrosão, tanto generalizada quanto as mais diversas formas de corrosão localizada que, isoladamente ou associada a esforços mecânicos, são geralmente responsáveis por falhas em implantes ortopédicos (Giordani, 1999; Sivakumar & Rajeswari, 1995). Infelizmente, um dos maiores causadores da destruição da passividade é o íon cloreto, abundantemente disponível em fluídos do corpo. Contudo, competindo com esses processos de destruição existe o processo de reparo, a repassivação. Desta forma, as ligas mais eficientes para aplicações em implantes são aquelas cujas superfícies, não somente formem filmes passivos, ou seja, que resistam aos processos iniciais de destruição, mas também sejam capazes de repassivação a uma taxa suficientemente alta (Gentil, 1982; Lopez, 1993).

Os aços do tipo ASTM F 138 apresentam uma performance satisfatória no corpo humano, especialmente quando empregados como implantes temporários para fixação de fraturas. A questão que se apresenta para os pesquisadores é o desenvolvimento de novos materiais e processos de fabricação que permitam a produção de próteses permanentes com bom desempenho e custo mais acessível que as ligas de titânio e cromo-cobalto. A *International Organization for Standardization*, através da norma ISO 5832-9 de 1992, fixou limites de composição, bem como, características e métodos de ensaios dos aços inoxidáveis austeníticos para implantes, com alto teor de nitrogênio. Esses aços constituem-se, atualmente, nos materiais de baixo custo mais promissores para a fabricação de implantes ortopédicos. Todavia, a substituição do aço ASTM F 138 pelo ISO 5832-9 requer um estudo comparativo das propriedades mecânicas e resistência à corrosão dos dois materiais. Esse trabalho tem por objetivo avaliar a viabilidade da substituição do aço inoxidável ASTM F 138 pelo ISO 5832-9, no que diz respeito à propriedades mecânicas básicas, obtidas no ensaio de dureza Brinell e ensaio de tração, em meio neutro, e propriedades de corrosão, obtidas no ensaio de polarização cíclica potenciodinâmica, em meio fisiológico artificial.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Os materiais utilizados neste trabalho foram dois aços inoxidáveis austeníticos, sendo um de classificação ASTM F 138 (ISO 5832-1) e outro ISO 5832-9 (ASTM F 1586), produzidos pela VILLARES S/A. Ambos foram recebidos na forma de barras laminadas com diâmetro de 15,87 mm. A tabela 1 apresenta a composição química em porcentagem de peso dos principais elementos presentes nestes aços.

Tabela 1. Composição química dos principais elementos dos aços inoxidáveis ASTM F 138 e ISO 5832-9 produzidos pela Villares S/A.

Composição química (% peso)	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	S	P	Cu	N	Nb	Fe
ASTM F 138	0,019	0,51	1,73	14,1	17,5	2,04	0,0014	0,022	0,06	0,046	—	balanço
ISO 5832-9	0,032	0,03	3,83	11,0	22,6	2,41	0,0026	0,023	0,05	0,291	0,42	balanço

Para a realização do estudo comparativo entre os dois materiais foram determinadas as propriedades mecânicas básicas, obtidas em ensaio de tração monotônico e ensaio de dureza Brinell, e a suscetibilidade a corrosão localizada pelo ensaio de polarização cíclica potenciodinâmica.

O ensaio de tração foi conduzido segundo a norma ASTM E 8M, utilizando-se uma máquina de ensaios MTS modelo 810 com capacidade de 10 toneladas. A velocidade de deslocamento do pistão foi de 0,02 mm/s. Os corpos de prova foram retirados de barras de 15,87 mm de diâmetro para os dois aços e suas dimensões estão mostradas na figura 1.

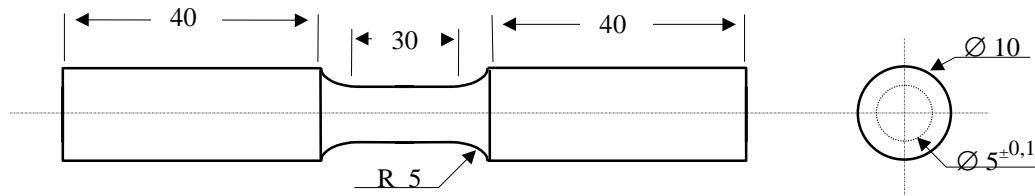


Figura 1. Corpo de prova de tração. Dimensões em milímetro.

O ensaio de dureza Brinell foi realizado segundo a norma ASTM E 10, utilizando-se um durômetro da marca HECKERT WPM, modelo HPO 250, com um penetrador esférico de aço de 2,5 mm de diâmetro. A carga utilizada no ensaio foi de 187,5 kgf (1839 N) com um tempo de aplicação de 10 a 15 segundos. Foram realizadas medidas de dureza na seção transversal e na superfície externa de corpos de prova retirados das barras laminadas.

O ensaio de polarização cíclica potenciodinâmica foi conduzido com base na norma ASTM G 61. Este tipo de ensaio é realizado com a finalidade de se verificar comparativamente a suscetibilidade à corrosão localizada (por pite e por fresta) de materiais metálicos passivos. O ensaio consiste na realização de um ciclo de varredura de potencial, observando-se a corrente de corrosão desenvolvida durante esta varredura. Essa corrente indica a intensidade de corrosão que o material está sofrendo. Os principais parâmetro determinados a partir deste ensaio são:

- $E_{\text{pite}}$  – potencial de pite, é o potencial, a partir do qual a corrente de corrosão anódica cresce rapidamente. Quanto maior (mais nobre) o valor deste potencial, menor a suscetibilidade à corrosão localizada do material;
- $E_{\text{rep}}$  – potencial de repassivação, é dado pelo potencial em que o laço de histerese é completado. Quanto menor o valor deste potencial, maior a suscetibilidade à corrosão localizada do material.

O ensaio foi conduzido a temperatura ambiente ( $22 \pm 2^\circ\text{C}$ ), em um potenciostato da marca EG&G PRINCETON APPLIED RESEARCH, modelo 273A. O eletrólito utilizado foi um fluido fisiológico artificial naturalmente aerado que consistia de uma solução de 9 gramas de NaCl em água destilada e deionizada até completar 1 litro (NaCl 0,9%). O eletrodo de referência utilizado foi do tipo calomelano saturado (*SCE*) e o contra eletrodo utilizado foi de platina. O potencial de varredura iniciou-se em  $-750$  mV com uma taxa constante durante todo o ensaio de 1200 mV/hora. O potencial de reversão não foi estipulado, sendo que esta reversão ocorria quando a densidade de corrente de corrosão atingia  $100 \mu\text{A}/\text{cm}^2$ . O ensaio era interrompido logo após o potencial de repassivação ( $E_{\text{rep}}$ ) ter sido atingido. Os corpos de prova foram cortados a partir das barras nas condições de recebimento, lixados e polidos com pasta de diamante de  $1 \mu\text{m}$  em sua seção transversal. A célula continha uma tampa lateral de *teflon* com um furo passante de 12 mm de raio que delimitava o contato do eletrólito com a superfície polida do material.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Análise Microestrutural

A figura 2 mostra as microestruturas das seções transversais e longitudinais dos aços inoxidáveis ASTM F 138 e ISO 5832-9 produzidos pela Villares S/A, nas condições de recebimento, observadas por microscopia ótica, utilizando-se um microscópio Neophot-32.

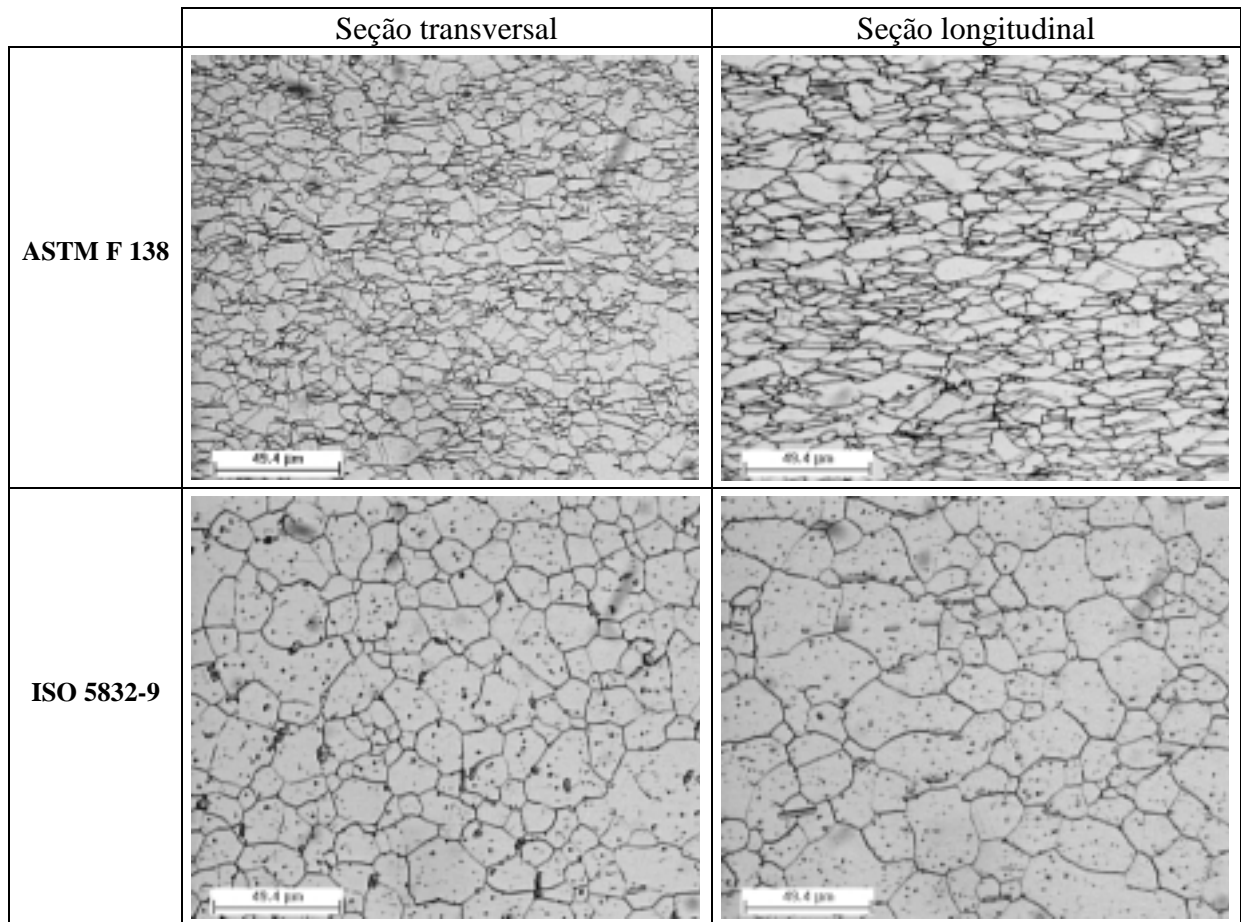


Figura 2. Microestruturas das seções transversal e longitudinal dos aços ASTM F 138 e ISO 5832-9 observadas por microscopia ótica. Ataque: 60% HNO<sub>3</sub> (Voort, 1989).

Observa-se que os dois materiais apresentam microestrutura composta basicamente de grãos austeníticos, sendo que o aço ASTM F 138 apresenta grãos preferencialmente alongados na direção de laminação, quando observada a microestrutura da seção longitudinal. Esta orientação evidencia uma condição encruada ou deformada, proveniente do processo de laminação a que foi submetido este material. Já o aço ISO 5832-9 apresenta grãos equiaxiais tanto na seção transversal como na seção longitudinal, que por sua vez evidencia uma condição recristalizada. A microestrutura deste aço também revela a presença de partículas de precipitados primários, de forma geralmente alongadas e alinhadas na direção de laminação, como pode ser visto na seção longitudinal. Uma análise semi-quantitativa por *EDS* (*Energy Dispersive Spectroscopy*) realizada no microscópio eletrônico de varredura JEOL, modelo JXA 840 A, mostrou que estes precipitados são ricos em nióbio e são mencionados na literatura técnica como fase Z (Örnhagen, *et al.*, 1996). Acredita-se que esta fase Z tem pouca influência sobre as propriedades de corrosão do material.



### 3.2 Propriedades Mecânicas Básicas

A partir das curvas tensão-deformação mostradas na figura 2 e das propriedades mecânicas obtidas no ensaio de tração (tabela 2), pode-se verificar que o aço ISO 5832-9 apresentou limite de resistência à tração ( $\sigma_t$ ) e principalmente alongamento total consideravelmente superior ao do aço ASTM F 138. Essa combinação confere ao material maior tenacidade, quando esta propriedade é avaliada a partir da área sob a curva tensão-deformação. Uma consideração importante a ser feita é acerca do valor do limite de escoamento ( $\sigma_e$ ) determinado para o aço ISO 5832-9 que apresenta-se sensivelmente inferior ao valor apresentado pelo aço ASTM F 138. Isto ocorre provavelmente devido ao fato deste último mostrar evidências de um certo grau de encruamento, caracterizado pela presença de grãos alongados em sua microestrutura (figura 1).

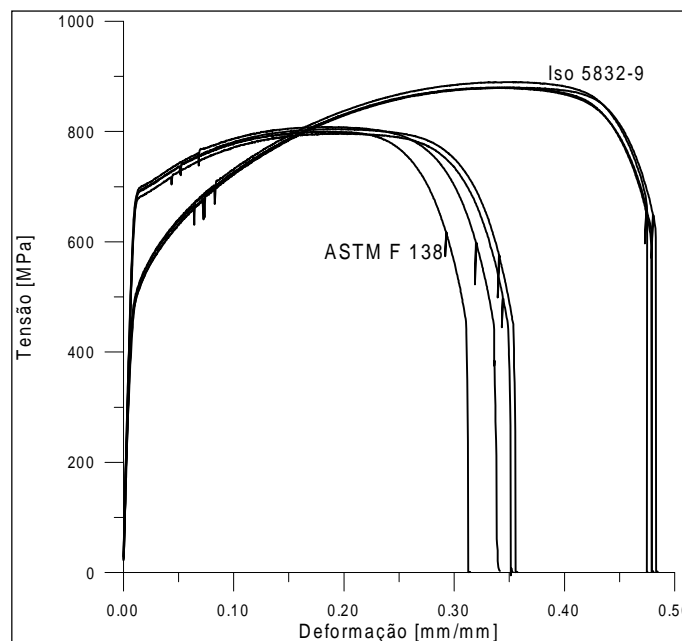


Figura 3. Curvas tensão-deformação para os aços inoxidáveis austeníticos ASTM F 138 e ISO 5832-9.

Tabela 2. Propriedades mecânicas obtidas no ensaio de tração monotônico para os aços inoxidáveis ASTM F 138 e ISO 5832-9.

MATERIAL	Limite de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência à Tração (MPa)	Redução de Área (%)	Alongamento Total em 5d, (mm/mm)	Módulo de Elasticidade (GPa)
ASTM F 138	679,7 ± 6,1	802 ± 4,5	80,5 ± 2,2	39,0 ± 2,3	207,5 ± 5,0
ISO 5832-9	484,3 ± 8,4	882,3 ± 4,5	68,0 ± 1,3	48,4 ± 0,3	193,0 ± 7,9

A tabela 3 apresenta os resultados obtidos nos ensaios de dureza Brinell. Observa-se uma sensível diferença nos valores de dureza verificadas na seção transversal e longitudinal dos dois aços. Este fato é atribuído ao encruamento superficial gerado pelo processo de descascamento por usinagem a que os aços inoxidáveis foram submetidos. A diferenças mais acentuada no aço ISO 5832-9 é racionalizada pelo fato deste aço apresentar um coeficiente de encruamento consideravelmente superior, como observado na figura 3.

Tabela 3. Dureza Brinell determinada para os aços inoxidáveis austeníticos ASTM F 138 e ISO 5832-9.

Material	HBS 2,5/187,5, (seção transversal)	HBS 2,5/187,5 (superfície externa)
ASTM F 138	241 ± 3	304 ± 3
ISO 5832-9	231 ± 4	327 ± 5

### 3.3 Suscetibilidade à Corrosão Localizada

O fator *PRE* (*pitting resistance equivalent*) dado por  $\%Cr + 3,3 \times \%Mo + 16 \times \%N$  (Örnhagen, *et al.*, 1969), que serve como uma indicativa da resistência à corrosão por pite em meios contendo cloretos, sugere uma considerável melhora desta propriedade para o aço ISO 5832-9 ( $PRE \cong 35$ ) quando comparado ao aço ASTM F 138 ( $PRE \cong 25$ ).

A partir das curvas de polarização cíclica potenciodinâmica, como os exemplos mostrados na figura 4, e dos valores dos parâmetros determinados neste ensaio e mostrados na tabela 4, verifica-se que o aço inoxidável austenítico ISO 5832-9 apresentara-se bem menos suscetíveis a corrosão localizada que o aço inoxidável austenítico ASTM F 138. Este fato pode ser constatado pela superioridade, tanto do potencial de pite ( $E_{p\acute{i}t\acute{e}}$ ), como pela ausência do laço de histerese para este material.

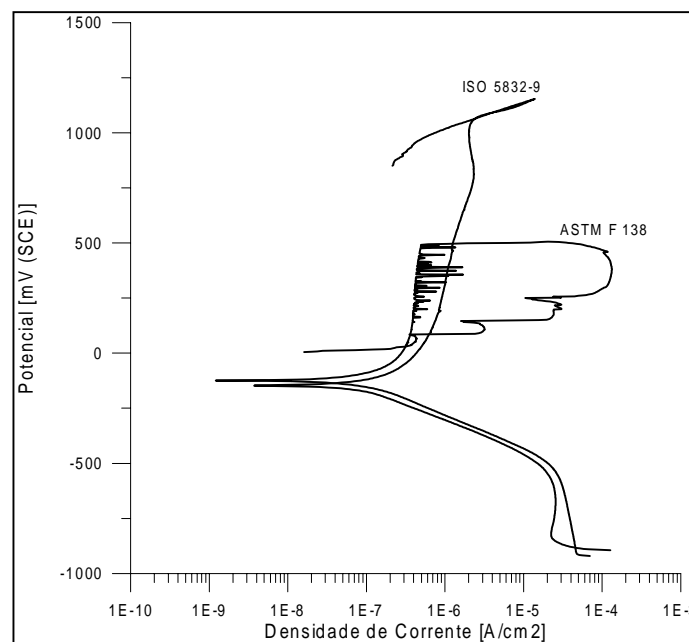


Figura 4. Curvas obtidos a partir de ensaios de polarização cíclica potenciodinâmica para os aços ASTM F 138 e ISO 5832-9.

Tabela 4. Resultados obtidos a partir de ensaios de polarização cíclica potenciodinâmica para os aços ASTM F 138 e ISO 5832-9.

MATERIAL	$E_{p\acute{i}t\acute{e}}$ (mV)	$E_{rep}$ (mV)
ASTM F 138	543 ± 36	284 ± 202
ISO 5832-9	1049 ± 11	1053 ± 16

A ausência do laço de histerese é uma indicativa de que não ocorreu corrosão localizada durante o ensaio do aço inoxidável ISO 5832-9 (Rondelli *et al.*, 1997).

Atribui-se principalmente ao nitrogênio em solução sólida, além do papel de estabilizador da austenita, o aumento tanto da resistência a corrosão localizada como da resistência mecânica do aço inoxidável austenítico ISO 5832-9 (Nyström *et al.*, 1997; Aidar *et al.*, 1998).

#### 4. CONCLUSÕES

As propriedades mecânicas, no que diz respeito a resistência à tração, alongamento total e consequentemente tenacidade, apresentaram-se consideravelmente superiores para o aço ISO 5832-9 quando comparadas ao aço ASTM F 138.

A resistência à corrosão localizada, avaliada pelo ensaio de polarização cíclica potenciodinâmica em meio fisiológico artificial naturalmente aerado, apresenta-se sensivelmente superior para o aço inoxidável ISO 5832-9 quando comparada ao aço inoxidável ASTM F 138.

A despeito da constatação da superioridade do aço inoxidável ISO 5832-9, no tocante a propriedades mecânicas básicas e propriedades de corrosão localizada, é indiscutível a necessidade de se avaliar as propriedades mecânicas cíclicas (fadiga), principalmente em meio agressivo (fadiga-corrosão), para a substituição do aço ASTM F 138.

#### Agradecimentos

Os autores agradecem à Baumer S/A pelo fornecimento dos aços inoxidáveis abordados neste trabalho e ao CNPq pela concessão de bolsas de pesquisa.

#### Referências

- Voort, G.F.V., 1989, "The Metallography of Stainless Steel", JOM/Journal of Metals, March, pp.6-11.
- Örnham, C., Nilsson, J.-O.; and Vannevik, H., 1996, "Characterization of a Nitrogen-Rich Austenitic Stainless Steel Used for Osteosynthesis Devices", Journal of Biomedical Materials Research, v.31, pp.97-103.
- Rondelli, G., Vincentini, B.; and Cigada, A., 1997 "Localised Corrosion Tests on Austenitic Stainless Steel for Biomedical Applications", British Corrosion Journal, v.32, n.3, pp.193-196.
- Lopez, G.D., 1993, "Biodeterioration and corrosion of metallic implants and prosthetic devices" Medicina Buenos Aires, v.53, n.3, pp.260-274.
- Gentil, V., 1982, "Corrosão", Ed. Guanabara S.A., Rio de Janeiro, Brasil, Cap.8.
- Giordani, E.J.; Guimarães, V.A.; and Ferreira, I., 1999, "Failure analyze of two ASTM F 138 Stainless Steel Orthopedic Implants", Acta Microscópica, v.8 Supplement A, October, pp.255-256.
- Aidar, C.H.; Beneduce Neto, F.; Alonso, N.; and Tschiptschin, A.P., 1996, "Aço inoxidável austenítico com elevado teor de nitrogênio para utilização em implantes cirúrgicos", Metalurgia & Materiais, Junho, pp.303-306.
- Sivakumar, M. and Rajeswari, S., 1995, "Corrosion Induced Failure of a Stainless Steel Orthopaedic Implant Device", Steel Research, v.66, n.1, pp.35-38.

- Nyström, M.; Lindstedt, U.; Karlsson, B.; and Nilsson, J.-O, 1997, “Influence of Nitrogen on Deformation Behaviour of Austenitic Stainless Steel”, *Materials Science and Technology*, v.13, n.7, pp.560-567.

# CARACTERIZAÇÃO MICROESTRUTURAL DE LIGAS QUATERNÁRIAS DE CuZnAlNi COM EFEITO MEMÓRIA DE FORMA

**Ney Freitas de Quadros**  
**Oscar Olimpio de Araújo Filho**  
**Claudeir Silva de Oliveira**  
**Ricardo Artur Sanguinetti Ferreira**  
**Dário Pessoa Ferraz**

UFPE/CTG-Demec-Materiais, Av. Acadêmico Hélio Ramos, s/n, Cidade Universitária, 50-741-530, Recife, PE. Fone: 0XX81 271-8230, Fax: 0XX81 271-8232 Email: [neyquadros@demec.ufpe.br](mailto:neyquadros@demec.ufpe.br)

## Resumo

O termo EMF (Efeito Memória de Forma) designa a capacidade de certos materiais, após serem deformados plasticamente, retornarem à forma original com o aquecimento. O presente trabalho visa a obtenção e caracterização microestrutural de uma liga quaternária com efeito memória de forma de composição nominal em peso Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni, obtida em um forno de indução e caracterizada por microscopia ótica e difração de raios-x. Foram determinadas as microestruturas: bruta de fusão; pós-homogeneização e martensítica. A liga apresentou o Efeito Memória de Forma e o Efeito Memória de Forma Reversível a partir do oitavo ciclo de um adequado procedimento termomecânico denominado treinamento ou educação, o que possibilitaria a utilização dessa liga numa aplicação do tipo liga-desliga como em um termostato ou em um sistema de detecção de incêndios.

**Palavras-chave:** Efeito Memória de Forma (EMF), Efeito Memória de Forma Reversível (EMFR) e Ligas Quaternárias a Base de Cobre com EMF.

## 1. INTRODUÇÃO

Ligas com Efeito Memória de Forma são materias funcionais não-convencionais que apresentam uma larga faixa de aplicações potenciais baseadas em suas propriedades de Efeito Memória de Forma (EMF), Efeito Memória de Forma Reversível (EMFR), Pseudoelasticidade e elevada capacidade de amortecimento (Mellor e colaboradores, 1990).

Dentre uma larga variedade de sistemas de ligas que exibem o efeito memória de forma, os mais estudados e desenvolvidos como consequência de suas possibilidades de aplicações práticas, são as ligas aproximadamente equiatômicas de níquel e titânio e as ligas a base de cobre. As ligas a base de cobre com efeito memória de forma são particularmente interessantes quando comparadas às ligas de níquel e titânio devido aos seus custos mais baixos e processos de obtenção mais simples (Hodgson, 1990). Entretanto há vários problemas a serem solucionados, tais como fratura intergranular devido à granulometria grosseira (tamanho de grão muito grande), estabilização da martensita, degradação do efeito memória de forma reversível, etc. Um método bem conhecido de redução do tamanho de grão consiste em adicionar pequenas quantidades de elementos pouco solúveis tais como vanádio, titânio, zircônio, níquel, etc.. A adição de um quarto elemento possibilita uma dramática redução na granulometria e melhoria das propriedades mecânicas, tais como melhor formabilidade, pouca tendência a trincas intergranulares e melhoria à fadiga (Zhang e colaboradores, 1997).

Dentre as ligas a base de cobre com efeito memória de forma uma das mais estudadas e desenvolvidas comercialmente são as ligas do sistema CuZnAl e suas modificações quaternárias. A liga do presente trabalho é uma liga do sistema CuZnAl à qual adicionou-se uma pequena quantidade de níquel (em torno de 1% em peso).

Foi realizada a caracterização estrutural e microestrutural da liga CuZnAlNi nos estados bruta de fusão, homogeneizada e betatizada, determinando-se as fases presentes e seus respectivos parâmetros de rede, utilizando microscopia ótica e difração de raios-x.

## **2. MATERIAIS E MÉTODOS**

### **2.1 Seleção da liga**

A liga a base de cobre selecionada tem uma composição nominal em peso Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni e foi escolhida por exibir temperaturas críticas de transformação entre 50 e 100°C.

### **2.2 Obtenção da liga**

A liga foi obtida em um forno de indução de alta frequência a partir de materiais de elevada pureza. Na determinação da composição nominal utilizou-se uma balança eletrônica digital. Os materiais utilizados na elaboração da liga foram decapados quimicamente por imersão em soda cáustica (NaOH) durante 10 minutos, seguindo-se uma neutralização numa solução aquosa de ácido nítrico (HNO<sub>3</sub>) a 10% durante cinco minutos e lavagem em água. A fusão foi feita em cadinhos de carbeto de silício pintados internamente com uma tinta a base de zircônia. A disposição da carga no cadinho obedeceu à seguinte sequência de empilhamento: No fundo do cadinho colocou-se o zinco, seguindo-se do alumínio, do cobre e em cima da carga adicionou-se o níquel em forma de cavacos para facilitar a dissolução do mesmo. A colocação do zinco e do alumínio no fundo do cadinho é devido a facilidade de oxidação do alumínio e a perda do zinco por evaporação (que ocorre em torno de 905°C), já que dessa forma tem-se a formação de uma liga Al-Zn que minimizaria esse problema. O controle da temperatura foi obtido por meio de um dispositivo indicador digital e um par termoeletrico do tipo K (cromel-alumel) disposto sobre o banho. A carga foi levada até 1150°C para garantir a solubilização dos metais e na ocasião do vazamento elevou-se a temperatura do banho a 1200°C, permanecendo nessa temperatura durante 2 minutos, seguindo-se do vazamento em uma lingoteira de ferro fundido também pintada de tinta a base de zircônia.

## **2.3 TRATAMENTOS TÉRMICOS**

### **2.3.1 Tratamento térmico de homogenização**

Amostras do material cortados do lingote foram submetidos a tratamento térmico de homogenização que foi feito em um forno elétrico tipo mufla monitorado por termopares do tipo cromel-alumel a uma temperatura de 850±3°C durante 24 horas.

### **2.3.2 Tratamento térmico de betatização**

Amostras do material homogeneizado foram submetidas ao tratamento térmico de “betatização” que consiste em solubilizar a liga no domínio monofásico da fase  $\beta$  a uma

temperatura de 830°C durante 15 minutos no forno elétrico tipo mufla e subsequente resfriamento rápido em salmoura a -20°C para retenção da fase  $\beta$ .

## **2.4 LAMINAÇÃO**

Foram seccionados materiais do lingote com uma espessura média de 7 mm, devidamente homogeneizados e laminados em um laminador tipo ourives para a obtenção de tiras com uma espessura média entre 0,7 e 0,8 mm a uma deformação média entre passes de 5% com recozimento a uma temperatura de 650°C. As tiras laminadas foram submetidas a posteriores tratamentos térmicos de betatização e apresentaram o Efeito Memória de Forma e o Efeito Memória de Forma Reversível a partir do oitavo ciclo de um adequado tratamento termomecânico denominado “treinamento” ou “educação”, o qual consiste em deformar o material na fase martensítica a uma tensão constante, seguindo-se da retirada da carga e aquecimento acima da temperatura final de transformação reversa ou austenítica. Foram executados 20 ciclos termomecânicos de treinamento.

## **2.5 MICROSCOPIA ÓTICA**

As amostras metalográficas das microestruturas de interesse e do material laminado foram caracterizadas por microscopia ótica com luz polarizada e interferência de contraste de Nomarski em um microscópio UNION Versamet-2.

## **2.7 DIFRAÇÃO DE RAIOS-X**

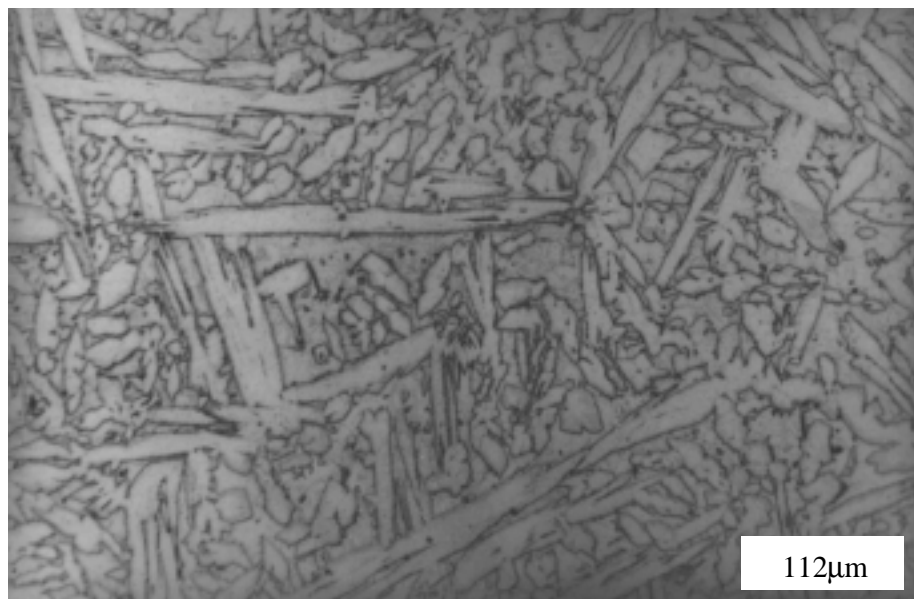
As fases presentes das microestruturas bruta de fusão e betatizada (fase martensítica) foram identificadas por difração de raios-x. Procedeu-se a obtenção dos difractogramas dessas estruturas na Universidade de Campinas (UNICAMP) e no Departamento de Física da UFPE, utilizando-se a radiação Cu-K $\alpha$  com comprimento de onda  $\lambda = 1,54184\text{\AA}$ .

## **3. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

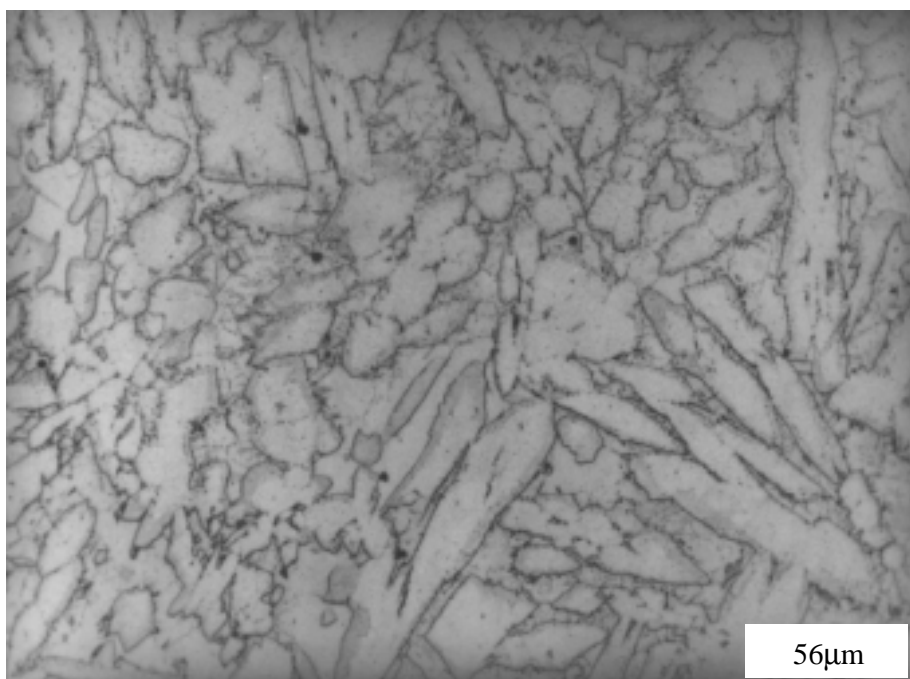
A liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni foi caracterizada quanto aos seus aspectos microestruturais através das micrografias obtidas por microscopia ótica e análise das fases presentes por difração de raios-x.

### **3.1 CARACTERIZAÇÃO MICROESTRUTURAL**

A liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni apresentou estrutura bruta de fusão como mostrada nas figura 1 e 2. Observa-se nestas micrografias as duas fases características dessa liga: a fase  $\alpha$  e a fase  $\beta$ . A fase  $\alpha$  encontra-se dispersa por toda a região da fase matriz  $\beta$ . Essas duas fases estão bem definidas no difractograma mostrado na figura 3 que indica os seguintes picos de reflexão: (111), (200), (220) e (222) para a fase  $\alpha$  que é cúbica de face centrada (cfc) com parâmetro de rede 0,369 nm e (220) e (224) para a fase  $\beta$  que é cúbica de corpo centrado (ccc) com parâmetro de rede 0,590 nm (Oliveira, 1994).

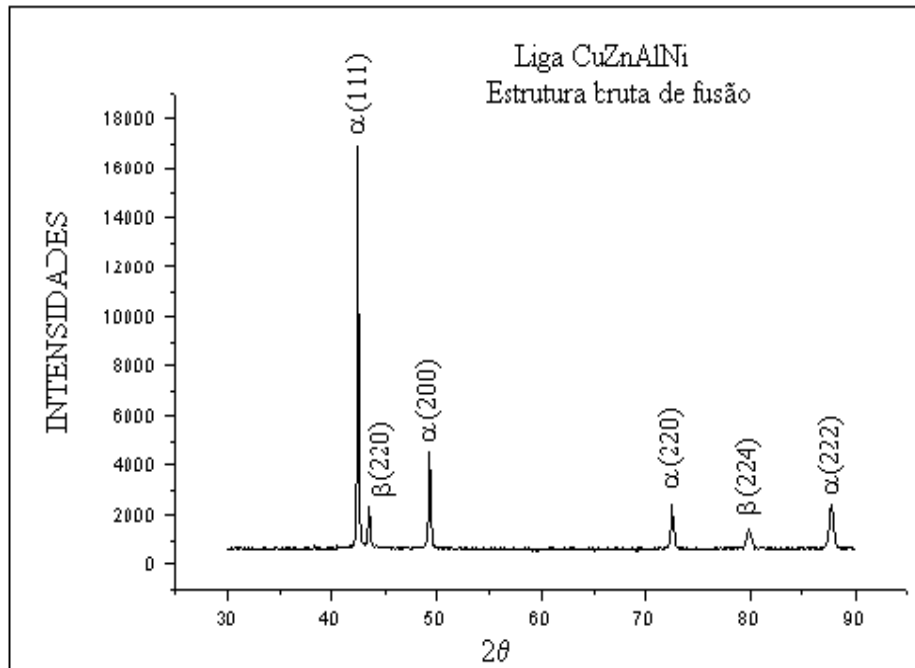


**Figura 1**- Fotomicrografia da liga CuZnAlNi. Estrutura bruta de fusão. Aumento: 300×. Ataque químico: Persulfato de amônia

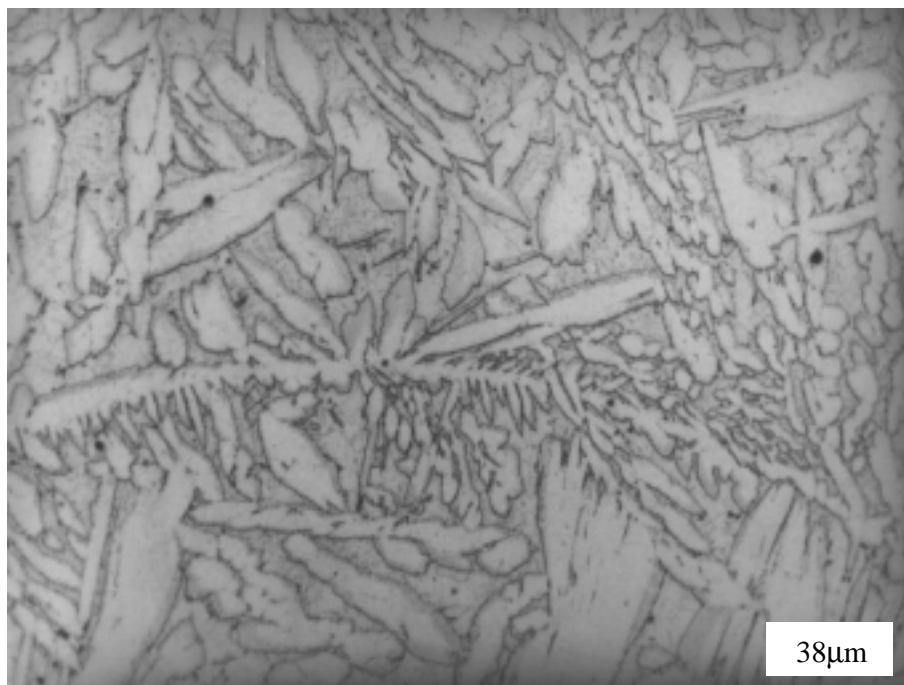


**Figura 2** - Fotomicrografia da liga CuZnAlNi. Estrutura bruta de fusão. Aumento: 600×. Ataque químico: Persulfato de amônia.





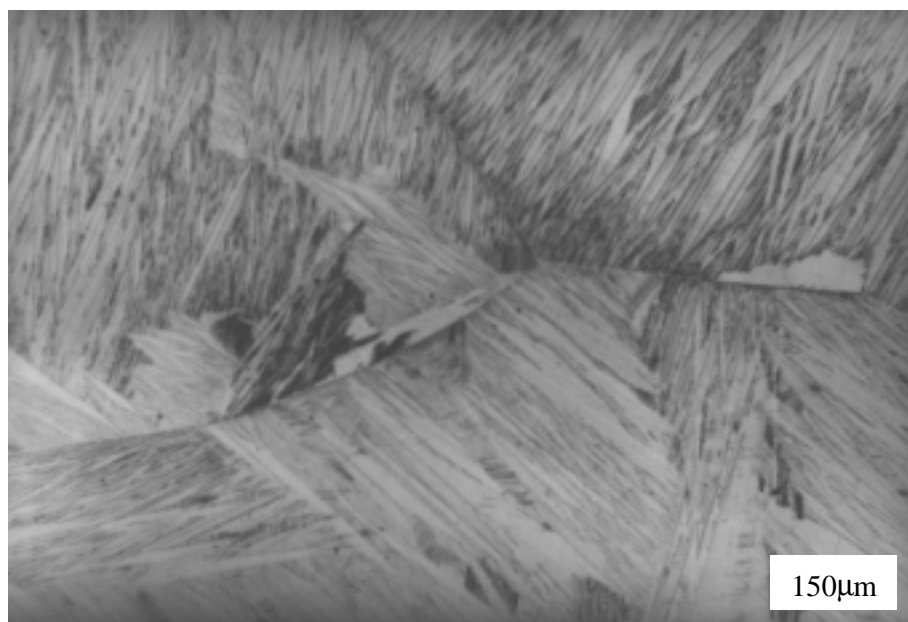
**Figura 3** - Difractograma da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni. Estrutura bruta de fusão.



**Figura 4** - Fotomicrografia da liga CuZnAlNi homogeneizada a 850°C durante 24 horas. Aumento 600×. Ataque químico: Persulfato de amônia.

A micrografia da figura 4 mostra a estrutura homogeneizada da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni. A fase  $\alpha$  encontra-se dispersa na fase  $\beta$  e o contorno de grão.

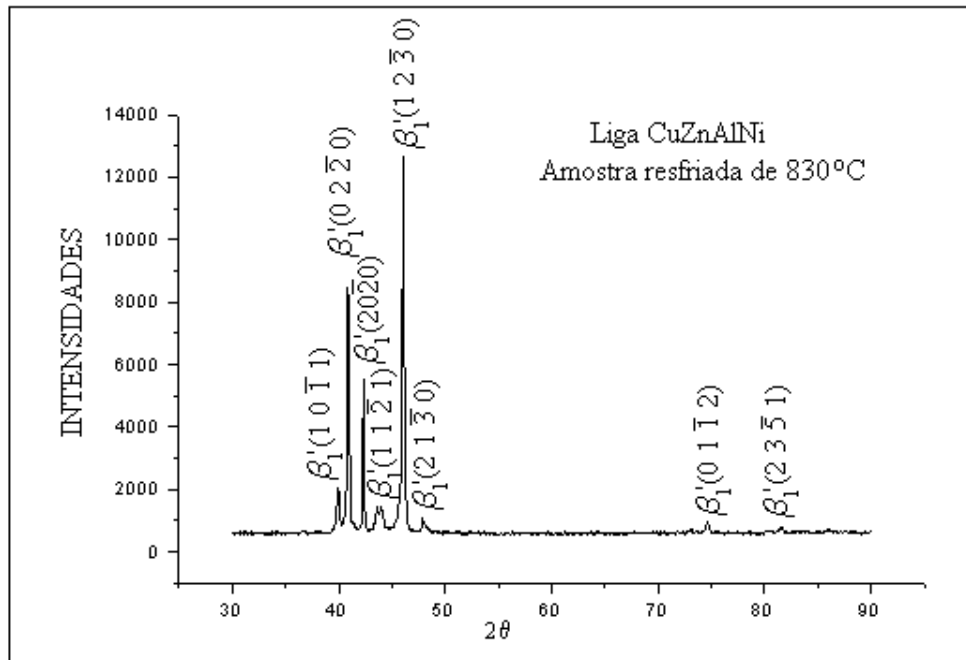
A fotomicrografia da figura 5 mostra a estrutura martensítica da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni retirada do lingote homogeneizado a 850°C durante 24 horas e resfriada rapidamente em salmoura a -20°C. O choque térmico provocou trincas intergranulares nos contornos de grãos devido a concentração de tensões atuantes nestas regiões (a adição de níquel não foi efetiva no sentido de refinar grãos e evitar as trincas intergranulares). Na micrografia nota-se as plaquetas de martensitas arranjadas em grupos de auto-acomodação. A estrutura cristalina é ortorrômbica e os parâmetros de rede calculados são:  $a = 0,426$  nm,  $b = 0,442$  nm e  $c = 0,266$  nm. Esses dados estão em conformidade com os encontrados na literatura (Zhang e colaboradores, 1997). As plaquetas de martensita encontram-se dispostas em grupos de auto-acomodação em “V” e macladas internamente. O material laminado apresentou um tamanho de grão médio de 0,492 mm. A difractometria da liga é vista no difractograma da figura 7 que apresenta os picos característicos da estrutura martensítica M18R:  $\beta'_1(10\bar{1}1)$ ,  $\beta'_1(02\bar{2}0)$ ,  $\beta'_1(20\bar{2}0)$ ,  $\beta'_1(11\bar{2}1)$ ,  $\beta'_1(12\bar{3}0)$ ,  $\beta'_1(21\bar{3}0)$ ,  $\beta'_1(21\bar{3}0)$  e  $\beta'_1(23\bar{5}1)$ . O M é de modificada ou monoclinica (Oliveira, 1994).



**Figura 5** - Fotomicrografia da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni. Fase martensítica onde se observa trincas intergranulares. Aumento: 150×. Ataque químico: Persulfato de amônia.

O raio atômico do níquel é 0,125 nm e é aproximadamente o mesmo do cobre. Os átomos de níquel ocupam os mesmos locais dos átomos de cobre no reticulado cristalino (solução sólida substitucional) e por conseguinte a distorção do reticulado é pequena, no entanto a estrutura cristalina é ligeiramente monoclinica. A adição de um quarto elemento, o níquel, à liga base CuZnAl não foi efetivo como refinador de grãos, não prevenindo as trincas intergranulares e por conseguinte, não conferindo ao material melhoria das suas propriedades mecânicas como citam em seu trabalho Zhang e colaboradores (1997). Esperava-se que o níquel, devido a sua elevada energia de ativação de difusão no cobre, atuaria no sentido de minimizar a difusão transgranular, evitando assim, o crescimento de grão do material submetido aos tratamentos térmicos (homogeneização e betatização) e termomecânicos

(laminação) (Delaey e colaboradores, 1978). A fotomicrografia da figura 5 mostra uma trinca intergranular na liga CuZnAlNi laminada a 650°C.



**Figura 6** – Difractograma da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni. Fase martensítica

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos pelo presente estudo da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni são sumarizados abaixo:

- 1 - A estrutura bruta de fusão da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni apresentou em sua microestrutura as fases  $\alpha$  cúbica de face centrada (cfc) e  $\beta$  cúbica de corpo centrado (ccc) cujos parâmetros de rede são 0,369 nm e 0,590 nm respectivamente.
- 2 - A estrutura obtida pelo resfriamento rápido da liga Cu-28,76%Zn-3,6%Al-1,03%Ni betatizada a 830°C, apresenta uma estrutura cristalina ortorrômbica do tipo M18R e os parâmetros de rede calculados são: a = 0,426 nm, b = 0,442 nm e c = 0,266 nm.
- 3 - O níquel não foi efetivo como refinador de grãos e o tamanho de grão médio da liga laminada a 650°C, obtido pelo método da interceptação dos contornos é de 0,492  $\mu$ m sendo observadas trincas intergranulares devido a granulometria grosseira.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem aos professores Armando H. Shinohara e Carlson Mendes Verçosa do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE.

## 6. REFERÊNCIAS

- Delaey, L., Deruyttere, A., Aernoudt, E. and Ross, J. R. – Shape Memory Effect, Superelasticity and Damping in Cu-Zn-Al Alloys – Project 238 INCRA, Leuven, Belgium, p 51, 1978.
- Mellor, B.G., Guilemany, J. R., Fernandez, J., Amengual, A., Lovey, F.C. and Torra, V., 1990, “Stabilised Stress Induced Martensite – Its Use in Two Way Shape Memory Training Process”, Scripta METALLURGICA et MATERIALIA, vol. 24, pp 241-224.
- Oliveira, C. S., 1994, “Obtenção e Caracterização das Ligas CuZn e CuZnAl com Efeito Memória de Forma” Tese de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, PB, Brasil.
- Perkins, J. and Hodgson, D., 1990 "The Two-Way Shape Memory Effect", in Engineering Aspects of Shape Memory Alloys, ed. by T.W. Duerig, et al, (Butterworth-Heinemann, 1990), pp. 195-206.
- Zhang, M., R., Yang, D.Z., Tadaki, T. and Hirotsu, Y. , 1997, “Effects of Additions of Small Amounts of Fourth Elements on Structure, Crystal Structure and shape Recovery of Cu-Zn-Al Shape Memory Alloys”, Scripta METALLURGICA et MATERIALIA, vol. 36, No 2, pp 247-2252.

## METALURGIA DO PÓ EMPREGADA NA FABRICAÇÃO DE FERRAMENTAS DE AÇO RÁPIDO

**Lourival Boehs**

**Delmonte Friedrich**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. Postal 476, CEP: 88049 - 900 - Florianópolis - SC – BRASIL. Fone: (048) 331.9387 r.201; Fax: (048) 234.1519

e-mail: [lb@grucon.ufsc.br](mailto:lb@grucon.ufsc.br)

[delmonte@mbox1.ufsc.br](mailto:delmonte@mbox1.ufsc.br)

**Francisco Ambrózio Filho**

**Luis Filipe C. P. de Lima**

**Maurício David M. das Neves**

**Odília C.S. Ribeiro**

**Rejane Aparecida**

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - CNEN/SP. Travessa R nº 400, Cx. Postal 11049, CEP: 05422-970 - São Paulo - SP – BRASIL. Fax: (011) 816.9370

### Resumo

A metalurgia do pó é uma técnica alternativa de processamento de materiais na forma semi-acabada e está presente na fabricação de diversas ferramentas utilizadas nos mais variados processos de usinagem, tais como torneamento, fresamento, furação e mandrilamento. Através desta tecnologia obtêm-se ferramentas com significativas vantagens técnicas e econômicas decorrentes das melhores propriedades mecânicas, maior homogeneidade microestrutural do material e menor volume de material removido no processo de acabamento final. Após sinterizadas, as ferramentas são tratadas termicamente para que ocorram as devidas transformações microestruturais e, assim, obterem resistência mecânica e ao desgaste. Este trabalho tem como objetivo principal verificar a influência do processo de sinterização e tratamento térmico sobre a resistência ao desgaste do aço rápido T15 quando empregado como ferramenta de torneamento. Para isso foram confeccionadas bits a partir de uma barra comercial de aço rápido CPM T15, prensado isostaticamente à quente, e insertos produzidos a partir da mesma liga T15, porém sinterizadas com fase líquida diretamente em uma matriz com a geometria do inserto. Serão apresentados os resultados que mostram a existência de uma combinação de temperaturas de têmpera e revenimento adequada para cada um desses materiais, através da qual se obtém os melhores rendimentos das ferramentas.

**Palavras-chave:** Aços rápidos; Sinterização; Propriedades mecânicas.

### 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de processos alternativos de metalurgia do pó, empregados na fabricação de componentes de aços rápidos, foi estimulado pela exigência de fabricantes de

ferramentas e usuários das mesmas por melhorias microestruturais e, conseqüentemente, propriedades mecânicas superiores desse material (SANDEROW, 1990). Como exemplo típico da atual importância dos aços rápidos na fabricação de ferramentas com as mais variadas formas e aplicadas nos mais variados processos de produção tem-se a empresa Erasteel (ERASTEEL, 1999). Em 1969 essa empresa iniciou a produção de uma liga de aço rápido visando a produção de um aço de alta performance para a produção de ferramentas de alto desempenho. Após 30 anos de existência, a Erasteel já desenvolveu diversas outras ligas e novos processos de produção do aço rápido, atingindo uma produção superior a 50.000 toneladas no decorrer desses anos (ERASTEEL, 1999). Além desta, a CRUCIBLE é outra fabricante de aços rápidos que também tem projeção em várias partes do mundo. Portanto, o aço rápido continua sendo um material de grande importância para o setor metal mecânico mundial.

Dentre os processos de metalurgia do pó empregados na produção de aços rápidos, dois dos mais difundidos são: a prensagem isostática a quente e a sinterização com fase líquida (AMBRÓZIO et al, 1996).

Após sinterizados, os aços rápidos são tratados termicamente, ou seja, temperados e revenidos. De acordo com as temperaturas de têmpera e revenimento obtêm-se propriedades mecânicas características. Por exemplo, o aço rápido T-15 prensado isostaticamente a quente quando temperado a 1210 °C e revenido a 540 °C apresenta maior dureza, porém menor tenacidade, do que quando temperado a 1210 °C e revenido a 560 °C. Essa diferença de 20 °C na temperatura de revenimento é suficiente para mudar consideravelmente o comportamento desse material quando empregado como ferramenta de usinagem (SANTOS, 1999).

O objetivo deste trabalho é verificar o comportamento de ferramentas de aço rápido produzidas pelos dois processos de metalurgia do pó anteriormente citados quando empregadas em processo de torneamento longitudinal externo e de longa duração.

## **2. CARACTERIZAÇÃO DOS PROCESSOS DE METALURGIA DO PÓ**

A prensagem isostática a quente (HIP) é uma técnica de metalurgia do pó que utiliza pós de aço rápido atomizado com gás inerte e prensados isostaticamente a quente, em temperatura e pressão da ordem de 1100 °C e 100 Mpa, respectivamente (AMBRÓZIO et al, 1996). Na sinterização com fase líquida os pós são atomizados a água e compactados em prensas uniaxiais ou isostáticas e, posteriormente, sinterizados sob vácuo ou em atmosfera protetora, nas temperaturas da ordem de  $(1210 \pm 15)$  °C, onde ocorre a formação da fase líquida (AMBRÓZIO et al, 1996). A microestrutura do aço prensado isostaticamente é mais refinada, apresentando carbonetos pequenos ( $\leq 3 \mu\text{m}$ ) e arredondados. Na sinterização em fase líquida os carbonetos são maiores ( $\leq 10 \mu\text{m}$ ) e irregulares. Sendo assim, ocorrem diferenças entre suas propriedades (AMBRÓZIO et al, 1996).

## **3. PROJETO DO EXPERIMENTO**

O aço rápido T15 prensado isostaticamente a quente não é produzido no Brasil. As empresas brasileiras fabricantes de ferramentas importam esse aço rápido sinterizado de outros países. O mesmo procedimento ocorreu para a realização da presente pesquisa. Em uma primeira etapa, aproveitando o perfil das barras desse material importado, foram produzidas ferramentas na forma de bits.

Em uma segunda etapa, o pó desse mesmo aço rápido foi sinterizado com fase líquida aqui no Brasil, nas dependências do IPEN (Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares de São Paulo). Justamente porque o objetivo é desenvolver um processo de sinterização com tecnologia nacional e que ao mesmo tempo seja viável economicamente. No caso, a

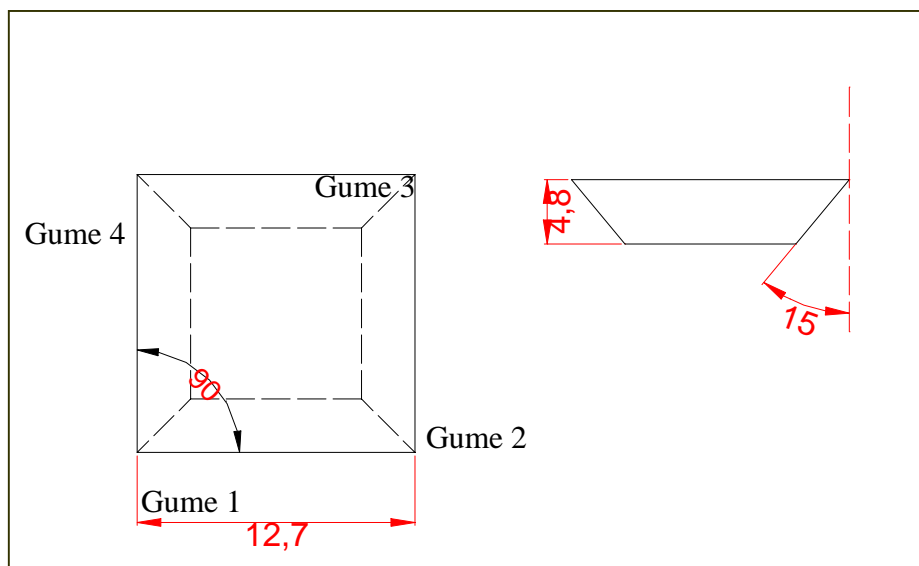
sinterização com fase líquida, ou sinterização a vácuo, tem se mostrado uma boa alternativa, porém, há necessidade de se verificar o sucesso desse material quando empregado como ferramenta de corte, o que é mostrado na apresentação dos resultados deste trabalho. Para esse material optou-se por produzir ferramentas na forma de insertos porque as dimensões são menores, facilitando a sinterização e também porque a produção de ferramentas intercambiáveis é uma tendência mundial.

Os tratamentos térmicos foram realizados pela empresa HURTH-Infer, de Sorocaba, São Paulo. As afiações, caracterização e os ensaios de usinagem foram realizadas no USICON - Laboratório de Usinagem da Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC. As composições nominais das ligas utilizadas são mostradas na tabela 1.

**Tabela 1.** Composição das ligas de aço rápido T15 utilizadas

Material das Pastilhas	Designação	Composição Química (%)							
		C	Cr	V	W	Mn	Mo	Co	Si
T15 comercial	TC	1,55	4,0	5,0	12,25	0,3	-	5,0	0,3
T15 sinterizado a vácuo (IPEN)	TSV	1,55	4,0	5,0	12,25	0,3	-	5,0	0,3

Os insertos foram produzidos com uma geometria semelhante às pastilhas de metal duro para torneamento, conforme a especificação SPGN 09 03 08 (SANDVIK, 1995), ilustrada na figura 1.



**Figura 1.** Geometria dos insertos produzidos

As ferramentas sofreram três tipos de tratamento térmico, quais sejam:

- Têmpera a 1160°C e revenimento a 540°C;
- Têmpera a 1210°C e revenimento a 540°C;
- Têmpera a 1210°C e revenimento a 560°C.

As designações e características das ferramentas são apresentadas na tabela 2.

**Tabela 2 - Designação das ferramentas**

Inserto (designação)	Temp. Têmpera (°C)	Temp. Revenimento (°C)	v <sub>C</sub> (m/min)	VB <sub>N</sub> (mm)	tempo (min)	Dureza (HV 30)	
						média	σ
<b>Insertos de aço rápido AISI T15 prensado isostaticamente a quente</b>							
<b>TC02</b>	1160	540	33	0,49	85	780	49,4
<b>TC04</b>	1210	540	33	0,8	85	830	22,7
<b>TC06</b>	1210	560	33	0,59	125	802	28,2
<b>Insertos, sinterizados com fase líquida, de aço rápido AISI T15</b>							
<b>TSV27</b>	1160	540	40	0,33	60	803	13,3
<b>TSV54</b>	1210	540	40	0,73	60	836	17,5
<b>TSV83</b>	1210	560	40	0,54	60	833	16,4

Para comparar tanto os valores de dureza como as curvas de desgaste das ferramentas utilizou-se um instrumento estatístico denominado teste "t" para duas amostras, supondo igualdade entre as variâncias de suas médias, com uma confiabilidade de 95% (MONTGOMERY, 1996). No decorrer da apresentação dos resultados quando se fala que os valores de dureza das ferramentas diferiram significativamente estamos dizendo que o valor do módulo de "t" calculado é maior que o valor de "t" crítico. O mesmo ocorre com a comparação das curvas de desgaste, quando dizemos que uma ferramenta estatisticamente foi superior à outra.

#### **4. EQUIPAMENTOS E TÉCNICA EXPERIMENTAL**

##### **4.1 Procedimento e Equipamento Utilizado nas Medições de Dureza dos Insertos**

Foram realizadas 10 medições de dureza em cada ferramenta, sendo 5 na superfície de saída e 5 na superfície oposta a esta. Este número de medições foi escolhido tendo em vista uma recomendação da norma ASTM E 92 (ANSI/ASTM E 92 – 72, 1977). Como parâmetros de medição adotou-se a dureza Vickers, com carga de 30 kgf e tempo de aplicação da carga de 15s. O equipamento utilizado para essas foi um durômetro da marca Wesktoffprüfmaschinen, Modelo: HPO 250, dotado de dispositivo para a projeção das impressões com objetivas permutáveis para ampliações de 35, 70 e 140 vezes, e de um outro dispositivo para a medição de impressões com régua graduada e parafuso micrométrico. As durezas das ferramentas, bem como seus respectivos valores de desvio-padrão, são apresentados na tabela 2.

##### **4.2 Procedimentos e Equipamentos Utilizados na Avaliação de Desgaste dos Insertos**

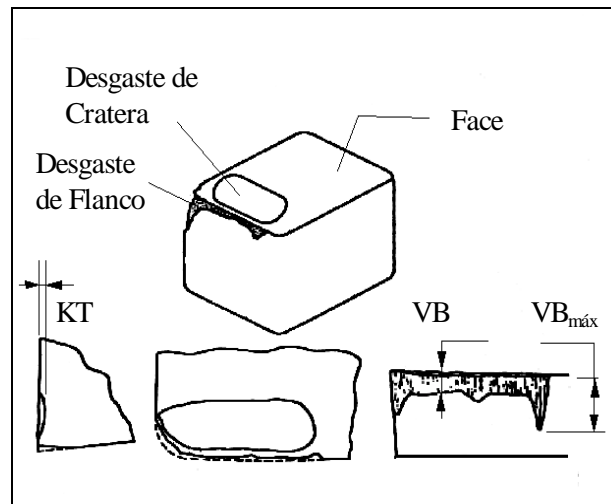
Os insertos foram empregados na usinagem do aço AISI 1045 trefilado, dureza média de 268 HV30, através de ensaios de torneamento externo, longitudinal, de longa duração e à seco. Estes ensaios foram realizados em um torno CNC modelo Cosmos 10-U, ROMI-MAZAK, com potência instalada de 10KVA e dotado de um leitor óptico de ferramenta.

Os desgastes no flanco e na face das ferramentas (ISO 3685, 1977), figura 2, foram analisados e documentados com o auxílio de um microscópio de ferramentaria e com microscópio eletrônico de varredura da marca Philips, modelo XL 30. Para essas ferramentas o VB<sub>máx</sub> foi denominado de VB<sub>N</sub>.

A cada 5 min de usinagem o ensaio era interrompido para a realização da medição do desgaste no flanco e análise do estado da ferramenta como um todo. O fim-de-vida das



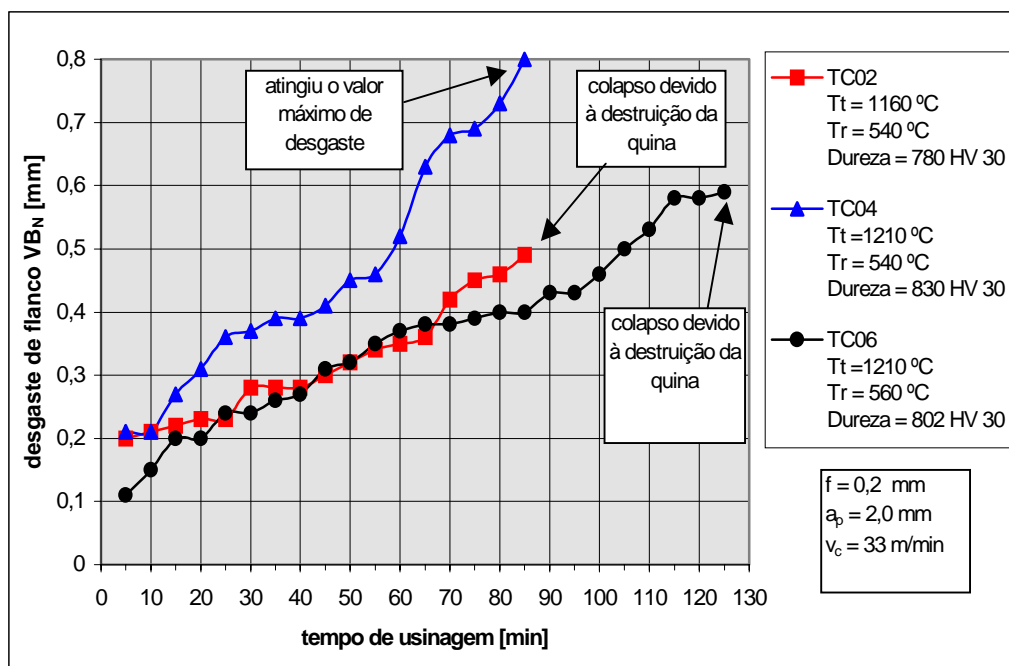
ferramentas foi determinado por uma das seguintes situações ou pela combinação de ambas:  $VB_N$  variando entre 0,6 a 0,8 mm (SANTOS, 1999); Destruição da quina da ferramenta. Esta última avaria, quando estava prestes a ocorrer, provocava ruído, piora do acabamento superficial do corpo-de-prova e aumento da potência consumida pelo torno CNC. Um resumo dos resultados obtidos com as ferramentas, tabela 2, permite compará-las.



**Fig. 2.** Desgaste de flanco e de cratera, conforme norma ISO 3685

## 5. RESULTADOS OBTIDOS

**5.1 O Aço Rápido T15 Prensado Isostaticamente a Quente (HIP)** - Para esse material, quando empregado na forma de bits, fato este que é o de praxe dentro das indústrias, a velocidade de corte mais adequada foi de 33 m/min, isto para uma profundidade de corte de 2,0 mm e um avanço de 0,2 mm, usinagem a seco.

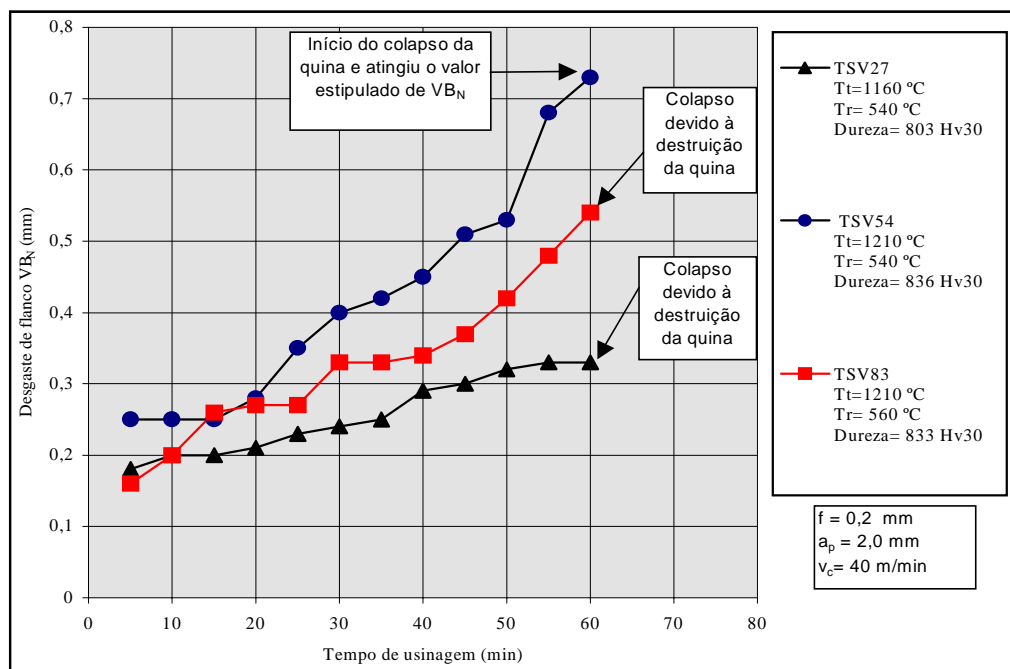


**Figura 3.** Curvas de desgastes das ferramentas de aço rápido T15 (HIP),  $v_c$  de 33 m/min

Dentre as três combinações de temperaturas de tratamento ficou evidenciada a superioridade da ferramenta temperada a 1210 °C e revenida a 560 °C, de dureza intermediária em relação às outras duas. A ferramenta TC04, de dureza significativamente superior, além de durar bem menos tempo, apresentou um desgaste bem mais acentuado em relação às ferramentas TC02 e TC06, conforme ilustra a figura 3. As ferramentas TC02 e TC06 tiveram um desempenho estatisticamente semelhante até o tempo de usinagem de 85 min. A partir desse momento a TC02 não apresentou mais condições de usinagem e a TC06 prosseguiu sendo utilizada até 125 min, momento em que atingiu um desgaste de flanco  $VB_N$  de 0,59 mm, comprovando sua superioridade em relação às outras duas. As durezas dessas duas últimas ferramentas são significativamente diferentes.

**5.2 O Aço Rápido T15 Sinterizado com Fase Líquida (SV)** - As combinações de temperaturas de tratamento foram as mesmas empregadas nos bits. Quanto à velocidade de corte, após testes preliminares, constatou-se que a velocidade de corte mais adequada foi de 40 m/min, para um avanço de 0,2 mm e uma profundidade de corte de 2,0 mm.

Para este material verificou-se que a combinação de temperaturas de têmpera de 1210 °C e revenimento de 540 °C, apesar de proporcionar maior dureza à ferramenta, não é adequada para que a ferramenta tenha o melhor desempenho. As demais combinações de tratamento proporcionaram desempenhos estatisticamente semelhantes às ferramentas, conforme será descrito a seguir. De acordo com a figura 4, as três ferramentas tiveram o mesmo tempo de duração. Porém, a ferramenta TSV54 apresentou um desgaste maior, principalmente em relação à ferramenta TSV27, a qual possui dureza inferior à primeira. Com relação à TSV83 verificou-se que ela apresentou um comportamento intermediário, sendo sua dureza muito semelhante à TSV54.



**Figura 4.** Curvas de desgastes das ferramentas de aço rápido T15 (SV),  $v_c$  de 40 m/min

## 6. FUNDAMENTAÇÃO DE HIPÓTESE

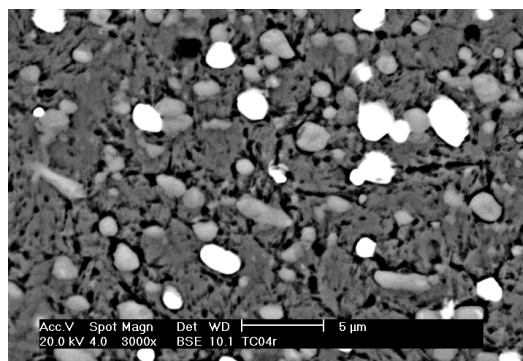
As considerações feitas a seguir são hipóteses e, por isso, devem ser muito bem exploradas posteriormente, servindo como ponto de partida para um estudo bem mais

aprofundado sobre esse assunto. Tais hipóteses estão fundamentadas nas análises metalográficas, químicas e na literatura especializada.

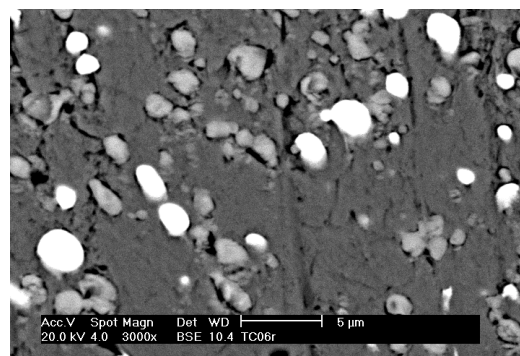
Na temperatura de têmpera de 1210 °C ocorreu maior dissolução dos carbonetos e elementos de liga na matriz, deixando-a num estado tensão maior e tornando-a mais frágil, no estado temperado. Ao contrário, na temperatura de têmpera de 1160 °C a dissolução dos carbonetos e dos elementos de liga foi menor, o que proporcionou a obtenção de uma matriz mais macia e com menor concentração de tensões.

Para um alívio de tensões da matriz frágil, obtida na temperatura de têmpera de 1210 °C, é necessário um revenimento adequado, ou seja, a temperatura de revenimento tem que proporcionar a transformação da martensita frágil em martensita revenida e austenita residual retida em martensita. Com um novo revenimento, essa martensita frágil, formada a partir da austenita, torna-se martensita revenida e, assim, sucessivamente. Daí a importância do triplo revenimento. Além disso, esse revenimento tem que proporcionar a precipitação dos carbonetos responsáveis pela dureza secundária e um certo coalescimento dos mesmos, proporcionando um tamanho adequado, ou seja, nem demasiadamente pequenos e nem exageradamente grandes, para que não sejam arrancados facilmente da matriz.

Com a temperatura de revenimento de 540 °C, após a têmpera de 1210 °C, por ser uma temperatura de revenimento mais baixa, a precipitação de carbonetos foi menor, portanto, a matriz ainda permaneceu num certo estado de tensão maior. Além disso, não ocorreu uma junção dos carbonetos que se precipitaram e, com isso, permaneceu uma maior quantidade de pequenos carbonetos do tipo MC e M<sub>6</sub>C menos coesos com a matriz martensítica frágil [FERRARESI, 1977]. Ocorre que essa falta de coesão entre os carbonetos e a matriz, juntamente com a camada de óxido que se forma durante a usinagem e que, quando se desprende, carrega os carbonetos que são menores do que a espessura dessa camada, aceleraram o desgaste por abrasão no flanco da ferramenta [AMBROZIO; BOEHS; FUNARO; LIMA; NEVES; NOGUEIRA; RIBEIRO, 1998]. A figura 5 ilustra a diferença microestrutural proveniente da diferença de tratamento térmico.



A) Microestrutura próxima ao gume da ferramenta TC04 (reativo: Nital 2%)



B) Microestrutura próxima ao gume da ferramenta TC06 (reativo: Nital 2%)

**Figura 5.** Metalografia da seção transversal das ferramentas TC04 e TC06

## 7. CONCLUSÕES

O processo de sinterização com fase líquida proporcionou resultados significativos na produção de ferramentas de usinagem. Com os inserts produzidos por este processo foi possível empregar velocidade de corte superior à empregada nos bits produzidos a partir do aço rápido prensado isostaticamente a quente, mantendo-se constante tanto o avanço como a profundidade de corte em 0,2 mm e 2,0 mm, respectivamente. De 33 mm/min para 40 m/min

temos um incremento de aproximadamente 20 %. Além deste fato, deve-se salientar que a sinterização com fase líquida é um processo bem mais simples e barato do que o outro anteriormente citado, sendo, por isso, economicamente mais vantajoso.

Assim como o verificado com os bits, para os insertos sinterizados à vácuo a combinação de temperaturas de têmpera e revenimento de 1210 °C e 540 °C não proporcionou boa resistência ao desgaste quando comparada com as combinações de 1210/560 °C e 1160/540 °C. Ou seja, maior dureza não significa necessariamente maior resistência ao desgaste. Existe uma combinação adequada entre as temperaturas de têmpera e revenimento que proporciona melhores propriedades mecânicas e resistência ao desgaste ao material quando empregado como ferramenta de corte.

Deve-se estudar melhor a relação entre processo de sinterização, tratamento térmico, microestrutura e resistência ao desgaste de aços rápidos empregados na fabricação de ferramentas de usinagem. Este trabalho serviu para demonstrar que processos alternativos, mais baratos, são eficientes e que é possível desenvolver tecnologia nacional para a fabricação de matérias-primas até então importadas.

## 8. REFERÊNCIAS

- AMBROZIO, F.; BOEHS, L.; FUNARO, R.; LIMA, L. F. C. P.; NEVES, M. D. M.; NOGEIRA, R. A.; RIBEIRO, O. C. S. – **Avaliação da Resistência ao Desgaste dos Aços Rápidos AISI M2 e T15**. 13º CBECIMAT, 1998.
- ANSI/ASTM E 92 – 72; **Standard Test Method for Vickers Hardness of Metallic Materials**, 1977.
- BOEHS, L.; BORGES, R. - **Metodologia do Ensaio de Usinagem para Torneamento**. Florianópolis: Publicação interna GRUCON, 25p, 1980.
- CHIAVERINI, V. - **Aços e Ferros Fundidos** - Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 6ª Edição, São Paulo, 1977.
- ERASTEEL. Product - information ASP 2023 and ASP 2030. FEMAFE-SP, 1999.
- FERRARESI, D. - **Fundamentos da Usinagem dos Metais**. São Paulo: Blucher, 1977.
- ISO 3685 - INTERNACIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – **Tool-Life Testing with Single Point Turning Tools**. Switzerland, 1977.
- MONTGOMERY, D. C. – **Design and Analysis of Experiments**. 4th edition ISBN 0-471-15746-5, QA279.M66, p. 703, 1996.
- SANDEROW, Howard. **High temperature sintering**. New perspectives in powder metallurgy. vol. 9. Metal Powder Industries Federation Princeton. New Jersey, 1990.
- SANDVIK Coromant. **Catálogo Principal de Ferramentas para Torneamento**, 1995.
- SANTOS, R. S. **Ferramentas de torneamento de aço rápido sinterizado e aços rápidos convencionais: análise de propriedades**. Florianópolis, 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. 142 p.
- STEVENSON, R. W. - **P/M Tool Steels** - Project Manager/Materials Group Energy Technology Division Midland - Ross Corp, Metals Handbook ninth edition volume7, p. 784 e 793, 1984.
- TARNEY, E. – **Heat Treatment of tool steels** – Crucible Materials corporation, [www.crucibleservice.com/cruheat.htm](http://www.crucibleservice.com/cruheat.htm), 1996.
- WESTIN, L.; WISSEL, H. S- **Power Metallurgical High-Speed Steels** - Scandinavian Journal Metallurgy, p. 41- 46, 1996.

## USINAGEM DE AÇOS ENDURECIDOS COM MÍNIMA LUBRIFICAÇÃO

**João Roberto Ferreira**

**Júlio Navarro Santos**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá/EFEI; Depto de Produção/Instituto de Enga. Mecânica, Av. BPS 1303, C. P. 50, 37.500-903, Itajubá, MG, e-mail: jorofe@iem.efei.br

**Fernando Teixeira Filho**

Faculdade de Engenharia de Varginha /FENVA; Depto de Engenharia Mecânica, Av. Cel José Alves, 256, Centro. CEP 37.010-540, Varginha-MG, e-mail: fernando-fenva@fepesmig.br

**Anselmo Eduardo Diniz**

**Durval Uchôas Braga**

UNICAMP, Depto de Enga. de Fabricação/Faculdade de Engenharia Mecânica, CP 6122, CEP 13.083-970, Campinas- SP, e-mail: anselmo@fem.unicamp.br

### Resumo

A utilização da lubrificação com Mínimo Volume de Óleo (MVO) tem sido muito pesquisada nas operações de corte de materiais, devido às pressões de uma legislação cada vez mais severa com os descartes industriais e em função de uma crescente conscientização quanto aos problemas ambientais. Além disso, tem-se mostrado que em alguns processos de usinagem o uso do mínimo volume de óleo pulverizado na região de corte pode reduzir o desgaste da ferramenta e melhorar a rugosidade da peça, quando comparado com o processo a seco. Neste trabalho estudou-se a influência da utilização do mínimo volume de óleo no desgaste da ferramenta de PCBN na operação de torneamento do aço ABNT 52100 endurecido. Para efeito de comparação foram ensaiados também duas outras condições de corte: a seco e com óleo solúvel abundante. Durante os ensaios foram medidos os desgastes da ferramenta de PCBN e a rugosidade da peça. Em função dos resultados obtidos, constatou-se que a usinagem com fluido de corte abundante apresenta o pior desempenho em termos de desgaste de ferramenta; a condição de mínima lubrificação apresentou um desempenho intermediário e a usinagem a seco apresentou a maior vida da ferramenta de PCBN.

**Palavras-chave:** Torneamento, Aço endurecido, Mínima lubrificação, Ferramenta de PCBN.

### 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de materiais para ferramentas de corte de elevada dureza a quente e alta resistência ao desgaste, aliado ao desenvolvimento de máquinas-ferramentas mais rígidas e potentes têm permitido a usinagem de materiais endurecidos (dureza > 45 HRC). Assim, tem-se tornado possível a substituição com algumas vantagens da operação de retificação pelo torneamento destes materiais. Dentre estas vantagens pode-se citar: maior produtividade, menor custo das ferramentas de corte, baixo consumo de energia por volume de material usinado, redução dos tempos de preparação e troca de ferramentas, máquinas-ferramentas mais simples e de menor custo, etc. (Tönshoff et al., 1995; Klocke et al., 1995, apud. Matsumoto, 1998). Dentre os materiais de ferramentas desenvolvidos, apresenta-se o Nitreto Cúbico de Boro Policristalino (PCBN) que possui interessantes propriedades como: elevada dureza a quente (cerca de 1800HV a 1000° C), baixa solubilidade no ferro e boa tenacidade à

fratura ( $6,3 \text{ MPa/m}^{1/2}$ ). Estas propriedades permitem o uso eficaz do PCBN na usinagem de ligas ferrosas temperadas com dureza na faixa de 50 a 65 HRC (Abrão et al., 1996).

A maior parte da usinagem de aços endurecidos é citada na literatura como sendo corte a seco, uma vez que a elevação da temperatura de corte facilita a deformação e o cisalhamento do material endurecido na formação do cavaco (Nakayama et al., 1988). Porém, a alta temperatura tem seus inconvenientes, como a dilatação da peça, afetando sua precisão dimensional e geométrica e a integridade superficial (Tönshoff et al., 1995). Além disso, a ausência de lubrificação prejudica o transporte de cavaco e causa um aumento no atrito devido à camada de separação entre a ferramenta e o material, favorecendo o aumento do desgaste abrasivo e de aderência (Novaski & Dörr (a), 1999). Na usinagem a seco do aço ABNT 52100 temperado (dureza 60 HRC), Costa (1993) verificou que à medida que a velocidade de corte aumenta, também cresce a taxa de desgaste de flanco dos insertos de PCBN. Para as velocidades de corte ensaiadas ( $V_c = 100, 120$  e  $140 \text{ m/min}$ ), a taxa de desgaste de flanco ( $V_B/tc$ ) aumentou, embora não tenha sido observado nenhum desgaste de cratera. Na usinagem de aço ABNT 52100 temperado com dureza média de 60 HRC, Matsumoto (1998) verificou que a vida da ferramenta de PCBN cresceu com o aumento da velocidade de corte, dentro do intervalo de velocidades testadas ( $V_c = 108$  e  $130 \text{ m/min}$ ). Portanto, há uma certa contradição entre os resultados obtidos pelos autores acima sobre a influência da velocidade de corte na vida da ferramenta de PCBN.

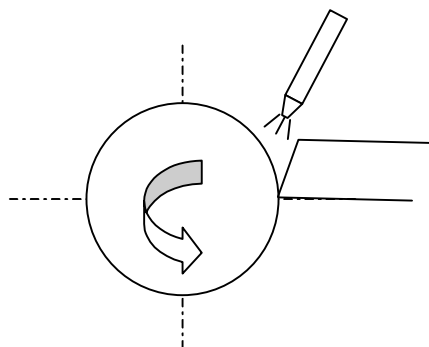
A usinagem com mínimo volume de óleo (MVO) consiste na aplicação de uma quantidade mínima de fluido de corte (normalmente  $< 100 \text{ ml/h}$ ) na região de corte, na maioria dos casos através de um jato de ar. Estas quantidades mínimas são suficientes para reduzir substancialmente o atrito cavaco-ferramenta-peça e evitar a aderência dos materiais em contato (Novaski & Dörr (b), 1999). A usinagem com MVO tem sido pesquisada objetivando a redução do volume de óleo de corte favorecendo as questões ecológicas, as exigências legais quanto à preservação do meio ambiente e a preservação da saúde do ser humano (Heisel & Lutz, 1998). A utilização de óleo de corte abundante (condição úmida) tem as vantagens de facilitar a remoção de cavacos, reduzir o atrito e refrigerar a peça. Por exemplo, na usinagem de alumínio e aços dúcteis, a não aplicação da refrigeração provoca um desgaste adesivo inaceitável (Novaski & Dörr (b), 1999). No entanto, a utilização da condição úmida representa custos adicionais nos processos de corte que podem chegar a 17% dos custos de produção, que são relativos à aquisição, armazenamento, manutenção e descarte. Enquanto que, os gastos relacionados com a ferramenta representam somente 2 a 4% dos custos de produção (Novaski & Dörr (a), 1999). Na operação de furação de liga de Alumínio-Silício (AS 323), Braga et al. (1999) verificou que o desgaste da ferramenta com MVO (vazão de  $10 \text{ ml/h}$ ) foi similar à operação com condição úmida e que, em termos de esforços de corte a operação com MVO mostrou-se melhor do que a condição úmida.

Neste contexto, o objetivo do presente trabalho é verificar a influência da utilização do mínimo volume de óleo na operação de torneamento do aço ABNT 52100 temperado (dureza 60 HRC), comparativamente às condições de corte úmida e a seco. Onde será avaliado a influência da velocidade de corte no desgaste da ferramenta de PCBN nas três condições de corte.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os experimentos foram realizados em um torno CNC Cosmos 30 – Romi, potência de 22 KW (30 HP), ano de fabricação 1985, projeto mecânico convencional com mancais de rolamento e guias de escorregamento. Os corpos de prova de aço ABNT 52100 foram usinados nas dimensões finais  $\phi 49 \times 50 \text{ mm}$  e tratados termicamente visando seu endurecimento. A dureza média medida situou-se na faixa de  $60 \pm 2 \text{ HRC}$ .

O equipamento de mínimo volume de óleo utilizado foi o *Magic-Cut “Mist coolant equipment”* da Fuso Seiki Co. Ltd., modelo OS-21-AT-40. Este equipamento permite uma fina regulação do volume de óleo, por meio de um registro tipo agulha, atomizando-o em um fluxo de ar comprimido à pressão constante de 4,5 bar. O bico injetor de ar foi colocado a cerca de 10 mm da peça, na parte superior, conforme mostra a Figura 1.



**Figura 1.** Esquema do bico injetor nos ensaios com ar comprimido e MVO.

Algumas medidas de rugosidade  $R_a$  foram realizadas em um rugosímetro *Surftest 211*, Mitutoyo, aferido e calibrado antes do início das medições. O parâmetro de cut-off foi ajustado para 0,8 mm em todas as medidas. As medições das larguras máximas dos desgastes de flanco na superfície de folga das pastilhas ( $VB_{max}$ ) e também as fotos da progressão destes desgastes foram obtidos em um analisador de imagem (Global Image Analyser) acompanhado do respectivo software (*Global Lab*). Este equipamento é constituído de um microscópio ótico com ampliação de 25 a 50 vezes acoplado a uma câmara de vídeo e ao computador.

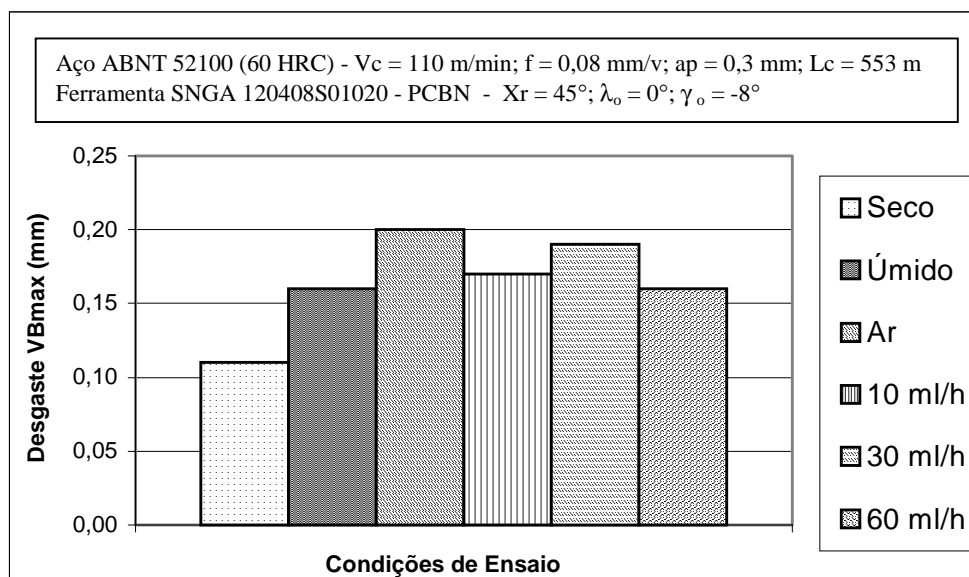
Utilizou-se insertos intercambiáveis de PCBN brasados em metal duro, geometria quadrada, código ISO SNGA 120408 S01020, recobertos com uma camada de nitreto de titânio (TiN), raio de ponta 0,8 mm, (Sandvik CB7020). O porta ferramentas usado tinha código ISO MSSNR 2525M12 com a seguinte geometria: ângulo de saída  $\gamma_n = -8^\circ$ ; ângulo de inclinação  $\lambda_s = 0^\circ$  e ângulo de posição  $\chi_r = 45^\circ$ .

Inicialmente, foram realizados alguns ensaios preliminares para determinar a melhor vazão de mínima lubrificação. Estes ensaios foram executados nas seguintes condições de corte: a seco, úmido, ar comprimido e mínima lubrificação com vazões de 10, 30 e 60 ml/h. Os parâmetros de corte usados foram:  $V_c = 110$  m/min,  $f = 0,08$  mm/v,  $a_p = 0,3$  mm. As medidas de rugosidade e desgaste foram efetuadas após a ferramenta ter usinado um comprimento de corte  $L_c = 553$  m.

Nos ensaios definitivos, os critérios de fim de vida da ferramenta foram baseados no desgaste de flanco máximo  $VB_{max} = 0,3$  mm ou rugosidade  $R_a = 0,75$   $\mu$ m. Quando um destes dois parâmetros fossem atingidos o teste era encerrado. Durante os ensaios as medidas de rugosidade e desgaste foram efetuadas após a ferramenta ter usinado um comprimento de corte aproximado de 252 m (três passes). As condições de corte foram: a seco, com óleo solúvel abundante (úmida) e com mínima lubrificação na vazão de 10 ml/h. Os parâmetros de corte foram: Velocidade de corte  $V_c = 110, 130, 150$  e  $175$  m/min; avanço  $f = 0,08$  mm/volta e profundidade de usinagem  $a_p = 0,3$  mm constantes.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

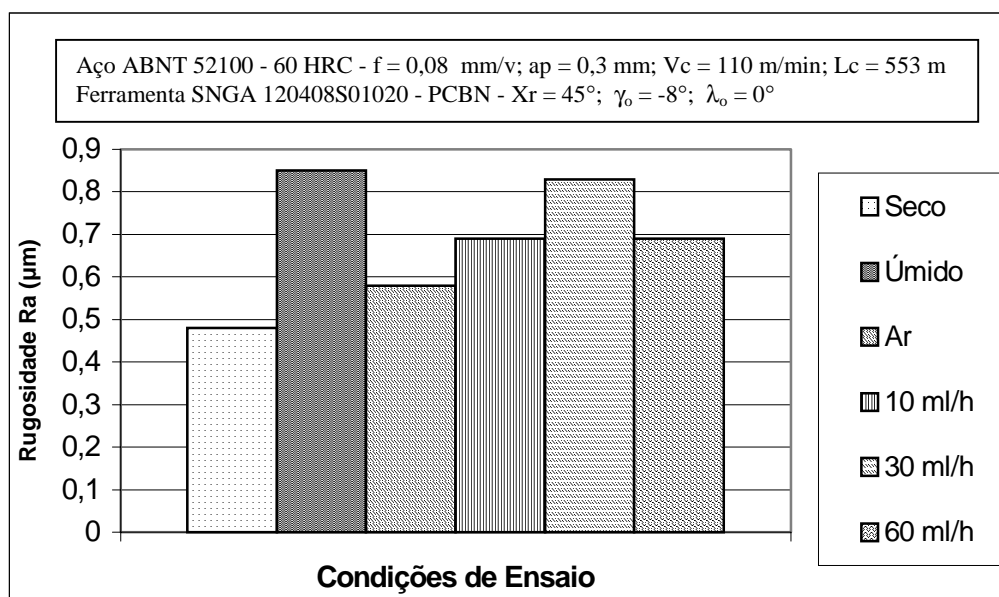
Primeiramente, nos ensaios preliminares realizou-se uma comparação entre as condições de corte a seco, úmida, com ar comprimido e MVO com vazões de 10, 30 e 60 ml/h. A Figura 2 mostra os resultados do desgaste de flanco  $VB_{max}$  da ferramenta de PCBN, onde observa-se que a condição a seco apresentou o melhor desempenho em termos de desgaste. Ao contrário, a condição usando ar comprimido apresentou o maior desgaste da ferramenta de PCBN. As três condições de MVO apresentaram desempenhos similares, sendo assim, a vazão de 10 ml/h foi escolhida para a realização dos ensaios definitivos, pois é a condição de menor consumo de óleo e poder de poluição. A Figura 3 mostra os resultados da rugosidade obtidos para os ensaios preliminares. A condição a seco apresentou o melhor resultado em termos de acabamento e a condição úmida apresentou a maior rugosidade. Justifica-se este fato devido ao efeito da temperatura na zona de cisalhamento do cavaco, quando da usinagem a seco, que facilita o corte, diminui as forças de usinagem, as vibrações e consequentemente melhora o acabamento da peça.



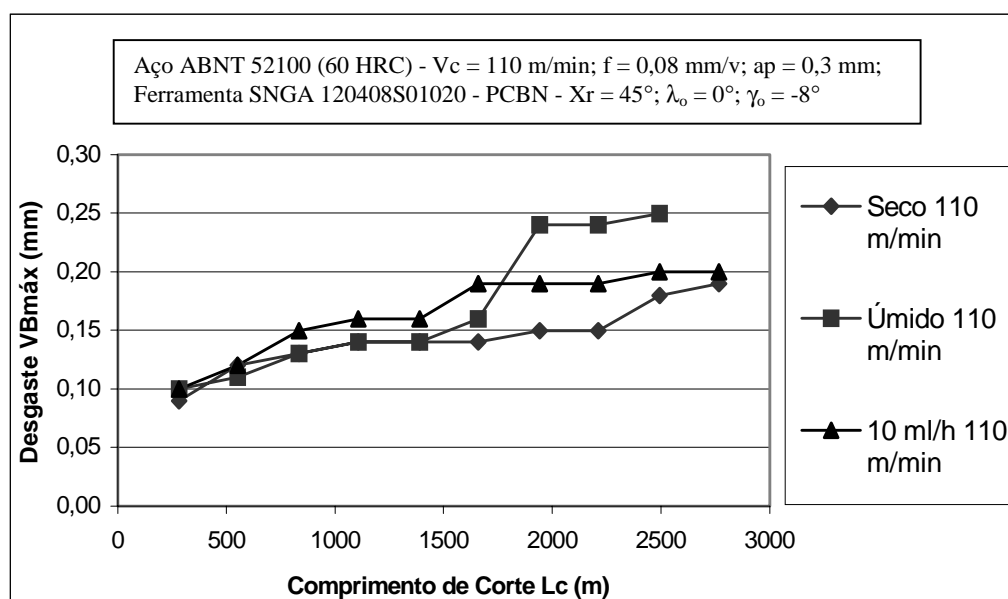
**Figura 2.** Resultados dos ensaios preliminares relativos ao desgaste de flanco da ferramenta.

Após determinada a melhor vazão de MVO, foram realizados os ensaios definitivos nas seguintes condições: a seco, úmida e com MVO vazão de 10 ml/h. A Figura 4 mostra a evolução do desgaste de flanco para as três condições ensaiadas com a velocidade de corte de 110 m/min. A condição a seco apresentou o melhor desempenho, devido ao efeito da maior temperatura de corte, que provoca a perda de dureza do material da peça, facilitando a formação do cavaco e reduzindo os esforços de corte. O desgaste de flanco  $VB_{max}$  na condição a seco mostra uma evolução mais lenta que nas demais condições de corte, favorecido pelo efeito da temperatura desenvolvida no corte, aliada à alta resistência do PCBN em elevadas temperaturas. À medida que o comprimento de corte aumenta, a evolução do desgaste para a condição úmida é mais rápida, devido ao intenso resfriamento da peça e do cavaco fazendo com que a ferramenta de PCBN esteja sujeita a esforços de corte maiores. A condição de MVO com vazão de 10 ml/h apresenta um desempenho intermediário entre as outras duas condições, para comprimentos de corte acima de 1800 m.



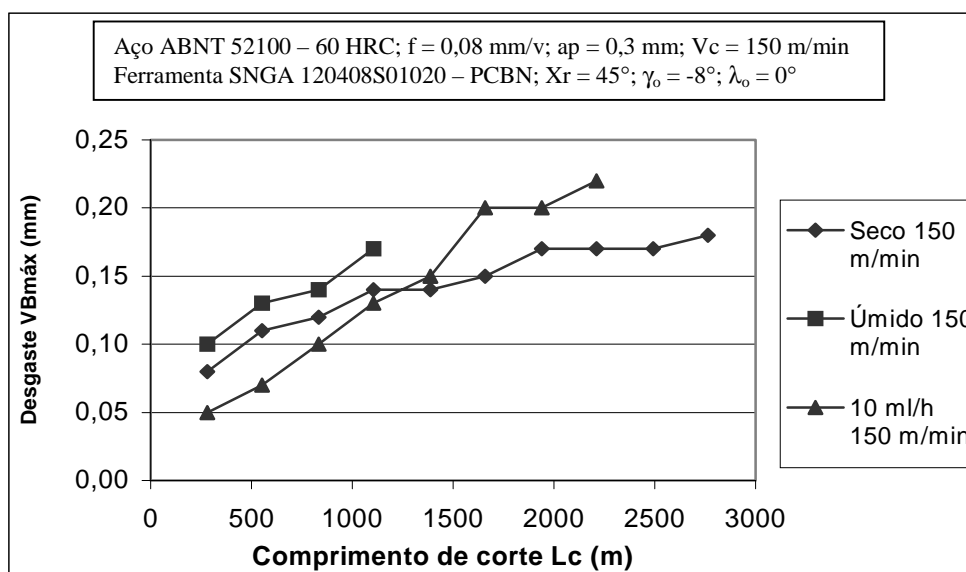


**Figura 3.** Resultados dos ensaios preliminares relativos ao acabamento superficial.



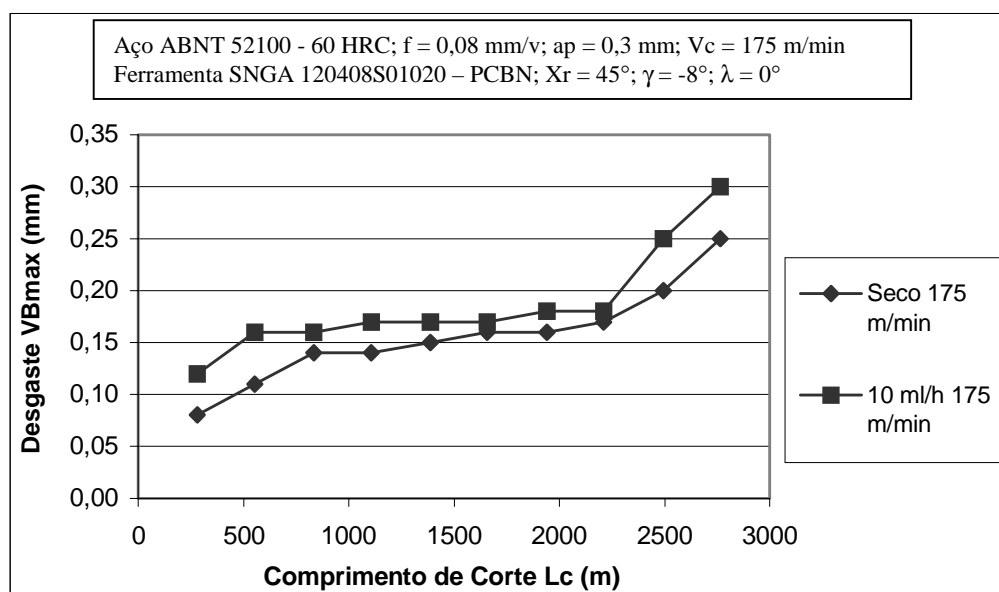
**Figura 4.** Evolução do desgaste de flanco para as condições ensaiadas com  $V_c = 110$  m/min.

A Figura 5 mostra a evolução do desgaste de flanco da ferramenta de PCBN, para as três condições ensaiadas com velocidade de corte de 150 m/min. Observa-se que o desgaste para a a condição úmida apresenta uma evolução mais rápida, uma vez que a ação refrigerante da emulsão atua no sentido de evitar o aquecimento da peça e do cavaco, ficando a ferramenta sujeita a esforços de corte maiores, decorrentes da usinagem de aço endurecido. Apesar da condição MVO (10 ml/h) apresentar desgaste menor no início do corte ( $L_c < 1200$  m), a evolução deste desgaste é mais rápida comparada com a condição a seco para  $L_c > 1200$  m, devido ao efeito da refrigeração da peça/cavaco pelo ar comprimido contido na névoa.

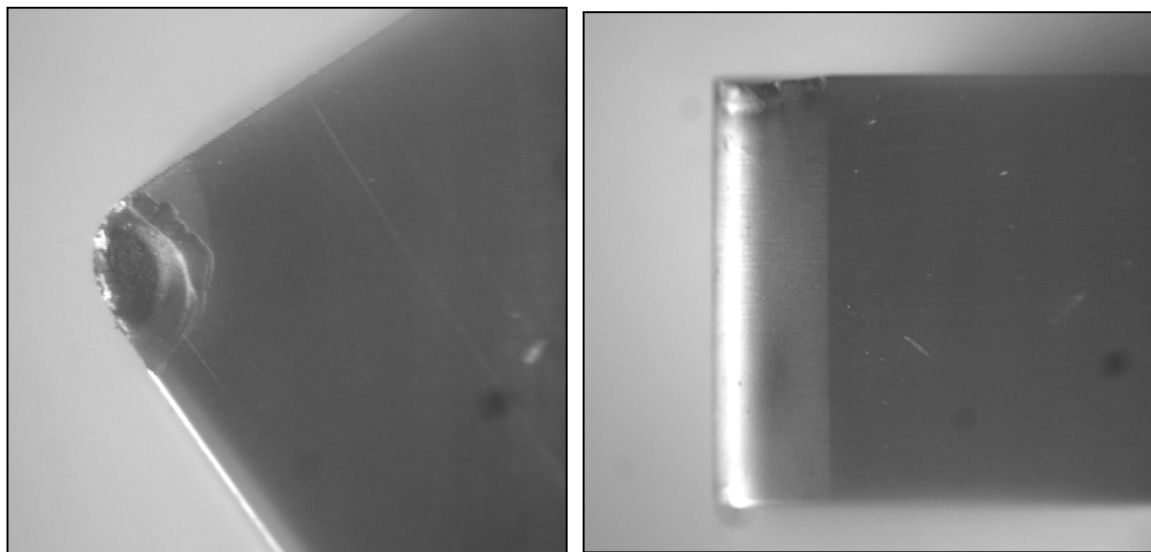


**Figura 5.** Evolução do desgaste de flanco para as condições ensaiadas com  $V_c = 150$  m/min.

A Figura 6 mostra a evolução do desgaste de flanco do PCBN nas condições de corte a seco e MVO para  $V_c = 175$  m/min. Pode-se observar que as duas condições apresentam comportamentos semelhantes. A condição de MVO vazão de 10 ml/h apresenta desgaste superior ao da condição a seco, possivelmente devido ao efeito de resfriamento do cavaco pelo ar comprimido, fazendo com que ele mantenha sua dureza elevada. É importante informar que em nenhuma das condições ensaiadas foi verificado o desgaste de cratera, com exceção da condição MVO com  $V_c = 175$  m/min, conforme pode ser visto na figura 7. Este desgaste foi verificado a partir de um comprimento de corte  $L_c = 2542$  m, em função da elevada velocidade de corte e provavelmente pelo baixo poder de lubrificação do MVO na interface cavaco/ferramenta.



**Figura 6.** Evolução do desgaste para as condições a seco e MVO, para  $V_c = 175$  m/min.



**Figura 7.** Desgaste de cratera observado com MVO (10 ml/h),  $V_c = 175$  m/min,  $L_c = 2542$  m.

#### 4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados dos experimentos realizados pode-se concluir que:

- A condição de corte a seco apresentou o melhor desempenho no torneamento do aço ABNT 52100 endurecido, referente à maior vida da ferramenta de PCBN;
- A condição de refrigeração abundante determinou um maior desgaste da ferramenta de PCBN e uma elevada rugosidade da peça e, por isso, não deve ser recomendada para o torneamento do aço endurecido em questão;
- A condição com MVO vazão de 10 ml/h apresentou um desgaste intermediário entre as condições de corte a seco e úmida, em função do superior poder de refrigeração em relação à lubrificação da névoa ar/óleo;
- A ferramenta de PCBN apresentou um desgaste típico de flanco nas velocidades de corte de 110, 130 e 150 m/min e desgaste de cratera na velocidade de corte de 175 m/min na condição MVO.

#### Agradecimentos

Ao Departamento de Engenharia de Fabricação (FEM/UNICAMP) pelo suporte laboratorial e à FAPEMIG-Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais pelo financiamento da bolsa de Mestrado.

## 5. REFERÊNCIAS

- Abrão, A.M., Aspinwall, D.K., Wise, L.H., 1996, “A vida de ferramentas e a integridade das peças no torneamento de aços temperados”, Máquinas e Metais, pp. 200-217.
- Abrão, A.M. & Aspinwall, D.K., 1999, “Tool Wear of Polycrystalline Cubic Boron Nitride and Ceramic Materials when Hard Turning Bearing Steel”, Journal of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, vol. XXI, no. 1, pp. 1-9.
- Braga, D.U., Diniz, A.E., Miranda, G., Coppini, N.L., 1999, “Performance do processo de furação de liga de alumínio-silício utilizando a técnica de mínima lubrificação por névoa”, XV COBEM, Águas de Lindóia, São Paulo. Anais em CD-Rom, Código AAAEIA.
- Costa, D.D., 1993, “Análise dos parâmetros de torneamento de aços endurecidos”, Dissertação de Mestrado, UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica, 110 p.
- Heisel, U. & Lutz, M., 1998, “Pesquisa de fluido de refrigeração e de lubrificação”, Máquinas e Metais, pp. 40-49.
- Heisel, U., Lutz, M., Spath, D., Wassmer R., Walter, U., 1999, “A técnica da quantidade mínima de fluidos e sua aplicação nos processos de corte”, Máquinas e Metais, pp. 22-38.
- Klocke, F., König, W., Koch, K.F., Schroeter, R.B., 1995, “Torneamento de precisão: uma opção para o acabamento de peças de aço temperado”, Máquinas e Metais, pp.56-67.
- Matsumoto, H., 1998, “Uma Contribuição ao Estudo do Processo de Torneamento de Aços Endurecidos”, Tese de Doutorado, UNICAMP, Faculdade de engenharia Mecânica, 148 p.
- Nakayama, K; Arai, M.; Kanda, T., 1988, “Machining characteristics of hard materials”, Annals of the CIRP, Vol. 37/1, pp. 89-92.
- Novaski, O. & Dörr, J. (a), 1999, “Usinagem sem refrigeração”, Máquinas e Metais, pp. 18-27.
- Novaski, O. & Dörr, J. (b), 1999, “Usinagem quase a seco”, Máquinas e Metais, pp. 34-41.
- Tönshoff, H.K., Wbker,H.G., Brandt, D., 1995, “Hard turning – influences on the workpiece properties”, Transations of NAMRI SME, V.XXIII, pp.251-220.

# ANÁLISE DO DESEMPENHO DE GUARNIÇÕES DE FREIO AUTOMOBILÍSTICO USANDO FIBRAS PANOX E POLPA DE ARAMIDA EM SUBSTITUIÇÃO AO AMIANTO

**Fausto Rodrigues Filho<sup>1</sup>**

**Zaida Jova Aguila<sup>2</sup>**

**Edson Bittencourt<sup>2</sup>**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Projeto Mecânico<sup>1</sup> e Faculdade de Engenharia Química, Departamento de Tecnologia de Polímeros<sup>2</sup> 13.083-970 – Campinas, SP, Brasil. E-mail: fausto@fem.unicamp.br<sup>1</sup>

## Resumo

A proibição do uso de amianto na fabricação de guarnições de freios trouxe a necessidade de se buscar um substituto técnica e economicamente viável. Muitas tentativas têm sido realizadas, e as guarnições de freio tanto para uso rodoviário como ferroviário estão sendo atualmente produzidas sem esta fibra. Entretanto não se conseguiu ainda encontrar um substituto adequado. Nos freios aeronáuticos e carros de corrida já se utilizam até mesmo os discos de fibra de carbono, cujo custo entretanto é muito alto para veículos automotivos e ferroviários. Neste trabalho procura-se analisar as propriedades físicas, químicas e mecânicas das fibras PANOX e ARAMIDA, cujo custo é significativamente mais baixo que a fibra de carbono, e o seu uso como reforço em guarnições de freio rodoviário. Adotou-se como modelo para os ensaios a guarnição utilizada nos veículos Volkswagen GOL 1995 em diante, aplicável também a outros modelos de veículos, por ser a guarnição de maior consumo no país. Essas guarnições foram produzidas segundo os mesmos processos industriais correntes utilizados na produção das guarnições em uso no mercado. Foram produzidas amostras com porcentagens diferentes dessas fibras e utilizados aditivos e cargas minerais usuais também em diferentes proporções. Foram finalmente determinados os valores de alguns parâmetros característicos como resistência ao cisalhamento, dureza e densidade relativa e as características de desempenho em ensaios tipo KRAUSS, conforme norma NBR-6143. Comparam-se então o desempenho e características dessas guarnições entre si e com o desempenho e características de guarnições comerciais de boa procedência, classificadas como “original” pelo fabricante e adquiridas em concessionária autorizada, adotada como referência.

**Palavras chaves:** freios, material de atrito, amianto, aramida, PANOX.

## 1. INTRODUÇÃO

Durante muito tempo o amianto foi amplamente utilizado como fibra de reforço em formulações de compósitos para a fabricação de materiais de atrito para freios de máquinas e autoveículos.

Desconsiderando-se os primeiros sistemas de freios mais rudimentares que utilizavam blocos de madeira, metais e outros materiais naturais como sapatas de freios, os primeiros materiais sintéticos utilizados em sistemas industrializados eram constituídos de resina fenólica, que apresentava grandes vantagens sobre aqueles. Logo a resina sintética passou a ser utilizada conjuntamente com tecido de algodão, o que lhe conferiu maior capacidade de carga e melhor desempenho, valendo-lhe ainda o nome de 'lona de freio'. Cintas metálicas foram também utilizadas, sendo que o produto que melhor se adaptou ao mercado foi a malha de amianto com resina sintética. O amianto era utilizado principalmente como elemento estrutural e apresentava bom desempenho por suas propriedades mecânicas e térmicas. Finalmente chegou-se à composição de resina fenólica com fibra de amianto prensada, que perdurou até poucos anos atrás em função de seu excelente desempenho, melhorado e controlado com a adição de cargas diversas. A formulação permite variações diversas, consistindo segredo industrial a composição final e valores dos parâmetros para o processo industrial que garantem o desempenho desejado em cada caso.

Foi também essa composição que antecedeu e viabilizou a implantação do freio a disco em veículos, que já nasceu com esse material de atrito. Esta composição passou então a ser o material predominante tanto em freios veiculares como em máquinas estacionárias, sendo que nos veículos ferroviários veio a substituir as pesadas sapatas metálicas de ferro fundido. Hoje no Brasil apenas em alguns casos excepcionais ainda se utilizam sapatas de ferro fundido em locomotivas mais antigas, que não foram adaptadas à sapata fenólica. Na Inglaterra a sapata de ferro fundido é ainda utilizada em maior escala (cerca de 40 a 50%) e outros países também ainda mantêm o uso em escala mais reduzida.

O baixo custo e alta escala de produção do amianto garantiriam sua permanência no material de atrito indefinidamente, em vista de suas propriedades, não fora a percepção de seus efeitos nocivos à saúde, conforme Seiler (1988), o que levou à necessidade de sua eliminação do processo. Buscando-se um substituto para a fibra de amianto, muitas fibras naturais foram tentadas, tanto vegetais como minerais, algumas delas com relativo sucesso. Igualmente alguns outros produtos foram e continuam sendo utilizados e introduzidos na formulação do material de atrito, como palha de aço, ferro e outros metais, além uma mistura de vários deles. Entretanto, ainda não se conseguiu até o momento uma alternativa que substitua adequadamente o amianto.

Sistemas especiais de freios, como os utilizados em veículos de corrida (Fórmula 1) e freios aeronáuticos vêm sendo produzidos com fibra de carbono, que se constitui em processo com custos bastante elevados, que embora se justifiquem e seja absorvidos nestas aplicações, são insuportáveis para veículos regulares rodoviários e ferroviários.

A PANOX, obtida a partir da copolimerização da acrilonitrila, é um dos materiais intermediários obtidos durante o processo de produção da fibra de carbono. Suas características e estabilidade térmica nessa fase do processo sugerem a possibilidade de desempenho adequado no compósito para a produção do material de atrito para freios, sem a necessidade da etapa de carbonização, que se sucede no processo de obtenção da fibra de carbono e eleva substancialmente o custo final. Dessa forma, seu uso nesta etapa seria economicamente viável, segundo Del Arco (1998), em comparação aos demais materiais.

A polpa de aramida é outro material cujas características sugerem sua utilização com os mesmos objetivos de substituir o amianto. Obtida a partir da fibra de aramida, cuja designação química é poliparafenilene tereftalamida, é proveniente de parafenilene diamida e cloreto de tereftalol, os quais são polemizados em solventes orgânicos, produzindo um polímero solúvel somente em solventes altamente agressivos. Apresenta excelentes propriedades para ser utilizada como fibra de reforço, como maior volume e aglutinação, baixa densidade, alta cristalinidade e orientação, conforme Stron (1989).

As resinas fenólicas têm grande disponibilidade no mercado em uma grande variedade de formas, apresentam baixo custo, alta resistência a produtos químicos, à deformação e a altas temperaturas, bom acabamento, além de constituir um excelente ligante na fabricação de compósitos, protegendo a superfície das fibras individuais e evitando a deterioração das propriedades no contato fibra – fibra, como relatam Pilato e Knop (1985).

Estas considerações motivaram a realização deste trabalho, buscando estudar a possibilidade de utilização das fibras de PANOX e aramida como alternativa para a substituição do amianto na composição do material de atrito.

## **2. MATERIAIS E MÉTODOS**

Foram realizadas diversas formulações tendo como base uma resina fenólica com a adição de diferentes concentrações de PANOX e aramida, além das cargas minerais e aditivos tradicionais. Com esses compósitos foram fabricadas guarnições de freio segundo o modelo geométrico utilizado em veículos marca Volkswagen, modelo Gol 1.6. Este modelo de guarnição foi escolhido por ser utilizado também em outros veículos da mesma fábrica, resultando no modelo mais produzido industrialmente, o que facilitou a colaboração de uma das fábricas desse material e a realização dos ensaios de desempenho. Tais corpos de prova foram ensaiados de modo a se determinar seus coeficientes de atrito pelo método de ensaio Krauss.

### **2.1 Materiais Utilizados**

A poliacrilonitrila (PAN) é um polímero sintético, quimicamente homogêneo, com cadeias contínuas de carbono e cadeias laterais de nitrila dispostas a ciclização. O processo de obtenção de fibras de carbono se inicia com a estabilização oxidativa da PAN a temperatura entre 200 e 300 °C, quando ocorrem transformações estruturais de modo que a estrutura linear das cadeias da PAN se transforma em moléculas tipo escada pelas reações de ponte intramolecular. Nesta etapa a fibra é conhecida como PANOX e apresenta excelentes propriedades térmicas que a tornam adequadas para ser usada como reforço em compósitos para a fabricação de materiais de atrito. A PANOX utilizada neste trabalho foi fornecida pelo Centro Técnico Aeroespacial em cabos de 320.000 filamentos e módulo de elasticidade 7,5 GPa. A temperatura de transição vítrea (T<sub>g</sub>) permanece entre 112 e 115 °C.

A aramida pode ser vista como um nylon com anéis benzênicos na cadeia polimérica que aumentam sua resistência. As fibras de aramida, conforme Prestow (1986), apresentam-se em cabos de 134 a 10.000 filamentos. Apresentam boas qualidades a altas temperaturas e sua T<sub>g</sub> se situa em torno de 250 °C. Quebra em fratura única formando pequenas fibrilas dentro da própria fibra, o que lhe confere alta flexibilidade com relação às fibras convencionais, segundo Matthews e Rawlings, (1996).

Utilizou-se ainda resina fenólica tipo Novolac, fornecida pela Schenectady do Brasil Ltda, recomendada como aglutinante em materiais de atrito, além de Alumina, Grafite e Barita fornecidas pela Cia Brasileira de Equipamentos (COBREQ).

### **2.2 Métodos Empregados**

Procedeu-se inicialmente a um estudo morfológico das fibras utilizadas pelo método da Microscopia Eletrônica Exploratória. Este método permite também observar a orientação e as estruturas longitudinal e transversal das fibras. Utilizou-se um microscópio eletrônico modelo JXA-840 pertencente ao Departamento de Materiais da Faculdade de Engenharia Mecânica da

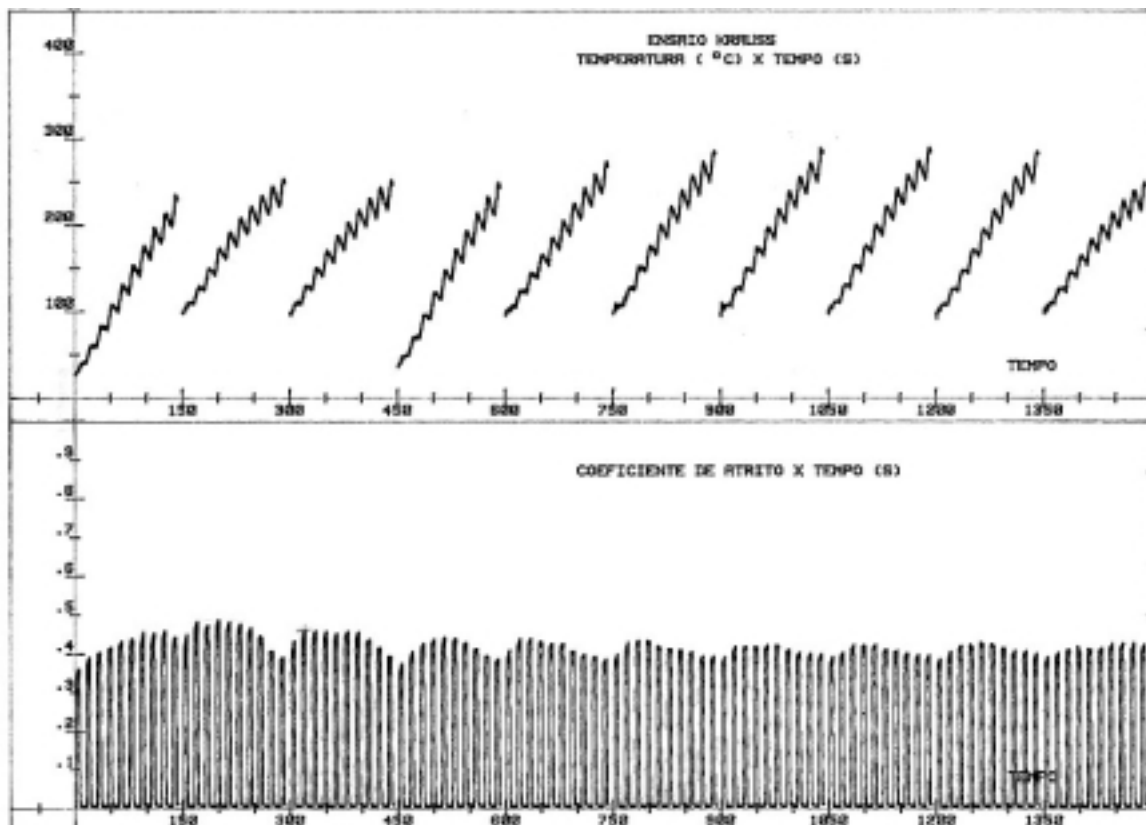
Unicamp. As fibras foram submetidas a um processo de metalização com ouro, usando-se a técnica de *sputtering* em um equipamento marca Balzer, modelo SCD-050, atingindo-se uma camada de 250 Å.

Uma vez caracterizadas as fibras foram preparadas diversas formulações com a resina fenólica, PANOX, aramida e diferentes concentrações de aditivos, com as quais foram confeccionados os corpos de prova na forma de guarnições de freio comerciais comuns. Na definição dessas formulações consideraram-se as referências e a experiência prática dos próprios fabricantes, buscando-se obter as possíveis combinações julgadas adequadas. Foram mantidas constante as concentrações das fibras e variadas as quantidades de carga mineral e aditivos.

O processo se constitui das seguintes etapas:

- Mistura e dispersão dos diferentes constituintes;
- Confeção dos pré-impregnados;
- Prensagem a quente do material à temperatura de 128 °C e pressão 145 kgf/cm<sup>2</sup>;
- Pós-cura dos compósitos a 240 °C durante 3 horas.

Os corpos de prova, na forma de guarnições de freio comerciais comuns, foram executados segundo o modelo geométrico utilizado para os veículos marca Volkswagen modelo Gol 1.6. Este modelo de guarnição é utilizado também em outros tipos de veículos da mesma marca, de modo que vem a ser o modelo de maior produção. A confecção das guarnições foi efetuada pela COBREQ, introduzindo-se na linha de produção uma bandeja com os corpos de prova durante a fabricação normal de suas guarnições desse tipo. Foram utilizadas, assim, exatamente as mesmas condições de fabricação das guarnições comerciais.



**Figura 1** – Gráfico típico obtido em um ensaio tipo Krauss



A avaliação do desempenho foi feita por meio de ensaios tipo Krauss, realizados conforme a norma ABNT 6143: Guarnições de Freio a Disco - Determinação do Atrito e Desgaste Através da Bancada de Ensaios Krauss. O ensaio consiste na realização de 10 ciclos de aplicação e alívio do freio com intensidade de aplicação e rotação constantes e definidas na norma. As aplicações têm a duração de 5 segundos, seguidas de 10 segundos de alívio entre uma aplicação e outra. Cada ciclo é composto de 10 aplicações sucessivas. A figura 1 mostra o gráfico característico de um ensaio tipo Krauss como obtido no plotter, onde a parte superior mostra a temperatura em função do tempo e a parte inferior mostra a variação do coeficiente de atrito também em função do tempo.

Este ensaio é usualmente utilizado na indústria durante a fase de desenvolvimento do produto cada vez que a 'montadora' lança no mercado um modelo novo, para caracterizar o desempenho de cada formulação experimentada. O sistema de freios é desenvolvido simultaneamente com o material de atrito, acompanhados por testes dinamométricos e testes de protótipos em pista real. Ao final, escolhidos o sistema e o material de atrito, dentre as diversas experiências realizadas, o resultado do teste Krauss correspondente é definido como o padrão de qualidade a ser observado para a fabricação do material de atrito. Dessa forma, é corrente na indústria o conceito que o ensaio não seja utilizado como critério de definição da qualidade do material de atrito mas tão somente como controle de qualidade da produção.

Ainda conforme estabelece a norma utilizada, os ensaios se realizam utilizando-se as guarnições originais na sua forma real, suportadas pelo próprio calíper utilizado no veículo e aplicadas contra um disco de freio também original do veículo. São medidos e apresentados na forma de gráficos a temperatura na superfície do disco e o valor do coeficiente de atrito em função do tempo em cada ciclo. Determinam-se em cada ensaio os valores do coeficiente de atrito a frio, mínimo, máximo e médio.

A norma não estabelece qualquer valor de referência para aprovação ou rejeição, apenas o método de ensaio. Dessa forma, e como se trata de um trabalho de investigação para estudar alternativas, os resultados obtidos com o material em estudo foram comparados com os resultados obtidos nos ensaios de um material comercial original de fábrica, fornecido pelo fabricante do veículo e adquirido em agência autorizada. Todos os ensaios foram realizados no equipamento de ensaios de freios do Laboratório Ferroviário da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp.

### 3. ENSAIOS E RESULTADOS

A figura 2 mostra a micrografia longitudinal das fibras utilizadas. Verifica-se que a fibra Panox (fig.2.a) apresentou boa orientação, grande empacotamento paralelo ao eixo das fibras,

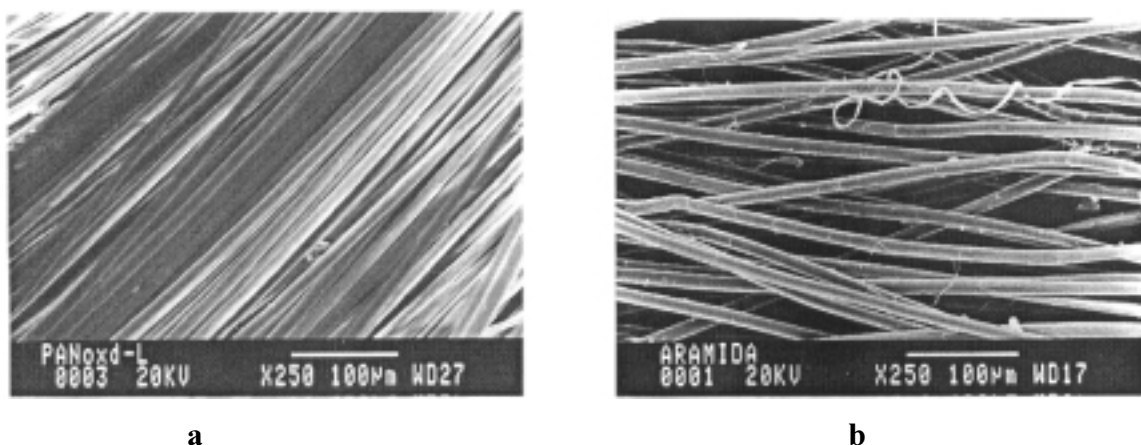


Figura 2 - Micrografia longitudinal das fibras utilizadas: a) Panox; b) Aramida

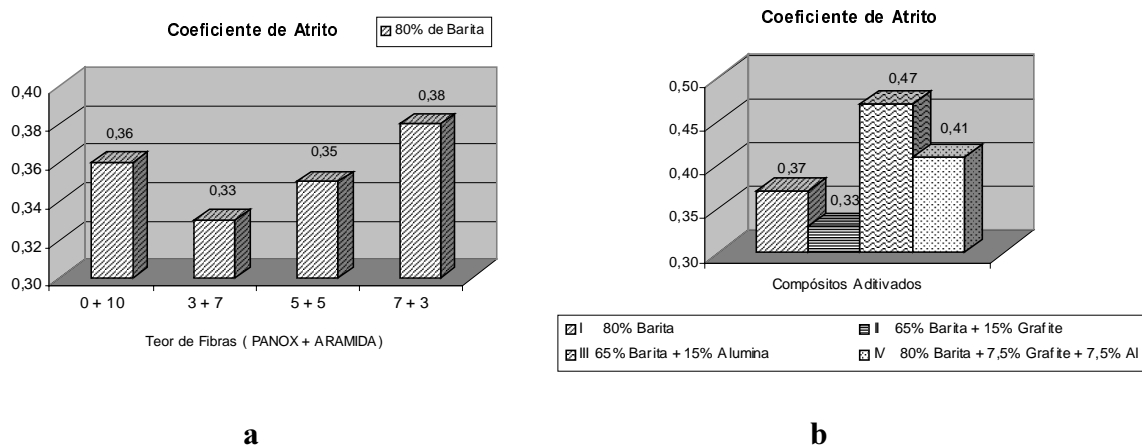
que se apresentam separados por sulcos e baixa proporção de espaços vazios. Observam-se algumas inclusões entre as fibras que se podem atribuir a defeitos ou impurezas.

Nas fibras de Aramida (fig.2.b), os feixes se apresentam de forma cruzada, com maior volume livre entre as fibras e a presença de uma estrutura fibrilar na superfície, caracterizada por pequenas fibras às vezes enroscadas nas fibras maiores ou em forma de lâminas. As camadas mais externas dos feixes de fibras vão se separando devido à repulsão eletrostática.

Sendo a cadeia polimérica da aramida altamente conjugada, favorece a existência de uma alta densidade eletrônica ocasionada pelos elétrons dos orbitais *p*, o que provoca a grande repulsão eletrostática observada entre as cadeias do polímero e a existência de um maior volume livre.

Devido às propriedades morfológicas apresentadas pela fibra Panox, não foi possível obter corpos de prova utilizando apenas essa fibra como elemento de reforço pela falta de aglutinação e compactação dos diferentes constituintes. Foi necessária a introdução de alguma quantidade de aramida nas formulações para se poder obter melhor aglutinação, o que ocorre devido à grande área ( $6 \text{ m}^2/\text{g}$ ) de superfície apresentada por esta fibra.

A figura 3 mostra uma comparação dos valores do coeficiente de atrito médio obtidos nos ensaios de desempenho, segundo o método Krauss, com os corpos de prova utilizados. A comparação pode ser feita diretamente entre os diversos compósitos preparados ou entre estes e as guarnições comerciais utilizadas como referência. Estas apresentaram valores do coeficiente de atrito entre 0,28 e 0,42 em 3 ensaios realizados com 3 guarnições diferentes.



**Figura 3** - Influência da concentração de fibras e aditivos sobre o coeficiente de atrito: a) variação da concentração de Panox e Aramida, mantidos constantes os demais componentes; b) variação da concentração dos aditivos, mantidas constantes as fibras.

A figura 3.a mostra a influência da proporção de fibras PANOX e aramida sobre o coeficiente de atrito. A soma das concentrações das duas fibras se mantém constante em 10%, variando a proporção de cada uma delas, de forma a manter também constante a concentração dos demais componentes.

Observa-se uma curiosidade: a formulação apenas com fibras de aramida apresentou um valor do coeficiente de atrito mais alto, que se reduziu com a introdução de pequenas concentrações de PANOX. Com 3% de PANOX ocorreu um valor mínimo do coeficiente de atrito, que passou a aumentar novamente com maiores concentrações de aramida. Compósitos reforçados totalmente com fibras de aramida apresentaram melhor comportamento do coeficiente de atrito devido à sua estrutura fibrilar, assim como à irregularidade na sua distribuição e volume livre entre elas, o que lhes permite uma melhor interação com a matriz e os aditivos.

Concentrações de 3% de fibras de PANOX reduzem o valor do atrito devido à substituição de parte da aramida na formulação, o que diminui os efeitos referidos anteriormente. Com o aumento da concentração de PANOX o coeficiente de atrito vai aumentando, como mostra a figura 3.a . Isto ocorre devido ao aumento da densidade nas formulações, embora quando se utiliza somente fibras de PANOX como reforço, não seja possível obter corpos de prova por falta de aglutinação dos constituintes, o que pode ser atribuído ao grande empacotamento e baixa proporção de volume livre desta fibra.

Verifica-se também que todas as formulações apresentaram valores do coeficiente de atrito no mesmo intervalo da variação obtida com o material de referência.

A figura 3.b mostra a influência da variação da proporção de alguns dos demais componentes, mantidas fixas as concentrações das fibras.

Verifica-se inicialmente que o coeficiente de atrito ficou sempre acima do mínimo em relação ao material de referência, porém subiu bastante acima do máximo com a introdução de proporção maior de Alumina. De modo geral, a introdução de Alumina aumenta o coeficiente de atrito em proporção crescente com sua concentração, embora seja um forte abrasivo. Seus orbitais vazios se combinam com os orbitais  $p$  da aramida e com os grupos  $N$  nas fibras de PANOX, os quais na presença da matriz fenólica oferecem maior rigidez e resistência ao compósito por efeito da reticulação, o que o torna um excelente elemento estrutural.

A introdução de grafite apresenta efeito exatamente contrário. O grafite permanece nos espaços livres entre as fibras, devido à sua estrutura planar, o que lhe permite o movimento de uma camada sobre outra. Dessa forma, qualquer esforço transmitido pelas fibras provoca um deslocamento entre as camadas de grafite vizinhas, propriedade esta conhecida como efeito lubrificante.

#### 4. CONCLUSÕES.

O ensaio tipo Krauss mostrou-se adequado para a avaliação de materiais de atrito por comparação com o material original. Estudos posteriores poderão ser desenvolvidos para avaliar melhor as condições de realização deste tipo de ensaio, estabelecendo-se valores dos parâmetros envolvidos, tais como coeficiente de atrito, desgaste e temperatura como limites que possibilitem a aceitação ou rejeição de materiais de atrito.

Ficou comprovado que as fibras de PANOX e aramida possuem propriedades que as tornam adequadas para o uso como reforço em materiais de atrito.

A fibra de aramida apresentou bom desempenho quando utilizada na proporção de 10% do peso do compósito. Seu uso combinado com a PANOX, numa proporção total de 10% na soma das duas fibras, permite um controle do valor do coeficiente de atrito dentro da faixa de variação do material de referência e um desempenho estável. Em concentrações iguais das duas fibras se obtém praticamente o mesmo desempenho que com o uso apenas da aramida, o que não é interessante devido ao custo muito maior desta fibra. A redução da PANOX até 30% dessa combinação reduz o coeficiente de atrito com aumento do custo e o seu aumento até 70% aumenta o coeficiente de atrito com redução do custo. O uso apenas de PANOX não é possível porque não se consegue aglutinar o compósito. Deve-se prosseguir as investigações para se verificar o desempenho das combinações entre 70 e 100% de PANOX e 70 e 100% de aramida.

O uso de pequenas concentrações de aramida é necessário para garantir a aglutinação e estabilidade do compósito.

A fibra de PANOX demonstrou possuir características adequadas para seu uso como material de reforço em compósitos para a fabricação de material de atrito para freios de veículos,

o que a transforma em um produto com grande interesse tecnológico e industrial devido à facilidade de obtenção e baixo custo de produção.

Também os elementos utilizados como carga, tais como alumina e grafite, afetam significativamente o comportamento do material de atrito. A variação das proporções destes componentes, combinada com proporções adequadas das fibras, pode ser utilizada para manter sob controle o coeficiente de atrito desejado em cada caso.

A maioria das formulações utilizadas apresentou boa estabilidade do valor do coeficiente de atrito medido ao longo de todo o ensaio, superior mesmo ao resultado obtido nos ensaios com o material de referência.

## **AGRADECIMENTOS .**

Ao CNPq pelo apoio financeiro; ao Centro Técnico Aeroespacial, pelo fornecimento da matéria prima e a Companhia Brasileira de Equipamento (COBREQ), pela manufatura dos corpos de prova.

## **REFERÊNCIAS.**

- Del Arco, A.P., 1997, “Análise e Desenvolvimento do Processo de Obtenção de Fibras de Carbono a Partir de Estabilização Oxidativa das Fibras de Poliacrilonitrila”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas.
- Matthews, F.L., Rawlings, R.D., 1996, “Composite Materials: Engineering and Science”.
- Pilato L.A., Knop, A., 1985, “Phenolic Resins. Chemistry, Applications and Performances”.
- Preston, J., 1986, “Aramid Fibers”. In: Encyclopedia of Polymer Science and Engineering, 2<sup>a</sup> ed., v.2, p. 97.
- Seiler, H.G, et al., 1988, “Handbook on the Toxicity of Inorganic Compounds”.
- Strong, A.B., 1989, “Fundamental of Composites Manufacturing: Materials, Methods, and Applications”.

# EFEITO DA LAPIDAÇÃO DE PASTILHAS DE METAL DURO SOBRE O SEU DESGASTE

**Luiz E. A. Sanchez**

**Célio Losnak**

**Fabiano R. C. Perez**

Universidade Estadual Paulista - Unesp, Departamento de Engenharia Mecânica  
Cx. P. 473 - 13033-360 - Bauru , SP, Brasil.

## Resumo

Este trabalho estuda o comportamento do desgaste de ferramenta de metal duro, sem recobrimento, submetida ao processo de lapidação de suas superfícies de folga e saída. Nestas pastilhas de metal duro observa-se claramente as marcas de retificação deixadas em suas superfícies no processo final de acabamento em sua fabricação. No entanto, o metal duro trata-se de um material de comportamento frágil que quando submetido à retificação pode gerar microtrincas deletéreas à sua integridade e aumentadas durante o processo de usinagem, acelerando o mecanismo de desgaste. Nos ensaios de desgaste executados, além das pastilhas originais de metal duro, submeteu-se este mesmo tipo de pastilhas à lapidação plana com duas granulometrias diferentes de carboneto de silício (600 e 1000 Mesh) a fim de eliminar as marcas de retificação. Em seguida, usinando-se corpos-de-prova em ferro fundido cinzento com pastilhas não lapidadas e lapidadas, respectivamente, pôde-se verificar que estas últimas apresentaram maior resistência ao desgaste, tanto na superfície de folga como ao logo da aresta principal de corte.

**Palavras-chave:** Lapidação, torneamento, desgaste, pastilha, metal duro.

## 1. INTRODUÇÃO

Apesar da lapidação ser um processo abrasivo bastante antigo, tendo sua origem na idade da pedra conforme pode-se atestar pelos aparatos encontrados e expostos no museu de Munique, seu domínio ainda encontra-se restrito à poucos fabricantes de peças de precisão (Stähli, 1998).

De um modo geral, o processo de lapidação caracteriza-se por uma baixa taxa de remoção de material sem aquecimento da peça usinada, o que minimiza as tensões residuais em comparação com outros processos de usinagem. Estas características têm feito com que a lapidação ganhe importância no acabamento superficial de materiais duros e frágeis, como as cerâmicas avançadas, materiais metálicos com adição de carbonetos duros e aços endurecidos de alta liga (Crichigno, 1994; Chandrasekar *et al.*, 1987a e 1987b).

Dentre os materiais de difícil usinagem, como aqueles de alta dureza e alto módulo de elasticidade, encontram-se os metais duros empregados na fabricação de ferramentas de corte, em especial as pastilhas intercambiáveis para torneamento e fresamento. Estas ferramentas são produzidas por metalurgia do pó, as quais invariavelmente sofrem deformações na etapa de

sinterização necessitando, por isso, serem usinadas. Com esta finalidade as pastilhas são retificadas, por meio de rebolos de CBN (Nitreto de Boro Cúbico), conferindo-lhes as formas finais (Baklunov & Moskalev, 1974).

Ainda que a retificação seja reconhecidamente o processo mais utilizado e eficiente para acabamento de materiais de difícil usinagem, o calor gerado na região de contato entre rebole/peça e a interação entre os grãos abrasivos na peça, acabam introduzindo microtrincas nas camadas superficiais e subsuperficiais além de tensões residuais de tração crescentes abaixo da superfície usinada. Tais fatores fazem com que as trincas cujas extremidades encontram-se sob a ação das tensões residuais de tração propaguem-se até a ocorrência de fratura (Saljé & Paulmann, 1988; Spur & Sabotka, 1994).

Diversos autores, como Tomlison & Newton (1990), Yahata (1987) e Zhong & Venkatesch (1994), observaram que o processo de lapidação produz uma camada superficial onde dominam tensões de compressão e abaixo dela tensões de tração substancialmente menores do que àquelas encontradas no processo de retificação. Isto deve-se principalmente ao fato de que na lapidação as contrações devido às variações de temperaturas serem pouco intensas.

Dentre os principais tipos de desgastes em ferramentas de corte, classificados no “Modern Metal Cutting” (Sandvik, s.d), alguns estão diretamente relacionados à existência e a propagação de microtrincas, como acontece no desgaste por: fratura térmica; fratura por fadiga mecânica; e lascamento/fratura da aresta cortante. Outros tipos de desgastes tem como principais influências o desgaste abrasivo, a difusão e a adesão de material.

A fim de minimizar os defeitos introduzidos nas pastilhas de metal duro durante a sua fabricação, devido a retificação, e por conseqüência diminuir o seu desgaste durante seu uso na usinagem, é proposto neste trabalho um estudo comparativo entre o desgaste de pastilhas originais (não lapidadas) com pastilhas lapidadas na operação de torneamento. Para tanto é utilizado um corpo-de-prova em ferro fundido com sulcos ao longo de sua extensão para aumentar a severidade da operação e empregado pastilhas de metal duro sem revestimento, originalmente desenvolvidas para o fresamento mas adaptada ao torneamento pela indisponibilidade deste tipo de ferramenta não revestida.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Na execução deste trabalho empregou-se seis pastilhas de metal duro classe P30 (TPAN - ISO 1832) com ângulo de folga de  $7^\circ$  e ângulo de saída nulo, sem recobrimento e sem quebra-cavacos. Destas seis pastilhas, tomou-se três delas lapidando-se as suas superfícies de folga e de saída separadamente. Desta forma eliminou-se por completo as marcas de retificação deixadas na etapa final de seu processo de fabricação. Para isso, empregou-se uma lapidadora plana, tal qual em Sanchez *et al.* (1999), com disco de ferro fundido nodular, carga de  $1,7 \text{ N/cm}^2$  e abrasivo de carboneto de silício (SiC) com duas granulometrias diferentes: 600 Mesh, numa primeira etapa de 10 minutos de duração; e, depois, 1000 Mesh numa segunda etapa com duração de outros 10 minutos.

O corpo-de-prova preparado para os ensaios é feito em ferro fundido cinzento, onde quatro sulcos radiais foram produzidos ao longo de sua extensão cilíndrica, conforme é mostrado na Fig. 3.1. A colocação destes sulcos tem por objetivo aumentar a severidade da operação de torneamento a fim de introduzir mais intensamente os defeitos na ferramenta, submetendo-a mais rapidamente ao desgaste, aproximando-se de uma situação análoga ao do corte interrompido no fresamento.

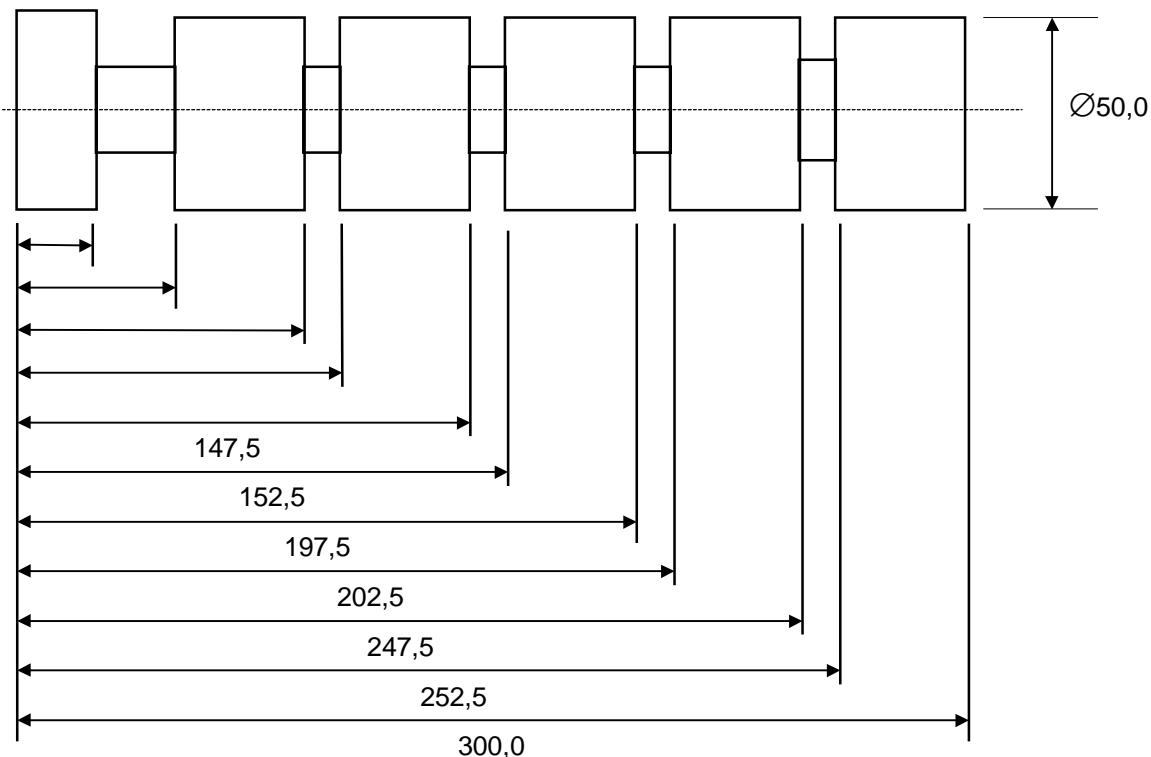


Figura 1. Geometria do corpo-de-prova em ferro fundido cinzento utilizado nos ensaios.

Para a realização dos ensaios utilizou-se um torno convencional (Tormax 30 da Romi), onde selecionou-se a velocidade de corte de 98 m/min, sugerida por Chiaverini (1996) em função do tipo e dureza do material do corpo-de-prova que, neste caso, apresentou-se com 195 HB. Os valores selecionados para a profundidade e velocidade de corte, de 0,5 mm e 0,15 mm/volta da peça, respectivamente, são os mesmos daqueles adotados na metodologia de desgaste de ferramentas de metal duro descritos no “Modern Metal Cutting” (Sandvik, s.d), sem uso de fluido refrigerante. Segundo esta metodologia, também adotada no trabalho, o critério de desgaste da ferramenta baseia-se no desgaste da superfície de folga ( $V_B$ ) para uma vida de 30 minutos.

O procedimento dos ensaios consistiu no torneamento do corpo-de-prova em intervalos de tempo de 200 segundos, correspondente a dois passes ao logo da peça por intervalo. Ao final de cada período fotografou-se a pastilha em estereoscópio ótico com um aumento de 25 vezes para que, com o auxílio da digitalização das fotos e tratamento em “software” específico, pudesse ser avaliado o seu desgaste.

Além do desgaste da aresta de folga, buscou-se um indicativo adicional para melhor avaliação da extensão dos defeitos propagados na região de corte da ferramenta, definindo-se, então, um “fator de extensão do desgaste ( $F_{ED}$ )” o qual relaciona o comprimento desgastado da aresta principal de corte e a largura de desgaste da superfície de folga ( $V_B$ ).

Ao final de cada período do ensaio, mediu-se o valor da rugosidade dos corpos-de-prova por meio de um rugosímetro portátil. No entanto, no início, antes de cada seqüência de ensaio usinou-se a peça em passe único com ferramenta nova, sem uso, a fim de regularizar a superfície dos corpos-de-prova.

Cada ensaio descrito foi executado três vezes, para pastilhas originais e lapidadas separadamente, cujos valores médios levantados em cada um dos nove períodos são mostrados e discutidos no próximo item.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nas figuras 2 e 3 pode-se observar o aspecto de uma das ferramentas não lapidada e lapidada, respectivamente, desgastadas após o quarto período do ensaio.

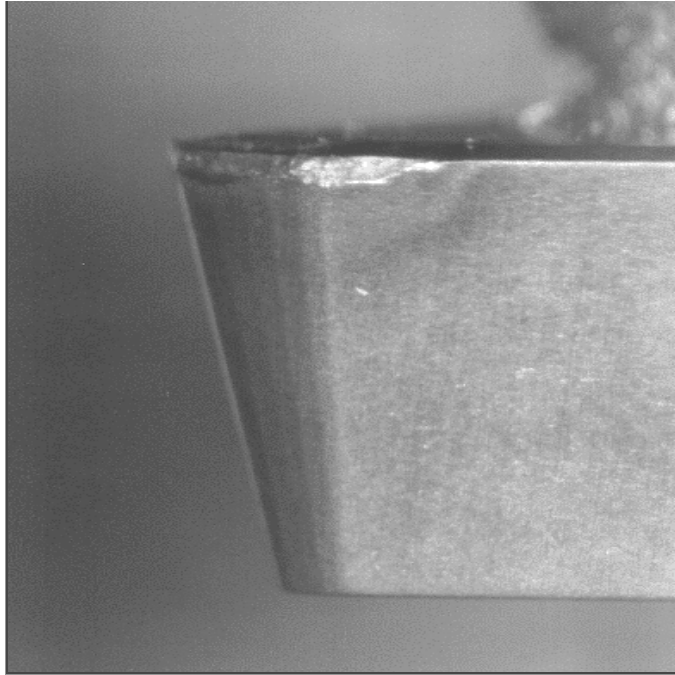


Figura 2. Uma das pastilhas não lapidadas após o quarto período de ensaio.

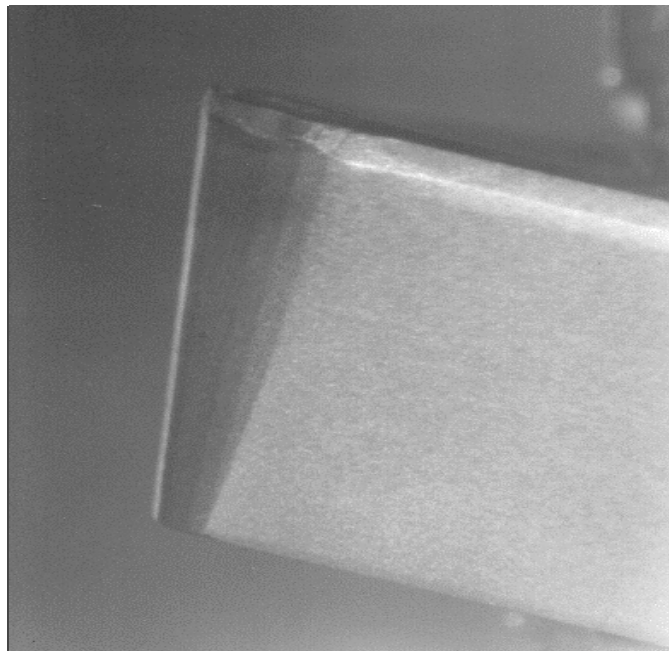


Figura 3. Uma das pastilhas lapidadas após o quarto período de ensaio.



O gráfico da Figura 4 mostra a evolução do desgaste médio da superfície de folga ( $V_B$ ) ao longo do ensaio, para cada período.

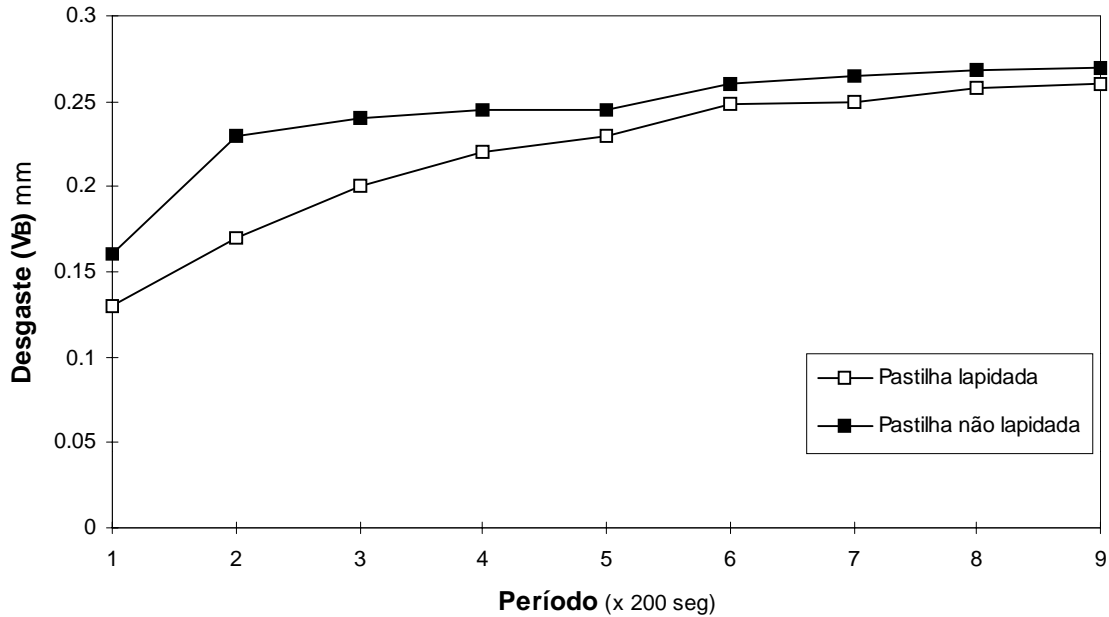


Figura 4. Desgaste da superfície de folga ( $V_B$ ) em pastilhas de metal duro lapidadas e não lapidadas.

O gráfico da Fig. 4 mostra um menor desgaste  $V_B$  das pastilhas de metal duro submetidas ao processo de lapidação. De um modo geral este comportamento pode ser explicado pela provável remoção, pela lapidação, da camada de material com defeitos anteriormente introduzidos no processo de retificação da pastilha e também pelas menores tensões residuais deixadas pela lapidação. Desta forma, as microtrincas de menores profundidades podem ser removidas minimizando o desgaste frágil da ferramenta, representado pelos lascamentos na região da aresta principal de corte.

Em adição ao efeito benéfico de um melhor acabamento superficial das ferramentas de corte sobre o seu desgaste  $V_B$  pode-se, ao mesmo tempo, constatar a maior integridade ao longo da aresta principal de corte nas pastilhas lapidadas através do “Fator de Extensão do Desgaste ( $F_{ED}$ )” levantado em cada período do ensaio e mostrado na Figura 5.

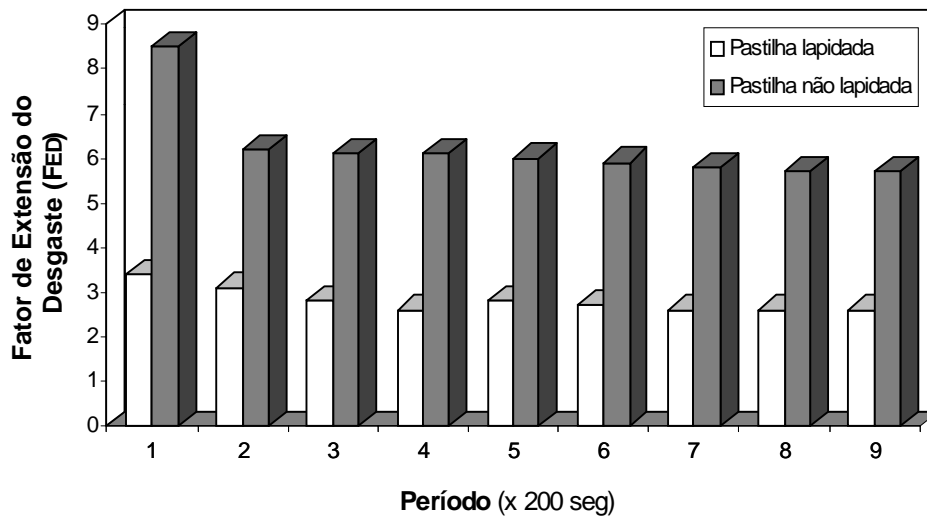


Figura 5. “Fator de Extensão do Desgaste ( $F_{ED}$ )” para as pastilhas de metal duro lapidadas e não lapidadas.

Pelo gráfico da Fig. 5 pode-se notar um menor FED para as pastilhas lapidadas ao longo de todo o ensaio, o que significa uma menor destruição da região de corte da ferramenta, uma vez que o comprimento da aresta destruído é proporcionalmente pequeno frente ao seu desgaste  $V_B$ . Na Figura 5 destaca-se claramente um alto valor do FED para a pastilha não lapidada logo no primeiro período, revelando que os mecanismos de desgastes ocorrem severamente no início da usinagem. Desta forma, além do aumento abrupto do  $V_B$ , observado na Figura 2, os defeitos não limitam-se somente à região da superfície de folga, mas estendem-se ao longo da aresta principal de corte.

Como resultado do mecanismo de desgaste mais brando sofrido pela pastilha de metal duro lapidada, sua geometria altera-se menos mantendo valores de rugosidades superficiais mais baixos do que no caso da pastilha não lapidada, acabada por meio de retificação. A Figura 6 mostra o comportamento dos valores médios da rugosidade superficial dos corpos-de-prova em ferro fundido cinzento torneados com pastilhas lapidadas e não lapidadas.

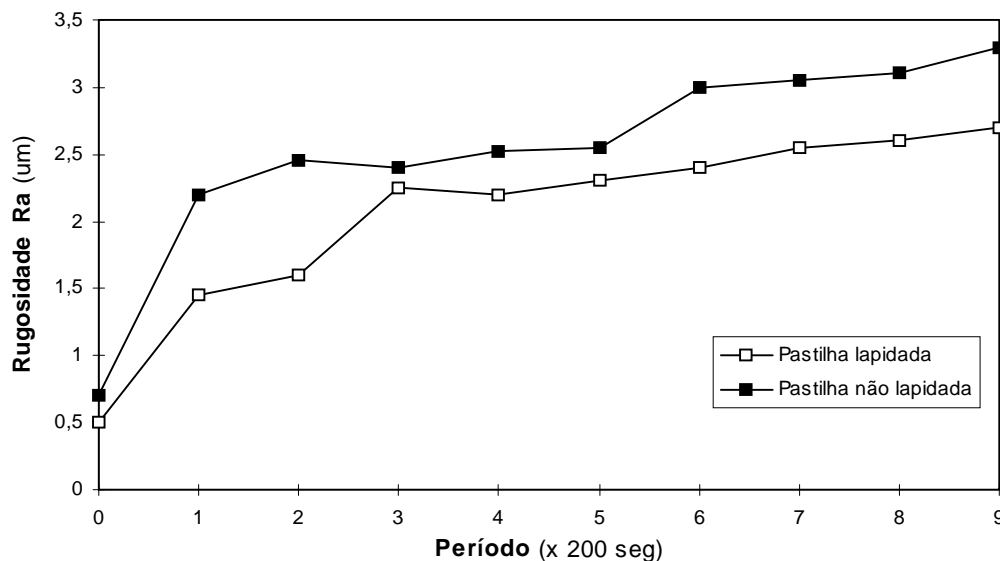


Figura 6. Comportamento da rugosidade dos corpos-de-prova em ferro fundido cinzento utilizando-se pastilhas de metal duro lapidadas e não lapidadas.

## 4. CONCLUSÕES

Considerando-se os resultados obtidos no trabalho pode-se apresentar objetivamente as seguintes conclusões:

- 1) As pastilhas de metal duro lapidadas mostraram maior resistência ao desgaste da superfície de folga ( $V_B$ );
- 2) A deterioração da região de corte das pastilhas lapidadas abrangeu uma menor extensão do que nas ferramentas não lapidadas, fato indicado pelo “Fator de Extensão do Desgaste ( $F_{ED}$ )”;
- 3) Como resultado da maior integridade da região cortante demonstrada pelas pastilhas lapidadas, sua geometria modificou-se menos, gerando melhores níveis de rugosidade no corpo-de-prova usinado.

## 5. REFERÊNCIAS

Baklunov, E.D. and Moskalev, A.P., 1984, “Life of Carbide Milling Cutters After Various Grinding and Lapping Procedures”, Russian Engineering Journal, vol. 54, pp. 59-62.

Chandrasekar, S., Shaw, M.C. and Brushan, B., 1987a, “Comparasion of Grinding and lapping of Ferrites and Metals”, Journal of Engineering for Industry, vol. 109, pp. 76-82.

Chandrasekar, S., Shaw, M.C. and Brushan, B., 1987b, “Morphology of Ground and Lapped Surfaces of Ferrite and Metals”, vol. 109, pp. 83-86.

Chiaverini, V., 1996, “Aços e Ferros Fundidos”, ABM, 145p.

Crichigno, J.M.F., 1994, “Simulação Numérica do Processo de Lapidação Plana Como Ferramenta para Otimização do Processo”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

Modern Metal Cutting - A practical Handbook, s.d., Edited by Sandvik Coromant

Sanchez, L.E.A., Losnak, C. and Perez, F.R.C., 1999, “Comportamento da Taxa de Remoção e Acabamento Superficial na Lapidação Plana sob Diferentes Parâmetros do Processo”, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 10 p.

Saljé, E. and Paulmann, R., 1988, “Relations Between Abrasive Process”, Annals of the CIRP, vol. 37, pp. 641-648.

Spur, G. and Sabotka, J., 1991, “Mecanismos de Remoção de Material no Polimento de Cerâmicas”, tradução: Revistas Máquinas & Metais, pp. 32-41.

Stähli, A.W., 1998, “The Technique of Lapping”, Technical Editorial of The A.W. Stähli, Biene, Switerland, 35p.

Tomlinson, W.J. and Newton, R.C., 1990, “Efect of Grinding, Lapping and Various Surface Treatments on the Strength of Silicon Nitride”, vol. 45, pp. 307-310.

Touge, M. and Matsuo, T., 1996, "Removal Rate and Surface Roughness in High-Precision Lapping of Mn-Zn Ferrite", *Annals of the CIRP*, vol. 45, pp. 307-310.

Yahata, N, 1987, "Effect of Lapping on the Fatigue Strength of a Hardened 13Cr-0.3C Stainless Steel", Elsevier Sequoia, pp. 337-348.

Zhong, Z. and Venkatesh, V.C, 1994, "Surface Integrity Studies on the Grinding, Lapping and Polishing Process for Optical Products", Elsevier Science, pp. 179-186.

# INFLUÊNCIA DA ADIÇÃO DE PEBAX COMO AGENTE COMPATIBILIZANTE À BLENDAS IMISCÍVEL DE POLIPROPILENO/POLIAMIDA6

**Jerusa Roeder\***

**Ricardo Vinicius Bof de Oliveira**

**Valdir Soldi**

**Alfredo Tibúrcio Nunes Pires**

Departamento de Química – Centro de Ciências Físicas e Matemáticas

\* Programa de Pós-graduação em Ciência e Engenharia de Materiais – Centro Tecnológico

Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Universitário, Trindade, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [pires@qmc.ufsc.br](mailto:pires@qmc.ufsc.br)

## RESUMO

Neste trabalho foi estudado a influência da adição do copolímero PEBAX [poliamida6-co-poli(óxido de etileno)] à blendas binária imiscível de polipropileno/poliamida6, através de espectroscopia de infravermelho, calorimetria diferencial de varredura, análise termogravimétrica, análise termomecânica e microscopia eletrônica de varredura. A energia de ativação do processo de decomposição foi determinado a partir dos dados de análise termogravimétrica tratados pelo método de Freeman-Carroll. Os sistemas ternários continuam imiscíveis mas a adição de pequenas quantidades de PEBAX a blendas binárias, modificam o módulo de Young e a temperatura de degradação térmica.

**Palavras-chave:** Blendas poliméricas, poliamida-6, polipropileno, agente compatibilizante

## INTRODUÇÃO

Os polímeros tem conquistado a cada dia espaço de grande importância na sociedade atual devido as propriedades como leveza, razoável resistência mecânica e moldabilidade a baixas temperaturas, aliadas ao preço baixo. Nas últimas décadas, tem sido estudado mudanças das propriedades de materiais poliméricos existentes, através da obtenção de novos materiais a partir da mistura física de dois ou mais polímeros (blendas poliméricas), Paul *et al.*(1978). As blendas poliméricas de poliamida-6 com elastômeros e poliamida-6 com polipropileno tem sido estudadas, referenciadas em Ide *et al.* (1974), Paul *et al.*(1995), Yang *et all* (1995)e Roeder *et al.*(1998). Estas blendas formam um sistema heterogêneo com fases distintas, sendo que a separação de fases pode resultar numa blenda polimérica com propriedades mecânicas indesejáveis, devido a transferência de tensões que ocorre na interface. Fracas interações nessa região induzem uma concentração de tensões que levará o sistema a um processo de falha.

A concentração de tensões pode ser reduzida, diminuindo-se o tamanho das partículas de elastômero na matriz de poliamida-6 ou aumentando a adesão entre as fases presentes, principalmente na região entre as interfaces, com a adição de um agente compatibilizante (Paul et al., 1995 e Ide et al.,1995). Copolímeros tem sido estudados para serem utilizados como agente compatibilizante, localizando-os na interface dos domínios da blenda, reduzindo a energia interfacial e melhorando a dispersão e adesão das fases, conforme Barra et al(1997). Os polímeros utilizado neste trabalho foram o polipropileno e a poliamida-6 (conhecida comercialmente como náilon), que apresentam excelentes propriedades mecânicas, boa resistência à abrasão e boa resistência química. A poliamida6 possui temperatura de transição vítrea ( $T_g$ ) e um comportamento vítreo a temperatura ambiente, apresentando baixa capacidade de absorção de energia abaixo da  $T_g$ . A adição de frações de poliamida-6 a polímeros que apresentam baixa resistência ao impacto, como o poliestireno, diminuem sua suscetibilidade ao entalhe e conseqüentemente tem a sua resistência ao impacto consideravelmente aumentada.

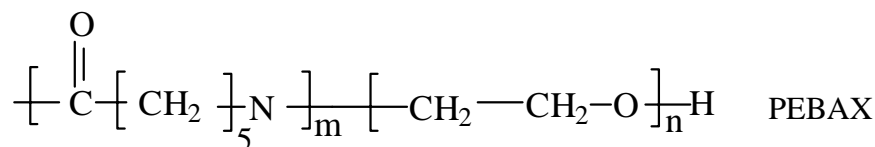
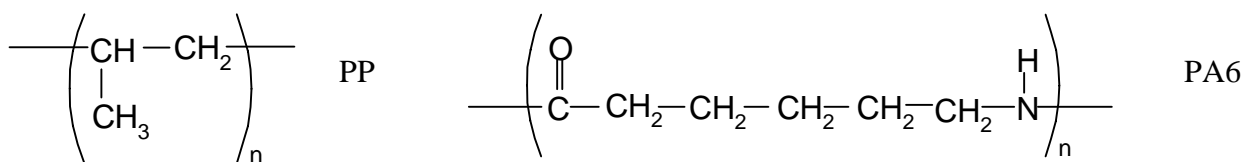
## OBJETIVOS

Avaliar o efeito da adição do copolímero de poliamida6-co-poli(óxido de etileno) [PEBAX] nas propriedades da blenda imiscível de polipropileno/poliamida6, através de análises térmicas (calorimetria diferencial de varredura [DSC], análise termogravimétrica [TGA] e análise termomecânica [TMA]), espectroscopia de infravermelho [FTIR] e microscopia eletrônica de varredura [MEV].

## EXPERIMENTAL

### Materiais

O polipropileno (PLAPIQUI), poliamida-6 (PA6) (Petronil) e o copolímero PEBAX (Petronil) foram utilizados sem purificação prévia. As estruturas químicas das unidades monoméricas são mostradas a seguir:



## Equipamentos e Métodos

**Preparação das Blendas:** Os polímeros PP, PA6 e o agente compatibilizante PEBAX foram misturados a diferentes composições (PP/PA6/PEBAX : 70/30/00; 65/30/05, 60/30/10 e 55/30/15) numa extrusora monorosca automática CSI Max Extruder modelo CS-194 A, com L/D = 5. As condições de extrusão foram 235 °C e 100 RPM.

**Espectroscopia Infravermelho – (FTIR):** As análises de infravermelho foram realizadas num (FTIR) - Perkin-Elmer 16 com Transformadas de Fourier. As amostras das blendas do sistema PA6/PP e PA6/PP/PEBAX e dos componentes puros, foram aquecidos a 230 °C e espalhados sobre uma placa de silício formando um filme.

**Calorimetria Diferencial de Varredura – (DSC):** As curvas de DSC para os polímeros puros e para cada composição das blendas de PA6/PP/PEBAX, foram obtidas num calorímetro (DSC) 50 SHIMADZU com taxa de aquecimento de 10°C/min, com varredura de –50 até 250 °C.

**Análise Termogravimétrica – (TGA):** As análises de TGA para os polímeros puros e blendas do sistema estudado foram realizadas num aparelho TGA-50 da SHIMADZU com uma velocidade de aquecimento de 10° C/min até 600°C, com gás de arraste de N<sub>2</sub>.

**Termomecânica – (TMA):** Foram preparadas amostras com áreas seccionais entre 0,20 e 0,40 mm<sup>2</sup> e 10 mm de comprimento, submetidos a taxa de 1 g/min até um máximo de 500g de carga a 30°C num aparelho TMA-50 da SHIMADZU.

**Microscopia Eletrônica de Varredura – (MEV):** Foi utilizado um microscópio modelo PHILIPS XL 30 com detector de elétrons secundários. As amostras dos polímeros puros e das blendas, foram criogenicamente fraturadas em seguida recobertas com ouro, num metalizador modelo P-S2 DIODE SPUTTERING SYSTEM fabricado pela ISI (International Scientific Instruments).

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

As análises de espectroscopia de infravermelho mostraram que as bandas do estiramentos das ligações correspondentes a poliamida6 (N—H e C=O) e ao polipropileno (C—H sp<sup>2</sup> e sp<sup>3</sup>) nas blendas não sofreram deslocamentos em relação aos componentes puros, sugerindo que não ocorrem interações entre os grupos funcionais. Este fato indica a imiscibilidade da blenda binária (PP/PA6). A adição de PEBAX mostrou comportamento análogo ao sistema binário, não sendo observados deslocamentos na banda do estiramento C=O, correspondente a carbonila do grupo éster do PEBAX.

A partir das curvas de DSC foram calculadas as variações nas entalpias de fusão dos polímeros puros e das blendas. Relacionando o calor de fusão obtido com o calor teórico para o polímero 100% cristalino, obtêm-se o grau de cristalinidade relativo (%CR). A adição de PEBAX ao sistema não altera significativamente o valor do %CR do PP (43%), haja visto os valores obtidos de 45, 37 e 46 %CR quando da adição de 5, 10 e 15 % de PEBAX respectivamente, ao sistema. As temperaturas de fusão observadas para as blendas não sofreram variações em relação

aos componentes puros, indicando a imiscibilidade do sistema, em concordância com os resultados de espectroscopia de infravermelho.

As temperaturas de degradação e perda de massa dos polímeros puros e blendas do sistema (tabela-1) foram obtidas a partir das curvas de TGA e suas correspondentes derivadas (DrTGA). A energia de ativação do processo de decomposição foi determinado a partir dos dados de análise termogravimétrica tratados pelo método de Freeman-Carroll. Conforme pode-se observar na tabela-1 e no gráfico da figura-1a, o PP puro e a blenda binária PP/PA6 apresentaram dois mecanismos distintos, haja visto, a mudança na inclinação da curva atribuindo-se desta forma duas energias de ativação. A adição de PEBAX ao sistema binário PP/PA6 altera o mecanismo de decomposição, observando-se apenas uma única inclinação (figura-1b) e o valor da energia de ativação de decomposição diminui com o aumento da quantidade de PEBAX no sistema. Portanto a adição de PEBAX altera o mecanismo de decomposição térmica do sistema PP/PA6, bem como o excesso de PEBAX diminui a energia de ativação de decomposição térmica tornando a blenda menos estável termicamente.

TABELA 1: Temperaturas de degradação, percentual de perda de massa e energia de ativação obtidos através das curvas de TGA e DrTGA para os polímeros puros e blendas dos sistemas PP/PA6/PEBAX.

PP/PA6/PEBAX	Temperatura de Degradação (°C)	Perda de Massa (%)	Energia de Ativação kJ/mol
100/00/00	466	99	145 259
00/100/00	458	97	213
00/00/100	440	95	218
70/30/000	477	98	124 250
65/30/05	470	97	198
60/30/10	474	98	195
55/30/15	460	96	169

A figura-2 mostra a sobreposição das curvas de tensão – deformação, obtidas por TMA para os sistemas em estudo, devido as limitações do equipamento não foram obtidas as tensões de ruptura para todas as amostras. A mistura com 5 % de PEBAX [figura.2(b)] apresentou maior módulo de Young, bem como maior tensão de ruptura em relação a poliamida6 [figura.2(c)] e ao polipropileno [figura.2(d)], sugerindo que esta quantidade de copolímero viabiliza seu uso como agente compatibilizante do sistema. A tabela 2 mostra os valores médios assim como o desvio padrão.



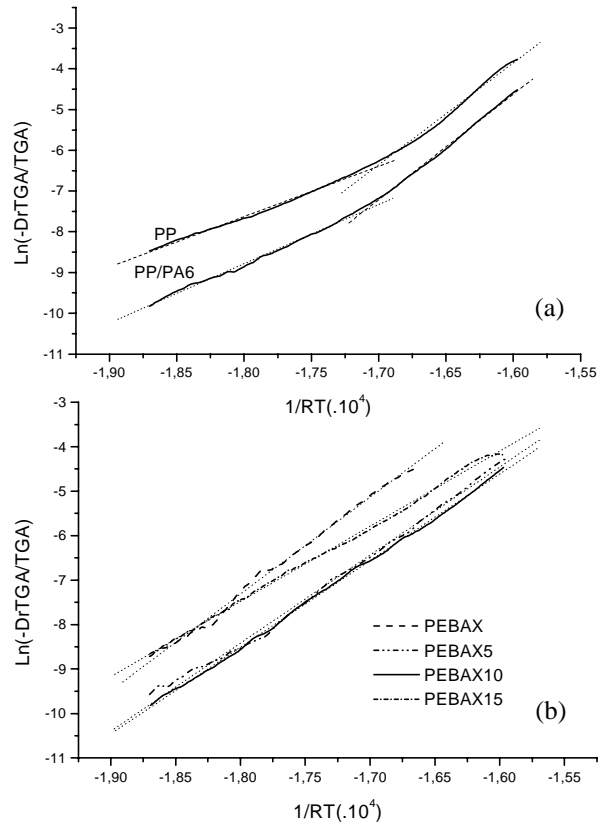


Figura 1 – Gráfico do logaritmo da razão dos dados da derivada da decomposição em função da temperatura (Método Freeman-Carroll) para a) Polipropileno puro e PP/PA 6 (70/30) b) PP/PA6/PEBAX (00/00/100; 65/30/05; 60/30/10; 55/30/15).

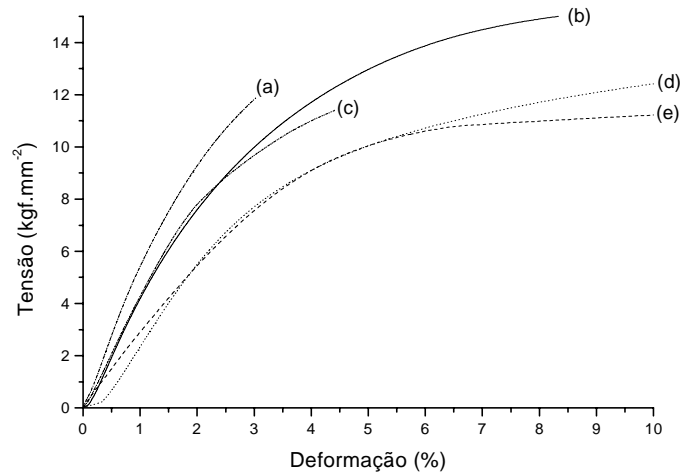


Figura 2 – Curva de Tensão – Deformação obtidos por TMA para o sistema PP/PA6/PEBAX: (a) 55/30/15 (b) 65/30/05 (c) 00/100/00 (d) 100/00/00 (e) 60/30/10

TABELA 2: Valores de módulo de Young obtidos por TMA para os polímeros puros e sistemas PP/PA6/PEBAX:

PP/PA6/PEBAX	Módulo de Young Médio (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Desvio Padrão (Kgf/mm <sup>2</sup> )
100/00/00	3,40	0,01
00/100/00	5,06	0,04
55/30/15	5,47	0,04
60/30/10	3,23	0,11
65/30/05	4,94	0,04

As micrografias das blendas do sistema PP/PA6/PEBAX são mostradas nas figuras 3.a,b e c, observa-se que a blenda binária (70/30/00 massa/massa, figura 3.a), mostra domínios de PA6 da ordem de 3,3 a 32 µm de diâmetro na matriz de PP o que configura a imiscibilidade do sistema e sugere falhas das propriedades mecânicas pela falta de homogeneidade e adesão entre as fases da blenda. O sistema utilizando PEBAX é mostrado nas micrografias das figuras.3 b e c nos quais os domínios de PA-6 na matriz de PP continuam sendo observados, porém ocorrem mudanças na interface e na textura na superfície fraturada. A mistura contendo 5 % de PEBAX mostrou maior dispersão das fases, concordando com os resultados de TGA e TMA, onde se observa o sinergismo das propriedades em relação ao PP puro.

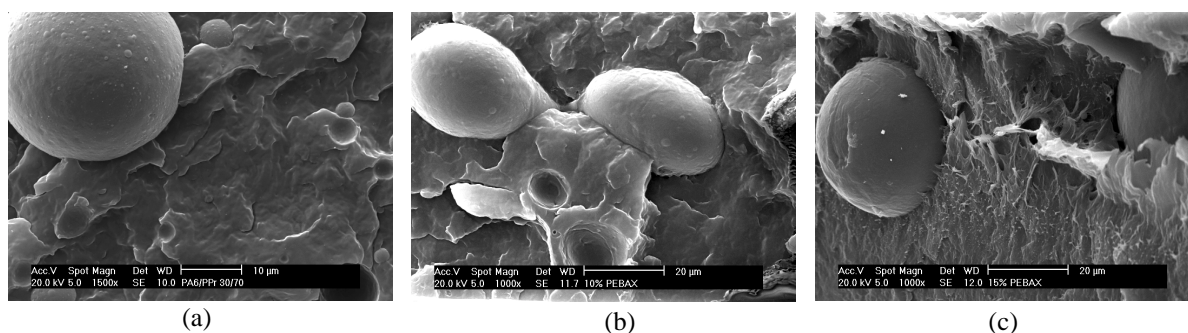


Figura 3 – Micrografias de MEV para o sistema PP/PA6/PEBAX: (a) 70/30/00 (b) 60/30/10 (c) 55/30/15

## CONCLUSÃO

Neste estudo foi possível avaliar a influência da adição de PEBAX como agente compatibilizante ao sistema imiscível PP/PA6. A adição de 5% de PEBAX a blenda binária de PP/PA6 mostrou-se eficiente, aumentando a temperatura de degradação térmica, o módulo de Young, a tensão de ruptura e melhor dispersão das fases.

## AGRADECIMENTOS

- Petronil pela doação dos polímeros poliamida6 e poliamida6-co-poli(óxido de etileno)
- PLAPIQUI pela doação do polipropileno
- A CAPES pelo suporte financeiro
- UFSC

## REFERÊNCIAS

- Barra, G.M.O. Dissertação de Mestrado. UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis , 1997.
- Ide, F. Hasegawa et al. Studies on polymer blend of nylon 6 and polypropylene or nylon 6 and polystyrene using the reaction of polymer. Journal of Applied Polymer Science. v 18, 963-974, 1974.
- Paul, D.R. Background and Perspective In : Paul, D.R. & Newman, S. Polymer Blends, New York, Academic, v. 1, p. 2 - 14, (1978).
- Paul, D.R. Keskkula M. L. H, Toughening of nylon-6 with grafted rubber impact modifiers, Journal of Applied Polymer Science, v. 58, p. 1175 - 1188 (1995).
- Roeder, J. Barra, G. M. O. Alcântara, R. M. Soldi, V. Pires, A. T. N ; Influência da adição de agente compatibilizante em blendas de PA6/EPDM e PA6/PP. Anais 13º CBECIMAT Dezembro 1998.
- Yang, S. Lee, J. Effects of mixing procedures on properties of compatibilized polypropylene/nylon-6 blends. Polymer Engineering and Science, v.35, p. 1821 -1833, (1995).

# ANÁLISE QUALITATIVA PARA O ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA VIBRAÇÃO NO DESGASTE DA FERRAMENTA DE CORTE EM UM PROCESSO DE FRESAMENTO FRONTAL

**André Luis Beloni dos Santos**  
**Carlos Roberto Ribeiro**  
**Marcus Antonio Viana Duarte**  
**Marcos Morais de Sousa**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-089,  
Campus Sta Mônica, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil. E-mail: [albeloni@mecanica.ufu.br](mailto:albeloni@mecanica.ufu.br)

## Resumo

De um modo geral, os níveis de vibração mecânica gerados durante um processo de usinagem influenciam de maneira significativa os mecanismos de desgaste das ferramentas de corte. Esta contribuição ao desgaste das ferramentas torna-se ainda mais acentuada em usinagens com características de corte descontínuos, como no caso do fresamento. Este trabalho tem por objetivo estabelecer experimentalmente, através de uma análise qualitativa, a influência da vibração mecânica no desgaste das ferramentas de corte em um processo de fresamento frontal. Para a realização desta análise qualitativa, foram traçadas curvas do desgaste  $VB_{B_{max}}$  em função dos níveis de vibração obtidos por acelerômetros instalados em dois locais previamente selecionados: no mancal inferior do eixo porta fresas e na parte anterior da mesa de trabalho. Os resultados adquiridos permitiram assim, estabelecer uma tendência de comportamento entre a vibração mecânica e o desgaste das ferramentas de corte.

**Palavras-chave:** Desgaste das ferramentas de corte, Fresamento, Vibração mecânica.

## 1. INTRODUÇÃO

Particularmente, o fresamento se apresenta como um dos mais complexos processos de usinagem, devido ao grande número de variáveis que influenciam o corte e as características inerentes ao processo (corte interrompido).

Os choques mecânicos e térmicos são os principais fatores desencadeadores de avarias que levam à rejeição das ferramentas de corte (Pekelharing, 1978; Andrev, 1974; Shinozaki & Horda, 1970). Tais falhas geralmente se processam por lascamento, trincamento ou quebra das superfícies de folga e saída, e ocorrerão com maior intensidade e rapidez quanto menor a tenacidade das ferramentas de corte (Bathia et al, 1986; Zorev, 1963). Alguns fatores a serem considerados são: o tipo de material de trabalho, o avanço utilizado, a velocidade de corte, a geometria da ferramenta e a presença de vibrações, sendo que sob condições adequadas de trabalho, há quase sempre a tendência da ferramenta falhar por desgaste excessivo das arestas cortantes.

O comportamento dinâmico do conjunto ferramenta-peça-máquina durante o corte e o acabamento superficial produzido, dependem de muitos fatores que devem ser considerados, uma vez que a variação das forças de corte com o tempo podem resultar em níveis de vibração

não aceitáveis. A própria condição da máquina ferramenta e a sua rigidez podem acelerar o desgaste da ferramenta e conseqüentemente a qualidade da superfície usinada. Uma pequena folga no mecanismo de avanço, ou mesmo uma fundação mal projetada, podem originar níveis de vibração que comprometam a vida da ferramenta (Metals Handbook, 1989).

O desgaste das ferramentas de corte no decorrer da usinagem provoca um aumento da força necessária para cisalhar o material, fazendo assim aumentar a vibração no conjunto peça-ferramenta-máquina. Como a vibração não depende somente do desgaste, mas também da geometria da ferramenta, das condições de usinagem, do material da peça, do método de fresamento, além dos fatores já citados anteriormente, torna-se muito importante que se conheça a influência de cada um deles, afim de que seus efeitos possam ser minimizados.

O comportamento de alguns desses fatores em relação ao nível de vibração, são:

- O comprimento em balanço da fresa deve ser mantido o menor possível, de modo a aumentar a rigidez do sistema;
- De uma maneira geral, avanços mais elevados proporcionam menores níveis de vibração do que avanços mais baixos;
- A peça deve ser adequadamente fixada em toda a sua dimensão, evitando o corte em áreas que não sejam apoiadas em relação às forças de corte desenvolvidas;
- Um número excessivo de dentes em contato simultaneamente na peça pode causar uma pressão excessiva no corte, aumentando os esforços de corte;
- Quando possível, o uso de uma geometria positiva deve ser preferencial, o que faz reduzir as forças de corte;
- O fresamento discordante favorece o desgaste das ferramentas devido ao escorregamento relativo peça-fresa quando da entrada da ferramenta no corte, fazendo aumentar as forças no sistema. Também faz aumentar a necessidade de fixação, uma vez que as forças de corte geradas tendem a levantar a peça da mesa;
- A vibração do sistema tende a aumentar com o aumento da profundidade de corte;
- Com o aumento da dureza e do limite de resistência do material de trabalho, os níveis de vibração tendem a aumentar.

## **2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

Para a execução dos ensaios experimentais, foi utilizada uma máquina fresadora CNC, marca Romi, modelo Interact 4, com potência máxima de 15 CV, capacidade máxima de rotação do eixo árvore de 4000 rpm e avanço rápido até 4800 mm/min, disponível no Laboratório de Pesquisa em Usinagem da UFU.

Para a medição e leitura dos valores de desgaste nas ferramentas de corte, utilizou-se um microscópio ferramenteiro dotado de micrômetros digitais.

Todos os ensaios experimentais foram realizados com pastilhas de metal duro, triplamente revestidas (TiN, TiC, TiN), marca Sandvik, de geometria ISO R245-12 T3 M-PM e classe P25.

Como porta ferramentas foi utilizada uma fresa frontal, código R260.22-080-15, diâmetro igual a 80 mm e capacidade para seis insertos, marca SANDVIK.

Todos os ensaios foram realizados segundo o método de fresamento frontal e sem a presença de fluido de corte.

O procedimento experimental adotado consistiu em levar até ao final de vida, ferramentas em quatro diferentes condições de corte ( $v_c$ ,  $f_z$  e  $a_p$ ), geradas a partir de um programa de otimização denominado INIT (Santos, 1996).

Para a inicialização do programa INIT, de maneira a gerar as condições de corte otimizadas para a realização dos testes de vida, fez-se necessário definir os intervalos de

variação máxima e mínima entre os quais os valores dos parâmetros de entrada “ $v_c$ ”, “ $f_z$ ” e “ $a_p$ ” deveriam variar (AB Sandvik Coromant, 1994). Os limites definidos para os parâmetros de corte foram:

- velocidade de corte “ $v_c$ ”: entre 150 e 350 [m/min]
- avanço “ $f_z$ ”: entre 0,10 e 0,25 [mm/dente]
- profundidade de corte “ $a_p$ ”: entre 1,5 e 2,5 [mm].

As condições de corte otimizadas, obtidas a partir do programa INIT, estão mostradas na Tabela 1.

Tabela 1 – Condições de corte geradas pelo programa INIT.

Condições de corte geradas por INIT	$v_c$ ( m/min. )	$f_z$ ( mm/dente )	$a_p$ ( mm )
1	156,99	0,2311	1,523
2	329,45	0,1110	2,206
3	325,18	0,1304	1,784
4	215,00	0,1464	1,974

Para o prosseguimento do procedimento e antes da realização dos ensaios experimentais, tomou-se alguns cuidados de modo a garantir a maior confiabilidade possível nos resultados obtidos, tais como:

- verificação e inspeção dos insertos em microscópio ferramenteiro, evitando-se assim a utilização de pastilhas defeituosas ou trincadas.
- verificação com relógio comparador das variações dimensionais entre as seis pastilhas assentadas na fresa, não sendo permitida variação superior a 0,03 mm.

As medições de desgaste das ferramentas foram efetuadas ao final de um percurso de corte correspondente a um passe da ferramenta (550 mm), ou então entre intervalos de passes maiores, quando as condições de corte eram pouco severas e as variações de desgaste eram muito pequenas entre dois passes consecutivos.

Os desgastes foram monitorados em todas as seis pastilhas de corte, até que o critério de fim de vida adotado fosse alcançado em pelo menos uma delas. Neste momento o teste era encerrado e as seis arestas de corte substituídas por novas para a realização de novos ensaios em uma outra condição de corte.

O critério de fim de vida adotado foi o desgaste de flanco máximo  $VB_{B_{max}} = 0,7$  mm, uma vez que esta forma de desgaste foi a predominante em todos os testes realizados.

Face as dimensões da fresa (diâmetro de 80 mm), utilizada nesta etapa dos ensaios, e da bitola do material fornecido pelo fabricante (aço com 101,60 mm de sessão quadrada, ABNT 1045), decidiu-se efetuar os passes de corte sempre na forma de ida e volta, de modo que cada passe cortasse 50,80 mm. Isto se justifica de modo a garantir o mesmo ângulo de saída e geometria de corte nos diversos passes realizados, mantendo constantes as condições para o desgaste das ferramentas de corte.

Os níveis de vibração, medidos durante o corte e em cada passe da ferramenta, em 3 diferentes posições ao longo do comprimento fresado de 550 mm, foram obtidos pelos sensores (acelerômetros) instalados no mancal inferior do eixo porta fresas e na parte anterior da mesa de trabalho. Estes locais foram determinados através de uma análise de sensibilidade do comportamento dinâmico do conjunto máquina/ferramenta/peça utilizando funções resposta em frequência (Sousa, 1998).

As 4 condições de corte da Tabela 1 ensaiadas, que proporcionaram a obtenção dos valores de desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  e vibração RMS do conjunto ferramenta/máquina/peça, deram origem a um arquivo de dados com 270 ensaios. Desse total, 138 foram decorrentes dos ensaios realizados a partir da condição de corte 1, 39 foram obtidos a partir da condição de corte 2, outros 39 obtidos a partir da condição de corte 3 e 54 testes decorrentes da condição de corte 4.

A partir dos resultados, foram traçadas curvas de desgaste  $VB_{Bmax}$  em função dos níveis de vibração medidos, buscando estabelecer uma tendência de comportamento da influência da vibração com relação ao desgaste das ferramentas  $VB_{Bmax}$ .

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As Figuras de nº 1 até 4, mostram as curvas de desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em função do parâmetro: “Vibração mecânica”, medida na parte anterior da mesa de trabalho da fresadora. As curvas foram obtidas a partir dos ensaios de vida realizados para as condições de corte 1, 2, 3 e 4 da Tabela 1, respectivamente.

Analisando-se as referidas Figuras, observa-se, de uma maneira geral, uma tendência de crescimento dos níveis de vibração com o aumento do desgaste das ferramentas. Este comportamento pode ser atribuído ao crescimento das forças de corte proporcionado pelo aumento do desgaste das ferramentas. O gráfico da Figura 1, foi o que apresentou os maiores níveis de vibração em relação ao desgaste da ferramenta. Isto pode ser atribuído às características desta condição de corte (menor velocidade de corte e maior avanço), o qual favorecem a elevação dos níveis de vibração e desgaste.

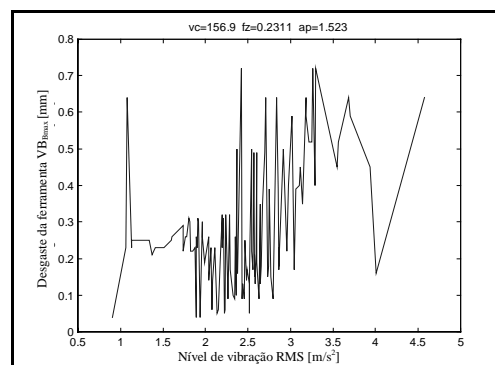


Figura 1 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 1.

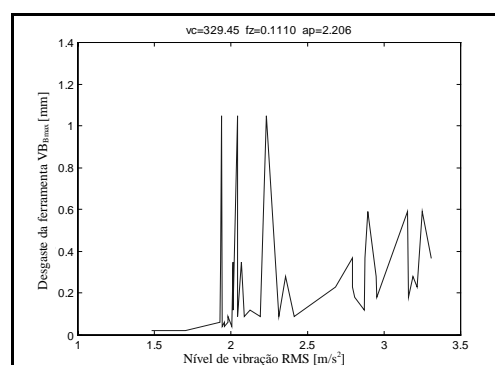


Figura 2 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 2.

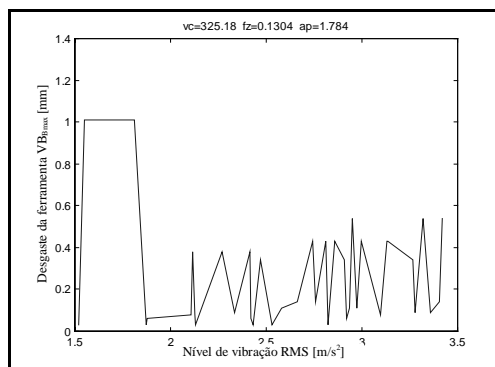


Figura 3 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 3.

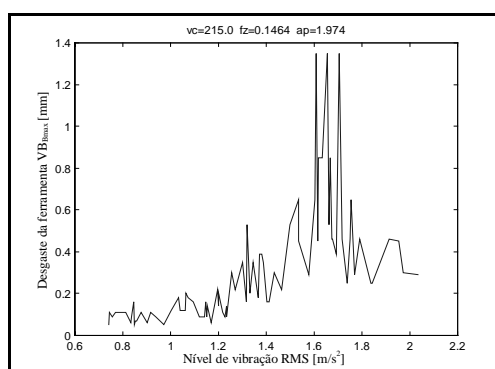


Figura 4 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 4.

As Figuras de nº 5 até 8, mostram as curvas de desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em função do parâmetro: “Vibração mecânica”, medida no mancal inferior do eixo porta fresas. As curvas foram obtidas a partir dos ensaios de vida realizados para as condições de corte 1, 2, 3 e 4 da Tabela 1, respectivamente.

A análise das referidas Figuras mostra a existência de uma boa correlação entre o desgaste da ferramenta  $VB_{Bmax}$  e os níveis de vibração no mancal inferior do eixo porta fresa. Verifica-se, de um modo geral, para as quatro condições ensaiadas, uma tendência de aumento dos níveis de vibração com o desgaste das ferramentas.

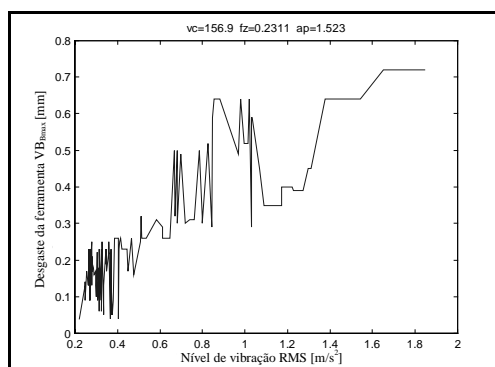


Figura 5 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 1.



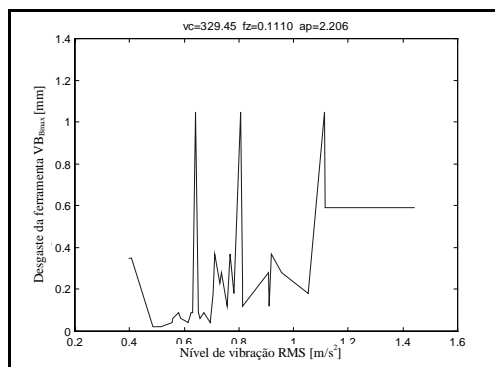


Figura 6 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 2.

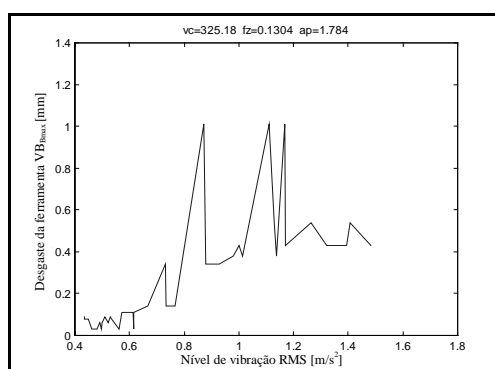


Figura 7 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 3.

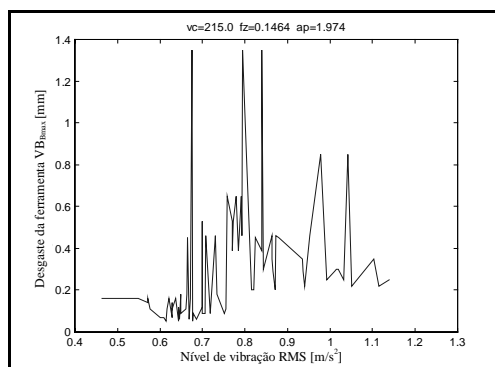


Figura 8 - Variação do desgaste de flanco máximo da ferramenta  $VB_{Bmax}$  em relação a “Vibração”, obtida a partir do ensaio de vida para a condição de corte 4.

#### 4. CONCLUSÕES

- A mesa de trabalho da fresadora mostrou-se ser um local de maior sensibilidade à detecção dos sinais de vibração do que o mancal inferior do eixo porta fresas, indicando ser este um local preferencial para a instalação de sensores em técnicas de monitoramento.

- Os resultados mostraram uma boa correlação entre desgaste das ferramentas e os níveis de vibração medidos, indicando ser possível estabelecer um procedimento de monitoramento

on-line da vibração, para a estimativa do desgaste das ferramentas de corte em um processo produtivo em fresamento.

## **5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- AB Sandvik Coromant, 1994, Modern metal cutting: a practical handbook.
- Andrev, G.S., 1974, "Thermal State of Tool Cutting Edge in Intermittent Cutting", Russ. Engg. J., 54, pp 56-59.
- Bathia, S.M., Pandey, P.C. and Shaw, H.S., 1986, "The Thermal Condition of the Tool Cutting Edge in Intermittent Cutting", Wear, vol.61, pp 21-30.
- Metals Handbook, 1989, Machining, Ed. 9, ASME International.
- Pekelharing, A.J., 1978, "The Exit Failure in Interrupted Cutting", Annals CIRP, 27, pp 5-10.
- Santos, A.L.B., 1996, "Otimização de Ensaios Utilizados na Determinação dos Coeficientes da Equação Expandida de Taylor", Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, MG.
- Shinozaki, N. and Horda, M., 1970, "Thermal Stress Resistance of some Carbide and Oxide Tool Materials", Scientific papers of the Institute of Physics and Chemistry, Annals CIRP, 18, pp 555-562.
- Sousa, M.M., 1998, "Utilizando Vibração Mecânica para Monitorar o Desgaste das Ferramentas de Corte e o acabamento Superficial no Processo de Fresamento", Tese de Doutorado, UFU, Uberlândia, MG.
- Zorev, N.N., 1963, "Machining Steel with a Carbide Tipped Tool in Intermittent Heavy Cutting Conditions", Russ. Engg. J., 43(2), pp 43-47.

# **ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA DA SUBSTITUIÇÃO DOS PÓS CERÂMICOS CONVENCIONAIS POR PÓ DE GRANITO NA INJEÇÃO DE PEÇAS CERÂMICAS À BAIXA PRESSÃO**

**Venceslau Xavier de Lima Filho**

**Ricardo Emílio Ferreira Quevedo Nogueira**

**Francisco Claudioberto dos Santos**

**Alexandre Campos Bezerra**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica – Campus Universitário do Pici, bloco 714 – 60455-760 – Fortaleza, Ce.

**José Marcos Sasaki**

Universidade Federal do Ceará, Departamento de Física, 60455-760 – Fortaleza, CE, Brasil

## **Resumo**

O processo de moldagem por injeção cerâmica tem por base a mistura de pós cerâmicos, com um veículo (geralmente orgânico) fundido. A injeção cerâmica é muito utilizada na produção de peças de pequenas dimensões e grande complexidade pelas vantagens que oferece. Este trabalho consiste num estudo da viabilidade técnica e da substituição dos pós cerâmicos convencionais pelo pó de granito, que é um resíduo sem aproveitamento econômico, no processo de injeção à baixa pressão (0,6 MPa). Inicialmente selecionou-se um pó residual produzido na exploração de uma rocha de valor comercial. O pó foi a seguir caracterizado por difração de raios-x e análise petrográfica. Ensaio reológicos foram realizados com um veículo orgânico para otimizar suas proporções e da mistura (pó de granito + veículo orgânico) a ser injetada. A viscosidade foi determinada variando-se a taxa de cisalhamento aplicada em várias temperaturas, inclusive a de injeção.

**Palavras-chaves: Injeção, granito, viscosidade**

## **1. INTRODUÇÃO**

Apesar da crescente importância econômica da indústria de rochas ornamentais para a região Nordeste, alguns obstáculos para o pleno desenvolvimento dessa atividade ainda persistem. Dentre eles, ressalta-se a elevada produção de pó de granito durante a cadeia produtiva, que vai se acumulando nas plantas industriais, e provoca um violento choque ambiental, caracterizado principalmente pela poluição do solo e a poluição e soterramento dos mananciais provocada pela deposição de grandes quantidades de pó. Além disso existe o risco da silicose para a saúde das populações próximas às pedreiras. A redução do impacto ambiental causado pela grande quantidade de rejeitos, é uma questão importante nas pedreiras, sendo ainda um grande desperdício de material, o qual poderia ser aproveitado em

aplicações tecnológicas, desde que devidamente caracterizado e tratado (Castelo Branco,1998).

Dependendo do tipo de material e da localização da pedreira, existem alguns casos de utilização dos rejeitos para a produção de brita, paralelepípedos e meios-fios. A utilização desses resíduos como fonte alternativa de renda se torna extremamente importante, na medida em que pode ser uma saída viável para a crise em que passa a indústria de rochas ornamentais na região Nordeste. No caso do pó, estuda-se sua aplicação como matéria-prima para outras indústrias, tais como a construção civil.

O objetivo deste trabalho é estudar a viabilidade técnica da substituição dos pós cerâmicos usualmente empregados no processo de injeção, pelo pó de granito como uma solução aos problemas citados anteriormente.

A moldagem por injeção cerâmica apresenta algumas vantagens ante os processos da fabricação convencionais, principalmente no caso de artefatos pequenos e de formas complexas: a injeção permite a confecção automatizada e uma maior versatilidade de formas; a tolerância dimensional e o acabamento superficial das peças moldadas tornam desnecessárias as operações de usinagem posteriores, que encarecem e podem danificar o produto (Nogueira,1994).

Invariavelmente, o processo tem por base a mistura de pós cerâmicos com um veículo (geralmente orgânico) fundido. Essa massa, sob o estado plástico, é então moldada por máquinas convencionais de alta ou baixa pressão e, após isso, tem-se a solidificação do corpo verde. Antes dessa massa ser moldada é necessário um estudo reológico, a fim de se determinar a porcentagem ótima de cada componente do veículo orgânico e a quantidade ideal de pó cerâmico na mistura (Nogueira et al., 1998).

## **2. PROCEDIMENTO**

### **2.1. Seleção dos materiais**

**Pó cerâmico.** A seleção dos materiais envolve a seleção do pó e do veículo orgânico adequados para a injeção da mistura. Em termos gerais o pó cerâmico deve apresentar características que influenciem favoravelmente o comportamento reológico da mistura a ser injetada: uma distribuição homogênea do tamanho de partículas, ausência de aglomerados, pequena área superficial e uma forma regular(German et al., 1997). Foi coletada uma amostra bruta de pó de granito de uma rocha comercial proveniente de uma jazida em pleno funcionamento. Como justificativa para a escolha desse material temos a grande abundância do resíduo e o baixo custo, que a própria condição de resíduo proporciona.

Por causa da condição bruta do pó, que foi recolhido diretamente da lavra, o material foi submetido a peneiramento em um agitador de peneiras, utilizando-se malhas com as seguintes aberturas (em mm): 0,20; 0,16 e 0,10. O pó foi a seguir caracterizado por microscopia eletrônica e difração de raios-x. a fim de se conhecer sua composição química, que foi comparada com a análise petrográfica da rocha de origem.

**Veículo orgânico (VO).** As características que um bom VO deve apresentar são: baixo custo, baixa toxicidade, passividade química com relação ao pó, baixa viscosidade (menor que 500cP), pequena variação da viscosidade com a temperatura e ser forte e rígido (permitindo sua manipulação) após resfriar à temperatura ambiente (Bezerra et al., 1998).

O veículo orgânico utilizado nesse trabalho é composto por cera de carnaúba do tipo1 (matéria prima da região Nordeste) como componente majoritário, cujo ponto de fusão está na faixa de 80 - 83°C, do polietileno de baixa densidade (HI-865 da OPP Poliolefinas S. A.), como componente plastificante, de uso industrial, e do ácido esteárico (P.M. de 284,49 da

Vetec Química Fina LTDA., ponto de fusão de 65 a 68°C, 95% de pureza) como componente surfactante. A seleção da composição foi baseada em estudos de viscosidade anteriores realizados no Laboratório de Desenvolvimento de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará.

## 2.2. Preparação da mistura

A etapa da mistura tem como objetivo homogeneizar o pó e o veículo orgânico, garantindo a fluidez para que ocorra a moldagem sem a presença de aglomerados (Nogueira, 1994). Durante seu processamento, a mistura é agitada em um tanque com batedores duplos, onde pode ocorrer a formação de bolhas e neste caso utiliza-se um sistema de vácuo para que este tipo de problema seja eliminado (Purquerio et al., 1994).

É de suma importância que a mistura pó - veículo orgânico satisfaça vários critérios reológicos que permitam a mistura e a moldagem sem defeitos. Essas características dependem do tipo de veículo orgânico, temperatura de moldagem, taxa de cisalhamento, conteúdo de sólidos, características das partículas cerâmicas e presença de agentes ativos de superfície (German et al., 1997). Existe uma faixa de viscosidade adequada à manutenção de um pó disperso sem interferir com o processo de moldagem. Para determinar esta faixa foram realizados estudos reológicos para avaliar e otimizar a composição da mistura .

Os componentes foram primeiramente pesados em suas várias percentagens mássicas, num total de 15g. Em seguida cada amostra foi misturada durante 30 minutos na câmara de aquecimento de um viscosímetro de marca *Brookfield*, modelo LV-DVIII. Após a solidificação, foi realizada uma inspeção visual fraturando-se a amostra solidificada, com o objetivo de se comprovar a homogeneidade da mistura. Posteriormente foram observadas as viscosidades das várias composições das amostras, a fim de se escolher a composição ótima para a mistura a ser injetada. As viscosidades das misturas foram determinadas variando-se a taxa de cisalhamento aplicada, em diferentes temperaturas.

## 2.3. Injeção da massa cerâmica

Após a determinação das percentagens ótimas para a mistura, esta então foi injetada utilizando-se uma injetora de baixa pressão *Peltsman*, modelo MIGL 133 semi-automática, à uma pressão de trabalho de 0,6MPa, mostrada na Fig. 1. A partir de um molde de aço ABNT 1020, projetado e fabricado pelo Laboratório de Desenvolvimento de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará. A qualidade na construção do molde é um fator chave, pois influencia diretamente na etapa de moldagem (Mutsuddy et al., 1995). Os moldes utilizados na injeção cerâmica são similares aos utilizados para polímeros, embora alguns cuidados devem ser tomados, pois neste caso o material é abrasivo e poderá causar um desgaste mais rápido no molde.

O procedimento de injeção obedeceu os seguintes passos: 1) alimentar e fechar o tanque; 2) acionar a bomba de vácuo, moto redutor, controlador de temperatura e o temporizador; 3) desligar bomba de vácuo; 4) pressurizar o tanque; 5) posicionar o molde e acionar o pistão para travamento; 6) abrir válvula de injeção; 7) fechar válvula de injeção; 8) ejetar a peça moldada.



**Figura 1.** Injetora de baixa pressão

### 3. RESULTADOS

#### 3.1. Difração de raios-x

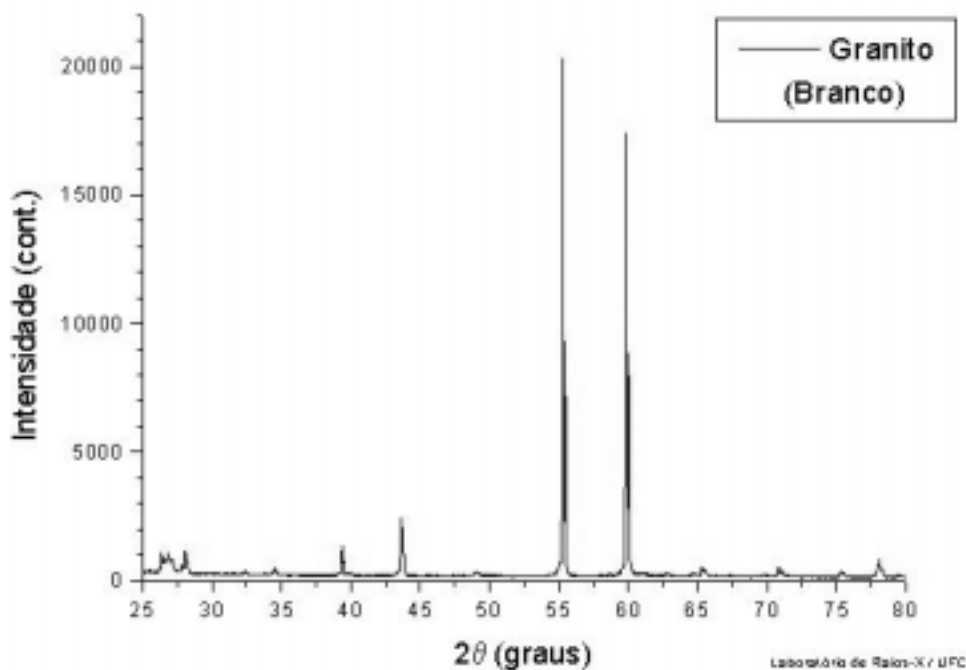
As medidas de difração foram obtidas por um difratômetro de raios-X da marca *Rigaku* montado na geometria *Bragg-Brentano* à temperatura ambiente. Uma medida cuidadosa foi feita por passo de  $0,02^\circ$ , onde cada passo foi deixado um tempo de contagem de 5 s. usando uma fonte de radiação de  $\text{CuK}\alpha$  com uma potência de 40kV/25mA. A amostra foi peneirada por uma peneira com abertura de 0,10 mm. A procura das fases existentes na mistura foi feita usando um banco de dados de difração de raios-X (ICDD) atualizado até o ano de 1997. Essa procura forneceu a presença das fases de Albita -  $\text{NaAlSi}_3\text{O}_8$ , Quartzo -  $\text{SiO}_2$  e Microclína –  $\text{KAlSi}_3\text{O}_8$

A simulação do padrão de difração foi obtida pelo uso do programa DBWS de refinamento de estrutura pelo Método *Rietveld*. A entrada de dados do programa consiste de informações estruturais de cada fase e de acordo com a escala e o peso atômico de cada fase pode-se calcular as porcentagens individuais através da seguinte fórmula:

$$W_p = \frac{S_p (ZMV)_p}{\sum_{i=1}^N S_i (ZMV)_i} \quad (1)$$

onde  $p$  é o valor de  $i$  para uma particular fase dentro das  $N$  fases presente,  $S_i$  é o fator de escala refinado,  $ZM$  é o peso da célula unitária em unidades de peso atômico, e  $V$  é o volume da célula unitária.

A Figura 2 mostra o padrão de difração de raio-X. A pequena discordância encontrada entre os valores experimentais e teóricos pode estar associado com a impureza que possam existir nesses compostos visto que essa amostra foi extraída da própria região de exploração do granito.



**Figura 2 :** Padrão de difração de raio-X para o pó de granito

Essa análise permitiu obter uma concentração de 31% de Albita, 58% de Quartzo e 11% de Microclína. Essas fases estão de acordo com os resultados obtidos pela análise petrográfica do material. A Tab. 1 mostra um comparativo da análise quantitativa pela análise petrográfica e pelo método Rietveld.

**Tabela 1:** Análise quantitativa do Granito por difratometria de pó e análise petrográfica.

	<b>Albita</b>	<b>Quartzo</b>	<b>Microclina</b>	<b>Minerais não essenciais</b>
<b>Raios – X</b>	31 %	58 %	11 %	–
<b>Análise Petrográfica</b>	33 %	49 %	10 %	8 %

O refinamento é feito pela minimização da soma do quadrado da diferença entre a intensidade observada e calculada que cada ponto do padrão de difração de pó. Esse método necessita de conhecimento prévio da estrutura cristalina de todas as fases que estão envolvidas na mistura.

O erro residual do refinamento *Rietveld* é dado por:

$$RWP = \frac{\sum_i w_i (I_{Obs} - I_{Calc})^2}{\sum_i w_i I_{Obs}^2} \quad (2)$$

onde  $I_{Obs}$  e  $I_{Calc}$  são as intensidades observada e calculada em cada ponto da medida, respectivamente, e  $w_i$  é o peso.

### 3.2. Estudo de viscosidade

Foi verificado que a relação viscosidade - tensão de cisalhamento satisfaz aos critérios reológicos e permite que a mistura e a moldagem da peça ocorram sem macrodefeitos, na proporção comentada anteriormente. Em outras proporções estudadas observou-se uma viscosidade elevada e imprópria para o processo de injeção, o que possivelmente provocaria defeitos nas etapas de mistura e moldagem.

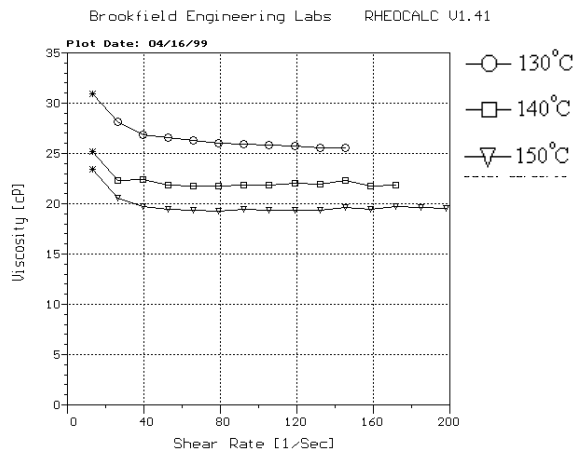


Figura 3. Gráfico dos veículos orgânicos utilizados

A Figura 3 mostra o gráfico da viscosidade dos veículos orgânicos utilizados em função da taxa de cisalhamento aplicada, nas temperaturas de 130°C, 140°C e 150°C. Observando-se as curvas, percebe-se que a viscosidade diminui com a temperatura, como seria de se esperar. Sendo assim, na temperatura de 150°C, a viscosidade do veículo seria a mais indicada para a injeção, pois é a temperatura em que o VO apresenta menor viscosidade por taxa de cisalhamento aplicada. Contudo, é necessário estudar-se a variação da viscosidade das misturas veículo-pó para se obter as condições ideais de moldagem.

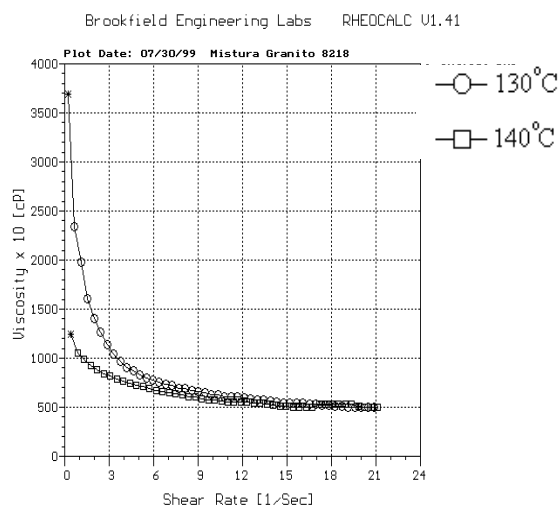


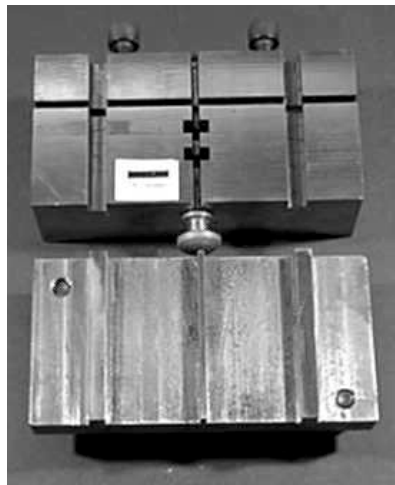
Figura 4. Gráfico da mistura 8218



Após estudos reológicos realizados no Laboratório de Desenvolvimento de Materiais da Universidade Federal do Ceará, observamos que a mistura ideal do veículo orgânico com o pó de granito do tipo Asa Branca, possui a proporção de 82% de pó de granito e 18% de veículo orgânico. O gráfico da Fig. 4 mostra a variação da viscosidade da mistura 8218 (82% de pó de granito e 18% de veículo orgânico), em função da taxa de cisalhamento aplicada. As curvas acima foram obtidas nas temperaturas de 130°C e 140°C, onde se observa que a temperatura de 140°C é mais indicada para a injeção, pois nesta temperatura a mistura apresenta uma menor viscosidade por taxa de cisalhamento aplicada, facilitando assim o fluxo da mistura do tanque da injetora até o interior do molde.

### 3.3. Injeção

Através das análises das viscosidades das misturas, observou-se que temperatura de injeção mais adequada ao preenchimento da cavidade do molde, mostrado na Fig. 5, sem a introdução de macro defeitos foi de 140°C. As peças injetadas não apresentaram macrodefeitos, devendo ser posteriormente submetidas a ensaios mecânicos.



**Figura 5.** Molde para injeção a baixa pressão

## 4. CONCLUSÃO

Foi demonstrada a viabilidade técnica da substituição dos pós cerâmicos convencionais por pó de granito na injeção de cerâmicos à baixa pressão, sendo uma fonte de renda alternativa para a indústria de rochas ornamentais, amenizando os impactos ambientais causados pela deposição dos resíduos da extração das rochas no ambiente e ainda ajuda a evitar o aumento da incidência da silicose nas comunidades situadas nas proximidades das jazidas. A análise dos resultados revela que a melhor composição para a injeção a baixa pressão da mistura pó de granito – veículo orgânico, é a que contém as proporções de 82% de pó de granito e 18% de veículo orgânico.

### Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer à FINEP, ao CNPq, à CAPES, e ao Banco do Nordeste, cujo apoio financeiro tornou possível a aquisição dos equipamentos e a realização dessa pesquisa.

## REFERÊNCIAS

- Castelo Branco, S.M.A., **Estudo Resíduo de Rochas Ornamentais para Fins Tecnológicos**, Projeto de Pesquisa para o CNPq,1998.
- German, R.M., Bose, A., **Injection Moulding of Metals and Ceramics**. Metal powder Powder Metallurgy Federation, Princeton, New Jersey, Vol. 1, pp11-131,1997.
- Mutsuddy, B.C.,Ford,R.G., **Ceramic Injection Moulding**, Chapman and Hall, London, Vol.1 PP1-65,1995.
- Nogueira, R. E. F. Q., Bezerra, A.C., Santos, F. C., Sousa, M. R., Acchar, W., **Produção de um Guia Fios Cerâmico por Injeção a Baixa Pressão**. V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte e Nordeste, 1998.
- Nogueira, R.E.F.Q., **Potencialidades e Particularidades do Processo de Moldagem de Pós Cerâmicos por Injeção**, Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1994
- Nogueira, R.E.F.Q., **Processing and Properties of Moulded Alumina Bodies**, Tese de Doutorado, Brunel University, Londres, GB,1992.
- Purquerio, B.M., Fortulan, C.A., Wrege, P.A.S., **Injeção de Cerâmica Avançada para Produção de Componentes**. Vol.342, pp 74-83,1994.

## ESTIMAÇÃO DA DISTÂNCIA DO TUBO DE CONTATO À PEÇA DE TRABALHO NA SOLDAGEM MIG/MAG (GMAW)

**Salvador Alves de Melo Júnior**  
**Guilherme Caribe de Carvalho**  
**Sadek C. Absi Alfaro**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, GRACO (Grupo de Automação e Controle), 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail: [sadek@graco.unb.br](mailto:sadek@graco.unb.br).

### **Resumo**

Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia para estimação da distância entre o tubo de contato elétrico e o metal base (“stand-off”) no processo de soldagem GMA (“Gas Metal Arc”). A metodologia proposta baseou-se na medição da resistência elétrica entre o tubo de contato e o metal base durante os períodos de extinção do arco de soldagem no modo de transferência de metal por curto-circuito. Tais períodos foram determinados nas curvas de evolução temporal da tensão e da corrente de soldagem através da identificação dos ciclos positivos da derivada temporal do sinal de corrente e dos ciclos de baixa tensão correspondentes ao curto circuito. Utilizando técnicas estatísticas de seleção de variáveis e de regressão múltipla, obteve-se como resultado um modelo linear relacionando a velocidade de alimentação do arame de soldagem, a corrente média obtida do experimento e interações dessas com a resistência média de curto-circuito (variáveis independentes) à estimativa do “stand-off” (variável dependente). Durante os testes de validação, observaram-se erros de estimação da ordem de 4% em relação aos valores esperados.

**Palavras-chave:** Soldagem, Modelagem, Monitoramento.

### **1. METODOLOGIAS DE MONITORAMENTO DO PROCESSO DE SOLDAGEM**

O processo de soldagem *GMAW* (*Gas Metal Arc Welding*) é um dos processos de fabricação e reparo que tem sido cada vez mais utilizado nas linhas de montagem industriais, devido à sua versatilidade e produtividade. Entretanto, há certa dificuldade em se utilizar os parâmetros adequados na automação deste processo, devido ao conjunto de variáveis envolvidas e controle das mesmas. Além disto há sempre o erro inerente aos equipamentos e métodos utilizados, mesmo no caso de sistemas autônomos.

Para tentar sanar este tipo de problema, diversos trabalhos têm sido propostos para automação e controle dos processos de soldagem, tais como: A investigação do padrão de som emitido durante o processo *GMAW* proposto por Saini e Floyd, (1998) visando o controle on-

line deste processo a partir de informações das características do arco, da poça de metal e do modo de transferência do material; Uma metodologia de controle através da aquisição de dados visuais sincronizados com sensores eletrônicos para determinar o modo de transferência, o qual tem um grande efeito sobre a penetração, fluxo de calor e faixas de parâmetros e posições disponíveis para soldagem Johnson et al., (1991).

Entretanto, para efetivação do controle de qualquer processo, é necessário analisar as variáveis de controle do mesmo. Há na literatura diversas possibilidades. Carvalho, (1997) citou em seu trabalho algumas propostas, dentre elas destacam-se o monitoramento da tensão do arco, corrente de curto-circuito e tempos de arco e curto-circuito, proposto por Norrish (1992); A análise quantitativa do desvio padrão e do coeficiente de variação para quantificar a estabilidade do processo, o qual foi proposto por Ogunbiyi e Norrish, (1996); Tem-se ainda um estudo proposto por Needham, (1985), no caso de transferência de material por curto-circuito, que a taxa entre o tempo de arco e tempo de curto-circuito deva ser mantida, dentro de certa faixa, tão constante quanto possível; Outra possibilidade é a medição da área sob o gráfico (I x V) correspondente a cada ciclo de curto-circuito, calculando-se o desvio padrão destas áreas de um número específico de ciclos, proposta por Ditley et al., (1996). Ou ainda o próprio trabalho de Carvalho que propõe uma análise da estabilidade do processo utilizando os valores de tensão abaixo da média.

Propõem-se então com este trabalho uma metodologia para medir indiretamente o “*stand-off*”, por meio dos sinais de corrente e tensão de soldagem durante o processo *GMAW*, os quais serão utilizados para calcular a derivada temporal da corrente durante o tempo de curto-circuito. O modelo matemático e estatístico será então obtido por meio da regressão múltipla, o qual pode ser utilizado em uma metodologia de controle do processo de soldagem.

## **2. CONTROLE DO PROCESSO "GMAW"**

O sistema de alimentação do arame é projetado para manter a velocidade do arame constante, a um valor pré estabelecido, independente das variações do arco de soldagem. Processos convencionais de soldagem utilizam fontes do tipo tensão constante que proporcionam um auto ajuste e estabilização do comprimento do arco Norrish, (1992) e Carvalho, (1997). Assim, um aumento no comprimento do arco causa um aumento da tensão no mesmo, desse modo a corrente de saída da fonte se reduz de acordo com a maior demanda de tensão. Com isso a taxa de fusão se reduz e assim, menos arame é consumido e o comprimento do arco é reduzido. Algo semelhante acontece quando se diminui o comprimento do arco, o qual produz um aumento da corrente; portanto, há um aumento da taxa de fusão e novamente o arco volta a crescer para o valor original Norrish, (1992).

Entretanto este controle descrito acima não é suficiente para se obter uma solda com boa aparência e propriedades físicas. Portanto, para se obter melhores resultados em termos da qualidade de solda, é necessário controlar as variáveis para estabilizar o processo, de modo a prever a performance deste, ou seja, é necessário adquirir o sinal de entrada, processá-lo e atuar no sinal de saída. Além disto, é preciso monitorar o sistema para garantir que este esteja sempre operando dentro de certos limites definidos Norrish, (1992).

## **3. PROCEDIMENTO**

Para realizar este trabalho foi preciso seguir certos passos para se chegar ao resultado pretendido. Estes são descritos a seguir:

- a) Programa para adquirir e tratar os dados de soldagem;
- b) Definição da área de trabalho;

- c) Equação para estimar o *stand-off*, utilizando-se a resistência de curto-circuito, a velocidade de alimentação do arame (*wire feed speed* – WFS) e a corrente de soldagem;
- d) Experimentos de validação do modelo.

### 3.1 Determinação da área de trabalho

O primeiro passo foi entender como o sistema funciona durante a soldagem, e definir a faixa de parâmetros iniciais e as variáveis com as quais se trabalharia. Então por meio da revisão bibliográfica *Welding Handbook*, (1942) e da atenção de um técnico experiente em soldagem, determinaram-se estes valores conforme é mostrado na Tabela 1.

**Tabela 1.** Faixa de valores utilizados durante o experimento.

Tensão de soldagem <sup>1</sup>	WFS	“Stand-off”
Entre 17 e 30V	4, 6, 8 e 10 m/min	8, 10, 12, 14, 16 e 18 mm

### 3.2 Aquisição dos dados

Para esta aquisição de dados utilizou-se um aplicativo de programação gráfica, o qual era compatível com a placa de aquisição<sup>2</sup> do laboratório. Neste programa, configurou-se um “gatilho” (*trigger*) para iniciar a aquisição quando a corrente de soldagem ultrapassasse 10A, durante a qual eram mostrados os gráficos de tensão e corrente de cada “janela” contendo 1024 amostras. Terminado o processo de soldagem, encerra-se a aquisição e os seguintes resultados são enviados para um arquivo do tipo texto:

- Tamanho da janela (1024 amostras por janela)
- Frequência de amostragem (2500 Hz)
- *Stand-off* ajustado na fonte de soldagem (SO)
- Velocidade de alimentação do arame ajustada na fonte de soldagem (WFS)
- Tensão ajustada na fonte de soldagem (Vset)
- Média da Tensão obtida da fonte de soldagem (Vmfnt)
- Média da Corrente obtida da fonte de soldagem (Imfnt)
- Sinais do canal 0 (Tensão)
- Sinais do canal 1 (Corrente)

---

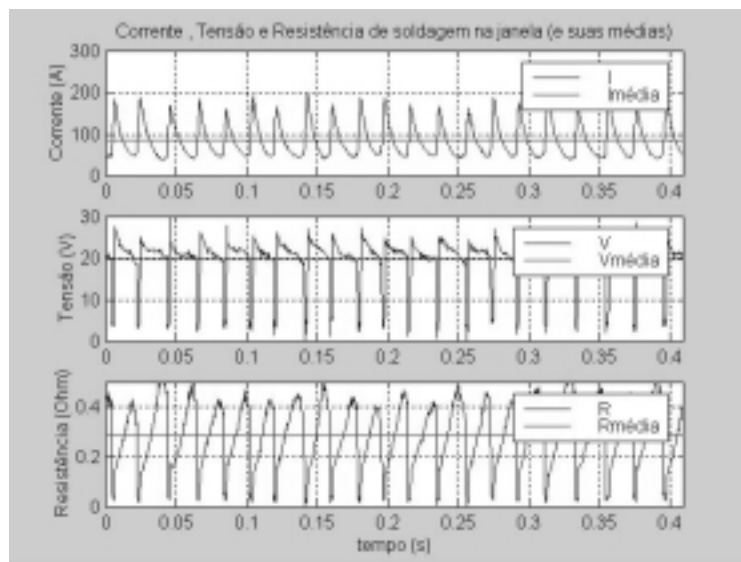
1 A faixa de valores da tensão ajustada na fonte de soldagem é dependente da estabilidade do processo GMAW e do tipo de transferência de material, a qual só é verificada durante o experimento.

2 Características da placa de aquisição: Entradas analógicas de 12-bit: 16 (terra comum); Saídas analógicas: 4; Linhas programáveis digitais: 24; Faixa da tensão de entrada: 0V a 10V / -5V a 5V.

### 3.3 Análise dos dados de soldagem

Após a coleta dos dados, elaborou-se outro programa para análise dos dados. Este programa lê os arquivos gerados na etapa anterior, analisando cada uma das “janelas” de dados, calculando as médias da tensão e corrente de soldagem e da resistência. A seguir são mostrados os gráficos destes valores em função do tempo. No caso, o tempo de cada janela é de 0.4096 segundos. Se os gráficos supra citados apresentarem uma frequência de curto-circuito regular, inicia-se a próxima etapa deste programa que é o calculo da primeira derivada da corrente de soldagem.

Sabe-se que uma função crescente ou decrescente tem a sua derivada positiva ou negativa respectivamente e que durante o curto-circuito a corrente de soldagem cresce rapidamente conforme pode ser visto na Figura 1. Além disto, durante o tempo de curto-circuito o arco praticamente deixa de existir e com isso a resistência à passagem de corrente tende a diminuir bastante e assim ocorre um aumento da corrente de curto-circuito. Com base nisto, quando a derivada da corrente de soldagem for positiva, calculam-se os valores da resistência de curto-circuito e sua média, caso contrário faz-se a derivada e a resistência de curto-circuito iguais a zero. Os resultados desta análise são enviados para um arquivo texto na forma matricial.



**Figura 1.** Gráfico de tensão, corrente e resistência durante o curto-circuito.

### 3.4 Análise Estocástica

Nesta fase foi utilizado um programa específico para análise estatística dos resultados, o qual permite realizar diversas análises até chegar a modelagem matemática do processo em estudo. As etapas seguidas foram as seguintes:

- Determinação das variáveis importantes para a modelagem do processo;
- Verificação da independência das variáveis selecionadas;
- Determinação da equação para estimar o “*stand-off*”.

Para determinar quais variáveis teriam maior influência no processo, utilizou-se um método de análise chamado método de regressão linear por eliminação adiantada (“*Stepwise Regression Forward*”), que consiste de incluir e excluir variáveis até se encontrar o conjunto que tem a maior razão de F (Distribuição de Fisher).

Os resultados encontrados na etapa acima, envolviam variáveis que não apresentavam uma independência muito evidente e para uma análise estatística clássica, as variáveis devem

ser: a) Independentes; b) Aleatórias e c) O erro deve ter uma distribuição normal. Com base nisto utilizou-se o “*Ridge Regression*” para verificar se estas variáveis tendiam a ser independentes. Como resultados desta ferramenta de análise estatística temos o gráfico “*Coefficient x theta*”, o qual deve indicar que o nível de correlação tende a zero.

A etapa seguinte foi encontrar a equação matemática estatística para estimar o “*stand-off*” por meio da regressão múltipla, tendo a análise de variância como parâmetro de escolha, onde o principal critério utilizado foi a maior razão de F possível.

### 3.5 Validação do modelo

Para validação do modelo encontrado foram necessários novos testes, utilizando-se as mesmas variáveis, equipamentos e procedimentos daqueles utilizados para determinação da equação de regressão, porém com valores diferentes daqueles utilizados para gerar o modelo (dentro da faixa de trabalho). Estes testes seguirão um projeto fatorial (“*factorial design*”) 2<sup>3</sup>. Os resultados encontrados pelo modelo foram comparados com os valores de “*stand-off*” ajustados antes de iniciar o processo de soldagem.

## 4. RESULTADOS ENCONTRADOS

Resultados obtidos pela análise dos sinais de tensão e corrente durante o processo de soldagem *GMAW* estão mostrados na tabela 2.

**Tabela 2.** Sinais do Processo de Soldagem *GMAW*

NRO	SO	WFS	Vset	Vmfnt	Vmexp	Imfnt	Imexp	Rccmedia
	[mm]	[m/min]	[V]	[V]	[V]	[A]	[A]	[Ohm]
1	8	4	21	20,0	20,0	83	83,8	0,308384
2	8	4	23	20,2	20,0	85	85,3	0,290929
3	8	6	22	20,0	20,6	120	122,7	0,218371
4	8	6	23	21,8	21,6	121	124,2	0,222263
5	8	8	25	23,5	23,2	147	155,4	0,187302
6	8	10	26	24,5	23,8	188	190,3	0,145768
7	10	4	20	19,1	19,1	77	79	0,323084
8	10	6	22	20,8	20,6	115	117,2	0,238729
9	10	6	24	22,7	22,7	118	119,7	0,237201
10	10	8	24	22,7	22,3	139	141,9	0,201521
...	...	...	...	...	...	...	...	...
29	18	6	22	21,5	20,9	93	95,7	0,276575
30	18	8	24	22,8	22,6	117	119,3	0,239869
31	18	10	24	22,6	22,4	133	135,8	0,209656

Onde:

- SO = Valor do “*Stand-off*” ajustado no programa de movimentação de robô.
- WFS = Velocidade de alimentação do arame (“*wire feed speed*”).
- Vset = Tensão ajustada na fonte de soldagem.
- Vmfnt = Média da tensão de soldagem obtida da fonte de soldagem.
- Vmexp = Média da tensão de soldagem obtida dos sinais de tensão do experimento.
- Imfnt = Média da corrente de soldagem obtida da fonte de soldagem.
- Imexp = Média da corrente de soldagem obtida dos sinais de corrente do experimento.
- Rccmedia = Média da resistência de curto-circuito do experimento.

Na Tabela 3, usando regressão múltipla obtemos as variáveis significantes:

**Tabela 3.** Resultado obtido com o "*Stepwise Variable Selection Forward*".

Variáveis Independente	Coefficiente	Erro Padrão	Valor - t	Nível de significância
CONSTANTE	23,270702	4,133501	5,6298	0,0000
WFS	-8,071033	0,896089	-9,0070	0,0000
Imexp	0,401666	0,050576	7,9418	0,0000
WFS * Rccmedia	53,008483	4,158347	12,7475	0,0000
Imexp * Rccmedia	-3,174132	0,295681	-10,7350	0,0000

Na Tabela 4 a e b, mostra-se, respectivamente, o resultados da análise de variância para o modelo linear e não linear e a tabela 5, os resultados obtidos com "*Ridge Regression*"

**Tabela 4a.** Resultados da análise de Variância (ANOVA) do modelo linear.

Tipo	Soma dos quadrados	Graus de Liberdade	Quadrado Médio	Razão F <sup>3</sup>	Valor P
Modelo	273,43300	4	68,358300	197,779	0,0000
Erro	6,56697	19	0,345630		

**Tabela 4.b.** Resultados da análise de Variância (ANOVA) do modelo não linear.

Tipo	Soma dos quadrados	Graus de Liberdade	Média dos quadrados	Razão F	Valor P
Modelo	63,41320	4	15,8533000	200,375	0,0000
Erro	1,50324	19	0,0791180		

**Tabela 5.** Resultado obtido com o "*Ridge Regression*".

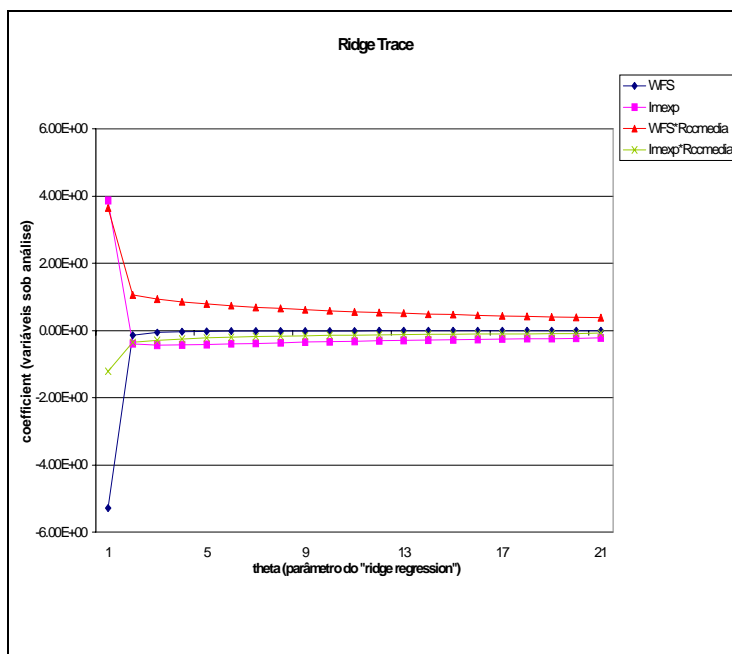
Theta	WFS	Imexp	WFS* Rccmedia	Imexp* Rccmedia
0,00	-5,28E+00	3,872946	3,646088	-1,21E+00
0,05	-1,33E-01	-0,389771	1,053827	-3,48E-01
0,10	-5,44E-02	-0,433889	0,933635	-2,88E-01
0,15	-3,23E-02	-0,42937	0,854666	-2,49E-01
0,20	-2,31E-02	-0,41456	0,792151	-2,21E-01
0,25	-1,84E-02	-0,397148	0,739737	-1,99E-01
0,30	-1,56E-02	-0,379518	0,694578	-1,81E-01
0,35	-1,38E-02	-0,362534	0,655023	-1,66E-01
...	...	...	...	...
0,80	-7,93E-03	-0,252167	0,435993	-9,64E-02
0,85	-7,60E-03	-0,243668	0,420507	-9,21E-02
0,90	-7,29E-03	-0,235702	0,406096	-8,82E-02
0,95	-7,01E-03	-0,228222	0,39265	-8,46E-02
1,00	-6,74E-03	-0,221188	0,380075	-8,13E-02

<sup>3</sup> A razão "F" (Coeficiente de Fisher), indica a variância do modelo em torno da sua média.



Onde:

- Theta = Parâmetro do “ridge regression” ;
- WFS = Velocidade de alimentação do arame;
- Imexp = Média da corrente de soldagem obtida do experimento;
- Rccmedia = Resistência de curto-circuito média.



**Figura 2.** "Ridge Trace"

Assim, o resultado da Regressão Múltipla nos leva ao seguinte equacionamento do “Stanf Off”:

$$SO = 23.270702 - 8.071033 * WFS + 0.401666 * Imexp + 53.008483 * WFS * Rccmedia - 3.174132 * Imexp * Rccmedia$$

Resultados encontrados na validação do modelo estão mostrados na tabela 6,

**Tabela 6.** Resultado da validação do modelo.

Ensaio	SO (mm)	SO estimado	Erro	SO <sup>(0.8)</sup> estimado	erro
1	9	9,7	7,3%	9,6	6,4%
2	17	17,4	2,0%	17,4	2,2%
3	9	9,3	3,0%	9,2	2,7%
4	13	13,4	3,1%	13,3	2,3%
5	17	16,4	3,6%	16,4	3,7%
6	13	12,9	0,8%	12,8	1,6%
7	9	9,7	7,8%	9,7	7,7%
8	13	12,8	1,8%	12,6	2,7%
9	17	17,9	5,1%	18,0	5,7%
<b>Média</b>			3,8%		3,9%
<b>Desvio Padrão</b>			2,4%		2,2%

Onde:

- SO Estimado = “*stand-off*” obtido do modelo linear.
- SO<sup>(0.8)</sup> Estimado = “*stand-off*” obtido do modelo não linear.

## 5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os resultados da seleção das variáveis indicou uma interação entre a velocidade de alimentação do arame (WFS) e a corrente média do processo de soldagem com a resistência de curto-circuito média, pois como a velocidade de alimentação do arame esta relacionada com a corrente de soldagem<sup>4</sup> e esta com a resistência, fez-se necessário a utilização do “*ridge regression*” para determinar se estas variáveis tendiam a ser independentes, o que pela tabela 5 e pela Figura 2, nota-se que o erro relacionado à correlação destas variáveis tem uma distribuição normal, ou seja, este erro não afetará significativamente os resultados.

O uso de um modelo não linear não promoveu melhoria dos resultados de validação do modelo linear, apesar daquele apresentar um valor da razão de F superior a este (Tabela 4b).

Pelo resultado da análise de variância, nota-se que o valor da razão F encontrado (197.779), indica que esta relação entre as variáveis é válida para representar o sistema em análise, pois conforme pode ser visto na tabela D do Apêndice do livro do George Box, (1972), para esta situação o valor tabelado de F é 7.26, ou seja, muito menor que o valor encontrado para o modelo. Além disto, pela análise da tabela 6, a distribuição do erro é gaussiana, e indicou uma boa qualidade do modelo.

O modelo é limitado às condições em que foram realizados os ensaios (tipo de processo de soldagem, gás utilizado, fluxo do mesmo, modo de transferência, tipo e diâmetro do eletrodo, etc.), ao cilindro de gás utilizado e à região de trabalho (WFS, SO).

## 6. CONCLUSÕES

Com base neste trabalho chegou-se às seguintes conclusões:

- Os resultados obtidos com a metodologia proposta, indicaram que esta pode ser válida no contexto do controle do processo de soldagem, como uma etapa anterior ao controle propriamente dito.
- O erros encontrados podem ser devido: (a) Em parte pelo modelo; (b) Ao ruído quando da transmissão dos sinais de soldagem; (c) Ao erro durante o posicionamento do robô para ajustar o “*stand-off*”; (e) Ao erro do mecanismo de alimentação do arame e deslocamento do “*braço*” do robô.
- No caso da implementação do controle, deve-se elaborar um programa específico para este fim, que faça a aquisição e análise dos dados, evitando-se assim a necessidade de uso de diversos programas e a perda de dados por tempo de processamento.
- O modelo matemático por regressão múltipla linear é um modelo mais simples e indica resultados melhores que o modelo não linear.

---

4 Quanto maior a velocidade de alimentação do arame, maior a corrente de soldagem.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à PADCT/Finep, CNPq, FAP-DF e RHAE/MCT, pelo apoio a este e outros trabalhos do grupo.

## 8. REFERÊNCIAS

- CARVALHO, G. C., **An Adaptive Control System for Off-line Programming in Robotic Gas Metal Arc Welding**. Cranfield, 1997. Ph.D. Thesis – School of Industrial and Manufacturing Science, Cranfield University.
- NORRISH, J., **Advanced Welding Process**. Bristol – UK, 1992.
- SAINI D. e FLOYD S., An Investigation of Gas Metal Arc Welding Sound Signature for On-line Quality Control, **Welding Journal**, p. 172s-179s, Apr. 1998.
- **Welding Handbook**, 6<sup>a</sup> edição, parte 2, AWS, United States of America, 1942
- BOX, George, et al., **Statistics for Experimenters, An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building**, John Wiley & Sons, NY – USA, 1972.

com uma cola especial e praticamente todo os movimentos necessários (rotação e translação) dos monocromadores para o alinhamento do monocromador assimétrico num arranjo topográfico de raios-X de duplo cristal quando será comandado por um motor de passo controlado por um microcontrolador.

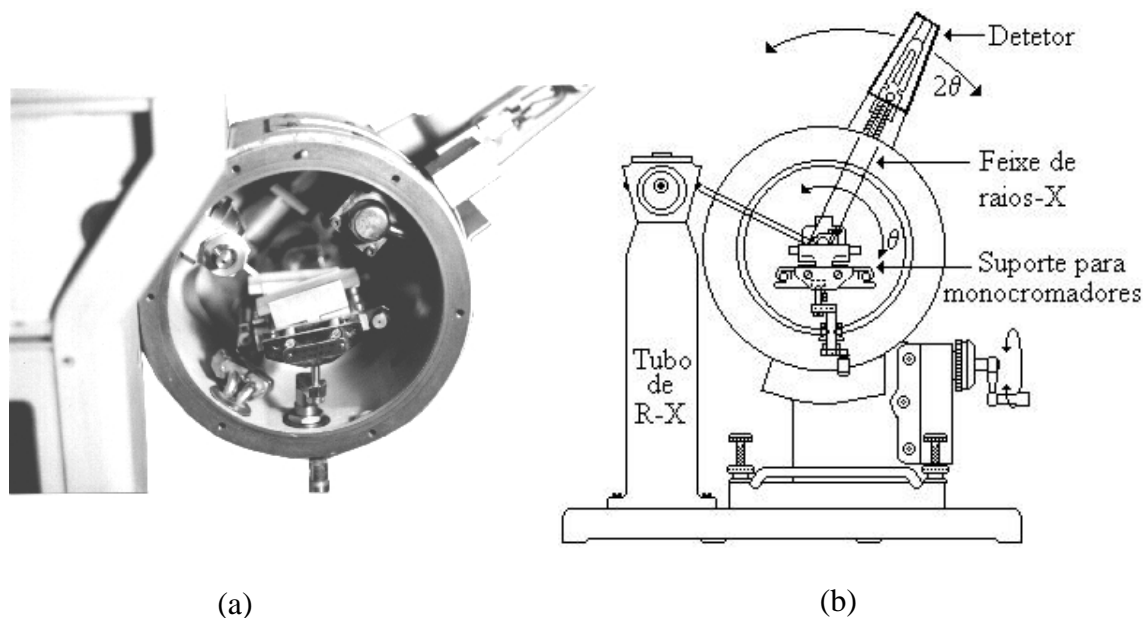
## 6. AGRADECIMENTOS

O autor CSFM, RFCA agradecem o apoio financeiro através da bolsa de iniciação científica do PIBIC/CNPq e da bolsa de mestrado da CAPES, respectivamente.

## 7. REFERÊNCIAS

- Bowen, D.K. and Tanner, B.K., 1998, “High Resolution X-Ray Diffractometry and Topography”, Ed. Taylor & Francis, Inc., USA.
- Cullity, B. D., 1978, “Elements of x-ray difraction” second edition. Ed Addison-Wesley Publishing Company, inc 547p.
- Kohra, K, Hashizume, H. and Yoshimura, J., 1970, “X-Ray Topography Utilizing Double-Crystal Arrangement of (+,+) or Non-Parallel (+,-) Setting”, Japanese Journal of Applied Physics, vol.9 (9), pp.1029-1934.
- Lang, A R., 1970, “Modern Diffraction and Imaging Techniques for Materials Science”, S.Amelincks Eds. North Holland Publishing Co., Amsterdam, pp.407.
- Manual Philips, 1961, “Vacuum spectrometer attachment PW 1540”.
- Matsushita, T. and Hiroo Hashizume, 1983 “X-ray Monochromators” Handbook Synchrotron Radiation, Vol.1, cap.4, edited by eE.E Koch, 606p
- Shinohara, A.H., Kamo, M., Suzuki, C.K., 1998, “A uniformly cleaved epitaxially grown diamond crystal for synchrotron radiation” J. Synchrotron Rad., v.5, pp.654-656.
- Tanner, B. K., 1976, “X-ray Diffraction Topography”, Ed. Pergamon Press, Oxford, Inglaterra, 174p.

possível obter precisão satisfatória quanto deslocamento angular do monocromador. O detector, por sua vez, está associado a um PC interligado por uma interface para o monitoramento da intensidade de raios-X, que juntamente com o goniômetro possibilita monitorar e posicionar o monocromador na posição de máxima intensidade. Para realizar o movimento  $\theta$ - $2\theta$  de rotação do suporte de monocromadores com o goniômetro, será utilizado um sistema automatizado, com um motor de passo associado a um motor *driver* e um microcontrolador, conectado ao eixo de giro do suporte. Por questão de segurança, no sistema mecânico desenvolvido o monocromador assimétrico fica no interior de uma câmara revestida internamente com chumbo.



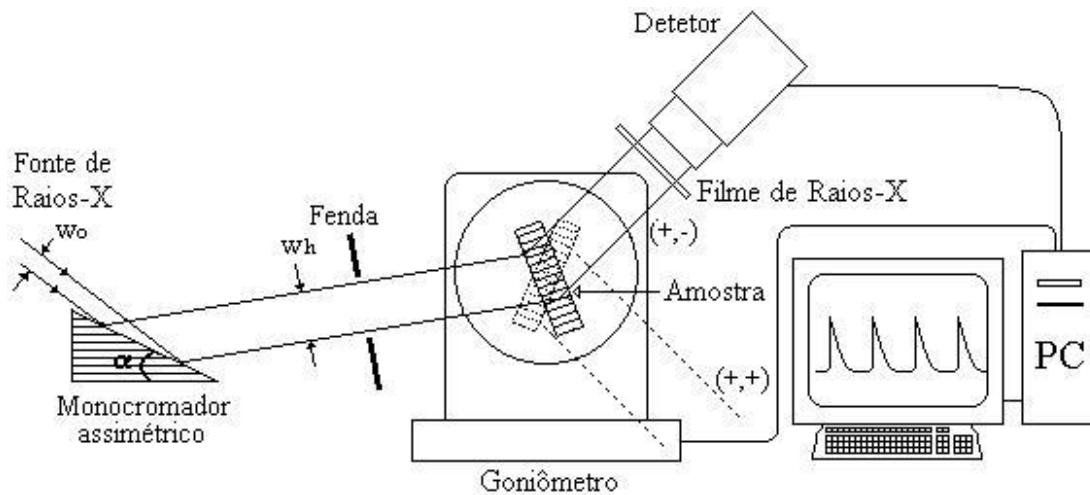
**Figura2.** (a) Foto da base de monocromadores acoplado ao goniômetro  $\theta$ - $2\theta$ . (b) Esquema da vista frontal do sistema formado pelo tubo de raios-X, goniômetro, detetor e suporte de monocromadores.

No processo de alinhamento do monocromador manualmente, realizado ainda hoje no Brasil, as dificuldades na obtenção das condições de difração de Bragg tornam um processo extremamente exaustivo, além de expor o operador às nocivas radiações ionizantes, já que o alinhamento é feito com o tubo de raios-X em operação. Por outro lado, o sistema mecânico apresentado neste trabalho, desenvolvido a partir de adaptações, o alinhamento pode ser realizado com a mínima exposição ao raios-X, de forma rápida e eficientemente.

## 5. CONCLUSÃO

Em comparação com sistema de alinhamento do monocromador assimétrico em um arranjo topográfico de raios-X de duplo cristal de forma manual, o presente sistema mecânico permite o alinhamento do monocromador assimétrico praticamente sem exposição aos raios-X proveniente de tubo de raios-X e difratados pelo próprio monocromador que é intenso e extremamente nocivo ao ser humano. Este sistema é robusto, mas versátil porque a base do monocromador permite acomodar até dois monocromadores sem a necessidade de fixá-los

No arranjo topográfico de duplo cristal, o monocromador assimétrico tem uma função vital para a obtenção de uma imagem dos defeitos em cristais.



**Figura1.** Esquema de um o sistema topográfico de raios-X duplo cristal

### 3. DISPOSITIVOS E INSTRUMENTAÇÃO

Na construção de um sistema mecânico para o suporte e alinhamento de um monocromador no arranjo topográfico de raios-X de duplo cristal, foram utilizadas com adaptações uma base para monocromadores que possibilita acomodar dois monocromadores fixados por meio pressão de molas, sem a necessidade do uso de colas, e possibilita selecionar o monocromador assimétrico desejado. Esta base é acoplada ao um goniômetro vertical da Philips  $\theta$ - $2\theta$  com precisão angular de  $1/100^\circ$  com um motor de passo controlado por um microcontrolador que proporciona movimentos necessários para obter o alinhamento do monocromador ao feixe de raios-X, um detector de raios-X para monitorar a intensidade de raios-X difratado. O monocromador assimétrico a ser utilizado neste sistema mecânico foi construído por nós utilizando os planos de difração (101) do cristal de quartzo sintético de alta perfeição cristalina contendo menos de 10 discordâncias por  $\text{cm}^2$ .

A Fig.2 mostra a foto e um esquema do sistema mecânico para o alinhamento do monocromador ao feixe de raios-X de um arranjo topográfico de duplo cristal. A qualidade da imagem obtida em topografia de raios-X varia em função da óptica utilizada. No arranjo topográfico de duplo cristal, o alinhamento do monocromador em relação ao feixe deve ser o mais preciso possível para garantir a máxima intensidade de raios-X. O alinhamento do monocromador consiste em ajustar o seu posicionamento em relação ao feixe incidente de raios-X. Isto pode ser obtido fazendo inicialmente o monocromador interceptar o feixe de raios-X e em seguida rotacioná-lo de modo que o ângulo entre o feixe incidente e os planos de difração do cristal monocromador satisfaça o ângulo de difração de Bragg ( $\theta_B$ ). Inicialmente, o feixe de raios-X proveniente do tubo de raios-X deverá ser interceptado pelo monocromador. Como o foco do raios-X possui um ângulo saída de  $6^\circ$ , é possível ajustar o posicionamento do suporte de monocromadores a fim de que o feixe primário (incidente) de raios-X intercepte o monocromador. Uma vez que o monocromador seja atingido pelo feixe, este deverá ser rotacionado pelo eixo- $\theta$ , do goniômetro, até atingir as condições de difração de Bragg, e o feixe de raios-X difratado pelo monocromador será detectado pelo detector acoplado ao eixo- $2\theta$ . Como o goniômetro possui uma precisão de um centésimo de grau é

na amostra em sua rede cristalina. Desta forma o feixe difratado é coletado em um filme, fornecendo a imagem topográfica. Embora o tempo de coleta da imagem seja relativamente longo e exista um certo grau de dificuldade para alinhar a amostra ao feixe de raios-X, a qualidade (resolução) da imagem topográfica está intimamente relacionada com o tipo de óptica utilizada e o sistema de detecção utilizado.

A óptica de um arranjo topográfico de raios-X de duplo cristal apresenta séries de vantagens em relação às outras técnicas topográficas (Bowen and Tanner, 1998). No entanto, uma parte laboriosa na construção de um arranjo topográfico é o alinhamento do monocromador assimétrico ao feixe de raios-X de uma fonte de raios-X em operação, onde o operador estará sujeito aos riscos da radiação ionizante dos raios-X, que pode causar séries de danos aos tecidos humanos e provocar efeitos biológicos como queimaduras, doenças quando há exposição generalizada por todo o corpo e pode provocar mutações genéticas aliadas as queimaduras de difícil cura quando é atingido por uma intensa radioativa (Cullity, 1978). O raios-X usados em medidas de difração são perigosos porque possuem comprimentos de ondas que são facilmente absorvidos pelo corpo. Desta forma, o processo de alinhamento do monocromador ao feixe de raios-X é uma etapa perigosa e que deve ser realizado com segurança por técnicos especializados, de modo que o operador não se exponha a radiação.

No presente trabalho, para contornar aos perigos no alinhamento de um monocromador apresentamos um sistema mecânico de alta precisão para alinhar o monocromador assimétrico ao feixe de raios-X em um arranjo topográfico de duplo cristal de forma rápida e segura.

## 2. TOPOGRAFIA DE RAIOS-X DE DUPLO CRISTAL

Arranjo topográfico de raios-X de duplo cristal utiliza duas reflexões sucessivas de Bragg. Basicamente, existe o arranjo paralelo onde os ângulos de Bragg dos dois cristais (monocromador e amostra) são paralelos e de mesmo espaçamento interplanar, e o arranjo não-paralelo onde os cristais possuem espaçamento interplanar diferentes (Tanner, 1976). A Fig.1 mostra esquema de um sistema topográfico de duplo cristal, onde o feixe de raios-X incide primeiramente no cristal monocromador assimétrico que monocromatiza após a difração pelo cristal e em seguida pelo segundo cristal, que é a amostra a ser analisada. O feixe de raios-X difratado pela amostra é coletado no filme de raios-X para obter a imagem topográfica.

De acordo com a utilização existem vários tipos de monocromadores (Matsushita, 1983, Shinohara, *et al.*, 1998). No sistema topográfico de duplo cristal é utilizado o monocromador assimétrico, que se caracteriza por sua superfície não ser paralela aos seus planos cristalinos ou (planos de difração) formando assim um ângulo  $\alpha$  entre eles [Fig.1]. Em função deste ângulo o monocromador assimétrico proporciona um alargamento da seção do feixe de raios-X incidente. Este alargamento está relacionado ao fator de assimetria,  $1/b$ , que depende do ângulo  $\alpha$  e do ângulo de difração Bragg,  $\theta_B$ , que está relacionado com o comprimento de onda do feixe de raios-X incidente  $\lambda$  e da distância interplanar  $d$  do cristal monocromador. O fator de assimetria é obtido através das seguinte equações (Matsushita, 1983):

$$\lambda = 2.d.\text{sen}\theta_B \quad (1)$$

$$\frac{1}{b} = \frac{\sin(\theta_B + \alpha)}{\sin(\theta_B - \alpha)} \quad (2)$$

Conhecido o ângulo de difração Bragg do cristal monocromador e o fator de assimetria pretendido, obtém-se o valor de  $\alpha$ .

# DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA MECÂNICO DE ALTA-PRECISÃO PARA ALINHAMENTO DE MONOCROMADORES NO ARRANJO TOPOGRÁFICO DE RAIOS-X DE DUPLO CRISTAL

Cláudio Sérgio Francisco Mota  
Ricardo Ferreira Cavalcanti de Albuquerque  
Armando Hideki Shinohara

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, Área de Materiais e Fabricação, Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, 50740-530, Cidade Universitária, Recife-PE, Brasil. E-mail: csfm@zipmail.com.br

## Resumo

No arranjo topográfico de raios-X de duplo cristal, monocromador assimétrico tem a importante função de monocromatizar e produzir um feixe de raios-X altamente paralelo, os quais são essenciais para a obtenção de imagens topográficas de alta definição. Na construção de uma óptica para o arranjo topográfico de duplo cristal, é desejável que o alinhamento do monocromador assimétrico seja seguro, rápido e preciso, vez que é realizado num ambiente de radiação ionizante e altamente prejudicial para o ser humano. Neste sentido, foi desenvolvido um sistema mecânico de alta-precisão controlado por um microcontrolador para alinhamento do monocromador assimétrico ao feixe de raios-X. O sistema mecânico consiste de uma base que permite acomodar dois monocromadores assimétricos, um goniômetro  $\theta$ - $2\theta$  vertical de alta precisão e um detector de raios-X para monitorar o posicionamento do monocromador.

**Palavras-chave:** sistema mecânico de alta-precisão, alinhamento de monocromadores assimétricos, topografia de raios-X de duplo cristal

## 1. INTRODUÇÃO

Em topografia de raios-X são obtidas imagens de difração que fornecem informações espaciais dos defeitos na rede cristalina tais como discordâncias e estrias de crescimento, que podem revelar sobre os processos de crescimento dos cristais natural e sintético (Bowen, and Tanner, 1998). Atualmente existem várias técnicas de topografia de raios-X, dentre elas temos como as mais representativas: o método de Lang ou de varredura (Lang, 1970) onde um feixe de raios-X colimado é difratado por uma amostra na geometria de transmissão (caso Laue), e o filme e a amostra sofrem simultaneamente um movimento sincronizado de translação em relação ao feixe incidente. A sensibilidade deste método é limitada e possui a desvantagem da impossibilidade de se realizar topografias na geometria de reflexão (caso Bragg) para analisar amostras espessas e cristais de baixa cristalinidade, e também de obter perfis de difração (*rocking curves*) para avaliar efeito de impurezas ou tensões no espaçamento interplanar. Método de Berg-Barret, que pode utilizar a geometria de reflexão ou de transmissão, (Tanner, 1976). No método topográfico de raios-X de duplo cristal, onde utilizam duas reflexões sucessivas de Bragg, permite obter imagens dos defeitos sem a necessidade de realizar varredura mecânica e oferece uma resolução superior à  $(\Delta d/d) > 10^{-5}$  (Kohra *et al*, 1970).

O princípio de formação da imagem topográfica consiste no contraste obtido a partir da difração de um feixe de raios-X incidente sobre uma amostra a ser analisada. Estes contrastes estão relacionados com irregularidades como discordâncias e estrias de crescimento existentes



principais heterogeneidades juntamente com as fraturas. Há uma grande possibilidade de controlar a propagação destes defeitos no cristal de quartzo sintético, mas o assunto em questão é de grande complexidade, que requer um estudo contínuo e sistemático para compreender os efeitos de cada defeitos existentes no cristal de quartzo natural na tecnologia do quartzo sintético.

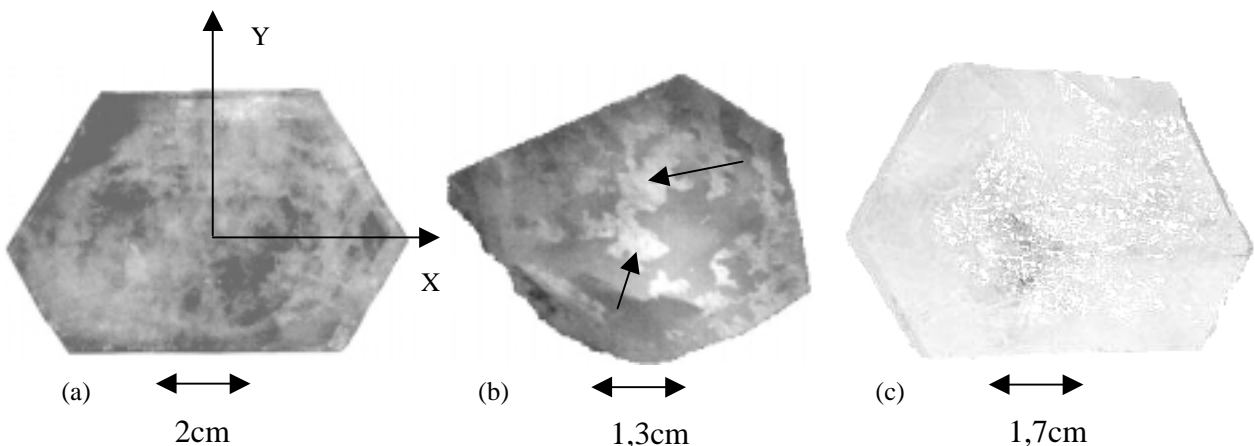
## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Prof. A.N. Sial e a Prof. V.P. Ferreira do LABISE/DGEO/CTG/UFPE pela facilidade para corte dos cristais de quartzo natural e a Fine Cristal Co., Ltda., Japão, pelo crescimento do quartzo sintético utilizados no presente trabalho.

## 7. REFERENCIAS

- Boy, J.J., Guzzo, P.L., 1996 “Quartz crystal twinning under mechanical stress: experimental measurements”, International Frequency Control Symposium, IEEE, , Vol.50, pp.155-160.
- Buerger, M.J., 1945, “The genesis of twin crystal”, The American Mineralogist, vol. 30, number 7 and 8, pp.469 – 482.
- Cordier, P., Morniroli, J.P.,1995, “Characterization of crystal defects in quartz by large-angle convergent-beam electron diffraction ”, Philosophical Magazine , vol.72, number 5, pp.1421-1430.
- Frondel, C., 1962, ”The System of Mineralogy Vol III, Silica Mineral”, Ed. John Wiley & Sons, New York, USA., 333p.
- Grigoriev, D.P., 1965, “Ontogeny of Minerals”Israel Programme for Sci. Transl. Jerusalém.
- Heising, A.R., EE, MS, 1985, Quartz Crystal for Electrical Circuits: Their design and manufacture, 563p.
- Roedder, E., 1984, “Reviews in Mineralogy, Vol 12, Fluid Inclusions”, Ed. Mineralogical Society of America, Chelsea, USA.
- Suzuki, C.K., Farias, C.R.L. and Iwasaki, F.,1986, “Estudo da cristalinidade de um cristal de quartzo por Topografia de raios-X”, Cerâmica, vol. 32, pp.297-306.
- Vigoureux, P., D Sc., R.U.S.S. and C. F. Boota, O.B.E, M.I.E.E, 1950, Quartz Vibrators and their applications, 371p.
- Walker, M.B. and Gooding, R.J., 1985, “Properties of Dauphiné-twin domain walls in quartz and berlinite”, Physical Review B, Vol. 32, Number 11, pp.7408 – 7411.

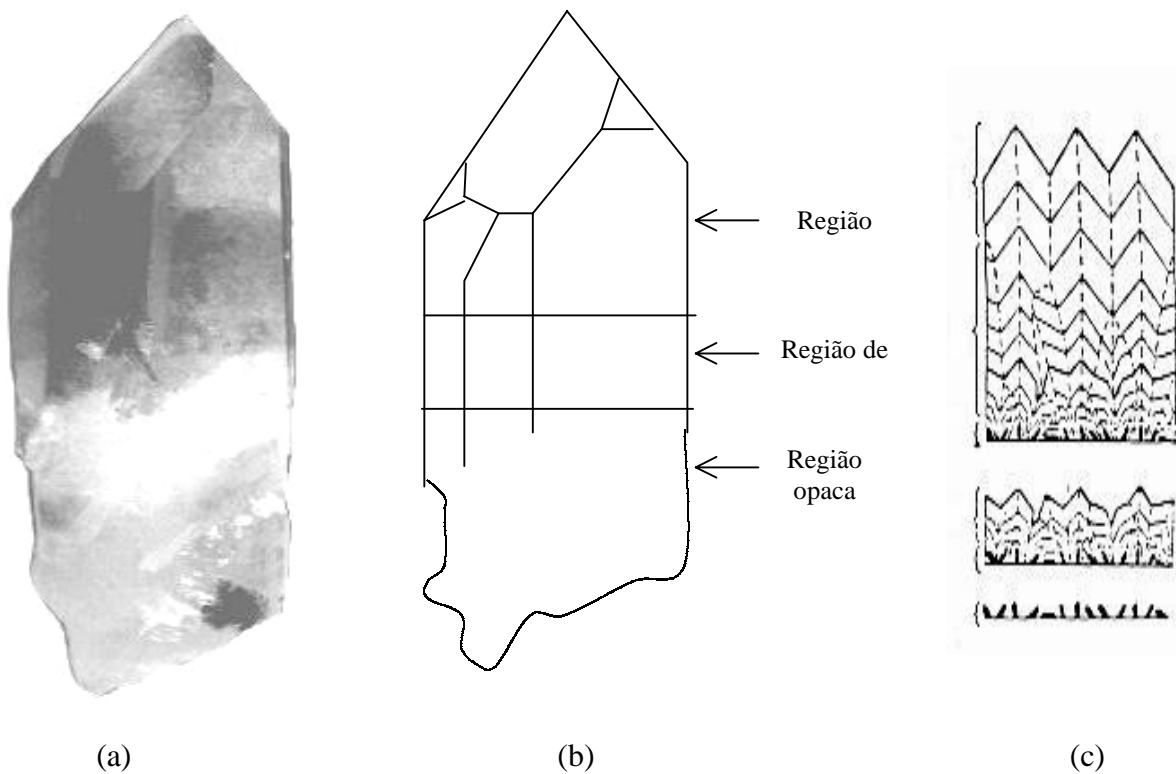
A figura 4(c) mostra o cristal de quartzo sintético crescido a partir de semente de baixa cristalinidade (alto grau de opacidade) contendo fraturas e *Dauphiné Twin* em alta concentração. Como resultado de análise visual, embora tenha ocorrido uma melhora substancial na transparência do quartzo sintético, observou-se uma alta concentração de fraturas e também de regiões contendo depressões bastante acentuadas como tivessem ocorrido crescimento a partir de vários cristais menores e de forma independente. Esta última caracteriza propagação de maclas existentes na própria semente. A combinação de fraturas e maclas nos setores de crescimento gerou um certo grau de opacidade no material. Embora este cristal não tenha sido ainda analisado com técnica de raios-X, espera-se com a melhora substancial da transparência do cristal do quartzo sintético, uma melhora substancial na cristalinidade, seguindo o modelo de aprimoramento proposto por Grigoriev (1965). Uma análise realizada na secção cortada perpendicularmente ao eixo Y com ataque químico, mostrou que os *Dauphiné twins* propagam-se perpendicularmente a face da placa Z. Por outro lado, as fraturas propagam-se sem exceção, entretanto, não necessariamente perpendicularmente a face de crescimento Z. Com base nestes resultados, há uma possibilidade de realizar estudos sistemáticos para controlar pelo menos a propagação de fraturas no quartzo sintético para obter quartzo sintético de alta transparência, que é de grande interesse científico e tecnológico.



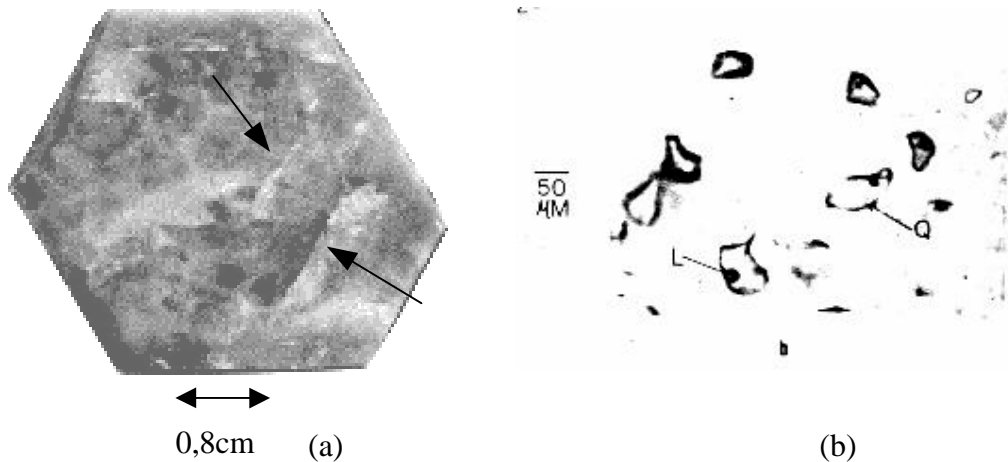
**Figura 4.** A figura (a) ilustra uma semente de quartzo natural de baixa cristalinidade sem ataque químico; (b) as setas indicam a presença de *Dauphiné twins* (áreas de tonalidade mais clara em relação matriz) no cristal natural após o ataque químico; (c) mostra o cristal de quartzo sintético crescido a partir da semente (b) contendo fraturas e *Dauphiné twins*.

## 5. CONCLUSÕES

A iniciativa de aproveitamento de cristais de quartzo natural de baixa qualidade para aplicação em tecnologia do quartzo sintético, visou uma análise qualitativo da distribuição e concentração dos *Dauphiné Twins* em quartzo natural facetado através de ataque químico e seu efeito no crescimento do quartzo sintético. Os resultados mostraram que os *Dauphiné twins* são



**Figura 2.** A figura (a) mostra um cristal de quartzo facetado na sua forma mais original e encontrada na natureza; (b) representação esquemática do aperfeiçoamento do cristal; (c) o modelo proposto por Grigoriev (1965) para explicar a melhora de cristalinidade ao longo do crescimento.



**Figura 3.** As setas da foto (a) ilustram as fraturas. A micrografia óptica na figura (b) revela a ocorrência das microcavidades, inclusões fluidas contendo líquidos e gases, ambas tiradas em regiões de grande opacidade do cristal.

introduzidas durante os processos de corte e polimento, e principalmente para melhor revelação das *Dauphiné Twin*.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

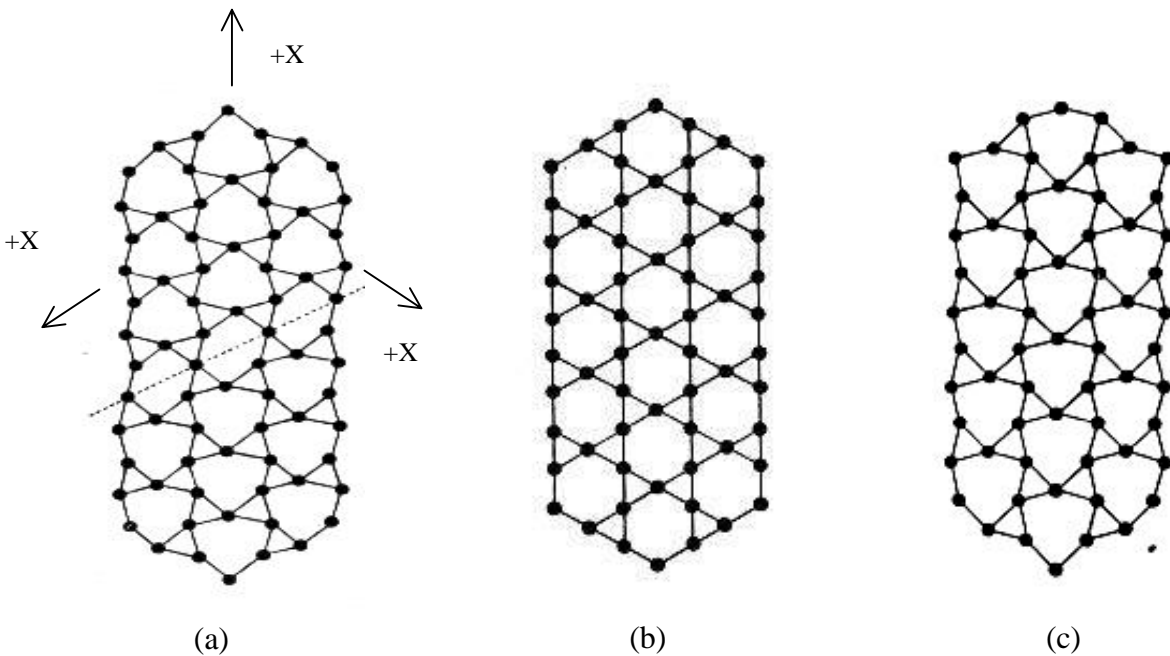
No presente trabalho, cristais de quartzo natural de diferentes graus cristalinidade e de transparência foram selecionados e caracterizados. A diferença de cristalinidade entre as regiões do mesmo cristal está diretamente relacionada com a presença de inclusões fluídas e fraturas. Regiões de baixa cristalinidade possuem grande concentração de tais defeitos, quando comparada com as regiões de alta transparências e maior cristalinidade (Suzuki *et al*, 1986). A figura 2(a) mostra uma foto do cristal estudado no presente trabalho. Figura 2(b) mostra esquematicamente o processo de aperfeiçoamento no cristal de quartzo natural mostrada na figura 2(a) em termos de transparência. O aperfeiçoamento da transparência e cristalinidade durante o seu desenvolvimento pode ser explicado pelo modelo apresentado por Grigoriev (1965), esquematicamente mostrada na figura 2(c), onde é proposto que no primeiro estágio de crescimento há aparecimento de minúsculos cristais de diferentes orientações que atuam como sementes, e ao longo do processo de crescimento há um aprimoramento na orientação devido a seleção geométrica. No estágio inicial de crescimento é verificada a presença de inúmeros defeitos tais como, inclusões fluídas, orientações cristalográficas diversas e geração de maclas de vários tipos elétrica, óptica ou combinada. A medida que o crescimento do cristal se processa há uma melhora significativa em sua cristalinidade, tornando-se altamente transparente o a minimização/desaparecimento total de inclusões fluídas. Existem exceções em que o modelo não se aplica, por exemplo, nos cristais que apresentam-se geometricamente bem definidas (facetados) em ambas as suas extremidades chamados de cristais biterminados (Iano *et al*, 1998) onde não se observa a presença de fraturas e inclusões fluídas. Há situações em que o cristais de quartzo natural facetados não apresenta uma melhora na sua cristalinidade ao final de seu crescimento, permanecendo completamente opacos.

A figura 3 mostra a presença uma placa Z contendo fraturas e inclusões fluídas. As fraturas foram geradas naturalmente provavelmente devido as tensões residuais. As inclusões são de dezenas de micra e possuem basicamente líquidos alcalinos incorporados durante o processo de crescimento e gases formadas principalmente devido ao resfriamento (Roedder, 1984).

As figuras 4(a) e (b) mostram placas de quartzo Z retiradas da região opaca antes e após o ataque químico com HF, respectivamente. O ataque químico revelou a presença de *Dauphiné twins* e analisando-se as placas ao longo do eixo Z do mesmo cristal, a região mais opaca para mais transparente, notou-se uma variação na quantidade de *Dauphiné twins* assim como na sua distribuição. As regiões de alto grau de opacidade apresentaram dificuldade na sua visualização, mas relativamente possuem menos *Dauphiné twins*. Mas a medida que o grau de transparência aumenta, facilita a visualização, mas notadamente há um aumento significativo da quantidade de *Dauphiné twins* no cristal de quartzo natural. Em alguns cristais analisados, foi observado uma baixíssima quantidade de *Dauphiné twins* nas regiões de alto grau de opacidade, tendo em vista que a formação geológica influencia de forma significativa. Em geral, observou-se que regiões de alto grau de opacidade de um cristal de quartzo natural aparentemente possuem menos *Dauphiné twins*. Entretanto, a melhora na transparência assim como da cristalinidade no cristal de quartzo natural não minimiza a presença de *Dauphiné twins*.

quartzo natural. Normalmente, tais maclas apresentam formas geométricas irregulares e tendem a se distribuir verticalmente no cristal natural.

Atualmente existem técnicas que possibilitam a produção artificial de maclas elétricas em quartzo. Resfriamento do quartzo  $\beta$  direto do ponto acima de  $573^{\circ}\text{C}$  até o ponto de inversão para quartzo  $\alpha$ , por resfriamento rápido do quartzo  $\alpha$  entre a faixa de  $500^{\circ}\text{C}$  e  $200^{\circ}\text{C}$  e por aplicação local de uma alta pressão (Boy and Guzzo, 1996). A partir de tais conhecimentos foi desenvolvido uma metodologia para retirada das maclas elétricas, que consiste em aquecer o cristal acima do ponto de inversão do quartzo  $\alpha$  à  $573^{\circ}\text{C}$ , onde a parte que apresenta maclação é homogenizada (Fig. 1(b), e então por um resfriamento controlado fazer com o que a macla desapareça. A figura 1 mostra a seqüência de estruturas adquiridas durante o processo de eliminação de maclas elétricas no quartzo.



**Figura 1.** (a) arranjo dos átomos de silício quando em *Dauphiné twin* ; (b) arranjo do mesmo cristal depois de aquecido acima do ponto de inversão para quartzo  $\beta$ ; (c) mesmo cristal resfriado abaixo de  $573^{\circ}\text{C}$ , voltando para o quartzo  $\alpha$  sem maclações (Fron del, 1962).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

As amostras de cristais naturais de baixa cristalinidade foram seccionadas perpendicularmente ao eixo Z [0001] com espessura de 6 mm utilizando uma serra diamantada. Para a visualização de *Dauphiné Twin* nas “bolochas” de faces Z (0001) dos cristais, as amostras foram polidas com pó de SiC de granulometria #320, #800 e #1000 *mesh* e em seguida submetidas ao ataque químico em solução de HF(40%) por 120 min e para eliminar tensões

*twins*, defeitos volumétricos que são comumente encontrados no cristais de quartzo naturais (Fron del, 1962). Basicamente, as maclações em quartzo são classificadas em três tipos: *Dauphiné-twin* ou macla elétrica, no qual uma parte do cristal sofreu uma rotação de  $180^\circ$  em relação ao eixo Z; *Brazilian-twin* ou macla óptica, em que uma parte do cristal tem a estrutura associada com o cristal direito e esquerdo; e o *compound optical twin* ou combinado, que é uma junção dos dois tipos anteriormente. Desta forma as técnicas utilizadas para a visualização de maclas são os métodos de ataque químico, topografia de raios-X, microscopia eletrônica, difração de elétrons em grandes ângulos, luz polarizada (Heising, 1985; Fron del, 1962; Walker, 1985; Vigoureux *et al.*, 1950; Cordier and Morniroli, 1995).

No presente trabalho, uma investigação sobre as maclas foi realizada enfatizando a maclação elétrica em cristais de quartzo natural facetado de baixa cristalinidade usando o método de ataque químico. E seus efeitos no crescimento de quartzo sintético pelo processo hidrotérmico foram analisados.

## **2. FUNDAMENTOS DA GERAÇÃO DE DAUPHINÉ TWIN NO CRISTAL DE QUARTZO NATURAL**

O processo de crescimento do cristal nada mais é que o surgimento de novas camadas sobre as superfícies antigas do cristal. Este surgimento é explicado pela coordenação dos átomos na estrutura. Os átomos assumem uma estrutura preferencialmente configurações que apresentem a mínima energia livre, sendo exigido para isso uma maior coordenação entre os mesmos, logo os átomos quando em processo de agrupamento chegam as superfícies assumindo posições que mantenham a coordenação normal da estrutura. O primeiro a chegar localizará em qualquer posição de máximo contato, o segundo necessariamente deverá fazer uma coordenação com este e assim sucessivamente. Desta forma tem-se uma melhor coordenação e uma diminuição na energia livre. A progressão desta estrutura se dá pela chegada simultânea de outros átomos em posições vizinhas, assim, analogamente, se uma parte do cristal apresenta maclas sua persistência se dará também pela chegada de outros átomos a posições vizinhas durante o crescimento do cristal proporcionando ou não a continuidade desta estrutura, pois assumirão posições que poderão ou não manter a coordenação dos átomos na mesma (Fron del, 1962).

Embora as maclas nos cristais de quartzo sejam consideradas como intercrescimento, o seu aparecimento pode ser explicada do ponto de vista energética. Sabe-se que um cristal é estável se apresentar um estado de mínima energia livre em relação aos seu átomos, e qualquer falha neste modelo acarretará em um aumento da energia dos átomos. Assim, o modelo de átomos no contorno das maclas representa uma falha em relação ao resto do cristal. Logo, a região apresenta maior energia, podendo a mesma ser armazenada de forma superficial ou interfacial (Burger, 1945). A macla normalmente é reconhecida pela existência de uma rotação, ou seja, um intercrescimento simétrico de duas partes individuais do mesmo cristal. Tais intercrescimentos são simétricos no sentido de que uma parte é a repetição da outra pela mesma operação geométrica. Dependendo da gênese, as maclas podem ser divididos em três classes; maclas de crescimento, maclas de transformação e maclas de escorregamento. Para o presente trabalho, foi focado em maclas de crescimento (Fron del, 1965). Vários pesquisadores afirmam que a existência de maclas em um cristal é comum. As maclas caracterizadas por uma rotação de  $180^\circ$  em relação ao eixo Z, e por apresentarem uma inversão na polaridade no eixo elétrico X são denominadas de maclas elétricas ou *Dauphiné twins*, e são as mais encontradas nos cristais de

# CARACTERIZAÇÃO DE *DAUPHINÉ TWIN* EM CRISTAIS DE QUARTZO NATURAL DE BAIXA-CRISTALINIDADE E SEUS EFEITOS NO QUARTZO SINTÉTICO

**Julião Lemos da Silva**  
**Edson Luiz de Araújo**  
**Armando Hideki Shinohara**

UFPE- Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências  
Departamento de Engenharia Mecânica, Área de Materiais, Av. Acadêmico Hélio Ramos  
S/n 50740-530, Cidade Universitária, Recife, PE, Brasil. E-mail: jlesil@zipmail.com.br

## Resumo

Neste estudo, placa Z cortadas de cristais de quartzo natural facetados de diferentes graus de cristalinidade foram analisadas e colocadas para o crescimento através de processo hidrotérmico. Basicamente, as placas Z apresentaram três tipos de heterogeneidades: inclusões fluidas, fraturas e maclações. As inclusões fluidas são de algumas dezenas a centenas de micrômetros e a sua concentração está diretamente relacionada com o grau de opacidade dos cristais. Dentre vários tipos de maclas existentes no quartzo natural, as placas Z apresentaram exclusivamente as maclações elétricas também chamada de *Dauphiné Twin*. Quanto as fraturas, provocadas devido as tensões residuais ou ações externas são eventuais e as dimensões variam de alguns milímetros a centímetros. Entretanto, as maclações e as fraturas são as heterogeneidades mais importantes em termos de tecnologia de quartzo sintético. As suas distribuições no cristal são discutidas em função do grau de opacidade, assim como, seu efeito no crescimento do quartzo sintético.

**Palavras-chave:** *Dauphiné Twin*, opacidade e maclação, quartzo natural, cristalinidade

## 1. INTRODUÇÃO

Com o advento de novas tecnologias tais como redes de satélites e telefones celulares, a demanda por cristais de quartzo sintético de alta-perfeição cristalina, devido as suas propriedades piezoelétricas, tem crescido sem um precedente igual. Neste contexto, a semente é um dos principais parâmetros que influencia na qualidade final dos cristais de quartzo sintético crescidos pelo processo hidrotérmico, pois sementes contendo defeitos introduzem defeitos no cristal por propagação. Os blocos de quartzo natural de grande dimensão e de alta-qualidade adequados para sementes são encontrados exclusivamente no Brasil. Entretanto, tais blocos são raros, excessivamente caros e de difícil caracterização. Tais dificuldades tem motivado o estudo dos efeitos que afetam a cristalinidade do quartzo sintético crescido a partir de sementes de baixa cristalinidade.

É aceito que um cristal de quartzo natural facetado cresce a partir de uma base constituída de vários microcristais (Grigoriev, 1965). Os tipos de defeitos encontrados no quartzo natural podem ser pontuais, lineares, planares e volumétricos (Frondel, 1962). Dentre esses destacam-se as (i) inclusões fluidas, microcavidades que contem gases, líquidos ou sólidos em seu interior, e são responsáveis pelo grau de cristalinidade e opacidade (Roedder, 1984), (ii) fraturas, linhas de fissuras originadas a partir de tensões residuais ou ação de forças externas e (iii) as maclas ou

# INFLUÊNCIA DA LAMINAÇÃO CRUZADA NA EMBUTIBILIDADE E ANISOTROPIA DE PROPRIEDADES DE PLACAS DE ALUMÍNIO

**Mário dos Reis Maia Jr**

**Enio Pontes de Deus**

**Hamilton Ferreira Gomes de Abreu**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60.455-790, Fortaleza, CE, Brasil. E-mail: [hamilton@dem.ufc.br](mailto:hamilton@dem.ufc.br)

## Resumo

O processo de deformação a frio introduz anisotropia nas propriedades mecânicas das chapas produzidas devido ao aparecimento de uma textura cristalográfica. A alternância de passes numa direção e em outra defasada de  $90^\circ$ , ou seja, a laminação cruzada, reduz os efeitos da textura cristalográfica. A embutibilidade de uma chapa é avaliada em termos do parâmetro  $R_m$ , definido por Langford *et al* (1950) como a relação entre as deformações verdadeiras ao longo da largura e da espessura num corpo de prova de tração. Para compensar a variação das propriedades no plano da chapa usa-se uma média dos coeficientes de anisotropia plástica, chamado de coeficiente de anisotropia normal e definido como  $R_m = (R_0 + 2R_{45} + R_{90}) / 4$  onde  $R_0$ ,  $R_{45}$  e  $R_{90}$  são os parâmetros de Langford definidos respectivamente para as direções paralelas a direção de laminação, a  $45^\circ$  dela e a  $90^\circ$  dela. Para medir a diferença das propriedades no plano da chapa para diferentes direções usa-se o coeficiente  $\Delta R = (R_0 - 2R_{45} + R_{90}) / 2$ . Em chapas finas usadas para embutimento profundo é desejável uma alta resistência ao afinamento simbolizado por um alto valor de  $R_m$  e um baixo valor de  $\Delta R$  para se garantir a inexistência de "orelhas" após a estampagem. Neste trabalho comparar-se-á os valores de  $R_m$  e  $\Delta R$  obtidos com a laminação cruzada e com a tradicional. Serão também comparados os ensaios de embutimento de Erichsen para as duas condições.

**Palavras-chave:** Estampabilidade de Alumínio, Anisotropia, Índice de Langford.

## 1. INTRODUÇÃO

Os materiais policristalinos apresentam de um modo geral um determinado grau de textura. Essas texturas podem ser decorrentes tanto de conformação plástica como de tratamentos térmicos posteriores. A principal consequência da textura é a variação das propriedades com direção em que é medida. Na estampagem de um disco metálico pode se destacar o efeito maléfico de formação de orelhas e afinamento das regiões laterais adjacentes ao fundo do corpo, como o efeito benéfico de aumento de resistência na direção perpendicular da chapa, que reduz a possibilidade de ruptura no afinamento da espessura.

A capacidade de uma chapa poder ser estampada profundamente sem o aparecimento de rupturas caracteriza a propriedade de fabricação denominada estampabilidade. A estampabilidade depende, em grande parte, da resistência ao afinamento da chapa durante o processo de



estampagem. Essa resistência pode ser avaliada pelo índice ou coeficiente de anisotropia médio  $R_m$  definido pela expressão (Bresciani, 1998):

$$R_m = \frac{R_0 + R_{90} + 2R_{45}}{4} \quad (1)$$

Para compreender essa expressão é necessário indicar a forma de determinação dos parâmetros indicados:

1º- numa chapa são retirados corpos-de-prova de tração segundo a direção de laminação (ângulo  $0^\circ$ ), a direção transversal (ângulo  $90^\circ$ ) e a direção de  $45^\circ$  com a direção de laminação;

2º- para cada corpo-de-prova é realizado o ensaio de tração, para determinação do coeficiente de anisotropia normal  $R$ , definido pela expressão:

$$R = \frac{\ln(w_0 / w)}{\ln((w / w_0)(L / L_0))} \quad (2)$$

onde :

$w_0, L_0$  – largura e comprimento iniciais do corpo-de-prova

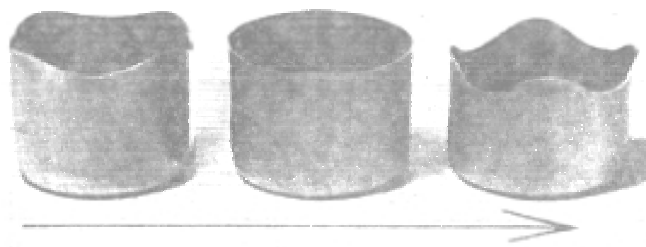
$w, L$  - largura e comprimento do corpo-de-prova após deformação plástica

3º- e, então, em cada direção – longitudinal, transversal e a  $45^\circ$  – obtém-se respectivamente  $R_0, R_{90}$  e  $R_{45}$  (Hosford *et al*, 1983).

A possibilidade de formação de orelhas na estampagem da chapa, por sua vez, está associada ao coeficiente de anisotropia planar ( $\Delta R$ ) estabelecido pela expressão:

$$\Delta R = \frac{R_0 + R_{90} - 2R_{45}}{2} \quad (3)$$

A figura abaixo apresenta exemplos de estampagem com valores negativos, nulo e positivo para o coeficiente de anisotropia planar. Para valores negativos temos a formação de orelhas à  $45^\circ$  e para valores positivos temos orelhas a  $0^\circ$  e  $90^\circ$ .



**Figura 1.** Formação de orelha em estampagem profunda . A seta indica a direção de laminação da chapa. (Hosford *et al*, 1983)

Evidentemente, tanto o coeficiente médio  $R_m$  como o coeficiente planar  $\Delta R$  dependem da textura da chapa laminada:

a) se a chapa apresenta ausência de textura, isto é, se contiver grãos orientados ao acaso, ela é perfeitamente isotrópica e então, tem-se:

$$R_0 = R_{90} = R_{45} = 1 \quad \text{e conseqüentemente,}$$
$$R_m = 1 \quad \Delta R = 0$$

b) se a chapa apresentar um determinado grau de textura, pode-se ter:

$$R_m > 1$$

onde a direção de maior resistência é a perpendicular ao plano da chapa; e no caso contrário:

$$R_m < 1$$

Uma boa condição de estampabilidade implica em obter-se valores elevados de anisotropia normal média ( $R_m$ ) e valores próximo a zero para a anisotropia planar ( $\Delta R$ ).

Um possível controle da formação da textura num laminado é a laminação cruzada (Kocks *et al*, 1998). Neste trabalho foi utilizada a laminação cruzada a frio de modo a reduzir a anisotropia do material.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Lingotes de alumínio fundidos na forma de placas de 12 mm de espessura e fabricados a partir de sucata e alumínio comercial da Alcoa foram laminados a quente na temperatura de 650° C até a espessura de espessura de 8 mm. A primeira redução a frio se deu na direção na mesma direção da laminação a quente (0°) até a espessura de 5,2 mm. De 5,2 mm até a espessura final foi dado um passe na direção 90° da direção anterior,

Corpos-de-prova para o ensaio de tração foram preparados de acordo com a norma NBR 7549 item 5.2.1.1. Os corpos-de-prova sofreram tratamentos térmicos de alívio de tensões nas temperaturas de 350° C, 370° C e 400° C durante 1h, 2h e 4 horas (Smith, 1993).

O ensaio de tração se deu com uma deformação de 15% para todas as amostras. As medidas comprimento, largura e espessura dos corpos de prova antes e depois dos ensaios foram realizadas com paquímetro de precisão 0,05 mm.

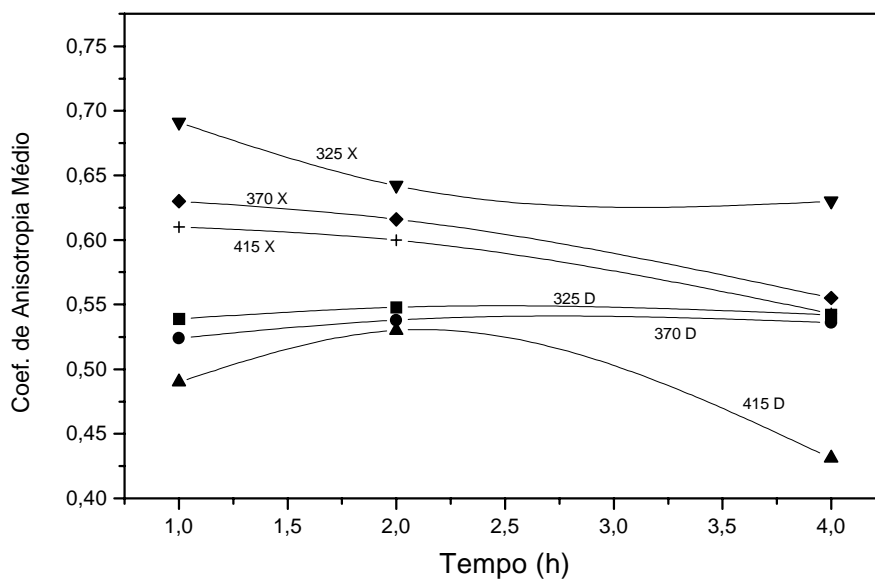
Os corpos-de-prova de embutimento foram dimensionados pela norma NBR 9999 e retirados de posições distantes no mínimo 90 mm um do outro e 45mm das bordas da chapa e com a geometria retangular de 200 x 100 x 2,4 mm. O ensaios de embutimento foram do tipo Erichsen e finalizados com o início da ruptura da chapa.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A figura 2 apresenta o valor do coeficiente de anisotropia médio em função do tempo e parametrizados com a temperatura de tratamento térmico. As curvas cujas temperaturas estão seguidas da letra D significam que não sofreram laminação cruzada. As curvas cuja temperatura marcadas sobre elas estão procedidas da letra X sofreram um processo de laminação cruzada

como descrito na seção materiais e métodos. Pode-se observar que os valores de  $R_m$  obtidos com a laminação cruzada são sempre superiores aos obtidos com a laminação convencional.. A temperatura de 345 com o tempo de 1 hora apresenta o maior valor do coeficiente de anisotropia médio.

A tabela 1 apresenta os valores do coeficiente de anisotropia planar. O coeficiente de anisotropia planar indica a tendência que tem a chapa de formar orelhas indesejáveis durante o processo de estampagem profunda. O valor ideal para este coeficiente é zero. A temperatura de 345° C apresenta o maior valor de  $\Delta R$  e sendo este negativo existe a possibilidade da formação de orelhas a 45°.



**Figura 2.** Variação do Coeficiente de anisotropia médio  $R_m$  com a temperatura e o tempo de tratamento térmico.

**Tabela 1.** Valores do coeficiente de anisotropia planar para diferentes tempos e temperaturas de tratamento térmico.

	345 °C	370 °C	415 °C
<b>1 h</b>	-0,122	0,004	-0,025
<b>2 h</b>	-0,075	0,066	0,000
<b>4 h</b>	-0,033	0,002	-0,012

Foram realizados ensaios de embutimento Erichsen para amostras tratadas nas temperaturas de 345° C, 370° C e 400° C por uma hora. Os resultados obtidos estão na tabela 2 e se apresentam coerentes com os resultados de  $R_m$ .

**Tabela 2.** Índices de embutibilidade de Erichsen para amostras submetidas a laminação cruzada.

Temperatura/Tempo	IE <sub>40</sub>
345° C / 1 hora	16,50
370° C / 1 hora	16,10
400° C / 1 hora	16,10

Analisando os resultados obtidos para  $R_m$ ,  $\Delta R$  e para  $IE_{40}$ , observamos que apesar da temperatura de 345° C durante 1 hora aparentemente ser a condição mais sugestiva para o tratamento térmico após a laminação a frio, esta é também a condição mais desfavorável no que se refere ao aparecimento de orelhas na peça estampada. O tratamento térmico mais indicado para estampagem é 370° C por 1 hora pois apresenta o menor tempo de forno, valor de  $R_m$  elevado em relação as demais condições e um valor de  $\Delta R$  quase nulo não apresentando tendência a formação de orelhas.

#### 4. CONCLUSÃO

Estudou-se o efeito da laminação cruzada na estampabilidade de chapas de alumínio comercial misturado a sucata de um fabricante de painéis de pressão. A introdução da laminação cruzada apresentou coeficiente de anisotropia médio  $R_m$  superiores aos obtidos pelo processo convencional de laminação. Entre as amostras em que foi feita a laminação cruzada, a condição que apresentou o maior valor de coeficiente de anisotropia médio e maior índice de embutibilidade de Erichsen foi 345° C por 1 hora. Esta condição também apresentou o maior valor de coeficiente de anisotropia planar indicando ser propícia a formação de orelhas. Um tratamento térmico a 370° C por 1 hora apresenta valores elevados de coeficiente de anisotropia médio, índice de embutibilidade de Erichsen elevado e um coeficiente de anisotropia planar quase nulo não propiciando a formação de orelhas. Esta é a condição recomendada para o fabricante.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bresciani, E. F. , 1998, “Conformação Plástica dos Metais”, Unicamp.
- Hosford, W. F., Caddell, R. M., 1983, “Metal Forming Mechanics and Metallurgy”, Prentice Hall.
- Kocks, U.F., Tomé, C.N., Wenck, H.R., 1998, “Texture and Anisotropy”, Cambridge University Press.
- Langford, W.F., Snyder, S.C. & Bausch, J., 1950, “New Criteria for Predicting the Press Performance of Deep Drawing Steels” , Trans, Amer. Soc. Metals 42, pp. 1197-1232
- Smith, W. F., 1993, “Structure and Properties of Engineering alloys”, McGraw Hill.

# INFLUÊNCIA DO TRATAMENTO TÉRMICO DE ALÍVIO DE TENSÕES NO COEFICIENTE DE ANISOTROPIA PLÁSTICO EM CHAPAS DE ALUMÍNIO LAMINADAS A FRIO

**Afrânio Rebouças Costa Filho**

**Enio Pontes de Deus**

**Hamilton Ferreira Gomes de Abreu**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60.455-790, Fortaleza, Ceará. E-mail: [hamilton@dem.ufc.br](mailto:hamilton@dem.ufc.br)

## Resumo

A embutibilidade de uma chapa está na sua capacidade de obter um alto grau de deformação plástica no plano da chapa, oferecendo uma boa resistência ao afinamento na direção da espessura. Esta propriedade é avaliada em termos do parâmetro  $R_m$ , definido por Langford *et al.* (1950) como a relação entre as deformações verdadeiras ao longo da largura e da espessura num corpo de prova de tração. Para compensar a variação das propriedades no plano da chapa usa-se uma média dos coeficientes de anisotropia plástica, chamado de coeficiente de anisotropia normal e definido como  $R_m = (R_0 + 2R_{45} + R_{90}) / 4$  onde  $R_0$ ,  $R_{45}$  e  $R_{90}$  são os parâmetros de Langford definidos respectivamente para as direções paralelas a direção de laminação, a  $45^\circ$  dela e a  $90^\circ$  dela. Para medir a diferença das propriedades no plano da chapa para diferentes direções usa-se o coeficiente  $\Delta R = (R_0 - 2R_{45} + R_{90}) / 2$ . Em chapas finas usadas para embutimento profundo é desejável uma alta resistência ao afinamento simbolizado por um alto valor de  $R_m$  e um baixo valor de  $\Delta R$  para se garantir a inexistência de "orelhas" após a estampagem. Neste trabalho verificar-se-á a variação de  $R_m$  e  $\Delta R$  com a temperatura do tratamento térmico de alívio de tensões efetuado em chapas de alumínio após o processo de laminação a frio. Estas chapas são utilizadas na fabricação de painéis de pressão. Os resultados serão comparados com ensaios de embutibilidade.

**Palavras-chave:** Estampabilidade de Alumínio, Anisotropia, Índice de Langford.

## 1. INTRODUÇÃO

Dependendo da direção onde são medidas, as propriedades dos materiais policristalinos apresentam-se diferenciadas. Isso se deve a existência de textura ou seja, uma direção de orientação cristalográfica preferencial no material. Esta textura pode ser tanto decorrente de deformação plástica como de tratamentos térmicos.

A textura em materiais metálicos pode ter conseqüências nas propriedades mecânicas do material tanto benéficas quanto malélicas. Na estampagem de um disco para fabricação de um copo tanto pode se destacar o efeito malélico da formação de orelhas e afinamento das regiões laterais adjacentes ao fundo do copo, como o efeito benéfico de aumento de resistência na direção perpendicular da chapa que reduz a possibilidade de ruptura no afinamento da espessura.

Os metais do sistema fcc - como o alumínio - apresentam basicamente uma textura, denominada de "textura tipo cobre". Esta textura se caracteriza por apresentar orientações preferenciais ideais com o  $\{110\}\langle 112 \rangle$ ,  $\{312\}\langle 214 \rangle$  e  $\{112\}\langle 111 \rangle$  (Harren *et al.*, 1989).

A formação de orelhas em peças estampadas profundamente decorre da anisotropia de propriedades mecânicas ( particularmente da ductilidade ) no plano da chapa. Para um mesmo nível de tensão de conformação em todas as direções do plano da chapa, a deformação é maior em determinadas direções simétricas em relação à direção de laminação. Impede-se, dessa forma, que o metal deformado adquira uma textura de deformação bem definida, que provocaria a formação, na recristalização, de grãos com orientação preferencial nítida (Bresciani, 1998) .

A textura de recristalização, formada a partir de uma textura resultante de uma deformação plástica, pode se caracterizar por três tipos diferentes (Bresciani, 1998):

- textura com distribuição aleatória dos cristais ou “ausência” de textura;
- textura coincidente com a textura original de deformação;
- textura diferente da textura original de deformação.

A ausência de textura, ou melhor dito, presença de uma distribuição aleatória das posições dos cristais constituintes do metal, é mais uma característica ideal para a obtenção de um corpo metálico de propriedades isotrópicas do que uma realidade.

Na prática industrial, sempre permanece um certo grau de anisotropia nos produtos metálicos conformados e recozidos que, contudo, para efeito de algumas aplicações, pode ser considerado inexistente. Dependendo do metal, pode-se obter texturas aleatórias adotando certas combinações de tratamentos mecânicos e térmicos.

A capacidade de uma chapa poder ser estampada profundamente sem romper caracteriza a propriedade de fabricação denominada estampabilidade. A estampabilidade depende, em grande parte, da resistência ao afinamento da chapa durante o processo de estampagem. Essa resistência pode ser avaliada pelo índice ou coeficiente de anisotropia médio  $R_m$  definido pela expressão:

$$R_m = \frac{R_0 + R_{90} + 2R_{45}}{4} \quad (1)$$

onde  $R_0$ ,  $R_{45}$  e  $R_{90}$  são os parâmetros de Langford definidos respectivamente para as direções paralelas a direção de laminação, a 45° dela e a 90° dela e determinados pela equação :

$$R = \frac{\ln(w_0 / w)}{\ln((w / w_0)(L / L_0))} \quad (2)$$

onde :

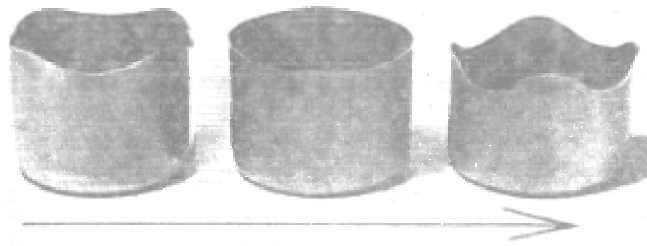
$w_0, L_0$  – largura e comprimento iniciais do corpo-de-prova

$w, L$  - largura e comprimento do corpo-de-prova após uma certa deformação plástica.

A possibilidade de formação de orelhas na estampagem da chapa, por sua vez, está associada ao coeficiente de anisotropia planar ( $\Delta R$ ) estabelecido pela expressão:

$$\Delta R = \frac{R_0 + R_{90} - 2R_{45}}{2} \quad (3)$$

Vemos na figura abaixo exemplos de estampagem com valores negativos, nulo e positivo para o coeficiente de anisotropia planar. Para valores negativos temos a formação de orelhas à 45° e para valores positivos temos orelhas a 0° e 90°.



**Figura 1.** Formação de orelha em estampagem profunda . A seta indica a direção de laminação da chapa. (Hosford *et al*, 1983)

Evidentemente, tanto o coeficiente médio  $R_m$  como o coeficiente planar  $\Delta R$  dependem da textura da chapa laminada:

a) se a chapa apresenta ausência de textura, isto é, se contiver grãos orientados ao acaso, ela é perfeitamente isotrópica e então, tem-se:

$$R_0 = R_{90} = R_{45} = 1 \quad \text{e consequentemente,}$$

$$R_m = 1 \quad \Delta R = 0$$

b) se a chapa apresentar um determinado grau de textura, pode-se ter:

$$R_m > 1$$

onde a direção de maior resistência é a perpendicular ao plano da chapa; e no caso contrário:

$$R_m < 1$$

Para se ter uma melhor condição de estampabilidade, deve-se procurar obter valores elevados de anisotropia normal média e valores baixos para a anisotropia planar.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Lingotes de alumínio foram fabricados a partir de sucata de alumínio e alumínio comercial da Alcoa. Foram colocados em forno a gás por cerca de 40 minutos a  $650^\circ \text{C}$ . O material fundido na forma de placas foi laminado a quente sofrendo uma redução de espessura de 12mm para 8mm. As placas laminadas a quente foram levadas para a laminação a frio onde sofreram reduções de espessura de 8mm até a dimensão final de 2,4 mm.

Os corpos-de-prova para o ensaio de tração foram preparados de acordo com a norma NBR 7549 item 5.2.1.1. Foram extraídos corpos-de-prova em três diferentes direções: longitudinal à laminação ( $0^\circ$ )-L; transversal à laminação ( $90^\circ$ )-T; e, em ângulo de  $45^\circ$  à laminação ( $45^\circ$ )-D.

Os corpos-de-prova sofreram tratamentos térmicos de alívio de tensões nas temperaturas de  $350^\circ \text{C}$ ,  $370^\circ \text{C}$  e  $400^\circ \text{C}$  durante 1h, 2h e 4 horas (Smith *et al*, 1993).

Os ensaios de tração foram realizados com uma deformação padrão de 15%. As medidas comprimento, largura e espessura foram feitas com paquímetro de precisão 0,05 mm.

Os corpos-de-prova de embutimento foram dimensionados pela norma NBR9999. Foram retirados da chapa em posições distantes no mínimo 90 mm um do outro e 45mm das bordas da chapa. Os corpos-de-prova foram cortados com a geometria retangular de 200 x 100 x 2,4 mm. Os ensaios de embutimento foram do tipo Erichsen e finalizados com o início da ruptura da chapa.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

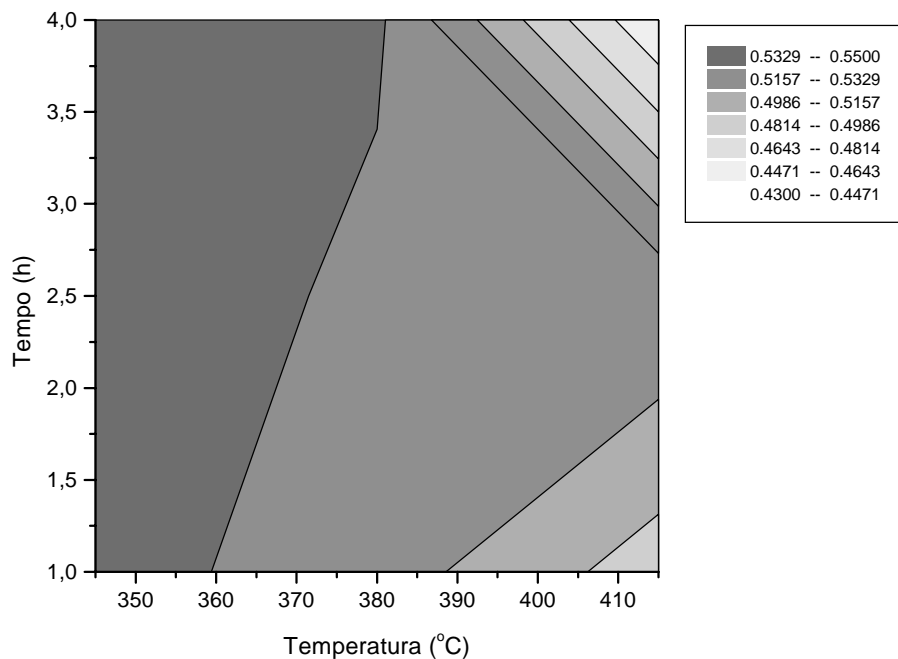
A figura 2 apresenta o valor do coeficiente de anisotropia médio em função do tempo e da temperatura de tratamento térmico. Pode-se observar que os maiores valores de  $R_m$  são para as temperaturas mais baixas. Existe uma faixa de temperatura entre 340 e 370 graus que o valor do coeficiente de anisotropia médio é praticamente o mesmo independentemente do tempo de tratamento térmico. Estes valores de  $R_m$  mais elevados determinariam as melhores condições para estampabilidade do material. Os valores de  $R_m < 1$  implicam que a direção de maior resistência à deformação apresentada pela chapa é na direção do plano de laminação.

A tabela 1 apresenta os valores do coeficiente de anisotropia planar. O coeficiente de anisotropia planar indica a tendência que tem a chapa de formar orelhas indesejáveis durante o processo de estampagem profunda. O valor ideal para este coeficiente é zero. Um valor positivo de  $\Delta R$  sugere o aparecimento de orelhas a  $0^\circ$  e a  $90^\circ$  enquanto valores negativos as orelhas deverão aparecer a  $45^\circ$  da direção de laminação. Os valores apresentados na tabela 1 são bastante próximos de zero indicando ser pequena a tendência a formação de orelhas qualquer que seja o tratamento térmico escolhido.

Foram realizados ensaios de embutimento Erichsen para algumas temperaturas e tempos. Os índices de embutimento Erichsen obtidos foram

- 345 °C durante 3,5 h;  
 $IE_{40} = 16,25$
- 400 °C durante 1,5 h;  
 $IE_{40} = 16,15$
- 400 °C durante 3,5 h;  
 $IE_{40} = 15,95$





**Figura 2.** Variação do Coeficiente de anisotropia médio  $R_m$  com a temperatura e o tempo de tratamento térmico.

**Tabela 1.** Valores do coeficiente de anisotropia planar para diferentes tempos e temperaturas de tratamento térmico.

	345 °C	370 °C	415 °C
1 h	-0,08	0,11	-0,03
2 h	-0,03	-0,04	-0,08
4 h	-0,01	-0,08	0,07

Analisando os resultados obtidos para  $R_m$ ,  $\Delta R$  e para IE, observamos que a temperatura de 345° C durante 2,0 horas é uma boa condição para o tratamento térmico após a laminação a frio. Esta é também a condição favorável no que se refere ao aparecimento de orelhas na peça estampada já que o valor 0,03 é bem próximo de zero. O valor do índice de embutibilidade é muito próximo para as condições testadas mas mesmo assim, na temperatura inferior, isto é, 345°C, o índice se mostrou ligeiramente superior.

#### **4. CONCLUSÃO**

Analisou-se a estampabilidade de chapas fabricadas a partir de lingotes de alumínio comercial misturado a sucata e utilizadas na fabricação de painéis de pressão. Diversas condições de temperatura e tempo de tratamento térmico de alívio de tensões foram analisadas. A condição que apresentou o maior valor de coeficiente de anisotropia médio e maior índice de embutibilidade de Erichsen foi 345° C por 2,0 horas. Esta condição também apresentou um valor de coeficiente de anisotropia planar próximo a zero, indicando não ser propícia a formação de orelhas. Esta foi a condição recomendada ao fabricante.

#### **5. REFERÊNCIAS**

- Bresciani, E. F. , 1998, “Conformação Plástica dos Metais”, Unicamp.
- Harren, S.V., Lowe, T.C., Asaro, R.J. & Needleman, 1989, “Analysis of large strain shear in rate dependent face centred cubic polycrystals: correlation of micro and macromechanics”, Phil. Trans. R. Soc. Lond. A328, 443-500.
- Hosford, W. F., Caddell, R. M., 1983, “Metal Forming Mechanics and Metallurgy”, Prentice Hall.
- Langford, W.F., Snyder, S.C. & Bausch, J., 1950, “New Criteria for Predicting the Press Performance of Deep Drawing Steels” , Trans, Amer. Soc. Metals 42, pp. 1197-1232
- Smith, W. F., 1993, “Structure and Properties of Engineering alloys”, McGraw Hill.

- Müller, P. e Soto, M.I., 1999, “Usinagem sem Refrigeração de Furos e Roscas”, 4º Seminário Internacional de alta tecnologia – Inovações Tecnológicas na Manufatura para o Ano 2000, Unimep, ago.
- Narutaki, N., Yamane, Y. and Kayashi, K., 1993, “High-Speed Machining of Inconel 718 with Ceramic Tools”, Annals of the CIRP, Vol.42, n.1, pp. 103-106.
- Novaski, O. e Corrêa, M. 1998, “A HSC como Vantagem Competitiva”, Máquinas e Metais, n.394, pp. 74-89, nov.
- Richards, N. and Aspinwall, D., 1989, “Use of Ceramic Tools for Machining Nickel Basead Alloys”, Internacional Journal Machine Tools Manufacturing, Vol.29, n.4, pp. 575-588.
- Schock, J., 1998, Usos Potenciais da HSC na Usinagem de Matrizes, Máquinas e Metais, n.394, pp. 28-33, nov.
- Schulz, H., 1996, “High Speed Machining”, 1º Seminário Internacional de Alta Tecnologia - Usinagem com altíssima velocidade de corte e alta precisão, Unimep. out.
- Schulz, H., 1997, “Start of Art and Trends of High Speed Machining”, 2º Seminário Internacional de Alta Tecnologia - Usinagem com altíssima velocidade de corte e alta precisão, Unimep. July.
- Schulz, H., 1999, “Trends in Manufacturing Technology at the Threshold of the Millennium”, 4º Seminário Internacional de alta tecnologia – Inovações Tecnológicas na Manufatura para o Ano 2000, Unimep, ago.
- Sharman, A. and Dewes, R. C., Aspinwall, D. K., 1999, “Tool Life when High Speed Ball Nose end Milling”, Internacional Conference in Advances in Materials and Processing technologies – AMPT, Dublin, Irlanda, pp.437-445.
- Sinhoff, V., Altmüller, S. and Eisenblätter, G., 1999, “A Usinagem a Seco em Alta Velocidade: Revolução ou Evolução”?, Máquinas e Metais, n.404, pp.22-37, set.
- Smith, S. and Tlustý, J., 1997, “Current Trends in High-Speed Machining”, Transactions of the ASME, v.119, pp.664-666, Nov.
- Stockinger, F., Beck, W. and Enderl, D., 1998, “Desenvolvimento em Ferramentas de Corte a Alta Velocidade”, Máquinas e Metais, n.388, pp.28-39, maio.
- Vigneau, J., 1997, “Obtendo alta Produtividade na Usinagem de Ligas de Titânio e Superligas”, Máquinas e Metais, n.380, pp .16-31, set.

propósito de fazer o processo de usinagem ser dramaticamente veloz e precisamente produtivo.

## 5. REFERÊNCIAS

- Abrão, A.M. and Aspinwall, D.K., 1996, "The Surface Integrity of Turned and Ground Hardened Bearing Steel", *Wear*, Vol. 196, pp. 279-284.
- Agba, E., 1999, "High Speed Machining of Unsupported Thin-walled Structures", 3<sup>rd</sup> Internacional Machining & Grinding Conference, pp. 121-132, Oct.
- Andrae, P., 1999a, "Chip Formation in High Speed Cutting HSC", 3<sup>rd</sup> Internacional Machining & Grinding Conference, pp. 107-120, Oct.
- Andrae, P., 1999b, "Tool & Process Design for High-Efficient Machining", 3<sup>rd</sup> Internacional Machining & Grinding Conference, pp. 133-148, Oct.
- Choudhury, I. A. and Baradie, M. A., 1998, "Machinability of Nickel-Base Super Alloys: a General Review", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 77, pp. 278-287.
- Darwish, S. M., 1997, "The Impact of Tool Material and Cutting Parameters on Surface Roughness of a Nickel-Base Superalloy", *Materials and Manufacturing Processes*, Vol.12, n. 6, pp. 1017-1035.
- Dewes, R. C. and Aspinwall, D. K., 1997, "A Review of Ultra High Speed Milling of Hardened Steels", *Journal of Materials Processing Technology*, n. 69, pp. 1-17.
- Elbestawi, M. A., Elwardany, I. and Tan, M., 1993, "Performance of Whisker-Reinforced Ceramic Tools in Milling Nickel-Based Superalloy", *Annals of the CIRP*, Vol. 42, n.1, pp. 99-102.
- Enderle, K.D. and Knuszynski, J., 1998, "A Tecnologia de Corte a Alta Velocidade Produz Furos de Melhor Qualidade", *Máquinas e Metais*, n.385, pp. 16-20, fev.
- Ezugwu, E.O., Wang, Z.M. and Machado, A.R., 1999, "The Machinability of Nickel-Base Alloys: a Review", *Journal of Materials Processing Technology*, n.86, pp. 1-16.
- Gatto, A. and Iuliano, L., 1994, "Chip Formation Analysis in High Speed Machining of a Nickel Base Superalloy with Silicon Carbide Whisker-Reinforced Alumina", *Internacional Journal Machine Tools Manufacturing*, Vol.34, n.8, pp. 1147-1161.
- Hanasaki, S., Fujiwara, J. and Miyamoto, T., 1996, "Mechanism of Groove Wear Formation in Cutting of hi-Nickel Alloy", *Progress of Cutting and Grinding*, Vol.3, ICPCG, pp.114-119.
- Heisel, U. and Gringel, M., 1996, "Machine Tool Design Requirements for High-Speed Machining", *Annals of the CIRP*, Vol. 45, n.1, pp. 389-392.
- Jun, Z., Jianxin, D., Jianhua, Z. and Xing, A., 1997, "Failure Mechanisms of a Whisker-Reinforced Ceramic Tool when Machining Nickel-based Alloys", *Wear*, N.208, pp. 220-225.
- Kirschnik, M., 1997, "Comando Numérico Computadorizado para Aplicações HSC", 2<sup>o</sup> Seminário Internacional de Alta Tecnologia - Usinagem com altíssima velocidade de corte e alta precisão. Unimep, jul.
- Kitagawa, T., Kubo, A. and Maekawa, K., 1996, "Temperature and Wear of Cutting Tools in High-Speed Machining of Inconel 718 and Ti-6Al-6V-2Sn: ", *Wear*, N.202, pp. 142-148.
- König, W. and Gerschwiler, K., 1999, "Machining Nickel-Based Superalloys", *Manufacturing Engineering*, Vol.3, pp.102-108.
- Kramer, B. M., 1987, "On Tool Materials for High-Speed Machining", *Journal of Engineering for Industry*, Vol.109, pp. 87-91.
- Machado, A. R. e Silva, M.B., 1999, "Usinagem dos Metais", 4. Ed. Editora da Universidade Federal de Uberlândia.

de alta pressão do Incoloy 901 com ferramentas de metal duro e cerâmica reforçada com *whiskers* ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{SiC}$ ).

Usinagem a alta velocidade nas ligas de Inconel 718 e Incoloy 901 demonstram que o desgaste de entalhe pode ser suprimido pelo emprego da técnica de torneamento cônico. Esta técnica consiste em variar constantemente a profundidade de corte ao longo da aresta cortante, deste modo distribuindo a concentração do esperado desgaste de entalhe. Esta técnica, também resulta na significativa redução ou eliminação completa da fratura da aresta de corte causada primeiramente pelo excesso do entalhamento na ponta da ferramenta e/ou no fim da região da profundidade de corte. A técnica descrita é vantajosa, independente do material da ferramenta de corte (Ezugwu et al., 1999). Segundo Narutaki et al. (1993) com a otimização da geometria da ferramenta pode-se reduzir este tipo de desgaste no torneamento de alta velocidade do Inconel 718. Os autores testaram três tipos de formato de pastilhas: quadrada, redonda e especial tipo “S”.

No torneamento a alta velocidade (250-450 m/min) do Inconel 718 (440 HV) com ferramentas de cerâmica ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{SiC}$ ) diferentes tipos de desgaste foram evidentes. No raio de aresta, considerável lascamento e a presença de material soldado, como se APC estivesse sido formada. Desgaste devido ao efeito abrasivo do cavaco e a presença notável de desgaste de entalhe também estavam presentes. O lascamento foi dominante sobre os outros mecanismos de desgaste (Gatto & Iuliano, 1994)

Ezugwu et al. (1999) comprovaram com seus experimentos na usinagem de superligas a base de níquel, que a forma e a geometria das ferramentas de corte representam um importante papel na determinação da vida da ferramenta e na natureza da superfície usinada. Ferramentas de cerâmica de forma losangular geralmente fornece baixo desempenho na usinagem das superligas, entretanto os insertos de forma redonda e quadrada proporcionam alto desempenho como também um melhor acabamento superficial. Isto deve-se ao aumento nos ângulos compreendidos dos insertos quadrado e redondo, os quais tende em aumentar a resistência da aresta dos insertos e a área de contato, resultando em baixas tensões e temperatura na aresta cortante. A variação no ângulo de aproximação nos insertos de forma quadrada, losangular e redondo, tem também efeitos sobre a vida da ferramenta, confirmado por Rahman et al. (1997). Observa-se que a vida aumenta a medida que o ângulo aumenta de  $-5^\circ$  para  $45^\circ$ .

Schulz (1996) e Andrae (1999b) afirmaram que na maioria dos casos as ferramentas atualmente disponíveis para HSC são perigosas quando operando em altas velocidades. Com base nas pesquisas atuais pode-se concluir que deve-se: usar materiais dúcteis; minimizar o efeito entalhe dependendo do espaço necessário para o cavaco; manter as massas pequenas para todos os componentes da ferramenta; manter a resistência ao desgaste em alta velocidade de corte, ter baixo erro de balanceamento, obter boa trajetória para deslocamento de cavacos, possuir grande número de aresta de corte.

#### **4. CONSIDERAÇÕES FINAIS**

HSC é uma promissora tecnologia na atualidade e para o futuro. Força de usinagem e potência requerida podem ser reduzidas aproximadamente em 30%. HSC requer máquinas-ferramentas com alto desempenho. Os mecanismos de formação de cavaco em diferentes zonas de cisalhamento são modificados pelo aumento da velocidade de corte. Com o aumento da velocidade de corte, cavacos segmentados são gerados. HSC afeta positivamente a integridade superficial da peça como também a qualidade dos componentes usinados. O corte HSC pode ser usado para todo processo de usinagem de ligas leves, não-ferrosos e plásticos, mas para aço, ferro fundido e ligas de difícil usinabilidade ele é adequado apenas para o corte final. Pesquisadores e indústrias de todo o mundo estão firmemente comprometidos com o

responsável pela rejeição da ferramenta de corte à velocidade de corte baixas. A velocidades de corte altas, o desgaste de flanco compete com o desgaste de entalhe, dependendo do tipo de cerâmica utilizada. A essa consideração, acrescenta Jun et al. (1997) que deformação plástica, difusão e desgaste por aderência e *attrition* contribuem muito para com o desgaste de flanco e fratura catastrófica da aresta em altas velocidades devido a altas tensões, removendo agregados dos grãos.

Fresamento em Inconel 718 utilizando cerâmica reforçada com whiskers de geometria redonda e quadrada mostra que os insertos suportam com eficiência três tipos de desgaste: desgaste de flanco, entalhe e abrasão. O desgaste de entalhe foi predominante em todas condições de corte. Insertos de geometria redonda apresentaram melhor desempenho em comparação com a quadrada, devido a maior resistência na aresta auxiliando na resistência ao desgaste de entalhe (Elbestawi et al., 1993).

De acordo com Gatto & Iuliano (1994) para uma otimização dos parâmetros de usinagem e a construção de modelo de vida da ferramenta deve-se levar em consideração a análise de formação de cavaco e o mecanismo de desgaste, sendo necessária uma análise macroscópica e microscópica criteriosa.

Richards & Aspinwall (1989); König & Gerschwiler (1999) e Machado & Silva (1999) afirmaram que algumas superligas a base de níquel podem ser usinada eficazmente com o emprego de ferramenta de CBN, principalmente no torneamento de acabamento, proporcionando um menor nível de desgaste, mas o alto custo destas ferramentas tornam sua aplicação economicamente inviável. Takatsu apud Ezugwu et al. (1999) comprovaram que nos testes de torneamento do Inconel 718 utilizando ferramentas de CBN com concentração de 30-95% CBN, mostraram que o desgaste de entalhe reduz significativamente com o aumento da concentração de CBN, enquanto que a média do desgaste de flanco apresentou pequena variação. Por outro lado Elbestawi et al. (1993) observaram que ferramentas de CBN são também suscetíveis para com alta taxas de desgaste por difusão e subsequente perda de cristal. A essa consideração, acrescenta König & Gerschwiler (1999) a seguinte afirmação: a resultante das propriedades química, física e mecânica tem uma decisiva influência sobre o desgaste e comportamento do desempenho de ferramentas de PCBN. Classe de PCBN com constituição estimada de 30-50% em volume de TiC ou TiN são satisfatórias para operação de acabamento em Inconel 718 e Waspaloy.

Gatto & Iuliano (1994) e Vigneau (1997) encontraram a presença de cavacos segmentados no torneamento a altas velocidades do Inconel 718 (440 HV) devido as condições de corte de cisalhamento adiabático. Observaram que o tamanho dos cavacos segmentados aumentam com o aumento do avanço e da velocidade de corte. Macroscopicamente este fenômeno corresponde a segmentação do cavaco e pode ser explicado pelo aumento da temperatura na área de corte, sendo os mesmos responsáveis pela redução da força de corte.

Jun et al. (1997) demonstraram que o desgaste adesivo e *attrition* foram os principais mecanismos de desgaste no torneamento das superligas a base de níquel com ferramenta de  $Al_2O_3 + SiC_w$  em baixas velocidades. Da mesma opinião é Sharman et al. (1999) quando no fresamento a alta velocidade do Inconel 718 com ferramenta de metal duro com cobertura de TiAlN. Kitagawa et al. (1996) encontraram presença severas de desgaste de entalhe no torneamento de alta velocidade do Inconel 718 com ferramentas de alumina mista ( $Al_2O_3 + TiC$ ). Hanasaki et al. (1996) também observaram a presença em grande escala do desgaste de entalhe no torneamento de uma superliga de níquel contendo 50%Ni, 25%Cr e 6%Mo, utilizando pastilhas de metal duro K10, M10 e P20 com diversas velocidades de corte na operação de acabamento. O desgaste de entalhe concentrou-se na altura da profundidade de corte, e era o responsável pela fratura da ferramenta principalmente em altas velocidades. Semelhantes resultados apresentaram Ezugwu et al. (1990) no torneamento com refrigeração

### 3.1 Materiais de ferramentas para usinagem de superligas a base de níquel e mecanismos de desgaste

Das diversas variáveis que afetam o bom desempenho das operações de usinagem, a ferramenta de corte, embora pequena e de relativo baixo custo, é a mais crítica. De acordo com Lisboa apud Novaski & Corrêa (1998) as ferramentas de corte e seus acessórios constituem outro elemento-chave no desenvolvimento da usinagem HSC, tanto em relação aos materiais quanto ao projeto. Gatto & Iuliano (1994); Jun et al. (1997) e Ezugwu et al. (1999) demonstraram que a vida da ferramenta obtida na usinagem das superligas a base de níquel é inadequada, aumentando o custo de produção. Na maior parte, os principais parâmetros que compreendem o processo para um melhor desempenho são: seleção do material da ferramenta, geometria da ferramenta, método de usinagem, velocidade de corte, avanço, profundidade de corte, e etc. Com esses parâmetros bem controlados pode-se conseguir tempo de vida adequado para as ferramentas durante a usinagem. As ferramentas empregadas na usinagem das superligas devem atender os seguintes aspectos: excelente resistência ao desgaste, alta resistência e tenacidade em alta temperatura, alta dureza à quente, boas propriedades de choque térmico, alta condutividade térmica e suficiente estabilidade química em altas temperaturas.

As superligas a base de níquel são normalmente usinadas com metal duro (WC – Co) com velocidades de corte na faixa de 10-30 m/min. Porém, ferramentas de metal duro não podem ser utilizadas na usinagem a alta velocidade, porque não resistem a altas temperaturas e tensões na zona de corte. Ferramentas de cerâmicas são mais adequadas para o uso em altas velocidades de corte. Com a introdução das cerâmicas de sialon ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) é possível multiplicar a velocidade de corte pelo fator de 5 e mais recentemente, ferramentas de alumina reforçada com *whiskers* ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{SiC}$  - contendo 25% SiC), possibilitam utilizar velocidade de corte de até 10 vezes comparada com as ferramentas de metal duro (Vigneau 1997; Choudhury & Baradie, 1998 e Ezugwu et al., 1999).

Richards & Aspinwall (1989) apresentam uma revisão sobre a aplicação de cerâmicas na usinagem das ligas de níquel. Foi destacado que com o emprego de alumina reforçada com *whiskers* (SiC), velocidades de corte podem chegar à 750 m/min na usinagem de algumas ligas. O desgaste de entalhe, muitas vezes pode predominar e neste caso, são recomendados pequenos valores do ângulo de posição ( $\cong 45^\circ$ ) e ângulos de saídas negativos. Da mesma opinião são König & Gerschwiler (1999) revelando que o ângulo de posição  $\cong 45^\circ$  demonstrou favorável para operações de torneamento com ferramentas cerâmicas e PCBN. A alta condutividade térmica e a baixa expansão térmica dos *whiskers* aumenta a resistência ao choque térmico.

Ezugwu et al. (1999) comprovaram que a utilização de ferramentas de metal duro com múltiplas camadas (TiN + TiCN + TiN) manufaturadas pela técnica de deposição de vapor físico (PVD) têm mostrado notável melhora na usinagem das superligas à base de níquel. Por outro lado, Choudhury & Baradie (1998) revelam que ferramentas sem cobertura tem melhor desempenho que as ferramentas com cobertura para usinagem do Inconel 718.

Os mecanismos de desgaste das ferramentas cerâmicas são complexos e geralmente influenciados por: difusão, lascamento, abrasão na superfície de flanco, adesão na superfície de saída, abrandamento térmico, fratura catastrófica, cratera e desgaste de entalhe no flanco e no raio de ponta da ferramenta. O desgaste do tipo difusão é determinado principalmente pela reação química e dissolução no material da peça. As superligas a base de níquel tem alta afinidade química por muitos materiais de ferramenta e como tal frequentemente formam uma camada de aderência conduzindo aos desgaste de difusão e arrastamento drástico (*attrition*) (Gatto & Iuliano, 1994; Jun et al., 1997; Choudhury & Baradie, 1998 e Sharman et al., 1999). Geralmente, encontram o desgaste de entalhe na altura da profundidade de corte, como o

da ferramenta e/ou na altura da profundidade de corte; a alta resistência dessas ligas é mantida a elevadas temperaturas, e isto se opõe ao processo de deformação plástica necessária para formar o cavaco, mesmo a temperaturas de corte elevadas; tendência de reagirem com as ferramentas, em determinadas condições atmosféricas, conduzindo para alta taxa de desgaste do tipo difusão; tendências de aderirem nas superfícies das ferramentas formando aresta postiça de corte (APC), o que causa pobre acabamento superficial; a presença de carbonetos duros e abrasivos na matriz aumentando a presença de desgaste abrasivo severo nas ferramentas; a condutividade térmica é baixa, o que contribui para o desenvolvimento de altas temperaturas na ponta da ferramenta como também alto gradiente térmico.

Todos estes fatores operando juntos ou em combinação causam altas temperaturas de corte (podem chegar a 1000°C) e alta tensão de compressão na superfície de saída (pode chegar a 3450 MPa), isso leva ao desenvolvimento rápido do desgaste de flanco, cratera ou desgaste de entalhe, dependendo do material da ferramenta e das condições de corte (Ezugwu et al., 1999; Gatto & Iuliano, 1994 e Choudhury & Baradie, 1998).

A questão da qualidade de componentes usinados é muito discutida e cada vez mais se exige componentes mecânicos com alta eficiência, pelo aspecto funcional e de segurança. A textura superficial pode ter uma influência decisiva na aplicação e no desempenho do componente usinado. Segundo Andrae (1999a) o aumento da velocidade de corte afeta positivamente a integridade superficial de peças assim como a qualidade do componente. Os fatores mais críticos que afetam a integridade superficial são o desgaste da ferramenta e a velocidade de corte. O desgaste da ferramenta induz tensões normais e de cisalhamento, conduzindo a deformação superficial e subsuperficial, que podem causar tensões residuais, e velocidades baixas podem resultar no desenvolvimento de danos causados pela presença de APC (Abrão & Aspinwall, 1996).

De acordo com Ezugwu & Wang (1996); Vigneau (1997) e Ezugwu et al. (1999), a usinagem de superligas induz efeitos na integridade da superfície, os quais incluem: rugosidade superficial; modificações na dureza da camada superficial devido ao endurecimento da peça; microtrincas ou macrotrincas particularmente em retificação; deformação plástica; transformações metalúrgica atribuída a alta temperatura; tensões residuais (tração ou compressão); alterações química incluindo alta temperatura de oxigenação e difusão agindo entre a peça e o material da ferramenta. Por essa razão, deve-se tomar cuidados especiais para assegurar vida de ferramenta e integridade superficial adequada a componentes usinados por intermédio de controle dos principais parâmetros, incluindo a escolha do material e geometria da ferramenta, método de usinagem, velocidade de corte, valores de avanço, profundidade de corte, etc.

No torneamento de superligas a base de níquel, o aumento da velocidade de corte, da convencional para a alta, leva a diminuir o pico de tensão de tração na superfície e a aumentar o pico de tensão de compressão, o que é benéfico (Vigneau 1997). Os efeitos do fresamento a alta velocidade ainda não são muito bem conhecidos, mas já se sabe que algumas de suas condições induzem a altas tensões de tração. Ezugwu et al. (1999) revelaram que o torneamento com ferramenta nova com aresta afiada e com ângulo de saída positivo tende a minimizar o valor da tensão residual, da deformação plástica e do endurecimento da peça. A forma da ferramenta de corte pode também afetar a superfície usinada. Melhoria do acabamento superficial e mínima camada danificada pode ser obtida na utilização de insertos redondos. Usinagem prolongada tende a aumentar a dureza da camada da superfície e também deteriorar a superfície usinada.



peças, o que elimina muitas vezes trabalhos posteriores; diminuição das forças de corte proporcional ao aumento das velocidades de corte; usinagem sem vibrações, pois as oscilações induzidas pelo corte da ferramenta são de alta frequência; melhoria na dissipação de calor do processo, pois a maior parte da energia térmica gerada se concentra no cavaco; alta taxa de remoção de cavacos e possibilidade de emprego de usinagem a seco. Por outro lado, Kramer (1987); Dewes & Aspinwall (1997); Kirschnik (1997); Schulz (1999) e Andrae (1999b) comentaram que existem também notáveis desvantagens que precisam ser consideradas, sendo estes os pontos principais: alto nível de desgaste da ferramenta, necessita de ferramentas e máquinas-ferramenta de maior custo (especiais), fusos especiais, fusos caros com baixa durabilidade (tipicamente 5000 – 10000 h na máxima velocidade rotacional), balanceamento do ferramental, sistema de controle especiais e parâmetros tecnológicos para a usinagem otimizada, os quais ainda não são totalmente conhecidos e dominados.

Salienta-se que as desvantagens descritas devem-se principalmente ao fato de que a usinagem a alta velocidade de corte é uma tecnologia recente. Com o passar do tempo novos estudos adicionarão informações que permitirão a utilização cada vez mais otimizada desta tecnologia.

### **3. USINABILIDADE E INTEGRIDADE SUPERFICIAL DE SUPERLIGAS A BASE DE NÍQUEL**

Em termos gerais, usinabilidade pode ser definida como uma grandeza que indica a facilidade ou dificuldade de usinar um material. Pode ser usada também para quantificar a performance de ferramentas de corte, fluidos de corte e geometria das ferramentas. Forças de corte, energia requerida na usinagem, vida da ferramenta, acabamento superficial, taxa de desgaste, temperatura de corte, controle de cavaco e mesmo algumas propriedades físicas, são variáveis que podem ser consideradas como medida da usinabilidade.

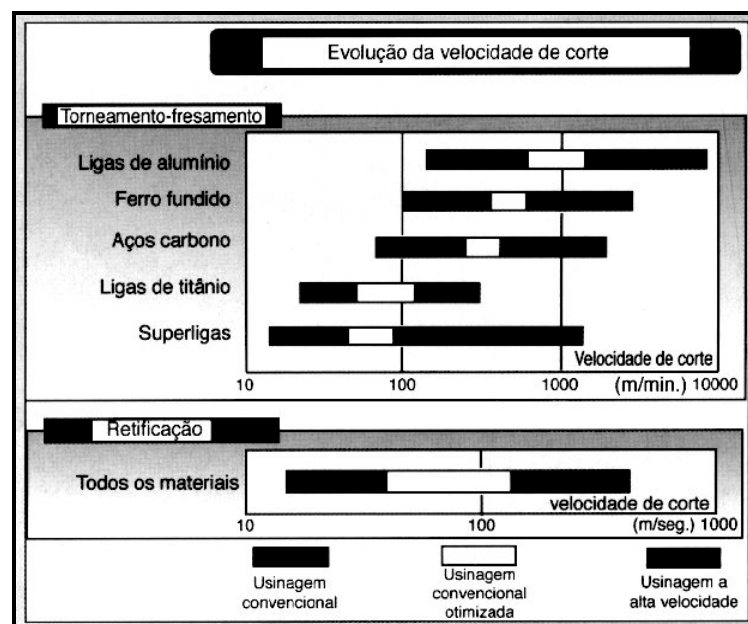
As principais propriedades das ligas de níquel são alta resistência mecânica à temperaturas elevadas, alta resistência à fluência, alta resistência à fadiga e boa resistência à corrosão. As principais aplicações são na indústria aeronáutica, nos componentes que trabalham a altas temperaturas (> 500°C), como pás e discos de turbinas, estruturas de aeronaves, câmaras de combustão, válvulas de admissão/escape, aplicações médicas, indústrias química e petroquímica, etc. As superligas representam cerca de 55% dos materiais usados para construção de motores aeroespaciais ( Gatto & Iuliano, 1994; Vigneau, 1997; Choudhury & Baradie 1998, e Machado & Silva, 1999).

As superligas de níquel são endurecidas pela precipitação de Ni<sub>3</sub> (Al-Ti) fase (gama) e pela solução sólida de elementos refratários na matriz, e a resistência mais alta à temperatura é obtida pelo aumento da fração de volume desta fase. A família das superligas de níquel apresenta uma composição química numa faixa relativamente ampla de percentuais, destacando-se os seguintes elementos: níquel até 79,6%; cromo até 23% e molibdênio até 9%. Se por um lado a composição química com elevado teor de elementos de liga confere excelentes propriedades mecânicas e térmicas às superligas de níquel, por outro lado, dificultam demasiadamente a realização da usinagem desses materiais. Choudhury & Baradie (1998) e Ezugwu et al. (1999) apresentam as principais superligas a base de níquel contendo classificação, a composição química e a densidade.

De acordo com Darwish (1997); Machado & Silva (1999); Konig & Gerschwiler (1999); Sharman et al. (1999) e Ezugwu et al. (1999), os principais problemas na usinagem das superligas a base de níquel, devido as características e propriedades citadas, são: possuem matrizes austeníticas e como os aços inoxidáveis, encruam rapidamente durante a usinagem, produzindo um severo endurecimento da peça. Isto pode causar problemas em passes subsequentes, contribuindo principalmente para a progressão do desgaste de entalhe na ponta

Na Europa, normalmente fala-se em velocidade de corte, enquanto nos Estados Unidos emprega-se velocidade do eixo-árvore. Muitos autores usam velocidade absoluta do eixo-árvore, sendo que a faixa mais real a ser considerada como definição inicial de usinagem a alta velocidade está em torno de 8000 rpm, ou maiores. Porém isto é enganoso porque não indica o diâmetro do eixo-árvore. É muito fácil alcançar alta velocidade com fuso de pequeno diâmetro. Uma representação mais exata da alta velocidade do fuso, do ponto de vista de projeto, é o número DN (diâmetro do fuso em “mm” multiplicado pela rotação do fuso em “rpm”). Existem várias máquinas comerciais disponíveis com o número DN na faixa de 1,5 milhões e poucos fusos (principalmente em laboratório) com número DN que excedem a 2 milhões (Smith & Tlusty, 1997).

Segundo Kitagawa et al. (1996); Schulz (1997) e Finzer apud Novaski & Corrêa (1998) a definição do que é altíssima velocidade de corte está intimamente associada ao tipo de material usinado, tipo de operação de corte e tipo de ferramenta entre outros itens. Vigneau (1997) indica na figura 1 a faixa de valores que definem a alta velocidade de corte para cada material específico. De acordo com Heisel & Gringel (1996); Skock (1998) e Schulz (1999) entende-se por usinagem a alta velocidade, a usinagem de materiais com velocidades de corte e taxas de avanço aumentadas por um fator de 5 até 8 em relação às velocidades de corte e avanços tradicionais. Enderle & Knuszynski (1998) e Müller & Soto (1999) afirmam que as definições da faixa de velocidade de HSC variam substancialmente conforme se muda de um tipo de usinagem para outro. Por exemplo, se no caso de fresamento uma aplicação de HSC envolve uma velocidade de corte da ordem de cinco a dez vezes maior que a velocidade convencional (conforme citação), o dobro da velocidade convencional já é suficiente para que os processos de furação e rosqueamento sejam considerados como HSC.



**Figura 1.** Definição de faixas de valores para HSC

## 2.1 Vantagens técnicas da HSC

Segundo Schulz (1996); Kirschnik (1997); Novaski & Corrêa (1998) e Andrae (1999a) o conhecimento da tecnologia de usinagem HSC proporciona ganhos de ordem tecnológica, a exemplo de: melhoria da exatidão das peças, especialmente em usinagem de peças delgadas; melhoria nos mecanismos de formação de cavaco; incremento da qualidade superficial das

furação tem-se observado poucos trabalhos publicados em comparação com o fresamento (Andrae, 1999a).

Muitas vantagens de HSC tem sido citadas. De acordo com Dewes & Aspinwall (1997); Schulz (1997) e Andrae (1999a) as mais comumente reivindicadas são: altas taxas de remoção, baixas forças de corte, mínima distorção da peça pela melhor dissipação do calor do processo e a capacidade de usinar peças de paredes finas. Adicionalmente à redução do tempo de produção, o uso da tecnologia HSC também produz peças de melhor qualidade superficial e dimensional. Por outro lado, a tecnologia HSC faz exigências muito particulares sobre a máquina-ferramenta. São necessárias altas velocidades no eixo-árvore para atingir as velocidades de corte desejadas no processo. As enormes faixas de avanço resultantes e os dados necessários para a aceleração só podem ser obtidos com eixos-árvore de acionamento dinâmico e estruturas de máquinas estáveis com boas características de fixação. Comandos rápidos e modernos são absolutamente essenciais para a implementação de processos de altas velocidades.

As principais propriedades das ligas de níquel são alta resistência mecânica a temperaturas elevadas, alta resistência à fluência, alta resistência à fadiga e boa resistência à corrosão, tornando difícil a sua usinabilidade. A composição química com elevado teor de elementos de liga confere excelentes propriedades mecânicas e térmicas as superligas de níquel, mas dificultam demasiadamente a realização da usinagem desses materiais. A usinagem de superligas prejudica a integridade da superfície. Por essa razão, cuidados especiais devem ser tomados para assegurar vida de ferramenta e integridade superficial adequada de componentes usinados por intermédio de controle dos principais parâmetros.

Hoje raros eventos e publicações omitem o corte a alta velocidade e os fabricantes de ferramentas, máquinas-ferramentas e pacotes de programa CAD/CAM parecem estar desenvolvendo e vendendo atualmente apenas produtos com capacitação para alta velocidade (Sinhoff et al., 1999).

## **2. UMA VISÃO GERAL DA HSC**

O conceito de usinagem a alta velocidade foi desenvolvido pelo Dr. Carl J. Salomon durante uma série de experimentos de 1924 a 1931 (Dewes & Aspinwall, 1997 e Agba, 1999). Salomon reconheceu que em princípio as temperaturas e as forças de corte tendiam a decrescer em altíssimas velocidades, mas um longo percurso teve de ser trilhado até a introdução da tecnologia HSC. Baseou-se sobre uma série de curvas de velocidade de corte plotadas comparando-as com a temperatura de corte atingida. Somente com o desenvolvimento dos eixos-árvore de alta rotação no início dos anos 80, com os quais foi possível atingir altas velocidades, abriu-se a possibilidade de serem realizadas pesquisas tecnológicas de base nessa área.

O termo “corte a alta velocidade” não é de fácil definição. O projeto da CEN (Comité Européen de Normalisation) de 05 de outubro de 1995 – “Ferramentas de fresamento para usinagem por remoção de cavacos a velocidades periféricas elevadas em máquinas para corte de metais – Requisitos de segurança” define velocidades acima de 1.000 m/min como usinagem a alta velocidade. Isso faz sentido sob o ponto de vista da segurança, mas certamente não é a melhor classificação. Para ser mais exato, devem ser considerados o material a ser usinado e o material de corte usado. Quando uma carcaça de alumínio é usinada com pastilhas de diamante, uma velocidade de 10.000 m/min ainda pode ser considerado razoável. Por outro lado, se um aço endurecido é usinado com ferramenta de nitreto cúbico de boro (CBN), a velocidade de corte de 200m/min, isto certamente pode ser considerado como usinagem HSC (Stockinger et al., 1998).

## USINAGEM A ALTA VELOCIDADE DE SUPERLIGAS A BASE DE NÍQUEL: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

**Leonardo Roberto da Silva**  
**Reginaldo Teixeira Coelho**  
**Alexandre Araújo Bezerra**

Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - USP, Departamento de Engenharia Mecânica, 13560-250, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: lrsilva@sc.usp.br

### Resumo

Apresenta-se temas relevantes à usinagem a alta velocidade de corte - HSC (*high speed cutting*) no que se refere a máquinas-ferramentas, ferramentas e mecanismos de desgastes, usinabilidade de superligas e integridade superficial. Nos meados da década de 80, a globalização da competição mudou a forma de abordagem, pelas empresas, do processo de manufatura, em especial a usinagem de componentes metálicos. Dentre as novas tecnologias que começaram a ser empregadas, e devem tornar-se o caminho certo na busca da competitividade, está a tecnologia HSC. Nos últimos anos HSC tem ganhado grande importância, sendo dada maior atenção ao desenvolvimento e à disponibilização no mercado de máquinas-ferramentas de rotações muito elevadas (25.000-100.000 rpm). O presente trabalho trata-se da usinagem a alta velocidade de superligas a base de níquel, que são conhecidas como materiais de difícil usinabilidade devido a alta dureza, alta resistência em alta temperatura, afinidade para reagir com materiais da ferramenta e baixa condutividade térmica.

**Palavras chaves:** HSC, Desgaste, Superligas de níquel, Integridade superficial.

### 1. INTRODUÇÃO

Novas tecnologias, conceitos de automação e estratégias têm sido adotados e implementados, com o objetivo de incrementar o desempenho e eficiência da máquina e do operador. Durante os últimos anos a usinagem a alta velocidade tem ganhado importância e tem sido dada uma maior atenção ao desenvolvimento e à disponibilização no mercado de componentes de rotações muito elevadas, devendo se tornar o caminho certo a ser trilhado na busca da competitividade em curto espaço de tempo. Mas antes que a tecnologia HSC possa ser empregada de uma forma econômica, todos os componentes envolvidos no processo de usinagem, incluindo a máquina, o eixo árvore, a ferramenta e o pessoal, precisam estar afinados com as condições especiais deste processo. As máquinas de corte têm de satisfazer requisitos particulares de segurança. As ferramentas também devem estar à altura das condições térmicas severas que se originam das altas velocidades de corte.

O corte a altas velocidades pode ser usado para todo processo de usinagem de metais leves, não-ferrosos e plásticos. Para aço, ferro fundido e ligas de difícil usinabilidade, é adequado apenas para o corte final (Schulz, 1996).

Os termos HSC e HSM (*high speed machining*) estão sendo utilizados para descrever o fresamento de acabamento em altas rotações, entretanto no torneamento, rosqueamento e

- Lorenz, G., 1980, "On Tapping Torque and Tap Geometry", *Annals of the CIRP*, Vol. 29/1, pp. 1-4.
- Merchant, M.E., 1998, "An Interpretive Look at the 20th Century Research on Modeling of Machining", *Machining Science and Technology*, Vol. 2,n.2, pp. 157-163.
- Micheletti, G.F., Koenig, W., Victor, H.R., 1976, "In Process Tool Wear Sensors for Cutting Operations", *Annals of the CIRP*, Vol. 25/2, pp. 483-496.
- Müller, P., Ice, M.S., 1999, "Usinagem sem Refrigeração de Furos e Roscas", 4º Seminário Internacional de Alta Velocidade, Universidade Metodista de Piracicaba, Santa Bárbara d'Oeste, São Paulo, Brasil, pp. 127-133.
- Nikitin, E.A., Tregubov, G.S., 1989, "Ultrasound Speeds Up Thread-Tapping Jobs", *Soviet Engineering Research*, Vol. 9, n. 4, pp. 118-119.
- Patil, S.S., Pande, S.S., Somasundaram, S., 1987, "Some Investigations on Vibratory Tapping Process", *International Journal of Machine Tools Manufacture Design, Research and Application*, Vol. 27, n. 3, pp. 343-350.
- Santhanam, A.T., Tierney, P., 1989, "Cemented Carbides", *Metals Handbook*, 9<sup>th</sup> Ed., Vol. 16 - Machining, American Society for Metals, Ohio, USA, pp. 71-89.
- Sha, J., Ni, J., Wu, S.M., 1990a, "Development of a Tap Wear Monitoring Scheme", *Proceedings of Manufacturing International - Part 4: Advances In Materials And Automation*, Atlanta, GA, USA, pp. 137-142.
- Sha, J., Yuan, J.X., Wu, S.M., 1990b, "Tapping Process Improvement through Adaptive Thrust Control", *Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 44, Dallas, TX, USA, pp. 407-420.
- Schulz, H., 1997, "State of Art and Trends of High-Speed Machining", 2º Seminário Internacional de Alta Tecnologia - Usinagem com Altíssima Velocidade de Corte e Alta Precisão, Santa Bárbara D'Oeste, SP, Brasil.
- Tanguy, J.-C., 1993, "Monitoração Automática da Usinagem: Como e Por Quê", *Máquinas e Metais*, n. 325, pp. 78-90, fev.
- Wakabayashi, T., Ogura, S., 1990, "Evaluation of Cutting Fluids by Consumption Energy in Tapping Test", *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineering*, Vol. 46, n. 11, pp. 715-720, Nov.
- Weingaertner, W.L., da Silva, H.R., Tikal, F., Vollmer, C., 1997, "Dependendo do Cabeçote, Pode-se Rosquear Ferro GGG 40 a mais de 100 m/min", *Máquinas e Metais*, n. 383, pp. 132-138, dez.
- Wilcox, S.J., Reuben, R.L., Souquet, P., 1997, "The Use of Cutting Force and Acoustic Emission Signals for the Monitoring of Tool Insert Geometry During Rough Face Milling", *International Journal of Machine Tools and Manufacturing*, Vol. 37, n. 4, pp. 481-494.
- Zhang, D., Chen, D., 1998, "Relief-Face Friction in Vibration Tapping", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 40, n. 12, pp. 1209-1222, Dec.

- Dan, L., Mathew, J., 1990, "Tool Wear and Failure Monitoring Techniques for Turning - A Review", *International Journal of Machine Tools Manufacture Design, Research and Application*, Vol. 30, n. 4, pp. 579-598.
- Dewes, R.C., Aspinwall, D.K., 1997, "A Review of Ultra High Speed Milling of Hardened Steels", *Journal of Materials Processing Technology*, n. 69, pp.1-17.
- Du, R., Elbestawi, M.A., Wu, S.M., 1995, "Automated Monitoring of Manufacturing Processes, Part 2: Applications", *Journal of Engineering for Industry – Transactions of the ASME*, Vol. 117, n. 2, pp. 133-141, May.
- Ezugwu, E.O., Okeke, C.I., Machado, A.R., 1999, "High Speed Threading of Inclusion-Modified Steels with Coated Carbide Tools", *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 86, pp. 216-225.
- Fantin, J.-P., 1992, "Ensaio com Machos: Em Busca de Bons Resultados na Usinagem", *Máquinas e Metais*, n. 320, pp. 58-60, set.
- Ferraresi, D., 1977, "Fundamentos da Usinagem dos Metais", Ed. Edgard Blücher, Vol. 1, S. Paulo, Brasil, 571p.
- Finzer, T., 1997, "High Speed Machining (HSM) in Die and Mold Manufacturing", 2<sup>o</sup> Seminário Internacional de Alta Tecnologia - Usinagem com Altíssima Velocidade de Corte e Alta Precisão, Santa Bárbara D'Oeste, SP, Brasil.
- Hernandez, P.M., Nichols, D.R., 1986, "An Internal Standard Method for the Falex n° 8 Tap Torque Tester", *Journal of the American Society of Lubrication Engineering*, Vol. 42, n. 10, pp. 608-613, Oct.
- Hernandez, P.M., Shiraki, H., 1987, "Comparison of Aqueous Extreme-Pressure Cutting Fluids on the n° 8 Tap Torque Tester and Other Cutting Methods", *Journal of the American Society of Lubrication Engineering*, Vol. 43, n. 6, pp. 451-458, June.
- Hewson, W.D., Gerow, G.K., 1996, Development of New Metal Cutting Oils with Quantifiable Performance Characteristics", *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineering*, Vol. 52, n. 1, pp. 31-38, Jan.
- Hong, H., Riga, A.T., Cahoon, J.M., 1995, "Evaluation of Overbased Sulfonates as Extreme Pressure Additives in Metalworking Fluids - Part II: Lithium and Potassium Overbased Sulfonates", *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineering*, Vol. 51, n. 2, pp. 147-150, Feb.
- Ishikawa, K., Hori, R., Unno, N., 1992, "Development of High Precision Tightening Methods of Plastic Parts for Office Automation Appliances by Means of Tapping Screws", *Proceedings of the Symposium on Flexible Automation*, Vol. 2, San Francisco, CA, USA, pp. 925-932.
- Johnson, M., 1989, "Tapping", *Metals Handbook*, 9<sup>th</sup> Ed., Vol. 16 - Machining, American Society for Metals, Ohio, USA, pp. 255-267.
- Klocke, F., Krieg, T., 1999, "Coated Tools for Metal Cutting - Features and Applications" *Annals of the CIRP*, Vol. 48/2.
- Kluft, W., 1994, "A Monitoração dos Processos Reduz Custos e Desperdícios", *Máquinas e Metais*, n. 345, pp. 60-80, out.
- Kluft, W., 1997, "Monitorando a Ferramenta e Visualizando o Processo de Corte, Melhora-se a Produção", *Máquinas e Metais*, n. 378, pp. 20-49, jul.
- Komura, A., Yamamoto, M., Okusima, K., 1990a, "Study of a Tapping Method for Large Size Threads (1<sup>st</sup> Report). Consideration for the Initial Thrust Force at Tapping", *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 24, n. 2, pp. 100-105, June.
- Komura, A., Yamamoto, M., Ikawa, N., 1990b, "Study of Tapping Method for Large Size Threads (2<sup>nd</sup> Report). Consideration for the Oversized Effective Diameter by Tapping", *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 24, n. 3, pp. 178-183, Sept.

material da peça nas zonas de deformação e ajuda na quebra do cavaco. Ao longo dos experimentos realizados no alumínio, nenhuma APC foi observada. A quebra do cavaco foi bastante predominante no roscamento vibratório. O roscamento de dimensões M3 e M6 das roscas em alumínio não foi possível com o acessório desenvolvido. Nikitin & Tregubov (1989) registraram uma redução das forças de atrito e do torque sobre os flancos dos dentes dos machos quando usou-se esta técnica, resultando no aumento da produtividade de roscas em peças fabricadas de materiais de difícil usinagem. Zhang & Chen (1998) trabalharam com roscamento de furos pequenos e profundos (abaixo de M6) em liga de titânio. A tecnologia de vibração no corte tem vários efeitos, isto é, redução da força de corte melhorando a qualidade superficial e contendo o desgaste da ferramenta, entre outros. Com a aplicação desta técnica, registrou-se menores valores de torque e um consequente aumento da vida da ferramenta. Pode-se observar a importância dos sinais de força e torque registrados na aplicação de técnicas que otimizam o processo de corte do roscamento.

Muitos pesquisadores (Hernandez & Nichols, 1986, Hernandez & Shiraki, 1987, Wakabayashi & Ogura, 1990, Hong et al., 1995, e Hewson & Gerow, 1996) utilizaram o torque no processo de roscamento interno com macho para avaliar o desempenho de fluidos de corte. Isto porque o roscamento é uma operação realizada com múltiplas arestas e é considerada como uma das mais difíceis operações na remoção de metal. A vida da ferramenta é um importante parâmetro associado à qualidade dos óleos de corte (Hewson & Gerow, 1996). Na análise teórica do torque no roscamento, fatores que contribuem para este são o coeficiente de atrito e a tensão necessária para romper um material usinado sobre a superfície de saída da aresta de corte de um macho. A redução de tais fatores é apontada como função dos fluidos de corte. Entretanto, a contribuição teórica do coeficiente de atrito para o torque no roscamento é pequena em comparação àquela encontrada no valor medido. Acredita-se que os fluidos de corte influenciam o processo de corte de uma maneira global, e não apenas pela redução do atrito sobre a superfície de saída (Wakabayashi & Ogura, 1990).

### **3. CONSIDERAÇÕES FINAIS**

Os sinais de torque e de força de um processo de roscamento interno com macho estão intimamente relacionados à condição de desgaste do macho. Quando um macho se desgasta, o nível de energia bem como os componentes de alta frequência dos sinais de torque e de força aumentam. Monitorando-os, pode-se otimizar o processo de forma a evitar desgaste excessivo da ferramenta e garantir precisão dimensional e acabamento superficial da rosca fabricada.

Acredita-se que outros tipos de sensores, que são comumente aplicados na monitoração de outras operações de usinagem, tais como no torneamento, fresamento e furação, possam também ser aplicados ao processo de roscamento com sucesso. Com isso, poderia ter-se uma faixa maior de opções de sensoriamento.

### **4. REFERÊNCIAS**

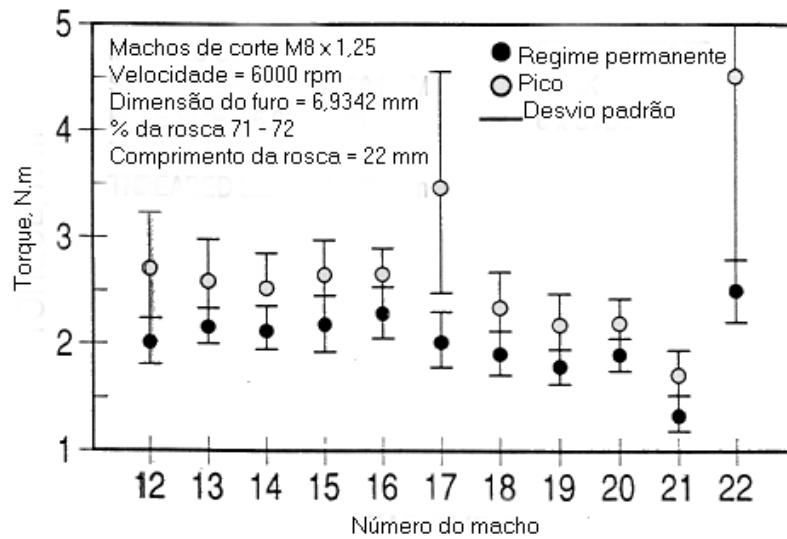
- Agapiou, J.S., 1994, "Evaluation of the Effect of High Speed Machining on Tapping", *Journal of Engineering for Industry – Transactions of the ASME*, Vol. 116, n. 4, pp. 457-462, Nov.
- Byrne, G., Dornfeld, D., Inasaki, I., Ketteler, G., König, W., Teti, R., 1995, "Tool Condition Monitoring (TCM) – The Status of Research and Industrial Application", *Annals of the CIRP*, Vol. 44/2, pp. 541-561.
- Coelho, R.T., 1994, "The Machinability of Aluminium-Based SiC Reinforced Metal Matrix Composite (MMC) Alloy with Emphasis on Hole Production", Ph.D. Thesis, University of Birmingham, Birmingham, England, 328p.

encontradas quando usou-se o inserto B revestido com  $Al_2O_3$ , portanto a vida da ferramenta registrada foi maior. A dureza sub-superficial da superfície roscada é aproximadamente 10 % inferior à dureza original da peça. Isto sugere um efeito de revenido o qual pode também estar associado com um gradiente de temperatura entre a peça e a superfície da ferramenta durante o ciclo de corte da rosca (Ezugwu et al., 1999). Em temperaturas de 500 e 1000°C, o revestimento de TiN tem duas e quatro vezes, respectivamente, a condutividade térmica do revestimento  $Al_2O_3$  (Santhanam & Tierney, 1989). Isto também explica porque o inserto B revestido por  $Al_2O_3$  proporcionou maior vida da ferramenta que o inserto B revestido de TiN (Ezugwu et al., 1999). A menor condutividade térmica do revestimento  $Al_2O_3$  permitiu maior concentração de calor, facilitando o corte e como consequência menores valores de força de corte registrados, os quais são claramente observados na Fig.5.

O fenômeno de sobremedida encontrado no diâmetro interno, na entrada de roscas de grandes dimensões (aproximadamente 50 mm de diâmetro), é função da força axial adicionada para sua abertura (Komura et al., 1990a, e Komura et al., 1990b). Ensaio de roscamento foram realizados em peças de bronze BsBM2 com macho M42x4,5 e ângulo do chanfro  $\theta$  de 7,5°. As medidas do erro do diâmetro efetivo variaram de 0,08 a 0,22 mm. Komura et al. (1990b) concluíram que quando o sentido de uma força axial é o mesmo da progressão do macho, a sobremedida do diâmetro efetivo é gerado no flanco posterior, enquanto no caso de sentido reverso, ela é gerada no flanco anterior. Além disso, quando a força axial é constante, o trabalho da força axial por unidade de comprimento da aresta de corte diminui gradualmente junto com um aumento no número de arestas de corte do macho. Assim a expansão do filete de rosca torna-se maior quando está próxima da seção de entrada. Sha et al. (1990b) conseguiu resolver o problema de sobremedida no roscamento do aço 1018 com macho de aço rápido 1/4"-20 fios/pol revestido com TiN a 440 rpm e avanço de 22 pol/min. Com um dispositivo que controla a força axial, conseguiram reduzi-la em mais de 70 %. Como resultado, o erro de sobremedida da rosca reduziu em mais de 92 %.

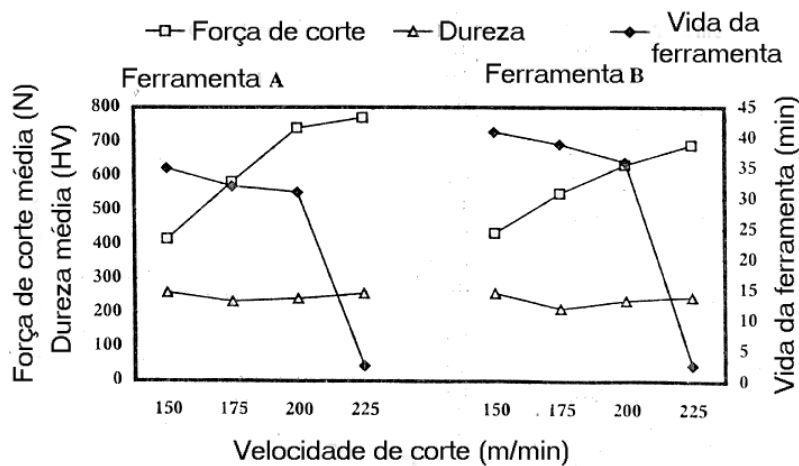
Patil et al. (1987) utilizou a técnica de vibrações torsionais para eliminar o problema de aresta postiça de corte (APC) e entupimento de cavaco no roscamento de furos de pequenas dimensões (abaixo de M6). Usando uma máquina de furação radial, foram rosqueadas peças de ferro fundido (Rc 17-25) e alumínio (Rb 46-50) com machos M3x0,5, M6x1,0 e M10x1,5 mm (especificações DIN 371/B). Os furos cegos foram alargados com as dimensões  $\phi 2,5 \times 25$ ,  $\phi 5,0 \times 25$  e  $\phi 8,0 \times 25$  mm. A porcentagem da altura da rosca foi de 77 % e o comprimento do furo roscado de 20 mm. A usinagem a seco foi realizada com velocidade de 7 a 23 m/min e avanços de 0,4, 0,8 e 1,1 mm/rev para machos M3, M6 e M10, respectivamente. Amplitude das vibrações torsionais de 16 a 185  $\mu m$  e frequência das vibrações torsionais de 20 a 98 Hz. Os valores de torque e força, registrados durante o roscamento sem vibrações formam a base para comparação. Os mesmos experimentos foram realizados novamente, pela introdução de vibrações, com o acessório desenvolvido, para investigar os valores de torque e força durante o roscamento vibratório. Os resultados experimentais sobre os machos M3, M6 e M10 no roscamento do ferro fundido indicam que, para machos M3 e M6, a introdução de vibrações torsionais conduzem a uma redução no torque e na força. Visto que os machos usados nestes experimentos foram de geometria idêntica (isto é, número de canais e ângulo do chanfro, etc.), a variação na espessura do cavaco foi diretamente proporcional ao tamanho do macho. Este efeito da espessura do cavaco indica que, numa dada faixa de amplitude e frequência, existe uma espessura do cavaco crítico onde o processo de roscamento vibratório é benéfico. Com o alumínio, entretanto, a utilização desta técnica para machos M10 foi benéfica. A diferença no desempenho pode possivelmente ser atribuído às diferentes propriedades mecânicas dos dois materiais das peças. No caso de materiais mais moles, as flutuações das tensões de cisalhamento nas zonas de deformações são atribuídas mais ao aumento na amplitude de vibrações. O aumento na deformação adicional da amplitude endurece o





**Figura 4.** Efeito da geometria dos machos de corte sobre o torque (Agapiou, 1994).

Ezugwu et al. (1999) realizou ensaios de roscamento relacionando o desgaste de flanco com a força de corte. Foram utilizadas barras de aço 708M40T (273 HV), com 470 mm de comprimento por 150 mm de diâmetro num torno. Dois tipos de insertos de metal duro revestido de PVD foram usados a seco. O primeiro (A) consistiu de um substrato P20-P30 com arestas de corte revestidas com uma camada simples de TiN (3-4  $\mu\text{m}$ ). O outro (B) consistiu de um substrato K05-K20 com arestas afiadas (< 1 mm de raio) e revestidas com uma camada simples de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (3-4  $\mu\text{m}$ ). A Fig.5 ilustra a relação entre as forças de corte registradas, a vida da ferramenta e os valores de dureza das superfícies roscadas do aço 708M40T a uma taxa de avanço de 0,4 mm/rev e a várias velocidades de corte.

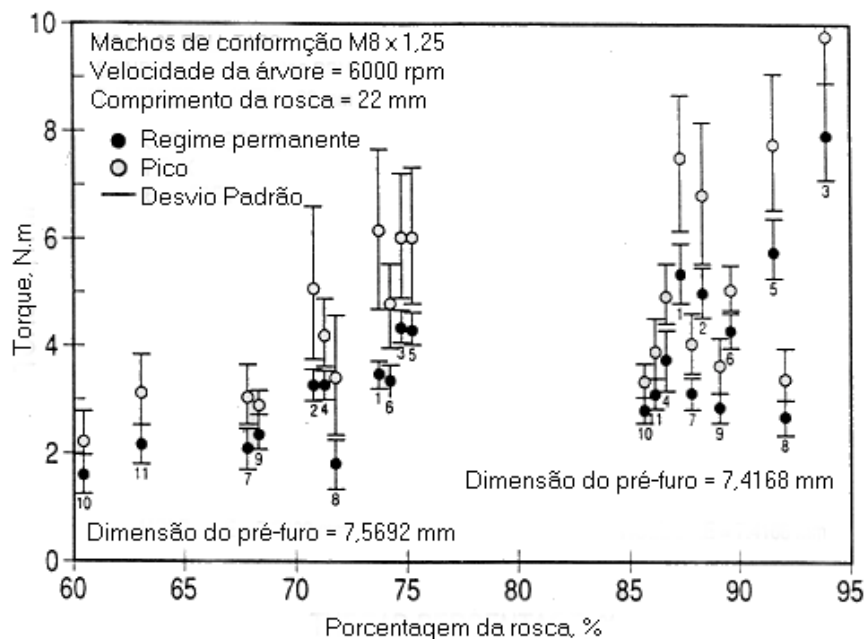


**Figura 5.** Comparação das forças de corte, dureza e vida da ferramenta obtidas após o roscamento do aço 708M40T com insertos do tipo A e B sob diferentes condições (Ezugwu et al., 1999).

O aumento na força observado com maiores velocidades de corte pode estar associado à redução na vida da ferramenta e a um leve aumento na dureza das superfícies roscadas obtidas a altas velocidades de corte. Observa-se também na Fig.5 que forças menores foram

canal de lubrificação ou externa). Com velocidades de corte,  $v_c$ , de 20 e 70 m/min e profundidades de 20 ou 30 mm em furos não-passantes, foram adquiridos valores de força axial e torque para cada combinação ( $\gamma$ ,  $v_c$ , aplicação do fluido de corte e material) em três medições distintas, para fins estatísticos. A ferramenta que apresentou o melhor comportamento em relação ao torque, à força axial, à qualidade da rosca usinada e ao desgaste, principalmente desgaste de flanco (VB), foi aquela cujo ângulo de hélice era de  $40^\circ$  e com aplicação de fluido de corte pelo seu interior, tanto para o GGG 40 como para o GGG 60. Isto pode ser explicado pela facilidade de transporte do cavaco, possibilitado pelo maior ângulo de hélice, e pelo adequado efeito de lubrificação/refrigeração da região de corte. Observou-se no geral, bons resultados para o GGG 40, com um único fator limitante a faixa operacional da rotação do cabeçote de rosquear, e necessidade de um retrabalho da geometria da ferramenta para se usinar o GGG 60. O efeito da velocidade e da geometria da ferramenta, para o roscamento de roscas M11x1,27 no aço CS 1114, sobre o torque em furos cegos foi estudado por Lorenz (1980). Os resultados mostraram que a velocidade e o ângulo do chanfro afetaram significativamente o torque no roscamento.

Agapiou (1994) avaliou as respostas de torque e força axial em função da variação da geometria dos machos M8x1,25 (ISO-6H) de conformação (machos 1 até 11) e de corte (machos 12 até 22) no roscamento a alta velocidade no alumínio 319. Um total de 20 furos foram testados para cada condição de teste, calculando-se com isso a média e o desvio padrão (Figs.3 e 4).

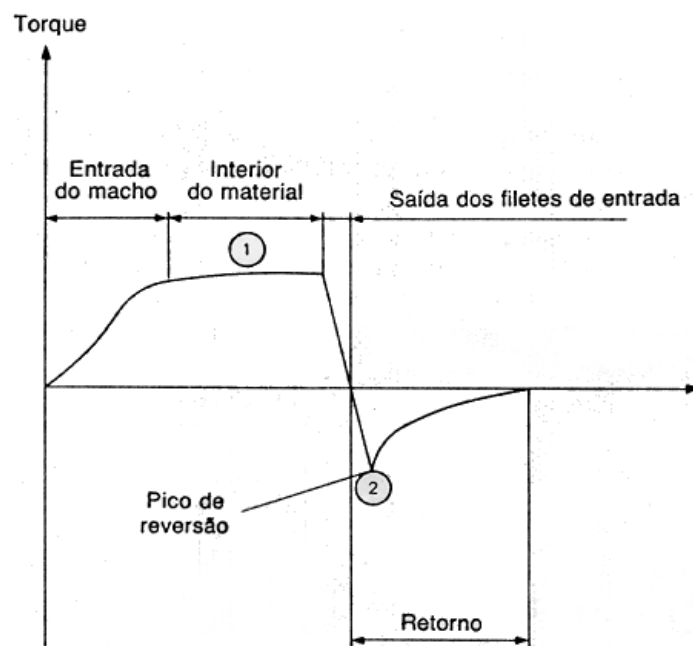


**Figura 3.** Efeito da geometria dos machos de conformação sobre o torque (Agapiou, 1994).

Em geral, o torque foi influenciado significativamente pela geometria dos machos de conformação, mas não pelos de corte. O torque proveniente dos machos de conformação foram maiores que aqueles dos machos de corte. O torque durante o movimento de retração do macho foi quase zero para todos os de corte, sendo muito menores que aqueles dos machos de conformação. Os altos valores para o torque de pico sobre os machos de corte é atribuído à compactação de cavaco no meio do furo. Similarmente, o torque de conformação aumentou com a velocidade devido a um aumento na área de contato entre os flancos do macho e as roscas conformadas (Agapiou, 1994).

torque no roscamento interno com macho está diretamente relacionada com o desgaste do macho. Monitorado em tempo real, o torque aumenta no corte à medida que mais dentes entram em ação, enquanto no retorno o torque diminui com a liberação das arestas. Os principais fatores que afetam os sinais de torque incluem a condição de desgaste do macho e a variação na dimensão dos furos usinados no processo anterior. Quando um macho começa a se desgastar, especialmente na forma de desgaste de flanco, o nível dos sinais de torque aumenta.

Fantin (1992) destacou que o sinal representativo do torque na operação de roscamento se compõe de diferentes fases (Fig.2). Apenas duas são exploradas no processamento de dados: a fase 1 para os valores médio e máximo do sinal; e a fase 2 para o valor máximo do pico de reversão.



**Figura 2.** Evolução do sinal representativo do torque no roscamento (Fantin, 1992).

A exploração da fase 1 permite otimizar as condições de corte e controlar o desgaste da ferramenta. Estes dados são utilizáveis para a pesquisa de geometrias ótimas de machos. Na fase 2, o valor máximo do pico de reversão informa sobre a qualidade do furo realizado. Este pico é representativo do torque de atrito quando do retorno do macho (Fantin, 1992).

### 2.3 Influência do Torque e da Força nos Resultados do Roscamento

A seguir apresentam-se alguns trabalhos de pesquisa que envolvem a aplicação do sensoriamento do torque e da força axial no processo de roscamento. Através destes sensores, a monitoração é realizada de forma a otimizar as condições de corte, reduzir o desgaste das ferramentas, melhorar a produtividade e a qualidade das peças usinadas.

Weingaertner et al. (1997) realizaram ensaios para verificar o comportamento de machos na usinagem dos ferros fundidos GGG40 e GGG60. Utilizando um centro de usinagem, uma plataforma piezoelétrica Kistler 9273, um software de armazenamento de dados REMUS e machos de aço rápido especial M10x1,5 revestidos com TiN, avaliou-se os valores de torque em processo e os desgastes das ferramentas de forma a selecionar a ferramenta mais adequada em função do ângulo de hélice,  $\gamma$  ( $15^\circ$  ou  $40^\circ$ ), e da aplicação de fluido de corte (através do

## 2.2 Monitoração do processo de roscamento

O sensoramento do desgaste da ferramenta pode ser direto, onde o desgaste da ferramenta é medido, e indireto, onde mede-se um parâmetro relacionado com o desgaste (Micheletti et al., 1976, e Dan & Mathew, 1990). Tais parâmetros também podem estar relacionados com a dimensão e funcionalidade da peça. As medições indiretas são, via de regra, baseadas na monitoração das forças de usinagem, nas vibrações mecânicas do sistema, na emissão acústica, na potência ativa ou ainda através da medição de algum outro parâmetro do processo (Kluft, 1997).

As funções de um sistema de monitoração automática da usinagem consistem em: detectar falhas de funcionamento da ferramenta utilizada na máquina (ferramenta quebrada ou além do limite de utilização); e executar ações de prevenção ou correção (interrupção do avanço, da rotação do avanço e retração da ferramenta) para proteger ferramenta, máquina e peça, minimizando os danos (Tanguy, 1993, e Kluft, 1994). Ainda que a aresta de corte, com custo comparativamente baixo, seja danificada, o suporte da ferramenta, a máquina, o dispositivo e a peça são protegidos tanto quanto possível. O dano resultante e os tempos ociosos da máquina são eliminados ou minimizados (Kluft, 1997).

Byrne et al. (1995) afirmam que os sensores utilizados em sistemas de monitoração devem possuir certas características tais como: possibilitar a medição o mais próximo possível da região de corte, não reduzir a rigidez da máquina ferramenta, não restringir o espaço de trabalho e os parâmetros de corte, ser resistente ao desgaste, ao ataque químico dos fluidos de corte, aos cavacos e às influências mecânicas, eletromagnéticas e térmicas, ser de fácil reposição, ter baixos custos, funcionar independentemente das formas da ferramenta e da peça, possuir características metrológicas adequadas e possuir uma capacidade de transmitir os sinais de forma confiável. Certos sistemas de monitoração atendem apenas a algumas destas características, sendo inadequados para uso industrial, ou restritos ao uso acadêmico.

As principais características do roscamento interno com macho são (Sha et al., 1990a):

- a) É um processo altamente transiente. O ciclo completo é realizado em poucos segundos e pode ser dividido em: corte e retorno. No início, os dentes executam o corte e o número de arestas em ação aumenta continuamente, praticamente não havendo um período estável, que permita a monitoração;
- b) Operações anteriores, tais como furação e alargamento, têm forte influência sobre o processo de roscamento. Existem muitas incertezas associadas com as operações de roscamento interno com macho, isto é, variação da dimensão do furo, desalinhamento do macho com o furo (Du et al., 1995), erro síncrono entre os movimentos rotacional do macho e o avanço, etc;
- c) Um macho tem normalmente vários canais e sua ponta é cônica ou chanfrada. A ação de corte é realizada primeiramente pelas arestas da região cônica e pelos canais. Assim, o desgaste ocorre principalmente nesta região. Similar a outros tipos de arestas, o desgaste desenvolve-se sobre as superfícies de saída e de folga, dependendo do material da peça e das condições de corte.

Devido às características acima, o desgaste de um macho é relativamente difícil de monitorar comparado com os desgastes das ferramentas de torneamento e fresamento (Sha et al., 1990a). Por esta razão poucos trabalhos de pesquisa tem sido dedicados à monitoração dos processos de roscamento (Sha et al., 1990a, e Du et al., 1995).

O torque necessário para gerar uma rosca interna é um parâmetro fundamental nesse processo porque depende de fatores tais como: material da peça, tipo do macho, porcentagem de rosca, lubrificante, etc. Toda alteração na geometria da ferramenta e na velocidade são manifestadas em mudanças no torque (Agapiou, 1994). Sha et al. (1990a) afirmam que o

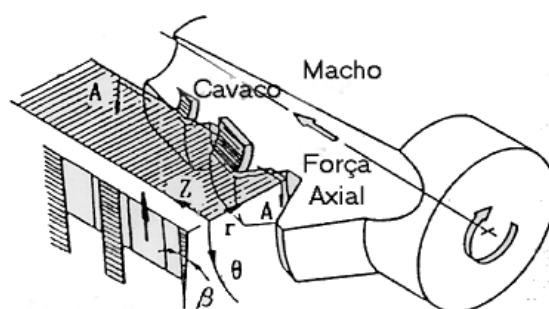
## 2. REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Processos de roscamento

O roscamento é um processo empregado para obtenção de filetes com perfil constante desenvolvidos em trajetórias helicoidais com passo uniforme. Roscas são usadas em elementos de fixação, transmissão e transformação de movimento e ainda em elementos de transporte de materiais. Podem ser internas ou externas sobre superfícies cilíndricas ou cônicas.

O processo de roscamento interno pode ser realizado com: ferramenta de perfil único; ferramenta de perfil múltiplo; macho; e fresa. O roscamento externo é realizado com: ferramenta de perfil único; ferramenta de perfil múltiplo; cossinete; jogo de pentes; fresa de perfil múltiplo; e fresa de perfil único (Ferraresi, 1977).

Segundo Weingaerter et al. (1997), a principal exigência do roscamento interno é a aplicação de fluido de corte para transportar melhor os cavacos e quebrá-los adequadamente. Os machos de corte e de conformação são os mais usados para o roscamento interno (Agapiou, 1994). A operação com macho de corte envolve o corte e a remoção de material, conforme ilustra um modelo de uma seção de roscamento interno com macho de corte na Fig.1.



**Figura 1.** Ilustração de uma seção de roscamento (Komura et al., 1990b).

O macho de conformação lamina uma rosca sobre a superfície lateral do furo inicial (Johnson, 1989, e Coelho, 1994). Uma importante diferença é que com os machos de corte, o diâmetro menor é gerado pelo pré-furo. Com os machos de conformação, o material é deformado radialmente para dentro de modo que o menor diâmetro é menor que o furo original. Com isso, os pré-furos para os machos de conformação devem ser maiores que os furos para os machos de corte. Os machos de conformação são de construção bastante diferente em comparação com machos de corte; pois não tem arestas de corte e normalmente não possuem canais (Agapiou, 1994). São geralmente utilizados em materiais que podem ser facilmente trabalhados a frio, ou seja, aço doce (até 0,5 % de C) e ligas de cobre e alumínio (Coelho, 1994). O macho de conformação requer uma grande precisão no pré-furo e um torque de roscamento mais elevado. Além disso, o calor gerado devido ao atrito com os machos de conformação é mais alto que aquele produzido com machos de corte. Com isso, o emprego de fluido de corte torna-se muito importante para o roscamento por conformação (Agapiou, 1994). Por outro lado, suas vantagens são ausência de cavacos, não há necessidade de afiação, velocidade de corte elevada e melhor resistência mecânica dos filetes (Fantin, 1992). O roscamento externo também pode ser realizado por processo de corte ou conformação, porém com variadas operações e ferramentas.

## **MONITORAÇÃO DOS PROCESSOS DE ROSCAMENTO: REVISÃO DA LITERATURA**

**Alexandre Araújo Bezerra**  
**Reginaldo Teixeira Coelho**  
**Leonardo Roberto da Silva**

Escola de Engenharia de São Carlos - USP, Departamento de Engenharia Mecânica, 13560-250, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: aab@sc.usp.br, rtcoelho@sc.usp.br e lrsilva@sc.usp.br.

### **Resumo**

Este artigo reuni trabalhos que contemplam temas relacionados à aplicação de sistemas de monitoração adequados às condições de corte do processo de roscamento ao longo da vida da ferramenta. As técnicas de monitoração são fundamentadas na medição de parâmetros que direta ou indiretamente estão relacionados com o desenvolvimento dos mecanismos de desgaste da ferramenta de corte e com a qualidade final da peça usinada. Segundo a literatura, os sinais de torque e de força axial são amplamente utilizados no sensoriamento do processo de roscamento.

**Palavras-chave:** Monitoração, Roscamento, Torque, Força axial.

### **1. INTRODUÇÃO**

A pesquisa em usinagem tem grande importância, pois este processo representa a classe mais largamente empregada na fabricação de produtos, representando mais de 15% do valor total dos produtos industrializados, quer sejam ou não mecânicos. Ganhos de produtividade nessa área certamente causarão significativo impacto econômico, aspecto já apontado por diversos trabalhos nacionais e internacionais (Merchant, 1998, Klocke & Krieg, 1999, Dewes & Aspinwall, 1997, Schulz, 1997, e Finzer, 1997).

Dentro deste contexto, o roscamento é um dos mais importantes processos de usinagem, pois frequentemente é um dos últimos realizados sobre uma peça, a qual possui um alto valor agregado, e por isso deve ser confiável para evitar refugos e retrabalhos (Sha et al., 1990a, e Müller & Ice, 1999). Além disso, as roscas representam o sistema de fixação mais usado em componentes mecânicos dentro da indústria, sobretudo no setor automotivo (Ishikawa et al., 1992, e Coelho, 1994). Uma má escolha de ferramenta, condições de corte críticas ou uma lubrificação inadequada são fatores que levam, na melhor das hipóteses, a um roscamento fora da tolerância, e, na pior, à quebra da ferramenta e ao refugo da peça, além do tempo gasto na remoção de um macho quebrado (Sha et al., 1990a, e Fantin, 1992). Monitorar o desgaste de uma ferramenta é de grande interesse nas operações de usinagem, para a prevenção da quebra ou do próprio desgaste da mesma, da melhoria na produtividade e do aumento da qualidade das peças usinadas (Wilcox et al., 1997).

Especificamente no processo de roscamento, os sinais de torque e força axial são amplamente monitorados para diversos fins: controle do desgaste da ferramenta, otimização das condições de usinagem, obtenção da qualidade superficial da rosca fabricada, otimização da geometria da ferramenta e obtenção de precisão dimensional. Neste artigo serão discutidos apenas a utilização de sensores de torque e de força aplicados ao processo de roscamento.

### 3. REFERÊNCIAS

- Bailey, A. R. & Samuels, L. E., 1971, “Foundry Metallography, Metallurgical Services Betchworth”, England, pp. 26-29.
- Birch, J., 1990, “New Alloys for Zinc Castings”, *Materials & Design*, vol.11, pp. 83-87.
- Bouchard, D. & Kirkaldy, J.S., 1997, “Prediction of Dendrite Arm Spacings in Unsteady-and Steady-State Heat Flow of Unidirectionally Solidified Binary Alloys”, *Metallurgical and Materials Transactions B*, v.28B, pp.651-663.
- Flemings, M.C., 1974, “Solidification Processing”, McGraw-Hill, New York.
- Garcia, A. & Prates, M., 1978, “Mathematical Model for the Unidirectional Solidification of Metals I: Cooled Molds”, *Metallurgical Transactions*, v.98, pp.449-453.
- Garcia, A. Clyne, T.W. & Prates, M., 1979, “Mathematical Model for the Unidirectional Solidification of Metals II : Massive Molds”, *Metallurgical Transactions*, v.108, pp.85-92.
- Hawkins, D. T. & Hultheren, A., 1973 “Diagrams of Binary Alloys Systems”, In: *Metals Handbook / Metallography, Structure and Phase Diagrams*, Vol.8, American Society for Metals (ASM)/ ASM Handbook Committee, pp. 264-265.
- Osório, W.R.R., 2000 “Correlação entre Microestrutura, Parâmetros Térmicos de Solidificação e Propriedades Mecânicas, Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas / UNICAMP/FEM/DEMA, Campinas, SP, Brasil, 171p.
- Osório, W.R.R.; et alii.; 1998, “Estrutura Dendrítica e Parâmetros Térmicos na Solidificação de Ligas de Zn-Al”; *Anais do 13º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais*, Curitiba.
- Osório, W.R.R.; et alii.; 2000, “Determinação das Propriedades Mecânicas como Função do Espaçamento Dendrítico em Ligas Zn-Al, Solidificadas Unidirecionalmente”; Submetido ao 55º Congresso da Associação Brasileira de Metais/ABM, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Prasad, B.K.; Patwardhan, A.K.; Yegneswaran, A.H., 1996, “Microstructure-Property Characterization of Some Zn-Al Alloys: Effects of Heat Treatment Parameters”, *Zeitschrift für Metallkunde*, V.12, pp. 967-971.
- Quaresma, J.M.V, 1999, “Correlação entre Condições de Solidificação, Microestrutura e Resistência Mecânica”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP/FEM/DEMA, Campinas, SP, Brasil, 220p.
- Quaresma, J.M.V.; Santos, C.A.; Spim Jr., J.A. & Garcia, A., 1998, “Medidas dos Coeficientes de Transferência de Calor Metal/Molde na Solidificação de Metais e Ligas”, *Anais do VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas -ENCIT*, v. 1, pp. 615-620.
- Quaresma, J.M.V.; Santos, C.A.; Spim Jr., J.A. & Garcia, A., 1998, “Transferência de Calor na Interface Metal/Molde na Fundição de Metais”, *Anais do V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste- V CEM-NNE 98*, v. IV, pp.9-16.
- Santos, C. A., 1997, “Influências das Taxas Direcionais de Resfriamento na Evolução da Solidificação em Sistemas Metal/Molde”, Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP-FEM-DEMA, Campinas, SP, Brasil.

### AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES, ao PICD/CNPq-UFGA, à FAEP-UNICAMP e à FAPESP pelos apoios técnicos e financeiro para realização do presente trabalho.

$$\lambda_2 = 2\pi g_2 \left[ \frac{4\sigma_{SL}}{C_0(1-k_0)^2 L} \left( \frac{D_{L,S}}{V_{L,S}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

onde:

$\sigma_{SL}$  = energia livre de superfície [ J / m<sup>2</sup> ];

$C_0$  = composição da liga em estudo [ % ];

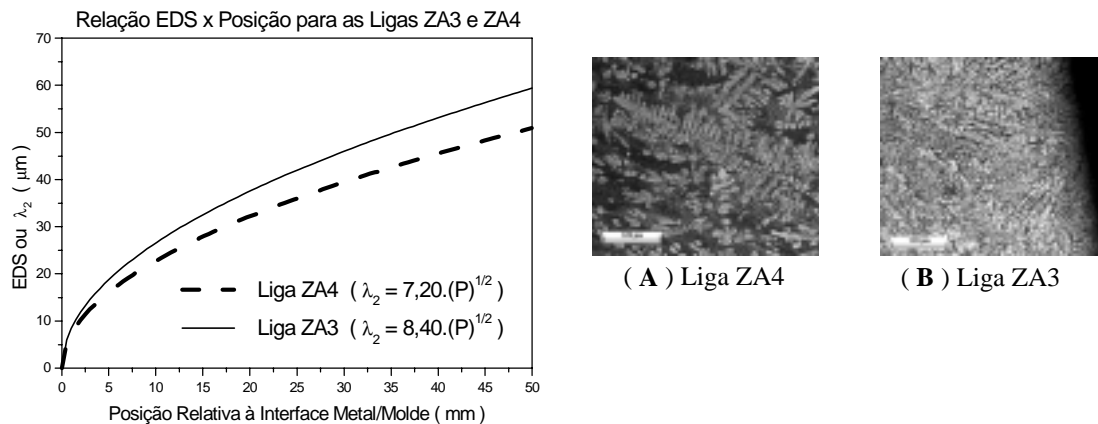
$k_0$  = coeficiente de partição de soluto [ - ];

$L$  = calor latente de fusão do material [ J / kg ];

$D_{L,S}$  = difusividade térmica do soluto no líquido ou sólido [ m<sup>2</sup> / s ];

$V_{L,S}$  = velocidade da isoterma liquidus ou solidus [ mm/s ].

Na Figura 5 é mostrada a relação experimental entre os valores de espaçamentos dendríticos secundários (EDS) das liga ZA3 e ZA4, em função da distância relativa à interface metal/molde. Pode-se notar que, para as posições iniciais, os valores de EDS para as duas composições químicas são muito próximos, com valores pouco menores para a liga Zn-4%Al, fruto da maior velocidade da isoterma liquidus e do maior coeficiente  $h_i$  que a mesma apresenta nos instantes iniciais ( Quaresma, 1999 ,Osório et alii, 2000 ).



**Figura 5** - Comparação entre as equações experimentais de  $\lambda_2$  em função da Posição para as ligas ZA3 e ZA4 e respectivas micrografias das ligas ZA4 ( A ) e ZA3 ( B ) à 1mm da interface metal/molde ( Reagente de Palmerston ).

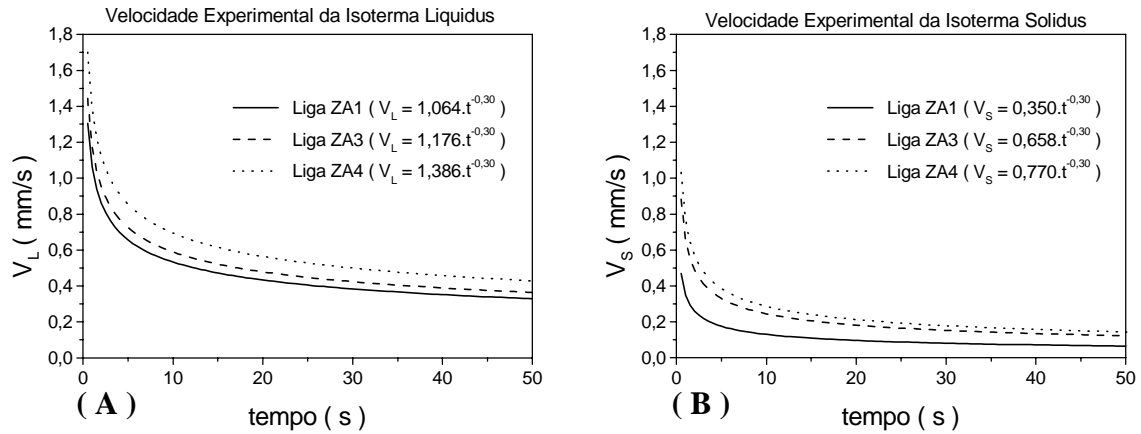
## 5. CONCLUSÕES

**5.1** – Das análises das microestruturas das ligas estudadas, possibilitou revelar que os espaçamentos dendríticos secundários diminuem com o aumento do teor de soluto, como pode ser observado com o auxílio das equações experimentais obtidas (  $\lambda_2 = f(\text{Posição})$  );

**5.2** – As velocidades experimentais, as quais são parâmetros dependentes dos coeficientes de transferência de calor metal/molde (  $h_i$  ), influem na formação e refino das microestruturas resultantes, pois para maiores velocidades associadas a maiores coeficientes de transferência de calor, tem-se microestruturas mais refinadas que refletem em melhorias nas propriedades mecânicas.

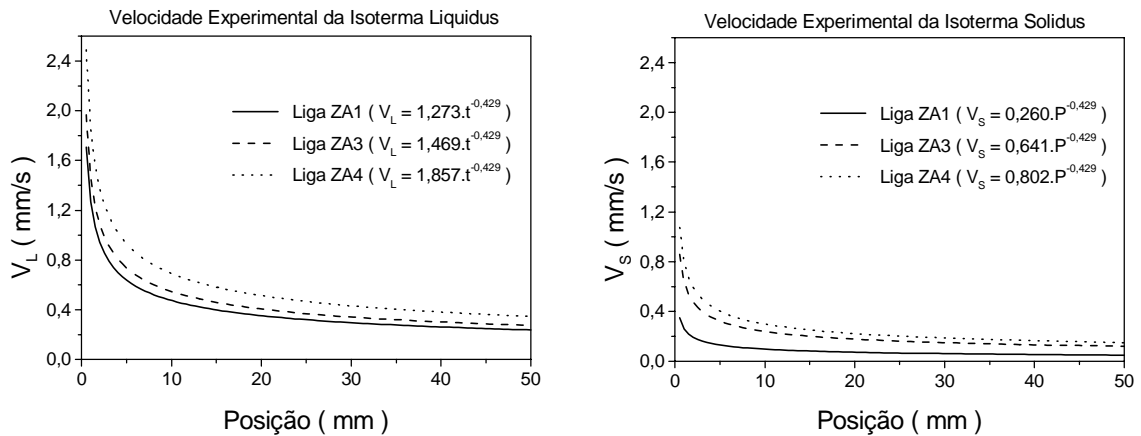


Na Figura 3 observa-se tanto o perfil, quanto as equações das velocidades das isothermas solidus e liquidus oriundas da derivação das equações da posição em função do tempo, mencionadas anteriormente.



**Figura 3** – Velocidade experimental da isoterma liquidus (A) e isoterma solidus (B) em função do tempo para ligas Zn-Al de diferentes teores de Alumínio.

As velocidades das isothermas também foram obtidas em função das posições em estudo, como pode ser visto na Figura 4 abaixo:



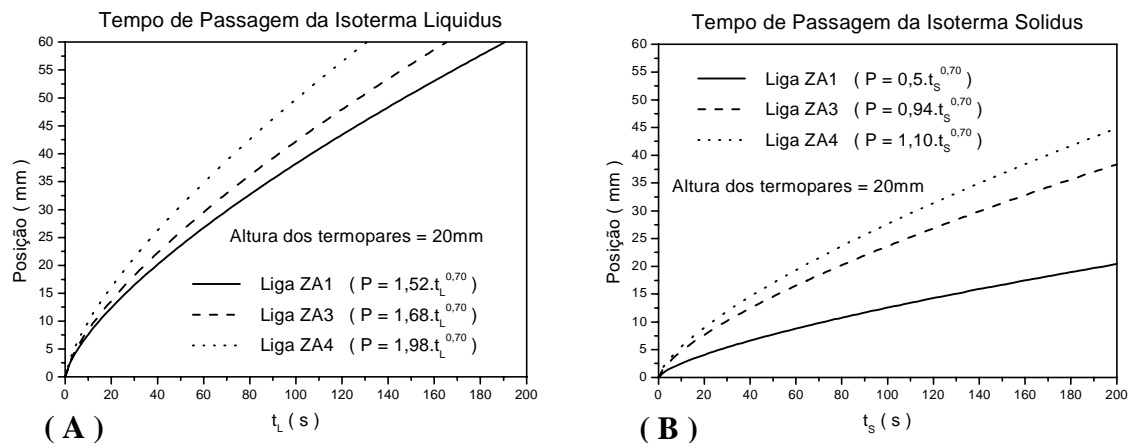
**Figura 4** – Velocidade experimental da isoterma liquidus (A) e isoterma solidus (B) em função do tempo para ligas Zn-Al de diferentes teores de Alumínio.

A partir das expressões de  $V = f(P)$ , apresentadas na Figura 4, podem ser determinados valores teóricos dos espaçamentos dendríticos secundários ( $\lambda_2$  ou EDS) ao aplicar-se a equação de Bouchard & Kirkaldy (1997). Esses autores sugerem um fator de calibração,  $g_2$ , variando entre 4,0 e 11,0 na Equação (6).

A partir do lingote solidificado, foram extraídas amostras que devidamente preparadas e atacadas quimicamente, serviram para as análises metalográficas ( Bailey et al,1971 ; Osório et alii, 1998) e execução das medidas dos espaçamentos dendríticos secundários ao longo da peça.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para as determinações experimentais das velocidades das isothermas solidus e liquidus, primeiramente foi necessário conhecer os tempos de passagem das isothermas solidus e liquidus nas posições monitoradas, conforme Figura 2.



**Figura 2** - Tempo de passagem da isoterma liquidus (A) e isoterma solidus (B) em função da posição para ligas Zn-Al de diferentes teores de Alumínio.

Obteve-se leis que permitem a estimativa dos tempos de passagem das isothermas para as ligas estudadas, em função das posições estudadas. Essas leis são representadas por equações no formato exponencial, do tipo :

$$P = C \cdot (t_{S:L})^n \quad (4)$$

onde: P = posição específica em estudo [ mm ];  
 C = valor constante para cada liga, resultante de coeficientes da equação;  
 $t_{S:L}$  = tempo de passagem da isoterma liquidus ou solidus numa posição [s];  
 n = expoente com valor sempre menor que 1.

As equações experimentais de  $P = f ( t )$ , foram derivadas em função do tempo, obtendo-se as velocidades experimentais das isothermas solidus e liquidus :

$$V_{S:L} = C \cdot (t)^{-n} \quad (5)$$

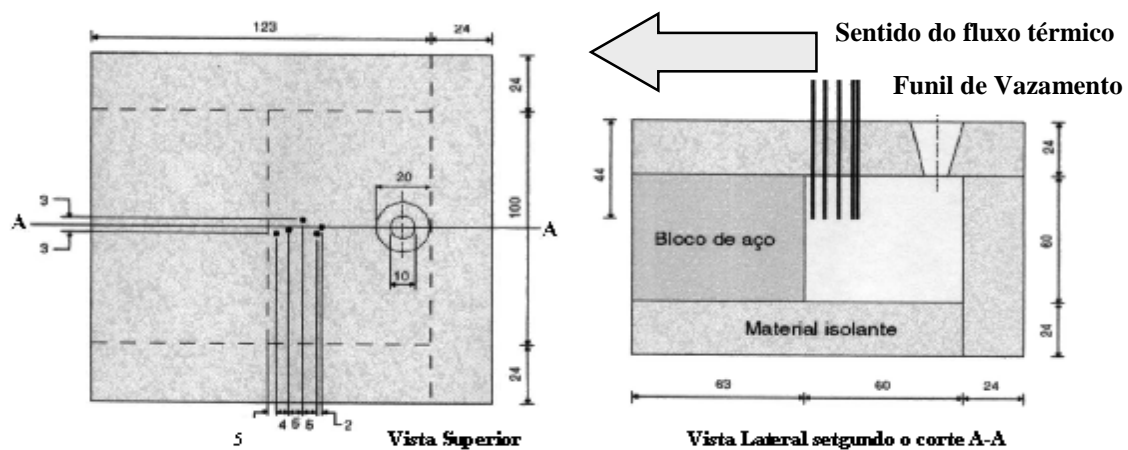
onde:  $V_{S:L}$  = velocidade da isoterma característica [ mm/s ];  
 C = valor constante para cada liga, resultante de coeficientes da equação;  
 t = tempo de passagem da isoterma característica numa posição [s];  
 n = expoente com valor sempre negativo.

As Equações (2) e (3), possibilitam a análise da dependência dos parâmetros,  $V$  e  $G$ , em função das propriedades termofísicas do metal e molde, da temperatura de vazamento e do coeficiente de transferência de calor na interface Metal/Molde ( $h_i$ ), que também é dependente das propriedades termofísicas Metal/Molde e das condições operacionais. Esse coeficiente é variável na maioria das situações práticas, durante o processo de solidificação e determinado experimentalmente (Santos, 1997 ; Quaresma,1999, Osório,2000).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Para a realização dos experimentos, foi necessário o desenvolvimento e a utilização de um aparato esquematizado na Figura 1, constituído em um molde de geometria regular, onde uma das paredes é confeccionada em aço carbono, material condutor que funciona como um absorvedor da carga térmica do sistema. As outras paredes são compostas de um material isolante (cerâmico à base de sílica), proporcionando assim um fluxo de calor unidimensional, ou melhor, uma solidificação unidirecional do metal fundido.

Através de termopares estrategicamente posicionados, monitorou-se toda a evolução do processo, obtendo curvas do tipo temperatura - tempo, as quais serviram para a determinação do tempo de passagem das isoterms características nas posições monitoradas. As ligas foram fundidas em cadinhos de carbetos de silício, revestidos internamente por uma massa refratária, sílica-aluminosa, para evitar qualquer tipo de contaminação que eventualmente pudesse afetar nas composições das ligas e talvez até mesmo nos resultados dos estudos pretendidos. As evoluções térmicas dos experimentos foram monitorizadas por um conjunto de termopares, tipo K e J, conectados a um registrador de dados digital, da ALMEMO/AHLBORN 2290-8, que armazenou todos os dados térmicos dos experimentos realizados e depois importados para um aplicativo gráfico para leitura e interpretação.



**Figura 1** - Representação esquemática do aparato experimental para obtenção do histórico térmicos das ligas solidificadas.

No instante iminente ao vazamento das ligas, foi adotado um superaquecimento na ordem de 10% acima da temperatura liquidus de cada liga, foi também verificado se o molde estava a temperatura ambiente e apresentando as paredes em condições de emissividade semelhantes a todos os outros vazamentos. Isso faz parte de uma sistemática que permite repetibilidade dos fenômenos estudados.

diretamente na microsegregação e na ancoragem de inclusões, modificando as propriedades mecânicas do material (Quaresma, 1999; Osório, 2000). Estabelecer uma relação que possibilite uma programação da microestrutura e das propriedades mecânicas que sejam equivalentes àquelas obtidas por outros processos, também acarretará em uma redução parcial ou total de outros processos que geralmente elevam o custo final de um produto, o que é indesejável, principalmente perante a atual conjuntura econômica e competitividade imposta pelo processo evolutivo da globalização.

O interesse no estudo das ligas do sistema bimetálico, Zinco-Alumínio, está na boa resistência à abrasão, resistência à corrosão, boa fundibilidade, apresentando baixo ponto de fusão, que leva a um baixo custo no processo de fundição ( Prasad et alii,1996 ). Nos processos de fundição dessas ligas, permite-se processar geometrias complexas com boa precisão dimensional, reduzindo ou eliminando totalmente as operações de usinagem, como é o caso de fundição sobre pressão, resultando num método economicamente atrativo de produção de uma variedade de componentes ( Birch,1990 ).

## 2. PARÂMETROS TÉRMICOS E CONDIÇÕES DE SOLIDIFICAÇÃO

Na literatura apresenta-se diversos trabalhos (Tunca et al,1988; Bouchard et al,1997; Quaresma et alii,1998; Osório et alii, 1998) que têm a relação entre, ora microestrutura, ora as propriedades mecânicas com as condições de resfriamento impostas aos sistemas de solidificação de metais e ligas, ou mais especificadamente com as taxas de resfriamento, que dependem de parâmetros térmicos, que por sua vez estão relacionados com parâmetros operacionais. A taxa de resfriamento na interface sólido/líquido ou zona pastosa/líquido pode ser determinada pela Equação (1), dada por:

$$\dot{T} = G.V \quad (1)$$

Nessa equação percebe-se a dependência direta da taxa de resfriamento em relação a taxa de crescimento (V) e o gradiente térmico (G), que influenciam na microestrutura final do produto, no controle da microsegregação e também na melhoria da qualidade interna do material. A velocidade de deslocamento da interface pode após utilização de artifícios e rearranjos matemáticos (Garcia et alii, 1979; Quaresma,1999), ser expressa por:

$$V = (2.\alpha.S + \beta)^{-1} \quad (2)$$

Por sua vez, o gradiente térmico pode ser expresso pela equação:

$$G = \frac{(T_V - T_L).m.\phi_2}{\sqrt{\pi}.[1 - \text{erf}(m.\phi_2)]\exp(m^2.\phi_2^2)}.4.\alpha.V \quad (3)$$

onde :  $\alpha$  = constante particular do modelo que depende das propriedades termofísicas do metal/molde e temperatura de vazamento [ ];

S = caracteriza o deslocamento da isoterma característica [ m ];

$\beta$  = constante também particular do modelo, dependente do coeficiente ( $h_i$ ) [ ];

$T_V$  = temperatura de vazamento do metal [ K ];

$T_L$  = temperatura liquidus do metal [ K ];

m = constante do material [ ];e

$\phi_2$  = constante de solidificação [ ].

# DETERMINAÇÃO ANÁLITICA E EXPERIMENTAL DOS PARÂMETROS TÉRMICOS NA SOLIDIFICAÇÃO DE LIGAS ZN-AL, NO INTUITO DE MELHORIAS DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS

**Wislei Riuper Ramos Osório**  
**Carlos Alexandre dos Santos**  
**José Maria do Vale Quaresma**  
**Amauri Garcia**

Universidade Estadual de Campinas / UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica,  
Departamento de Materiais, 13970-, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [wislei@fem.unicamp.br](mailto:wislei@fem.unicamp.br)

## Resumo

A literatura apresenta um vasto conjunto de trabalhos experimentais abordando a solidificação e a correspondente microestrutura formada para uma série de ligas de importância para a tecnologia de fundição. Entretanto verificou-se que algumas ligas do sistema Zn-Al, também de importância para a indústria de fundição, não têm sido investigadas no que diz respeito à dependência de sua formação microestrutural com as condições de solidificação. O objetivo nesse trabalho foi correlacionar parâmetros térmicos da cinética de solidificação, tais como taxa de resfriamento e coeficiente de transferência de calor, com a microestrutura resultante, obtida na solidificação unidirecional das ligas Zn-1%Al, Zn-3%Al e Zn-4%Al, em molde de aço. Essa correlação permite uma previsão dos parâmetros dendríticos e do nível de resistência mecânica, em função do controle das variáveis de solidificação impostas pelo sistema metal/molde.

**Palavras Chave:** Parâmetros Térmicos da Solidificação, Microestrutura e Liga Zinco-Alumínio.

## 1. INTRODUÇÃO

Dependendo do modo ao qual se arranja os átomos, pode-se obter uma diversidade de estruturas. Na solidificação, entende-se esse arranjo atômico, como sendo os parâmetros operacionais e térmicos, influenciando na formação da estrutura resultante. Como parâmetros operacionais, cita-se a temperatura de vazamento, material do molde e os coeficientes de transferência de calor na interface metal/molde e molde/ambiente ( Santos, 1997; Quaresma, 1999 ; Osório, 2000 ). Como tradutores dos parâmetros térmicos, cita-se a velocidade de solidificação, gradiente térmico e taxa local de resfriamento. Esse último pode ser correlacionado com a velocidade de deslocamento de isothermas características e gradientes térmicos que estão diretamente relacionados com os parâmetros operacionais (Garcia et alii,1979; Osório,2000). Uma vez observada essa estreita correlação entre o comportamento térmico do sistema metal/molde e a estrutura resultante, particularmente o tamanho de grão e espaçamentos interdendríticos, poder-se-á programar as propriedades mecânicas do material, em função das condições de solidificação impostas, dependendo do nível de resistência mecânica a que se pretenda alcançar. No que diz respeito às características estruturais, os espaçamentos interdendríticos têm maior nível de suscetibilidade às alterações nas taxa de resfriamento que o tamanho de grão. Este segundo é muito mais dependente do histórico térmico do metal, ou seja, da presença ou não de refinadores de grão no banho líquido, do superaquecimento, dentre outros fatores. Contudo, analisando de maneira mais microscópica, nota-se que os espaçamentos interdendríticos, têm maior influência sobre as propriedades mecânicas que o tamanho de grão. Os espaçamentos interdendríticos formados, afetam

# DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE APARENTE DE DIFUSÃO DO HIDROGÊNIO NA LIGA AMORFA $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$

Sydney Ferreira Santos\*

Tomaz Toshimi Ishikawa

Universidade Federal de São Carlos, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Departamento de Engenharia de Materiais, 13565-905, São Carlos, SP, Brasil. \*E-mail: psfs@iris.ufscar.br

## Resumo

No presente trabalho, o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio na liga amorfa  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  (% at.) é determinado por extração a quente, através de um determinador comercial de hidrogênio. A liga amorfa utilizada neste trabalho foi processada pela técnica de solidificação rápida, utilizando-se um equipamento de *melt-spinning*. Esta liga possui a forma de uma tira estreita. Após processada, essa tira foi caracterizada por difratometria de raios-X (XDR), para confirmação de seu estado amorfo. Em seguida, as amostras dessa liga foram carregadas galvanostaticamente com hidrogênio, numa célula eletrolítica. Essas amostras foram então analisadas utilizando-se um determinador comercial de hidrogênio. Este equipamento extrai o hidrogênio contido nas amostras através do aquecimento das mesmas. Os gases extraídos das amostras são conduzidos por um fluxo de um gás portador ( $N_2$ ) até a célula de detecção do equipamento, que registra a saída de hidrogênio das amostras na forma de curvas de sinal relativo versus tempo. A partir dessas curvas e utilizando-se um modelo matemático adequado, calcula-se o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio nas amostras.

**Palavras-chave:** Metais amorfos, difusão do hidrogênio, solidificação rápida, gases em metais.

## 1. INTRODUÇÃO

A pesquisa sobre as ligas amorfas se desenvolveu quando Duwez e seu grupo, do California Institute of Technology, processaram, pela primeira vez, uma liga amorfa por solidificação rápida, em 1960. A partir de então, um grande número de pesquisas sobre rotas de processamento, estrutura, propriedades (magnéticas, físicas, eletroquímicas, etc) e aplicações das ligas amorfas tem sido realizadas (Cahn & Greer, 1996).

Neste contexto, o estudo sobre o hidrogênio em ligas amorfas tem sido alvo de grande interesse, tanto científico quanto tecnológico. O interesse científico concentra-se em estudar a natureza da interação do hidrogênio com uma matriz metálica amorfa (Kirchheim *et al.*, 1982a) e utilizar-se o hidrogênio como uma sonda para a análise de mudanças estruturais nessas ligas (Santos & Miranda, 1998). As aplicações do sistema liga amorfa - hidrogênio concentram-se nas suas aplicações potenciais em catálise heterogênea, eletrodos de baterias recarregáveis, armazenagem e purificação de hidrogênio, dentre outras (Hashimoto, 1997 e Züttel *et al.* 1998).

A escolha de uma liga amorfa do sistema ZrNiV deve-se às boas propriedades de absorção / dessorção de hidrogênio obtidas em ligas policristalinas deste sistema (Züttel *et al.*, 1994 e Yang *et al.*, 1999).

Sendo assim, tem-se como objetivo deste trabalho determinar o coeficiente aparente de difusão (D) do hidrogênio na liga amorfa Zr<sub>25</sub>Ni<sub>45</sub>V<sub>30</sub> (% at), pois este é um importante parâmetro cinético da reação entre o hidrogênio e o metal (ou liga metálica).

## 2. MODELO MATEMÁTICO

A difusão do hidrogênio através de uma tira de liga amorfa pode ser descrita a partir de uma solução particular da 2ª lei de Fick unidimensional:

$$\partial C / \partial t = D \partial^2 C / \partial x^2 \quad (1)$$

onde C é a concentração do hidrogênio, D o seu coeficiente de difusão, x uma coordenada cartesiana e t o tempo.

Para o processo de dessorção de hidrogênio utilizando-se um determinador comercial de hidrogênio são aplicáveis as seguintes condições iniciais e de contorno (Jost, 1960):

$$\begin{aligned} C &= C_0, \text{ para } 0 < x < h, t = 0 \\ C &= 0, \text{ para } x = 0 \text{ e } x = h, t > 0 \end{aligned} \quad (2)$$

onde C<sub>0</sub> é a concentração inicial de hidrogênio e h a espessura da tira de liga amorfa.

Aplicando-se as condições iniciais e de contorno (2) na equação diferencial (1) obtemos a seguinte equação, dada pela referência anterior.

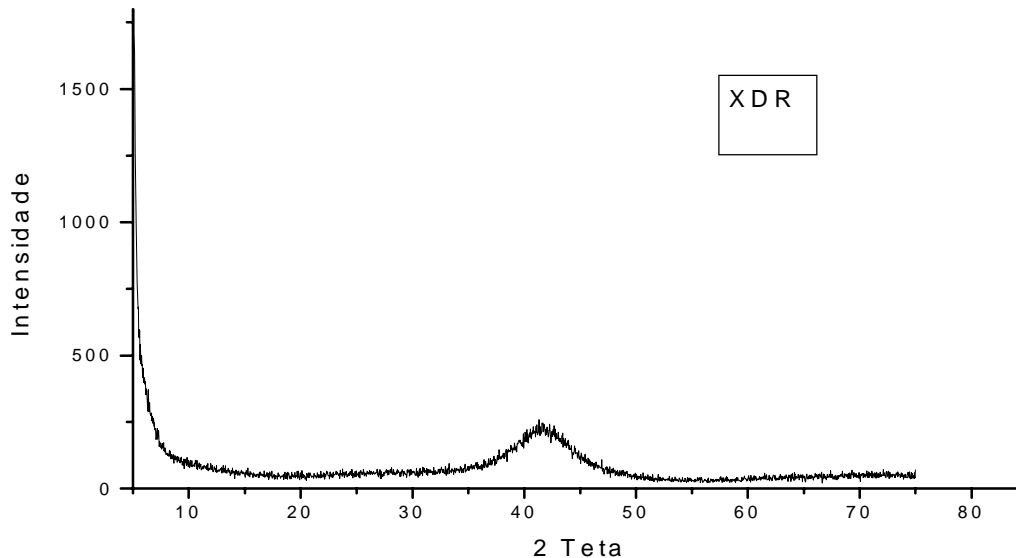
$$[C_0 - C(t)] / C_0 = (8/\pi^2) \cdot \exp(-\pi^2 \cdot D \cdot t / h^2) \quad (3)$$

onde C(t) é a quantidade total de hidrogênio que sai da tira metálica até um tempo t.

Linearizando-se a equação (3), pode-se obter o coeficiente de difusão do hidrogênio na tira de liga amorfa desde que se conheça a sua concentração inicial e a espessura da amostra metálica.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A liga amorfa  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  foi processada por solidificação rápida através de um equipamento de *melt-spinnig*, obtendo-se tiras estreitas de  $35\mu\text{m}$  de espessura e, aproximadamente,  $1,5\text{mm}$  de largura. Essas tiras foram caracterizadas por difratometria de raios – X (XDR) para se confirmar o seu estado amorfo. O resultado desta análise é mostrado na figura 1.



**Figura 1.** Análise de DRX da liga  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  processada por melt-spinning. O estado amorfo da amostra é caracterizado pela ausência de picos, característicos da estrutura cristalina.

As tiras da liga estudada foram cortadas em pequenas amostras. Essas amostras tiveram sua superfície limpa com acetona P.A. em um vibrador ultra-sônico e foram carregadas galvanostaticamente com hidrogênio, proveniente do eletrólito (0,1 N de NaOH), numa célula eletroquímica.

As amostras dopadas com hidrogênio foram analisadas num determinador comercial de hidrogênio modelo RH-402, da empresa LECO Corporation. Neste equipamento, o hidrogênio é extraído da amostra por aquecimento. Este sistema consiste de um uma bobina de indução, um cadinho de grafite contendo a amostra, sendo este envolto por um tubo de quartzo. Um fluxo contínuo de gás  $N_2$  assegura que todo o átomo de hidrogênio que chegue a superfície da amostra seja arrastado imediatamente. Após a passagem por vários filtros, para a eliminação de outros gases, tem-se apenas um fluxo de hidrogênio (gás a ser analisado) e nitrogênio (gás de arraste). Esse fluxo é então conduzido a célula de termocondutividade do equipamento, que detecta a quantidade de hidrogênio extraída da amostra devido a diferença de termocondutividade entre o  $H_2$  e o  $N_2$ . O RH-402 fornece a quantidade total de hidrogênio da amostra e uma curva de sinal relativo (em milivolts) *versus* tempo, que é proporcional à taxa de saída do hidrogênio da amostra.



A quantidade total de hidrogênio que sai da amostra até um dado instante foi obtida através de uma relação entre a área sob a curva experimental até um instante  $t$  e a área total da curva, multiplicada pela concentração de hidrogênio:

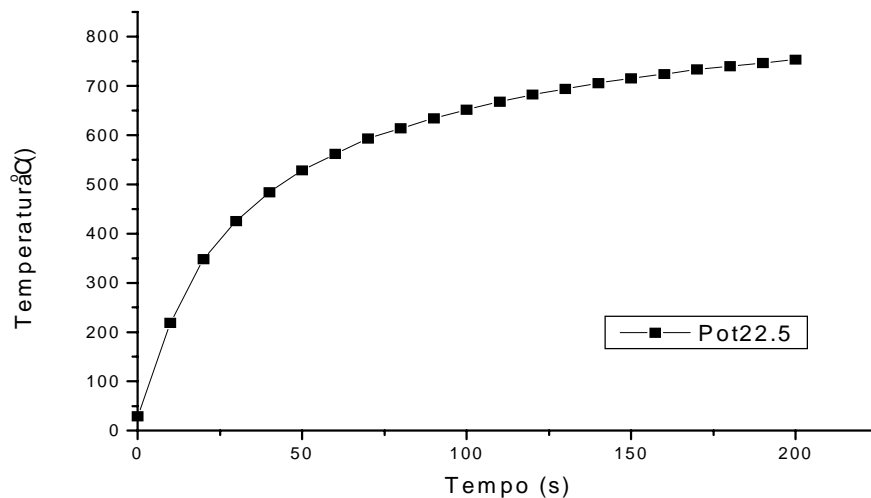
$$C(t) = [A(t)/AT] \cdot C_0 \quad (4)$$

onde  $A(t)$  é a área sob a curva experimental até um dado instante e  $AT$  a área total da curva.

Através das equações (3) e (4), foi obtido o coeficiente de difusão do hidrogênio na amostra.

O equipamento RH-402 permite que se selecione um percentual de sua potência total para realização dos ensaios. Porém, ele não nos dá a temperatura de operação seu do forno para uma dada potência selecionada. Devido a isso, foi necessário fazer-se a medida de temperatura na qual o coeficiente de difusão foi calculado inserindo-se um termopar tipo K no forno do equipamento. A ponta do termopar foi posicionada dentro do cadinho onde fica a amostra.

Selecionou-se a potência de 22,5% da potência total do equipamento. A figura 2 mostra a curva de temperatura *versus* tempo para esta potência.



**Figura 2:** Medidas de temperatura no RH-402 na potência de 22,5% entre 0 e 200s.

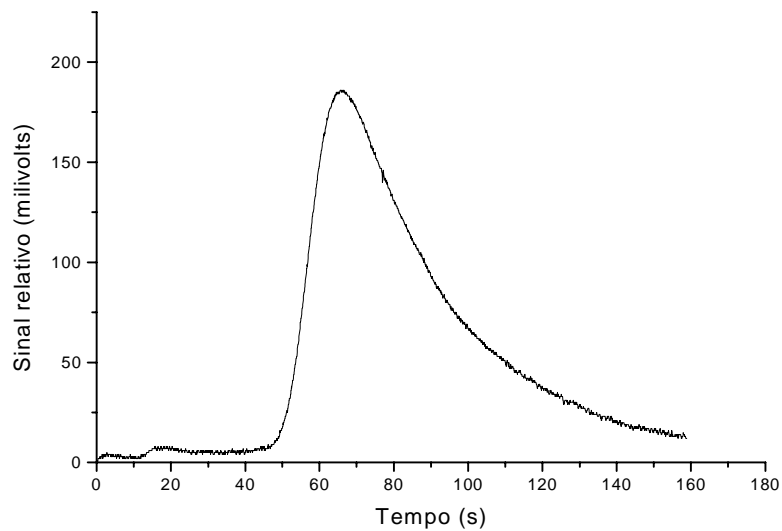
Selecionou-se os intervalos de tempo de 80 a 100s em algumas curvas e 100 a 140s para outras, procurando-se sempre escolher um intervalo que fosse representativo do fenômeno de dessorção de hidrogênio da amostra, ou seja, que não esteja localizada nas extremidades da curva experimental. Além disso, selecionou-se intervalos onde haja pouca variação de temperatura. A tabela 1 mostra as temperaturas médias e os erros para esses intervalos de tempo.

**Tabela 1.** Temperatura, e erro, na potência de 22,5% para os dois intervalos de tempo utilizados no trabalho

Intervalo de tempo (s)	Temperatura média (°C)	Erro	Erro percentual
80 - 100	649,99	+32,33; -36,33	+4,7%; -5,59%
100 - 140	680,33	+25,33; -28,66	+3,59%; -4,21%

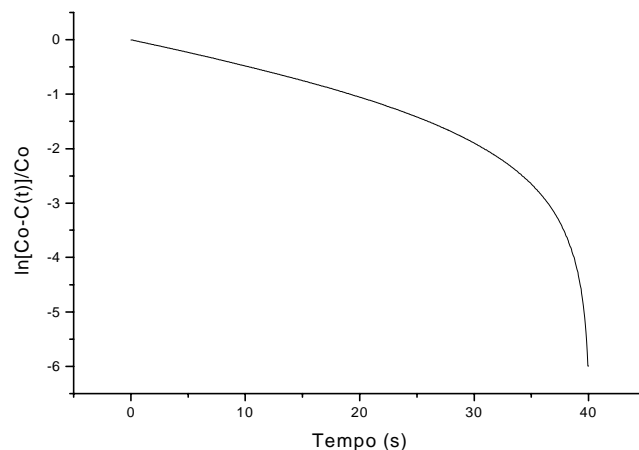
#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Pode-se observar uma curva experimental típica do RH-402, na figura 3. Esta curva mostra a variação do sinal relativo (em milivolts) na célula detectora de hidrogênio durante um ensaio da liga amorfa  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  (%at.), na potência de 22,5%.



**Figura 3.** Curva experimental da análise de hidrogênio no RH-402 da liga  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  na potência de 22,5%.

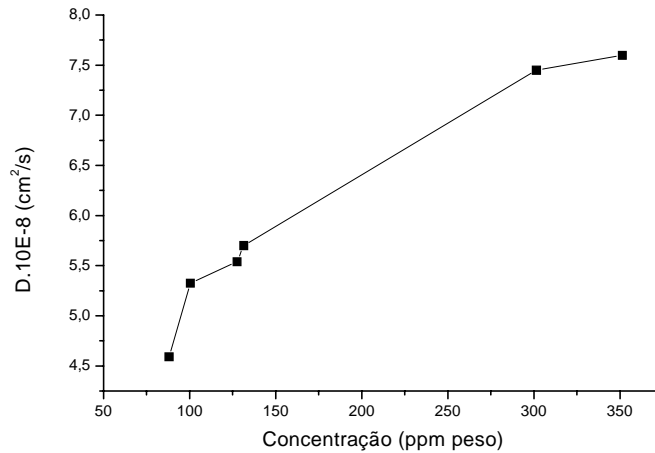
Pode-se observar, na figura 4, uma curva experimental típica da linearização da concentração relativa  $[Co - C(t)] / Co$  em função do tempo (equação 3).



**Figura 4.** Curva experimental da concentração relativa *versus* tempo.

A figura 5 mostra a dependência do coeficiente de difusão do hidrogênio com a concentração do mesmo.

Já foi observado, por diversos autores, que há uma dependência entre o coeficiente de difusão do hidrogênio com a concentração do mesmo nas ligas amorfas. Isto não ocorre com as ligas policristalinas, onde o coeficiente de difusão do hidrogênio é independente da concentração. Essa dependência se deve ao espalhamento de energia dos sítios disponíveis para a ocupação pelo hidrogênio (Kirchheim, 1982b; Kim & Stevensen, 1988 e Lin & Perng, 1991).



**Figura 5.** Variação do coeficiente de difusão do hidrogênio com a concentração na liga amorfa  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  para  $T = 680,33^{\circ}C$ .

Os valores de concentrações médias, coeficientes de difusão médios, desvios padrão e coeficientes de difusão médios ponderados são mostrados na tabela 2.

**Tabela 2. Valores de concentrações e coeficientes de difusão médios e a razão entre esses valores**

Temperaturas médias ( $^{\circ}C$ )	Média das Concent. (Cmd) (ppm peso)	Média dos Coef. de difusão (D) ( $10^{-8}$ .cm <sup>2</sup> /s)	Desvios padrão de D	D ( $\cdot 10^{-8}$ cm <sup>2</sup> /s) / Cmd
649,99	239,535	6,9525	0,494056	0,029025
680,33	183,4	6,034167	1,216585	0,032902

Apesar de, a primeira vista, os valores dos coeficientes de difusão do hidrogênio (D) nas amostras parecerem incoerente, pois a média de D a temperatura de  $680,33^{\circ}C$  é menor que a de  $649,99^{\circ}C$ , deve-se notar que há uma sobreposição de efeitos pois a média das concentrações a  $649,99^{\circ}C$  é maior que a  $680,33^{\circ}C$ . Devido a isso, optou-se por dividir os valores médios de D pelos valores das médias das concentrações. Com essa normalização, pode-se mostrar que a

aparente anomalia de se diminuir o coeficiente de difusão com o aumento da temperatura é causada pela diferença nas concentrações.

## 5. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve êxito em determinar o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio na liga amorfa  $Zr_{25}Ni_{45}V_{30}$  utilizando um determinador de hidrogênio comercial, para duas temperatura na potência de 22,5%. Deve-se destacar que não existem dados disponíveis na literatura sobre o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio nessa liga. Porém, necessita-se ainda de mais estudos sobre o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio em outras temperaturas nesta liga para que se possa colocar esses valores na equação de Arrhenius afim de se determinar a energia de ativação para difusão e fator pré-exponencial.

Esta metodologia parece muito interessante e viável para o estudo do coeficiente de difusão do hidrogênio em outros sistemas amorfos, apesar de ainda serem necessários estudos complementares sobre a influência deste processo de determinação do coeficiente de difusão na estrutura dessas ligas.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cahn, R.W. and Greer, A.L., 1996, “Metastable States of Alloys”. in: Cahn, R.W. and Haasen, P. Eds. Physical Metallurgy, 4<sup>th</sup> ed., Elsevier BV.
- Hashimoto, K., 1997, “Recent Advances in the Catalytic Properties of Metastable Materials”, Materials Science and Engineering A226-228, pp. 891-899.
- Jost, W., 1960, “Diffusion in Solids, Liquids and Gases”, New York, Academic Press, 558p.
- Kim, J.J. and Stevensen, D.A., 1988, “Hydrogen Permeation Studies of Amorphous and Crystallized Ni-Ti Alloys”, Journal of Non-Crystalline Solids 101, pp. 187-197.
- Kirchheim, R., Sommer, F. and Schluckebier, G., 1982a, “Hydrogen in Amorphous Metals – I, Acta metall. Vol.30, pp.1059-1068.
- Kirchheim, R., 1982, “Solubility, Diffusivity and Trapping of Hydrogen in Dilute Alloys, Deformed and Amorphous Metals – II, Acta metall. Vol.30, pp.1069-1078.
- Lin, J.J. and Perng, T.P., 1991, “Concentration Dependence of Hydrogen Diffusivity in Amorphous  $Fe_{40}Ni_{38}Mo_4B_{18}$  Alloy”, Acta metall. e mater. Vol.39, N<sup>o</sup>6, pp.1101-1109.
- Santos, D.S. and Miranda, P.E.V., 1998, “The Use of Electrochemical Hydrogen Permeation Techniques to Detect Hydride Phase Separation in Amorphous Metallic Alloys”, Journal of Non-Crystalline Solids, 232-234, pp. 133-139.
- Yang, X.G., Zhang, W.K., Lei, Y.Q. and Wang, Q.D., 1999, “Electrochemical Properties of Zr-V-Ni System Hydrogen Storage Alloys”, Journal of the Electrochemical Society, 146 (4), pp.1245-1250.
- Zuttel, A *et al.*, 1998, “Bulk and Surface Properties of Crystalline and Amorphous  $Zr_{36}(V_{0,33}Ni_{0,66})_{64}$  Alloy as Active Electrode Material”. Journal of Alloys and Compounds 266, pp. 321-326.
- Zuttel, A., Meli, F. and Schlapbach, L., 1994, “Electrochemical and Surface Properties of  $Zr(V_xNi_{1-x})$  Alloys as Hydrogen-Absorbing Electrodes in Alkaline Electrolyte”, Journal of Alloys and Compounds, 203, pp. 235-241.

# AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DA LIGA Ti-13Nb-13Zr À TEMPERATURAS CRIOGÊNICAS

**Sandra Giacomini Schneider**

**Carlos Angelo Nunes**

**Sergio Schneider**

Faculdade de Engenharia Química de Lorena, Departamento de Engenharia de Materiais,  
Caixa Postal 116, 12600-000, Lorena, SP, Brasil, E-mail: [sandra@dta.fauenquil.br](mailto:sandra@dta.fauenquil.br)

## Resumo

A liga Ti-13Nb-13Zr foi produzida via fusão a arco sob atmosfera de argônio a partir de chapas de Ti, Nb e Zr de alta pureza. A liga produzida foi submetida a uma seqüência de tratamentos térmicos (1000°C por 1h + resfriamento em água) e forjamento rotativo a frio impondo redução de área de 60%. Nesse trabalho serão avaliadas as propriedades mecânicas dessa liga nas temperaturas do nitrogênio líquido (77 K) e ambiente através de ensaio de tração uniaxial. O objetivo principal é determinar as seguintes propriedades mecânicas: limite de resistência, limite de escoamento, módulo de elasticidade e alongamento na ruptura. Essas propriedades são, normalmente, fortemente dependentes da temperatura, onde materiais que exibem boa resistência mecânica aliada à tenacidade constituem grande vantagem para aplicação como material estrutural em baixas temperaturas. Os aspectos mecânicos podem definir a viabilidade quanto a possibilidade de sua aplicação em ambientes criogênicos onde podemos citar: componentes e acessórios de criostatos, suportes de magnetos supercondutores, dentre outros.

**Palavras-chaves:** Propriedades mecânicas, liga de titânio, temperaturas criogênicas.

## INTRODUÇÃO

Devido à possibilidade de uma combinação favorável entre propriedades mecânicas e físicas, o titânio e suas ligas vêm sendo muito utilizados nas mais variadas áreas: indústria aeronáutica e aeroespacial, indústria naval, em aplicações criogênicas diversas e até mesmo como material para implante cirúrgico. O uso do titânio e suas ligas para aplicações como material cirúrgico começou a ser difundido no início da década de 70 (Wang, 1996).

Além da alta razão resistência por densidade, as ligas de titânio apresentam características de serem não magnéticas. Possuem maior resistividade elétrica e menor condutividade térmica que o aço inox austenítico. Geralmente, todas essas propriedades são favoráveis em aplicações como material estrutural em ambientes criogênicos. Dentre as ligas de titânio as que mais se destacam para essas condições são Ti-6Al-4V e Ti-5Al-2,5Sn (Donachie Jr, 1988; Nagai et al, 1985; Nagai et al, 1991, Priddey, 1985).

As ligas de Ti podem ser classificadas como  $\alpha$ , próximo- $\alpha$ ,  $\alpha+\beta$ , e  $\beta$  (estável e metaestável) dependendo da microestrutura na temperatura ambiente.

As características mecânicas encontram-se relacionadas à microestrutura da liga, a Ti-5Al-2,5Sn é uma liga do tipo  $\alpha$  enquanto que a Ti-6Al-4V é do tipo  $\alpha+\beta$ , sendo que essa apresenta tanto o limite de escoamento quanto o limite de resistência superiores àquela. As

ligas Ti- $\beta$  além de apresentarem alta resistência, boa plasticidade, alta temperabilidade, podem combinar baixo módulo de elasticidade com alta resistência a corrosão. Dentre elas destaca-se a Ti-13Nb-13Zr liga inicialmente desenvolvida visando a aplicação cirúrgica.

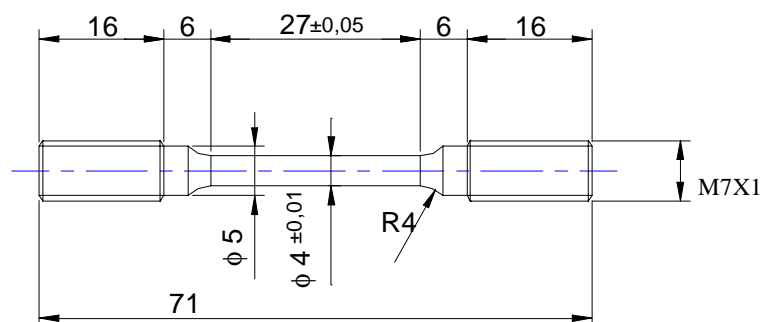
As propriedades supercondutoras de ligas do sistema Ti-Nb-Zr foram estudadas inicialmente por Alekseyevskiy N. Ye., Ivanov O.S., Rayevskiy I. I. and Stepanov M. V. abordando principalmente a influência dos componentes Ti e Zr na densidade de corrente crítica  $J_c$  (Alekseyevskiy et al, 1967).

As pesquisas sobre a liga Ti-13Nb-13Zr mostram que suas propriedades podem ser controladas através de deformação a quente, tratamentos térmicos e deformação a frio. O seu módulo de elasticidade a temperatura ambiente, por exemplo, pode variar entre 41 e 83 GPa e valores de resistência tão altos quanto 1330 MPa podem ser obtidos (Schneider et al, 1999). Considerando a potencialidade da liga Ti-13Nb-13Zr, devido às suas características, a temperatura ambiente e possuindo os requisitos necessários e favoráveis a uma maior investigação quanto a sua aplicação em ambientes criogênicos, este trabalho tem por objetivo avaliar as propriedades mecânicas, através de ensaios de tração, tanto a temperatura ambiente quanto a baixa temperatura (77 K). Estes resultados serão usados como parâmetros preliminares na caracterização dessa liga para essas condições específicas.

## MATERIAIS E MÉTODOS

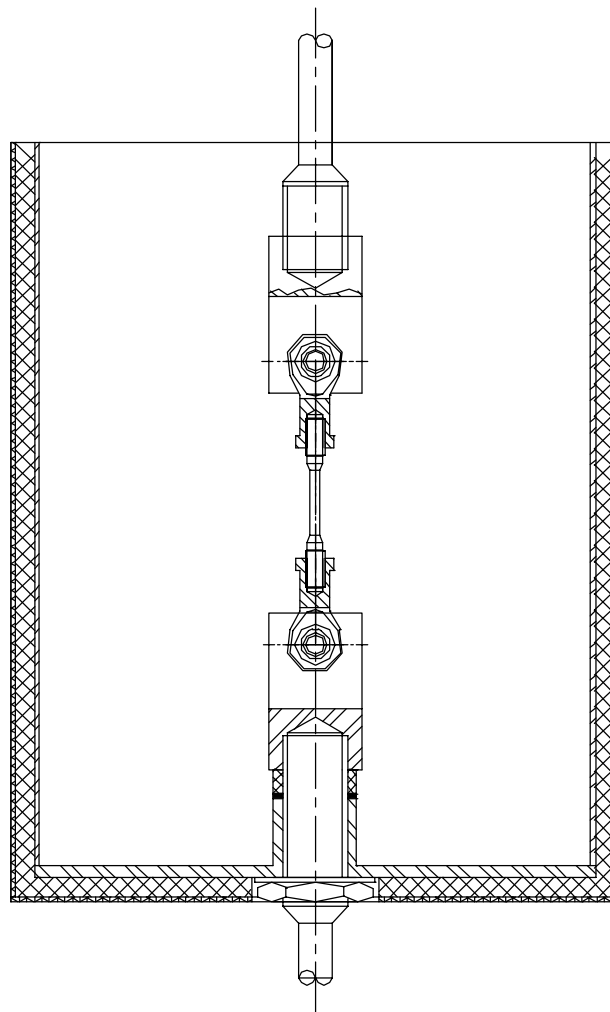
A liga Ti-13Nb-13Zr foi produzida em forno a arco com eletrodo não consumível em atmosfera de argônio. Como material de partida foram utilizadas chapas de Ti, Nb e Zr de alta pureza. As chapas, de espessura 2-3 mm, foram cortadas, decapadas (HF e HNO<sub>3</sub>) e posteriormente pesadas nas proporções adequadas à obtenção de um lingote de aproximadamente 120,0 g.

A fusão da liga Ti-13Nb-13Zr foi realizada em duas etapas e para cada uma foram necessárias 6-7 fusões para garantir a homogeneidade. Na primeira etapa, com a finalidade de reduzir o ponto de fusão do Nb (2500°C), utilizou-se todo Nb e uma quantidade de Ti suficiente para obtenção de uma liga rica em Ti. Na segunda etapa foram acrescentados à liga Ti-Nb o restante do material (Ti e Zr) para a fusão da liga Ti-13Nb-13Zr. O lingote final de massa 120,0 g e forma aproximadamente cilíndrica ( $\phi_{\text{médio}} \approx 15,0$  mm) foi submetido ao forjamento a frio, em forja rotativa, até um diâmetro final de 7,1 mm. Foram realizados tratamentos térmicos intermediários sempre que a redução de área atingia 60%, consistindo em manter o material a 1000°C por 1h e resfriando-o bruscamente em água rompendo a cápsula de quartzo (Schneider et al, 1999). A caracterização mecânica foi realizada em uma máquina de ensaios mecânicos com atuador servo-hidráulico da MTS. Os corpos de prova para o ensaio de tração foram usinados seguindo as dimensões mostradas na figura 1, de acordo com a norma ASTM-E8.



**Figura 1 – Corpo de prova para ensaios de tração.**

Os ensaios foram realizados nas temperaturas ambiente (293 K) e do nitrogênio líquido (77 K). Sendo que para os ensaios a baixa temperatura foi necessário desenvolvimento de um dispositivo que permitisse realizar os ensaios com corpo de prova imerso em um banho de nitrogênio líquido. É importante observar que tal dispositivo é provido de duas articulações fixas nas extremidades do corpo de prova mantendo o seu alinhamento com a direção de aplicação da carga, conforme mostra a figura 2.

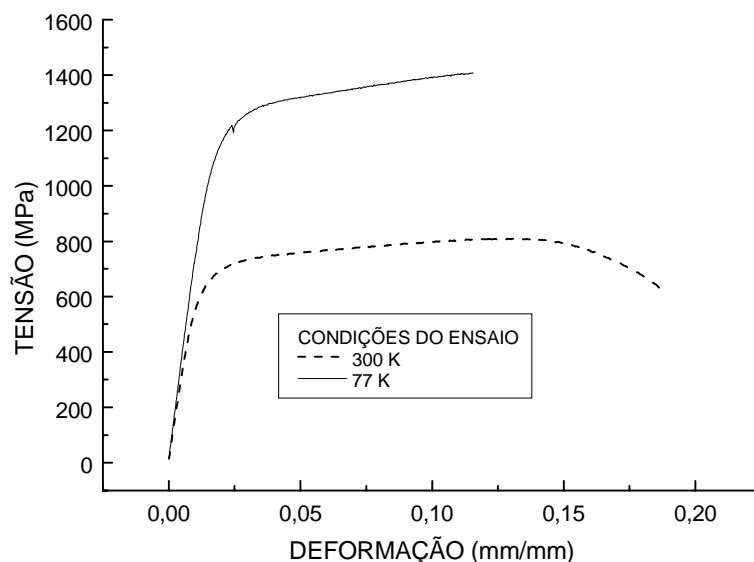


**Figura 2 – Dispositivo desenvolvido para realização dos ensaios a baixa temperatura (293K).**

Durante os ensaios foram utilizados extensômetros para aquisição dos dados de deformação. O modelo MTS 632.11F21, que admite deformação de até  $\pm 15\%$ , foi o utilizado para nos ensaios em baixas temperaturas. Para temperatura ambiente foi utilizado o modelo MTS 634.12F21 com limites de deformação de  $-10$  a  $+50\%$ . Ambos possuem especificação adequada para as condições de temperaturas estudadas.

## RESULTADOS

Foram ensaiados três corpos de prova para cada condição, temperaturas ambiente e do nitrogênio líquido, e os resultados obtidos foram reprodutivos. A figura 3 mostra as curvas de tensão x deformação dos ensaios de tração de dois dos corpos de prova que representam cada condição.



*Figura 3 – Gráfico comparativo das curvas de tensão x deformação da liga Ti-13Nb-13Zr nas temperaturas ambiente e 77 K.*

Na Tabela 1 encontram-se os principais resultados obtidos nestes ensaios e também aqueles da literatura para auxiliar na interpretação dos mesmos.

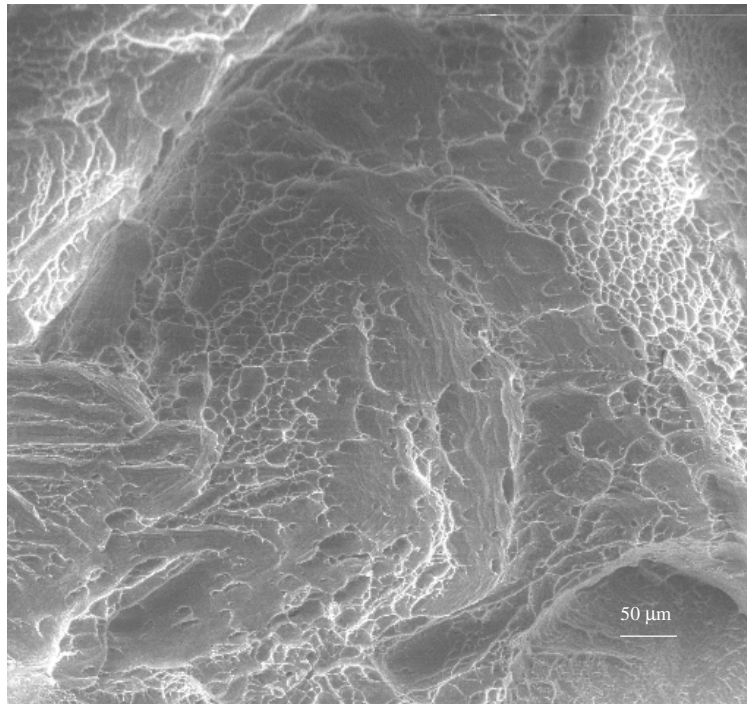
**Tabela 1 – Propriedades mecânicas de ligas de titânio**

Liga	Temperatura (K)	Limite convencional de escoamento (0,2%) (MPa)	Limite de resistência (MPa)	Módulo de elasticidade (GPa)	Alongamento percentual (%)
Ti-6Al-4V *	293	890	986	108,6	12,1
	77	1433	1534	120,4	11,4
Ti-5Al-2,5Sn*	297	795	850	105	16
	77	1300	1370	120	14
Ti-13Nb-13Zr	293	600	810	60,9	14
	77	1046	1406	74,4	11,5

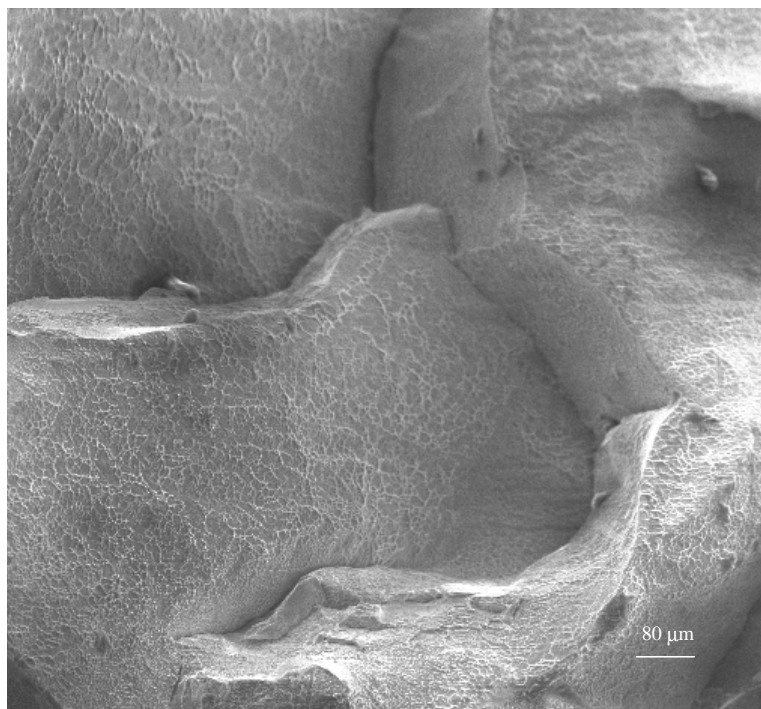
\* Dados contidos na literatura, referências 2 e 5

As figuras 4 e 5 exemplificam os principais mecanismos responsáveis pela fratura em condições de tração nas temperaturas 293 e 77 K.





*Figura 4 – Superfície de fratura da liga Ti-13Nb-13Zr à 293 K.*



*Figura 5 – Superfície de fratura da liga Ti-13Nb-13Zr à 77 K.*

## CONCLUSÕES

O gráfico da figura 3 mostra uma notável influência da temperatura nas propriedades mecânicas, no entanto a liga Ti13Nb13Zr aumentou consideravelmente sua resistência sem grande variação de sua ductilidade.

Os valores apresentados na tabela 1, referentes à temperatura ambiente, mostram que a liga estudada possui menor resistência mecânica que as ligas Ti-6Al-4V e Ti-5Al-2,5Sn. Apesar disso, os valores de alongação encontram-se próximos.

Os resultados dos testes realizados a 77K indicam que apesar da liga Ti-13Nb-13Zr apresentar valores inferiores de módulo de elasticidade e limite de escoamento, o limite de resistência e a alongação são comparáveis aos das ligas Ti-6Al-4V e Ti-5Al-2,5Sn.

A análise da superfície de fratura mostrada na figura 4 indica fratura por micromecanismo dúctil, apresentando dimples de baixa profundidade e de tamanhos irregulares. Observa-se também a presença de pequenas cavidades ao longo dos contornos granulares. Já a superfície de fratura mostrada na figura 5 apresenta topografia bastante irregular e fratura do tipo mista, sendo que o principal micromecanismo corresponde efetivamente as cavidades intergranulares com a presença de dimples aparentemente equiaxiais no interior dos grãos.

Conclui-se portanto, que os valores obtidos quanto à caracterização mecânica da liga Ti13Nb13Zr em função de diferentes níveis de temperatura, podem ser considerados resultados preliminares e satisfatórios de certas propriedades mecânicas, podendo ser utilizados como parâmetros de projeto nas condições testadas.

Além das propriedades estudadas em condições de baixas temperaturas, sabe-se que, em geral, a tenacidade à fratura de ligas de titânio pode ser um parâmetro crítico. Sendo assim, esse e outros parâmetros, tais como resistência à fadiga e energia absorvida no impacto, deverão ser avaliados posteriormente tornando o estudo dessa liga mais abrangente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alekseyevskiy N. Ye., Ivanov O.S., Rayevskiy I. I. and Stepanov M. V., 1967, Constitution diagram of the system niobium-titanium-zirconium and superconducting properties of the alloys. *Fiz. Metal. Metalloved.*, vol.23, n1, p.28-36.
- Donachie Jr. J.D. ,1988, *Titanium, A Technical Guide*, ASM Int., Metals Park, Ohio.
- Nagai K., Yuri T., Umezawa O. Andishikawa ,1985, Fatigue and fracture of Ti alloys at cryogenic temperatures, 11<sup>th</sup> International Conference on Magnet Technology, p.754-759.
- Nagai K., et all. , 1991, Cryogenic mechanical properties of Ti-6Al-4V alloys with three levels of oxygen content. *International*, vol.31, n 8, p. 882-889.
- Priddey M. D., 1985, Titanium – Na attractive proposition, 9<sup>th</sup> International Conference on Magnet Technology, p.687.
- Schneider S. G., Nunes C. A. e Bressiani J. C. Processamento e caracterização mecânica da liga Ti-13Nb-13Zr. *CIDIM'99*, Chile, 1999.
- Wang, K. The use of titanium for medical applications in the USA, *Materials Science and Engineering*, 1996, v.19, p. 134-137.

# PRECIPITAÇÃO DE CARBONITRETOS EM AÇO ARBL LAMINADO COMO TIRA A QUENTE

**Juno Gallego\* e Vicente Afonso Ventrella**

UNESP/Ilha Solteira - Departamento de Engenharia Mecânica - Ilha Solteira/SP

\*Doutorando – Engenharia Materiais – DEMa/UFSCar – e-mail: pjuno@iris.ufscar.br

## **Resumo**

Os aços de Alta Resistência e Baixa Liga (ARBL) constituem uma importante classe dos materiais de engenharia. A microadição de elementos químicos como nióbio, titânio e/ou vanádio proporcionam significativos efeitos tanto na microestrutura quanto nas propriedades mecânicas desses aços. Investigou-se a precipitação de carbonitretos desses elementos microligantes em um aço comercial com baixo teor de carbono, cujo processamento no regime de laminação para tiras a quente resultou em limite de escoamento de 600 MPa. Verificou-se que uma parcela significativa dos microligantes foi consumida na formação de partículas eutéticas grosseiras, cujo tamanho chegou a 10  $\mu\text{m}$ . Precipitados menores foram analisados por microscopia eletrônica de transmissão (MET). A distribuição dos carbonitretos e sua orientação cristalográfica com a matriz foi estudada, sendo discutida a sua importância no controle sobre o tamanho de grão e o nível de endurecimento por precipitação verificado no aço microligado Nb-Ti-V.

**Palavras-chave:** aços microligados; precipitação de carbonitretos; propriedades mecânicas; microscopia eletrônica de transmissão;

## **1. INTRODUÇÃO**

Os aços de alta resistência e baixa liga, também conhecidos como aços microligados, constituem uma das classes mais importantes dos materiais de engenharia, assumindo um papel de destaque na indústria automobilística, civil, naval e petrolífera (Woodhead & Keown, 1985). A adição de elementos de liga com forte afinidade pelo carbono e/ou nitrogênio como titânio, nióbio e vanádio, juntamente com um processamento termomecânico controlado, proporciona a esses aços elevados níveis de resistência mecânica e tenacidade sem aumentos significativos nos custos de fabricação.

Os microligantes promovem diferentes efeitos sobre a microestrutura. O titânio forma carbonitretos estáveis a altas temperaturas, que contribuem no controle do crescimento de grão austenítico anterior ao processamento termomecânico. O nióbio possui uma solubilidade intermediária e forte influência sobre a cinética de recristalização, que resulta usualmente no refino de grão ferrítico após a transformação de fase. O vanádio é o elemento cujos carbonitretos apresentam maior solubilidade, sendo normalmente adicionado para promover o endurecimento da matriz ferrítica por precipitação (Gladman, 1997).

O presente trabalho investiga a precipitação de carbonitretos de titânio, nióbio e vanádio em um aço microligado comercial, laminado em regime industrial para tiras a quente. Os mecanismos de endurecimento atuantes neste tipo de material são abordados e discutidos, aplicando-se microscopia eletrônica de transmissão para análise de parâmetros microestruturais não resolvidos por microscopia ótica.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

A análise química e alguns dados de resistência mecânica (limites de escoamento e resistência e alongamento) do aço investigado são apresentados na Tabela 1. Trata-se de um aço comercial submetido ao processo de laminação para tiras a quente, no qual a placa foi mantida em um forno a 1523 K. A laminação de desbaste deu-se em passes a alta temperatura, que resultou na completa recristalização da microestrutura austenítica. A seqüência final de passes iniciou-se a 1293 K, caindo para 1168 K ao final da passagem da tira pelo trem de laminação. Uma série de chuveiros permitiu controlar a taxa de resfriamento da tira antes do bobinamento, que ocorreu a 943 K. A espessura final da tira laminada foi 3,2 milímetros.

**Tabela 1.** Composição química e propriedades mecânicas do aço experimental.

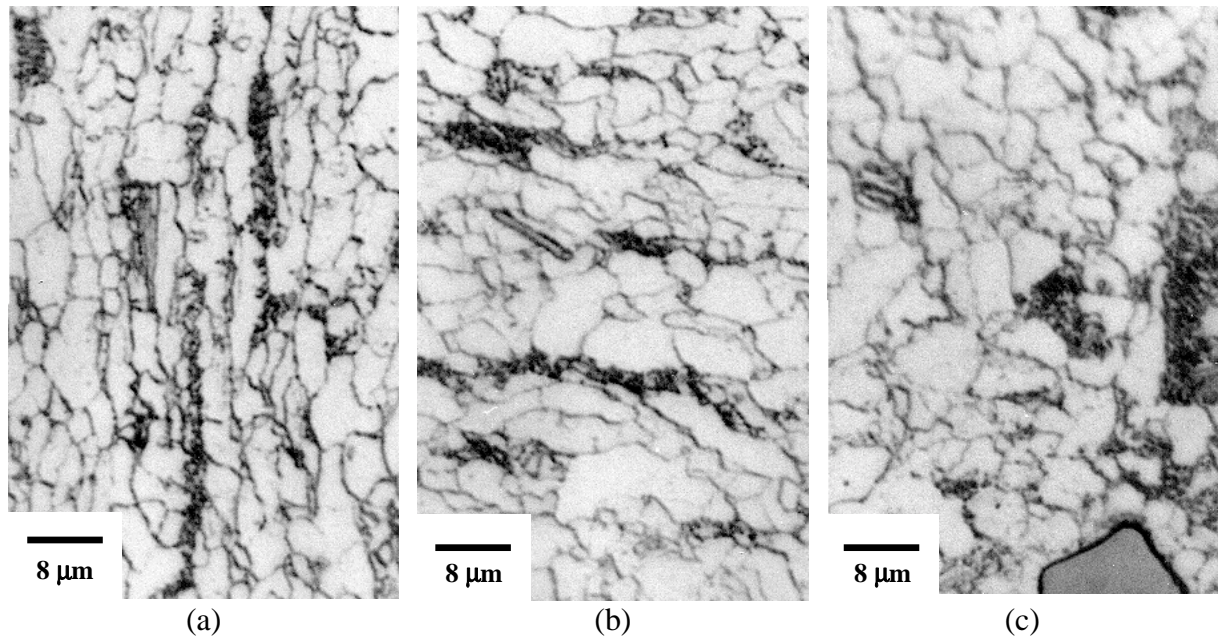
Composição química (% peso)								Propriedades mecânicas		
C	Mn	Si	S	Nb	V	Ti	N	LE (MPa)	LR (MPa)	Along. (%)
0,137	1,35	0,25	0,005	0,041	0,031	0,044	0,0079	600	704	22

Foram preparadas amostras metalográficas das seções longitudinal (L), transversal (T) e normal (N) da tira laminada a quente, segundo o procedimento convencional de desbaste até a lixa #600 e polimento final com alumina de granulometria 0,3  $\mu\text{m}$ . As superfícies polidas foram observadas em um microscópio ótico Olympus BX 60, equipado com câmara digital de alta resolução. As imagens digitalizadas foram tratadas (binarização) e submetidas a um sistema de análise de imagens (Materials-Pro Plus) para o levantamento estatístico de partículas grosseiras de 2ª fase e da estrutura ferrítica. Os detalhes da microestrutura ferrítico-perlítica foram revelados com ataque da superfície polida com nital 2%. Foram analisados mais de 450 campos aleatórios não-repetitivos em amostras do aço laminado, para medidas quantitativas de partículas de 2ª fase e de tamanho de grão ferrítico.

A observação de partículas com tamanho inferior ao poder de resolução do microscópio ótico deu-se em um microscópio eletrônico de transmissão Philips CM 120, operado com 120 kV. Na preparação de amostras para microscopia eletrônica de transmissão foram usados cilindros com diâmetro nominal 3,0 milímetros, cujo eixo era paralelo à direção de laminação. Após o corte dos cilindros com serra diamantada e posterior lixamento vários discos com espessura aproximada de 100  $\mu\text{m}$  foram conseguidos. Áreas suficientemente finas, transparentes ao feixe de elétrons, foram obtidas através de equipamento próprio para polimento eletrolítico com duplo jato (Tenupol). Empregou-se como eletrólito uma solução de trióxido de cromo em ácido acético à temperatura de 10°C e tensão de 50 volts.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A microestrutura ferrítica-perlítica do aço microligado obtida após o processamento industrial para tiras a quente pode ser visualizada nas micrografias da Figura 1. Pode-se verificar o efeito da laminação controlada sobre a estrutura ferrítica fina. A seqüência de passes no acabamento foi realizada em temperaturas inferiores à de não-recristalização ( $T_{nr}$ ), estimada em 1042°C pelo modelo empírico de Boratto et al. (1988). Assim a austenita deformada e não recristalizada favoreceu a nucleação da ferrita durante a transformação de fase, que resultou no refino de grão. A estrutura ferrítica mostrou-se preponderante (87%, aproximadamente) e uniforme, com grãos de morfologia poligonal de  $6,5 \pm 1,0 \mu\text{m}$ .

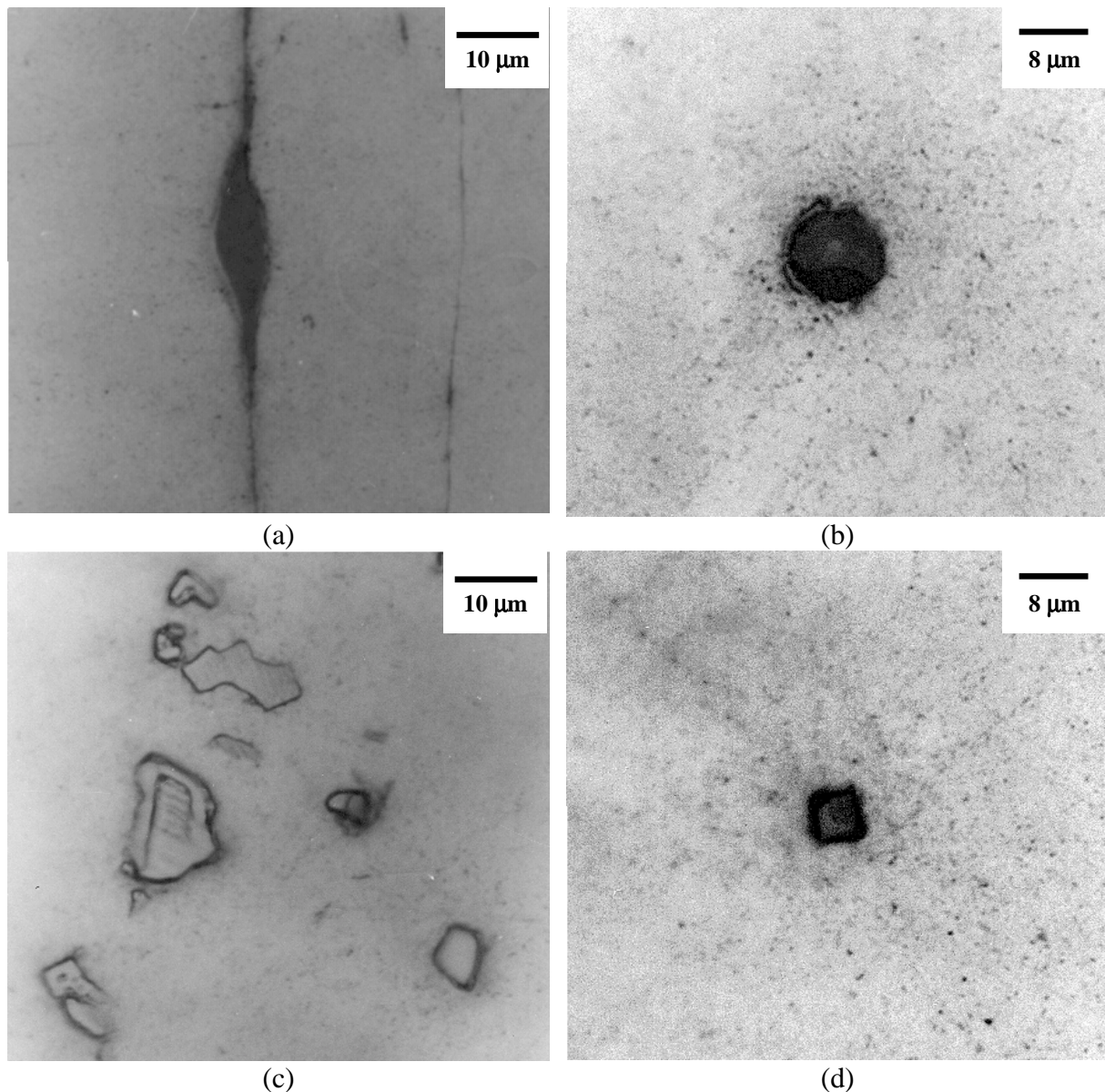


**Figura 1.** Microestrutura revelada pelo ataque com nital 2%, composta de grãos ferríticos heterogêneos e perlita. Seções (a) longitudinal; (b) transversal e (c) normal da tira laminada.

A Figura 2 apresenta alguns tipos de inclusões observados na superfície de amostras polidas. Inclusões alongadas com aspecto cinzento opaco como a mostrada na Figura 2(a), identificadas como sulfeto de manganês, foram contadas em pequeno número na seção longitudinal da tira laminada. Possivelmente a maior parte do enxofre tenha precipitado como carbosulfetos globulares, como o representado na Figura 2(b). Menos prejudiciais ao comportamento mecânico que as inclusões alongadas, as partículas globulares provavelmente sejam compostos de titânio, elemento que além de atuar como microligante pode ser empregado no controle morfológico das inclusões (*sulphide shape control*) (Gladman, 1997).

Agrupadas ou isoladas, as partículas mostradas nas Figuras 2(c) e 2(d) foram encontradas em número significativo e dispersas heterogeneamente em todas as amostras analisadas com o auxílio do microscópio ótico. Estas partículas apresentavam contraste e geometria peculiares, tipicamente aos carbonitreto eutéticos (Kestenbach, 1980). Zhou e Priestner (1996) mostraram que essas partículas são nucleadas no seio do aço líquido, meio que também favorece o seu crescimento. Após a solidificação e o processamento termomecânico do aço os ramos dendríticos são fragmentados devido a grande fragilidade do composto, podendo se mostrar na forma de grupos de partículas quando observados ao microscópio ótico. Pelo tamanho e dispersão apresentados os carbonitreto eutéticos não devem possuir efeito benéfico sobre o refino de grão ferrítico e/ou endurecimento por precipitação.

Estudos complementares com espectroscopia de dispersão de energia (EDS) mostraram que os carbonitreto eutéticos continham nióbio e titânio em sua composição química, levou a supor que na formação desses compostos uma quantidade considerável dos microligantes foi consumida. Deste modo tornou-se importante a determinação da quantidade destes carbonitreto através técnicas de metalografia quantitativa, visando estimar a quantidade de nióbio e titânio disponíveis para precipitação fina. Os resultados extraídos a partir de 450 campos aleatórios e não repetitivos de diversas amostras polidas são apresentados na Tabela 2. Devido a metodologia empregada assumiu-se a fração em área como sendo igual à fração volumétrica dos carbonitreto eutéticos observados.



**Figura 2.** Partículas de 2ª fase encontradas em amostras polidas do aço experimental na condição laminada. (a) Inclusão alongada de sulfeto de manganês; (b) inclusão globular frágil; (c) distribuição de partículas identificadas como carbonitretos eutéticos; (d) detalhe da geometria poliédrica característica dos carbonitretos eutéticos.

**Tabela 2.** Dados estatísticos da distribuição de carbonitretos eutéticos encontrados no aço experimental na condição laminada.

Parâmetro	Medida
Área média da partícula ( $\mu\text{m}$ )	14,13
Diâmetro médio da partícula (Feret) ( $\mu\text{m}$ )	2,87
Razão de aspecto média	1,82
Número de partículas observadas	670
Fração volumétrica das partículas	$10,7 \cdot 10^{-4}$

A interação entre os elementos microligantes com o carbono e o nitrogênio é complexa, podendo ocorrer a formação de carbonitretos complexos mistos de nióbio, titânio e vanádio

(Adrian, 1992). Supondo que apenas carbonetos e nitretos sejam formados uma provável seqüência de precipitação para o aço investigado seria, na ordem TiN; NbN; VN; TiC; NbC e VC. Cálculos estequiométricos permitem determinar que a fração volumétrica máxima dos carbonitretos de titânio, nióbio e vanádio seriam, respectivamente,  $8,8 \cdot 10^{-4}$ ;  $4,6 \cdot 10^{-4}$  e  $5,2 \cdot 10^{-4}$ , totalizando uma fração volumétrica de precipitados correspondente a  $18,6 \cdot 10^{-4}$  (Gladman, 1997). Considerando-se os dados referentes aos carbonitretos eutéticos, estimou-se que cerca de 57,5% dos microligantes não estejam disponíveis para precipitação fina, capaz de atuar tanto no controle do tamanho de grão quanto no endurecimento por precipitação.

As relações entre microestrutura e propriedades mecânicas têm sido investigadas. Uma das mais importantes propriedades usadas na engenharia é o limite de escoamento ( $\sigma_y$ ), cuja grandeza pode ser atribuída aos efeitos dos mecanismos usados para promover o aumento de resistência mecânica (Jian et al., 1990)

$$\sigma_y = \sigma_o + \Delta\sigma_{ss} + \Delta\sigma_p + \Delta\sigma_{tg} + \Delta\sigma_d + \Delta\sigma_{ppt} \quad (1)$$

na qual  $\sigma_o$  é o limite de escoamento intrínseco da ferrita;  $\Delta\sigma_{ss}$  é o incremento de resistência causado por solução sólida;  $\Delta\sigma_p$  é o endurecimento causado pela presença da perlita;  $\Delta\sigma_{tg}$  é a participação do refino de grão ferrítico no limite de escoamento;  $\Delta\sigma_d$  é o endurecimento causado pela geração de discordâncias e  $\Delta\sigma_{ppt}$  pela precipitação de partículas finas na matriz.

Kouwenhoven (1969) destaca uma expressão que calcula as 4 primeiras parcelas de (1), com resultado expresso em MPa:

$$\Delta\sigma_4 = 54f_\alpha + 72(\%Si) + [380 + 94(\%Mn)]f_p + 26f_\alpha d_\alpha^{-1/2} \quad (2)$$

na qual  $f_\alpha$  e  $f_p$  são as frações volumétricas de ferrita e perlita, respectivamente; ( $\%M$ ) é a porcentagem em peso do elemento de liga e  $d$  é o tamanho de grão ferrítico em milímetros. Considerando os parâmetros microestruturais e composição química obtidos, a contribuição dos fatores englobados pela expressão (2) ao limite de escoamento atinge aproximadamente 410 MPa.

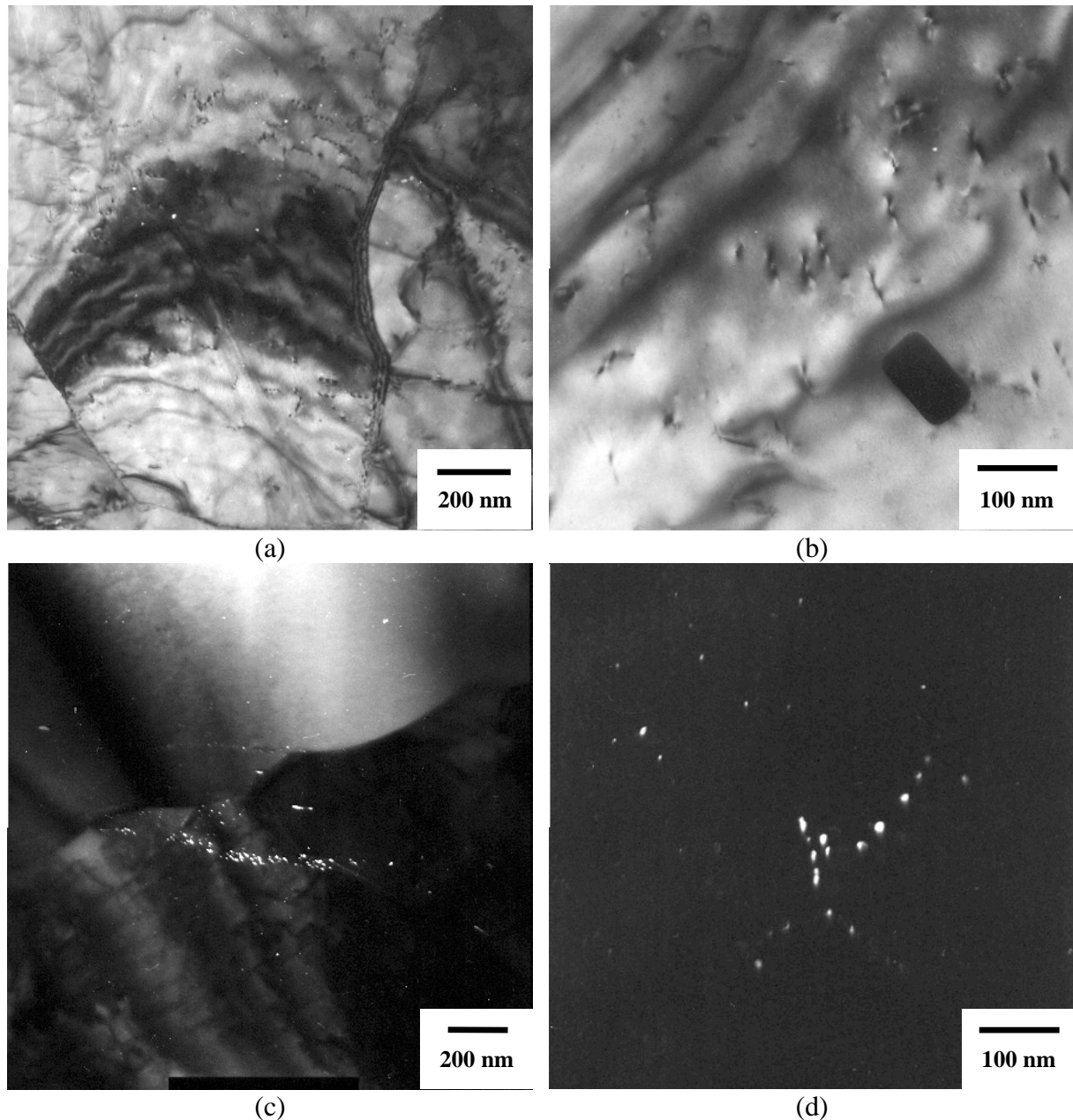
O aumento causado pela geração de discordâncias ( $\Delta\sigma_d$ ) em aços microligados laminados no regime industrial para tiras a quente pode ser estimada por (Campos, 1998)

$$\Delta\sigma_d = 9 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\rho} \quad (3)$$

onde  $\rho$  é a densidade de discordâncias em  $\text{cm}^{-2}$ . Apesar de observações de amostras preparadas para lâminas finas terem sido efetuadas no microscópio eletrônico de transmissão não foram obtidos valores experimentais desse parâmetro. No ponto de vista qualitativo a densidade de discordâncias encontrada, apresentada ilustrativamente na Figura 3(a), mostrou-se bastante similar a outros aços da mesma categoria já investigados, cujo valor estimado foi  $5,4 \cdot 10^9 \text{ cm}^{-2}$  (Campos, 1998). Tal valor também é bastante aproximado ao indicado por Jian e colaboradores (Jian, 1990) em aço microligado submetido a processamentos termomecânicos semelhantes. Deste modo estimou-se em aproximadamente 65 MPa a contribuição das discordâncias no aumento do limite de escoamento.

Deste modo estima-se que seja próxima a 125 MPa a contribuição dos carbonitretos finos ao endurecimento do aço. A observação dos carbonitretos menores que  $0,5 \mu\text{m}$  se deu no microscópio eletrônico de transmissão (MET). A Figura 3 apresenta diversas micrografias das partículas observadas. Partículas insolúveis e não resolvidas por microscopia ótica foram

observadas isoladas, como exemplifica a Figura 3(b). Este grupo de partículas era constituído principalmente por nitreto de titânio, com tamanhos compreendidos entre 50 a 200 nm. Carbonitreto com tamanho compreendido entre 4 a 10 nm, identificados por difração de elétrons como compostos de nióbio, foram usualmente encontrados nos contornos da antiga subestrutura como mostram as micrografias (c) e (d) das Figura 3. Os contornos de subgrão constituem um sítio preferencial para a nucleação de precipitados pois há um grande acúmulo de discordâncias e a difusão dos elementos microligantes é facilitada localmente. Deste modo a precipitação induzida pela deformação plástica inibiu a recristalização da austenita deformada nos passes de acabamento.

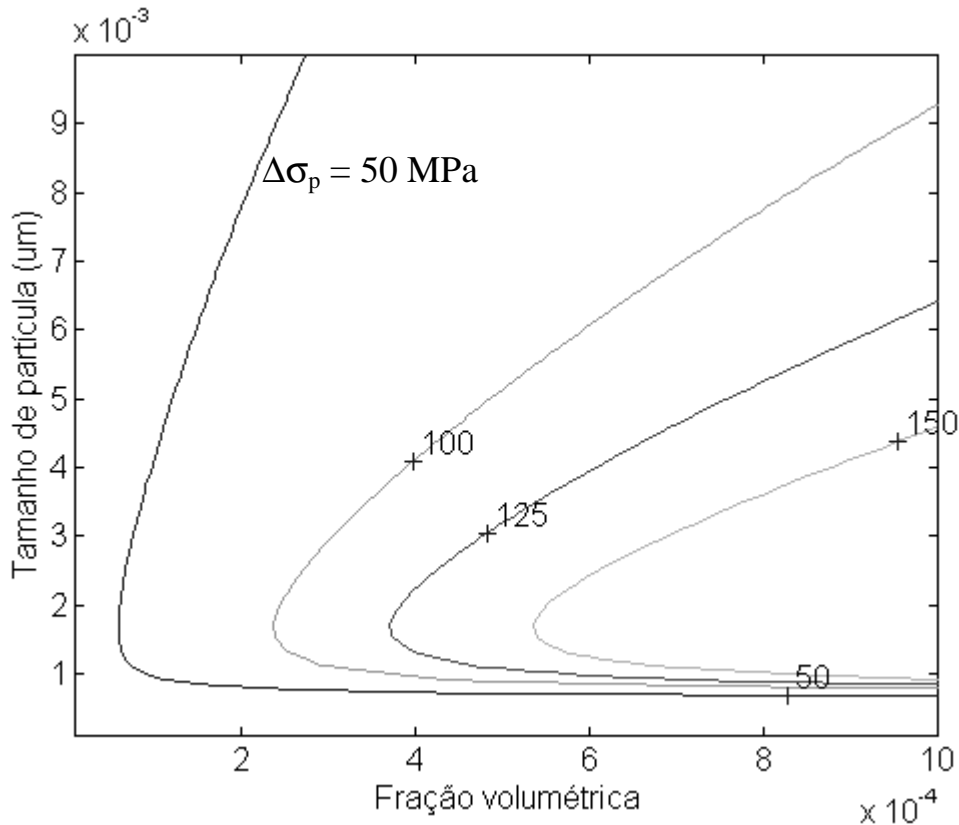


**Figura 3.** Micrografias MET obtidas em amostras com área fina. (a) imagem em campo claro mostrando a distribuição de discordâncias no interior de um grão de ferrita. (b) imagem em campo claro mostrando detalhe de uma partícula de Ti(C,N) com geometria cuboidal característica. As micrografias (c) e (d) mostram imagens em campo escuro de Nb(C,N) precipitado junto aos antigos contornos de sub-grão austenítico.



A Figura 4 apresenta graficamente o efeito tanto do tamanho das partículas observadas  $X$ , determinado em  $\mu\text{m}$ , quanto da fração volumétrica  $f$  sobre o endurecimento por precipitação previsto por Orowan-Ashby, matematicamente expressa por (GLADMAN, 1997)

$$\Delta\sigma_p = \frac{10,8 \cdot \sqrt{f}}{X} \cdot \ln\left(\frac{X}{6,125 \cdot 10^{-4}}\right) \quad (4)$$



**Figura 4.** Efeito da fração volumétrica e do tamanho das partículas sobre determinados níveis de endurecimento por precipitação segundo o modelo de Orowan-Ashby.

Pode-se constatar pela Figura 4 que partículas não tão pequenas, como as vistas nos subcontornos, podem ter uma contribuição modesta mas efetiva sobre o limite de escoamento. Apesar de não terem sido possíveis medidas quantitativas de fração volumétrica é possível verificar que o aumento projetado para o limite de escoamento é plenamente possível. Durante a análise das amostras não foram observados carbonitretos de vanádio. Devido a elevada solubilidade relativa desse composto aos demais microligantes é bem provável que tenha havido precipitação interfásica durante a transformação de fase  $\gamma \rightarrow \alpha$  ou mesmo após esta ser completada (precipitação na ferrita pro-eutetóide). Estas partículas possuem tamanho extremamente reduzido (2 a 5 nm), o que as torna altamente eficazes no aspecto mecânico mas dificulta sua visualização. De qualquer modo, a expectativa de endurecimento por precipitação fina de carbonitretos de vanádio no aço experimental é grande e requer ainda estudos complementares de microscopia eletrônica de transmissão.

#### 4. CONCLUSÕES

- Estimou-se em 410 MPa a contribuição do tamanho de grão ferrítico e da composição química ao limite de escoamento do aço investigado, adicionando-se mais 65 MPa ao efeito da geração de discordâncias e 125 MPa causado pela precipitação de carbonitretos de nióbio, titânio e vanádio.
- Foi observada uma quantidade significativa de carbonitretos eutéticos grosseiros (0,1 a 10  $\mu\text{m}$ ), compostos principalmente por titânio e nióbio e que podem ser considerados insolúveis aos tratamentos térmicos. A metalografia quantitativa dessas partículas mostrou que a sua formação pode ter consumido aproximadamente 57,5% dos microligantes adicionados ao aço investigado.
- Precipitados do tipo Nb(C,N) foram observados em sítios preferenciais (subcontornos), que provocaram a inibição da recristalização da austenita e contribuíram para o refino de grão ferrítico após a transformação de fase.
- Precipitação fina ( $< 5 \text{ nm}$ ) não foi observada regularmente mas há expectativa que este tipo de distribuição tenha ocorrido e que tenha sido responsável pela maior parcela de endurecimento, requerendo para confirmação análises complementares por microscopia eletrônica de transmissão.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- Adrian, H., 1992, "Thermodynamic Model for precipitation of Carbonitrides in High-Strength Low-Alloy Steels Containing up to three Microalloying Elements with or without Additions of Aluminium", *Materials Science and Technology*, V. 8, May, pp. 406-420.
- Boratto, F. et al., 1988, *Proceedings of THERMEC '88*, Tokyo, Japan, p. 383.
- Campos, S. S., 1998, "Precipitação Fina de carbonitretos em Aço Comercial Microligado ao Nióbio e Titânio, com Processamento Industrial de Laminação para Tiras a Quente", dissertação de mestrado, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, Brasil, 58p.
- Gladman, T., 1997, "The Physical Metallurgy of Microalloyed Steels", *The Institute of Materials*, London, England, 363p.
- Jian, L. et al., 1990, "On the Evaluation of Yield Strength for microalloyed Steels", *Scripta Metallurgica et Materialia*, V. 24, pp. 1393-1398.
- Kestenbach, H.-J. et al., 1980, "Estudo metalográfico de Carbonetos Eutéticos em Aços Microligados ao Nióbio", *Anais do IV CBECIMAT*, Florianópolis, Brasil, pp. 615-624.
- Kouwenhoven, H. J., 1969, *Transactions of American Society for Metals*, V. 62, p.437.
- Woodhead, J. H. and Keown, S. R., 1985, "The History of Microalloyed Steels", *Proceedings of HSLA '85 Steels*, Beijing, China, pp. 15-28.
- Zou, C. and Priestner, R., 1996, "The Evolution of Precipitates in Nb-Ti Microalloyed Steels During Solidification and Post-solidification Cooling", *ISIJ International*, V. 36, n. 11, pp. 1397-1405.

# AVALIAÇÃO DAS EFICIÊNCIAS DE DEPOSIÇÃO E TÉRMICA NA SOLDAGEM MAG COM ARCO PULSADO

**Yukio Kobayashi**

**Gilberto de Magalhães Bento Gonçalves**

**Wallace Gusmão Ferreira**

Universidade Estadual Paulista, Laboratório de Soldagem, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [kio@bauru.unesp.br](mailto:kio@bauru.unesp.br)

## Resumo

A partir da variação das velocidades de soldagem e alimentação do eletrodo as eficiências térmica e de deposição foram avaliadas mantendo-se constante o aporte de calor e a área do reforço do cordão de solda. Ainda, em ambas as situações também foram variados individualmente os parâmetros de pulsação do arco ( $I_p$ ,  $F$ , e  $t_p$ ) e, por conseguinte, verificado seus efeitos sobre as referidas eficiências. Constatou-se que a eficiência térmica apresentou, em média, valores maiores que a eficiência de deposição. Concluiu-se que, para o controle da eficiência de deposição, é indiferente a manutenção da área do reforço ou do aporte térmico constantes. Para o controle da eficiência térmica, é necessária uma análise individualizada da influência dos parâmetros de pulsação de arco. Tecnicamente, a manutenção da área do reforço constante apresentou-se como uma melhor opção devido à sua menor complexidade teórica.

**Palavras-chave:** Soldagem MAG, Arco pulsado, Eficiências térmica e de deposição

## 1. INTRODUÇÃO

Entre os processos de soldagem a arco elétrico com proteção gasosa exterior, genericamente designados como MIG - MAG (*metal inert gas – metal active gas*), a utilização do arame tubular como consumível apresenta uma tendência mundial de crescimento, despertado principalmente pela excelente produtividade que pode ser alcançada, aliada a inerente simplicidade na adaptação para operações automatizadas. Se utilizado com arco pulsado essa expectativa deve aumentar ainda mais, pois os níveis de corrente de soldagem média usadas para se obter iguais taxas de deposição em corrente convencional são bem menos elevados. Enfim, todas essas asserções e diversas outras características são facilmente constatadas no trabalho de Norrish et al. (1989) e, mais recentemente, no artigo de Svensson e Elvander (1999).

Entretanto, é importante considerar que a soldagem com arame tubular em arco pulsado introduz uma gama enorme de variáveis operacionais a serem especificadas, o que tem conduzido a realização de inúmeras pesquisas voltadas ao relacionamento sinérgico entre elas, bem como aquelas tradicionais no âmbito da metalurgia da soldagem.

Este trabalho tem como propósito avaliar os efeitos da variação das condições de soldagem nas eficiências de deposição e térmica do processo arame tubular com pulsação de arco, porém mantendo-se constante numa situação a entrada de massa, aqui associada com a área do reforço da solda, e na outra a energia dissipada para o metal de base durante a soldagem ou, simplesmente, o aporte de calor.

A importância dessa avaliação pode ser justificada em dois aspectos: o primeiro deles refere-se a idéia da adequação das condições de soldagem objetivando variar independentemente a entrada de massa e energia de soldagem. Conforme mostraram Smartt e Einerson (1993), isto só é possível sob condições de soldagem específicas e, em termos

metalúrgicos, permite o controle da integridade mecânica da junta, pois a entrada de massa e o aporte de calor estão intimamente relacionados com o ciclo térmico que atua em toda a região soldada. O segundo aspecto mencionado trata-se do fato de que a relação causa - efeito incutido na parte experimental está atrelada à determinação de rendimentos ou eficiências, o que em engenharia sempre constitui-se numa informação básica na tomada de uma decisão técnico - econômica.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A partir da ilustração contida na figura 1, verifica-se que variações nas velocidades de soldagem  $V_s$ [mm/s] e de alimentação do eletrodo  $V_e$ [mm/s] acarretam alterações nos valores da área do reforço do cordão de solda  $G$ [mm<sup>2</sup>] e aporte de calor  $H$ [J/mm]; porém, ajustes independentes nos valores dessas grandezas só são possíveis se for mantida uma razão constante entre os valores das referidas velocidades.

Uma visualização simples do que foi dito pode ser feita da seguinte forma: tomando-se por referência uma das retas que representam  $(G)$  constante na figura 1, por exemplo  $(G_1)$ , nota-se que indo da condição assinalada como (1) até a condição (2), haverá uma mudança no valor do aporte de calor de  $(H_1)$  para  $(H_2)$  com, obviamente,  $(G_1)$  permanecendo constante. O mesmo raciocínio deve ser levado em conta quando  $(H)$  for considerado constante.

O relacionamento matemático entre  $(G)$ ,  $(H)$ ,  $(V_s)$  e  $(V_e)$ , em circunstâncias reais, pode ser feito pelas equações:

$$G = \eta_d \frac{V_e A_e}{V_s} \quad (1)$$

e

$$H = \eta_t \frac{UI}{V_s} \quad (2)$$

onde  $\eta_d$  é a eficiência de deposição e  $\eta_t$  é a eficiência térmica,  $A_e$ [mm<sup>2</sup>] é a área da secção transversal do eletrodo, e tanto  $I$ [A] quanto  $U$ [V] representando nessa ordem a corrente e a tensão de soldagem.

Faz-se a ressalva de que na soldagem com arco pulsado tem sido aceito a substituição da  $(I)$  e  $(U)$  na equação (2) pelo valor eficaz dessas variáveis, designado como  $(I_{ef})$  e  $(U_{ef})$ . Além disso, observa-se que a não consideração das eficiências nas equações (1) e (2) resulta na determinação da área teórica do reforço do cordão de solda  $(G_{teor})$  e da energia total disponível para a soldagem  $(H_{teor})$ .

No que concerne ao significado das eficiências avaliadas, a de deposição,  $(\eta_d)$ , de acordo com Widgery (1986) indica a razão entre a massa do eletrodo efetivamente depositada  $(M_{ed})$  e a massa do eletrodo teoricamente consumida  $(M_{ec})$ , ou seja:

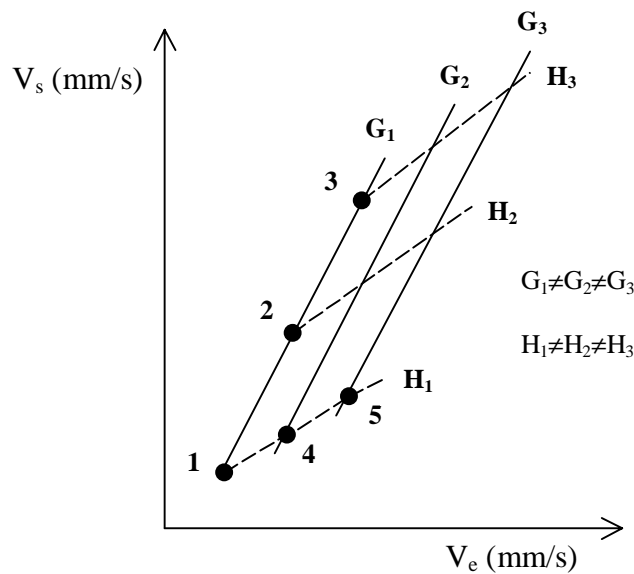
$$\eta_d = \frac{M_{ed}}{M_{ec}} \quad (3)$$

A eficiência térmica  $(\eta_t)$ , como é sabido, expressa a razão entre o aporte de calor  $(H)$  e a energia total disponível para a soldagem  $(H_{teor})$ , segundo a relação:

$$\eta_t = \frac{H}{H_{teor}} \quad (4)$$

com:

$$H_{teor} = \frac{U_{ef} I_{ef}}{V_s} \quad (5)$$



**Figura 1.** Relação linear e ideal entre ( $V_s$ ) e ( $V_e$ ) para as situações em que (G) e (H) permanecem constantes, com base nas equações (1) e (2)

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Realização das soldas

As condições de soldagem utilizadas estão mostradas na tabela 1. Os valores  $I_{ef}$ ,  $U_{ef}$ ,  $V_s$  e  $V_e$ , são médios e relativos a três repetições em cada procedimento de soldagem. As variações em ( $V_s$ ) e ( $V_e$ ), idealmente representariam na figura 1 as coordenadas dos pontos (2) e (3) para a situação em que ( $G_1$ ) permanece inalterado e, da mesma maneira, (4) e (5) para ( $H_1$ ) constante, com o ponto (1) comum as duas situações. A tabela 1 mostra também que as variações em ( $V_s$ ) e ( $V_e$ ) foram combinadas com alterações individuais dos parâmetros característicos da onda pulsada ( corrente de pico,  $I_p$ , frequência, F, e tempo do pulso,  $t_p$ ).

**Tabela 1.** Condições de soldagem adotadas

Soldas	$I_{ef(méd)}$ (A)	$U_{ef(méd)}$ (V)	$V_{s(méd)}$ (mm/s)	$V_{e(méd)}$ (mm/s)	$I_p$ (A)	F (Hz)	$t_p$ (ms)
1-(inicial)	242	23,3	3,7	127	350	120	2,5
2-(G/ $I_p/t_p=cte$ )	290	25,0	4,0	170	350	180	2,5
3-(G/ $I_p/t_p=cte$ )	300	26,7	4,5	190	350	240	2,5
4-(H/ $I_p/t_p=cte$ )	294	26,5	4,0	212	350	180	2,5
5-(H/ $I_p/t_p=cte$ )	310	29,0	4,5	253	350	240	2,5
2-(G/ $I_p/F=cte$ )	247	26,5	4,0	170	350	120	3,0
3-(G/ $I_p/F=cte$ )	256	26,3	4,5	190	350	120	3,5
4-(H/ $I_p/F=cte$ )	283	26,1	4,0	212	350	120	3,0
5-(H/ $I_p/F=cte$ )	299	26,6	4,5	253	350	120	3,5
2-(G/ $F/t_p=cte$ )	258	25,9	4,0	170	400	120	2,5
3-(G/ $F/t_p=cte$ )	266	25,8	4,5	190	450	120	2,5
4-(H/ $F/t_p=cte$ )	294	26,3	4,0	212	400	120	2,5
5-(H/ $F/t_p=cte$ )	323	26,3	4,5	253	450	120	2,5

As soldas foram executadas na posição plana em simples deposição sobre tiras de aço estrutural de baixo carbono com as dimensões de 180 x 100 x 6,35 mm. Os consumíveis usados foram o CO<sub>2</sub> como gás de proteção e o eletrodo com especificação AWS (*American Welding Society*) E71T-1, diâmetro nominal de 1,2 mm. O equipamento básico utilizado para a soldagem foi uma fonte de energia do tipo inversora, microprocessada, com o avanço da tocha sendo feito mecanicamente através da adaptação do dispositivo de translação de uma máquina de corte oxi-acetilênico portátil. Em todas as soldas procurou-se manter constante a corrente de base, I<sub>b</sub>, da onda pulsada em 60 A, a vazão do CO<sub>2</sub> em 330 cm<sup>3</sup>/s e 15 mm como a extensão do eletrodo.

O comportamento dos parâmetros (I<sub>b</sub>), (I<sub>p</sub>), (F) e (t<sub>p</sub>) foi monitorado e registrado através da utilização de um sistema de aquisição de dados computadorizado, fornecendo os valores de (I<sub>ef</sub>) e (U<sub>ef</sub>). Sobre as velocidades (V<sub>s</sub>) e (V<sub>e</sub>), os valores relativos a (V<sub>e</sub>) foram lidos diretamente do equipamento de solda e os valores de (V<sub>s</sub>) foram obtidos a partir da cronometragem das soldas.

### 3.2 Medidas das eficiências

Para o cálculo da eficiência de deposição (η<sub>d</sub>), a quantidade (M<sub>ed</sub>) foi determinada pela diferença entre a massa da tira antes e depois da realização de cada solda, ao passo que (M<sub>ec</sub>) pôde ser obtido através da seguinte expressão:

$$M_{ec} = \frac{V_e}{V_s} (L) \rho_{(l)} \quad (6)$$

com as variáveis novas que aparecem sendo L[mm] o comprimento do cordão de solda e (ρ<sub>(l)</sub>) a massa específica linear do eletrodo usada é igual a 7,58 x 10<sup>-3</sup> g/mm.

No caso da eficiência térmica (η<sub>t</sub>), verifica-se prontamente que a maior dificuldade reside na determinação do aporte de calor (H). Uma alternativa viável experimentalmente foi aplicar o método desenvolvido por Niles e Jackson (1975) e que consiste em fazer essa determinação resolvendo, para valores particulares de temperaturas, a clássica equação de Rosenthal para o fluxo de calor na soldagem.

Especificamente sobre a equação de Rosenthal apresentada abaixo, é interessante reconhecer que ela trata da dissipação do calor em regime permanente numa placa metálica de dimensões semi-infinita e introduzido por uma fonte de energia pontual que se desloca na superfície da placa.

$$T - T_0 = \left( \frac{P_d}{2\pi kr} \right) e^{-\frac{V_s}{2\alpha}(x-r)} \quad (7)$$

Excluindo (V<sub>s</sub>) que já teve seu significado mencionado antes, as outras variáveis da equação (7) são: T[°C] a temperatura de um ponto de coordenadas x, y e z[mm] em relação a fonte de energia, T<sub>0</sub>[°C] a temperatura inicial desse ponto e P<sub>d</sub>[W] a potência disponível também no referido ponto. As propriedades térmicas do material das tiras, isto é, a condutividade (k) e a difusividade (α), são admitidas como constantes e no caso do aço usado, normalmente assumem os valores de 43 x 10<sup>-3</sup> W/mm°C e 9 mm<sup>2</sup>/s, respectivamente. A distância (r) da fonte de energia em relação ao ponto de coordenadas (x;y;z) é calculada por:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \quad (8)$$

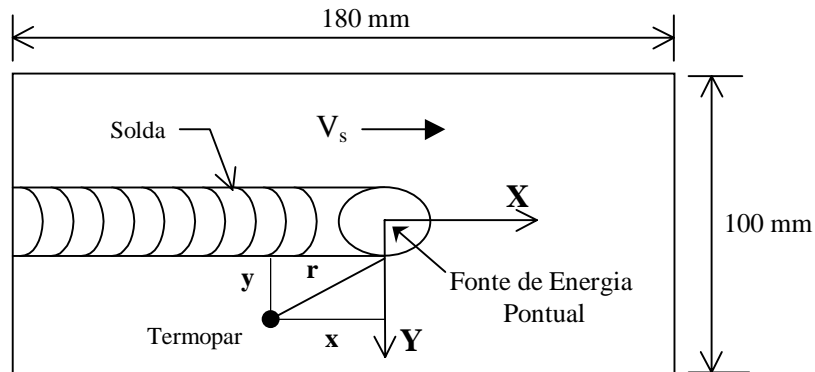
Quanto a determinação feita com a equação (7), uma vez que a temperatura máxima experimentada em pontos situados na superfície das tiras, portanto apenas com coordenadas x e y como melhor ilustra a figura 2, pôde ser obtida empiricamente por meio da medida do ciclo térmico imposto durante a soldagem, foi estimada a potência associada a esse valor e,

em seguida, convertida em energia por unidade de comprimento, ou equivalentemente o aporte de calor em (J/mm), através do imediato acerto dimensional:

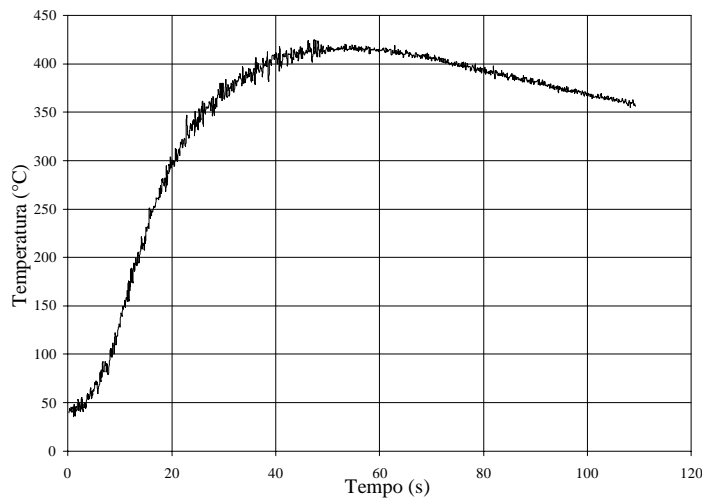
$$H = \frac{P_d}{V_s} \quad (9)$$

sendo  $P_d$ [W] e  $V_s$ [mm/s].

Na medida do ciclo térmico foram utilizados um termopar do tipo K (cromel-alumel) interligado a um sistema de aquisição de dados exclusivamente confeccionado para gerar, via computador, o diagrama temperatura em função do tempo e fornecer os valores da temperatura máxima e do tempo decorrido para atingi-la. Acrescenta-se que a fixação do termopar na superfície das tiras foi parafusada; união essa possível devido a ponta do sensor ser no formato de uma arruela. A título de ilustração, a figura 3 mostra um dos registros dos ciclos térmicos medidos.



**Figura 2.** Posicionamento do termopar



**Figura 3.** Diagrama da temperatura em função do tempo para uma das três soldas (5)-H/I<sub>p</sub>/F realizadas, atingindo a temperatura máxima de 416 °C num ponto de coordenadas (147 mm ; 9 mm) da fonte em relação ao termopar

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A tabela 2 apresenta uma síntese dos resultados obtidos em termos dos valores médios relativos a três repetições em cada procedimento de soldagem. A figura 4 exibe o comportamento dos valores médios das eficiências ( $\eta_d$ ) e ( $\eta_t$ ), contidos na tabela 2, em função das alterações em (F), ( $t_p$ ) e ( $I_p$ ).

**Tabela 2.** Valores médios da área do reforço das soldas, aporte de calor e das eficiências de deposição e térmica

Solda	$G_{(méd)}$ ( $mm^2$ )	$H_{(méd)}$ (J/mm)	$\eta_{d(méd)}$ (%)	$\eta_{t(méd)}$ (%)
1-(inicial)	27,9	1294,5	84,5	85,0
2-( $G/I_p/t_p=cte$ )	34,5	1596,3	85,8	85,7
3-( $G/I_p/t_p=cte$ )	34,9	1662,3	84,5	92,3
4-( $H/I_p/t_p=cte$ )	41,6	1646,8	80,8	84,0
5-( $H/I_p/t_p=cte$ )	47,1	1751,5	86,3	87,0
2-( $G/I_p/F=cte$ )	34,8	1535,1	83,7	92,0
3-( $G/I_p/F=cte$ )	33,9	1311,9	81,2	86,0
4-( $H/I_p/F=cte$ )	43,0	1742,7	83,4	94,0
5-( $H/I_p/F=cte$ )	44,2	1591,9	80,9	89,0
2-( $G/F/t_p=cte$ )	33,3	1360,6	80,0	80,0
3-( $G/F/t_p=cte$ )	32,5	1295,6	79,2	84,0
4-( $H/F/t_p=cte$ )	35,6	1580,4	69,6	82,0
5-( $H/F/t_p=cte$ )	41,1	1606,0	75,9	85,0

Os valores de (G) em cada solda foram determinados pela aproximação:

$$G = \frac{M_{ed}}{(\rho)(L)} \quad (10)$$

sendo ( $\rho$ ) a massa específica do aço ( $7,8 \text{ g/cm}^3$ ).

A especulação imediata a ser feita com os dados mostrados na tabela 2 refere-se a simples comparação entre os valores médios de ( $\eta_d$ ) e ( $\eta_t$ ). Em assim procedendo, constata-se que na quase totalidade a eficiência ( $\eta_d$ ) é menor que a eficiência ( $\eta_t$ ). Devido a falta de uma correlação direta entre essas eficiências, uma possível explicação para este comportamento restringe-se à parte operacional, ou mais especificamente, no uso do  $CO_2$  como proteção gasosa.

A esse respeito, já é bastante conhecido que, apesar da incidência acentuada de “salpico” ou, tecnicamente, a perda de material na transferência do metal de adição do eletrodo para o metal de base, esse tipo de proteção gasosa gera também um excelente insumo de calor, em razão da exotermia na decomposição da molécula do  $CO_2$  no arco elétrico. Evidentemente que isto significa uma diminuição na eficiência ( $\eta_d$ ) e aumento na eficiência ( $\eta_t$ ). Ainda assim, nos processos convencionais o grau dessas ocorrências tem sido relacionado de forma diretamente proporcional com o nível da intensidade da corrente de soldagem usada, que no caso do arco pulsado deve ser pensado em termos da corrente eficaz ( $I_{ef}$ ).

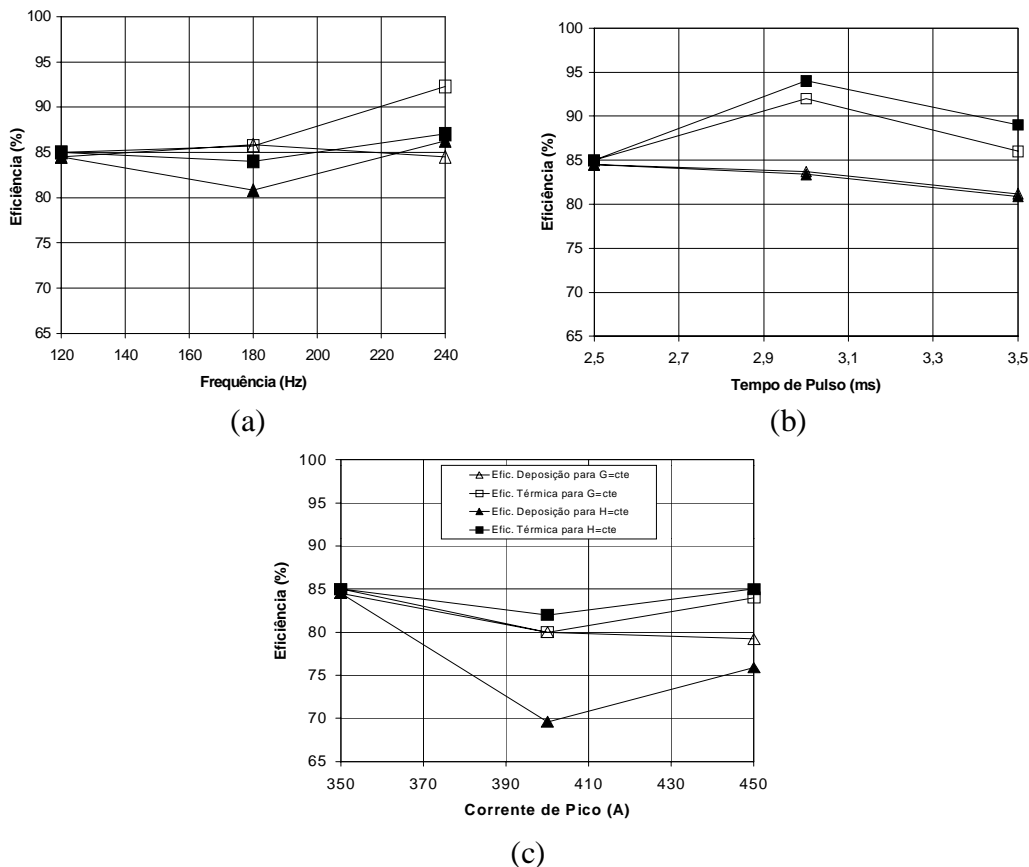
Uma confirmação experimental posterior, de ordem metalúrgica, sobre as considerações feitas acima e que poderia ser realizada, consiste em se determinar a relação entre a área do reforço da solda e área total do cordão de solda, juntamente com a estimativa da diferença de concentração dos elementos químicos medidas por análise química e pelo cálculo da diluição do metal de base.



Enquanto os resultados apresentados nessa última tabela sustentaram uma análise de caráter geral a respeito do comportamento das eficiências, as curvas apresentadas na figura 4, por sua vez, permitem fazer a particularização para as variações nos parâmetros (F), ( $t_p$ ) e ( $I_p$ ) realizadas.

Desta forma, por exemplo, se em um procedimento de soldagem semelhante ao estudado a preocupação for apenas com a eficiência ( $\eta_d$ ), a questão de manter (G) ou (H) constante torna-se indiferente e a otimização mais provável para essas eficiência ocorreria com os valores 120 Hz, 2,5 ms e 350 A para (F), ( $t_p$ ) e ( $I_p$ ), respectivamente. Como pode ser visto na tabela 1 a velocidade ( $V_c$ ) teria o valor de 127 mm/s e 3,7 mm/s seria o valor para ( $V_s$ ). Pelo contrário, se o objetivo for a eficiência ( $\eta_t$ ) deve ser considerado cada caso, como segue: para (F) a manutenção de (G) constante seria mais interessante (fig. 4a), para ( $t_p$ ) prevalece (H) constante (fig. 4b) e, por fim, com ( $I_p$ ), novamente, há uma clara equivalência em manter (G) ou (H) constantes (fig. 4c). Os valores dos parâmetros do pulso nesse caso, evidentemente, correspondem aos valores máximos da eficiência ( $\eta_t$ ) para as três avaliações efetuadas.

É importante acrescentar que independente da situação em que se mantém (G) ou (H) e as possíveis implicações nas eficiências ( $\eta_d$ ) e ( $\eta_t$ ), para o procedimento de soldagem adotado, a manutenção de (G) constante mostrou-se uma alternativa mais viável tecnicamente, devido à instrumentação e o controle serem mais simples, além do número de variáveis interferentes serem menores.



**Figura 4.** Comportamento das eficiências de deposição e térmica em função das alterações na frequência (a), no tempo de pulso (b) e na corrente de pico (c)

#### **4. CONCLUSÕES**

Para as condições analisadas, a eficiência ( $\eta_t$ ) apresentou, de maneira geral, valores médios mais elevados do que a eficiência ( $\eta_d$ );

Se o objetivo do processo for o controle da eficiência ( $\eta_d$ ), é indiferente a manutenção da área do reforço (G) ou do aporte térmico (H) constantes;

Em contrapartida, se objetivo do processo for o controle da eficiência ( $\eta_t$ ), é necessária uma análise individualizada da influência dos parâmetros de pulsação de arco;

Tecnicamente a manutenção da área do reforço (G) constante apresentou-se mais viável devido à sua menor complexidade teórica.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à pesquisa do Estado São Paulo) pela concessão do fomento destinado a esse trabalho (Proc. 98/01123-7), a ESAB e White Martins pela doação dos consumíveis, e ao auxílio do Sr. Hamilton José de Mello, servidor técnico lotado no Laboratório de Soldagem da UNESP-FE-DEM – Campus de Bauru.

#### **6. REFERÊNCIAS**

- Niles, R. W. and Jackson, C. E. , 1975, “Weld Thermal Efficiency of the GTAW Process”, *Welding Journal*, v.54, n.1, January, pp.25s-32s.
- Norrish, J. and Nixon, J. , 1989, “A History of Pulsed MIG Welding”, *Joining and Materials*, June, pp. 264-268.
- Smartt, H. B. and Einerson, C. J. , 1993, “A Model for Heat and Mass Input Control in GMAW”, *Welding Journal*, May, pp.217s-229s.
- Svensson, L-E. and Elvander, J. , 1999, “Challenges for Welding Consumables for the New Millennium”, *Svetsaren*, v.54, n.1-2, pp.3-11.
- Widgery, D. , 1986, “Welding – The Key to Better productivity”, *Welding and Metal Fabrication*, March, pp.58-59.

# INFLUÊNCIA DOS PROCESSOS DA NITRETAÇÃO GASOSA E POR PLASMA NA RUGOSIDADE DE AMOSTRAS DE Fe PURO SINTERIZADO

**Elidio Angioletto**  
**Ana Maria Maliska**  
**Adelci Menezes de Oliveira**  
**Henrique Cezar Pavanati**  
**Valderes Drago**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, **LABMAT**/ Laboratório de Materiais, CEP 88015-100, Florianópolis, SC – BRASIL. E.mail: [elidio@pg.materiais.ufsc.br](mailto:elidio@pg.materiais.ufsc.br)  
<http://www.materiais.ufsc.br>

## Resumo

Neste trabalho são apresentados os resultados das medidas de rugosidade em ferro puro sinterizado, tratados por nitretação gasosa e por plasma. As amostras foram analisadas utilizando um rugosímetro com apalpador mecânico e a topografia foi observada através do microscópio eletrônico de varredura (MEV). A rugosidade foi medida, antes e após a nitretação das peças, e correlacionada com o selamento dos poros superficiais. Os resultados mostram que a rugosidade existente antes do tratamento está diretamente relacionada com a faixa granulométrica do pó utilizado, crescendo com o aumento da granulometria. Como resultado da formação de nitretos na superfície do sinterizado após o tratamento de nitretação, tem-se um aumento na rugosidade média, sendo mais elevada na nitretação gasosa devido ao menor selamento dos poros.

**Palavras-chave:** Nitretação, Rugosidade, Ferro Sinterizado.

## 1. INTRODUÇÃO

Na superfície das peças obtidas através da metalurgia do pó ocorre normalmente uma grande quantidade de poros. A quantidade de poros e o tamanho dos mesmos influem diretamente sobre as propriedades do sinterizado, sendo a porosidade normalmente um fenômeno indesejado especialmente para as aplicações estruturais. Para melhorar o desempenho, tratamentos superficiais como a nitretação e a nitrocementação são normalmente utilizados em aços sinterizados para diminuir o efeito negativo dos poros, conforme mostrado em recente trabalho por Maliska *et al.*(1998). A rugosidade da peça é uma propriedade relacionada com a superfície e é dependente do processo de conformação, da granulometria do pó utilizado, das condições de sinterização e do tratamento superficial. A porosidade, (quantidade e morfologia),

existente em peças de ferro fabricadas por metalurgia do pó foram correlacionadas à granulometria por Ledoux *et al.*(1988). A rugosidade depende também do tratamento termoquímico realizado, devido as modificações nas propriedades físicas e químicas da superfície da peça. Com o tratamento superficial de nitretação ocorre uma diminuição efetiva na quantidade de poros conforme recentemente demonstrado por Oliveira, (1998). Os nitretos se formam também nas bordas dos poros e dependerá do tamanho destes para que fiquem totalmente preenchidos e se tenha o selamento total da peça sinterizada.

Neste trabalho é avaliado o efeito dos tratamentos superficiais de nitretação por plasma e gasoso sobre a rugosidade de amostras sinterizadas de Fe puro. Foram correlacionadas granulometria do pó e a rugosidade das peças.

## 2 . PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 2.1 Obtenção das Amostras

Foram produzidas amostras de ferro puro (pó de ferro 1000B da Hoeganaes + 0,6% de estearato de Zn ) por compactação uniaxial de duplo efeito, com 10 mm de diâmetro e 11 mm de altura. Com a finalidade de obter-se amostras com tamanho de poros e rugosidade superficial diferentes o pó foi separado por peneiramento em frações. Obteve-se cinco grupos de pós com distintos tamanhos de partículas, (tabela 1). Todas as amostras foram compactadas com igual pressão (600 MPa). Como consequência do uso de pós com tamanhos de partícula diferentes, obtém-se poros com tamanhos distinto e com rugosidade diferente para as diversas faixas de pó utilizadas.

**Tabela 1:** Distribuição do tamanho de partículas.

Variável	Distribuição em tamanho ( $\mu\text{m}$ )
T1	$\phi < 45$
T2	$45 \leq \phi < 75$
T3	$75 \leq \phi < 150$
T4	$\phi \geq 150$
T5	Pó não peneirado

A sinterização foi realizada em forno de laboratório cujo ciclo incluiu a retirada do lubrificante a 500 °C durante 0,5 h e a sinterização durante 1h a 1150 °C em atmosfera de hidrogênio comercial com razão de aquecimento e de resfriamento de 10°C/min. Após a sinterização foram efetuadas medidas de rugosidade.

### 2.2 Nitretação das Amostras

Antes de realizar o tratamento de nitretação as amostras foram limpas com acetona em ultra-som, durante 15 min. A nitretação por plasma foi realizada em um reator de laboratório, com câmara de aço inox ABNT 310, controle de temperatura, pressão, tensão e do fluxo da mistura conforme descrito por Maliska *et al.*(1995). Após colocar as amostras no reator removeu-

se o ar da câmara (vácuo  $\approx 10^{-2}$  Torr) e aplicou-se uma descarga de hidrogênio puro, durante 20 min, afim de remover eventuais contaminantes residuais da superfície. As amostras foram, então, nitretadas por plasma sob fluxo constante de uma mistura nitretante composta de 75%  $N_2$  e 25%  $H_2$ . O hidrogênio presente na mistura, além de eliminar a formação de arcos durante o tratamento confere características redutoras a atmosfera, conforme mostrado por Maliska *et al.*(1995). As condições de nitretação foram as seguintes: temperatura 540 °C; pressão 3,0 Torr; tempo de 2,0h; voltagem de 440-470V.

A nitretação gasosa foi realizada com equipamento descrito por Angioletto (1998). Após colocar as amostras no reator foi feita a remoção do ar por aplicação de um fluxo de  $NH_3$  por 30 minutos. A seguir as amostras foram nitretadas sob fluxo constante de  $NH_3$  e o controle do fluxo é feito por borbulhador. Os parâmetros de tempo e temperatura foram semelhantes àqueles descritos para o plasma, e a pressão de 1 atm.

### **2.3 Caracterização das amostras e análise da rugosidade e porosidade:**

A análise da rugosidade foi realizada utilizando-se um rugosímetro Perthen com apalpador mecânico. A trajetória de apalpamento (LT) foi de  $5,6 \times 10^{-3}$ m;  $4 \times 10^{-3}$ m de trajetória de medida padrão (LM) e amplitude vertical (VB) de 62,50  $\mu$ m. Foi utilizado filtro gaussiano (GS) e o limite de comprimento de onda (LC)  $8 \times 10^{-4}$ m. O número de medidas por superfície foi 128.

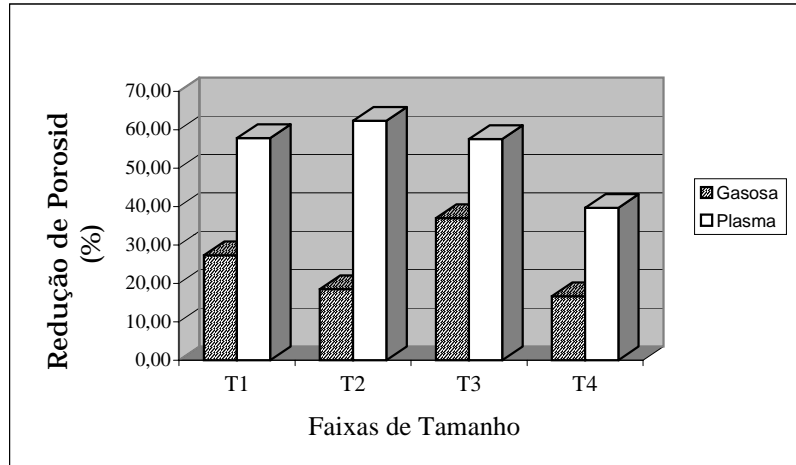
As análises da microestrutura das amostras após sinterização e após nitretação foram realizadas por microscopia ótica (Carl Zeiss - Neophot 30) e microscopia eletrônica de varredura (Philips XL30), auxiliada por microsonda de raios-X de comprimento de onda dispersivo (EDAX). A quantificação da porosidade superficial da amostra foi realizada a partir de imagens da superfície obtidas com o detector de elétrons retroespalhados (ER), no microscópio eletrônico de varredura (MEV), e com o programa de análise de imagens (AnalySIS). Foram obtidas 10 imagens da superfície em cada amostra e, posteriormente, analisadas e quantificados os poros pela fração em área. Os resultados são médias aritméticas destas imagens.

## **3. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

### **3.1 Análise da Porosidade Superficial**

Em ambos os tratamentos de nitretação, por plasma e gasoso, ocorreu uma redução na porosidade superficial para todos os grupos de amostras tratadas produzidas com distinto tamanho de partícula de pó. Esta redução da porosidade superficial é resultado da formação da camada de compostos na superfície da amostra do sinterizado. Os resultados da análise quantitativa da porosidade na superfície das amostras, antes e após os tratamentos de nitretação, mostraram que o processo de nitretação por plasma é mais eficiente no selamento dos poros do que o processo gasoso, conforme pode ser visto na Fig. 1.

A maior eficiência do processo de nitretação por plasma se deve a formação da camada de compostos logo no primeiro estágio do processo e predominantemente por deposição a partir do plasma. É esperado que para longos tempos de nitretação não ocorra uma melhora no desempenho do selamento dos poros. Este fato foi explicado em termos da quantidade de átomos retro-espalhados da superfície do cátodo por Metin *et al.*(1987).



**Figura 1.** Redução efetiva da porosidade superficial nos processos de nitretação gasosa e por plasma.

Nos primeiros estágios do processo, a concentração de ferro na superfície é bastante elevada facilitando a formação de nitretos. A superfície fica então recoberta por uma camada de nitretos, diminuindo a concentração de ferro e conseqüentemente desacelerando o crescimento da camada de compostos. No caso da nitretação gasosa é esperado que se tenha um melhor desempenho no selamento dos poros para longos tempos de tratamento. Este processo é, desde o início puramente difusivo, e o aumento do tempo de tratamento causará um aumento da espessura da camada de compostos e, em decorrência, um maior selamento dos poros.

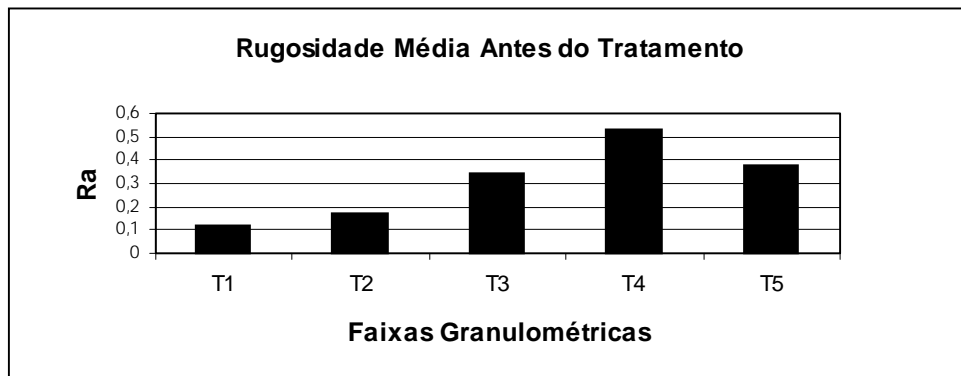
### 3.2 – Rugosidade das Amostras Sinterizadas

Apesar de Ledoux *et al.*(1988), utilizar o parâmetro  $R_t$  (profundidade máxima da rugosidade) para correlacionar a rugosidade com a porosidade e granulometria, Mesquita, (1992) salienta que esse parâmetro já foi utilizado com muitos significados e por esse motivo desaconselha sua utilização. Se levarmos em consideração que a porosidade é função da faixa granulométrica pode-se sugerir a seguinte correlação entre granulometria do pó ( $\mu$ ) e o parâmetro rugosidade média utilizando a equação de Boltzman:

$$R_a = \frac{0,33 - 0,55}{1 + e^{(x - 107,37) / 21,72}} + 0,55. \quad (1)$$

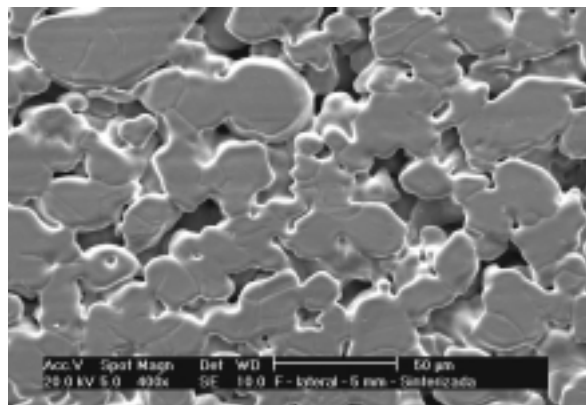
Como foram utilizadas faixas granulométricas optou-se por utilizar o valor médio da granulometria de cada faixa e correlacioná-la com o fator rugosidade média. O fator de dispersão encontrado foi  $\chi^2 = 1,28 \times 10^{-6}$ .

Na figura 2 são apresentados os valores da rugosidade média nas amostras sinterizadas. Conforme pode ser observado os valores aumentam com a faixa granulométrica. Essa tendência foi observada em trabalhos anteriores (Ledoux *et al.*1988). Como o pó foi separado em faixas granulométricas, a medida que aumenta o tamanho da partícula tem-se também um aumento no tamanho dos poros (Maliska *et al.* 1998).



**Figura 2.** Rugosidade média das amostras antes da nitretação.

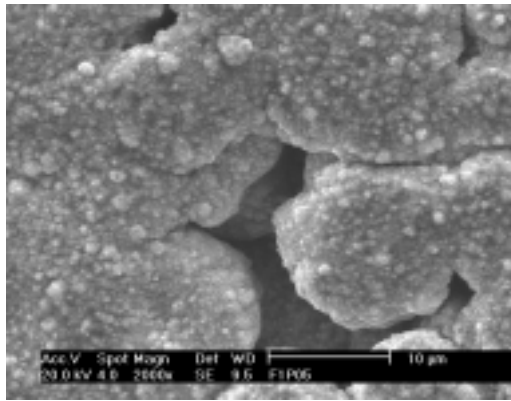
Conseqüentemente a rugosidade ( $P_T$ ), que é um fator dependente da profundidade e tamanho dos poros superficiais, irá aumentar quanto maior for o tamanho da partícula.



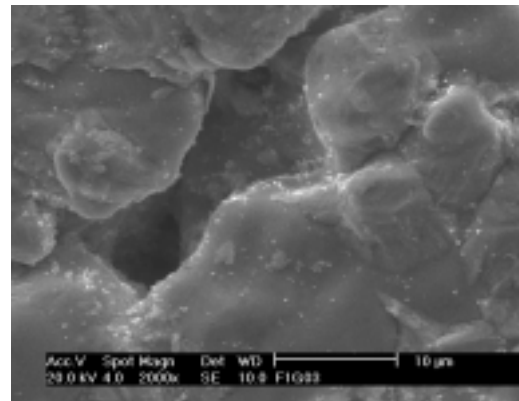
**Figura 3.** Superfície da amostra antes da nitretação.

Na fig. 3 pode ser observado o aspecto da superfície da amostra sinterizada de pó não peneirado obtida por microscopia eletrônica de varredura usando o detector de elétrons secundários. Observa-se que existe uma grande variação no tamanho dos poros como resultado do empacotamento das partículas, onde as menores se acomodam nos interstícios das partículas maiores.

A formação da camada de compostos é responsável pela topografia da superfície. Analisando a superfície das amostras nitretadas por microscopia eletrônica de varredura observa-se que o aspecto superficial reflete o mecanismo de formação da camada nitretada. Comparando as superfícies tratadas (Fig. 4), observa-se que, no caso da nitretação por plasma (Fig. 4.a), tem-se a deposição de nitretos na superfície, evidenciada pela granulação presente. No caso das amostras submetidas ao tratamento de nitretação gasosa a superfície é bem mais lisa,(fig. 4b) uma vez que o processo de formação da camada de compostos é difusivo e não por deposição, conforme discutido anteriormente por Maliska *et al.*(1998) e Metin *et al.*(1987) .



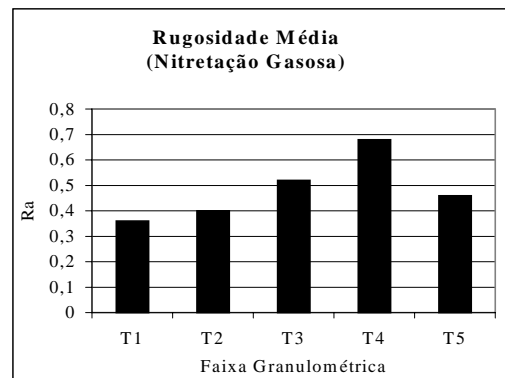
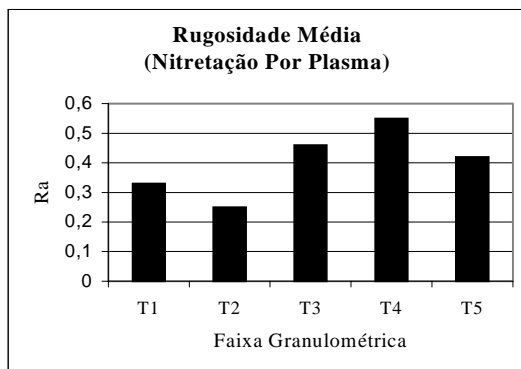
(a)



(b)

**Figura 4.** Superfície da amostra após a nitretação: a) plasma; b) gasosa.

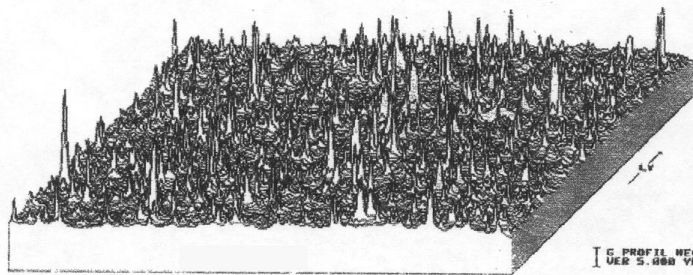
Na nitretação por plasma ocorre um “bombardeamento” iônico, nitretos são depositados no interior dos poros podendo ser essa a causa da maior eficiência no selamento dos poros (fig. 1) e menor rugosidade nessas do que nas amostras nitretadas pelo processo gasoso (fig. 4). Na nitretação por plasma, devido a formação de nitretos (FeN) no espaço catódico e deposição na superfície e interior dos poros, tem-se um maior selamento superficial. Como consequência deste selamento, apesar da maior quantidade de precipitados presentes na superfície das amostras nitretadas por plasma (fig. 4a), tem-se uma menor rugosidade média quando comparado com as amostras nitretadas pelo processo gasoso.



**Figura 5.** Rugosidade média após a nitretação. a) plasma; b) gasosa.

Se observados os gráficos da figura 5 pode-se verificar que na nitretação gasosa esse aumento da rugosidade ocorre em todas as faixas de distribuição granulométrica com relação ao tratamento realizado por plasma.





**Figura 6.** Perfil negativo da rugosidade.

Na figura 6 pode-se observar o aspecto do perfil negativo da rugosidade medida na faixa T5 da amostra nitretada por plasma. Outros parâmetros verticais RZ (profundidade média de rugosidade) e PT(Profundidade da rugosidade) também se comportaram de maneira semelhante com valores mais elevados na nitretação gasosa do que na nitretação por plasma.

#### 4. CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos na nitretação gasosa e por plasma de amostras sinterizadas de Fe puro, produzidas com distintos tamanhos de partícula, conclui-se que:

- A medida que se aumenta a granulometria das amostras sinterizadas, ocorre um aumento da rugosidade média, em consequência do aumento do tamanho dos poros.
- O tratamento superficial de nitretação causa um aumento na rugosidade média das amostras de Fe puro sinterizado, como resultado da formação de nitretos de Fe na superfície das amostras.
- Apesar do grande depósito de nitretos de Fe presente na superfície das amostras nitretadas por plasma, estas apresentam uma menor rugosidade quando comparadas com as amostras submetidas ao tratamento de nitretação gasosa. Este resultado é decorrente do maior selamento dos poros superficiais obtido na nitretação por plasma.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Angioletto, E., 1998, Nitretação Gasosa Potenciostaticamente Auxiliada, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.
- Ledoux, L., Prioul, C., 1988, The Influence of Pore Morphology on the Monotonic and Cyclic Properties of Sintered Iron, *Modern Developments in Powder Metallurgy*, Princeton, V. 21.
- Maliska, A.M., Klein, A.N., Souza, A. R., 1995, *Surface & Coating Technology*, Editora: Elsevier Science, V.70, p. 175-179.
- Maliska, A.M., Egert, P., Speller, C.V., Klein, A.N., Souza, A R., , 1997, *Journal of Materials Science*, v.32, p.6375-6382.
- Maliska, A.M., Oliveira, A.M., Angioletto, E., Pavanati, H.C., Drago, V., Muzart, J. L., Klein, A. N., 1998, Caracterização da Camada Superficial Obtida por Nitretação Gasosa e

Por Plasma Em Fe Puro Sinterizado, 1998, 13° CBECIMAT – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, Curitiba, p. 1646 – 1655.

- Oliveira, A.M., 1998, Estudo da Influência da Nitretação e Nitrocementação por Plasma Sobre a Redução de Porosidade Superficial em Amostras de Ferro Puro Sinterizado, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.
- Mesquita, N. G. M., 1992, .Avaliação e Escolha de Uma Superfície Segundo Sua Função e Fabricação, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil.
- Metin, E., Inal, O.T., 1987, Journal of Materials Science, N.22, p.2783-2788.

# **INFLUÊNCIA DA DISPERSÃO DOS PÓS DE W E Cu NO PROCESSO DE SINTERIZAÇÃO DO COMPÓSITO W-Cu REALIZADO EM MOINHO PLANETÁRIO**

**\*Franciné Alves da Costa**

**\*\*Angelus Giuseppe Pereira da Silva**

**\*\*Uílame Umbelino Gomes**

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, \*Departamento de Engenharia Mecânica,

\*\*Departamento de Física, 59072-970, Natal, RN, Brasil. E-mail: [francineac@yahoo.com](mailto:francineac@yahoo.com)

## **Resumo**

A densificação do compósito W-Cu via sinterização por fase líquida é dificultada pela mútua insolubilidade entre W e Cu e baixa molhabilidade do W pelo Cu. Neste estudo, investigou-se a influência do tempo de dispersão em moinho planetário na cinética de formação do pó de W-Cu e na cinética de sinterização destes pós. A dilatométrica foi empregada para se estudar o comportamento de contração das amostras durante a sinterização. Uma microestrutura com 98% da densidade teórica e com uma alta homogeneidade estrutural foi obtida a uma temperatura de sinterização de 1165°C por 5min em atmosfera de H<sub>2</sub> para um pó de W-Cu moído por 92h.

**Palavras-chave:** Compósitos W-Cu, Produção de pós compósitos W-Cu e Ligas de W-Cu.

## **1. INTRODUÇÃO**

O compósito W-Cu é empregado tradicionalmente em contatos elétricos por exibir simultaneamente alta condutividade térmica do cobre e elevada resistência à corrosão por arco elétrico devido ao tungstênio. Mais recentemente, este material tem sido empregado na construção de dissipadores de calor em dispositivos microeletrônicos (German et al, 1994). Este é um mercado bastante atraente para o compósito W-Cu e a Metalurgia do Pó (MP), através da sinterização por fase líquida, se apresenta como uma técnica potencial a ser empregada na fabricação destes produtos, devido a sua capacidade de produzir formas complexas com dimensões próximas as dimensões finais desejadas. Tradicionalmente na fabricação de contatos elétricos a técnica utilizada é a infiltração de um corpo pré-sinterizado de W por Cu líquido (Moon & Lee, 1979 e Lassner & Schubert, 1999). O empecilho para o processamento deste compósito por sinterização em fase líquida é a baixa sinterabilidade do sistema W-Cu, consequência da mútua insolubilidade entre o W e Cu e da baixa molhabilidade do W pelo Cu líquido (Chongliang et al., 1993; Johnson & German, 1994 e 1996 e Upadhyaya & German, 1998).

Apesar da baixa sinterabilidade do compósito W-Cu, uma estrutura com alta homogeneidade estrutural e uma densidade próxima da densidade teórica pode ser obtida através da produção e utilização de um pó de W-Cu formado por partículas compósitas W-Cu (Hong, 1993 e Moon et al, 1997). Isto demonstra que a densificação do compósito W-Cu está diretamente relacionada, principalmente, à dispersão do tungstênio e cobre, através da obtenção de partículas compósitas W-Cu, e da sinterização do mesmo.

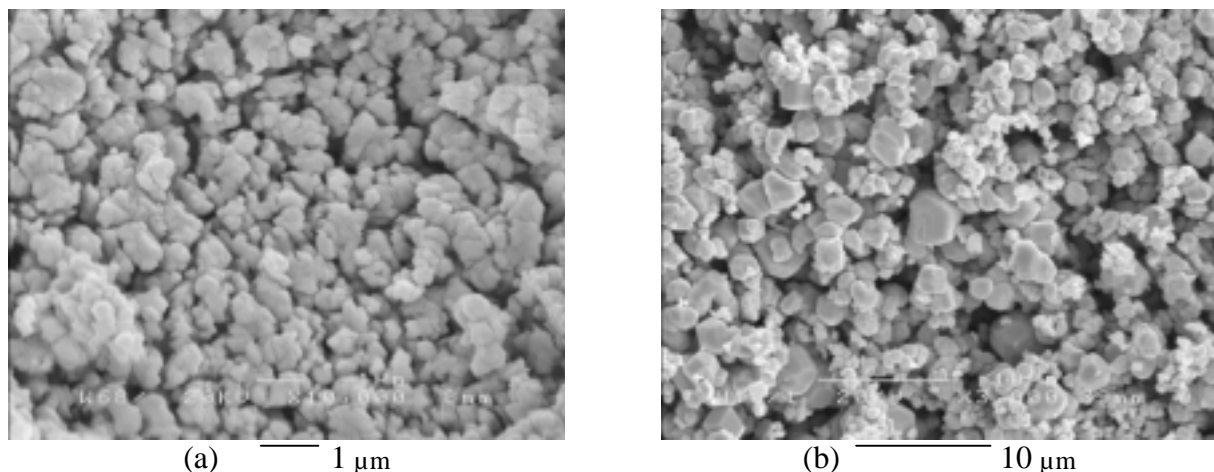
O objetivo deste trabalho é investigar a influência de alguns parâmetros do processo de produção do pó de W-Cu na forma das partículas do pó de W-Cu que resulte em elevada sinterabilidade e densificação do compósito W-Cu. Para alcançar este objetivo, o tempo de dispersão em moinho planetário variou de 1 a 92 horas de moagem, com a finalidade de se determinar seu efeito na cinética de sinterização do W-47%volCu. A densidade verde, a densidade do sinterizado e a contração foram medidas e a forma e tamanho das partículas do pó de W-Cu e a estrutura final foram observadas através da microscopia ótica e microscopia eletrônica de varredura.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

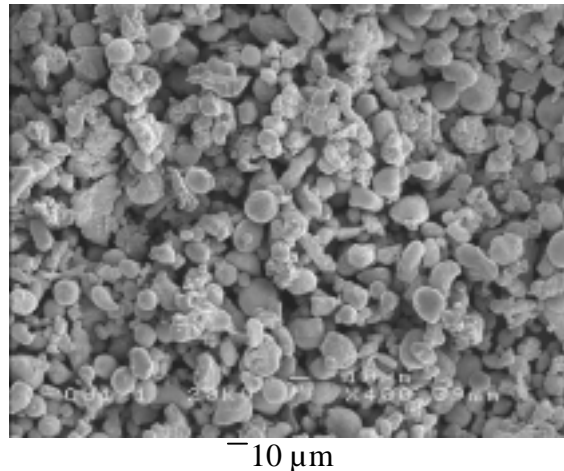
Dois diferentes pós de tungstênio (0,68 $\mu$ m e 1,92 $\mu$ m) foram selecionados para este estudo, com a finalidade de se investigar a influência do tamanho de partícula e a dispersão das partículas na cinética de sinterização do compósito W-Cu. As características dos pós de tungstênio estão listadas na tabela 1. Um pó de cobre com tamanho médio de partícula de 10  $\mu$ m, medido por microscopia eletrônica de varredura, e obtido através de atomização foi usado na preparação do compósito W-Cu. Imagens de microscopia eletrônica de varredura dos pós de tungstênio e de cobre são mostradas nas figuras 1 e 2 respectivamente.

**Tabela 1.** Características dos pós de tungstênio com 0,68 $\mu$ m (Wfino) e 1,92 $\mu$ m (Wgrosso), conforme fornecido pelo fabricante.

FORNECEDOR	W. B. H.	W. B. H.
Designação	4870/95	1316/97
Distribuição do tamanho de partícula sedigrafia		
D <sub>10</sub> ( $\mu$ m)	0,42	1,30
D <sub>50</sub> ( $\mu$ m)	0,54	2,03
D <sub>90</sub> ( $\mu$ m)	0,92	3,88
Tamanho de partícula Fischer	0,68	1,92
Área superficial específica (m <sup>2</sup> /g)	0,6849	0,2530
Densidade (g/cm <sup>3</sup> )	19,30	19,30



**Figura 1.** Imagens de microscopia eletrônica de varredura dos pós de tungstênio (a) pó de Wfino com 0,68 $\mu$ m, (b) pó Wgrosso com 1,92 $\mu$ m.



**Figura 2.** Imagens de microscopia eletrônica de varredura do pó cobre com tamanho médio de partícula igual a  $10\mu\text{m}$ .

O método de obtenção do pó de W-Cu se deu através da moagem em moinho planetário a uma velocidade no valor de cinco unidades, conforme escala de um a dez apresentada no equipamento. Os pós elementares de W e Cu foram colocados em um recipiente de metal duro juntamente com as quatro bolas ( $d=14,3\text{mm}$ ), também de metal duro, e o restante do volume do recipiente foi preenchido com ciclohexano, que tinha a função de minimizar ou evitar a oxidação dos pós durante a moagem. O recipiente possui uma capacidade de 50ml e o volume ocupado pelos corpos de moagem era de aproximadamente 13,6% do volume do recipiente. Desta forma, várias ligas de W-Cu, com uma composição de 47% volCu, foram produzidas com o tempo de moagem variando de 1 a 92 horas. A tabela 2 mostra as ligas e as condições de dispersão destas em moinho planetário. Esta variação no tempo de moagem tinha o objetivo de se investigar a influência do tempo de moagem em moinho planetário nas características do pó de W-Cu e na cinética de sinterização do composto W-Cu.

**Tabela 2.** Condições de moagem das ligas de W-Cu para uma composição de 47% volCu.

Designação das ligas de W-47%volCu	Tempo de Moagem (h)
C47-P1	1
C47-P6	6
C47-Pf92	92
C47-Pf25	25

Após a moagem, os pós de W-Cu foram secados através da destilação por rotavapor em aproximadamente  $70^{\circ}\text{C}$  e peneirados em uma peneira de 60 mesh para aglomerar os pós e melhorar sua compressibilidade durante a compactação. Os pós foram compactados a 221MPa em uma matriz cilíndrica de aço inoxidável com 6,06mm de diâmetro e as amostras mediam 6,06mm em diâmetro e aproximadamente 4mm de altura. Nenhum ligante foi adicionado ao pó, porém um óleo lubrificante foi aplicado na superfície dos pistões e na cavidade da matriz para lubrificar as partes móveis da matriz durante a compactação.

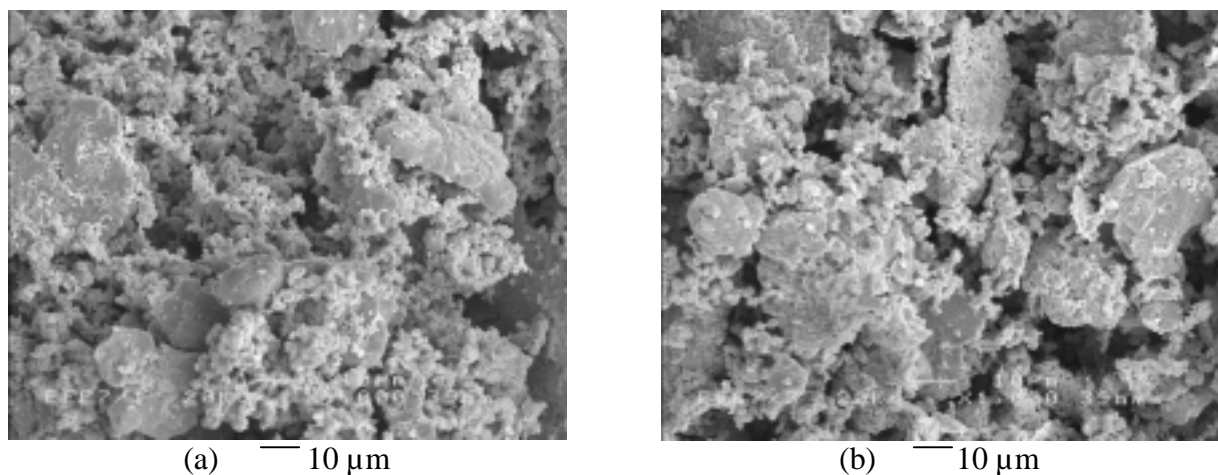
As sinterizações foram realizadas em atmosfera de  $\text{H}_2$  em temperaturas variando de  $1075^{\circ}\text{C}$  a  $1200^{\circ}\text{C}$ . A taxa de aquecimento usada foi de  $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$  e o tempo de isoterma variou de 5 a 60 minutos. As curvas de contração e da taxa de contração foram obtidas através de sinterização dilatométrica.

A massa e as dimensões das amostras verdes foram medidas e as densidades foram calculadas. As densidades das amostras sinterizadas a  $1075^{\circ}\text{C}$  foram calculadas pelo método

massa/volume devido a grande porosidade apresentada nestas amostras. Já para as amostras sinterizadas em temperaturas mais elevadas, as densidades foram calculadas pelo princípio de *Archimedes*. As amostras foram seccionadas e polidas, em seguida, algumas foram atacadas com *Murakami* para análise metalográfica por microscopia ótica e microscopia eletrônica de varredura (MEV).

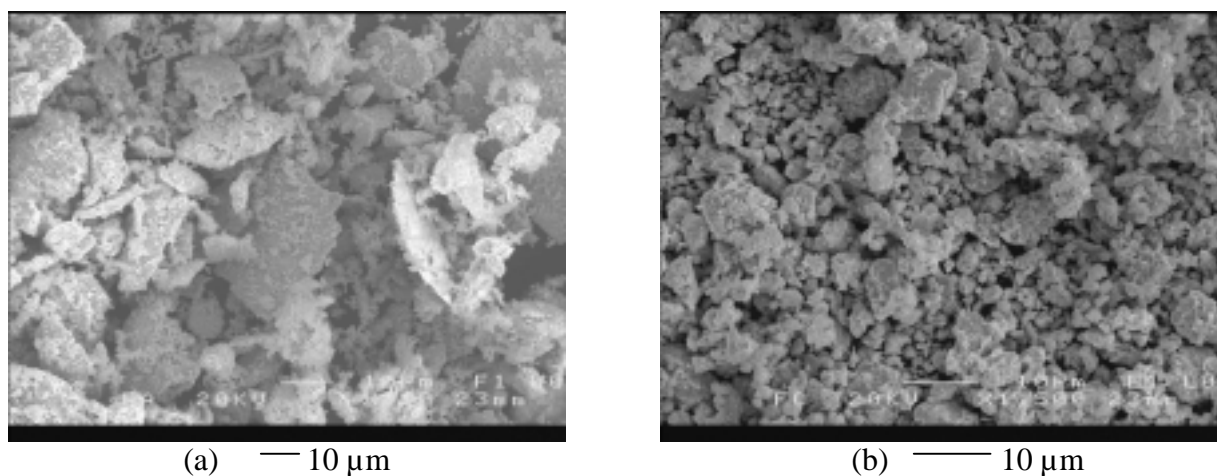
### 3. RESULTADOS

Recentes pesquisas (Kim et al., 1997, 1998 e 1999 e Da Costa, 2000) demonstraram que o uso de alta energia e longo tempo de moagem modifica a forma do pó de W-Cu e aumenta a sinterabilidade do composto W-Cu. Para verificar a influência do tempo de moagem em moinho planetário nas características do pó de W-Cu, duas ligas de W-Cu foram produzidas por 1 e 6 horas de moagem usando pó de W grosso. A figura 3 mostra as microscopias eletrônicas de varredura dos pós de W-Cu para as duas ligas.



**Figura 3.** Morfologia e dispersão das partículas dos pós de W e Cu moídos em moinho planetário para as ligas (a) C47-P1 e (b) C47-P6.

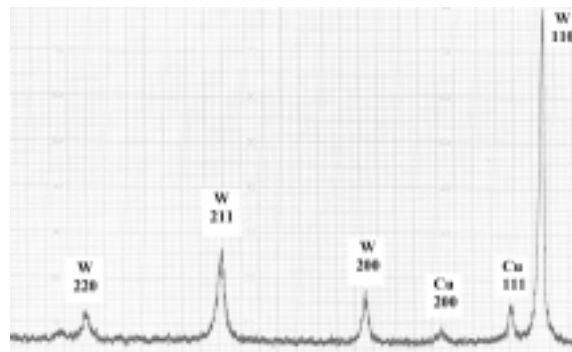
A figura 4 mostra as microscopias eletrônicas de varredura dos pós de W-Cu para as ligas C47-Pf25 e C47-Pf92 usando pó de W fino.



**Figura 4.** Morfologia do pó de W-Cu moído em moinho planetário por 25h e 92h através de imagens de elétrons secundários para a liga (a) C47-Pf25 e (b) C47-Pf92.

Observa-se nas figuras 3 e 4, que à medida que se aumenta o tempo de moagem as partículas de tungstênio começam a ser encravadas nas partículas de cobre, e estas, por serem dúcteis, começam a se deformarem. Pode-se observar, também, que com 25 h de moagem o pó de W-47%volCu já não possui mais partículas de tungstênio livres e as partículas compósitas W-Cu formadas são grandes e em forma de plaquetas. Quando se aumenta o tempo de moagem para 92 h, ocorre uma fragmentação destas grandes partículas compósitas e das partículas de tungstênio, aumentando a dispersão e interação do tungstênio na matriz de cobre.

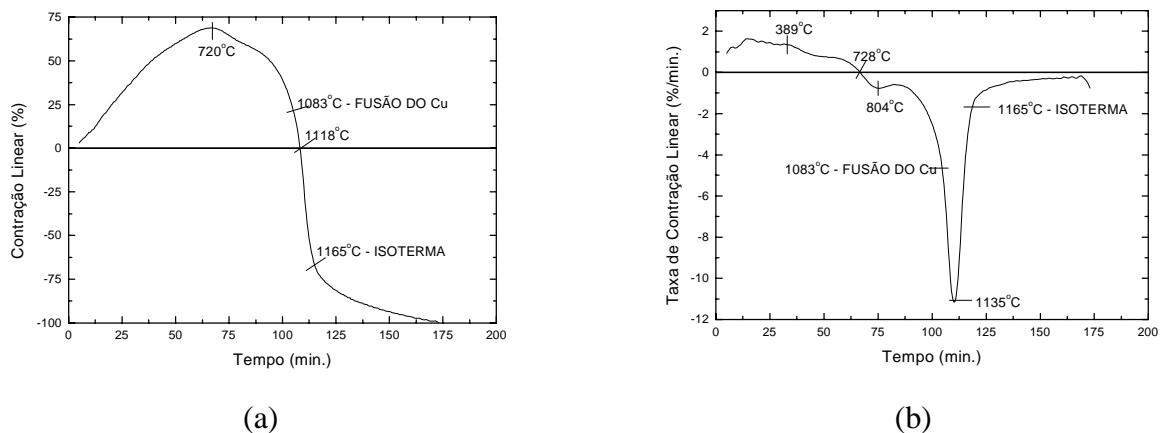
Para constatar se houve amorfização dos constituintes (W e Cu) uma difração de raio-x foi realizada no pó de W-Cu, produzido com pó de W grosso e moído por 92h, conforme visto na figura 5.



**Figura 5.** Difração de raio-x do pó de W-Cu da liga C47-P92 moído em moinho planetário por 92 h e produzido com pó de W grosso.

A difração de raio-x apresenta quatro picos característicos do tungstênio, onde o primeiro possui grande intensidade. A presença destes picos, na difração de raio-x, confirma a cristalinidade do pó de tungstênio. Já com relação ao cobre, esta difração apresenta dois picos de baixa intensidade, o que se deve a uma certa desorganização na sua estrutura cristalina, ou seja, houve uma amorfização de parte do cobre produzida pelo processo de moagem.

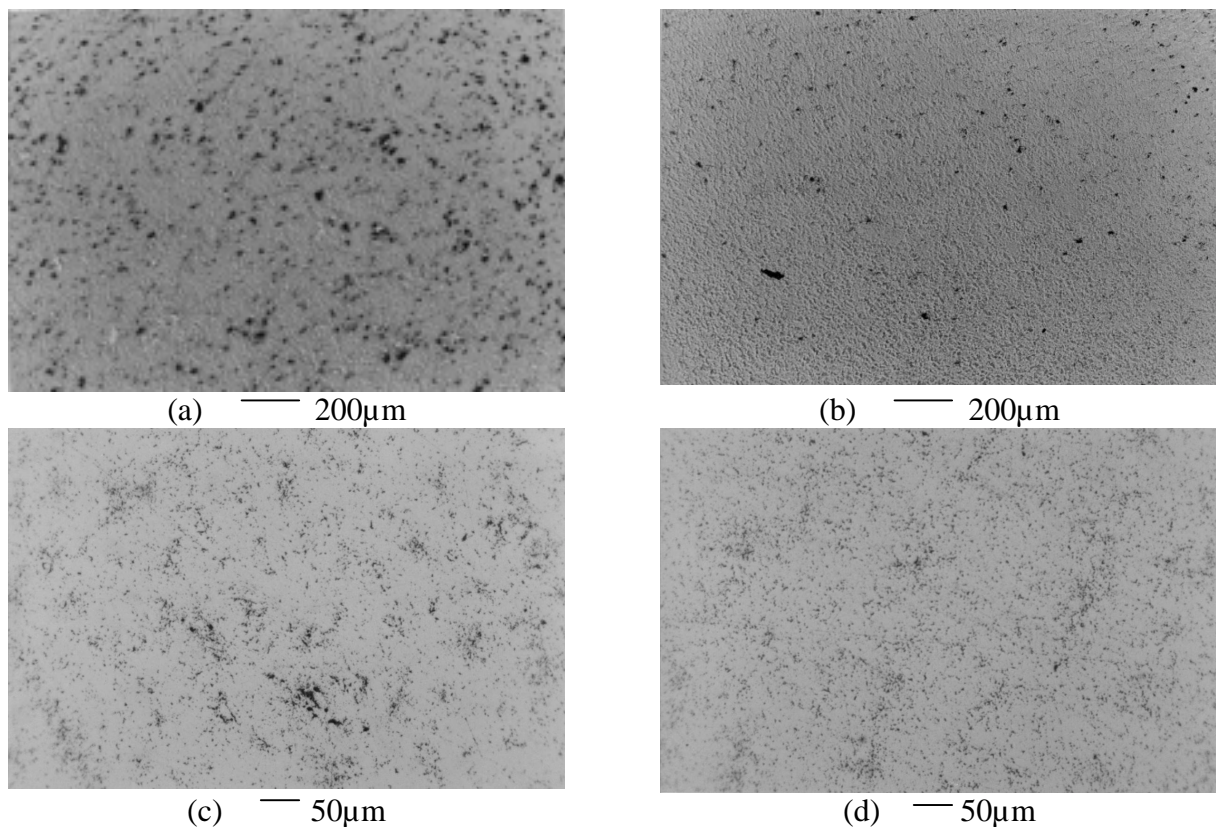
Para se entender o comportamento de contração das amostras durante a sinterização, as curvas de contração e da taxa de contração foram obtidas para a liga C47-Pf92, as quais são mostradas na figura 6.



**Figura 6.** (a) curva de contração e (b) curva da taxa de contração da liga C47-Pf92 sinterizada a 1165°C por 60min de isoterma em atmosfera de H<sub>2</sub>.

As curvas dilatométricas mostram que a contração passa a dominar o processo de sinterização ainda em sinterização por fase sólida (730°C) e apresenta velocidade de contração máxima a temperatura pouco acima do ponto de fusão do cobre. Observa-se ainda, que a maior parte da contração ou densificação do composto ocorre durante a fusão do cobre, quando ocorre o rearranjo das partículas de tungstênio.

Com intuito de verificar a influência do tempo de moagem na cinética de sinterização, as ligas C47-P1 e C47-P6 foram sinterizadas em estado sólido a 1075°C por 60min de isoterma e as ligas C47-Pf25 e C47-Pf92 foram sinterizadas em fase líquida a 1165°C por 5min de isoterma, conforme mostrado na figura 7.



**Figura 7.** Micrografias óticas das amostras sinterizadas a 1075°C por 60min de isoterma para as ligas (a) C47-P1 e (b) C47-P6 e sinterizadas a 1165°C por 5min de isoterma para as ligas (c) C47-Pf25 e (d) C47-Pf92, respectivamente.

As microestruturas obtidas com pó de W-47%volCu, os quais foram produzidos em moinho planetário por 1 e 6 h, e sinterizadas tanto em estado sólido como em estado líquido, apresentaram grande volume de poros residuais e alta heterogeneidade estrutural. Ao contrário destas, as microestruturas obtidas com pó de W-47%volCu e produzidos em moinho planetário por 25 e 92 h, apresentaram significativa densificação e homogeneidade estrutural em sinterização por fase líquida por apenas 5 minutos de isoterma, conforme observado na figura 7.

## 4. DISCUSSÃO

### 4.1 Influência do tempo de dispersão em moinho planetário na forma do pó de W-Cu.



O efeito do tempo de moagem na dispersão do W e Cu e na formação de partículas compósitas W-Cu, onde o W e o Cu estão intimamente interligados, formando uma nova partícula com forma e tamanho diferente das partículas originais, é observado nos pós de W-Cu com 47% volCu moídos de 1h a 6h (figura 3). Este efeito é efetivamente confirmado neste mesmo tipo de pó moído em moinho planetário por 92 (figura 4). A medida que se aumenta o tempo de moagem de 1h até 6h pode ser observado, figura 3, uma significativa redução da quantidade de partículas de W livres e há formação de uma nova partícula composta por Cu deformado com W encravado nesta. Quando se aumenta o tempo de moagem para 25h, observa-se uma total ausência de partículas de W livres e embora todas as partículas existentes sejam compósitas, estas ainda possuem um tamanho muito grande e uma forma de finas plaquetas não homogêneas. Com o aumento do tempo de moagem para 92h, as partículas compósitas W-Cu, juntamente com as partículas de W, se fragmentam produzindo maior dispersão do W e do Cu e maior homogeneização destas partículas. Portanto, o aumento do tempo de moagem produz uma maior dispersão e interação entre os constituintes (W e Cu) do pó de W-Cu, uma diminuição no tamanho de partícula de W e conduz a formação de partículas compósitas W-Cu.

Com a formação e fragmentação das partículas compósitas W-Cu não é mais possível distinguir o W e o Cu, porém a moagem do pó de W-Cu por 92h não é capaz de amorfizar todo o Cu, muito menos o W e não introduziu nenhum tipo de impureza (Co) ao pó de W-Cu durante o processo de moagem. Pois, conforme observado na figura 5, o tungstênio apresenta quatro picos característicos, indicando que a estrutura cristalina do tungstênio foi mantida. Já o cobre apresenta dois pequenos picos, o que demonstra o quanto a rede cristalina foi desestruturada, porém, sua presença indica que ainda há uma organização na estrutura cristalina do cobre.

#### **4.2 Influência do tempo de dispersão na cinética de sinterização do compósito W-Cu.**

A forma das partículas do pó de W-Cu é afetada significativamente pelo tempo de dispersão e moagem e esta produz uma marcante influência na cinética de sinterização e na homogeneização da estrutura do compósito W-Cu. Nas estruturas sinterizadas das ligas C47-P1 a C47-P6 já pode ser observado uma marcante evolução na densificação e no fechamento da porosidade, as quais se deve a maior formação de partículas compósitas W-Cu quando se aumenta o tempo de moagem de 1h para 6h. Com o aumento do tempo de moagem para 92h se obtém partículas compósitas W-Cu e estas produzem maior homogeneização do pó de W-Cu e distribui o W intimamente dentro das partículas individuais do pó de W-Cu. Portanto, uma amostra da liga C47-Pf92 (figura 7), moída em moinho planetário por 92h e sinterizada a 1165°C por 5min, obteve uma densidade de 98% da densidade teórica, enquanto a liga C47-Pf25, moída em moinho planetário por apenas 25h e sinterizada nas mesmas condições de temperatura e tempo, já obteve um densidade de 95% da densidade teórica.

#### **4.3 Comportamento de contração dos pós de W-Cu formados por partículas compósitas W-Cu durante a sinterização.**

Estas partículas compósitas W-Cu se ligam mais facilmente e o Cu começa a preencher a porosidade existente entre estas partículas e a produzir contração das mesmas já durante a sinterização por fase sólida. Desta forma, ocorre uma marcante contração da estrutura durante a sinterização em estado sólido e quando da fusão do Cu, um grande rearranjo dos grãos de W conduz a uma grande densificação da estrutura, fazendo com que quase toda contração seja alcançada até a temperatura atingir a isoterma da sinterização, conforme visto na figura 5. A

curva de contração mostra que a 720°C o processo de sinterização que se opõe a expansão e conduz à contração já começa a atuar e logo após a fusão do Cu, a 1118°C, o processo de contração passa a dominar a sinterização. A curva da taxa de contração é caracterizada por um grande pico, que está relacionado a fusão do Cu e ao rearranjo dos grãos de W. Observa-se nesta curva que durante a fase de aquecimento, acima de 1135°C, a velocidade de contração cai rapidamente, significando dizer que durante o rearranjo dos grãos de W a estrutura conduz à quase total contração estrutural e quando da chegada da isoterma, esta desativa ou minimiza este processo de rearranjo, fazendo com que a velocidade de contração caia lentamente. Na fase de isoterma, a estrutura se contrai devido ao preenchimento dos poros remanescentes pelo Cu líquido e ao lento processo de rearranjo dos grãos de W.

## 5. CONCLUSÕES

A presença de choques provoca a deformação dos componentes e o aparecimento de partículas compósitas W-Cu.

O tempo de moagem, sob determinadas condições de energia por choque e choques por segundo, determina o número de partículas compósitas W-Cu, o tamanho destas partículas e o número de partículas de tungstênio livres.

As partículas compósitas W-Cu tendem a se fragmentar com o prosseguimento da moagem devido ao encruamento das partículas e aos choques produzidas pelos corpos de moagem.

A presença de partículas compósitas W-Cu é fator importante para a obtenção de altas densidades finais e sua presença modifica o aspecto estrutural.

Pós com partículas compósitas W-Cu sinterizam mais e mais cedo devido à sinterização do cobre contido em cada partícula, de modo que a densidade relativa final pouco depende da composição ou do conteúdo de cobre.

O pó de tungstênio tem seu tamanho bastante reduzido durante a moagem para a formação de pós compósitos W-Cu, porém não chega a ser amorfizado.

O uso de partículas compósitas W-Cu pode levar a densificação total da estrutura do compósito W-Cu a uma temperatura de 1200°C.

## 6. AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Wolf-Dieter Schubert pela colaboração e apoio durante a realização das caracterizações das ligas de W-Cu, a Universidade Técnica de Viena por nos haver disponibilizado os seus laboratórios durante a realização das caracterizações e a CAPES, Projeto Nordeste/CNPq, FINEP e RHAE/CNPq pelo apoio financeiro.

## 7. REFERÊNCIAS

- Chongliang, Q. et al., 1993, “A Study on Fine Grain W-Cu Electrode Material with High Homogeneity”, Proceedings of the 13<sup>th</sup> Inter. Plansee Seminar, Vol. 1, Reutte, Ed. Metallwerk Plansee, p. 461-70.
- Da Costa, F. A., 2000, “Estudo da Sinterização de Ligas de W-Cu”, Dissertação (Mestrado em Materiais e Estruturas Especiais), Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, R.N., Brasil, 178p.
- German, R. M., Hens, K. F. & Johnson, J. L., 1994, “Powder Metallurgy Processing of Thermal Management Materials for Microelectronic Applications”, The International J. of Powder Metallurgy, Vol. 30, nº 2, p. 205-16.

- Hong, M. H. et al., 1993, “Densification Behavior of Ball-Milled W-Cu Composite Powder”, Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Plansee Seminar, Vol. 1, Reutte, Ed. Metallwerk Plansee, p. 451-60.
- Johnson, J. L. & German, R. M., 1996, “Solid-State Contributions to Densification During Liquid-Phase Sintering”, Metallurgical and Materials Transactions P B, Vol. 27B, p. 901-9.
- Johnson, J. L. & German, R. M., 1994, “Chemically Activated Liquid Phase Sintering of Tungsten-Copper”, The Inter. Journal of Powder Metallurgy, Vol. 30, n° 1, p. 91-102.
- Kim, J. C. et al., 1999, “Metal Injection Molding of Nanostructured W-Cu Composite Powder”, The International Journal of Powder Metallurgy, Vol. 35, n° 4, p. 47-55.
- Kim, J. C. et al., 1998, “Densification Behavior of Mechanically Alloyed W-Cu Powder by the Double Rearrangement Process”, Escripta Materialia, Vol. 39, n° 6, p. 669-76.
- Kim, J. C. & Moon, I. H., 1997, “Sintering of Nanostructured W-Cu Alloys Prepared by Mechanical Alloying”, NanoStructured Materials, Vol. 10, n° 2, p. 283-90.
- Lassner, E. & Schubert, W.-D., 1999, “Tungsten: Properties, Chemistry, Technology of the Element, Alloys, and Chemical Compounds”, Vol. 1. Ed. Kluwer Academic/Plenum Publishers, New York, p. 270-281.
- Moon, I. H. & Lee, J. S., 1979, “Activated Sintering of Tungsten-Copper Contact Materials”, Powder Metallurgy, n° 1 p. 5-7.
- Moon, I. H., Ryu, S. S. & Kim, J. C., 1997, “Sintering Behaviour of Mechanical Alloyed W-Cu Composite Powder”, Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Plansee Seminar, Vol. 1, Reutte, Ed. Metallwerk Plansee, p. 16-26.
- Upadhyaya, A. & German, R. M., 1998, “Densification and Dilation of Sintered W-Cu Alloys”, The Int. J. of Powder Metallurgy., Vol. 34, n° 2, p. 43-55.

# INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DA FERRAMENTA DE CORTE NA USINABILIDADE DO AÇO ABNT 1045

**Gustavo Nascimento**

**Alexandre Mendes Abrão**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 31.270-901, Belo Horizonte MG, Brasil. E-mail: abrao@vesper.demec.ufmg.br

## **Resumo**

Este trabalho tem por objetivo principal investigar o comportamento de três pastilhas para torneamento de mesma geometria (ângulos de ponta, posição, saída e folga, além do raio de ponta), porém com formatos diferentes. São três ferramentas de metal duro revestido classe P20-P30 M15-M30, com as seguintes geometrias: ISO CNMG 120408-GN, QNMG 090408-GN e WNMG 080408-GN, com mesmo tipo de quebra-cavaco, para o mesmo tipo de operação. Foram escolhidas cinco condições de corte onde a profundidade de corte foi fixada e velocidade de corte e avanço foram variados. Avaliou-se então, a vida das três ferramentas e o acabamento superficial da peça para cada uma das cinco condições de corte. Os resultados mostraram diferenças consideráveis de comportamento entre as três pastilhas sob a mesma condição de corte. Isto sugere que a diferença de comportamento entre as pastilhas esteja ligada à diferença de formato das mesmas. Possíveis razões para os diferentes comportamentos observados são a distribuição de calor e os esforços impostos às ferramentas.

**Palavras-chave:** Geometria de ferramenta, Torneamento, Usinabilidade

## **1. INTRODUÇÃO**

A geometria de corte das ferramentas utilizadas em usinagem tem influência decisiva no desempenho da ferramenta de corte. Muitos estudos já foram realizados principalmente em torneamento, fresamento e furação acerca da geometria das ferramentas e pastilhas utilizadas nestes processos, com o objetivo de se conseguir um melhor desempenho das mesmas. Estas pesquisas foram realizadas, na sua maioria, de duas formas: a forma experimental, onde basicamente, foi verificado o desempenho das ferramentas sob determinadas condições de corte, tipo de material de ferramenta e de material usinado para diferentes geometrias de pastilha e comparando os resultados obtidos. A outra forma é a analítica, onde foram propostas fórmulas que determinam modelos de geometria de ferramenta mais eficientes de acordo com as condições de trabalho a que seriam submetidas.

Em ambos os casos, experimental e analítico, é praticamente impossível prever qual a geometria é ideal para determinado caso. As variáveis envolvidas são muitas: além da geometria em si, que envolve diversos ângulos, raios, formato, presença ou não de quebra-cavaco, existem ainda as outras características que influem decisivamente no processo tais como o tipo de material de ferramenta e material usinado, a presença de revestimento nas pastilhas, além, é claro, dos parâmetros de corte. Todos estes fatores juntos afetam principalmente as forças de corte e a temperatura gerada durante o processo, sendo que estes irão determinar a vida da ferramenta.

Esta infinidade de situações resulta em uma grande variedade de estudos e pesquisas, os quais têm servido para alimentar uma forma mais recente de prever a melhor geometria de ferramenta. Esta forma é através de redes neurais. As redes neurais são alimentadas com informações originadas de pesquisas experimentais e analíticas e, através do cruzamento destas informações, ela fornece resultados para a situação proposta pelo usuário.

São vários os exemplos que podem ser citados a respeito deste tipo de pesquisa nos últimos anos. Kattan & Currie (1996) desenvolveram um estudo sobre pastilhas para torneamento onde, realizando testes experimentais segundo condições de corte idênticas, variaram o ângulo de posição de uma pastilha de metal duro revestido. As forças de corte envolvidas foram medidas e vários ângulos foram determinados para se montar o círculo de Merchant. A partir do círculo e da fórmula empírica desenvolvida por Jiang *et al.* (1984), foram criadas novas equações empíricas com base em parâmetros geométricos. Kattan *et al.* (1998) desenvolveram modelos matemáticos associados a formulações empíricas onde os dados de entrada dizem respeito a parâmetros de geometria de ferramenta, material da ferramenta, material da peça a ser usinada, condições de corte e especificações de máquina. aperfeiçoando o estudo anterior a fim de melhorar a qualidade da superfície usinada e aumentar a produtividade da ferramenta.

Modelos empíricos envolvendo geometria de corte da ferramenta também podem associar outros fatores além dos mostrados anteriormente. Lo *et al.* (1998) desenvolveram um modelo para furação onde, através do conhecimento de propriedades mecânicas e térmicas do material da broca e do material a ser usinado, a variação da geometria da broca resultou em um aumento de até 400% na vida da ferramenta.

As propriedades mecânicas do material da ferramenta e do material a ser usinado influem sensivelmente no desenvolvimento da operação de corte. As forças envolvidas no processo são relativamente altas e exigem muito principalmente da ferramenta de corte. Quanto mais altas forem as forças envolvidas na operação, maior será a carga sobre a ferramenta e menor será sua vida. A forma de saída do cavaco determina um dos componentes da força de corte, principalmente devido à área de contato cavaco-ferramenta. A modificação da geometria da ferramenta, no que se refere à saída de cavaco, faz variar o contato cavaco-ferramenta, variando assim a força de corte. Seethaler & Yellowley (1997) propuseram um modelo para torneamento oblíquo capaz de prever as forças de corte e a direção de saída do cavaco e, com base nestes dados, determinar a geometria de ferramenta que mais vai se adequar, minimizando os efeitos dessas forças.

Kuang-Hua & Chung-Shin (1995) também fizeram um trabalho de comparação entre valores experimentais e teóricos no torneamento. Desenvolveram um modelo específico para ferramenta com aresta principal de corte chanfrada onde, variando-se a geometria da ferramenta, estimava-se as forças de corte. Os valores encontrados mostraram-se consistentes quando comparados com os experimentais. Foi também observada a variação no consumo de corrente elétrica e no acabamento superficial com a geometria da ferramenta.

Um dos elementos que mais influenciam na geometria de uma ferramenta de corte é a presença e forma do quebra-cavaco. O quebra-cavaco tem grande importância na distribuição de temperatura na ferramenta e na peça e, desenvolvendo sua função de quebrar o cavaco, altera as forças de corte do processo. Mesquita & Barata Marques (1992) fizeram um estudo comparativo entre várias geometrias de quebra-cavaco, determinando aquela que propiciava as menores forças de corte ao processo. Os resultados experimentais foram comparados a um modelo onde as forças de corte eram estimadas de acordo com o tipo de geometria de quebra-cavaco, segundo várias condições de corte.

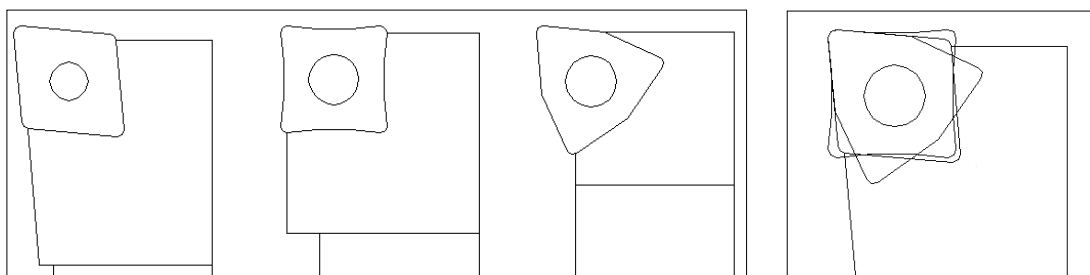
Como pode ser visto, há vários parâmetros que alteram a geometria da ferramenta e, por conseqüência, as variáveis do processo, principalmente as forças de corte. Neste trabalho, será verificada a influência do formato da pastilha no processo.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental foi realizado em um torno CNC com potência de 5,5kW e rotação máxima de 3500rpm. Foi feito o torneamento contínuo a seco de barras de aço ABNT 1045 (160 HV) com ferramentas de metal duro revestido classe ISO P20-P30 M15-M30 (Iscar IC 9025). A tabela 1 apresenta a geometria das pastilhas e dos respectivos suportes porta-ferramentas. Com exceção do formato das pastilhas, os conjuntos apresentam os mesmos ângulos, a saber: ângulo de ponta  $\epsilon_r=80^\circ$ , ângulo de posição principal  $\chi_r=95^\circ$ , ângulo de saída negativo  $\gamma_o=-6^\circ$ , ângulo de folga  $\alpha_o=6^\circ$ , além do raio de ponta  $r_\epsilon=0,8$  mm. A figura 1 mostra os diferentes formatos das pastilhas. Para efeito de comodidade, a pastilha WNMG 080408 – GN será chamada de W, a pastilha CNMG 120408 – GN será chamada de C e a pastilha QNMG 120408 – GN será chamada de Q.

**Tabela 1.** Descrição da geometria das pastilhas e do suporte porta-ferramentas

Denominação	Pastilha	Suporte
W	WNMG 080408 – GN	PWLNLR 2020K – 08
C	CNMG 120408 – GN	PCLNR 2020K – 12
Q	QNMG 120408 – GN	PQLNR 2020K – 12



a) Pastilhas C (esquerda), Q (centro) e W (direita).

b) Pastilhas sobrepostas

**Figura 1.** Geometria das ferramentas de corte

Em função dos diferentes formatos, as três pastilhas possuem número de arestas de corte distintos. A pastilha C possui 4 arestas de corte, a pastilha W possui 6 arestas de corte e a pastilha Q possui 8 arestas de corte. Levando-se em conta que o custo das 3 pastilhas é praticamente o mesmo, caso não houvesse influência do formato da pastilha, obviamente a pastilha Q seria a mais vantajosa economicamente e a C, a menos vantajosa. As condições de corte utilizadas neste trabalho são apresentados na tabela 2:

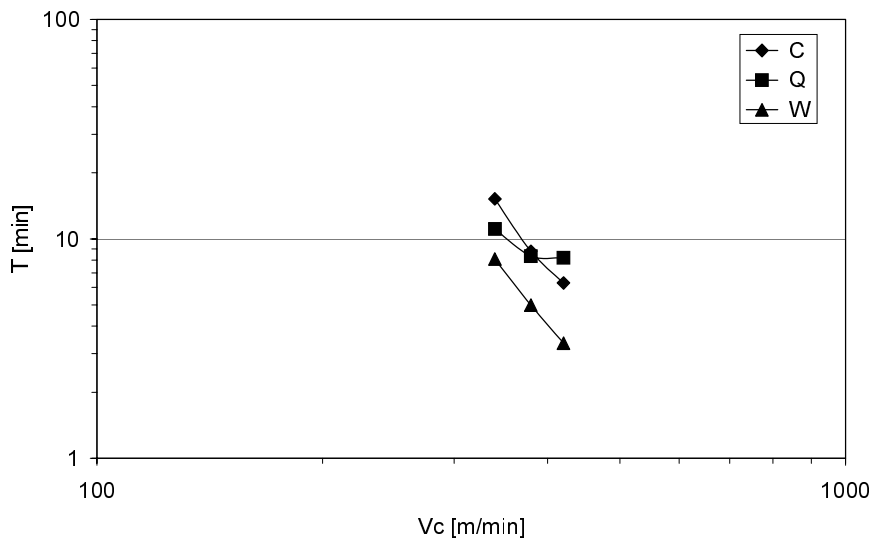
**Tabela 2.** Condições de corte utilizadas no trabalho.

Condição	Velocidade de Corte ( $v_c$ ) [m/min]	Avanço (f) [mm/rev]	Profundidade de Corte ( $a_p$ ) [mm]
A	340	0,16	1,0
B	380	0,16	
C	420	0,16	
D	340	0,3	
E	340	0,4	

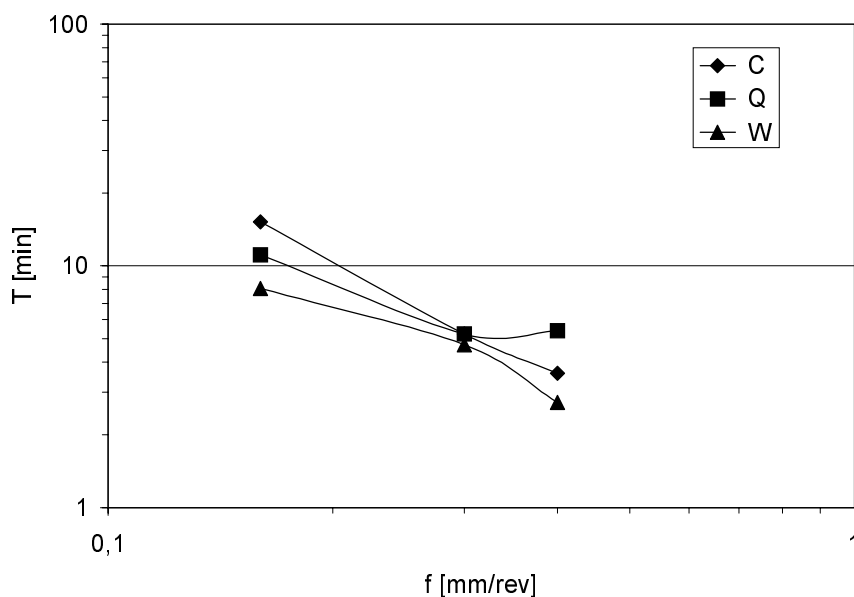
Durante os testes, foram medidos o desgaste de flanco médio  $VB_B$  e o acabamento superficial (rugosidade média aritmética,  $R_a$ ). Foi estabelecido um critério de fim de vida  $VB_B=0,3\text{mm}$ . Para medição do desgaste foi empregado um microscópio óptico equipado com micrômetro de resolução milesimal e para rugosidade foi utilizado um rugosímetro portátil Mitutoyo modelo Surftest 301.

### 3. RESULTADOS

Terminados os testes, foram levantadas as curvas de vida das ferramentas e rugosidade superficial em função do tempo de corte. A figura 2 mostra as curvas de vida, para os três formatos testados, em função da velocidade de corte ao passo que a figura 3 mostra a curva de vida em função do avanço.



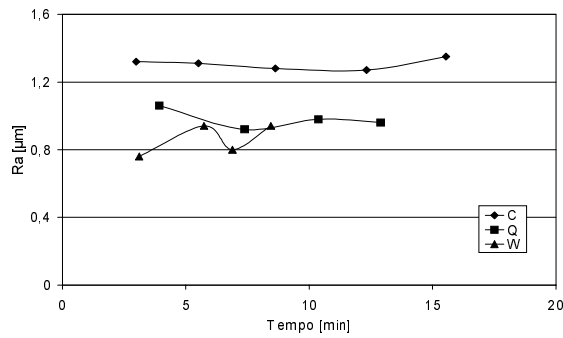
**Figura 2.** Curvas v-T para  $f = 0,16\text{mm/rev}$  e  $a_p=1\text{mm}$ .



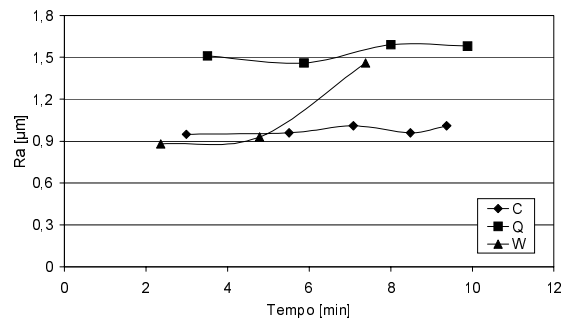
**Figura 3.** Curvas f-T para  $v_c=340\text{ m/min}$  e  $a_p=1\text{ mm}$ .

Em ambos os casos mostrados nas figuras 2 e 3, nota-se que o resultado foi semelhante. Em todas as condições, a pastilha W foi a que teve pior desempenho, apresentando a menor vida. As pastilhas C e Q tiveram resultados mais próximos, sendo que a pastilha C teve vida mais longa na velocidade de corte e avanço mais baixos e a pastilha Q teve melhor desempenho nas condições de velocidade de corte e avanço mais altos.

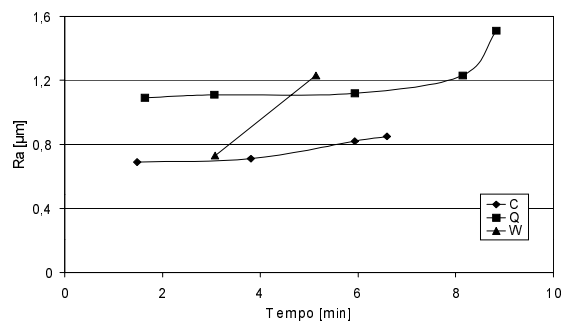
As figuras 4 a 8 mostram os resultados obtidos para rugosidade superficial média ( $R_a$ ) em função do tempo de corte, para as cinco condições de corte utilizadas no trabalho.



**Figura 4.** Rugosidade superficial média em função do tempo para  $v_c=340\text{m/min}$ ,  $f=0,16\text{mm/rev}$  e  $a_p=1,0\text{mm}$ .

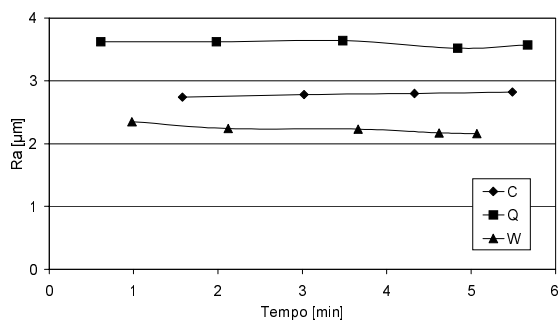


**Figura 5:** Rugosidade superficial média em função do tempo para  $v_c=380\text{m/min}$ ,  $f=0,16\text{mm/rev}$  e  $a_p=1,0\text{mm}$ .

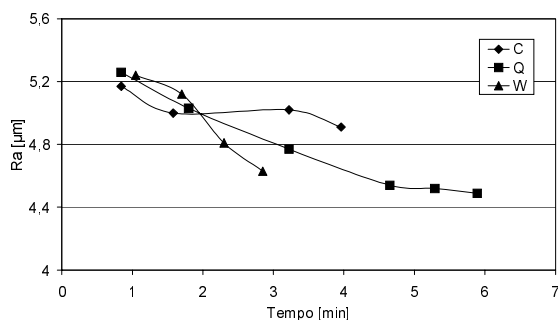


**Figura 6:** Rugosidade superficial média em função do tempo para  $v_c=420\text{ m/min}$ ,  $f=0,16\text{mm/rev}$  e  $a_p=1,0\text{mm}$ .





**Figura 7:** Rugosidade superficial média em função do tempo para  $v_c=340\text{m/min}$ ,  $f=0,30\text{mm/rev}$  e  $a_p=1,0\text{mm}$ .



**Figura 8:** Rugosidade superficial média em função do tempo para  $v_c=340\text{m/min}$ ,  $f=0,40\text{ mm/rev}$  e  $a_p=1,0\text{mm}$ .

A situação visualizada nos gráficos das figuras acima demonstra, de forma geral, um comportamento distinto do que foi visualizado nos gráficos de vida. Comparando as figuras 4, 5 e 6 observa-se que a utilização da pastilha W promove um  $R_a$  inicialmente baixo, mas com uma piora acentuada ao longo do tempo de corte. Já a pastilha C apresentou um comportamento mais estável (assim com a pastilha Q), com uma ligeira queda nos valores de  $R_a$  à medida em que a velocidade de corte foi elevada. A figura 7 indica valores constantes para as três geometrias, com a pastilha W produzindo um acabamento de melhor qualidade. Já a figura 8 apresenta uma queda acentuada em  $R_a$  para as três ferramentas com o decorrer da operação de corte.

#### 4. DISCUSSÃO

Para todas as condições testadas, a pastilha W foi a que mais rapidamente chegou ao fim de vida. Por outro lado, as pastilhas C e Q tiveram comportamentos diferentes dependendo da condição às quais estavam submetidas. Para velocidades de corte ou avanços mais altos, a pastilha Q obteve uma vida mais longa, ao passo que nas condições mais brandas (velocidades mais baixas associadas avanços mais baixos) a pastilha C comportou-se melhor. Em condições mais severas, onde as temperaturas são mais altas e a transferência de calor é mais intensa, a aproximação maior que existe entre a peça e a ferramenta no caso da pastilha Q, pode ter contribuído para abreviar sua vida. Influência esta que pode não ter sido tão significativa no caso de condições mais brandas.

Os resultados referentes ao acabamento superficial não acompanharam a tendência observada nos resultados de desgaste de flanco. De uma forma geral, a pastilha W produziu a menor rugosidade superficial na peça usinada. Este resultado não surpreende pois sabe-se que a aresta de corte de uma ferramenta passa por um período de acomodação, fazendo com que,

num primeiro instante, a superfície produzida tenha uma rugosidade relativamente alta, num segundo momento esta rugosidade diminua (acomodação), e num terceiro momento, onde a aresta já possui um desgaste considerável, a rugosidade cresça acentuadamente. O valor de desgaste de flanco determinado para o fim de vida nestes testes ( $VB_B=0,3$  mm) não é necessariamente o momento em que a pastilha entra no terceiro instante acima classificado. Pode-se verificar este comportamento numa breve análise nos gráficos acima. Em todas as condições experimentadas neste trabalho, todas as vezes em que o fim de vida foi determinado por valores pouco acima de  $VB_B=0,3$ mm, os valores de rugosidade correspondentes foram iguais ou melhores que os valores iniciais, ao passo que, quando houve um crescimento abrupto do desgaste de flanco, acompanhou-se de um crescimento associado da rugosidade. Isto sugere que a pastilha W entrou no segundo instante mais rapidamente do que as outras duas pastilhas e nele permaneceu até o fim de sua vida na maior parte dos casos. Da mesma forma que a pastilha W foi a que obteve os melhores resultados com relação a acabamento, as pastilhas Q e C também obtiveram resultados opostos aos de desgaste de flanco. A pastilha C provocou um acabamento melhor que o da pastilha Q nas condições de extremo, que por sua vez produziu rugosidade superficial menor nas condições intermediárias (exceção feita à condição mencionada na figura 8 onde o comportamento das três pastilhas variou com o tempo). De um modo geral, as curvas de desgaste contra rugosidade (não apresentadas no presente trabalho) indicam uma tendência de melhoria no acabamento para baixas taxas de desgaste de flanco.

Embora não conclusivos e indicando a necessidade de testes adicionais, os resultados obtidos neste trabalho mostram que apesar de as três pastilhas terem a mesma geometria na aresta de corte, o resultado final é diferente. Várias explicações podem existir para tal fato. A geometria diferente das três pastilhas faz com que, por exemplo, a forma com que a vibração da ferramenta atue durante o processo ocorra diferentemente em cada um dos casos, afinal, a frequência natural do conjunto muda em função da geometria. Outra possibilidade seria a distribuição de esforços e tensões na ferramenta. Apesar da mesma geometria na região de corte levar a crer que as forças de usinagem sejam semelhantes, e que portanto a distribuição de tensões não seja alterada significativamente, essa distribuição pode ocorrer de formas distintas devido aos diferentes formatos.

Uma terceira justificativa seria a distribuição de calor e temperatura ao longo da pastilha, que provavelmente ocorre de maneira diferente nas três ferramentas. Observando-se a figura 1b), pode-se notar claramente que a pastilha que mais se sobressai com relação à forma é a pastilha W, ao passo que as pastilhas Q e C possuem formas semelhantes. Isto poderia explicar os resultados semelhantes entre as pastilhas C e Q, pois esta semelhança faz supor que a distribuição de temperatura ao longo de ambas as pastilhas também seja similar, fazendo com que o desempenho de ambas seja parecido, ao passo que, como a distribuição de temperatura na pastilha W ocorre de forma distinta, a operação de corte também vai gerar resultados diferenciados.

## 5. CONCLUSÕES

As principais conclusões obtidas a partir deste trabalho são as seguintes:

- durante o torneamento a seco do aço ABNT 1045 com ferramentas de metal duro revestido, observou-se que assim como vários outros elementos da geometria da ferramenta de corte, o formato da pastilha também afeta o seu desempenho;
- numa comparação entre as pastilhas de geometria C, Q e W, as duas primeiras apresentaram resultados semelhantes, enquanto a terceira promoveu resultados distintos (menor vida de ferramenta e rugosidade superficial ligeiramente menor).

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à ISCAR do Brasil, na pessoa do Eng. Leonel Croce Júnior, pelas ferramentas de corte; à ACESITA - Aços Especiais Itabira, na pessoa da Sra. Yolanda Orozco, pelo aço ABNT 1045 e ao Instituto Euvaldo Lodi (IEL/FIEMG), pela concessão da bolsa de mestrado.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Jiang, C. Y., Zhang, Y. Z. and Chi, Z. J., 1984, “Experimental Research of the Chip Flow Direction and Its application to the Chip Control”, *Annals of CIRP*, Vol. 33, pp. 81-84.
- Kattan, I.A. and Currie, K.R., 1996, ”Developing New Trends of Cutting Tool Geometry”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 61, pp. 231-237.
- Kattan, I. A. Venkatesh, V. C. and K. R. Currie, 1998, “A Comparative Study Of the Effect of Cutting Tool Geometry on Machining Parameters”, *International Journal of Production Research*, Vol. 36(4), pp. 909-938.
- Kuang-Hua Fuh and Chung-Shin Chang, 1995, “Prediction of the Cutting Forces for Chamfered Main Cutting Edge Tools”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 35(11), pp. 1559-1586.
- Lo, H.W., Kaldor, S. and Venuvinod, P.K., 1997, “A *Broad-Brush* Approach to the Selection of General Purpose Cutting Tool Geometry for Maximum Tool Life”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 38(1-2), pp. 1-14.
- Mesquita, R.M.D. and Barata Marques, M.J.M., 1992, “Effect of Chip-breaker Geometries on Cutting Forces”, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 31, pp.317-325.
- Seethaler, R. J. and Yellowley, I., 1997, “An Upper-Bound Cutting Model for Oblique Cutting Tools with a Nose Radius”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 37(2), pp. 119-134.

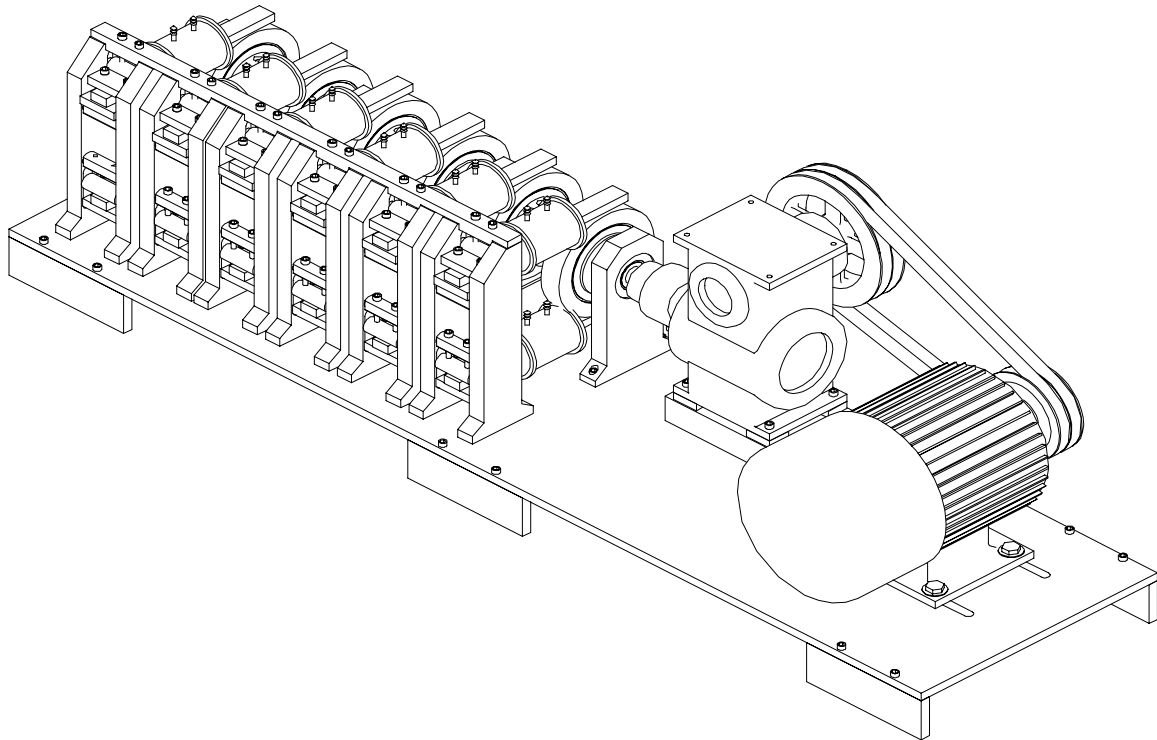


Figura 05 - Vista Posterior - em perspectiva – da Máquina de Ensaio em Corrosão-Fadiga para Múltiplos Corpos de Prova

#### 4- CONCLUSÃO

O Equipamento, projetado, confeccionado e testado, em condições de trabalho, por mais de dois anos ininterrupto ( num regime de 24 horas/dia, sem quebras ou contratempos, apenas com duas paradas para limpeza ) ensaiou, mais de 30 corpos de prova, nas condições de fadiga assistida pelo ambiente ( água do mar ). As metas objetivadas de construção de um equipamento simples e de baixo custo, que substituisse, eficientemente, as já consagradas servo-hidráulicas, em aplicações do gênero, foram plenamente alcançadas. Demonstrando, na prática, o êxito do projeto.

#### 5- BIBLIOGRAFIA

- 1 – METAL Handbook, ASM International, vol. 19, first ed., “Fatigue and Fracture”, pp 193-195, 1996.
- 2 – THOMAS, W. H., “Cathodic Protection of Submerged Steel With Thermal-Sprayed Aluminum”, Corrosion’84, 2-6, 1984, New Orleans, Louisiana, paper no 338.
- 3 – CORROSÃO E PROTEÇÃO CONTRA A CORROSÃO EM EQUIPAMENTOS E ESTRUTURAS METÁLICAS, Manual – IPT ( Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo ), vol. II, ,pp 569.
- 4 – SURESH, s., “Fatigue of Materials”, Cambridge University press, pp 126 – 131, 1991.

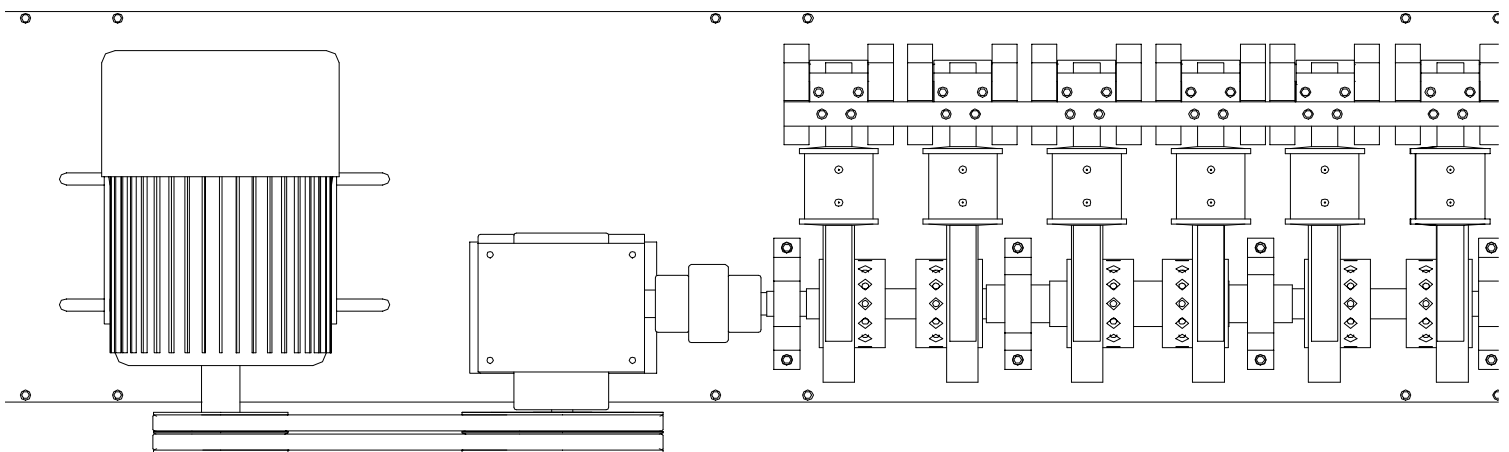
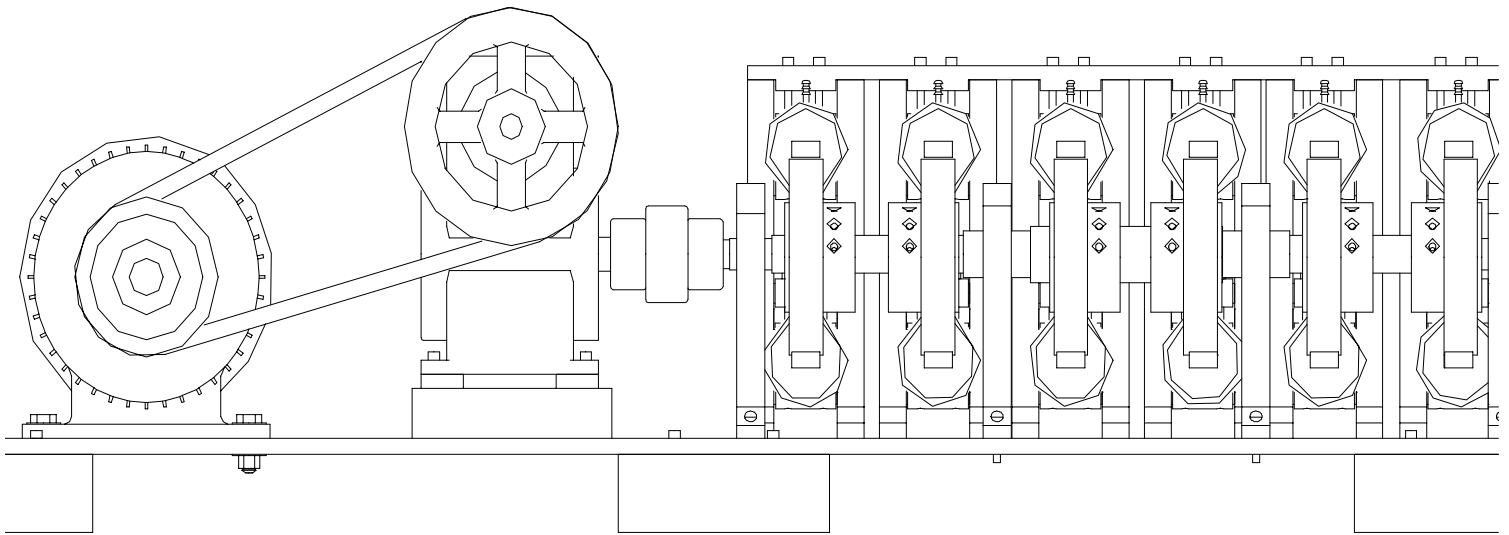


Figura 04 – Vista Superior e Frontal da Máquina com os Corpos de Prova Montados e com as Respectivas Células de Corrosão – Disposição Longitudinal das Torres em Relação ao Eixo.

### Descrição dos componentes

- |  |     |  |
|--|-----|--|
| 1 ⇒ Torre de suporte dos corpos de prova | /// | 2 ⇒ Eixo de apoio da placa                   |
| 3 ⇒ Função semelhante à peça 9           | /// | 5 = 6 ⇒ Chapa de apoio para o corpo de prova |
| 7 = 8 ⇒ Contra apoio                     | /// | 9 ⇒ Travessa superior                        |

Cada torre suportará dois corpos de prova, que estarão em contato com o rolamento, um na parte superior e outro na inferior. Isto faz com que os carregamentos sejam opostos - desencontrados - possibilitando menos esforço para o conjunto. Figura 03

As torres, em números de seis, são dispostas longitudinalmente ao eixo. Figura 04

Com combinação da excentricidade de seis segmentos do eixo e seis buchas, teremos excentricidades variáveis em cada torre, isto é, para cada par de corpos de prova. Porém, as torres oferecem fixação e pré-carga individualizada para cada corpo de prova. Isto cria condições diferenciadas em cada um dos doze corpos de prova ( se assim for necessário ). Figura 05

As células de corrosão são confeccionadas em plástico para não interferir no processo da oxidação corpo de prova meio. Figuras 04 e 05.

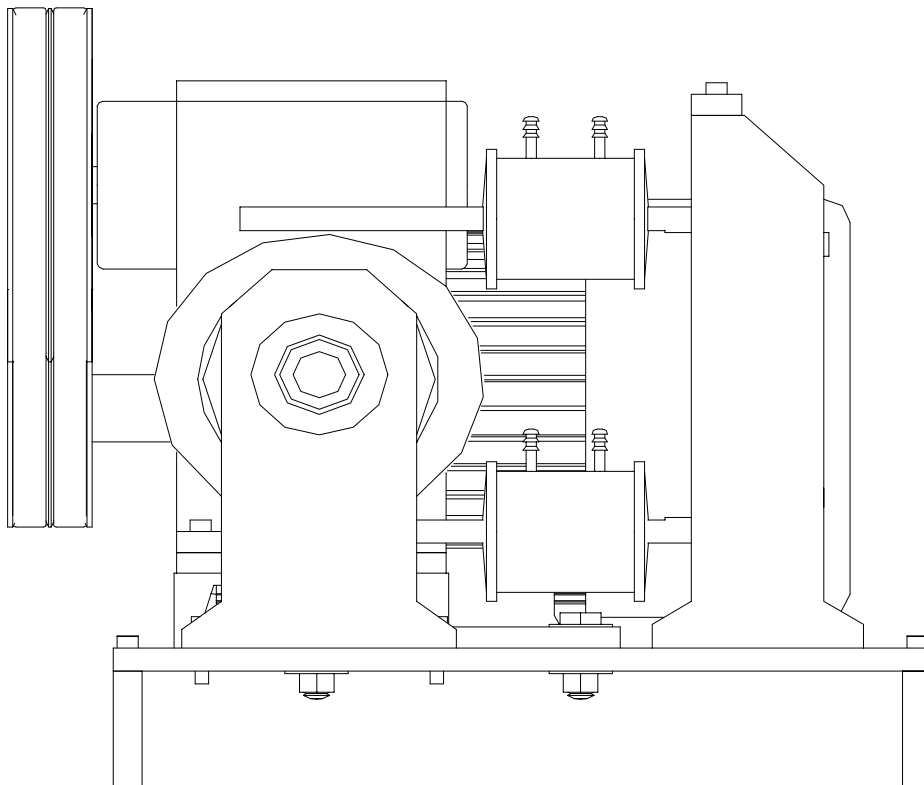


Figura 03 – Vista Lateral da Máquina com os Corpos de Prova Montados – O Rolamento Central Atua Simultaneamente em Dois Corpos de Prova - A Ação da Carga Está Defasada de  $180^{\circ}$ .

O atuador é um rolamento montado sobre a bucha excêntrica no próprio eixo, que comandará dois corpos de prova. Figuras 01 e 03.

O movimento da bucha excêntrica, montada sobre o segmento excêntrico do eixo, possibilita um controle de deslocamento do “came” que, por sua vez, controlará o carregamento -  $\Delta\sigma$  - imposto ao corpo de prova.

O corpo de prova é fixado a uma torre, que também fará o pré-cargamento do corpo de prova. Esta fixação promoverá a situação de “viga em balanço” sobre o qual atuará o came. Figura 02.

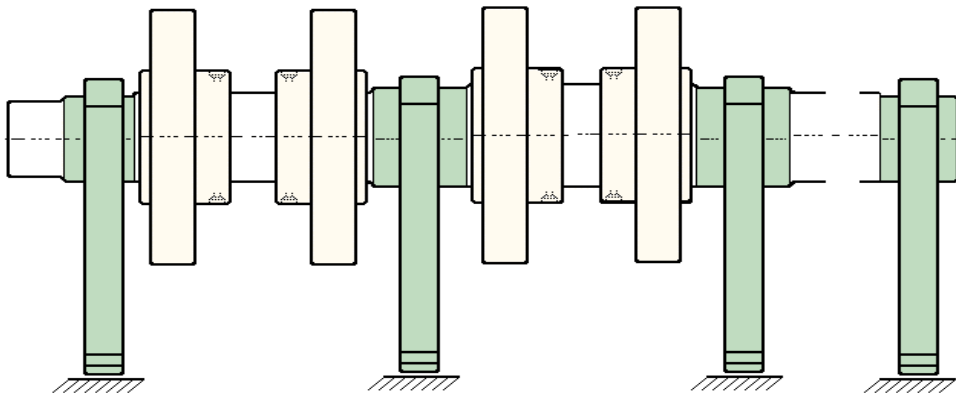


Figura 01 – Representação esquemática do eixo montado nos mancais suportando as buchas excêntricas e os rolamentos atuadores – vista frontal.

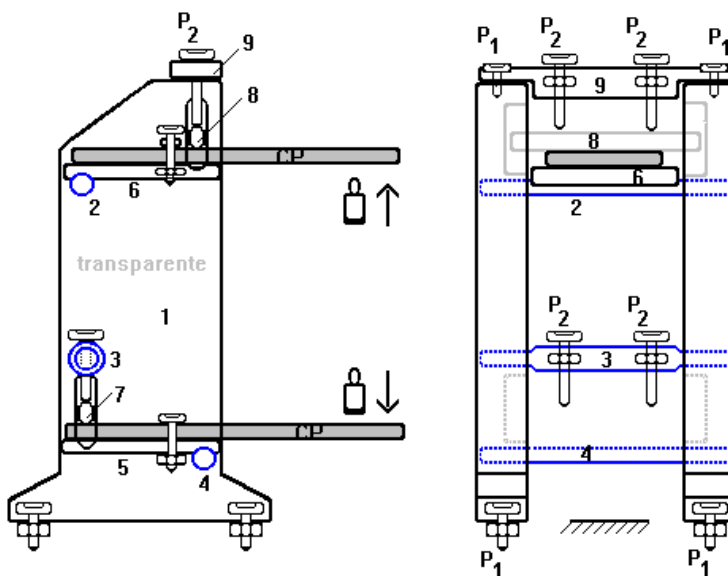


Figura 02 – Representação esquemática da Torre de fixação dos corpos de prova, em transparência para visualização dos dispositivos de fixação e pré-carga. Vistas lateral e frontal.

## 2- DESENVOLVIMENTO

Em termos de solicitações mecânicas, um componente estrutural, de aplicações offshore, está submetido a relativa complexidade de esforços, mas há a tendência de que alguns deles se sobrepujem. Os parâmetros da corrosão-fadiga ( fadiga assistida pelo meio ) tem se revelado um dos mais importantes para a manutenção e prolongamento da vida útil das estruturas offshore. (3)

Um componente sob solicitações de fadiga, será considerado insensível ao fenômeno, quando não apresentar danos ou, não propagá-los ,até  $10^7$  ciclos de carregamentos. (4)

Nos casos de corrosão-fadiga a frequência de carregamento é uma variável importantíssima, onde qualquer aceleração dos ensaios pode inferir grandes erros nos resultados.

As solicitações, mais significativas, nas estruturas “offshore” estão relacionadas com a constância e repetibilidade das corrente marinhas. A frequência de excitação, normalmente, situa-se entre 0,2 a 0,5 Hz (12 a 30 rpm). A 0,2 Hz – situação mais severa, sendo a mais usual nos ensaios - trabalhando 24 horas/dia, levaríamos 592 dias para alcançar a marca dos  $10^7$  ciclos.

Embora este limite não esteja bem definido para corrosão-fadiga, pode servir de referencial. Espera-se que o número de ciclos que estabeleça esse limite no processo de fadiga, sob o efeito do meio ambiente, seja menor. Entretanto a determinação desse limite em um número de ciclos menor, não é tão simples. Haveria necessidade de alguma comprovação, tipo: formação de danos ( mesmo que fosse ainda na fase microestrutural ) ou monitoramento de propagação à taxa baixíssimas. Por isto opta-se por alcançar a ordem de  $10^7$  ciclos.

O Projeto é uma proposta para construção de uma máquina que ensaie doze corpos de prova simultaneamente. Ainda, com possibilidade de serem submetidos à ação do meio ambiente específico – célula de corrosão.

Esta quantidade de corpos de prova, ensaiados em tempo equivalentel ao de apenas um ( em uma máquina não especialmente projetada e/ou adaptada ) produz uma massa critica de resultados, necessária e suficiente, para uma análise mais consistente e menos sujeita a erros de dispersão. Isto, em um tempo mínimo.

As principais metas contempladas neste projeto, além a quantidade de corpos ensaiados, foram:

- Robustez e confiabilidade.
- Simplicidade de operação.
- Custos de operação.
- Custos de confecção e manutenção.
- Aproveitamento de componentes industrializados.
- Controle individualizado dos corpo de prova ( carga, número de ciclos, trocas, etc )

## 3- PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

A aplicação da carga é feita através de um eixo com seis segmentos excêntricos – came – que estão associados a buchas, também excêntricas. Figura 01



Os projetos de estruturas offshore são abrangentes e envolvem as mais diversas áreas do conhecimento. Evidentemente a área da corrosão assume relevante significância, principalmente quando está envolvida com esforços estáticos – corrosão sob tensão – ou esforços cíclicos – corrosão-fadiga.

Com o advento dos Conceitos da MECÂNICA DA FRATURA ( linear-elástica e elasto-plástica ), os projetos de desenvolvimento de estruturas e/ou componentes mecânicos, avançaram significativamente, notadamente em áreas de segurança e a níveis de desempenho.

As previsões de comportamento do material/componente passaram a se apoiar em bases não só experimentais de caráter particularizador, mas também, em bases matemáticas mais amplas. Com isto, os projetos, de aplicações práticas, ultrapassaram a fase da “pura expectativa”.

Então, a pergunta é: Funciona? Até quando? Em quais condições?

A escolha de materiais, associada, aos minuciosos processos de fabricação, tem se revelado de grande importância no desenvolvimento e melhoria de propriedades mecânicas e físico-químicas dos aços, notadamente em ambientes adversos.

Nestes ambientes, as propriedades mecânicas convencionais, e não convencionais, como: resistência, tenacidade, soldabilidade, corrosão, corrosão sob tensão, corrosão-fadiga, suscetibilidade a ação de hidrogênio, são fortemente influenciadas pelas propriedades físico-químicas do binômio material-meio. Isto representa, na prática, uma multiplicação de variáveis de efeitos interdependentes.

Entretanto, o elevado número de variáveis envolvidas na fenomenologia corrosão-fadiga praticamente proíbe qualquer generalização (1). As estruturas offshore representa um desses casos, onde os ensaios preliminares – simulações laboratoriais - devem representar com fidelidade a situação prática.

A natureza destas aplicações exigem as melhores técnicas, pois são grandes as dificuldades de manutenção. O acesso difícil torna a simples ação da observação limitada. Reparar essa estrutura torna-se uma operação delicada e complexa, muitas vezes, deficiente e onerosa.

Portanto, é importante o desenvolvimento de sistemas que requisitem menos inspeção.

Usar um metal insensível é ponto fora de cogitação, os custos são proibitivos. A solução, atual, é a utilização de técnicas de proteção superficial associada à técnica de proteção catódica.

São muitos os métodos de proteção superficial, contra a corrosão e cada um leva em consideração a natureza do material e da meio ambiente.

A metalização - recobrimento através de metal – promove o isolamento da superfície com o ambiente e, em caso de falha, desta proteção, entra em cena a proteção eletroquímica. Caracterizada como catódica, para o recobrimento em aço, age como ânodo (2), isto é, desgasta-se preferencialmente, o que faz preservar o substrato – o aço - O alumínio tem sido amplamente utilizado neste tipo de proteção superficial ( revestimento ) substituindo, a técnica do ânodo de sacrifício localizado ( corrente impressa ).

DESENVOLVIMENTO – CONCEPÇÃO, VIABILIZAÇÃO E CONSTRUÇÃO – DE UMA  
MÁQUINA DE ENSAIOS, PARA MÚLTIPLOS CORPOS DE PROVA, EM FADIGA  
ASSISTIDA PELO MEIO AMBIENTE – ÁGUA DO MAR

M.Sc. Marconi Andrade Farias

DEM / CCT / UFPB – Campina Grande – PB – Brasil

[marconi@dem.ufpb.br](mailto:marconi@dem.ufpb.br)

D.Sc. Telmo Roberto Strohaecker

Escola de Engenharia / Metalurgia / UFRGS / Porto Alegre – RS – Brasil

[Telmo@jupiter.demet.ufrgs.br](mailto:Telmo@jupiter.demet.ufrgs.br)

## RESUMO

Ensaio em corrosão-fadiga demandam tempos excessivamente longos, podendo ultrapassar dois anos. A utilização de uma máquina servo hidráulica apresenta diversas limitações, como: custo elevado de operacionalização, sub-utilização, contaminação pelo meio corrosivo, além de só ensaiar um corpo de prova por vez.

Este Projeto visa o desenvolvimento e construção de uma máquina de ensaios em múltiplos corpos de prova submetidos ao processo de corrosão-fadiga.

Os principais atributos deste equipamento são: Ensaiar 12 corpos de prova simultaneamente, ter controle de carregamento, manipulação e acompanhamento individualizado, permitir a simulação do ambiente offshore. Quanto aos aspectos de construção destacam-se a simplicidade de confecção e operação, a robustez e confiabilidade, além do baixíssimo custo.

**Palavras Chaves:** Ensaio de Corrosão-Fadiga, Aspersão Térmica, Metalização, Dispositivos

## 1- INTRODUÇÃO

Os projetos atuais exigem alto grau de qualificação. Foi longe o tempo em que a vida útil de um equipamento se limitava a estimativas apenas baseadas em experiências anteriores; interferindo ou limitando novos desenvolvimentos. A superação era obtida com superdimensionamento, alguns equivocados.

# ESTUDO DOS PERFIS DE MICRODUREZA EM PEÇAS CONFORMADAS POR REPUXAMENTO

**Paulo Eustáquio Faria**  
**Alexandre Mendes Abrão**  
**Haroldo Béria Campos**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: haroldo@vesper.demec.ufmg.br

## Resumo

O objetivo deste estudo foi analisar a variação da microestrutura, através do ensaio de microdureza de uma chapa de alumínio ABNT 1035 T0, conformada por repuxo em um torno mecânico utilizando para tanto um mandril de aço cilíndrico (matriz) preso à placa e um bastão de aço com esfera na ponta, como ferramenta. Os ensaios foram realizados variando os seguintes parâmetros: velocidade ( $v$ ), avanço ( $f$ ) e redução de espessura ( $e$ ) da chapa. Em cada teste dois parâmetros foram mantidos fixos enquanto o terceiro foi variado. Pequenas amostras foram retiradas das peças, embutidas e polidas para o levantamento de perfis de microdureza. Os resultados indicaram que, de modo geral, a elevação da velocidade, avanço e redução de espessura resultaram em aumento da microdureza da peça. A direção de laminação da chapa também alterou os valores de microdureza.

**Palavras-chave:** Repuxamento, Repuxo, Microdureza, Conformação.

## 1. INTRODUÇÃO

Considera-se conformação mecânica como sendo qualquer operação durante a qual se aplicam esforços mecânicos em metais, que resultam em uma mudança em sua forma e/ou dimensão, que pode ser permanente ou intermediária. De modo geral, isto é obtido através do processo de deformação plástica, onde o volume e a massa do metal são conservadas (Bresciani Filho *et al.*, 1991).

A importância dos metais na tecnologia moderna deve-se, em grande parte, à facilidade com que podem ser conformados em formas úteis. A conformação plástica pode ser classificada de acordo com o tipo de esforço mecânico predominante e temperatura de trabalho, englobando um grande número de processos, dentre eles: laminação, forjamento, trefilação, extrusão, estampagem, repuxo, etc. Esses processos têm em comum o fato de que, para a produção da peça, algum esforço do tipo compressão, tração, dobramento, tem que ser aplicado sobre o material (Hosford & Caddell, 1993).

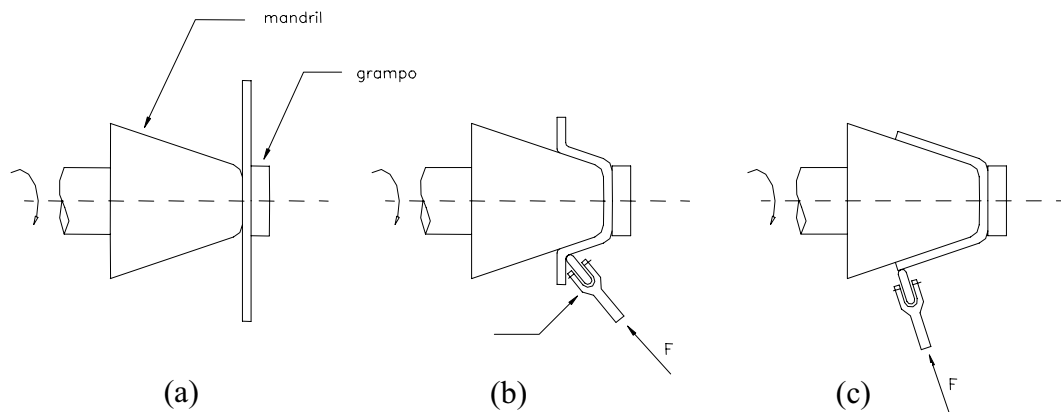
Repuxamento, ou repuxo, é o processo de conformação de chapas metálicas que utiliza uma combinação de rotação e esforço mecânico. O processo é geralmente feito em um torno mecânico para se conseguir esta combinação. Um mandril, ou matriz, com formato da peça que se quer fabricar é preso à placa do torno e um blanque é preso na outra extremidade do mandril com a contra-ponta. Este conjunto, solidário à placa do torno, é posto em rotação.

A ferramenta (bastão ou rolete), é presa ao castelo e força o blanke a tomar a forma do mandril com o movimento paralelo à matriz, dando à peça o seu formato.

Acredita-se que qualquer metal dúctil que possa ser conformado a frio também possa ser repuxado. O repuxo pode ser manual ou automático. Embora este processo seja largamente empregado na fabricação de peças de revolução que normalmente seriam embutidas em virtude do baixo custo da matriz, poucos trabalhos científicos têm sido realizados visando uma melhor compreensão do processo e fenômenos envolvidos.

O repuxo é usado para produzir formas tais como flanges, abas laminadas, copos, cones e superfícies de revolução com dupla curvatura. Alguns produtos típicos são refletores de luz, tanques, caixas, couraças e instrumentos musicais. Há três tipos de operações de repuxo: rolagem, repuxo por torneamento e repuxo de tubos.

A rolagem é a operação básica de repuxo. Como ilustrado na figura 1, um disco de chapa metálica é preso contra a extremidade de um mandril rotativo com a forma desejável para a peça final, enquanto a ferramenta deforma o metal contra o mandril (Altan *et al.*, 1999). Em alguns casos, a forma inicial do metal não é um disco plano e o processo requer uma série de etapas (passes) para completar a formação da peça. A posição da ferramenta pode ser controlada tanto pelo operador, usando um apoio fixo para atingir o requerido momento fletor, ou por método automático, tal como controle numérico. Essas alternativas são denominadas repuxo manual e repuxo automático. O repuxo automático possui a capacidade de aplicar altas forças para a operação, resultando em ciclos mais rápidos e capacidade para peças maiores. Ele também é capaz de garantir melhor controle do processo.



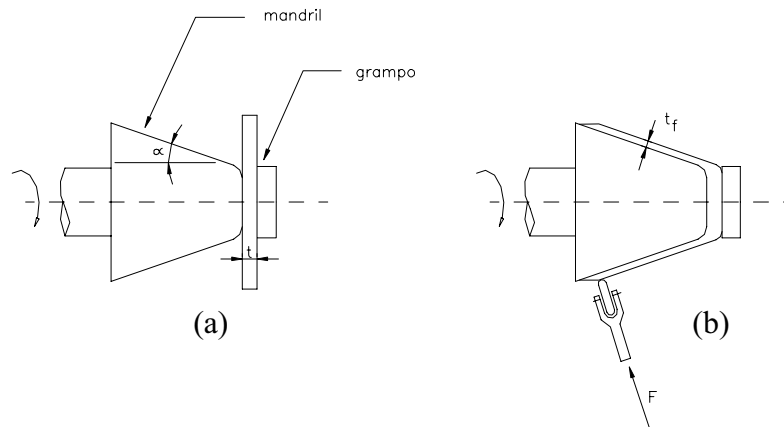
**Figura 1.** Rolagem: (a) configuração no início do processo, (b) fase intermediária e (c) fim do processo.

Na rolagem, a espessura da parede do metal conformado permanece inalterada em relação à espessura inicial do disco. O diâmetro do disco deve ser, portanto, maior que o diâmetro da peça resultante. O diâmetro inicial requerido pode ser determinado assumindo-se que o volume permanecerá constante após a rolagem.

As aplicações de rolagem incluem a produção de formas cônicas e curvas em baixas quantidades. Peças com diâmetro muito grande (acima de 400 mm) podem ser feitas através do repuxo. Processos alternativos de conformação de chapas exigiriam alto investimento com a fabricação de matrizes. O mandril pode ser feito de madeira ou outros materiais maciços, porém utilizando sempre materiais de fácil usinabilidade. A operação apresenta, portanto, baixo custo de ferramental se comparado com o punção e a matriz requeridos para

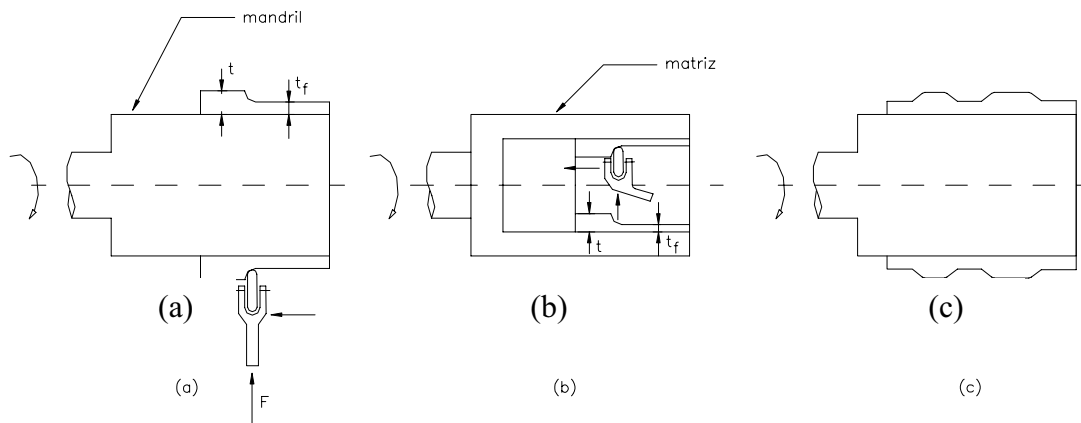
estampagem profunda, que poderia ser um processo alternativo para fabricação da mesma peça (Metals Handbook, 1988).

No repuxo por torneamento, a peça é formada sobre um mandril através de um processo de deformação plástica no qual a espessura da parede é reduzida, como mostrado na figura 2. Essa deformação plástica e o conseqüente afinamento da parede da chapa distingue esse processo da simples ação de dobramento na rolagem. Há limites na redução de espessura que o metal resistirá em uma operação de repuxo cisalhante antes da ocorrência de fraturas. Esse processo tem sido usado na indústria aeroespacial para conformar grandes peças, tais como cones para pontas de foguetes.



**Figura 2.** Repuxo por torneamento: (a) configuração inicial e (b) fim do processo.

O repuxo de tubos é usado para reduzir a espessura da parede e aumentar o comprimento de um tubo. Neste processo, o tubo inicial é introduzido em um mandril cilíndrico e um rolete aplica uma carga de compressão em sua superfície, conforme mostrado na figura 3. O repuxo de tubos é similar ao repuxo por torneamento, exceto pelo fato de o metal inicial ser um tubo, ao invés de um disco plano. A operação pode ser realizada aplicando-se um rolete contra o metal externamente (usando um mandril cilíndrico no interior do tubo) ou internamente (usando uma matriz para envolver o tubo). É também possível formar perfis nas paredes do cilindro, como na figura 3(c), controlando-se o curso do rolete enquanto ele se move tangencialmente ao longo do tubo.



**Figura 3.** Repuxo de tubos: (a) externo, (b) interno e (c) perfilamento.

Diante do exposto, o objetivo deste trabalho é o levantamento de perfis de microdureza em copos de liga de alumínio ABNT 1035 T0, processado utilizando repuxo por torneamento. Para tanto, estudou-se os efeitos da direção de laminação da chapa, da velocidade de repuxo, do avanço do rolete e da redução de espessura da chapa.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material da peça (alumínio ABNT 1035 T0), foi adquirido na forma de chapas com espessura de 2 mm, a partir das quais foram retiradas tiras com 1000x135mm, utilizando uma guilhotina elétrica. Estas tiras foram cortadas em discos com diâmetro de 129 mm utilizando uma prensa excêntrica Ricetti (40 toneladas) com auxílio de um estampo. Os testes de repuxo foram realizados em um torno Romi, modelo MVN, com potência de 8,5 kW e rotação máxima de 1.000 rpm. Durante os testes foi aplicado óleo lubrificante (óleo mineral com aditivos e viscosidade de 68 cSt a 40°C) entre o disco e a ferramenta.

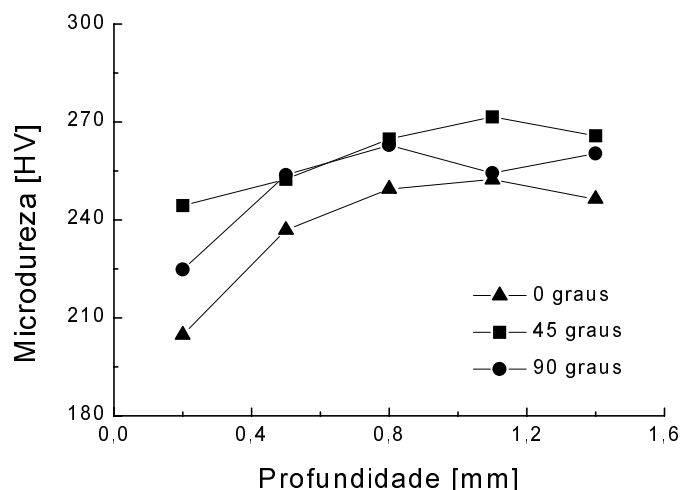
Após o repuxo, os corpos de prova foram seccionados e amostras foram embutidas em resina fria, com o objetivo de evitar o aquecimento que pudesse modificar a microestrutura das amostras. As medições de microdureza foram realizadas em um microdurômetro Mitutoyo modelo MVK – H1, aplicando-se uma carga de 300 gramas durante 40 segundos, através de um penetrador Vickers.

Durante o procedimento experimental foi verificado o efeito dos seguintes parâmetros: ângulo de laminação da chapa, velocidade ( $v$ ), avanço ( $f$ ) e redução de espessura ( $e$ ). Inicialmente, utilizou-se os seguintes valores de velocidade: 69,13 - 109,37 e 170,13 m/min, para  $f = 0,24$  mm/rev e  $e = 25\%$  (de 2,0 para 1,5 mm). Em seguida, utilizou-se os seguintes valores de avanço: 0,494 – 0,988 e 1,369 mm/rev, para  $v = 109,37$  m/min e  $e = 25\%$  (de 2,0 para 1,5 mm). Finalmente, foram testados 3 valores de redução de espessura: 50% (de 2,0 para 1,0 mm), 25% (de 2,0 para 1,5mm) e 0% para  $v=109,37$  m/min e  $f=0,24$  mm/rev.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

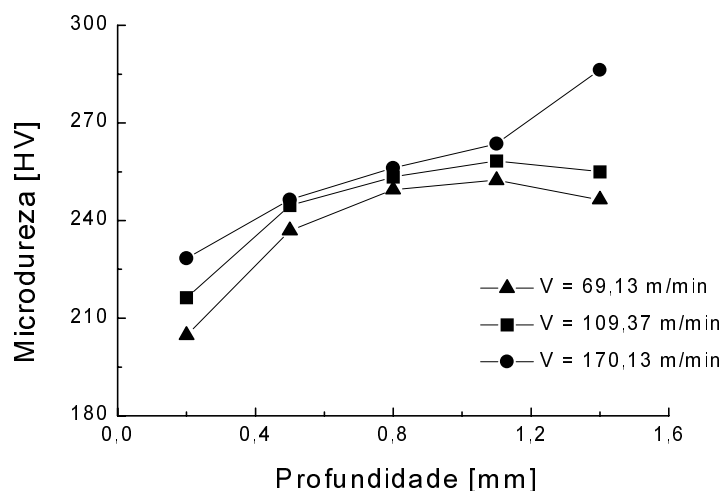
As figuras 4 a 7 mostram os perfis de microdureza levantados ao longo da espessura do copo. As medições foram feitas no sentido transversal da parede, da parte externa para interna, espaçadas 0,25 mm entre si e a partir das bordas.

A figura 4 mostra o gráfico dos perfis de microdureza de 3 amostras retiradas de um copo conformado por repuxo com  $v=109,37$  m/min,  $f=0,24$  mm/rev e  $e=25\%$ , ou seja, redução na espessura da chapa de alumínio de 2mm para 1,5mm, medidas no sentido transversal, considerando-se os ângulos 0°,45° e 90° de laminação da chapa. Pode-se observar no início do gráfico que o sentido de laminação afeta a microdureza do material e que todas as três amostras tiveram a mesma tendência de endurecimento por encruamento após a conformação por repuxo, sendo que para um ângulo de laminação de 45° obteve-se maiores valores de microdureza. Acredita-se que este fato deve-se a uma maior redução de espessura nessa região causada pela formação de um vale durante a operação de repuxo.



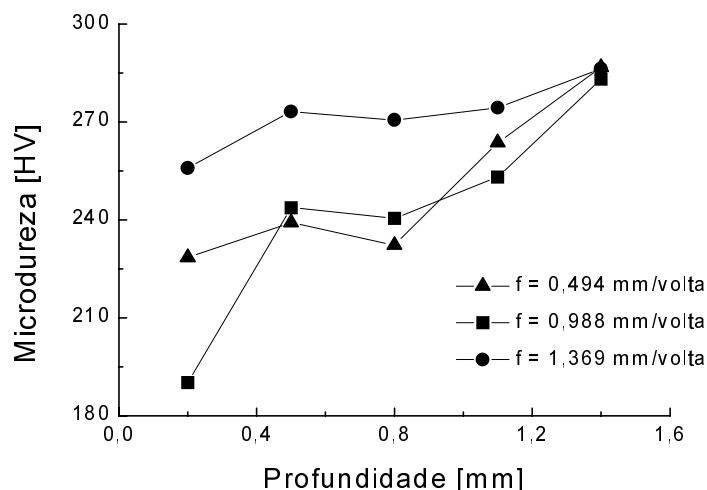
**Figura 4.** Variação da microdureza contra a profundidade em função do ângulo de laminação da chapa.

A figura 5 mostra o gráfico da variação da microdureza contra a profundidade de três amostras retiradas de um copo conformado por repuxo com  $f=0,25$  mm/rev e  $e=25\%$ , medidas no sentido transversal, considerando-se a variação da velocidade ( $v$ ). Pode-se observar no gráfico que todas as amostras sofreram um aumento de microdureza. Nota-se também que quanto maior a velocidade, maior a microdureza da peça.



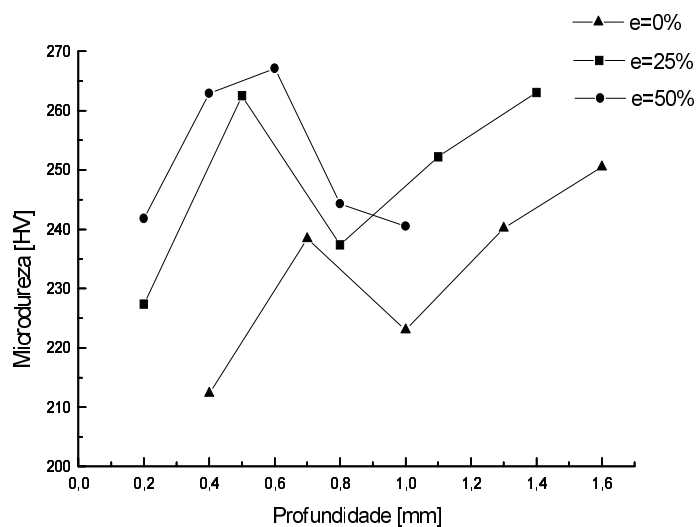
**Figura 5.** Variação da microdureza contra profundidade em função da velocidade ( $v$ ).

A figura 6 mostra a variação da microdureza com a profundidade das amostras retiradas de um corpo conformado por repuxo com  $v=109,37$  m/min e  $e=25\%$  (diminuição da espessura da chapa de alumínio de 2 mm para 1,5 mm), considerando-se a variação do avanço ( $f$ ). Pode-se observar no gráfico que todas as amostras sofreram um aumento de microdureza (provavelmente devido ao encruamento), convergindo para um mesmo valor, e que o maior avanço foi responsável pelos maiores valores de microdureza. Observa-se que com o aumento da taxa de deformação (aumento da velocidade e do avanço) ocorre uma elevação da microdureza, e conseqüentemente, do encruamento.



**Figura 6.** Variação da microdureza contra profundidade em função do avanço (f).

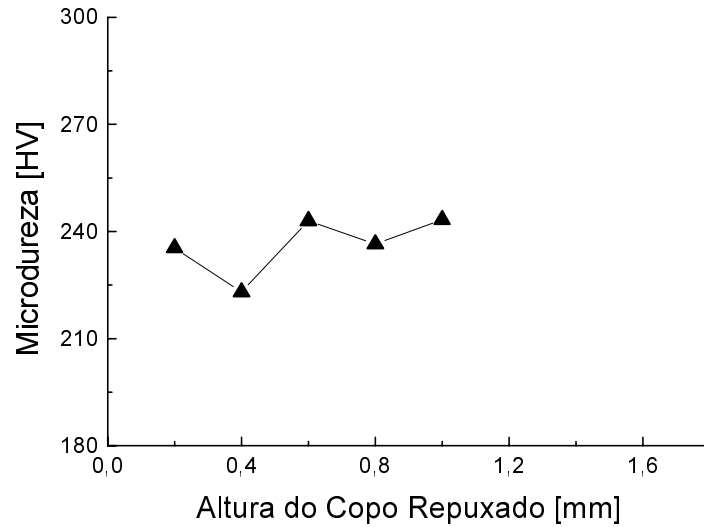
A figura 7 apresenta o gráfico da variação da microdureza contra a profundidade de três amostras retiradas de um copo conformado por repuxo com  $v=109,37$  m/min,  $f=0,24$  mm/rev e redução de espessura da chapa de 0% para o primeiro corpo, 25% para o segundo e 50% para o terceiro. Os copos que sofreram redução de 25 e 50% apresentaram a mesma tendência, ao passo que o copo com 0% de redução apresentou uma variação inferior de microdureza.



**Figura 7.** Variação da microdureza contra profundidade em função da espessura da chapa (e).

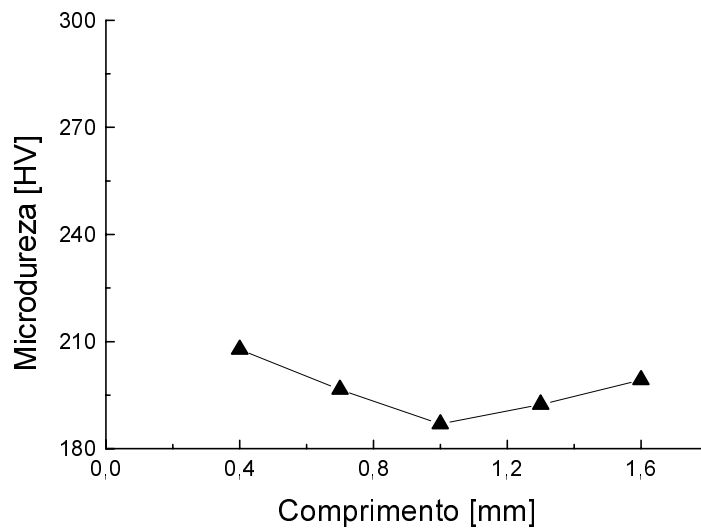
A figura 8 mostra os perfis de microdureza, medidos no sentido longitudinal (altura do copo repuxado), de uma amostra retirada de um copo conformado por repuxo com redução de 25%, empregando uma velocidade  $v=69,13$  m/min e avanço  $f=0,494$  mm/rev. Pode-se observar um aumento uniforme de microdureza devido ao processamento por repuxo do material.





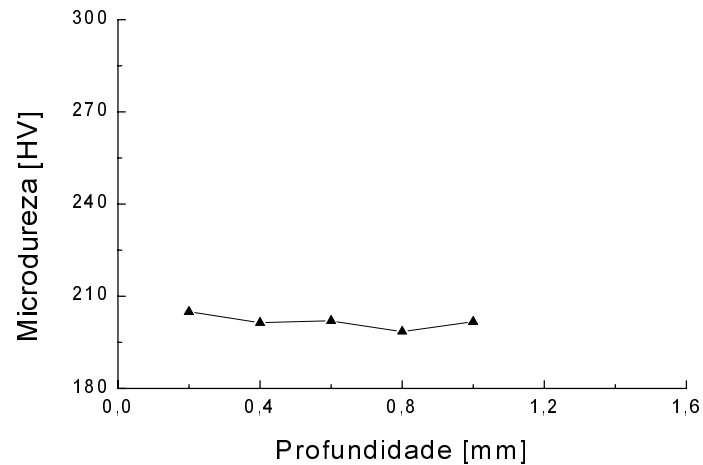
**Figura 8.** Perfil longitudinal de microdureza do copo repuxado.

Já a figura 9 mostra o gráfico da variação da microdureza com o comprimento de uma amostra retirada sem sofrer o esforço de conformação por repuxo, medida no sentido longitudinal, no centro da amostra. O gráfico apresenta uma variação de microdureza mínima, a qual pode ser interpretada como resultado do processo de laminação da chapa.



**Figura 9.** Perfil longitudinal de microdureza da chapa sem repuxo.

A figura 10 mostra o gráfico da variação da microdureza com a profundidade de uma amostra retirada sem sofrer o esforço de repuxo, medida no sentido transversal da amostra. Conforme esperado, o gráfico apresenta uma variação de microdureza desprezível.



**Figura 10.** Perfil transversal de microdureza da chapa sem repuxo.

#### 4. CONCLUSÕES

Todas as peças que foram conformadas por repuxo apresentaram uma variação na microdureza, identificada através do ensaio Vickers. A elevação dos parâmetros velocidade, avanço e redução de espessura da chapa resultaram em aumento da microdureza da peça. Embora não tenha sido feita uma avaliação microestrutural das amostras, supõe-se que esta variação de microdureza seja causada pelo encruamento do material devido ao aumento da deformação e da taxa de deformação.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Altan, T., Oh, S. e Gegel, H.L., 1999, “Conformação de Metais: fundamentos e aplicações”, EESC/USP, 350p.
- American Society for Metais, 1992, “Metals Handbook”, vol. 14, 4 ed.
- Bresciani Filho, E., Zavaglia, C.A.C., Button, S.T., Gomes, E. e Nery, F.A.C., 1991, “Conformação Plástica dos Metais”, Editora da UNICAMP, 385p.
- Hosford, W.F. and Caddell, R.M., 1993, “Metal Forming: mechanics and metallurgy”, PTR Prentice Hall, 364p.

## **AVALIAÇÃO DO DESGASTE ABRASIVO DE RESINAS INDUSTRIAIS**

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Eraldo Jannone da Silva**

**Alexandre Pegoraro Xavier**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [bianchi@bauru.unesp.br](mailto:bianchi@bauru.unesp.br).

**César Antunes de Freitas**

**Ana Rita Rodrigues Bianchi**

Universidade de São Paulo, Departamento de Dentística, Endodontia e Materiais Dentários, 17043-101, Bauru, SP, Brasil.

**Marcos Vilela**

CIEL - Comércio e Indústria de equipamentos Leves Fibra de Vidro Ltda., 17028-060, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [ciel@starnet.com.br](mailto:ciel@starnet.com.br).

### **Resumo**

Este trabalho apresenta um estudo sobre a capacidade de resistência ao desgaste de resinas industriais, denominada por agressividade. O banco de ensaios utilizado forneceu resultados confiáveis. Da análise dos resultados pôde-se verificar que a não observância de sensível diferença estatística dos valores de agressividade deve-se ao fato de que as resinas industriais apresentaram-se bastante homogêneas, em todo o perímetro dos discos, e pelo fato do cabeçote de testes possibilitar um elevado grau de repetibilidade.

**Palavras-chave:** Resina industrial, desgaste abrasivo, tribologia

### **1. INTRODUÇÃO**

A designação “Plásticos” origina-se do grego e exprime a característica dos materiais quanto à moldabilidade (mudança de forma física). Adota-se este termo para identificar materiais que podem ser moldados por intermédio de pressão e calor, ou por reações químicas.

No passado, estes materiais não possuíam grandes aplicações práticas, devido às baixas propriedades mecânicas e químicas e, nas últimas cinco décadas, observa-se um notável avanço na área de química orgânica, permitindo a sintetização de novas estruturas ou, ainda, composições conhecidas como “Blendas”, concorrendo, muitas vezes com vantagens sobre materiais metálicos de alto desempenho, tanto química quanto mecânica e em condições extremamente agressivas.

Faz-se então necessário analisar as propriedades deste materiais de modo a determinar a possibilidade de sua utilização. Uma destas propriedades a ser avaliada é a agressividade

(capacidade de um material desgastar outro), responsável pela resistência ao desgaste abrasivo do material e de fundamental importância para peças de grande responsabilidade.

Este trabalho tem como objetivo avaliar o desgaste abrasivo das resinas industriais mais utilizadas no mercado nacional, de modo a fornecer informações aos interessados neste tipo de análise, como indústrias, grandes consumidores destas resinas e pesquisadores em geral, tendo como variável de saída a agressividade de cada resina estudada.

## **2. CONCEITOS BÁSICOS SOBRE AS RESINAS INDUSTRIAIS**

Segundo Xavier (1999), o emprego das resinas industriais, bem como dos materiais “Plásticos” vem crescendo dia a dia com novos desenvolvimentos, destacando que nos EUA entre 1950 e 1980 o consumo em peso aumentou em 400 vezes. De um modo geral, os materiais plásticos apresentam as seguintes vantagens sobre os materiais convencionais: baixo peso (densidades variam entre 0,9 e 2,5 g/cm<sup>3</sup>); elevada resistência à corrosão (superior algumas vezes às ligas metálicas como aço Inox, Titânio, Hastelloys etc.); baixa condutividade térmica, tornando estes materiais auto isolantes; baixo coeficiente de atrito, devido a superfícies bastante lisas e de elevada resistência à abrasão e bom isolamento elétrico. Por este motivo, estes materiais possuem vastas aplicações em eletro-eletrônica; ciclos rápidos de produção. Se comparado aos materiais metálicos, normalmente, os tempos de conformações são inferiores, além de envolver menor quantidade de energia em seu processamento; absorção de choques, ruídos e vibrações; grande trabalhabilidade permitindo compor, em uma única peça; características geométricas complexas; insertos metálicos localizados; pigmentação prévia, dentre outras, apenas com um ferramental. Alguns plásticos apresentam características ópticas, como transparência ou translucidez controláveis, substituindo os vidros, com vantagens mecânicas e, ainda, alguns plásticos podem ser reprocessados várias vezes sem perderem suas propriedades (termoplásticos).

Em compensação, estes materiais apresentam as seguintes desvantagens: baixa resistência à temperatura; baixa estabilidade dimensional; alto coeficiente de dilatação térmica; risco de combustão e baixo módulo de elasticidade (para aplicações estruturais deve ser combinado com fibras de alto módulo).

Os materiais plásticos podem conter, além do polímero base, diversos aditivos para facilitar o processamento e propriedades finais. Os aditivos são: plastificantes; antioxidantes; lubrificantes; antiestáticos; absorvedores de ultravioleta; corantes; pigmentos; cargas minerais; reforços de fibras; retardadores de chama; supressores de fumaça; branqueador óptico e aditivos “Low Profile”.

Evidentemente o emprego destes materiais são precedidos de estudos aprofundados, onde são definidos todos os parâmetros, quanto à propriedades mecânicas e químicas.

A busca por novos materiais e formas de avaliar suas características é constante em todos os ramos da pesquisa. Para as resinas industriais isto não é diferente, sendo que uma dificuldade adicional é a de que estas pesquisas são realizadas pelas próprias indústrias que, em alguns casos, não se importam em publicar seus resultados. Deste modo, encontra-se certa dificuldade em se levantar um acervo suficiente de informações de modo a embasar a metodologia e os resultados propostos.

## **3. METODOLOGIA**

No banco de ensaios utilizado para a realização dos ensaios, as principais partes que o compõem são: cabeçote de testes, discos dinâmico e estático, dispositivo de deslocamento vertical e programa para a aquisição de dados, como será apresentado mais adiante.

Na figura 1, é ilustrada a vista geral do banco de ensaios desenvolvido, correspondendo ao seu posicionamento em vista frontal da máquina retificadora utilizada para apoiar o banco de ensaios e retificar os discos.

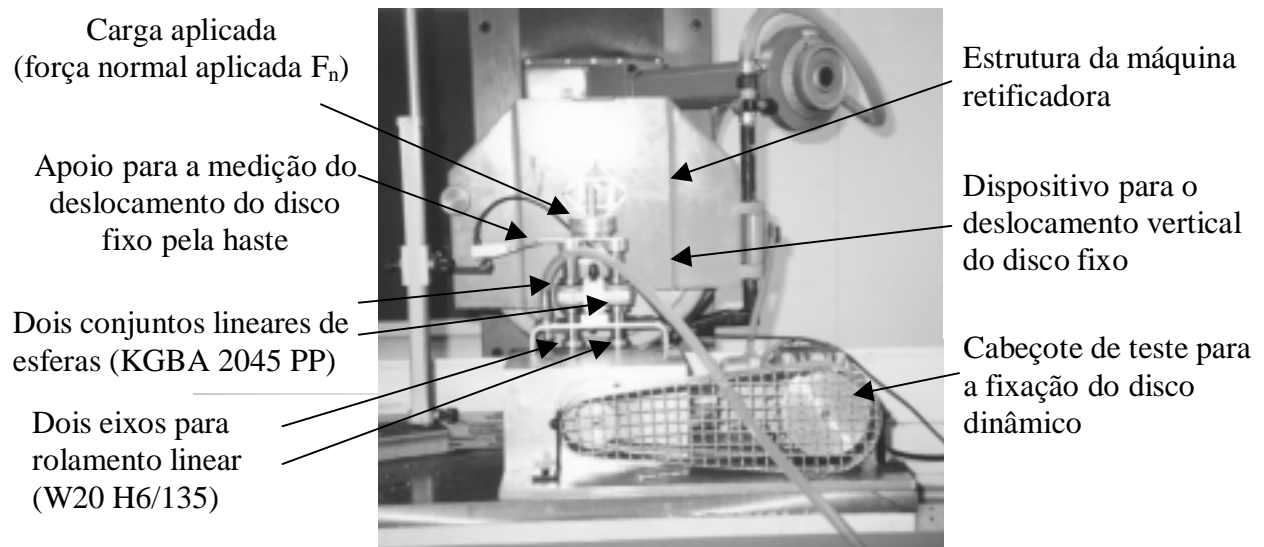


Figura 1. Fotografia da vista frontal do banco de ensaios sobre a máquina retificadora

Na figura 2 é ilustrada a vista geral do banco de ensaios desenvolvido, correspondendo ao seu posicionamento em vista frontal e traseira da máquina retificadora.

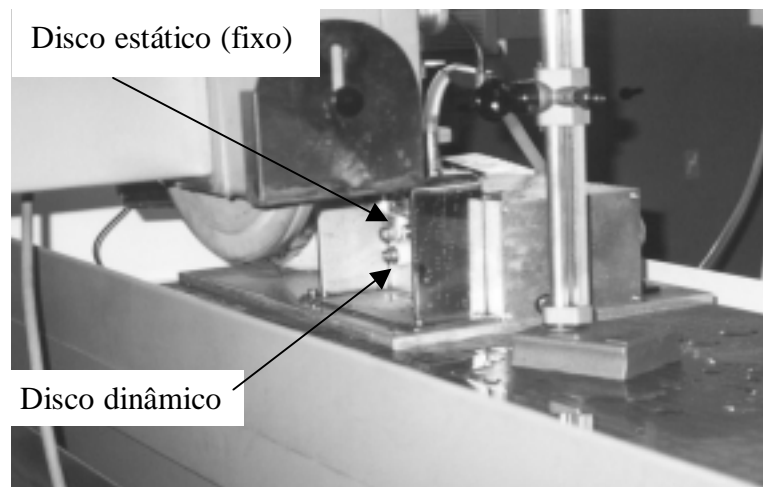


Figura 2. Fotografia da vista traseira da máquina retificadora, com detalhe para o contato entre os discos.

O banco de ensaios apresentado foi fabricado com dois conjuntos lineares de esferas (KGBA 2045 PP), composto por duas guias de esferas recirculantes e dois eixos para rolamento linear (W20 H6/135), denominados por haste, visando um melhor desempenho do mecanismo de deslocamento do disco estático.

Para a montagem das guias no suporte em forma de “U” invertido, já desenvolvido anteriormente, foi necessário fabricar algumas peças de união, de modo que as guias ficassem rigidamente presas ao suporte, evitando vibrações que permitissem um deslocamento vertical uniforme e simultâneo das duas hastes.

O mecanismo de deslocamento vertical foi montado com todas as peças, confeccionadas em alumínio para redução de peso, que promovem a união das hastes, a fixação do disco estático e a carga aplicada.

Posteriormente, deu-se início à procura das melhores condições de ensaio. Primeiramente variou-se a carga aplicada, mantendo-se os outros parâmetros de entrada constantes. O valor da carga que proporcionou o melhor resultado foi de 15 N.

Também foram realizados ensaios preliminares variando-se a rotação do eixo do cabeçote de testes. Quando a rotação era elevada, havia problemas relacionados a queima da resina. Se a rotação fosse diminuída, a taxa de desgaste da resina não era suficiente para proporcionar resultados satisfatórios. Após vários ensaios, chegou-se no valor de rotação do motor de acionamento de 30 Hz e lubrificação por água na região de corte.

O ensaio era realizado colocando-se um disco dinâmico mais largo no cabeçote de teste e um disco estático mais estreito no dispositivo vertical de deslocamento. Com o eixo do disco dinâmico parado, aproximava-se cuidadosamente o disco estático até que estes se tocassem. Para o início do ensaio liga-se o motor de acionamento e, ao mesmo tempo, os valores relativos ao deslocamento vertical eram registrados (via software) para análise. O ensaio terminava quando o deslocamento vertical máximo fosse de 450  $\mu\text{m}$ .

O disco dinâmico é o responsável pelo desgaste da resina depositada na superfície externa do disco estático. O material selecionado para a confecção do revestimento do disco dinâmico foi a porcelana, por apresentar excelente resistência ao desgaste abrasivo. Porém, esta deve ser fixada num material de forma geométrica cilíndrica e compatível. Para tanto utilizou-se uma liga de NiCr, que permite a boa aderência da porcelana.

Um anel de NiCr foi torneado, de modo que este tivesse as seguintes dimensões: espessura de 16 mm, diâmetro interno de 8,0 mm e diâmetro externo de 18 mm. Na sua superfície externa foi realizada uma operação de recartilamento para a facilitar a fixação da porcelana a ser aplicada.

Foi utilizada a porcelana DUCERAM (Degussa - Sociedade Industrial de Metais Preciosos da Amazônia Ltda., Manaus - AM), de matiz B4, com temperaturas de queima inicial de 557°C e final 940°C, aplicada em toda periferia do anel, com dimensões também maiores que o necessário para uma posterior usinagem (retificação).

O anel com a porcelana foi retificado na sua parte externa (somente da porção cerâmica), ficando finalmente com diâmetro externo igual a 25,000 mm, o que era verificado através de um micrômetro Mitutoyo no. 103-129 (Mitutoyo do Brasil Ind. Com. Ltda., Suzano - SP), com acuidade de 1 micrometro (de forma semelhante ao que ocorria na retificação do disco estático).

Para a realização desta operação foi utilizado um rebolo diamantado fabricado com ligante resinóide, tipo ND15 C100 N111 B (fabricado pela empresa Master Diamond Ferramentas Ltda., São Paulo - SP), com 350 mm de diâmetro externo, 127 mm de diâmetro interno e 10 mm de largura, com velocidade de corte igual a 33 m/s, para desgastar da porcelana aplicada ao anel de NiCr que encontrava-se preso no eixo horizontal do cabeçote de testes, girando em sentido discordante ao do rebolo.

Para a confecção dos discos estáticos, foram obtidos, por torneamento, diversos anéis fabricados de aço com baixo teor de carbono (ABNT 1020, fabricado por COSIPA, Cubatão - SP), todos com espessura de cerca de 2,0 mm, diâmetro interno de 8,0 mm e diâmetro externo de 18 mm. A superfície externa destes anéis foram recartiladas para garantir uma melhor fixação da resina industrial aplicada. Pela necessidade destes discos ficarem com suas faces planas, exatamente paralelas entre si e com a melhor qualidade superficial possível, estes foram retificados de ambos os lados, apoiados por suas superfícies planas na mesa de uma retificadora tangencial plana. Para isso, foi utilizado um rebolo de óxido de alumínio ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) branco (fabricado pela empresa Carborundum Abrasivos Ltda., Vinhedo - SP), com diâmetro

externo de 350 mm, diâmetro interno de 127 mm, espessura de 50 mm com granulometria 46 mesh, com velocidade de corte de 33 m/s. Para evitar oxidação, os discos sofreram diferentes processos de eletro-deposição, propositadamente para ficarem com diferentes colorações; isto facilitou a sua identificação, após a aplicação da resina industrial pela empresa CIEL - Comércio e Indústria de equipamentos Leves Fibra de Vidro Ltda., localizada na cidade de Bauru - SP. Os discos revestidos com as resinas industriais ficaram com o diâmetro externo semelhante ao do disco com a porcelana, sem a necessidade de uma retificação para acertar os diâmetros dos discos estáticos. Isto é possível, pois a resina industrial é mais fácil de se depositar sobre os discos de aço, deixando-as já na dimensão final desejada por meio de moldes. Os procedimentos aqui apresentados são idênticos aos utilizados por Salgado et al., (1997).

O método proposto para a determinação do desgaste de resinas industriais, é baseado no estudo do comportamento da agressividade. Este método consiste em pressionar o disco estático contra o disco dinâmico. Com o desgaste da resina industrial há o deslocamento vertical do disco estático ( $\delta$ ) que é registrado em tempo real, com auxílio de um relógio comparador eletrônico.

O deslocamento do disco estático é medido com um apalpador eletrônico, modelo 32.10801 (Tesa S.A., Suíça), conectado a um registrador Tesatronic TT60, da mesma procedência do primeiro. O pequeno braço do apalpador eletrônico termina numa esfera, a qual era posicionada de modo a contatar a face inferior dos pesos. O apalpador eletrônico é conectado a uma haste vertical, cuja base estava posicionada de forma estável, convenientemente próximo do eixo responsável pelo deslocamento vertical do disco estático.

O sistema conector instalado na citada haste possui um parafuso micrométrico que permite a movimentação do apalpador eletrônico no sentido vertical. Este era movido para cima e para baixo, até uma altura que permitisse ter-se certeza que o ponteiro do respectivo registrador estivesse apontando um valor numérico qualquer, indicando haver seu contato com a haste que posiciona o disco estático, com o cuidado para que o braço pequeno do apalpador eletrônico ficasse na posição mais horizontal possível.

Nesta situação, ajustava-se o registrador na marca zero (ou o mais próximo deste valor). Assim, o eixo vertical era deslocado por gravidade, de modo a pressionar o contato entre os discos. O programa do microcomputador era acessado, e numa tela específica eram registradas as condições do ensaio: material do disco dinâmico e seu diâmetro; material do disco estático, com seu diâmetro e espessura e valor da carga utilizada. Com esses dados é construída uma primeira curva de deslocamento, em função do tempo. Posteriormente, uma outra curva de deslocamento é construída, onde no eixo horizontal o tempo gasto para a aquisição dos dados é elevado a  $3/2$ . Isto é feito para a obtenção de uma reta onde sua tangente representa o coeficiente angular da reta de regressão linear. Na figura 3 é apresentado de forma esquemática um resultado típico obtido em ensaios, sendo  $\delta$  o deslocamento do disco estático e  $t$  o tempo necessário para o desgaste deste.

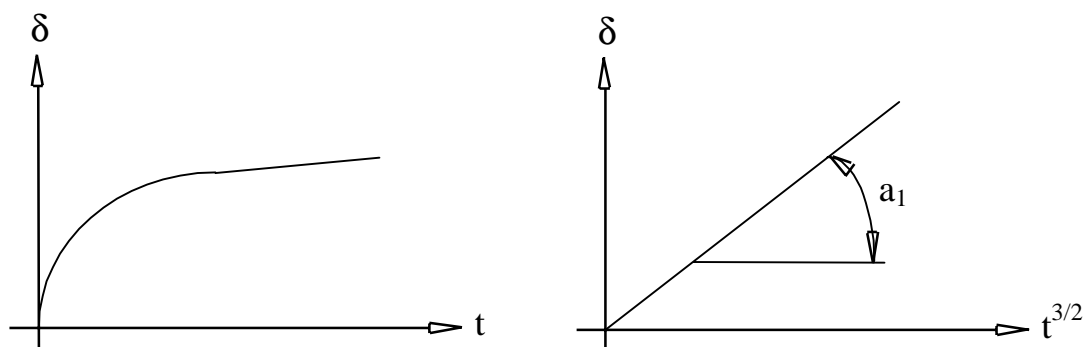


Figura 3 - Apresentação esquemática um resultado típico obtido em ensaios.

Com o disco estático posicionado sobre o disco dinâmico o motor de acionamento do cabeçote é ligado, iniciando o desgaste do disco estático.

A refrigeração do processo era feita com água, proveniente de um frasco colocado num suporte apropriado através de uma mangueira de borracha numa vazão fixa, por cima e de um lado tal que, quando o disco girasse, a água conseguisse refrigerá-los.

Após a liberação do fluxo de água, ligava-se então o conversor de frequência, através de seu botão interruptor, e dava-se início ao ensaio medindo-se constantemente o deslocamento do disco estático detectado pelo apalpador e transferido para o respectivo registrador.

Foram realizados ensaios dos cinco tipos de resinas industriais mais utilizados no mercado nacional. Para tanto foram confeccionados um disco de prova de cada resina industrial, totalizando 5 discos de prova, onde puderam ser realizados um total de 40 ensaios (8 em cada disco de prova).

Os valores referentes a carga aplicada (ou força normal aplicada  $F_n$ ) e dimensões dos discos foram:

- $b$  = largura dos discos = 2 mm
- $r$  = raio dos discos = 10 mm
- $F_n$  = força normal aplicada = 15 N

Visando uma maior precisão dos resultados, o rebolo permaneceu no mesmo nível ao término de sua utilização para acertar a superfície do disco revestido de cerâmica. Isto foi realizado simples recuando este, de modo a possibilitar a realização dos ensaios. Deste modo, ao terminar-se os ensaios com um tipo de resina industrial, o rebolo era deslocado de modo a ocupar a mesma posição, em relação ao disco de cerâmica que ocupava anteriormente, possibilitando e facilitando a “renovação” da superfície do disco dinâmico com sua retificação para o ensaio com a próxima resina.

Segundo Coelho (1991), através de um modelamento matemático, a regressão dos pontos de deslocamento em função do tempo elevado a  $2/3$  resultam numa boa aproximação da curva gerada pelos mesmos. Assim a forma da curva de desempenho será uma reta. Após realizada a regressão linear, obtém-se o valor do coeficiente angular da reta.

Para a determinação da agressividade foi realizada uma adequação, por Bianchi et al. (1997), baseado no modelamento matemático apresentado por Coelho (1991), onde o valor da agressividade é dado por:

$$k = \frac{2b\sqrt{4r}}{3F_n} (a_1)^{2/3} \quad [\text{mm}^3/\text{N.s}] \quad (1)$$

onde:  $k$ : agressividade [ $\text{mm}^3/\text{N.s}$ ]

$b$ : largura do disco estático [mm]

$r$ : raio dos discos [mm]

$F_n$ : força normal aplicada [N]

$a_1$ : coeficiente angular da reta gerada pelo gráfico registrado entre o deslocamento vertical do disco estático (eixo  $y$ ) com o tempo elevado a  $2/3$  (eixo  $x$ ), conforme descrito no modelamento matemático desenvolvido por Coelho (1991)

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os ensaios foram realizados com a observação de se manter um mesmo padrão de ações durante todos os experimentos com todas as cinco resinas industriais que são:



1. Resina Cristal (Ramires 5061)
2. Resina Isoftálica (Ramires 8000)
3. Resina Ortoftálica (Ramires 4004)
4. Resina Epóxi (Araldite MY750)
5. Resina Orto com 30% de fibra de vidro (Ramires 4004)

Após o final dos ensaios com cada tipo de resina industrial a cerâmica era retificada de modo a manter a sua superfície sempre avivada (sem empastamento e com capacidade de desgastar a resina industrial) para os ensaios com um novo tipo de resina.

Os resultados obtidos estão apresentados na tabela 1.

TABELA 1 - Resultados de agressividade obtidos com as resinas Cristal (Ramires 5061), Isoftálica (Ramires 8000), Ortoftálica (Ramires 4004), Epóxi (Araldite MY750) e Orto com 30% de fibra de vidro (Ramires 4004)

Valores obtidos de agressividade [mm <sup>3</sup> /N.s]					
Ensaio	Ramires 5061	Ramires 8000	Ramires 4004	Araldite MY750	Ramires 4004
1	0,53	0,51	0,51	0,00	0,00
2	0,51	0,45	0,50	0,49	0,00
3	0,49	0,00	0,53	0,52	0,00
4	0,50	0,52	0,00	0,00	0,00
5	0,49	0,54	0,55	0,00	0,41
6	0,53	0,50	0,51	0,00	0,00
7	0,54	0,54	0,00	0,00	0,49
8	0,53	0,50	0,00	0,55	0,00
Média	5,15E-01	5,07E-01	5,21E-01	5,16E-01	4,49E-01
Desvio Padrão	2,04E-02	3,23E-02	1,68E-02	3,03E-02	5,78E-02
Variância	4,17E-04	1,04E-03	2,84E-04	9,18E-04	3,34E-03

Pode-se notar que para alguns tipos de resinas industriais o banco de ensaios foi capaz de avaliar o desgaste abrasivo das resinas industriais. Em particular para o caso de resinas industriais mais “duras”; ou seja, as que possuem cargas de outros materiais para alterar as suas propriedades mecânicas, a capacidade de remoção de material da porcelana não apresentou-se suficiente para promover o desgaste da resina e, conseqüentemente, a sua avaliação. Estes casos são representados nas tabelas pelo número zero (0).

Provavelmente, com a escolha de um material diferente para desempenhar a função do disco dinâmico, ou o aumento da carga aplicada, ou o aumento da velocidade periférica do disco dinâmico, ou com a redução da largura do disco estático, seja possível a avaliação de uma gama maior de resinas industriais.

A análise estatística nos possibilita uma forma ainda mais segura e precisa de avaliar os padrões propostos e também de verificar a sua precisão de medidas.

Para a análise dos resultados de agressividade obtidos, utilizou-se o método One-Way ANOVA e o Teste de Student-Newman-Keuls para as comparações entre os grupos de resinas testadas.

O quadro de Análise de Variância é apresentado na tabela 2.

As diferenças nos valores médios de agressividade encontrados entre as diferentes resinas não são suficientemente grandes para excluir-se a possibilidade destas diferenças serem resultado do acaso. Sendo assim para ( $p < 0,05$ ) não existe diferença estatística significativa.

TABELA 2: Análise de Variância – um critério de classificação (One-way ANOVA)

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Quadrado médio	“F”	p
Entre grupos	0,00821	4	0,002053	2,72	<0,0587
Resíduo	0,01509	20	0,000754		
Total	0,02330	24			

## 5. CONCLUSÃO

Com base na análise estatística pode-se afirmar que o banco de ensaios aqui proposto pode avaliar a propriedade de resistência ao desgaste abrasivo de algumas resinas industriais de modo rápido e preciso.

A não observância de sensível diferença estatística deve-se ao fato de que as resinas industriais apresentaram-se bastante homogêneas em todo o perímetro dos discos e também pelo fato do cabeçote de testes possibilitar um elevado grau de repetibilidade.

A curiosidade científica volta-se para a modificação da metodologia para a avaliação dos demais tipos de resinas industriais existente que não foram possíveis de serem ainda avaliadas.

Para tanto deve-se observar as diferenças específicas entre as resinas industriais, pois algumas irão apresentar cargas, como fibra de vidro por exemplo, que modificam suas propriedades mecânicas.

## 6. AGRADECIMENTOS

Manifestamos os nossos agradecimentos à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio concedido para a realização deste trabalho e a empresa CIEL - Comércio e Indústria de equipamentos Leves Fibra de Vidro Ltda., pelo revestimento dos discos estáticos com resina industrial.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- BIANCHI, E.C.; DIAS, A.C.P.; BIANCHI, A.R.R.; FREITAS, C.A. Desenvolvimento de uma metodologia para a avaliação do desgaste abrasivo de resinas compostas. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 14; Bauru, de 8 a 12 de dezembro de 1997. Anais do COBEM. São Paulo: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 8 páginas (em CD - ROM).
- COELHO, R. T. Estudo experimental da propriedade de dressagem de rebolos na retificação de precisão usando o método do disco retificado. São Carlos, 1991. 122 p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SALGADO, I. O., FREITAS, C. A., BIANCHI, E. C.; Aperfeiçoamento do Método do Disco Retificado, Já Adaptado para a Odontologia, e Seu Emprego na Avaliação do Desgaste Abrasivo de 3 Resinas Compostas. Revista FOB. Vol 5. P. 21 - 29. 1997.
- XAVIER, A. P. Avaliação do desgaste abrasivo de resinas industriais. Bauru: Faculdade de Engenharia - UNESP, 1999. 35p. 5<sup>o</sup> Relatório Científica de Bolsa de Iniciação Científica enviado à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, Processo N<sup>o</sup> 97/04498-9.

## SINTERIZAÇÃO COM FASE LÍQUIDA DE LIGAS Fe-Ni-P INJETADAS

**Severino Cesarino da Nóbrega Neto (1)(2)**

**Aloísio Nelmo Klein (2)**

**Paulo Antonio Pereira Wendhausen (2)**

**Víctor Bruno Canever (2)**

(1) Centro Federal de Educação Tecnológica da Paraíba, Coordenação de Mecânica.

(2) Universidade Federal de Santa Catarina, Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, Laboratório de Materiais, 88040-900, CP 476, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [cesarino@pg.materiais.ufsc.br](mailto:cesarino@pg.materiais.ufsc.br)

### Resumo

Dentro da moldagem de pós por injeção, o sistema de liga Fe-Ni representa um papel de extrema importância industrial. A sua alta resistência mecânica associada a uma boa ductilidade faz com que este sistema de liga seja um dos mais empregados na indústria atual. Tradicionalmente, a temperatura de sinterização para as ligas Fe-Ni está compreendida na faixa de 1200 a 1250°C. Neste trabalho foi avaliado a introdução do fósforo ao sistema Fe-Ni, e a sua influência sobre a sinterabilidade e estabilidade dimensional dos componentes injetados. O fósforo, quando combinado com o ferro propicia o aparecimento de uma fase líquida a baixa temperatura (1049°C), que por sua vez interfere diretamente na difusividade do sistema. Um outro aspecto abordado neste trabalho é a porosidade resultante para as ligas Fe-Ni-P injetadas.

**Palavras-chave:** Moldagem por injeção, Fase líquida, Sinterabilidade, Porosidade

### 1. INTRODUÇÃO

O sistema de liga Fe-Ni, juntamente com os aços inoxidáveis representam as classes de materiais mais utilizados atualmente na indústria de moldagem de pós por injeção. De acordo com Zhang e German (1991), as ligas com até 6% de níquel são utilizadas em aplicações industriais variando de automóveis até aviões. Segundo Hwang e Shiau (1996), tanto na metalurgia do pó como na moldagem de pós por injeção, o níquel é um elemento de liga muito comum. Ele promove uma maior densificação na sinterização e aumenta a resistência, tenacidade e resistência a corrosão. O níquel abaixa a temperatura de transformação  $\alpha \rightarrow \gamma$  expandindo o campo  $\alpha + \gamma$ . Como ressalta Bain e Paxton (1966), o níquel é um elemento essencialmente gamagêneo.

Dentro da metalurgia do pó, o fósforo é reconhecido por ser um potente endurecedor do ferro e por apresentar a formação de uma fase líquida a baixa temperatura (1049°C). Além destes fatores, tanto Bain e Paxton como Lindskog et al (1977) deixam claro que o fósforo é um elemento essencialmente alfacênico. Lindskog e Carlsson (1972) ressaltam ainda que o fósforo deve ser adicionado em teores até 0,6% em peso, uma vez que este afeta diretamente as tolerâncias dimensionais dos componentes, podendo, em alguns casos, inviabilizar por completo o componente.

Tratando-se especificamente de componentes injetados, muito pouco tem sido pesquisado com relação a sinterização com fase líquida. O processo de moldagem de pós por injeção tem como uma das suas características a produção de componentes com pequenas dimensões e tolerâncias geométricas apertadas. Conforme German (1990), após a remoção do ligante os componentes injetados estão frequentemente próximos de 60% da densidade, enquanto que a densidade final após a sinterização aproxima-se de 100%. Portanto, a sinterização envolve uma substancial retração. Assim sendo, uma grande quantidade de fase líquida não pode ser utilizada porque o componente não apresenta a rigidez suficiente durante a sinterização para manter a sua forma, além do que, a retração inerente do processo, associado a um maior gradiente de retração proporcionado pela fase líquida, pode comprometer as dimensões finais do componente.

Este estudo foi realizado com o objetivo de se analisar o comportamento dimensional de componentes injetados sinterizados na presença de fase líquida. Para tanto, o fósforo foi introduzido gradativamente na forma de um portador Fe<sub>3</sub>P a liga Fe-7Ni e foi feito um estudo da estabilidade dimensional destes componentes. Ainda dentro deste trabalho, foi realizado um estudo dilatométrico relativo ao efeito do fósforo sobre a sinterabilidade das ligas Fe-7Ni e como complemento, um pequeno estudo com relação a porosidade destes componentes.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a realização do trabalho, foi injetado um corpo de prova do tipo retangular com comprimento igual a 24,5mm. As características dos pós utilizados no processo estão apresentadas na tabela 1. O sistema de ligante empregado foi do tipo multicomponente, sendo constituído por polipropileno, parafina e acetato de vinil etila (EVA). A quantidade de cada um destes no sistema, está indicado na tabela 2.

**Tabela 1.** Discriminação dos pós metálicos

Pó	Fabricante	Tipo	Tamanho Médio (µm)
Ferro	BASF	CL	6
Níquel	INCO	123	5
Fe <sub>3</sub> P	SCM	P-120	<74

**Tabela 2.** Composição do ligante

Componente	(%) em massa da mistura
Polipropileno	3,63
Parafina	3,47
Acetato de Vinil Etila	1,40
Total	8,50

A mistura do pó metálico com o sistema ligante foi realizado em um misturador do tipo sigma, com controle de tempo, temperatura e torque. Para uma maior homogeneização da mistura, a massa de pó metálico foi previamente misturada por 30 minutos em um misturador do tipo Y, e a mistura do pó com os elementos do sistema ligante foi feita em três bateladas separadas. Para todas as bateladas, a temperatura empregada foi de 160°C, enquanto que o torque foi mantido a 60 rpm e o tempo em 30 minutos.

As amostras foram injetadas em uma máquina Arburg 320S, com força de fechamento de 50 toneladas, e a pressão de injeção utilizada para todas as amostras foi de 1200 bar.

A remoção do sistema ligante foi realizada em duas etapas distintas, sendo a primeira feita através de processamento químico e a segunda através de processamento térmico.

Para a remoção química do ligante foi utilizado como solvente hexano aquecido a 50°C. As amostras foram expostas primeiramente ao vapor de hexano por 2 horas e em seguida foram imersas no hexano aquecido por 4 horas. Ao final da etapa de remoção química, toda a parafina contida no sistema ligante tinha evaporado.

Após a etapa de remoção química, as amostras foram submetidas a remoção térmica, para a retirada do polipropileno e do EVA. O forno utilizado foi do tipo tubular e a taxa de aquecimento foi de 5°C/min, até atingir-se a temperatura de 450°C, onde foi executado um patamar por 60 minutos. No mesmo ciclo de remoção térmica, foi realizada a pré-sinterização das amostras, usando-se para tanto uma temperatura de 850°C por 15 minutos. Todo o ciclo de remoção térmica e pré-sinterização foi realizado na presença de um fluxo constante de hidrogênio.

A sinterização foi realizada também em forno do tipo tubular, e para tanto utilizou-se uma taxa de aquecimento média de 20°C/min em fluxo de hidrogênio constante. As amostras foram sinterizadas em duas temperaturas diferentes, sendo a primeira em 1000°C e a segunda em 1100°C. O tempo de permanência a temperatura final de sinterização para todas as amostras foi de 30 minutos.

As ligas utilizadas no trabalho estão indicadas na tabela 3.

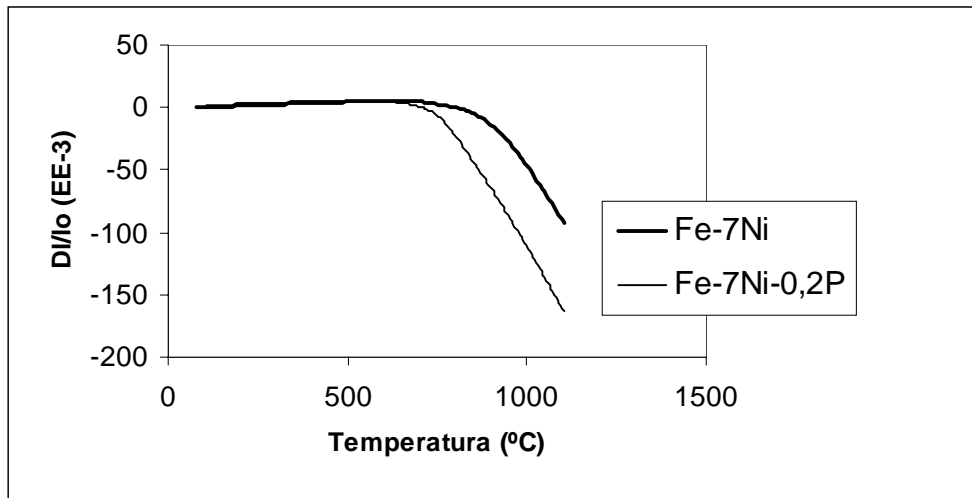
**Tabela 3.** Discriminação das ligas

Liga	Composição (% peso)
01	Fe-7Ni
02	Fe-7Ni-0,2P

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

#### 3.1 Estudo da sinterabilidade

O estudo da sinterabilidade para as amostras foi feito a partir de ensaios dilatométricos. Os ensaios foram realizados em um dilatometro do tipo BP RB 2000 e as condições foram as mesmas para todas as amostras. A temperatura máxima foi de 1100°C e a taxa de aquecimento empregada foi de 10°C/min. Os ensaios foram realizados sob um fluxo constante de hidrogênio. A figura 01 apresenta os resultados dos ensaios dilatométricos.



**Figura 1.** Análise dilatométrica para as ligas 01e 02

Como podemos perceber através da figura 01, a introdução do fósforo a liga Fe-7Ni provoca um deslocamento significativo no ponto de início de retração da amostra. Através da análise dilatométrica é possível também avaliar-se em que nível se dá a retração dimensional das amostras.

### 3.2 Comportamento dimensional

Para o estudo do comportamento dimensional, foram sinterizadas 5 amostras de cada liga em duas temperaturas diferentes. A tabela 4 apresenta a retração média das amostras para cada condição de sinterização.

**Tabela 4.** Retração das amostras

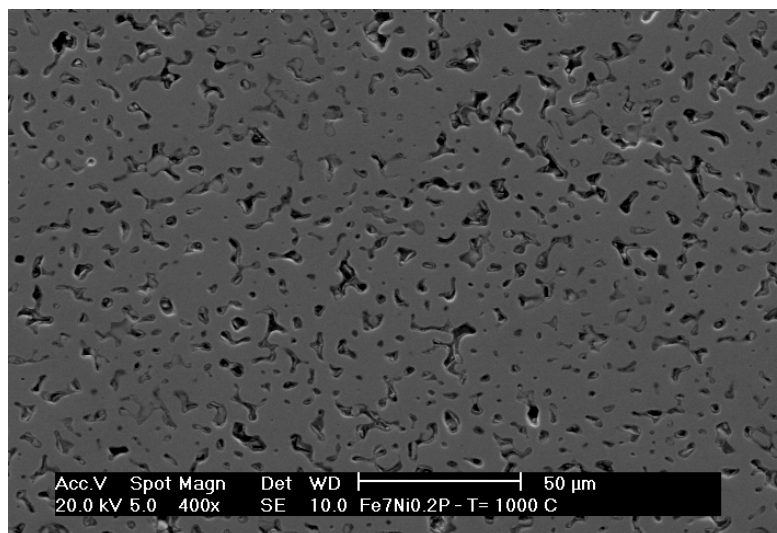
Liga	Amostra	Temperatura de Sinterização (°C)	Comprimento Inicial (mm)	Comprimento Final (mm)	Retração (%)
01	Fe-7Ni	1000	24,5	21,9	10,61
02	Fe-7Ni-0,2P	1000	24,5	21,5	12,24
01	Fe-7Ni	1100	24,5	21,1	13,88
02	Fe-7Ni-0,2P	1100	24,5	20,4	16,73

Os resultados apresentados mostram que a temperatura de sinterização é um fator preponderante na retração das amostras. Como pode ser visto na tabela 4, o conjunto de ligas Fe-7Ni-0,2P sinterizadas na temperatura de 1100°C foi a que apresentou a maior retração. Além do encolhimento natural devido a eliminação da porosidade residual do processo, estas amostras ficaram submetidas a fase líquida proveniente da fusão do eutético Fe<sub>3</sub>P. Comparando a retração média das ligas 01 com aquelas das ligas 02 sinterizadas na mesma temperatura, fica evidente que a fase líquida influencia diretamente na retração final das amostras.

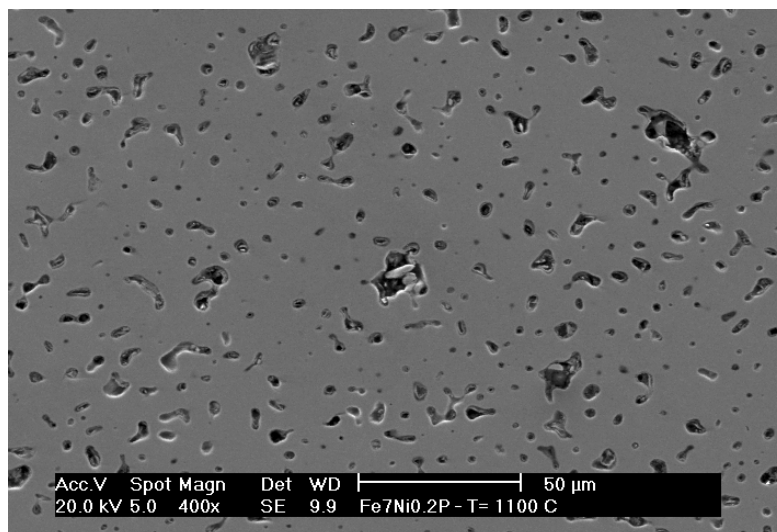
### 3.3 Análise da porosidade

A porosidade foi analisada através de microscopia eletrônica de varredura (MEV). Na figura 02 apresenta-se a porosidade residual para a liga Fe-7Ni-0,2P sinterizada na temperatura de 1000°C enquanto que na figura 03 é mostrada a porosidade residual para esta mesma liga sinterizada na temperatura de 1100°C. Como podemos perceber claramente, o aumento de 100°C na temperatura de sinterização é capaz de diminuir consideravelmente a porosidade residual na amostra.

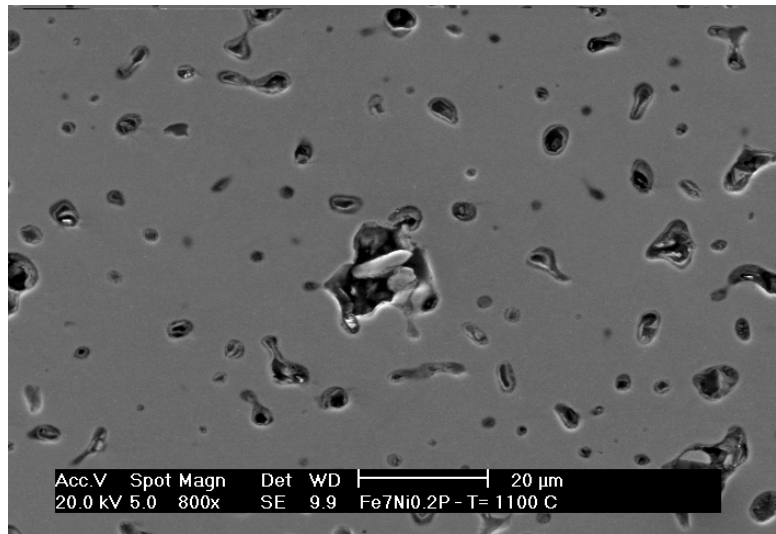
É necessário ressaltar-se que, para a segunda condição de sinterização, ou seja para temperatura de 1100°C existe a contribuição efetiva da fase líquida formada com a decomposição do eutético Fe<sub>3</sub>P a 1049°C. No entanto, como as partículas de Fe<sub>3</sub>P adicionadas foi de tamanho muito grande, a fusão do mesmo acarretou a presença de vazios relativamente grandes, como pode ser visto na figura 04.



**Figura 2.** Liga Fe-7Ni<sub>0,2</sub>P (MEV 400x)



**Figura 3.** Liga Fe-7Ni<sub>0,2</sub>P (MEV 400x)



**Figura 4.** Liga Fe-7Ni-0,2P (MEV 800x)

#### 4. CONCLUSÕES

De acordo com os resultados apresentados, podemos concluir que a introdução de uma pequena quantidade de fósforo ao sistema de liga Fe-7Ni é capaz de modificar consideravelmente a temperatura de início de retração deste sistema.

A sinterização na presença de uma fase líquida dos componentes injetados, interfere diretamente na estabilidade dimensional dos componentes, aumentando consideravelmente a retração nas amostras, sendo necessário portanto, atenção especial com relação as tolerâncias dimensionais finais dos componentes.

Os componentes injetados e sinterizados na presença de fase líquida, apresentaram uma menor porosidade residual do que aqueles sinterizados sem a presença de fase líquida. No entanto, é necessário que se tenha um perfeito controle sobre o tamanho de partícula do portador de liga, de forma a que estes não venham a deixar vazios nos componentes e , conseqüentemente, comprometer a densidade final destes.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao programa PRONEX (Programa de Apoio a Núcleos de Excelência) - Finep, que financiou esta pesquisa.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Zhang, H., German, R. M., 1991, “The Role of Nickel in Powder Injection Molding”, The International Journal of Powder Metallurgy, Princeton, Vol. 27, No.3, pp.249-254.
- Hwang, K. S. and Shiau, M. Y. Effects of Nickel on the Sintering Behavior of Fe-Ni Compacts Made From Composite and Elemental Powders. Metallurgical and Materials Transactions B, Volume 27B, April 1996, pp. 203-211.
- Bain, E. C., Paxton, W. B., 1966, “Alloying Elements in Steel”, New York, ASM.



- Lindskog, P., Tengzelius, J. and Kvist, S. A. Phosphorus as an Alloying Element in Ferrous P/M. Modern Developments in Powder Metallurgy, Vol.10, H. H. Hausner (ed.), Plenum Press, N. Y. 1977, p. 97-128.
- Lindskog, P., Carlsson, A., 1972, "Sintered Alloys Based on Sponge iron Powder With Additions of Ferrophosphorus", Powder Metallurgy International, Vol. 4, n.1, pp.39-43.
- German, Randal M., 1990, "Powder Injection Molding", Metal Powder Industries Federation, Princeton, New Jersey, USA, 521p.

# SINTERIZAÇÃO POR PLASMA DE AÇOS EM DESCARGA DE CATODO/ANODO CONFINADO

<sup>1</sup>Oscar R. K. Montedo

<sup>2</sup>Ana Maria Maliska

<sup>2</sup>Joel L. R. Muzart

<sup>1</sup>Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de Pós Graduação em Ciência e Engenharia dos Materiais, LABMAT, Departamento de Engenharia Mecânica, Bloco B, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [oscarrkm@pg.materiais.ufsc.br](mailto:oscarrkm@pg.materiais.ufsc.br)

<sup>2</sup>Universidade Federal de Santa Catarina, LABMAT, Departamento de Engenharia Mecânica, Bloco B, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil.

## Resumo

Este trabalho apresenta e discute os resultados obtidos na sinterização das ligas metálicas Fe-1,5%Si e Fe-1,5%Mo, processadas em forno convencional e por plasma. Os resultados mostram que a sinterização por plasma da liga Fe-1,5%Mo apresenta características semelhantes às realizadas em forno, com diminuição da porosidade superficial. No caso da liga Fe-1,5%Si, a presença de fase líquida inviabiliza o uso do plasma na configuração catodo. A sinterização da liga Fe-1,5%Si pode ser efetuada na configuração anodo. Neste caso ocorre perda significativa do elemento silício quando comparada com a sinterização convencional.

**Palavras-chave:** Sinterização por plasma, descarga catodo-anodo, aços sinterizados

## 1. INTRODUÇÃO

O tratamento de materiais via plasma tem sido bastante usado nos últimos anos para uma série de aplicações industriais. O tratamento superficial de nitretação por plasma mostrou-se o mais adequado para tratamento de aços sinterizados, como encontrado em Bocchini *et al.* (1990) e Metin *et al.* (1987). Além dos tratamentos termoquímicos superficiais, as descargas fracamente ionizadas tem sido usadas também para o processamento de materiais metálicos, em particular a sinterização de ferro puro e aço inoxidável 316L [Batista *et al.* (1998), Batista *et al.* (1999) e Muzart *et al.* (1997)].

Devido às numerosas colisões que ocorrem entre os íons e átomos ou moléculas na bainha catódica, tem-se a produção de íons e espécies neutras rápidas que se chocam com a amostra (catodo), causando o aquecimento desta. No entanto, a presença de descarga sobre a amostra, em muitos casos, causa a formação de arcos com possível danificação da amostra e, neste caso, uma geometria alternativa consiste em colocar a amostra no anodo.

Neste trabalho, com a finalidade de analisar a influência dos diferentes processamentos e dos elementos de liga presentes no material, foram sinterizadas amostras metálicas de Fe-1,5%Mo e de Fe-1,5%Si em forno tubular e por plasma, usando as configurações catodo e anodo. O silício apresenta inúmeras vantagens quando o objetivo é o endurecimento do ferro, como exposto por Arroyo *et al.* (1986). Adicionalmente, a liga Fe-1,5%Si forma fase líquida a 1200 °C e as vantagens da sinterização com fase líquida são discutidas por Danninger (1988). O molibdênio, por não

formar fase líquida na sinterização, na liga Fe-1,5%Mo, foi usado para servir de comparação com os resultados obtidos pela liga Fe-1,5%Si. Ambos, Si e Mo, são importantes na metalurgia ferrosa para posterior tratamento superficial com nitrogênio, com o objetivo, por exemplo, de aumentar-se a dureza, como apresentado por Maliska (1995). As amostras foram sinterizadas a 1200 °C, durante 1 h e 2 h, em uma atmosfera gasosa de argônio/hidrogênio e caracterizadas por microscopia eletrônica de varredura. Análises de composição química por microsonda com energia dispersiva e medidas de perda de massa foram também realizadas.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Para a preparação das amostras foram utilizados os seguintes pós:

- pó de ferro puro (Fe 1000B – Hoeganaes);
- pó portador de ferro-silício, contendo 15% de Si;
- pó de molibdênio puro.

Os pós foram pesados e misturados em um misturador em Y, com adição à mistura de 0,6% de estearato de zinco como lubrificante sólido. As misturas de pós foram compactadas em uma matriz cilíndrica a frio, de dupla ação, de 9,5 mm de diâmetro, com pressão de 600 MPa. Em seguida, cada liga foi submetida a um processo de retirada do ligante em um forno tubular de resistências elétricas, entre 500 e 540 °C, por 30 min, em pressão atmosférica com hidrogênio ultra-puro.

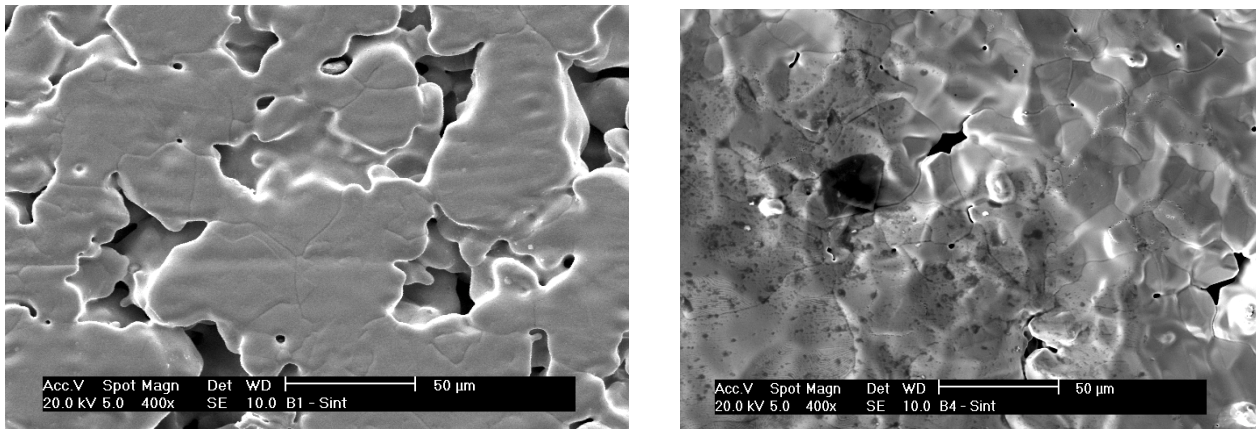
A sinterização foi executada por dois processos distintos: convencional, em forno tubular, e por plasma, nas configurações catodo e anodo. Na sinterização convencional realizada em forno tubular, a temperatura de sinterização foi de 1200 °C por 2 h para ambas as ligas, Fe-Si e Fe-Mo, em atmosfera de hidrogênio ultra-puro. Na sinterização por plasma, usando o mesmo equipamento descrito em Batista *et al.* (1998), as condições foram as mesmas para ambas configurações, catodo e anodo: 1200 °C por 1 h e 2 h, com pressão total do sistema de 1330 Pa (10 Torr) e vazões de hidrogênio e de argônio ultra-puros de  $6,72 \times 10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$  e  $1,93 \times 10^{-4} \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ , respectivamente.

As amostras foram caracterizadas através da perda de massa (balança analítica Shangping modelo FA 1604), de Microscopia Eletrônica de Varredura (Philips XL30) e de Microanálise Química por Energia Dispersiva (EDAX).

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com o objetivo de comparar a sinterização convencional e por plasma sem a presença de fase líquida, foram preparadas e sinterizadas amostras de Fe-1,5%Mo. Os resultados das micrografias são apresentados na figura 1. Nelas podemos observar uma grande semelhança no aspecto superficial das amostras sinterizadas nos diferentes processos. Através dos espectros mostrados na figura 2, correspondentes às micrografias da figura 1, observou-se que não houve uma perda de molibdênio no plasma superior a do forno tubular. As medidas da redução de massa da amostra reforçam esta afirmação: 0,27% no forno tubular e 0,26% no plasma. Experimentalmente, no processamento por plasma foi observado que a descarga elétrica manteve-se estável durante todo o ciclo de sinterização.

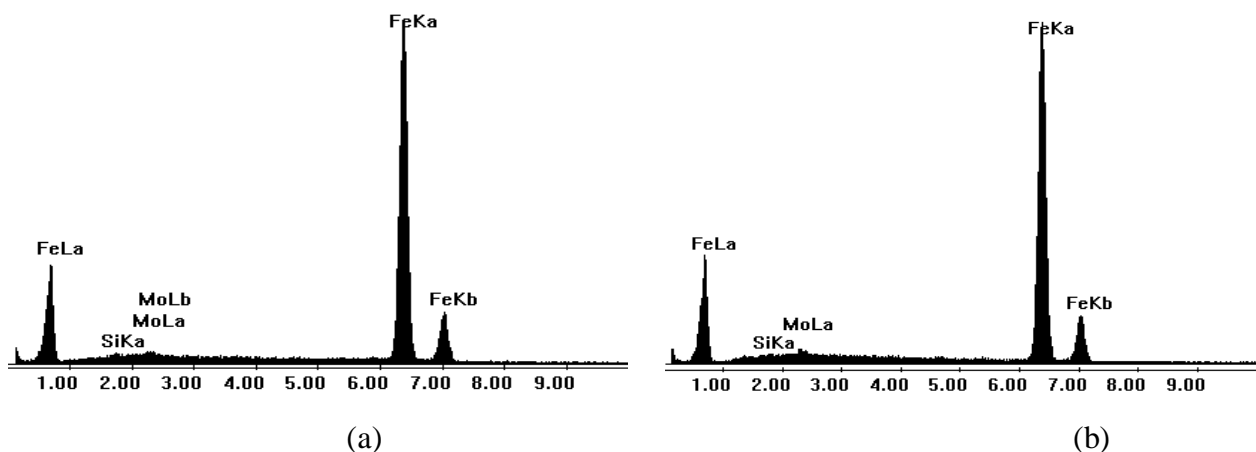
Para investigar a influência da formação de fase líquida no processamento de materiais ferrosos por plasma, foram preparadas e sinterizadas amostras da liga Fe-1,5%Si. A figura 3 apresenta as micrografias destas amostras sinterizadas em forno tubular e por plasma na configuração catodo. Em forno tubular, o tempo de sinterização foi de 2 h, enquanto que por plasma no catodo, o tempo foi de apenas 1 h. Durante todo o ciclo de sinterização foi observado microarcs e, após 1 h, o sistema ficou muito instável e os constantes arcs impediram a continuidade do processo. Novas sinterizações por plasma no catodo nas mesmas condições anteriores apresentaram o mesmo comportamento. Analisando as micrografias podemos



(a)

(b)

**Figura 1.** Micrografias das amostras de Fe-1,5%Mo sinterizadas (a) em forno tubular e (b) por plasma, por 2h



(a)

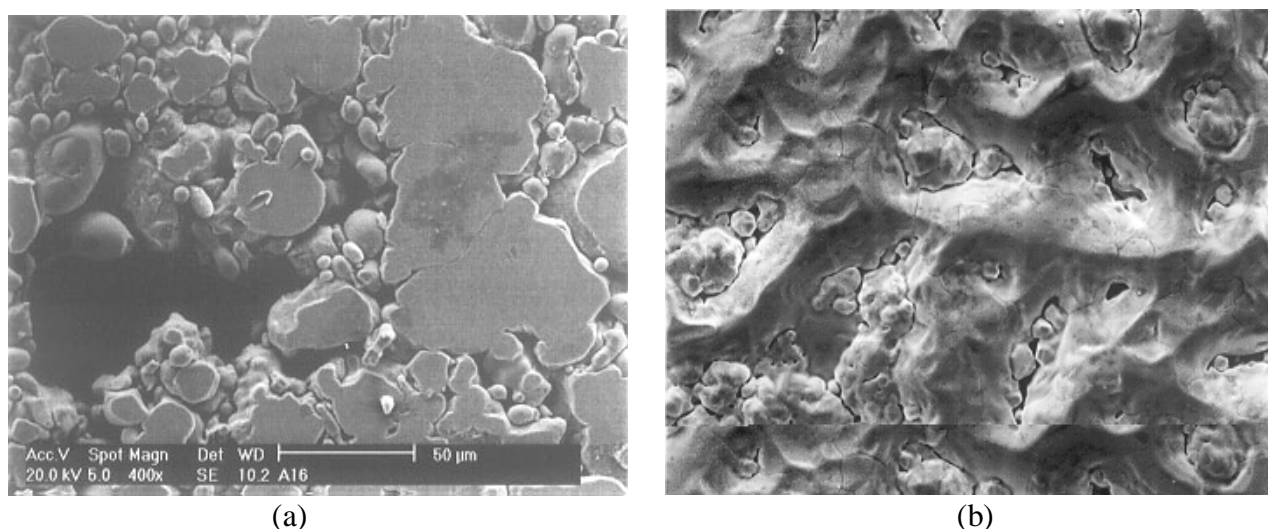
(b)

**Figura 2.** Espectros das amostras de Fe-1,5%Mo sinterizadas (a) em forno tubular e (b) por plasma no anodo, por 2 h

observar que enquanto a microestrutura obtida da sinterização em forno apresenta boa homogeneidade de composição, confirmada por análise química por microsonda, a

microestrutura obtida da sinterização por plasma no catodo apresenta várias regiões microestruturalmente diferentes. Aparentemente o bombardeio das espécies ativas do plasma na amostra provocaram uma significativa redução na porosidade superficial. No entanto, não houve tempo suficiente para ocorrer a completa difusão dos elementos para a obtenção de uma microestrutura homogênea.

Isto pode ser verificado na figura 4, que apresenta espectros de duas regiões distintas da amostra: a região referente à nova fase formada (região homogênea) e a região isolada e heterogênea da amostra. A região homogênea apresentou a composição de 0,8% de silício e 99,2% de ferro, muito próxima da composição de uma região representativa da amostra (0,7%).



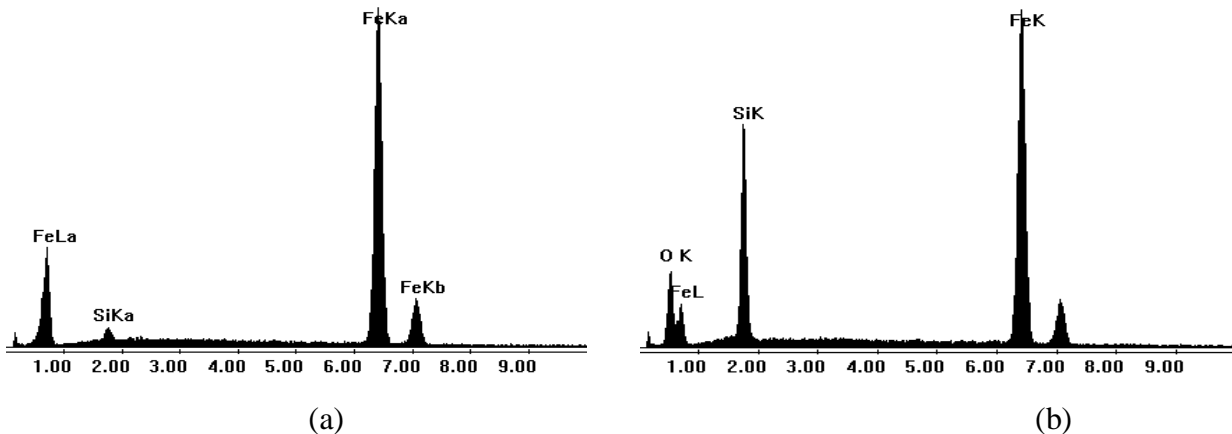
**Figura 3.** Micrografias das amostras de Fe-1,5%Si sinterizadas (a) em forno tubular e (b) por plasma

A região heterogênea apresentou em torno de 12% de oxigênio e 12% de silício. A presença de uma quantidade importante de oxigênio indica que durante a formação da fase líquida, o bombardeamento iônico provocou a difusão do silício na superfície, favorecendo a oxidação devido ao oxigênio e vapor de água residual na câmara do reator. Como consequência, a difusão do silício foi dificultada, impedindo a homogeneização da superfície da amostra.

As amostras sinterizadas foram cortadas transversalmente e a composição química média na superfície e no centro da peça de uma região representativa foi avaliada. Os resultados são apresentados na tabela 1. Nela podemos observar que a composição no interior da amostra sinterizada é comparável à do compactado (1,5% Si); no entanto, a composição de silício na superfície do sinterizado por plasma no catodo teve uma redução significativamente maior. Isto indica que o bombardeamento iônico é importante na redução do teor de silício superficial. Complementarmente, a redução em massa da amostra sinterizada em forno convencional foi de 0,25%, enquanto que no catodo, a redução foi de 0,32%.

A sinterização da liga Fe-1,5%Si foi também realizada na configuração anodo com a finalidade de avaliar o comportamento sem o bombardeamento iônico na amostra. O resultado do aspecto superficial é apresentado na figura 5. Nela é possível observar que o aspecto da superfície é muito semelhante àquela sinterizada no forno tubular. A análise da composição química por microsonda -indicou uma redução de silício superficial, porém menor do que aquela observada

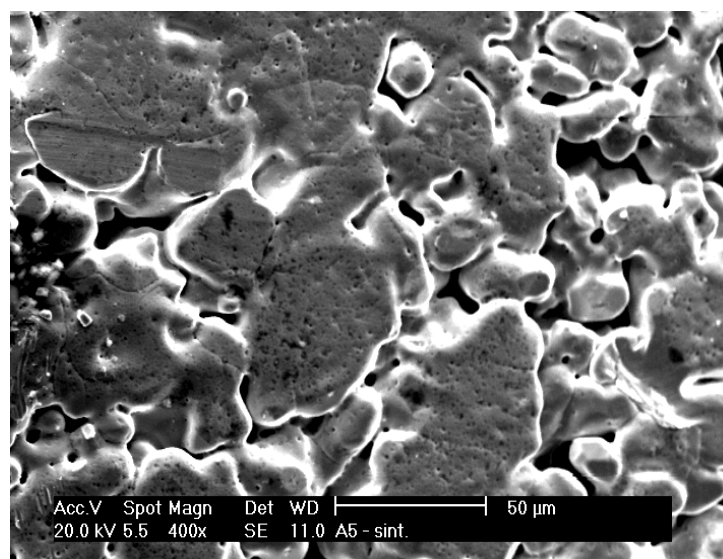
na amostra sinterizada no catodo. A perda de massa foi de 0,23% e, assim, vemos que no plasma há evaporação superficial de silício, mas mais acentuada na amostra sinterizada no catodo, provavelmente devido ao bombardeio das espécies ativas neste.



**Figura 4.** Espectros da amostra de Fe-1,5%Si sinterizada por plasma no catodo: (a) região homogênea e (b) região heterogênea

**Tabela 1.** Composição química de diferentes regiões das amostras sinterizadas

AMOSTRA	POSIÇÃO	COMPOSIÇÃO QUÍMICA (% EM MASSA DE Si)
FORNO TUBULAR	CENTRO	1,62
	SUPERFÍCIE	1,33
PLASMA NO CATODO	CENTRO	1,46
	SUPERFÍCIE	0,71



**Figura 5.** Micrografia da amostra de Fe-1,5%Si sinterizada por plasma no anodo , por 2 h

Em razão dos dados apresentados até aqui, podemos atribuir que a causa para a instabilidade da descarga e a formação dos microarcos durante a sinterização da liga Fe-1,5%Si por plasma é devido a formação de SiH na descarga elétrica. Sua origem deve-se: (a) à utilização de hidrogênio gasoso como gás redutor, com formação de hidrogênio atômico no plasma que retira o silício da amostra, e (b) à formação de fase líquida, onde a pressão de vapor do silício é alta. No catodo, o bombardeamento iônico é muito intenso sobre a amostra com conseqüente facilidade para a evaporação de silício da superfície. No caso do anodo, também há formação de SiH; no entanto, como a amostra é bombardeada por elétrons, menos energéticos, a retirada de silício superficial é menor, como comprovado pelos espectros. Nesta geometria foram observados poucos microarcos e foi possível concluir o ciclo de 2 h de sinterização. Cabe ressaltar que na sinterização convencional há a presença de hidrogênio molecular, que é menos reativo que o hidrogênio atômico presente no plasma, e por isso a redução de silício superficial neste tipo de processamento é consideravelmente menor, apesar de também haver evaporação de silício. Pode-se verificar a importância da presença de fase líquida na sinterização por plasma. Na liga Fe-1,5%Mo, que não forma fase líquida na sinterização e o elemento molibdênio não reage com as espécies ativas do plasma, o processamento por plasma ocorreu sem a formação de arcos, de formas que a microestrutura obtida no plasma foi muito semelhante àquela obtida na sinterização convencional.

#### **4. CONCLUSÃO**

A sinterização em fase líquida por plasma torna a descarga muito instável com formação de microarcos. A situação é acentuada quando tenta-se sinterizar a liga de Fe-1,5%Si no catodo em presença de hidrogênio gasoso, devido provavelmente à formação de SiH. No anodo, a situação é menos crítica, devido à perda menor de silício, e uma investigação mais criteriosa sobre as condições de processamento deve ser conduzida. Se fase líquida não estiver presente na sinterização, como na liga Fe-1,5%Mo, então a sinterização por plasma ocorre com a descarga estável sem a presença de arcos, fornecendo um resultado semelhante ao da sinterização convencional. Este trabalho mostra a importância de ter-se o cuidado na escolha do elemento de liga apropriado para a sinterização em fase líquida, como forma de evitar-se a formação de compostos que desestabilizem a descarga pela reação com as espécies ativas do plasma.

#### **5. REFERÊNCIAS**

- Arroyo, I. K., Klein, A.N. & Palma, E. S., 1986, “Recentes avanços na técnica de liga na metalurgia do pó ferrosa”, Anais do 7<sup>o</sup> CBCIMAT, Florianópolis, SC, Brasil, pp. 357-361.
- Batista, V.J., Binder, R., Klein, A.N. and Muzart, J.R.L.. “Sintering iron using the abnormal glow discharge”. *Inter. J. of Powder Metal.*, Vol. 34, n<sup>o</sup> 8, pp. 55-62
- Batista, V.J., Mafra, M., R., Klein, A.N., Muzart, J.R.L. and Back, N.. “Plasma sintering: A novel process for sintering metallic components”. *Mater. Sci. Forum*, 299-3, pp. 249-253
- Bocchini, G.F., Molinari, A., Tesi, B. and Bacci, T.. *Metall. Powder Report*, pp. 772.
- Danninger, H., 1988, “Sintering of Mo alloyed P/M structural steels”, *Powder Metallurgy International*, Vol. 20, n<sup>o</sup> 4, pp. 7-11.
- Maliska, A. M., 1995, “Influência de elementos de liga e do oxigênio no processo de nitretação por plasma em aços sinterizados”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, pp. 146.

- Metin, E. and Inal, O. T. . J. Mater. Sci., 22, pp. 2782.
- Muzart, J. L. R., Batista, V.J., Franco, C.V. and Klein, A. N.. “Plasma sintering of AISI 316L stainless steel: The influence of processing cycle on the sample density“. *Advances in Powder Metallurgy & Particulate Material*, 3, pp. 77-84.



temperatura, maior será a tendência ao crescimento e coalescimento destas partículas e, como consequência, maior será o volume da fração transformada.

É possível, portanto, a partir destes resultados, determinar-se uma seqüência termomecânica em escala industrial, onde a adequação do compromisso *formabilidade x resistência* seja feita em função dos parâmetros como a temperatura, associada à determinação da fração volumétrica das partículas de segunda fase (AlFe).

## 6. BIBLIOGRAFIA

- Bray Jack W. 1989 "Aluminium Mill and Engineered Wrought Products" Metals Handbook Properties and Selection of Nonferrous Alloys – Vol 2, 10ª Edição, ASM International
- Clemente Aldenir. 1992 "Liga de Alta Formabilidade 8XXX", Relatório DT-093/87, Documento de Circulação Interna da Alcoa - Alumínio AS
- Davies R. K.; Randle V.; and Marshall G. S. 1998 "Continuous Recrystallization-Related Phenomena in a Commercial Al-Fe-Si", Acta Materialia, vol. 46, no 17, pp 6021-6032
- Li Ben Q. 1995 "Producing Thin Strips by Twin-Roll Casting – Part I: Process Aspects and Quality Issues". Journal of Metals, May, pp 29-33.
- Moris L. R. 1977 "Structure of Continuously Cast Eutectics Used in Manufacture of Fine-Grained Aluminium Sheet – Solidifications and Casting of Metals". Proceedings of an International Conference on Solidification, Sheffield, July.
- Rodrigues P. M. B. and Furrer P. 1990 "On the Tensile Behavior of Heterogeneous AlFeMn Fine Grained Alloys" - Proceedings of Aluminium Alloys - Physical and Mechanical Properties.
- Sanguinetti Ferreira, R.A., Alves de Melo, S. S., Silva, F. S., Burger, M.G. e Urtiga S.L. 1998 "Evolução Microestrutural da Liga de Alumínio AA 8023. Aspectos Cinéticos e Morfológicos" - Anais do 13º Cbecimat em CD -ROM - Curitiba PR.
- Sanguinetti Ferreira, R. A., Silva, F. S., Burger, M. G. e Freitas, F. G. R. 1998 "Decomposição Isotérmica da Liga AA 8023 Obtida pelo Processo Roll Caster" - 53º Congresso Anual da ABM em CD ROM – Belo Horizonte MG, Setembro.
- Sanguinetti Ferreira, R.A., Ribeiro Freitas, F.G. and Rocha Lima, E.P. 2000 - Study of Decomposition in AA 8023 Alluminium Alloy: Kinetic and Morphological Aspects - In publication .
- Takuda H., Yamazaki N.; Kicuchi S. 1995 "Influence of Cold-rolling and Annealing Conditions on Formability of Alluminium Alloys Sheet". Journal of Materials Science.
- Westengen H. and Nes K. 1984 "Twin Roll Casting of Aluminium. The Occurrence of Structure Inhomogeneities and Defects in as Cast Strip" Light Metals, ed. by J. P. McGreer, Warrendale, PA : TMS, pp. 1111-1127.

## 7. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a **Capes**, ao **CNPq** e a **Propesq / UFPE (PIBIC)**, pelas bolsas de Iniciação Científica e mestrado. Agradecemos igualmente a **Alcoa Alumínio S.A** pelo suporte dado a este projeto e aos seus técnicos **Hermes Lima** pelos ensaios mecânicos e a **Jonas Silva** pela laminação do material. Agradecemos finalmente a **Facepe** pela concessão de passagens aéreas.

Os mecanismos de decomposição descritos anteriormente podem ser melhor entendidos a partir dos resultados da microanálise química em EDS. De acordo com a tabela 2, num tratamento térmico de 6 horas (H6), quanto maior for o teor de silício na liga maiores serão os teores de ferro e manganês rejeitados da matriz. Entretanto, para uma mesma liga, o teor de manganês rejeitado pode diminuir com a temperatura. Para interpretação dos resultados, tanto o teor de silício da liga quanto a temperatura de decomposição devem ser considerados. É importante considerar ainda que o tempo único de 6 horas (H6) não é suficiente para formação completa da partícula, conforme pode ser visto nas micrografias da figura 7. O amolecimento da matriz depende simultaneamente do rejeito de microconstituintes e da dispersão destes nas regiões interdendríticas. Entretanto, se houver formação e crescimento das partículas de AlFe, a matriz dendrítica tende a se enrijecer pelos contornos.

Os resultados da figura 1 são, portanto, coerentes com o que foi dito acima. A liga 3, que tem o maior teor de silício, é a liga que apresenta maiores valores de escoamento, porém com menor redução deste limite com a temperatura. Convém lembrar que o tempo de 6 horas não produz rejeito suficiente para aumentar a ductilidade da matriz dendrítica. O limite de resistência à tração (fig. 2) apresenta um comportamento semelhante ao escoamento e pode ser justificado da mesma forma. As variações do alongamento em função da temperatura, para as três ligas ensaiadas está mostrado na figura 3. O alongamento tende a ser condicionado pela temperatura e pelo teor de microelementos segregados nesta temperatura de tratamento. Sem a formação completa de partículas, uma maior temperatura produz um maior rejeito de microelementos e, por consequência, uma matriz mais dúctil, com maior alongamento. A liga com maior teor de silício (liga 3) é a que apresenta maior rejeição e, portanto, o crescimento relativo do alongamento com a temperatura nesta liga é maior que nas outras. Na liga 2, a de menor teor de silício, o crescimento no alongamento é menor.

A deformação, conforme era esperado, modifica a cinética de amolecimento de forma diferenciada nas duas ligas. Esta diferença pode ser justificada por um maior volume de soluto segregado/partículas de uma liga em relação a outra e pelas consequências destas no processo de endurecimento. Os defeitos produzidos pela deformação (encruamento) foi mais significativo na liga com maior teor de silício. Portanto, a liga que mais rejeita soluto em seis hora de tratamento (liga 3), após deformação de 80% apresenta um limite elástico que decresce com a temperatura. Entretanto, sua plasticidade é comprometida pelo maior volume de soluto rejeitado/partículas que restringe a capacidade de alongar-se. A liga 2, que rejeita menos soluto, tem o alongamento pouco afetado, pelo fato da deformação por laminação ter sido menos comprometida pelo enrijecimento dos contornos.

## 5. CONCLUSÕES

Durante uma decomposição isotérmica, o teor de silício contido na liga AA 8023 condiciona o teor de microconstituintes (soluto) segregados da matriz dendrítica para as regiões interdendríticas. Para uma dada temperatura, quanto maior for o teor de silício da liga, maior será o teor de microconstituintes rejeitados e, portanto, mais significativa é sua influência sobre as propriedades mecânicas.

As propriedades mecânicas da liga AA 8023 dependem, portanto, das condições de saturação da matriz dendrítica e de seu enrijecimento (endurecimento) pelos contornos. O enrijecimento pode ser obtido pelo crescimento das partículas de segunda fase (AlFe), produzidas a partir do ordenamento dos microconstituintes segregados da matriz para as regiões interdendríticas; principalmente o ferro e manganês.

A temperatura influencia a segregação destes microconstituintes que se ordenam e formam pequenos núcleos de uma nova fase (AlFe) que crescem, coalescem e se dispersam nas regiões interdendríticas. Para o dado período de tempo de tratamento, quanto maior for a

### 3.5 Microanálise química

A composição química das partículas de segunda fase em formação nas regiões interdendríticas das microestruturas das figuras 7-a, b e c foi obtida por microanálise química, feita em EDS. Os resultados destas análises em duas das ligas estão apresentados na tabela 2. Nesta tabela vê-se que, qualquer que seja a composição da liga, o teor de ferro microsegregado aumenta com a temperatura. O teor de silício é pouco sensível ao aumento de temperatura e o teor de manganês microsegregado aparentemente diminui. Em ambas as ligas, o teor de microelementos segregados é maior que seu valor nominal, em qualquer temperatura de tratamento. Observar-se ainda que os teores de ferro e manganês microsegregados são maiores na liga de maior teor de silício (liga 3) e, contrariamente, o teor de silício microsegregado é ligeiramente maior na liga de menor teor deste elemento (liga 2).

**Tabela 2.** Teor de microelementos segregados nas regiões interdendríticas.

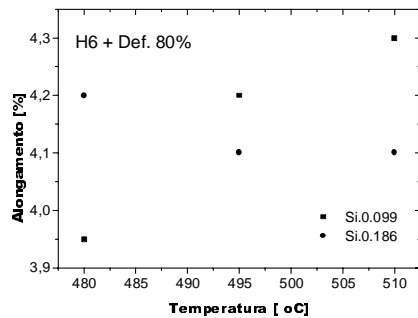
Temperatura	Liga 2 (0,099% Si)			Liga 3 (0,186% Si)		
	% Fe	% Mn	% Si	% Fe	% Mn	% Si
480° C	4,24	1,38	0,74	5,91	1,87	0,66
495° C	4,36	1,41	0,79	8,92	1,81	0,69
510° C	5,20	1,13	0,76	14,5	1,10	0,74

## 4. DISCUSSÕES DOS RESULTADOS

A liga AA 8023 apresenta uma condição de metaestabilidade muito peculiar. Em estudos anteriores Sanguinetti *et al.* (1998) mostrou que as fases de equilíbrio, os intermetálicos FeAl<sub>3</sub> e MnAl<sub>6</sub>, não são formadas em tempos inferiores a 66 horas. Em lugar destas fases de equilíbrio, foram observadas partículas de forma globo-lamelar ricas em elementos de soluto, principalmente de ferro e manganês (fig 7). Estas partículas são nucleadas coerentemente com a matriz através do mecanismo difusional de cluster, cujos núcleos são formados a partir dos microconstituintes segregados nas regiões interdendríticas. Estes núcleos tendem a aumentar e coalescer com o tempo e a temperatura de tratamento. Estas partículas foram analisadas previamente e associadas à fase AlFe (Sanguinetti *et al.*,2000).

A cinética de amolecimento da liga AA 8023, caracterizada pelas propriedades mecânicas levantadas, pode ser justificada pela separação de soluto e pela formação da fase AlFe. Portanto, o limite de escoamento diminuir com a temperatura pode ser justificado pela separação de soluto da matriz; uma vez que as partículas de segunda fase, em pequenas frações de volumes, não incrementam significativamente a dureza do material durante a decomposição. Em princípio, uma matriz menos saturada pode torna-se menos rígida e o escoamento pode ser iniciado em tensões de menor valor. Entretanto, os resultados mostraram que a redução no limite de escoamento tende a ser menor na temperatura mais elevada pelo fato da segregação dos microconstituintes ser mais intensa nesta temperatura. Conforme pode ser visto nas figuras 10-a, b e c, para um tratamento de 6 horas (H6), os elementos segregados nas regiões interdendríticas apresentam uma tendência para formação de partículas que cresce com a temperatura de tratamento. Então, a matriz dendrítica, apesar de menos saturada, pode tornar-se mais rígida pela presença destas partículas em seus contornos. Os resultados obtidos com a liga AA 8023 estão coerentes com Moris (1977), Clemente (1987) e Rodrigues *et al.* (1990) que sugerem que quanto maior for o volume e o tamanho das partículas maior será a resistência à deformação.

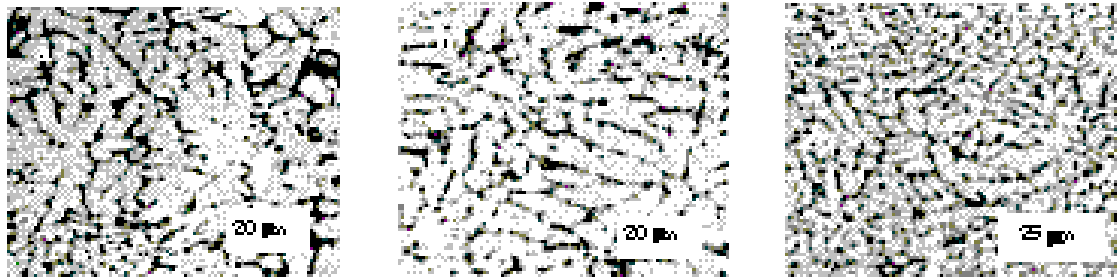
que o tratamento feito à 480° C seguido de deformação produz um maior alongamento na liga de maior teor de silício. Nas outras temperaturas, a situação se inverte; ou seja, a liga de menor teor apresenta um maior alongamento.



**Figura 3.** Variação do alongamento em função da temperatura e diferentes teores de silício para condição H6 e  $\delta=80\%$

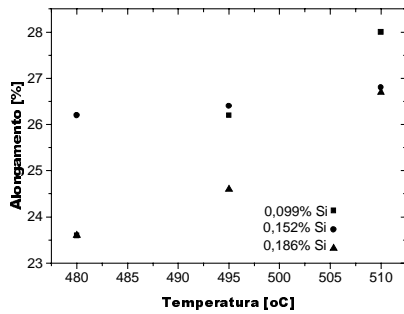
### 3.4 Evolução microestrutural

Em trabalhos anteriores (Sanguinetti *et al.* 1998) já foi mostrado que estrutura bruta de "Roll Caster" é constituída de células dendríticas, cujos contornos apresentam-se enriquecidos de microconstituintes, principalmente, ferro, manganês e traços de silício. A solidificação rápida no caster, da ordem de 3000° C na superfície da chapa, não é suficiente para evitar a microsegregação, mantendo os microconstituintes em solução.



**Figura 7.** Evolução microestrutural da liga 1 no estado bruto, após tratamentos térmicos H6, em diferentes temperaturas : a-) 480° C ; b-) 495° C e c-) 510° C.

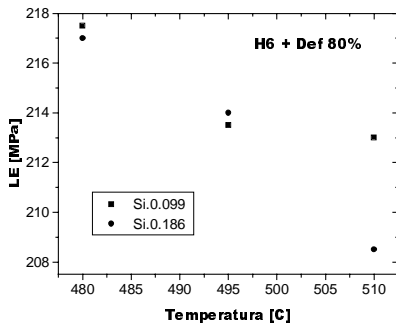
A estrutura bruta da liga AA 8023, qualquer que seja sua composição, quando decomposta isotermicamente apresenta modificações na morfologia, conforme está mostrado na figura 7-a, b e c. Nesta figura, vê-se claramente uma tendência à formação de partículas globulares a partir dos elementos microsegregados nas regiões interdendríticas. A tendência ao crescimento destas partículas de segunda fase é maior na temperatura mais elevada. Para o tratamento H6 - 480° C, a fração volumétrica de partículas ricas em soluto é menor que a fração volumétrica das ligas tratadas em temperaturas mais elevadas (fig. 7). Resultados anteriores (Sanguinetti *et al.* 1998) já mostraram que qualquer que seja o teor de silício da liga AA 8023, em tratamentos prolongados H18 ou H24, a estrutura dendrítica é completamente modificada para uma estruturas de partículas, qualquer que seja a temperatura de decomposição entre 480 e 510° C.



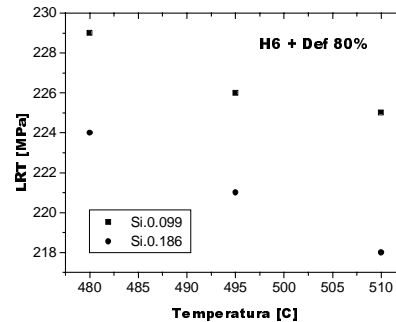
**Figura 3.** Variação do alongamento em função da temperatura e diferentes teores de silício para condição H6.

### 3.3 Influência do teor de silício, da temperatura de tratamento e da deformação

Para verificação da influência do teor de silício, da temperatura e da deformação sobre a formabilidade foram utilizadas apenas as ligas 2 (0,099% Si) e 3 (0,186% Si), uma vez que a liga 1 apresenta um comportamento muito próximo da liga 3. Para este estudo, as ligas 2 e 3 foram submetidas a um tratamento de decomposição nas mesmas condições anteriores. Seguindo-se os tratamentos térmicos, as chapas de cada uma das ligas foram reduzidas 80% por laminação a frio, com taxa de deformação média de  $1,6 \text{ s}^{-1}$ . Nestas condições de tratamento seguido de deformação, a formabilidade de cada liga pôde ser avaliada, a posteriori, através das propriedades mecânicas correlatas. Os limites de escoamento e limites resistência à tração são mostrados nas figuras 4 e 5, respectivamente e o alongamento é mostrado na figura 6. Comparando-se aos resultados anteriores, vê-se que a deformação de 80% duplica os níveis de tensão e reduz, em média, seis vezes o alongamento, devido ao estado encruado do material.



**Figura 4.** Variação do limite de escoamento em função da temperatura e diferentes teores de silício após  $\delta = 80\%$ .



**Figura 5.** Variação do limite de resistência em função da temperatura e diferentes teores de silício após  $\delta = 80\%$ .

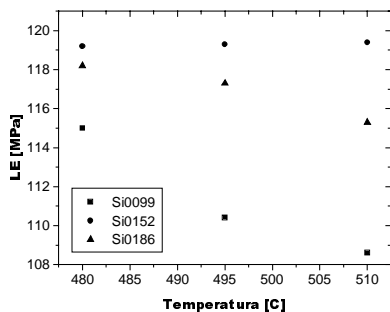
Na figura 4, vê-se, em ambas as ligas, que o limite de escoamento cai continuamente com o aumento da temperatura do tratamento. Estes resultados mostram que a cinética de amolecimento é mais significativa na liga de mais alto teor de silício (liga 3). Para liga 2, a partir da temperatura de  $495^\circ \text{C}$ , o valor da tensão de escoamento tende a se estabilizar. O limite de resistência à tração é mostrado na figura 5, onde pode ser visto que as duas ligas têm um comportamento semelhante. O valor da resistência diminui continuamente com a temperatura e os valores relativos à liga de mais baixo teor de silício são sempre menores. A figura 6 mostra que o alongamento cresce continuamente com a temperatura na liga de baixo teor de silício (liga 2). Para a liga de mais alto teor, o alongamento diminui até a temperatura de  $495^\circ \text{C}$  e, a partir desta temperatura, tende a se estabilizar. Observa-se apenas

de 1,6 s<sup>-1</sup> e passes sucessivos de 0,5 mm, até a espessura final de 1,0 mm. Finalizados os tratamentos e os ensaios mecânicos, os materiais foram submetidos ao processamento metalográfico tradicional para caracterização microestrutural. Para difração de raios-x, foi usado um difratômetro D5000 Siemens, equipado de um goniômetro de montagem omega e monocromador de cobre, que permite trabalhar com a raia K $\alpha_1$  de comprimento de onda  $\lambda = 1,5405 \text{ \AA}$ . Para observação da morfologia em microscopia eletrônica de varredura-MEV, os corpos de prova, após metalografia tradicional, receberam um polimento suplementar com sílica coloidal. Tanto a morfologia quanto a microanálise química foram realizados em um MEV Leica S440Si, equipado com detector de elétrons retroespalhados e com Espectrômetro a Dispersão de Energia - EDS.

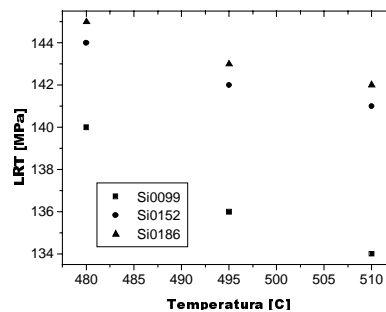
### 3. RESULTADOS

#### 3.1 Influência do teor de silício e da temperatura

A influência do teor de silício sobre as propriedades mecânicas foi verificada em três composições diferentes da liga AA 8023. As figuras 1, 2 e 3 mostram a variação das propriedades mecânicas como função da temperatura e do teor de silício nas três ligas, após um tratamento de seis horas (H6). Os valores para os limites de escoamento, limite de resistência e escoamento representam uma média de três ensaios para cada ponto levantado. Os desvios padrão de cada propriedade foram  $s_E = 1,0 \text{ MPa}$ ,  $s_R = 1,0 \text{ Kg/mm}^2$  e  $s_A = 0,3\%$ , respectivamente. Os resultados mostraram que os limites de escoamento (fig. 1) diminuem com o aumento da temperatura de tratamento, excetuando-se a liga 3 com 0,186% de silício, cujos valores, aparentemente, não se altera. Quanto ao limite de resistência, os resultados mostraram (fig.2) que seus valores diminuem com a temperatura. A liga 2, de menor teor de silício, apresenta valores de escoamento e resistência inferiores aos valores observados nas outras ligas e o amolecimento é mais sensível ao efeito da temperatura de decomposição.



**Figura 1.** Variação do limite de escoamento em função da temperatura (H6) e dos diferentes teores de silício.



**Figura 2.** Variação do limite de resistência em função da temperatura (H6) e dos diferentes teores de silício.

As ligas 1 e 3, cujos teores de silício são 0,152% e 0,186%, respectivamente, apresentaram valores das propriedades muito próximos. Nestas ligas, a tensão de escoamento, praticamente, não é alterada com o aumento da temperatura de decomposição. A figura 3 mostra uma tendência do alongamento crescer com a temperatura em todas as ligas. O crescimento relativo observado no alongamento é significativamente menor na liga 2, cujo teor de silício é 0,099%. Na liga 1 (0,152% Si), foi observado um crescimento do alongamento com a temperatura de tratamento bem superior ao da liga 2. A liga 3 (0,186% Si), dentre as ligas estudadas, foi a que apresentou um crescimento relativo no alongamento mais representativo, nas condições (H6) de tratamento.

Clemente (1987) e Rodrigues *et al.* (1990), para diversos sistemas de ligas de alumínio. Os resultados, embora que ainda qualitativos já mostram que a adequação é possível e depende fundamentalmente do entendimento dos mecanismos difusionais que interagem durante a decomposição da liga (Sanguinetti *et al.* 1998).

As ligas eutéticas de alumínio com sistemas ternários obtidas pelo processo "Roll Caster" podem evoluir, segundo Li Ben Q. (1995) e Westengen *et al.* (1984), para uma microestrutura de grãos extremamente finos e com propriedades mecânicas bastante interessantes, do ponto de vista industrial. Durante tratamentos para decomposição isotérmica, uma nova fase pode ser nucleada em condições metaestáveis como consequência da redução do campo interno de deformação produzida no caster. Segundo Clemente (1987) e Moris (1977) estas finas partículas quando uniformemente dispersas tendem a estabelecer uma combinação perfeita entre a formabilidade e a alta resistência. Estudos recentes feitos na liga AA 8023 revelaram que a formabilidade tende a ser condicionada pelo rejeito de soluto da matriz (microsegregação), conduzindo a um ordenamento de curto alcance durante uma decomposição isotérmica. Por outro lado, a resistência tende a ser condicionada pela forma, dispersão e fração volumétrica das partículas de segunda fase, formadas a partir do ordenamento (Sanguinetti *et al.* 1998).

A importância da variação do teor de silício para a formabilidade na liga AA 8023 ainda não foi estudada para esta liga. A principal dificuldade reside no fato desta liga apresentar faixas de composição bastante flexíveis para este elemento. Neste trabalho, será verificada a influência da variação composicional deste elemento nas propriedades mecânicas e o seu papel na fenomenologia do conflito entre a formabilidade e a resistência mecânica.

## 2. MÉTODOS EXPERIMENTAIS

A composição química da liga AA 8023, com diferentes teores de silício, é dada na tabela 1 mostrada abaixo.

**Tabela 1.** Composição química da liga AA 8023 com diferentes teores de Si.

Liga	% Si	% Fe	% Mn	% Cu	outros
1	0,152	1,396	0,432	0,109	0,075
2	0,099	1,354	0,492	0,104	0,079
3	0,186	1,355	0,437	0,117	0,073

As ligas foram produzidas pela Alcoa Alumínio SA. Todo o material para o estudo foi fornecido em forma de tiras, obtidas de chapas semi-acabadas, recém saídas do processo "Roll Caster". Para estudo da decomposição, foi feita uma estimativa prévia dos tempos de transformação em análise térmica diferencial. Com base neste estudo preliminar em DSC, cujos resultados já foram apresentados anteriormente (Sanguinetti *et al.* 2000), foram programadas as seqüências térmicas. Os tratamentos de decomposição foram feitos em temperaturas entre 480 e 510° C em tempos que variavam entre 3 e 18 horas. Estes tratamentos térmicos foram realizados ao ar em um forno do tipo mufla, equipado com termopares do tipo K e acuidade de  $\pm 3^{\circ}\text{C}$ .

Os ensaios mecânicos foram feitos, segundo norma ASTM-E8M-89B, onde foram obtidos valores para o alongamento e para os limites de escoamento e de resistência a tração. Duas diferentes condições de tratamento foram utilizadas: Primeiramente, as propriedades foram levantadas a partir das ligas tratadas nas temperaturas de 480, 495 e 510° C num tempo de 6 horas (H6). Em seguida, as propriedades foram obtidas a partir das ligas tratadas nas mesmas condições anteriores, porém laminadas a frio com deformação da ordem de 80%. A laminação foi feita em um laminador tipo ourives, utilizando uma taxa de deformação média

# INFLUÊNCIA DA SEQÜÊNCIA TERMOMECAÂNICA E DO TEOR DE Si NAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DA LIGA DE ALUMÍNIO AA 8023

**Ricardo Artur Sanguinetti Ferreira**

**Tiziana Tavares Alves**

**Emmanuel Pacheco Rocha Lima**

**Flávio Gustavo Ribeiro Freitas**

**Renata Dourado Pinho**

Departamento de Engenharia mecânica da Universidade Federal de Pernambuco - DEMEC / UFPE - Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n Cidade Universitária 50.741-530, Recife-PE. E-mail: ras@npd.ufpe.br

## **Resumo**

O silício é um elemento de liga normalmente utilizado para melhorar a tenacidade à fratura e a trabalhabilidade a quente nas ligas de alumínio. Neste trabalho, foi verificada a influência do teor deste microconstituente nas propriedades mecânicas de uma liga do sistema Al-Fe-Mn; após diferentes tratamentos térmicos. A ligas, com suas diferentes composições, foram tratadas em diferentes tempos e temperaturas e as propriedades mecânicas foram avaliadas por ensaios de tração uniaxial, segundo norma ASTM-E8M-89B. A caracterização microestrutural foi feita por raios-x e microscopia eletrônica de varredura - MEV e espectrometria a dispersão de energia. Os resultados mostraram que a redução nos níveis das tensões de escoamento e resistência é maior na liga de menor teor de silício. As análises em EDS mostraram que os teores de ferro e manganês microsegregados são menores nas ligas de mais baixo teor de silício. Assim, o ferro e o manganês retidos em solução tendem a comprometer o campo elástico da matriz, elevando o nível das tensões de escoamento e resistência à tração. Quando rejeitados, estes elementos de soluto tendem a formar partículas que, dependendo do tamanho e da fração volumétrica, podem enrijecer a matriz dendrítica pelos contornos, comprometendo a plasticidade.

**Palavras-Chave:** Ligas Al-Fe-Mn, Ligas de alta formabilidade, Roll caster.

## **1. INTRODUÇÃO**

O desenvolvimento de novas ligas de alumínio tem sido uma preocupação constante dos produtores mundiais que visam atender a demanda deste insumo nos mais variados segmentos industriais. A indústria automotiva e de embalagens, por exemplo, com demandas importantes no mercado, tem puxado o desenvolvimento destas ligas que têm mostrado uma grande capacidade de adequar-se aos mais exigentes processos de fabricação a partir de folhas.

Para produção de folhas finas, a matéria prima para produtos derivados, é necessária uma adequação de duas propriedades mecânicas conflitantes como a formabilidade e a resistência. O atendimento deste compromisso tem sido postulado por vários autores como Moris (1987),



# PROCESSAMENTO DE METAL DURO WC-10CO VIA MOLDAGEM DE PÓS POR INJEÇÃO

**Jairo Arturo Escobar Gutiérrez**  
**Paulo Antônio Pereira Wendhausen**  
**Aloisio Nelmo Klein.**

Universidade Federal de Santa Catarina. –UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica - EMC  
Laboratório de Materiais-LabMat, 88040-900-CP.476, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail:  
jescobar@pg.materiais.ufsc.br

## **Resumo**

No processamento de metal duro a moldagem de pós por injeção (MPI) tem aparecido nos últimos anos como uma alternativa interessante. Neste trabalho é estudada a produção de metal duro a base de carbetos de tungstênio (WC) e cobalto (Co). Para isto, foram caracterizados os pós elementares, misturados os pós, adicionado o ligante, injetada a mistura, retirado o ligante e finalmente sinterizado. Com o sistema ligante (parafina 55%; polipropileno 35%; ácido esteárico 10%) e a quantidade de pó (55% vol. de pó) escolhidos foram obtidas características reológicas suficientes para injeção, além de um comportamento ótimo na extração dos ligantes. Densidades maiores que 99% da densidade teórica, e um valor médio de durezas de 1310 HV foram resultantes do processo.

**Palavras chave:** Metal Duro, Moldagem de Pós por Injeção, Sinterização.

## **1. INTRODUÇÃO**

Os metais duros são materiais compósitos sinterizados que associam fases duras com uma fase ligante. Como fase dura são utilizados carbetos de metais de transição dos grupos IV e VI da tabela periódica, sendo o mais relevante o carbetos de tungstênio (WC); como fase ligante são utilizados os metais de transição intermediários, sendo o cobalto (Co) o mais importante. Estes materiais são amplamente utilizados em aplicações onde são requeridas elevada dureza e resistência ao desgaste aliadas a boa tenacidade, estabilidade térmica e dimensional, bem como, boa resistência à corrosão. Isto possibilita a aplicação do metal duro em: ferramentas de corte para usinagem de metais; brocas de mineração; matrizes para conformação de metais e componentes de elevada resistência ao desgaste, entre outras. Tradicionalmente, o metal duro é produzido pelas técnicas de compactação da metalurgia do pó, porém nos últimos anos a Moldagem de Pós por Injeção (MPI) tem sido considerada como uma alternativa interessante para o processamento deste tipo de material, devido à sua grande vantagem sobre a metalurgia do pó convencional de produzir componentes de formas complexas.

A MPI inclui variáveis de processamento tais como características do pó e do ligante, parâmetros da mistura, comportamento reológico, projeto do molde, parâmetros da moldagem, retirada de ligante e sinterização. Todas estas variáveis estão interrelacionadas, e uma alteração em uma delas causa modificação nas propriedades finais do material.

As propriedades finais dos metais duros são diretamente influenciadas pelas características dos pós utilizados, tais como forma e tamanho de partícula, distribuição de tamanho de partícula, densidade batida, características superficiais e estrutura cristalina característica das fases. Particularmente no caso dos metais duros, os pós são muito finos com um risco inerente de aglomeração (Nyborg et al, 1998)

Com respeito ao ligante, o principal requerimento é fornecer ao sistema uma baixa viscosidade, permitindo o fluxo e o empacotamento das partículas dentro da cavidade do molde, junto a um bom controle das dimensões finais do componente. Além disso, é muito importante evitar a separação do pó-ligante que causaria problemas como deterioro nas propriedades reológicas do sistema, aglomeração e heterogeneidade na densidade do componente (Yang et al, 1995; Ebenhöch et al, 1994). Desta maneira, a seleção do ligante depende do ponto de fusão e de ebulição, solubilidade, reologia, moldabilidade e características da extração do seus componentes.

A mistura ótima é conseguida quando todas as partículas do pó são uniformemente cobertas com uma camada do ligante. Com respeito ao comportamento reológico, este é muito importante para prever o comportamento na moldagem. A propriedade mais relevante é a viscosidade e sua variação com a taxa de cisalhamento e a temperatura. O processo de moldagem por injeção é caracterizado pelas viscosidades moderadas a medias e altas taxas de cisalhamento.

Todas estas variáveis e processos foram estudados e avaliados visando obter um metal duro (WC-Co) com boas características e propriedades.

## **2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

### **2.1 Pós e sistema ligante**

Realizou-se uma caracterização dos pós, identificando o tamanho médio e distribuição de tamanho, área superficial e densidade de batida da partícula. Estes pós foram misturados e moídos em um moinho de bolas por 72 horas. A moagem foi realizada via úmida utilizando-se álcool etílico, junto a esferas de aço inoxidável. Foi utilizada uma velocidade rotacional de 83rpm que assegura o movimento em cascata.

O ligante escolhido foi uma mistura de parafina, polipropileno e ácido esteárico em uma composição de 55%, 35% e 10% em volume respectivamente. A parafina (PF) é utilizada como maior componente devido ao fato que baixa a viscosidade da massa a injetar, fato muito importante para o metal duro WC-Co, pois sua abrasividade é alta. O polipropileno (PP) é usado para auxiliar a retenção de forma do injetado quando a parafina é retirada, e o ácido esteárico (AE) foi adicionado para atuar como surfactante, sendo este escolhido devido a suas boas características e compatibilidade com os pós utilizados, como foi demonstrado por Escobar et al (1999).

### **2.2 Mistura pó e ligante; Reologia e Moldagem**

O pó WC-10Co foi misturado com o sistema ligante PF-PP-AE em uma proporção de 55% em volume de pó e o restante de ligante. A mistura foi realizada em um misturador tipo Sigma (Haake) a 160°C por 20 minutos e a uma velocidade rotacional de 35rpm. Este processo foi repetido duas vezes para garantir uma mistura homogênea. Medidas de densidade serviram como mecanismo de controle da homogeneidade da mistura.

Esta massa foi granulada manualmente e caracterizada reologicamente. Para isto foi utilizado um reômetro capilar tipo Haake PolyLab controlado por um microprocessador. Foram utilizados capilares com diâmetros de 1 e 1.2 mm e uma relação L/D de 40mm.

As amostras foram moldadas em uma injetora Arburg 320-S, sob uma pressão de 220MPa e um fluxo de 35cm<sup>3</sup>/min a 190°C. A cavidade de injeção utilizada é mostrada na figura 4 que serviu para avaliar a moldabilidade da massa. Para cada amostra foi medida a massa e a densidade. A integridade estrutural das amostras foi avaliada qualitativamente por secionamento.

### 2.3 Extração de ligantes e sinterização

A retirada do ligante foi realizada combinando métodos químicos e térmicos. A extração química foi realizada em um banho de hexano durante 5 horas a 52°C. Posteriormente, foi realizada a extração térmica usando um forno tubular sob fluxo de H<sub>2</sub>, por 30 minutos a 500°C.

As amostras foram sinterizadas sob atmosfera controlada de H<sub>2</sub> a uma temperatura aproximada de 1420°C. As medições de densidade foram realizadas pelos métodos geométrico e de Arquimedes (MPIF 42). Para a caracterização microestrutural foi utilizado um microscópio eletrônico de varredura (MEV) Philips XL-30 ao qual está acoplada uma microsonda eletrônica EDS-EDX (espectroscopia de raios-X por energia dispersiva). Foram realizadas medidas de dureza Vickers com uma carga de 50g por 10s como avaliação das propriedades do metal duro obtido.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 3.1 Características dos pós.

O pó utilizado está baseado em uma composição de 90% em peso de WC e 10% de Co. Algumas características dos pós elementares e da mistura WC-Co são apresentados na tabela 1, assim como alguns valores ideais segundo German e Hens [1992].

Tabela 1. Características dos pós utilizados e as ideais para uma ótima moldabilidade

Característica	Co	WC	WC-Co	Ideal
D <sub>50</sub> , μm	1.51	2.70	1.2	2 a 8
Sw, μm	2.74	2.43	2.5	2 ou 7
σ, m <sup>2</sup> /g	0.484	0.175	0.292	---
ρ <sub>b</sub> , %	22.6	21.65	44.4	50 a 55
Morfologia	Irregular	Irregular	Irregular	Esférico

Onde

D<sub>50</sub> = Tamanho meio de partícula.

Sw = Largura da distribuição do tamanho de partícula.  $Sw = 2.56 / \log_{10}(D90/D10)$

σ = Área de superfície específica.

ρ<sub>b</sub> = Densidade de batida como percentagem da densidade teórica.

Na mistura dos pós, o tamanho médio de partícula foi reduzido a 1.2  $\mu\text{m}$ , implicando um risco de aglomeração das partículas. Este problema foi solucionado com a adição do surfactante no ligante. A figura 1 mostra uma micrografia dos pós de WC e Co após a mistura. Utilizando o analisador EDS observa-se que as partículas de Co estão “molhando” as partículas de WC. Este fato é particularmente importante porque assim aparecerão novas características superficiais das partículas, pois o Co tem camadas de óxidos, que ao contato com uma atmosfera úmida forma oxihidróxidos de forma complexa (Warren et al, 1996). Consequentemente, as novas pontes de hidrogênio formadas proporcionam novas condições de aderência, que vão atuar diretamente com o surfactante para formar as ligações entre o pó e o ligante, melhorando seu comportamento na moldagem.

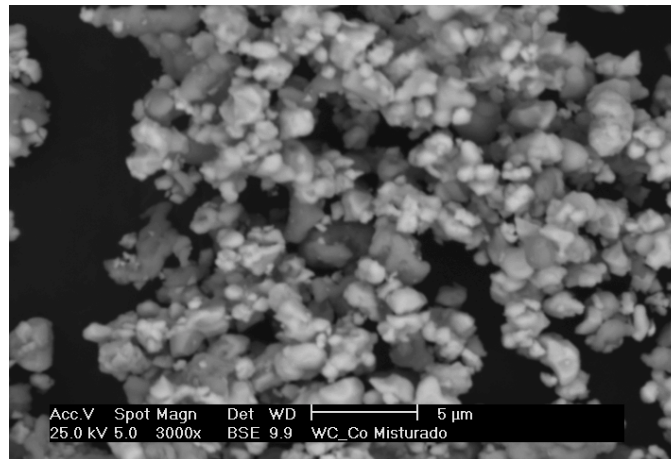


Figura 1. Micrografia dos pós WC-Co misturados

### 3.2 Mistura do ligante

Como é mostrado na figura 2, no início da mistura o torque aumenta rapidamente e não é estável. O torque aumenta porque ainda a viscosidade da mistura é alta, e não é estável porque o ligante não está distribuído uniformemente. Quando melhora a distribuição do ligante, a viscosidade baixa e consequentemente o torque tem uma tendência a baixar e depois a estabilizar. Por esta razão a homogeneidade na mistura pó-ligante foi avaliada através da estabilização do torque no misturador sigma. Nota-se que após 7 minutos de mistura o torque permanece invariável.

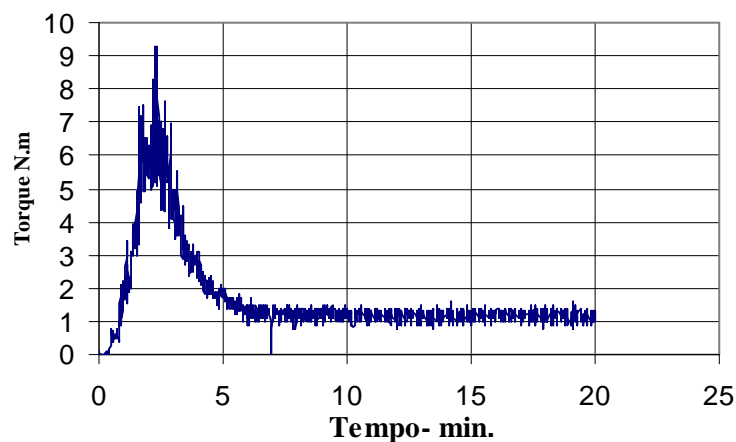


Figura 2. Evolução da mistura do pó com o ligante.

### 3.3 Propriedades Reológicas

A figura 3 mostra a evolução da viscosidade e do esforço de cisalhamento com a taxa de cisalhamento.

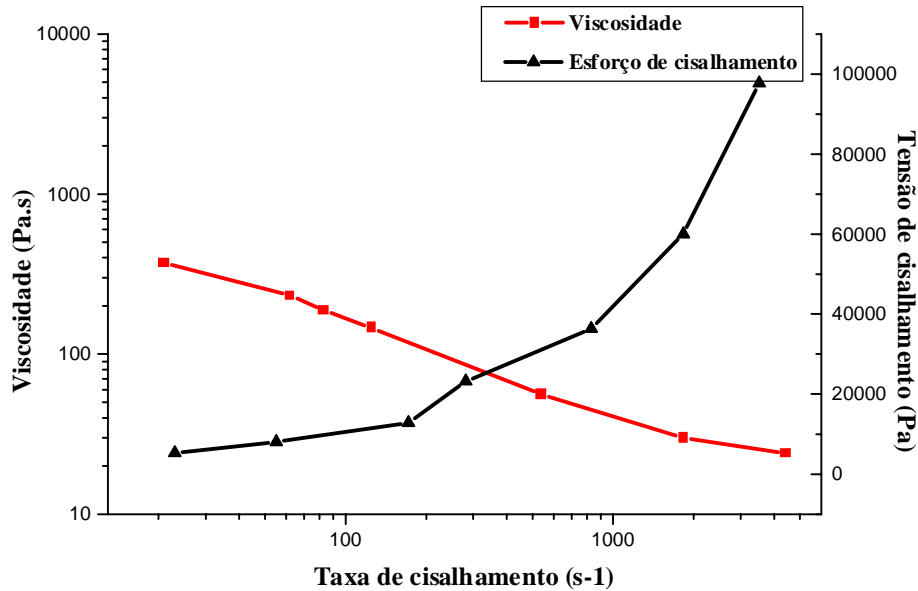


Figura 3. Características reológicas da massa injetável, com ligante PF-PP-AE

Segundo estas curvas, o fluxo mostra essencialmente um comportamento pseudoplástico, no qual a viscosidade decresce quando a taxa de cisalhamento é incrementada. Este comportamento é descrito pela relação  $v=a\gamma^b$  (sendo a e b constantes do material). Os resultados experimentais mostram um ajuste à função de potência com um coeficiente de correlação ( $R^2$ ) de 0.99, confirmando que este modelo matemático é adequado para descrever o comportamento reológico da mistura estudada.

### 3.4 Injeção das amostras

As amostras injetadas não apresentaram problemas de rigidez, nem na extração do molde e tampouco no manuseio da mesma. A figura 4 mostra uma fotografia das peças injetadas.

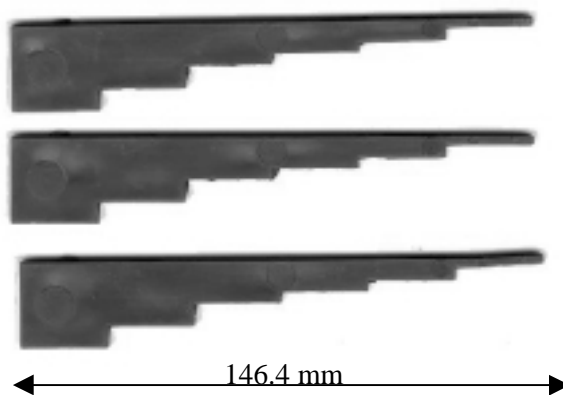


Figura 4. Amostras injetadas

### 3.5 Extração de ligantes

Como foi especificado antes, a extração dos ligantes foi realizada em duas etapas uma química e outra térmica. Na extração química, para o caso de amostras menores foi retirada a parafina e o ácido esteárico em sua totalidade (100%); mas no caso de amostras maiores foi encontrado que não perdia toda a massa adicionada, que no pior dos casos faltou 2.5% por extrair. Assim, na extração térmica foi retirado o polipropileno e o ácido esteárico remanescente.

### 3.6 Sinterização e caracterização

Na sinterização as densidades medidas pelo método de Arquimedes (MPIF 42) foram superiores a 99% da densidade teórica. A contração linear foi de 21% e a contração volumétrica de 48%. A dureza Vickers medida foi de 1310 HV com um desvio padrão de 18,3 HV. A figura 5 mostra uma micrografia da microestrutura resultante do processo. Esta microestrutura se encontra livre de defeitos como macroporos ou trincas. Além disso, não se evidenciou a presença da fase eta ( $\eta$ ), resultante da descarbonetação.

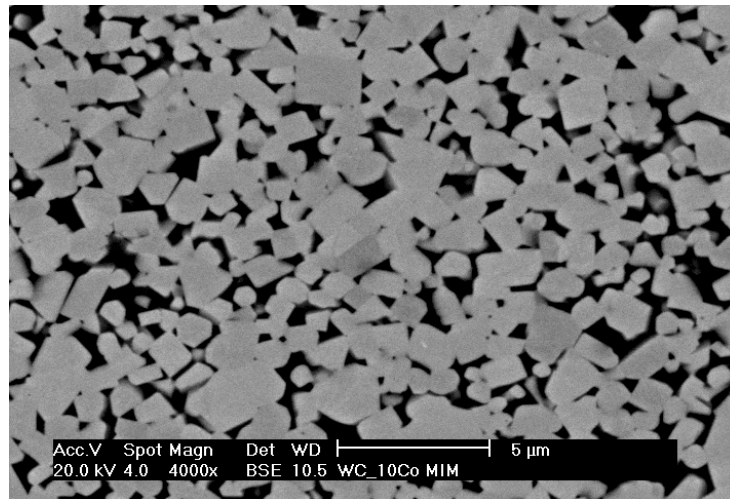


Figura 5. Microestrutura de WC-10Co produzido por MPI

## 4. CONCLUSÕES

O processo de moagem e mistura dos pós proporciona novas características superficiais, pois o Co “molha” o WC. Este fato é crítico na escolha do sistema ligante, pois estas características superficiais determinam a interação com o surfactante para formar a “ponte” entre o pó e os polímeros. Com a utilização do ácido esteárico como surfactante foi melhorada a dispersão do polímero fundido, pois ele reduz o ângulo de contato entre o pó e o polímero devido a três razões: redução da tensão superficial, diminuição da viscosidade do ligante e incremento da molhabilidade.

A mistura pó-ligante foi eficiente e homogênea. O comportamento reológico da massa injetada mostra uma tendência pseudoplástica, sendo descrito adequadamente pela relação  $v = a\gamma^b$ .

A composição do ligante (55% vol PF; 35% PP; 10% AE) junto à carga sólida (55% vol pó) tem características reológicas que permitem a moldagem por injeção e um ótimo comportamento na extração do ligante e na sinterização.

As densidades das amostras sinterizadas foram superiores a 99% da densidade teórica e um valor médio de dureza Vickers de 1310HV. A análise microestrutural evidenciou uma estrutura livre de defeitos e de fases não desejáveis.

## **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à CAPES (Comissão de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e a FINEP (Financiadora de Estudos e Projetos - Projeto No: 4196085300) pelo suporte financeiro e ao Eng. Luis M. M. de Resende pelas medidas das propriedades reológicas.

## **6. REFERÊNCIAS**

- Ebenhöch J. Werner N., 1994. "Injection Molding of Hard Metals Using a Polyacetal Based Binder System". *Advances in Powder Metallurgy & Particulate Materials*, vol 4, p. 261-271.
- Escobar, J. A., Klein A.N., Wendhausen P.A., Fredel M.C, 1999. "Preparation of Hard Metals WC-10Co Components By Powder Injection Moulding", 2<sup>nd</sup> International Latin-American Conference on Powder Technology, Foz de Iguaçu, Brazil.
- German R.M. e Hens K.F., 1992. "Injection Molding of Various Metals and Ceramics Using an Acetal Binder", *Advances in Powder Metallurgy & Particulate Materials*, vol 2, No 6, p. 1-16.
- Nyborg L., Carlström E., Warren A., Bertilsson H., 1998. "Guide to Injection Moulding of Ceramics and HardMetal Fine Powder". *Powder Metallurgy*, vol 41, No 1, p. 41-45.
- Yang M., German R., 1995. "The interaction Between the Cemented Carbide Powder and the Binder of PIM Feedstock", *Advances in Powder Metallurgy & Particulate Materials* 2 (6), (1995), p.179-190.
- Warren A., Nylund A., Olefjord I., 1996. "The Processing of Hardmetals Components by Powder Injection Moulding", *International Journal of Refractory and Hard Materials*, vol 14, No 5-6, p. 345-353.

# DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE APARENTE DE DIFUSÃO DO HIDROGÊNIO NO AÇO FERRÍTICO DE BAIXA LIGA 2,25Cr1Mo E Pd UTILIZANDO UM DETERMINADOR COMERCIAL DE HIDROGÊNIO

José Fernando Ribeiro de Castro

Tomaz Toshimi Ishikawa

Universidade Federal de São Carlos, Centro de ciência exatas e de tecnologia, Departamento de Engenharia de Materiais, 13565-905, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: pjfrc@iris.ufscar.br.

## Resumo

Dentre os vários aspectos relevantes no estudo do sistema metal-hidrogênio, destaca-se a determinação do coeficiente de difusão ( $D_{app}$ ) pois este é um importante parâmetro cinético da reação, com grande interesse científico e tecnológico. No presente trabalho, uma nova metodologia é proposta para a determinação do coeficiente de difusão do hidrogênio em materiais metálicos. Esta metodologia baseia-se na utilização de um determinador de hidrogênio comercial (RH-402), acoplado a um sistema de medida de temperatura, e de um modelo matemático apropriado. As amostras utilizadas foram o Pd de alta pureza e um aço comercial ferrítico BL2,25Cr1Mo (%p). A partir do conhecimento da concentração em função do tempo, obtida através do determinador, e com o uso de uma solução particular da segunda lei de Fick, foi determinado o valor do coeficiente de difusão do hidrogênio nas amostras. Os resultados obtidos mostraram que a metodologia é viável, apresentando bons resultados do coeficiente de difusão do hidrogênio.

**Palavras Chave:** Coeficiente aparente de difusão, hidrogênio, paládio, aço 2,25Cr1Mo.

## 1. INTRODUÇÃO

Já é conhecido, a bastante tempo, o efeito deletério do hidrogênio nos aços. Isto ocorre devido a interação do hidrogênio com defeitos microestruturais do aço, tais como discordâncias e contornos de grãos. O hidrogênio, tanto em solução sólida quanto na forma de precipitados (hidretos), causa sérios prejuízos às propriedades mecânicas dos aços, o que pode acarretar em falhas catastróficas (Oriani, 1987). Devido a isso, o estudo dos sistemas aço-hidrogênio é de grande interesse científico e tecnológico.

Dentre os vários aspectos relevantes no estudo dos sistemas metal-hidrogênio destaca-se a determinação do coeficiente aparente de difusão ( $D_{app}$ ) pois este é um importante parâmetro cinético desta reação.

Sendo assim, vários métodos de determinação do coeficiente de difusão do hidrogênio em metais tem sido estudados e utilizados. Porém, esses métodos apresentam metodologia complexa, com baixa reprodutibilidade de dados.



No presente trabalho propõe-se uma metodologia relativamente simples e rápida para a determinação do coeficiente aparente de difusão do hidrogênio nos aços. Por isso, utiliza-se um determinador comercial de hidrogênio (RH-402), amostras preparadas adequadamente e um modelo matemático apropriado. Por esta metodologia utilizar um aparelho comercial, ela não se restringe às universidades e centros de pesquisa, sendo acessível ao setor produtivo, que necessitam desses dados (siderúrgicas e metalúrgicas) para seus novos produtos. Outra vantagem deste método é poder determinar o coeficiente aparente de difusão em uma ampla faixa de temperaturas (150 a 1600 °C, aproximadamente).

Os materiais utilizados neste trabalho para a determinação do coeficiente aparente de difusão do hidrogênio foram o paládio (Pd) e o aço ferrítico de baixa liga 2,25Cr1Mo, de uso comercial, na forma de chapas finas.

Utilizando os dados da concentração relativa da saída de hidrogênio em função do tempo e o teor de hidrogênio, ambos fornecidos pelo aparelho, e um modelo adequado às condições do método proposto, foi possível obter o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio no aço e no Pd.

## 2. Modelo Matemático

Para o processo de desgaseificação de chapas finas utilizando o analisador comercial de hidrogênio são aplicáveis as seguintes condições iniciais e de contorno (Crank, (1975) e Jost, (1960):

$$C = C_0 \text{ para } 0 < x < h \quad \text{em } t=0 \quad (1)$$

$$C = 0 \quad \text{para } x = 0 \text{ e } x = h \quad \text{em } t > 0 \quad (2)$$

onde  $C_0$  é a concentração inicial do hidrogênio na amostra,  $h$  a espessura da chapa metálica,  $C$  é a concentração do hidrogênio,  $D_{app}$  coeficiente aparente de difusão,  $x$  uma coordenada cartesiana e  $t$  o tempo..

A solução para a 2ª Lei de Fick com as condições iniciais (1 e 2), é dada na literatura por vários autores (Crank, 1975) e Jost, 1960), sendo representada para tempos longos, simplificada por:

$$\frac{\bar{C}}{C_0} = \frac{C_0 - C(t)}{C_0} = \frac{8}{\pi^2} \exp\left(\frac{-\pi^2 D_{app} t}{h^2}\right) \quad (3)$$

onde:  $C(t)$  é a quantidade total de hidrogênio que sai da chapa metálica até um instante  $t$  e  $\bar{C}$  é a concentração média de hidrogênio que permanece na amostra

A equação (3) representa a variação entre a concentração média de hidrogênio que permanece na chapa metálica em relação à sua concentração inicial, sendo denominada concentração relativa (Cr).

Através da linearização da equação (3), pode-se determinar o coeficiente de difusão do hidrogênio na chapa metálica, desde que se conheça a espessura da amostra utilizada, sendo que a concentração inicial pode ser obtido diretamente do determinador e a espessura pode ser medida com micrômetro de precisão.

### 3. Materiais e Métodos

#### 3.1 Materiais

No presente trabalho foi utilizado um material de uso tecnológico, aço ferrítico de baixa liga 2,25Cr1Mo (%peso), que já se encontrava em uso em uma industria petroquímica. O tempo de exposição em atmosfera contendo hidrogênio e a altas temperaturas foi de aproximadamente 20 anos. A quantidade de hidrogênio medida nas amostras era satisfatória para o desenvolvimento do trabalho e a mesma foi utilizada para o cálculo do coeficiente de difusão do hidrogênio na amostra. Outro material foi o paládio da *Johnson Matthey Chemicals Limited* com 99,99% de pureza, na forma de chapa fina. A composição química nominal e espessura inicial do aço está descrita na tabela 1.

Tabela 1. - Composição química nominal (% em peso) do aço ferrítico de baixa liga 2,25Cr1Mo e sua espessura.

	C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo	A l	N
ASTM A200GrT22 h = 25,4 mm	0,15	0,30-0,60	0,50	0,025	0,025	2,0-2,5	0,8-1,1	-	-

Inicialmente, as chapas de aço foram seccionadas utilizando-se um “cut-off” onde as amostras retiradas das chapas ficaram com uma geometria aproximadamente retangular para que, durante os experimentos, as mesmas pudessem ser inseridas dentro do cadinho, com dimensões de 10mm de largura por 30mm de altura, do equipamento RH- 402.

A etapa final de preparação da amostra de aço ferrítico 2,25Cr1Mo envolveu o lixamento das chapas utilizando lixas. Para a limpeza das amostras foi utilizado o vibrador ultra-sônico com as amostras imersas em acetona de alta pureza (P.A.) para assegurar a remoção total da umidade. Após esta etapa, a manipulação das amostras foi cuidadosa, evitando-se qualquer contato manual e, para isso, foi utilizado pinça manual. Esse lixamento teve intuito de obter superfície destas amostras, plana e totalmente isenta de oxidação.

Para as amostras de paládio, foi feito um polimento utilizando pasta de diamante seguido de uma limpeza ultra-sônica com acetona (P.A.). Após a preparação das amostras, as espessuras são de 1,20mm e 1,31 para o paládio e o aço respectivamente.

As amostras de Pd, previamente preparadas, foram submetidos a uma dopagem eletrolítica. Os ensaios de dopagem eletrolítica foram realizados utilizando uma solução

eletrolítica de 1N de NaOH, com uma aplicação de densidade de corrente de 13,5mA/cm<sup>2</sup>. Para maiores detalhes ver literatura (de Castro, 1999).

O equipamento, Determinador Comercial de Hidrogênio RH-402, baseia-se na extração de hidrogênio dos metais analisados por meio de aquecimento em um forno de indução, com a atmosfera formada por um fluxo de nitrogênio, que serve como gás de arraste. Os gases extraídos da amostra pelo gás de arraste passam por vários filtros e catalisadores, reduzindo-os somente a uma mistura de nitrogênio e hidrogênio. Essa mistura é então levada a uma célula de condutividade térmica onde a quantidade de hidrogênio é medida.

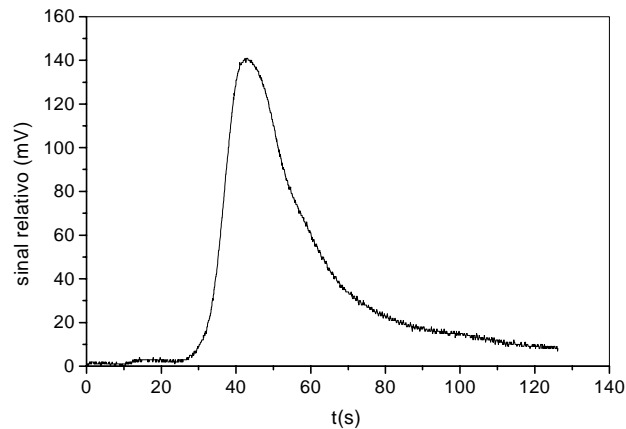
O controle da temperatura no forno de indução é de fundamental importância para a obtenção do coeficiente de difusão do hidrogênio na amostra metálica, apesar de que para este equipamento não existir um controle rigoroso do mesmo. A única variável era um ajuste percentual da potência do forno de indução através da potência nominal, que se programava no “*software*” do determinador de hidrogênio RH-402.

No presente trabalho foi realizado o levantamento das curvas experimentais do sinal relativo de hidrogênio em função do tempo, o ajuste da potência relativa do forno de indução, sendo que para o paládio foram utilizadas as porcentagens de 10% e 30% e para o aço 30% e 40% da potência nominal do forno (5KW).

O aparelho RH-402 não dispõe de uma curva de calibração de potência versus temperatura adequada para as condições experimentais deste trabalho. Assim sendo, foi feita uma curva de calibração (potência x temperatura) utilizando-se um termopar tipo K.

#### **4. Resultados e discussões**

Uma curva típica do sinal relativo de hidrogênio em função do tempo é mostrada na Figura 1. Inicialmente, há uma pequena região onde não há indicação de nenhum sinal. Isto é atribuído ao tempo de retardo devido a remoção do hidrogênio da amostra levar alguns segundos até alcançar a célula de termocondutividade, onde são feitas as medidas. Após isso, pode ser notada uma rápida ascensão da curva até atingir um máximo, o qual pode ser relacionado com o hidrogênio absorvido na superfície e ao fato de que a temperatura do forno de indução não atinge o valor estacionário instantaneamente. A segunda parte da curva é totalmente descendente até alcançar a linha base, quando indica que não há mais saída de hidrogênio da amostra. Esta segunda parte da curva foi utilizada para obter os dados experimentais visando uma temperatura estacionária.



**Figura 1.** Curva experimental típica do sinal relativo relacionado com o hidrogênio detectado pela célula de termocodutividade em função do tempo, obtida em um ensaio para uma amostra do aço 2,25Cr1Mo, a uma temperatura de 926°C.

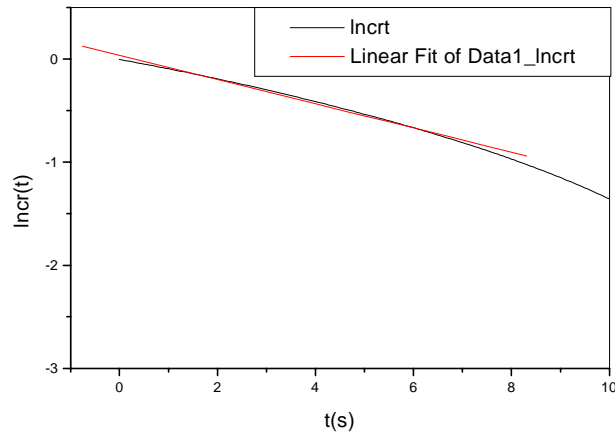
Os dados obtidos estão diretamente relacionados com a taxa de saída de hidrogênio. A conversão utilizada foi feita a partir da razão entre o sinal na célula de detecção a cada instante dividida pela somatória dos sinais, multiplicados pela quantidade total de hidrogênio que deixou a chapa de aço até um instante  $t$ , é dada por:

$$C(t) = \sum_0^t \left( \frac{M_i}{\sum_0^i M_i} \cdot C_0 \right) \quad (4)$$

onde  $M_i$  é o valor registrado na célula de detecção num instante  $t$  e  $C_0$  a quantidade total de hidrogênio que deixou a chapa de aço durante a análise.

Com os valores das concentrações de hidrogênio ( $C(t)$ ) a cada instante, do intervalo a partir do pico até a linha base, a concentração inicial ( $C_0$ ) obtida após a análise no denominador de hidrogênio.

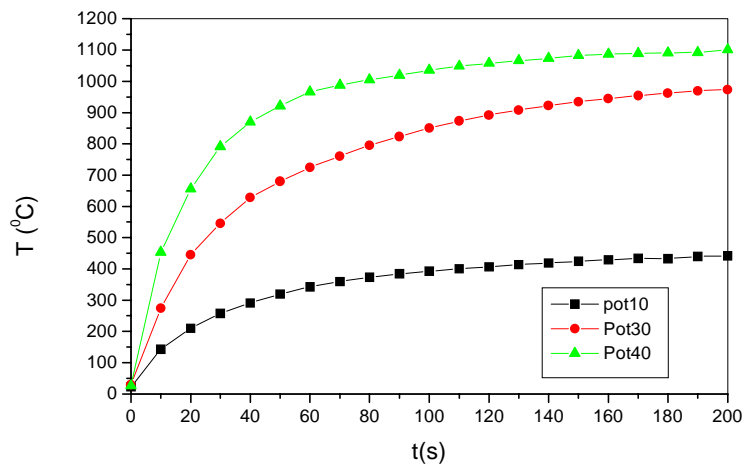
A partir da linearização dos pontos de Cr, Figura 2, é obtido um intervalo linear, cujo o coeficiente angular está relacionado com coeficiente aparente de difusão do hidrogênio na amostra ( $D_{app}$ ). A reta apresenta um fator de correlação de 0,999 o que é excelente para os dados obtidos.



**Figura 2.** Curva linearizada para a variação da concentração relativa de hidrogênio em uma amostra do aço ferrítico em função do tempo, a partir da qual se obtém o coeficiente de difusão de hidrogênio, na temperatura de 926°C.

Para o cálculo do coeficiente aparente de difusão do hidrogênio no aço e Pd, foi utilizado um intervalo do sinal relativo em função do tempo, Figura 1, onde a temperatura é praticamente estacionária. A variação da temperatura do intervalo que foi utilizado para o cálculo, foi de no máximo 4% para o Pd e 4,5% para o aço, que em temperatura são respectivamente 32 e 42°C, no que diz respeito aos coeficiente aparente de difusão não há alterações significantes.

A figura 3 mostra as curvas de calibração do forno de indução nas potências 10, 30 e 40%.

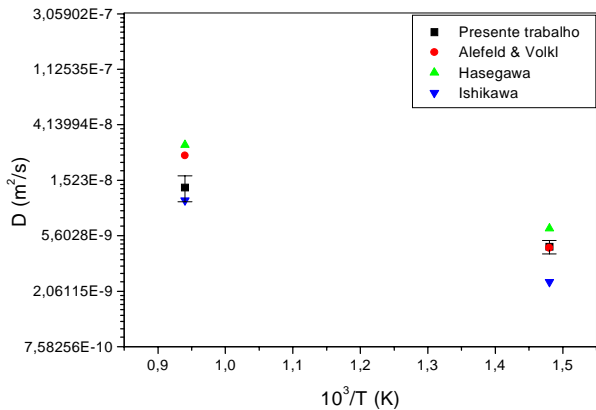


**Figura 3.** Curva de calibração da temperatura do forno de indução do equipamento RH-402 versus tempo para diversas potências.

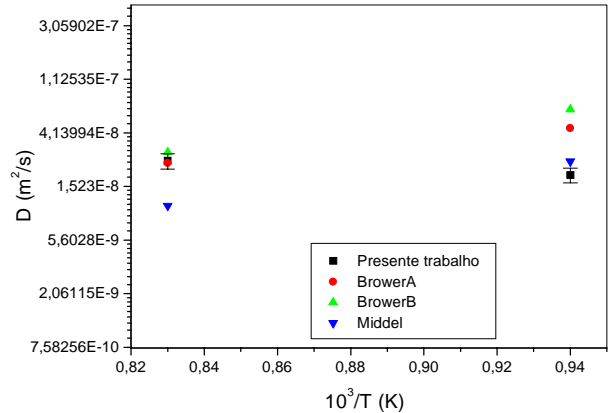
Em todos os resultados de  $D$  obtidos neste trabalho foi adotado o mesmo procedimento de cálculo a partir das curvas experimentais.

A Figura 4 e 5 mostram os dados de coeficiente de difusão do hidrogênio para o paládio e para o aço 2,25Cr1Mo em função do inverso da temperatura. Os dados experimentais obtidos do presente trabalho apresentam uma consistência com os dados da literatura. Os pontos

relacionados com a referência (Alefeld & Volkl 1978) são uma compilação de dezenas de diferentes autores e os valores médios é apresentado e os dados da referência (Hasegawa, 1977 e Ishikawa 1985) foram extrapolados a partir de dados a baixa temperatura.



**Figura 4.** Comparação entre os valores obtidos para o coeficiente aparente de difusão do hidrogênio no paládio com valores experimentais encontrados na literatura, nas temperaturas 401°C e 793°C.



**Figura 5.** Dados de coeficientes aparente de difusão do hidrogênio em aços ferríticos de baixa liga com adições de Cr e Mo existentes na literatura comparados com os dados do presente trabalho, nas temperaturas 786°C, e 926°C .

A figura 4 e 5 mostram uma comparação entre os valores obtidos do  $D_{app}$  e os dados encontrados na literatura. Os dados deste trabalho são apresentados em termos de valores médios com um respectivo desvio padrão.

## 5. CONCLUSÕES.

- O método proposto no presente trabalho mostrou-se viável para a obtenção do coeficiente de difusão aparente ( $D_{app}$ ) do hidrogênio nos materiais metálicos.
- O método utilizado, foi simples, reproduzível e apresentou a vantagem do acompanhamento preciso da saída de hidrogênio em intervalos pequenos (1/18s).
- A obtenção dos dados do sinal relativo do hidrogênio foi muito trabalhoso, acarretando na digitação, de aproximadamente 1800 pontos em média na planilha eletrônica, mas o uso de programas computacionais contribuiu para otimizar o tempo e prevenir erros na digitação dos pontos.
- A quantidade de hidrogênio na amostra é importante para obter, através da curva do sinal relativo em função do tempo, o cálculo do coeficiente aparente de difusão ser confiável.
- No controle da temperatura durante a obtenção das curvas experimentais observou-se uma variação da temperatura de 4,5%, o qual não representou um desvio significativo nos valores de D.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALEFELD, G., VÖLKL, J. “Hydrogen in Metals I: Basic Properties”. Berlin; Springer-Verlag, 426p, 1978.
- BROUWER, R.,C.; “Hydrogen Diffusion and Solubility in Vanadium Modified Pressure Vessel Steels”. Scripta Metallurgica et Materialia. V.27, p. 353-358, 1992.
- BOELLINGHAUS, T.; HOFFMEISTER, H.; MIDDEL, C. “Scatterband for Hydrogen Diffusion Coefficients in Steels Having a Ferritic or Martensitic Microstructure and Steels Having an Austenitic Microstructure at Room Temperature”. Welding in the World. V.37 n° 1, p16-23, 1996.
- CRANK, J., “The Mathematics of Diffusion”, 2<sup>a</sup> ed., Oxford University Press, 414p, 1975
- de CASTRO, J.F.R., 1999. “Determinação do Coeficiente Aparente de Difusão do Hidrogênio no Aço Ferrítico de Baixa Liga 2,25Cr1Mo e Pd Utilizando um Determinador Comercial de Hidrogênio”. Dissertação de Mestrado em engenharia de materiais. UFSCar, São Carlos-SP, PPG-CEM, DEMa, 77p.
- HASEGAWA, H., NAKAJIMA, K., “Journal of Japan Institute of Metals”, 41,3, p. 813 ,1977.
- ISHIKAWA, T. T., 1985. “Hydrogen Diffusivity in noble metals at Low Temperatures”. Tese de Doutorado, Houston: Rice University, Texas. 147p.
- JOST, J., “Diffusion in Solids, Liquids and Gases” New York , Academic Press, 1960.
- ORIANI, R.A.; “Hydrogen. The Versatile Embrittler”. Corrosion - NACE, v.43, n° 7, July, p.390 - 397. 1987.

## ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS PROCESSOS DE COMPACTAÇÃO DE PÓ EM MATRIZ E MOLDAGEM DE PÓS POR INJEÇÃO

**Severino Cesarino da Nóbrega Neto (1)(2)**

**Aloísio Nelmo Klein (2)**

**Paulo Antonio Pereira Wendhausen (2)**

**Víctor Bruno Canever (2)**

**Cristiano Binder (2)**

(1) Centro Federal de Educação Tecnológica da Paraíba, Coordenação de Mecânica.

(2) Universidade Federal de Santa Catarina, Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, Laboratório de Materiais, 88040-900, CP 476, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [cesarino@pg.materiais.ufsc.br](mailto:cesarino@pg.materiais.ufsc.br)

### Resumo

O processo de metalurgia do pó através de compactação em matriz é, dentre as mais diversas técnicas de consolidação de pós metálicos, a mais utilizada industrialmente. Nos últimos anos, uma técnica alternativa para a obtenção de componentes fabricados a partir do pó, tem despertado bastante interesse. Trata-se da moldagem de pós por injeção, que é na verdade, uma combinação do processo de injeção de polímeros com a metalurgia do pó. Neste trabalho, foi feita uma avaliação dos processos de compactação em matriz e moldagem de pós por injeção, levando-se em consideração aspectos como matéria prima, etapas do processo e densidade final dos componentes fabricados. Para tanto, foi realizado um estudo da sinterabilidade dos componentes compactados e injetados, bem como uma análise da porosidade residual em cada componente. A liga escolhida foi Fe-P e as temperaturas de sinterização utilizadas foram 1000°C e 1100°C.

**Palavras-chave:** Compactação em matriz, Moldagem por injeção, Sinterabilidade, Densidade

### 1. INTRODUÇÃO

A compactação de pó em matriz é um processo de fabricação industrialmente consolidado e reconhecido como de extrema importância no contexto industrial atual, como resalta White (1999). Em muitos casos, o termo metalurgia do pó é utilizado como sinônimo para compactação de pó em matriz. De acordo com Thümmeler e Oberacker (1993), as etapas envolvidas na compactação em matriz são: obtenção dos pós, mistura dos pós com lubrificante, compactação da peça e sinterização. Tradicionalmente, os pós empregados na compactação em matriz encontram-



se na faixa de 20 a 250 $\mu$ m e, quando submetidos ao esforço de compactação, sofrem uma deformação plástica que é diretamente responsável pela densificação dos componentes.

O processo de moldagem de pós por injeção segundo Miska (1990) caracteriza-se entre outros fatores, pela maneira como é dada a forma ao componente (*shaping*). As etapas básicas do processo são: obtenção dos pós, mistura dos pós com ligante, preparação da massa para injeção (*feedstock*), moldagem do componente, remoção do ligante (*debinding*) e sinterização. Ao contrário da compactação em matriz, praticamente toda densificação do componente se dá na etapa de sinterização. Desta forma, o pó para utilização nesta técnica deve apresentar um formato quase esférico e um tamanho de partícula abaixo de 20 $\mu$ m, como ressalta German (1990).

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a realização do trabalho, foram preparadas amostras da liga Fe-0,4P para compactação e injeção. O sistema Fe-P é bastante conhecido e tem como particularidades um ponto eutético a temperatura de 1049°C, e a formação de uma fase estável na composição de 15,6% de P (% em peso), a qual foi identificada como sendo Fe<sub>3</sub>P.

O fósforo é reconhecido como sendo um potente endurecedor do ferro, aumentando vertiginosamente a sua resistência e a sua dureza. Por outro lado, em teores acima de 0,6% (em peso), a introdução do fósforo no ferro se mostra indesejável pois, apesar de contribuir diretamente para um aumento nos valores das propriedades mencionadas anteriormente, causa um decréscimo acentuado na ductilidade do material, como também uma forte influência sobre as tolerâncias dimensionais dos componentes.

Na metalurgia do pó tradicional, ou seja, na compactação em matriz, o fósforo é bastante empregado na forma de Fe<sub>3</sub>P para auxiliar no processo de sinterização. Quando se empregam temperaturas de sinterização acima de 1049°C, uma fase líquida aparece resultante da fusão do Fe<sub>3</sub>P. Esta fase líquida influencia diretamente nos mecanismos de difusão, aumentando consideravelmente a capacidade de densificação.

Já para os componentes produzidos através da moldagem por injeção, a introdução do fósforo ao ferro desponta como um novo campo. A questão de se utilizar um agente ativador para o processo de sinterização requer estudos mais detalhados, uma vez que, normalmente, as peças produzidas por esta via tem tolerâncias bastante estreitas, o que faz com que se torne difícil o controle dimensional dos componentes.

### 2.1 Compactação em matriz

O pó de ferro utilizado para a preparação das amostras a serem compactadas foi o HD 177 e o fósforo foi introduzido na liga, à partir de um portador do tipo Fe<sub>3</sub>P. Os dois pós foram produzidos pela BELGO BRASILEIRA. O pó de ferro apresentava tamanho médio de partícula de 100 $\mu$ m, enquanto que o pó de Fe<sub>3</sub>P encontrava-se na faixa de 15 $\mu$ m.

Para a realização da mistura, foi adicionado um lubrificante a base de estearato de zinco a massa de pó metálico, com o objetivo de reduzir o desgaste da matriz e auxiliar na retirada do componente após a compactação. A massa de pó foi misturada em um misturador Y por um período de 60 minutos.

A matriz utilizada na compactação foi do tipo cilíndrica e a tensão empregada foi de 550 MPa.

A remoção do lubrificante foi efetuada durante o início do ciclo de sinterização, com um patamar sendo executado a 450°C por um período de 30 minutos. Para a sinterização, utilizou-se uma taxa de aquecimento de 20°C/min em fluxo de hidrogênio constante. As amostras foram sinterizadas em duas temperaturas diferentes, sendo a primeira em 1000°C e a segunda em 1100°C. O tempo de permanência a temperatura final de sinterização para todas as amostras foi de 30 minutos.

## **2.2 Moldagem por injeção**

Para a preparação das amostras a serem injetadas, o pó de ferro utilizado foi o BASF CL carbonila, com tamanho médio de partícula de 6µm. O portador de liga Fe<sub>3</sub>P foi idêntico aquele utilizado na compactação. O sistema de ligante empregado foi do tipo multicomponente, sendo constituído por polipropileno, parafina e acetato de vinil etila (EVA).

A mistura do pó metálico com o sistema ligante foi realizado em um misturador do tipo sigma, com controle de tempo, temperatura e torque. Para uma maior homogeneização da mistura, a massa de pó metálico foi previamente misturada por 30 minutos em um misturador do tipo Y, e a mistura do pó com os elementos do sistema ligante foi feita em três bateladas separadas. Para todas as bateladas, a temperatura empregada foi de 160°C, enquanto que o torque foi mantido a 60 rpm e o tempo em 25 minutos.

As amostras foram injetadas em uma máquina Arburg 320S, com força de fechamento de 50 toneladas. A pressão de injeção utilizada para todas as amostras foi de 900 bar.

A remoção do sistema ligante foi realizada em duas etapas distintas, sendo a primeira feita através de processamento químico e a segunda através de processamento térmico.

Para a remoção química do ligante foi utilizado como solvente hexano aquecido a 50°C. As amostras foram expostas primeiramente ao vapor de hexano por 2 horas e em seguida foram imersas no hexano aquecido por 4 horas. Ao final da etapa de remoção química, toda a parafina contida no sistema ligante tinha evaporado.

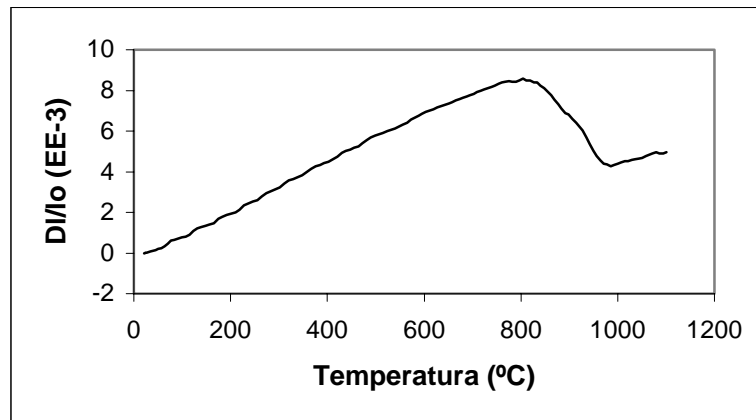
Após a etapa de remoção química, as amostras foram submetidas a remoção térmica, para a retirada do polipropileno e do EVA. O forno utilizado foi do tipo tubular e a taxa de aquecimento foi de 5°C/min, até atingir-se a temperatura de 450°C, onde foi executado um patamar por 60 minutos. No mesmo ciclo de remoção térmica, foi realizada a pré-sinterização das amostras, usando-se para tanto uma temperatura de 850°C por 15 minutos. Todo o ciclo de remoção térmica e pré-sinterização foi realizado na presença de um fluxo constante de hidrogênio.

A sinterização dos componentes injetados foi realizada exatamente nas mesmas condições empregadas para a sinterização dos componentes compactados.

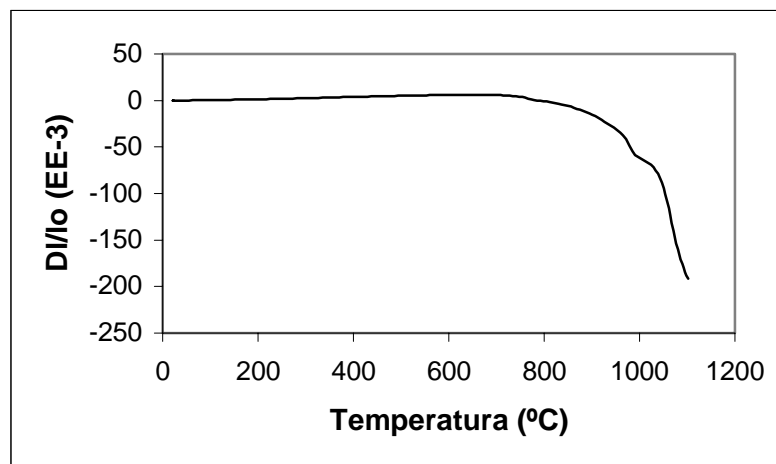
## **3. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

### **3.1 Dilatometria**

Os ensaios dilatométricos foram realizados em um dilatômetro do tipo BP RB 2000. As condições para a realização dos ensaios foram as mesmas tanto para os componentes compactados como para aqueles injetados. A temperatura máxima foi de 1100°C e a taxa de aquecimento empregada foi de 10°C/min. Os ensaios foram realizados sob um fluxo constante de hidrogênio. As figuras 1 e 2 apresentam os resultados dos ensaios dilatométricos.



**Figura 1.** Análise dilatométrica para a liga Fe-0,4P compactada



**Figura 2.** Análise dilatométrica para a liga Fe-0,4P injetada

Como podemos perceber através das figuras 1 e 2, o comportamento dilatométrico para a amostra compactada é completamente diferente daquele apresentado pela amostra injetada. Nestas figuras,  $Dl/lo$  representa a retração linear para cada amostra.

Para os componentes compactados, a amostra começa a retrair por volta de 800°C e prossegue até atingir a temperatura de transformação  $\alpha \rightarrow \gamma$  (910°C). Após a transformação, ou seja, no campo de  $\gamma$ , a amostra não apresenta mais nenhum tipo de retração até 1100°C. Um outro aspecto que se pode perceber é que a retração total é muito pequena quando comparada com aquela apresentada pela amostra injetada.

Para as amostras injetadas a retração começa por volta de 670°C e, mesmo ao se atingir a temperatura de transformação  $\alpha \rightarrow \gamma$ , o comportamento dilatométrico da amostra não é alterado, como podemos ver na figura 2.

Durante a sinterização dos componentes injetados, toda a porosidade residual deixada pelo processo de remoção de ligante tende a ser eliminada. Desta forma, as dimensões finais dos componentes retraem consideravelmente, sendo uma função diretamente proporcional da quantidade de ligante utilizado no processo.

O controle dimensional dos componentes, é um dos pontos críticos do processo de moldagem de pós por injeção.

### 3.2 Densidade

A densidade das amostras foi calculada geometricamente e, para efeito de comparação foi também medida através do método de arquimedes. A tabela 1 apresenta os resultados.

**Tabela 1.** Densidade das amostras

Amostra	Condição	Temperatura de Sinterização (°C)	Densidade Geométrica (g/cm <sup>3</sup> )	Densidade por Arquimedes (g/cm <sup>3</sup> )
1C - Fe-0,4P	Compactada	1000	7,02	6,73
2C - Fe-0,4P	Compactada	1100	7,03	6,89
1I - Fe-0,4P	Injetada	1000	5,70	5,77
2I - Fe-0,4P	Injetada	1100	6,60	6,79

Para as amostras compactadas, os valores de densidade, independentemente da temperatura de sinterização foram muito próximos, seja pelo método geométrico ou por arquimedes. Apesar da amostra 2C ter sido sinterizada na presença de fase líquida, a densidade final da amostra foi praticamente idêntica aquela da amostra 1C, onde a sinterização se processou em uma temperatura abaixo daquela que propiciasse o aparecimento da fase líquida.

Fica evidente para as amostras compactadas, que o principal fator responsável na densificação foi a tensão de compactação, e não a temperatura de sinterização.

Já para as amostras injetadas, houve um ganho significativo em relação a densidade final quando a temperatura de sinterização empregada foi de 1100°C, ou seja, quando a sinterização se processou na presença de fase líquida.

Desta forma fica claro que, para o processo de moldagem de pós por injeção, a condição de sinterização é um fator diretamente proporcional para a densidade final dos componentes.

## 4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados alcançados podemos concluir que, no processo de compactação de pó em matriz a densidade final dos componentes é determinada primordialmente pela tensão de compactação empregada na massa de pó, enquanto que no processo de moldagem de pós por injeção, a densidade final dos componentes está diretamente associada com a temperatura de sinterização empregada no processo.

Fica bastante claro quando se compara os resultados das análises dilatométricas realizadas com as amostras compactadas com aquelas injetadas, que o processo de moldagem de pós por injeção é muito mais dependente da temperatura de sinterização do que o processo de compactação de pó em matriz.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao programa PRONEX (Programa de Apoio a Núcleos de Excelência) - Finep, que financiou esta pesquisa.

## **6. REFERÊNCIAS**

- White, Donald G., 1999, “State-of-the-P/M Industry in North America-1999”, The International Journal of Powder Metallurgy, Vol. 35, No.5, pp.25-29.
- Thümmel, F., Oberacker, R., 1993, “Introduction to Powder Metallurgy”, Published in 1993 by the Institute of Materials 1 Carlton House Terrace London SW1Y5DB, 332p.
- Miska, Kurt H., 1990, “Merits of Metal Injection Molding”, Manufacturing Engineering, pp.87-89.
- German, Randal M., 1990, “Powder Injection Molding”, Metal Powder Industries Federation, Princeton, New Jersey, USA, 521p.



and Defect Production Mechanisms”, IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics and Frequency Control, 33, pp.130-131.

- Hitt, K.B. and Martin, J.J., 1983, “Radiation-Induced mobility of Lithium and Sodium in Alpha Quartz”, J. Appl. Phys. 54, pp.5030-5031.
- Iwasaki, F., Shinohara, A.H., Iwasaki, H. and Suzuki, C.K., 1990, “Effect of Impurity Segregation on Morphology of Y-Bar Synthetic Quartz”, Jpn. J. Appl. Phys., 29, pp.1139-1142.
- Jani, M.G., Bossoli, R.B. and Halliburton, L.E., 1983, “Further Characterization of the  $E_1'$  Center in Crystalline  $\text{SiO}_2$ ”, Physical Review B, Vol. 4, pp.2285-2293.
- Kawasaki, M., 1995, “Effect of Al Upon the Morphology of Synthetic Quartz Crystals”, Journal of Crystal Growth 155, pp. 75-80.
- Koehler, D.R. and Martin, J.J., 1985, “Radiation-Induced Transient Acoustic Loss in Quartz Crystals”, J. Appl. Phys. 57, pp.5205-5210.
- Kurashige, M., Okabe, Y., Hattanda, M., 1996, “Correlation Between Cobble Density and Linear Deffects Density of Synthetic Quartz Crystals”, Proceedings of the 50<sup>th</sup> IEEE International Frequency Control Symposium, Hawaii, U.S.A., pp. 94-101.
- McLaren, A.C., 1971, “x-Ray Topographic Study of Dislocations in Synthetic Quartz”, Physica Status Solidi A – Applied Research, Vol.4, pp. 235.
- Mikawa, Y., Hatanaka, M. and Yasutaro, B., 1999, “New Technique to Decrease Dislocations in Synthetic Quartz Crystal”, Proceedings of the 1999 Joint Meeting EFTF-IEEE IFCS, pp.773-776.
- Mikawa, Y., 2000, informações particular.
- Markes, M.E. and Halliburton, L.E., 1979, “Defects in Synthetic Quartz: Radiation-Induced Mobility of Interstitial Ions”, J. Appl. Phys. 50, pp.8172-8180.
- Shinohara, A.H., Iano, M.C. and Suzuki, C.K., “New Seed Geometry for Growth X-Region in Synthetic Quartz”, Proceedings of the 1999 Joint Meeting of The European Frequency and Time Forum and the IEEE International Frequency Control Symposium, 1999, pp. 766-768.
- Shinohara, A.H. and Suzuki, C.K., 1996, “Study of S- and  $\xi$ -Bar Synthetic Quartz by X-Ray Topography”, Proceedings of the 50<sup>th</sup> IEEE International Frequency Control Symposium, Hawaii, U.S.A., pp. 72-77.
- Taki, S., 1991, “Improvement of Growth Process and Characterization of Quartz Crystals”, Prog. Crystal Growth and Charact. 23, pp. 313-339.
- Wood, D.L., 1960, “Infrared Absorption of Defects in Quartz”, J. Phys. Chem. Solids 13, pp. 326-336.

crescimento de quartzo sintético de grande dimensão e homogênea pelo processo hidrotérmico é de extrema complexidade.

Além da variação da quantidade de alumínio substitucional ao longo do setor de crescimento Z, foi revelada também a geração de novas regiões localizadas que apresentaram-se escurecidas após a irradiação, que iniciaram a partir de alguns pontos localizados justamente na interface entre as duas regiões I e II e propagando-se até a superfície como mostra a figura 2(a). Os detalhes o que levou à formação destes defeitos, por conveniência denominados de defeito planar, ainda são desconhecidos. Entretanto, analisando estas regiões heterogêneas no setor de crescimento Z após a irradiação e as descontinuidades abruptas observadas na superfície, observou-se que estão intimamente correlacionados. Embora a técnica de irradiação- $\gamma$  não tenha revelado os mecanismos sobre a geração de defeito planar no presente quartzo sintético, é uma técnica não-destrutiva e de extrema importância para analisar cristais de quartzo de grande dimensão.

## 5. CONCLUSÕES

No presente trabalho, defeitos superficiais surgidos na face-Z de um cristal sintético de grande dimensão foram analisados qualitativamente com a técnica de irradiação- $\gamma$ . Regiões de descontinuidade (defeitos) observadas na superfície do cristal estão intimamente relacionadas com regiões heterogêneas que foram reveladas no setor de crescimento Z após a irradiação- $\gamma$ . Estas regiões heterogêneas propagaram-se a partir de pontos e de forma planar. Devido ao relativo intenso escurecimento destas regiões, há possibilidade de surgimento de novos setores de crescimento no setor Z quando cristais de quartzo sintético de grande dimensão são produzidas nas condições hidrotermais utilizando o mineralizante NaOH.

A técnica de irradiação- $\gamma$  é uma técnica de alta potencialidade para analisar qualitativamente defeitos nos cristais de quartzo de grande dimensão que não é possível de ser realizada com a fonte de raios-X convencional.

Para realizar um estudo detalhado e complementar sobre a origem dos defeitos e o seu tipo nesta amostra de quartzo sintético com 11 mm de espessura será utilizada raios-X de alta energia, em torno de 30 keV, da radiação sincrotron acoplado a técnica de topografia de raios-X para obter imagens topográficas dos defeitos sem a necessidade de uma preparação adicional da amostra.

## 6. AGRADECIMENTOS

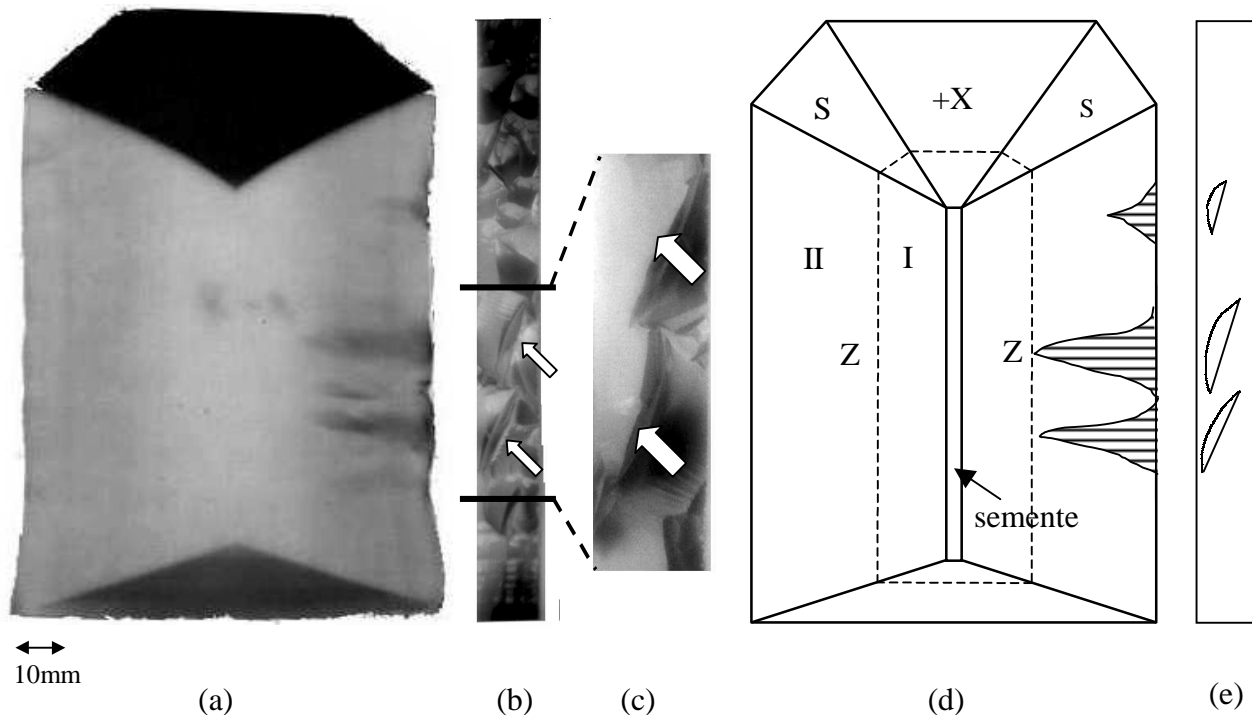
Os autores agradecem ao Sr. Y. Mikawa da Fine Crystal Co. Ltd., Japão, pelo fornecimento da amostra de cristal de quartzo sintético irradiado. O autor R.F.C. Albuquerque agradece a CAPES pelo apoio financeiro através de bolsa de mestrado.

## 7. REFERÊNCIAS

- Brice, J.C., 1985, "Crystals for Quartz Resonators", Rev. Modern Phys. 57, pp. 105-146.
- Doherty, S.P. and Martin, J.J., 1980, "The Effects of Irradiation and Electrodiffusion on the Sodium Acoustic Loss Peak in Synthetic Quartz", J. Appl. Phys. 51, pp.4164-4168.
- Frondel, C., 1962, "The System of Mineralogy, Volume III Silica Minerals", Ed. John Wiley & Sons, New York, USA, 329p.
- Halliburton, L.E., Chen, C.Y., Tapp, S.D., 1986 "Radiation Effects in Quartz: Low Doses



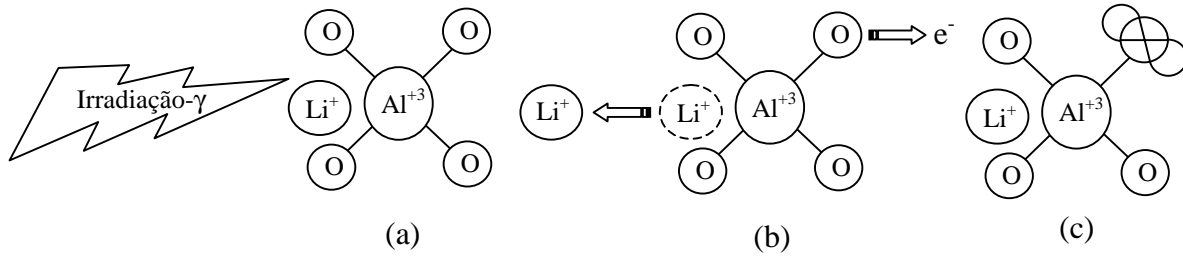
figura 2(a) mostra uma placa-Y contendo 6 setores de crescimento após a irradiação- $\gamma$ . Devido a alta concentração de alumínio substitucional os setores +X e S apresentaram um alto grau de escurecimento, que aparecem como fossem uma única região.



**Figura 2.** Fotografia de uma amostra de placa Y de 11 mm de espessura irradiada com raios- $\gamma$  com imagens detalhadas e esquemas. a) Aspecto do cristal após a irradiação- $\gamma$ , mostrando os diferentes setores de crescimento e defeitos no setor-Z propagando-se para a superfície externa; b) e c) vista lateral do cristal da face-Z com *cobbles* característicos e depressões e destacando as regiões de discontinuidades; d) representação esquemática da placa Z com seus setores de crescimento e localização dos defeitos no setor Z revelado pela irradiação e) Esquema lateral dos defeitos.

Qualitativamente, como mostra a figura 2(a), a concentração de alumínio variou da seguinte forma:  $+X \geq S > -X \gg Z$ . Com respeito ao setor de crescimento Z, a presente amostra irradiada apresentou 2 regiões distintas em termos de escurecimento, como mostra a figura 2(a) e a figura esquemática da figura 2(d). Em princípio, esta variação de forma abrupta evidencia que o processo de crescimento ocorreu em duas etapas realizadas proposadamente, que ocasionou uma variação na concentração de alumínio substitucional, e conseqüentemente, uma coloração mais acentuada na região-II. Na região-I, praticamente não foi observado um escurecimento visível apesar de uma dose significativa de radiação- $\gamma$ . Entretanto, além de escurecimento devido a geração de centro de cor, observou-se na região II estrias de crescimento e presença de regiões localizadas com escurecimento mais acentuado. Regiões de escurecimento não são geralmente observadas em cristais de quartzo sintético convencional, preparadas para a produção de ressonadores devido a alta pureza do setor de crescimento Z em termos de alumínio substitucional (Shinohara and Suzuki, 1996). Embora as condições de crescimento ao longo do seu crescimento tenham sido similares (Mikawa, 2000), houve alterações consideráveis nos parâmetros de crescimento. Conclui-se que

função do aumento da taxa de difusão de intersticiais pelo aumento da temperatura.



**Figura 1.** Mecanismo de formação do centro de cor  $[Al_{e+}]^0$ . a) irradiação- $\gamma$  do centro  $[AlO_4/Li^+]$ . b) dissociação do íon  $Li^+$  e de um elétron do oxigênio. c) Formação do centro  $[Al_{e+}]^0$  com vacância de elétron (Halliburton *et al.*, 1986).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

O quartzo sintético investigado neste trabalho foi crescido a partir de uma semente denominado de placa-Z (0001) pelo método hidrotérmico utilizando as condições de crescimento para produção comercial (Mikawa *et al.*, 1999), tendo como solução mineralizante o NaOH dopado com lítio. O quartzo sintético dopado com lítio melhora a performance da propriedade eletro-mecânico do ressonador de quartzo (Brice, 1985). A semente utilizada possui as dimensões de 75 mm, 1mm e 450 mm nas direções cristalográficas X, Z e Y, respectivamente. As dimensões finais do cristal de quartzo sintético *as-grown* foram 90 mm na direção Z, 44 mm do setor S medindo-se a partir da quina da semente, 11 mm para  $-X$  e 9 mm para a direção de crescimento  $+X$ . Preparação do cristal de quartzo sintético de grande dimensão é um processo que requer um período de crescimento superior a 9 meses e alto consumo de energia elétrica. para agilizar, altera-se os parâmetros de crescimento que pode introduzir séries de novos defeitos que não são encontrados em processos convencionais. No presente trabalho, um cristal de grande dimensão apresentando falhas na superfície da face Z foi submetido a radiação- $\gamma$  utilizando uma fonte de  $^{60}Co$  e aplicando uma dose de 5 Mrad.

### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A textura de uma superfície pode revelar presença de defeitos na estrutura interna de um cristal. No caso de cristais de quartzo sintético crescido a partir de semente de barra-Y ou placa-Z, além de apresentarem vários setores de crescimento, a superfície de cada setor apresenta uma textura característica, que está intimamente relacionada com parâmetros de crescimento tais como a velocidade de crescimento, concentração de impurezas, concentração de defeitos do tipo discordâncias e etc. Em particular, a superfície do setor de crescimento Z apresenta *cobbles*, que são pequenas protuberâncias e que estão intimamente relacionados com as discordâncias e a concentração destes *cobbles* reflete a concentração de discordâncias do tipo cunha no setor de crescimento Z (Kurashige *et al.*, 1996). O quartzo sintético estudado no presente trabalho apresentou além dos *cobbles* característicos, regiões de falhas (descontinuidade) na face-Z. Estas descontinuidades aparece na forma de depressões medindo até 3 mm de profundidade. A figura 2(c) mostra a superfície da face-Z do cristal com os *cobbles* característicos e as depressões revelando possíveis defeitos no interior do cristal. A

incorporadas durante o processo de crescimento. Estudos recentes mostram que é possível minimizar consideravelmente a propagação destas discordâncias, mesmo utilizando sementes contendo alta concentração de discordâncias a partir de sementes de geometrias especiais (Shinohara *et al.*, 1999). Quanto aos defeitos volumétricos, o principal observado em cristais de quartzo é a macla elétrica (Frondel, 1962), que é resultado de um intercrescimento de cristais com a mesma orientação cristalográfica mas com a presença de regiões a 180° em relação ao eixo Z.

No presente trabalho, baseado na existência de uma correlação entre o defeito superficial e o defeito estrutural interno no cristal, um cristal de quartzo sintético de grande dimensão foi analisado com irradiação- $\gamma$ . Esta técnica é bastante eficaz para análise da distribuição de impurezas de alumínio substitucional, pois após a irradiação eles formam centros de cores revelando a sua presença qualitativamente pela diferença na intensidade de coloração (Halliburton *et al.*, 1986). A caracterização pela técnica de irradiação- $\gamma$  é bastante eficiente na identificação dos setores de crescimento, assim como novas regiões de crescimento que podem surgir em função da geometria da semente, em função das condições de crescimento ou pela própria qualidade da semente (Shinohara & Suzuki, 1996).

## 2. FUNDAMENTOS DA GERAÇÃO DO CENTRO-DE-COR NO CRISTAL DE QUARTZO POR IRRADIAÇÃO- $\gamma$

Cristal de quartzo, seja natural ou sintético, contém impurezas que ocupam posições intersticial e/ou substitucional na estrutura do quartzo (Doherty & Martin, 1980). Um dos principais defeitos pontuais nos cristais de quartzo sintético crescidos pelo processo hidrotérmico é o átomo de alumínio ocupando a posição do átomo silício da estrutura tetraédrica (caso substitucional). Quando o átomo de  $Al^{+3}$  substitui o átomo de  $Si^{+4}$ , devido a diferença na configuração eletrônica há presença de compensadores de carga de modo a tornar o balanço de carga nulo. Os mais comuns destes compensadores é átomo de  $Li^{+1}$  (Markes & Halliburton, 1979) devido ao diminuto raio atômico que ocupa uma posição intersticial na rede cristalina próximo ao átomo de  $Al^{+3}$ , neutralizando assim a carga eletrostática deste defeito puntual formando o centro  $[AlO_4/M^{+}]$  (Halliburton *et al.*, 1985), onde  $M^{+}$  representa o  $Li^{+1}$ . Quando o cristal de quartzo é submetido a uma irradiação ionizante, como a radiação- $\gamma$ , a uma temperatura acima de 200K, o centro  $[AlO_4/M^{+}]$  torna-se instável (Koehler & Martin, 1985) e dissocia-se do alumínio e difunde-se pelo cristal ao longo dos canais relativamente largos ao longo do eixo-Z (Hitt & Martin, 1983). Paralelamente, um elétron é dissociado do orbital  $p$  de um dos átomos de oxigênio do centro, formando um novo centro  $[Al_e +]^{0}$  (Halliburton *et al.*, 1986). A Fig. 1 mostra o mecanismo de formação deste novo centro pela irradiação- $\gamma$ .

Este novo centro criado por irradiação ionizante passa a absorver o espectro de luz visível na faixa de 4600Å (Wood, 1960), gerando um escurecimento no cristal, conhecido por *smoky* ou enfumaçado. Desta forma, pode-se fazer uma análise qualitativa da distribuição de alumínio substitucional no cristal de quartzo, pois somente será escurecida a região onde houver a presença do centro de cor  $[Al_e +]^{0}$ . O grau de escurecimento é função da concentração de alumínio substitucional e a dose recebida. As regiões que não ficarem escuras após a irradiação- $\gamma$  indicarão a ausência do alumínio substitucional ou mínima concentração. Este efeito de enfumaçamento pode ser desfeito através de um tratamento térmico. O átomo intersticial  $Li^{+}$  pode retornar às vizinhanças do alumínio através de um simples aquecimento entre 575 e 675K. Nestas temperaturas, os centros  $[Al_e +]^{0}$  são termicamente destruídos, deixando íons  $Al^{3+}$  isolados na rede cristalina, onde átomos  $Li^{+}$  retornam dos seus sítios através de uma atração eletrostática entre os íons  $Al^{3+}$  e  $Li^{+}$  dentro da rede cristalina, em

# CARACTERIZAÇÃO DE DEFEITO PLANAR NO QUARTZO SINTÉTICO DE GRANDE DIMENSÃO POR IRRADIAÇÃO- $\gamma$

**Ricardo Ferreira Cavalcanti de Albuquerque**

**Armando Hideki Shinohara**

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, Área de Materiais, Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, 50740-530, Cidade Universitária, Recife, PE, Brasil. E-mail: [ricardo@demec.ufpe.br](mailto:ricardo@demec.ufpe.br)

## Resumo

No presente trabalho, um cristal de quartzo sintético com 90 mm de comprimento na direção Z crescido a partir de semente de denominado de placa-Z e contendo defeitos na face Z (0001) foi analisado com a técnica de irradiação- $\gamma$ . Após a irradiação- $\gamma$  com uma fonte de  $\text{Co}^{60}$ , além da criação de centro-de-cor no setores de crescimento +X, -X e S devido altas concentrações de alumínio substitucional, os setores de crescimento Z, que são considerados de alta pureza e perfeição cristalina revelou algumas regiões escurecidas. Estas regiões escurecidas foram geradas a partir de algumas micro defeitos que se propagaram em forma de “leque” até a superfície da face Z externa e estão intimamente relacionadas com as regiões descontínuas observadas na face Z do quartzo sintético *as-grown*.

**Palavras-chave:** Irradiação- $\gamma$ , defeito tipo “planar”, quartzo sintético de grande dimensão

## 1. INTRODUÇÃO

Cristais de quartzo sintético para fabricação de ressonadores são usualmente crescidos a partir de sementes de barras-Y ou placas-Z e longo na direção Y. Uma placa-Y (1010), cortada perpendicularmente ao eixo-Y, apresenta usualmente seis setores de crescimento e de quatro tipos, chamados de +X, -X, Z(2) e S(2), os quais apresentam uma diferença significativa nas concentrações de impurezas de alumínio, sódio, lítio e radical  $\text{OH}^-$  e de defeitos lineares do tipo discordâncias (Taki, 1991; Shinohara e Suzuki, 1996). Basicamente, a distribuição total das principais impurezas de alumínio e hidrogênio nos cristais de quartzo sintético crescidos a partir de semente de barra-Y ou placa-Z apresenta-se da seguinte forma:  $[S] \gg [+X] > [-X] \gg [Z]$  para a impureza do alumínio;  $[-X] \gg [S] > [+X] \gg [Z]$  para o hidrogênio. Neste sentido, o setor de crescimento Z é considerado o mais puro e do ponto de vista cristalográfico, o mais perfeito (Iwasaki *et al.*, 1990; Kawasaki, 1995).

Os cristais de quartzo naturais ou sintéticos apresentam defeitos pontuais, lineares, planares e volumétricos. Dentre os defeitos pontuais, destacam-se o  $E_1'$  (Jani *et al.*, 1983) e os íons de impurezas ocupando posições substitucionais ou intersticiais na estrutura cristalina do quartzo, que são provenientes de lascas de quartzo utilizadas como nutrientes para o crescimento de quartzo sintético e solução alcalina (solução mineralizante) para dissolução de quartzo e transporte e crescimento. Este tipo de defeito é responsável pelas perdas elétricas e mecânicas em altas frequências de trabalho (Brice, 1985). Com respeito aos defeitos lineares, de acordo com o estudo do McLaren (1971), os três defeitos lineares mais comuns no quartzo são discordâncias do tipo parafuso, cunha e mista. Sabe-se que do ponto de vista tecnológico, o setor de crescimento Z é o mais importante devido a sua alta pureza e baixa concentração de defeitos lineares predominadas pelas discordâncias tipo cunha. Estas discordâncias propagam-se das discordâncias pré-existentes na semente e a partir de pequenas inclusões sólidas

# DESENVOLVIMENTO DE UMA RETIFICADORA ELETROQUÍMICA A PARTIR DE UMA RETIFICADORA CILÍNDRICA UNIVERSAL

**João Cirilo da Silva Neto**  
**Claudionor Cruz**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [jcirilos@mecanica.ufu.br](mailto:jcirilos@mecanica.ufu.br) e [ccruz@mecanica.ufu.br](mailto:ccruz@mecanica.ufu.br).

## Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de uma retificadora eletroquímica, a partir de uma retificadora cilíndrica universal. Alguns componentes foram criados, como por exemplo, a cuba eletrolítica, os sistemas de conexão e isolamento elétrico da máquina. Outros componentes foram simplesmente incorporados à retificadora, como por exemplo, uma fonte de potência e um circuito eletrolítico, disponíveis no laboratório. Ensaios preliminares com a retificadora eletroquímica usinando aço rápido ABNT M6 com rebolo CBN na operação plana tangencial de mergulho com a mesa parada, permitiram a obtenção de vários resultados característicos do processo de retificação eletroquímica. Esses resultados podem ser considerados indicadores de que o trabalho atingiu os seus objetivos. Os principais resultados foram: queima nula de todas as peças usinadas, pequena formação de rebarbas e ausência de cantos vivos. Pelos resultados obtidos, também, pode-se concluir que no novo processo predominou a ação eletroquímica sobre a ação de abrasão.

**Palavras-chave:** Retificação eletroquímica, Nitreto de Boro Cúbico(CBN) e Aço Rápido.

## 1. INTRODUÇÃO

Como é do conhecimento geral, a retificação convencional está associada a grandes taxas de energia para remoção do material, principalmente quando materiais muito resistentes são usinados. Apesar do desenvolvimento dos superabrasivos em determinadas condições de usinagem e em alguns materiais ainda podem ser observadas altas temperaturas na interface peça-rebolo, que podem causar danos térmicos à peça [Shaw(1997)].

Conforme Ferraresi (1977), os aços rápidos podem ser caracterizados como esses materiais que apresentam dificuldades de retificação devido suas principais propriedades como: resistência

ao desgaste, dureza a quente e tenacidade. Paradoxalmente, estas propriedades são entraves para a retificação, visto que as mesmas dificultam a operação no que se refere às forças de corte, desgaste do rebolo, acabamento superficial, tensões residuais, entre outros.

Para tentar encontrar uma solução prática para estes problemas é que surgiu a possibilidade de se desenvolver uma retificadora eletroquímica a partir de uma retificadora cilíndrica universal, com a criação de componentes como: uma cuba eletrolítica, um sistema de acoplamento e isolamento elétrico da peça (anodo) e do rebolo (catodo), além da incorporação à retificadora de um circuito eletrolítico, uma fonte de potência e um rebolo condutor de nitreto de boro cúbico (CBN).

Segundo Kozak and Oczos (1998), a retificação eletroquímica é caracterizada como um dos processos híbridos de usinagem e a integração destes processos, tal como a retificação eletroquímica, facilita a remoção do material e propicia maior produtividade, além de causar efeitos positivos a respeito do acabamento superficial e desgaste do rebolo. Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de uma retificadora eletroquímica, partindo de uma retificadora convencional. Além das vantagens do processo de retificação eletroquímica, ou *Electrochemical Grinding* (ECG), em inglês, o trabalho se justifica pelo alto custo dos equipamentos que podem custar até um milhão de dólares, [Cruz et al (1999)]. No entanto, com esta pesquisa foi possível desenvolver um equipamento com custo baixo e aproveitando uma máquina convencional disponível no laboratório.

Após o desenvolvimento da retificadora, foram realizados ensaios preliminares de retificação eletroquímica em barras redondas de aço rápido ABNT M6, na operação plana tangencial de mergulho com a mesa parada. Analisando os resultados desta operação, em comparação com outros resultados realizados por retificação convencional (superabrasiva com próprio rebolo de CBN e usando fluido de corte), permitiram a obtenção de vários resultados característicos do processo de retificação eletroquímica.

## 2. CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROCESSO DE RETIFICAÇÃO ELETROQUÍMICA

O processo de retificação eletroquímica, que surgiu na Rússia no início da década de 50, é a combinação da usinagem eletroquímica com a retificação convencional para remoção de materiais duros ou resistentes e condutores de eletricidade. De acordo com Benedict (1987), as retificadoras eletroquímicas são semelhantes às retificadoras convencionais. Contudo, há diferenças fundamentais entre elas, como por exemplo, os rebolos da retificação eletroquímica se parecem com os convencionais, contudo, usam aglomerantes condutores de eletricidade, porém o abrasivo deve possuir baixa condutibilidade elétrica.

A figura 1 mostra um esquema simplificado do processo de retificação eletroquímica. No referido esquema, (3) representa o rebolo condutor ligado ao polo negativo da fonte, (4) representa a peça ligada ao polo positivo da mesma. A fonte (1) de baixa tensão e alta corrente (contínua ou pulsada) provoca na interface rebolo-peça reações de dissociação anódica e catódica nas regiões da peça e do rebolo respectivamente. O fluido eletrolítico é conduzido do reservatório (6) pela bomba (9), passando através do filtro (8) e medidor de vazão (10) até ser introduzido na área de trabalho, provocando e preenchendo um pequeno volume entre a ferramenta e a peça, permitindo a ação eletrolítica e a remoção do material.

A remoção eletroquímica obedece a lei de Faraday da eletrólise, que é a dissolução anódica de um metal condutor numa solução salina, ou seja, quando o ferro (anodo) é mergulhado em uma solução aquosa de NaCl, por exemplo, e uma diferença de potencial é

aplicada entre ele e o cobre (catodo), pode ocorrer a desintegração do ferro pela sua dissociação, que se transforma em precipitados de hidróxidos de ferro [(McGeough, 1988)]. Esta dissociação é função da intensidade da corrente, ou seja, quanto maior a intensidade de corrente elétrica, maior será a remoção do material.

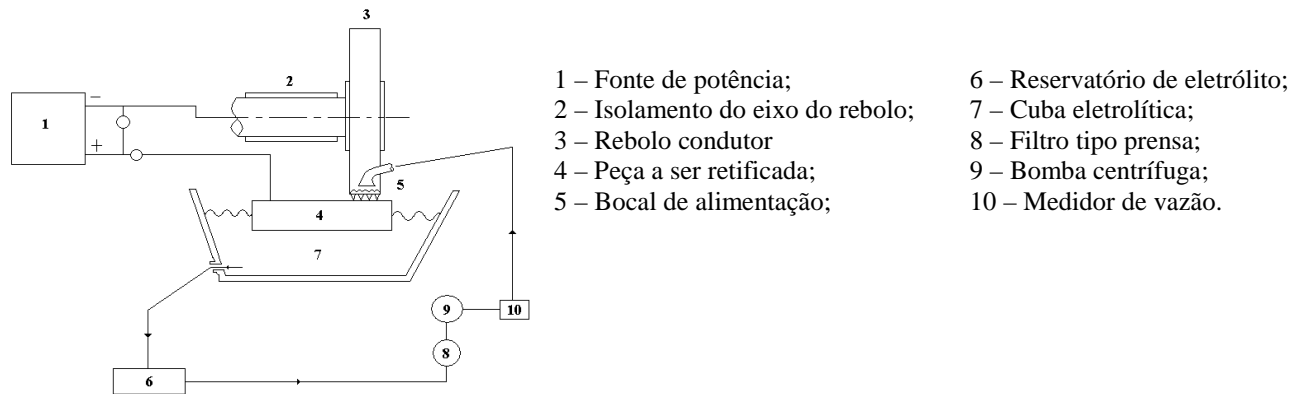


Figura 1: Esquema simplificado do processo de retificação eletroquímica.

No caso da retificação eletroquímica o anodo é a peça e o catodo é o rebolo. Desta forma, o rebolo não sofre desgaste considerável por ação eletrolítica. Apesar de existir ação mecânica, esta é bastante reduzida devido a redução do arco do contato entre a peça e o rebolo. Com isso propicia uma longa vida do rebolo, pois a formação de gases de hidrogênio nas proximidades do mesmo não contribui substancialmente para o seu desgaste. Entretanto, se não for feita uma limpeza química ou mecânica da peça após a retificação a mesma poderá ser atacada pela ação corrosiva do eletrólito.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Em função das características deste trabalho, antes do procedimento experimental, que se refere ao desenvolvimento da retificadora eletroquímica e na seqüência aos ensaios preliminares com a retificadora desenvolvida, foi necessário conhecer a capacidade e a qualidade dos trabalhos da retificadora convencional. Para tanto, foram realizados ensaios de retificação superabrasiva em barras de aço rápido ABNT M6, usando um rebolo condutor de CBN, na operação plana tangencial de mergulho com a mesa parada. As peças usinadas por este processo foram usadas para se fazer comparações com aquelas usinadas por retificação eletroquímica.

Inicialmente, o experimento consistiu na criação de uma cuba eletrolítica, que é o local onde ocorre a usinagem. Sendo o ambiente dentro desta cuba muito corrosivo, pois o eletrólito é uma solução aquosa de água e sal, a mesma foi feita de chapas de acrílico transparente de espessura 6 mm e com volume de 25 litros. Esta cuba foi projetada para conter o rebolo e a peça e foi montada no cabeçote porta-rebolo, de modo que a mesma acompanhava o movimento de avanço do rebolo. Desta forma, por questões de funcionalidade do projeto, optou-se por uma cuba solidária ao cabeçote porta-rebolo.

A retificadora eletroquímica trabalha com um rebolo condutor de eletricidade, cujo material abrasivo neste caso é nitreto de boro cúbico (CBN) de aglomerante metálico. Neste trabalho, a energização do eixo do rebolo, que funciona como catodo, foi feita através de escovas coletoras de cobre, que possuíam uma capacidade de 200 A.

A opção por escovas de cobre levou em consideração as características da fonte de potência disponível no Laboratório de Usinagem Não Tradicional, que também foi projetada para alta corrente e baixa tensão. A tensão foi conectada diretamente nestas escovas de cobre para energizar o rebolo condutor.

Para ligar as escovas ao eixo do rebolo condutor de eletricidade foi usado um porta-escovas do motor de partida de motores de combustão interna a diesel, com capacidade de 150 A em regime contínuo ou até 1600 A para corrente de pico. Tal intensidade de corrente seria superior àquela a ser usada nos testes com retificadora eletroquímica que não ultrapassou 50 A. Para o contato das escovas foi construído um flange de cobre roscado com diâmetros escalonados (80, 50 e 42 mm e comprimento igual a 75 mm).

A figura 2 mostra o porta-escovas usado na conexão elétrica do eixo do rebolo. Tomou-se o cuidado de se fazer o diâmetro do flange de contato com as escovas com medidas semelhantes àquelas contidas no eixo do motor de partida de motores a diesel, com o objetivo de se evitar pressão exagerada nas molas que empurravam as escovas.

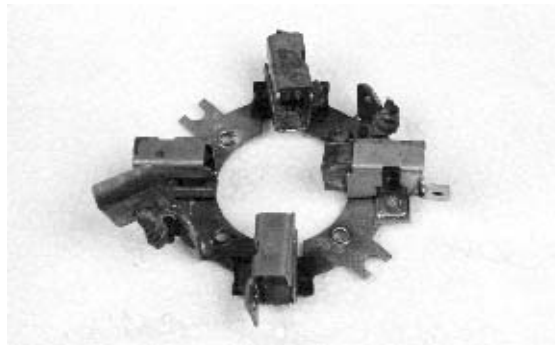


Figura 2 - Porta-escovas do motor de partida de motores de combustão interna a diesel usado na transmissão de energia para o eixo do rebolo.

Um dos problemas existentes na retificação eletroquímica se refere ao isolamento elétrico. O isolamento da peça (polo positivo) e do rebolo (polo negativo) foi feito de material plástico (*nylon*). Para a peça foi projetado um suporte com diâmetro e comprimento suficientes para encaixe da amostra, tomando-se o cuidado de se deixar um comprimento suficiente para a retificação. No isolamento do eixo do rebolo foi utilizada uma bucha cônica montada com ajuste por interferência no eixo do rebolo. A análise do isolamento elétrico foi feita com um multímetro, onde se verificou que não houve passagem de corrente entre os componentes isolados eletricamente.

Conforme exposto anteriormente, para o desenvolvimento da retificadora eletroquímica foi necessária a incorporação de alguns componentes mais importantes como: uma fonte de potência, um circuito eletrolítico e um rebolo condutor de CBN.

A fonte de potência utilizada neste trabalho tem a seguinte especificação:



- Entrada: 220 volts, 167 A, 3 fases e frequência de 60 Hz;
- Saída: 0 a 25 volts, 0 a 2000 A com corrente pulsada.

A tensão de saída da fonte deve ser regulada de acordo com o tipo de material da peça a ser usinada. Conforme Benedict (1987), o limite máximo da tensão não deve ser tão alto de modo que possa afetar a qualidade da peça a ser retificada e que venha danificar o rebolo. Tipicamente, a tensão é ajustada pela presença do faiscamento entre a peça e o rebolo.

Outro componente importante incorporado à retificadora foi o circuito do eletrólito. Este eletrólito tem três funções básicas: agir como condutor para facilitar a passagem de corrente elétrica entre a peça e ferramenta (neste caso é o rebolo), remover os detritos formados devidos as reações químicas que ocorrem durante o processo na região de trabalho e resfriar a região de usinagem. Assim sendo, o circuito do eletrólito deverá conter: um reservatório onde este será armazenado, uma bomba que fornecerá a pressão e velocidade necessárias para que o eletrólito possa varrer os detritos formados na usinagem, um sistema de limpeza e filtragem, controle de temperatura, concentração e pH [Malaquias (1996)].

Finalmente, ainda visando a criação da retificadora eletroquímica, foi solicitado um rebolo à Winter do Brasil Ltda., de acordo com as características exigidas na montagem da máquina existente. O rebolo cedido pela referida empresa foi de nitreto de boro cúbico (CBN), com ligante metálico, cuja especificação é CBN 150 N 7 M. De acordo com a NBR 6166 da ABNT (1995), CBN (abrasivo de nitreto de boro cúbico), 150 (granulação fina), N (dureza média), 7 (estrutura fechada) e M (aglomerante ou ligante metálico).

Após a criação e incorporação de componentes, foi possível concluir o desenvolvimento da retificadora eletroquímica a partir de uma retificadora cilíndrica universal, cujos componentes principais podem ser observados na figura 3.

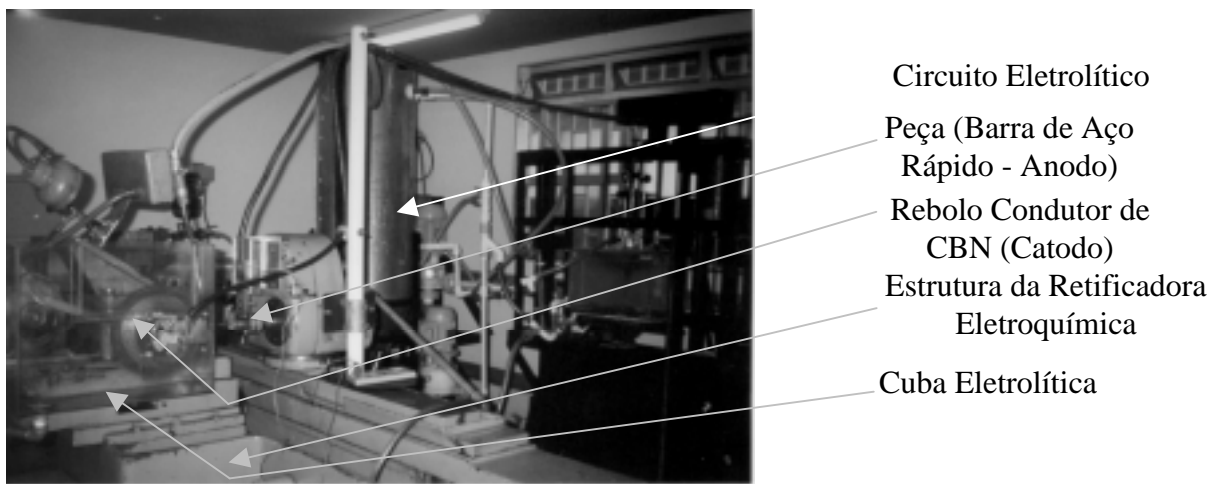


Figura 3 - Vista principal e final da retificadora eletroquímica desenvolvida a partir de uma retificadora cilíndrica universal.

Após os testes preliminares e ajustes do equipamento, preparou-se para a execução dos ensaios definitivos. A figura 4 mostra o esquema final e simplificado da retificadora eletroquímica desenvolvida a partir de uma retificadora cilíndrica universal, em condições de executar operações de retificação eletroquímica de mergulho com a mesa parada.

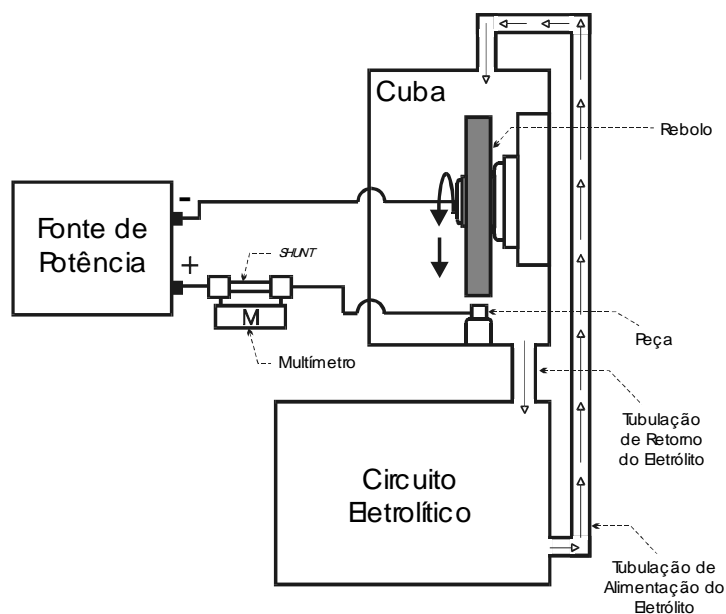


Figura 4 – Esquema final e simplificado da retificadora eletroquímica para execução da operação de retificação plana tangencial de mergulho com a mesa parada.

Conforme a figura 4, a referida operação foi executada com a peça já montada no cabeçote porta-peça. Aproximava-se dela o rebolo através do movimento de avanço rápido do cabeçote porta-rebolo. Neste ponto, desligava-se o avanço automático do rebolo, deixando uma distância de aproximadamente 1 mm para ajustar a operação. A seguir, ligavam-se o eletrólito do circuito eletrólito e a fonte de potência. Acionava-se o avanço automático do rebolo. No momento em que o multímetro **M** começava a registrar corrente fornecida pela fonte de potência através do *shunt*, começava-se a cronometrar o tempo. Após 5 voltas completas do anel graduado do avanço automático do cabeçote porta-rebolo (que correspondia a 5 mm de comprimento de retificação), desligavam-se a fonte de potência, a alimentação do eletrólito, recuava-se e finalmente desligava-se o rebolo. Retirava-se, então a peça para limpeza e proteção em banho de óleo para minimizar os possíveis efeitos da corrosão causada pelo eletrólito.

Como se tratava de uma retificadora eletroquímica desenvolvida a partir de uma máquina convencional, os parâmetros de usinagem foram ajustados para atender às particularidades da nova retificadora, mas sem descaracterizar o processo de retificação eletroquímica. Desta forma, os parâmetros de usinagem foram baseados em vários autores, entre eles, Benedict (1987), Vidosic (1989), Mello (1969), Phillips (1989) e Malaquias (1996).

Os principais parâmetros de usinagem podem ser observados resumidamente na tabela 1.

**Tabela 1 - Parâmetros de corte da retificação eletroquímica**

Parâmetros	Valores
Tipo de operação	Retificação plana tangencial de mergulho com a mesa parada
Velocidade de avanço do rebolo $V_f$ (mm/min)	0,5 e 1,00
Rotação do rebolo (rpm)	1850
Diâmetro externo do rebolo (mm)	250
Velocidade periférica do rebolo (m/s)	25
Material do rebolo: nitreto de boro cúbico (CBN)	Especificação: CBN 150 N 7 M
Peça a ser usinada	Barra $\phi$ 8x75 mm (63 a 64 HRc)
Material da peça	Aço rápido ABNT M6 –superkobalt 12%
Composição (elemento de liga-%)	Co-12;Cr-4,25;Mo-5;W-6,2;V-1,9;C-0,9 e Fe-69,75
Área da superfície em contato (cm <sup>2</sup> )	0,5
Eletrólito	Solução aquosa de NaNO <sub>3</sub>
Concentração do eletrólito	300 g por litro de água
Vazão do eletrólito (litros por hora)	400 e 600
Tensão da fonte	8 e 12 V

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com a utilização dos parâmetros de usinagem apresentados na tabela 1, foram executados 16 ensaios experimentais de retificação eletroquímica, com o objetivo de avaliar o desempenho preliminar da retificadora desenvolvida. Para avaliação das superfícies geradas durante a retificação convencional e eletroquímica foram escolhidas aleatoriamente duas amostras, uma de cada processo, com o objetivo de se comparar o aspecto geral da superfície gerada em cada amostra retificada.

Nas figuras 5 e 6 são apresentados os perfis das superfícies geradas das duas amostras, escolhidas aleatoriamente, nos processos eletroquímico e convencional, respectivamente, onde pode-se notar que, na retificação eletroquímica a superfície não apresenta riscos deixados em função da ação abrasiva do rebolo. No entanto, na retificação convencional, estes riscos são evidentes e podem ser facilmente notados quando observados no microscópio óptico.

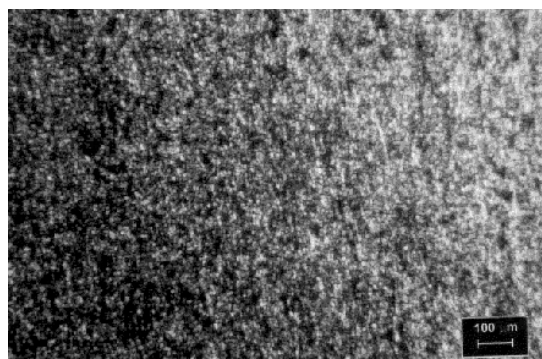


Figura 5 – Superfície gerada por retificação eletroquímica no aço rápido ABNT M6.

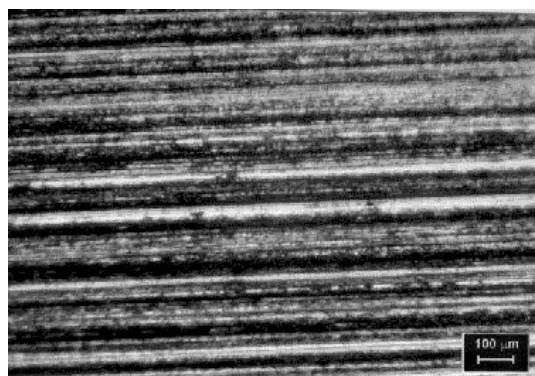


Figura 6 – Superfície gerada por retificação Superabrasiva no aço rápido ABNT M6.

Na figura 5, como a remoção do material da peça ocorre simultaneamente em 3 fases, sendo a primeira eletroquímica, a segunda mecânica e a terceira também eletroquímica, diminui-se a possibilidade de formação de riscos e rebarbas, pois a terceira fase teria função de eliminar qualquer risco ou rebarba formados na saída da peça durante o contato com o rebolo, através da ação eletroquímica e pela remoção dos últimos átomos localizados na última camada do material pelo princípio da eletrólise.

Em função da redução da área de contato peça-rebolo, devido à diminuição da profundidade de penetração dos grãos abrasivos em relação à retificação convencional, a melhoria do acabamento superficial pode ser atribuída à remoção do material da peça átomo por átomo, ou seja, por ação eletroquímica..

A retificação eletroquímica apresentou rugosidade média ( $R_a$ ) igual a 0,6  $\mu\text{m}$  embora maior que o valor estabelecido nas referências bibliográficas pesquisadas (de 0,2 a 0,3  $\mu\text{m}$ ). Apesar disso, o resultado encontrado foi menor que o encontrado na retificação convencional com CBN cujo valor foi de 1,28  $\mu\text{m}$ .

## 6. CONCLUSÕES

A meta principal do trabalho, que era o desenvolvimento de uma retificadora eletroquímica a partir de uma retificadora cilíndrica universal foi atingida, pois com o equipamento desenvolvido foi possível retificar peças de aço rápido com melhor acabamento superficial quando comparado com aquelas retificadas por retificação convencional (superabrasiva) na operação plana tangencial de mergulho com a mesa parada.

Além disso, não houve a descaracterização da máquina original porque a mesma pode funcionar como retificadora eletroquímica ou convencional. Para que isto aconteça basta uma simples operação de abertura e fechamento de válvulas para selecionar o fluido eletrolítico ou fluido refrigerante, visto que o rebolo metálico de CBN pode ser usado em ambos processos.

As peças usinadas por retificação eletroquímica tiveram que ser lavadas em banho de água e secas imediatamente, em seguida foram retirados os óxidos formados usando uma escova de aço. Com isso foi possível remover o excesso de resíduos eletrolíticos que poderiam continuar a corroer a peça.

Em função dos resultados encontrados, pode-se concluir que as peças usinadas por retificação eletroquímica não apresentaram rebarbas acentuadas, queimas visíveis e nem cantos vivos, além de apresentarem menor rugosidade média.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT),1995, “Ferramentas abrasivas”, NBR 6166, Rio de Janeiro.
- Benedict, G. F., 1987, “Nontraditional Manufacturing Processes, Electrochemical Grinding”, New York, Marcel Dekker, PP-153-164.
- Cruz, C., Malaquias, E.S., Fernandes, L.A., 1999, “Introdução aos Processos Não Tradicionais de Usinagem”, EDUFU, Uberlândia.

- Ferraresi, D., 1977, “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, Editora Edgard Blucher, pp- 305-309, São Paulo.
- Kozak, J., Oczos, E. K., 1998, “Selected Problems of Abrasive Hybrid Machining”, International Conference on Advances in Production Engineering, Polishi, pp- 290-299.
- Malaquias, E. S., 1996, “Contribuição Para o Desenvolvimento de um Protótipo de Equipamento de Usinagem Eletroquímica”, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, 79p.
- McGeough, J. A., 1988, “Advanced Machining Processes”, London, Chapman and Hall.
- Mello, 1969, “Instruções de Operação da Retificadora Hidráulica Universal RHU 600-3 Mello”, São Paulo.
- Phillips, R. E., 1989, “Electrochemical Grinding”, Metal’s Handbook, Volume 16, Everite Machine Products Company, pp. 542-547.
- Shaw, M.C., 1997, “Energy Conversion in Cutting and Grinding”, Annals of the CIRP, USA, vol. 46.
- Vidosic, J., 1989, “Electrolytic Grinding”, U.M.I. Books DN Demand, pp. 118-123.

# DESENVOLVIMENTO DE COMPÓSITO ISOLANTE A PARTIR DE REJEITOS INDUSTRIAIS: CARACTERIZAÇÃO DA MATÉRIA-PRIMA

**Viviana Possamai Della**

**Ingeborg Kühn**

**Dachamir Hotza**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, 88040-950, Florianópolis, SC, Brasil,  
E-mail: viviana@pg.materiais.ufsc.br

## Resumo

A caracterização da cinza de casca de arroz, resíduo oriundo da queima da casca durante o processo de beneficiamento do arroz é o objeto deste estudo. Este subproduto, por ser rico em sílica ( $\text{SiO}_2$ ), é uma importante matéria-prima para a produção de materiais cerâmicos silicosos, tais como isolantes térmicos e materiais refratários. Para a caracterização foram feitas análises de composição química, umidade, teor de materiais voláteis, densidade picnométrica, distribuição granulométrica, fusibilidade (cone de fusão), difração de raios-X e microscopia eletrônica de varredura. O subproduto caracterizado apresentou como principal componente a sílica, sob a forma de cristobalita, característica que o tornam potencialmente interessante para a produção de materiais cerâmicos.

**Palavras-chave:** Cinza de casca de arroz, Sílica, Refratário, Isolante térmico

## 1. INTRODUÇÃO

Com objetivo de reduzir a geração de resíduos nos processos industriais e agrícolas, principalmente os poluentes, bem como melhor reaproveitá-los, seja no próprio processo produtivo ou como matéria-prima na elaboração de outros materiais, tem-se cada vez mais investido em pesquisas tecno-científicas para a transformação destes, até então considerados apenas resíduos industriais, em subprodutos de interesse comercial.

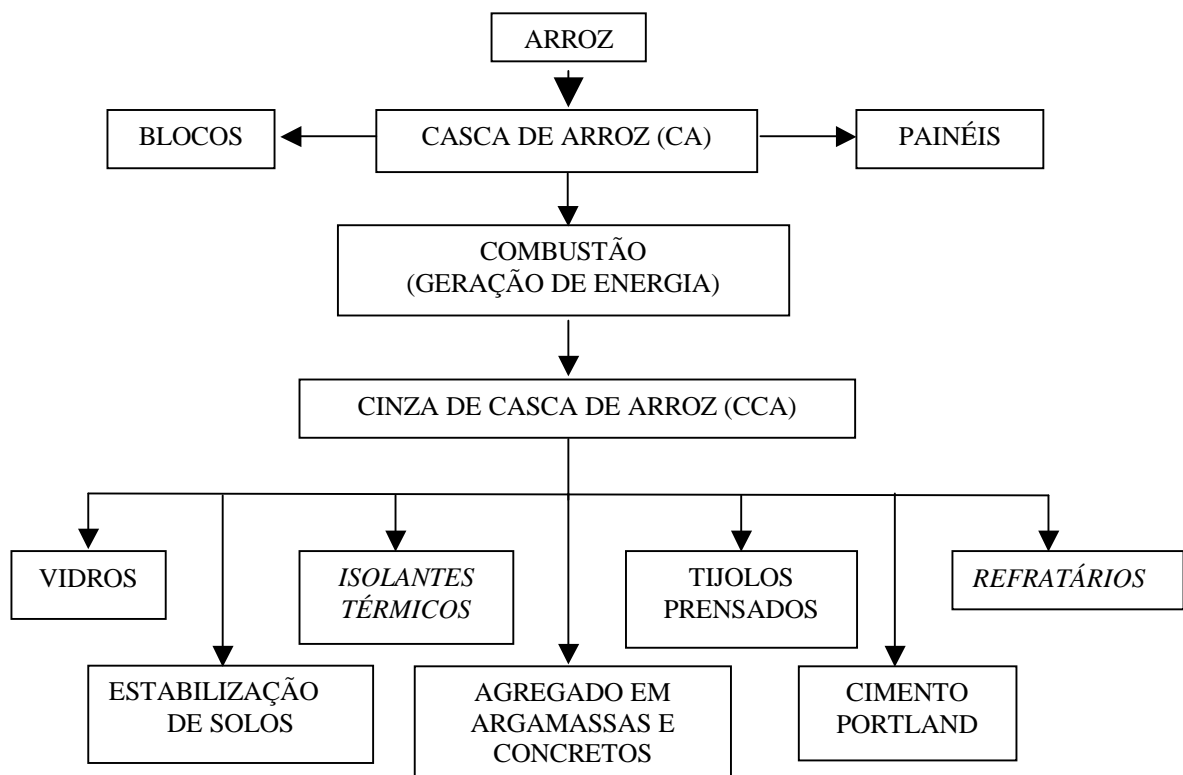
Com a constante evolução da indústria cerâmica, torna-se cada vez mais necessária a busca de meios tecnológicos que tragam melhorias à relação custo/benefício dos materiais produzidos. O uso de matérias-primas alternativas, mudanças nos processos industriais, bem como a adequação das propriedades às condições de serviço, são pontos de extrema importância na indústria de refratários e produtos cerâmicos em geral.

Do processo de beneficiamento do arroz tem-se como resíduo a casca de arroz (CA), que devido seu alto poder calorífico (aproximadamente 4000 kcal/kg) e custo praticamente nulo, vem cada vez mais substituindo a lenha empregada na geração de calor e de vapor, necessários para os processos de secagem e parboilização dos grãos. Esta forma de utilização,

ainda que pequena, torna-se uma alternativa adequada para o aproveitamento da casca de arroz.

Mediante a queima da casca de arroz em fornalhas a céu aberto ou em fornos especiais com temperatura controlada, surge a cinza de casca de arroz (CCA), denominada residual quando é obtida sem controle de temperatura e tempo de exposição.

A fabricação de materiais cerâmicos do tipo refratário ou isolante que utilizem a cinza de casca de arroz Figura 1, seja como componente principal ou como secundário, é uma alternativa para solucionar o problema da disposição das cinzas no meio ambiente, além de gerar um produto de maior valor agregado sem que haja a produção de um novo resíduo.



**Figura 1.** Organograma de aplicação da cinza de casca de arroz a partir do beneficiamento do arroz

Este resíduo rico em sílica, acima de 90%, pode ser usado como componente principal das massas cerâmicas para a produção de refratários silicosos ácidos, com ótimas propriedades tal como a resistência mecânica, a qual torna-se maior que a dos tijolos feitos a base de argila (Shreve, 1980, p.132).

Além da vantagem ecológica existente na utilização deste tipo de resíduo industrial, os tijolos feitos a base de CCA são mais resistentes que os tijolos comuns devido à sílica existente na CA, e, conseqüentemente, na cinza. A durabilidade dos painéis feitos a base de cinza é considerada o dobro da de um painel de madeira; o isolamento termoacústico é duplicado em relação ao tijolo furado, possuindo ainda facilidade de adequar-se a qualquer projeto arquitetônico, maior rapidez na execução, além de menor custo que o tijolo comum.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

As análises de difração de raios-X foram realizadas no difratômetro XPERT da Phillips, com tubo de Cu(K $\alpha$ ), sendo que a cinza da casca de arroz, na forma de pó, encontrava-se orientada aleatoriamente.

Para a caracterização microestrutural, a CCA foi depositada sobre fita de carbono e então recoberta com fino filme de ouro. Foi então observada em microscópio eletrônico de varredura Phillips XL 30.

A determinação da composição química qualitativa foi realizada em microsonda com espectrômetro de energia dispersiva (EDX) acoplada ao microscópio eletrônico enquanto que a análise quantitativa foi realizada através da técnica de fluorescência de raios-X (FRX).

A umidade residual da cinza foi determinada através da diferença percentual de peso da cinza *in natura* e após secagem em estufa a 60°C durante 48 horas, segundo a norma brasileira NBR-8293/1983.

A determinação do teor de materiais voláteis foi feita conforme especificações da norma brasileira NBR-8290/Dez 1983, em mufla Quimis.

A densidade picnométrica foi determinada no picnômetro Nova 1000 da Quantachrome, estando o material sob a forma de pó.

Para determinação do tamanho de partícula foram considerados grãos moídos e grãos não moídos. Para os grãos não moídos foi adotado o método de peneiramento, segundo especificações da norma brasileira NBR-7181, e para os grãos moídos, foi adotada a técnica de difratometria à laser, utilizando-se o equipamento Cilas 1064L.

Para determinação da fusibilidade (cone de fusão), referente ao método de ensaio da AICE 1.24, a CCA, foi seca e moída até granulação igual ou inferior a 2% em malha 200 mesh (75 $\mu$ m), a partir desta cinza foram feitos dois cones com dimensões de 35mm de altura e 35mm de diâmetro. O processo de queima destes cones iniciou com aquecimento a partir da temperatura ambiente até 1280°C, seguindo uma taxa de aquecimento da ordem de 5°C/min, com um patamar de queima de 6min nesta temperatura, sem resfriamento controlado. Após resfriamento são obtidas as medidas dos cones queimados, baseado nas variações dimensionais sofridas pela altura e diâmetro. Quanto menores forem as variações ocorridas no cone, mais refratário é o material, isto indica que frente a altas temperaturas (1280°C), este material não irá fundir ou deformar com facilidade.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise química por fluorescência de raios-X revelou um percentual de óxido de silício de (97,87%), tendo como principais impurezas os álcalis K<sub>2</sub>O (0,88%) e Na<sub>2</sub>O (0,12%). O teor de K<sub>2</sub>O pode ser variável, uma vez que depende da quantidade de fertilizante usado na plantação de arroz (Santos, 1997).

Pequenas quantidades de outras impurezas como CaO, MgO e P<sub>2</sub>O<sub>5</sub> foram detectadas em teores bastante baixos. Dentre os óxidos detectados, os principais, considerados fundentes e formadores de fase vítrea, foram K<sub>2</sub>O, P<sub>2</sub>O<sub>5</sub> e CaO. Estes óxidos tendem a baixar a refratariedade e por isso são indesejáveis em materiais refratários.

Segundo Gava (1999), a composição química da cinza varia em função do solo em que o arroz é plantado, dos tipos e teores de fertilizantes utilizados, bem como do tipo de arroz propriamente dito.

Na Tabela 1 encontra-se o resultado da análise química. Ressalte-se que, embora os elementos encontrados estejam apresentados na forma de óxidos, eles podem estar combinados de maneira diferente.



A análise mineralógica mostrou que a cinza é formada basicamente por sílica amorfa e/ou cristalina. Neste caso, a fase em início de cristalização detectada foi a cristobalita (Figura 2), estrutura polimórfica da sílica.

Analisando-se a largura dos picos de cristobalita, pode-se inferir que sua estrutura é significativamente amorfa, com presença de fase vítrea.

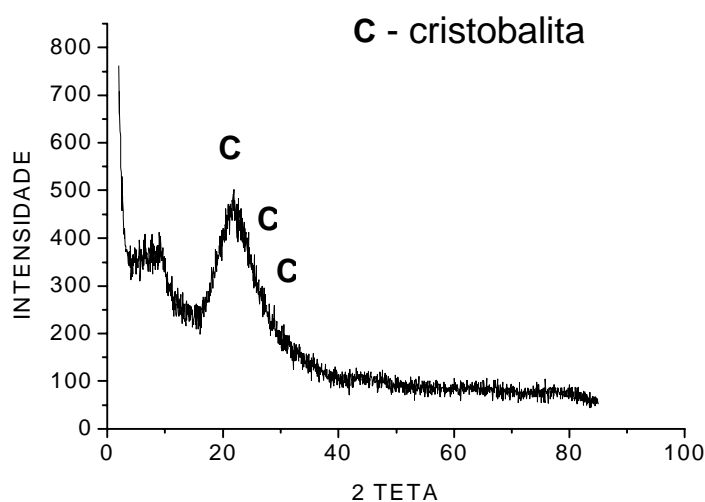
Considerando que a fase formada seja basicamente óxido de silício, os outros elementos detectados pela análise química devem estar presentes na cinza sob a forma de solução sólida, uma vez que os mesmos não mostraram picos caracterizantes de fases, provavelmente devido ao seu teor bastante baixo.

A presença de sílica amorfa (reativa), ou cristalina (praticamente inerte), está diretamente ligada a temperatura e ao método de obtenção da cinza, sendo que a cristalinidade aumenta à medida que a temperatura de queima aumenta. Estes resultados estão de acordo com o exposto por Santos (1997, p.26), que afirmou que, quando a temperatura de queima da CCA é baixa ou quando o tempo de exposição da mesma à altas temperaturas é pequeno, a sílica contida na cinza é predominantemente amorfa. A presença de cristobalita nesta temperatura de queima ocorre pelo fato do quartzo ser impuro.

**Tabela 1.** Composição química, em óxidos, da cinza de casca de arroz.

Óxidos	%*
SiO <sub>2</sub>	97,87
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,13
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,06
CaO	0,50
Na <sub>2</sub> O	0,12
K <sub>2</sub> O	0,88
MnO	0,25
TiO <sub>2</sub>	0,01
MgO	0,74
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	0,71
P.F.	23,84

\* percentual em massa

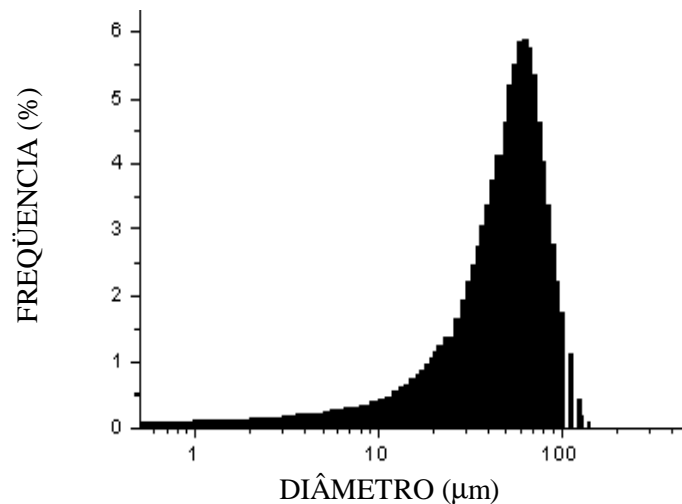


**Figura 2.** Difratograma de raios-X da CCA

Com o resultado da distribuição granulométrica (Figura 3), verifica-se que todas as partículas têm tamanho inferior a 140  $\mu\text{m}$  (0,14mm). A cinza apresenta tamanho médio de partícula de 50,63  $\mu\text{m}$  (0,050mm), evidenciando, portanto, predominância de grãos pequenos. Devido a esta predominância, não foi possível realizar o teste de distribuição granulométrica usando o método de peneiramento.

Segundo Calleja (*apud* Santos, 1997), as características físicas mais importantes da cinza estão relacionadas com a sua finura, uma vez que frações granulométricas diferentes comportam-se de maneira diferente, sendo que partículas de maiores dimensões não contribuem para o desenvolvimento de resistência (Gava, 1999).

Quanto a materiais voláteis, a cinza apresentou baixo teor (em torno de 0,32%), sendo que os mesmos são eliminados durante a queima.



**Figura 3.** Distribuição granulométrica das cinzas de casca de arroz moídas

O teor de umidade residual estabeleceu-se em torno de 3,04%, considerado dentro da faixa de umidade natural da cinza. A temperatura usada para determinação ficou em 60°C para evitar que, além da eliminação da umidade existente houvesse queima de matéria orgânica.

A densidade picnométrica apresentou valor médio em torno de 1,3  $\text{g}/\text{cm}^3$ , sendo porém variável em função da maior ou menor temperatura de queima (Santos, 1997).

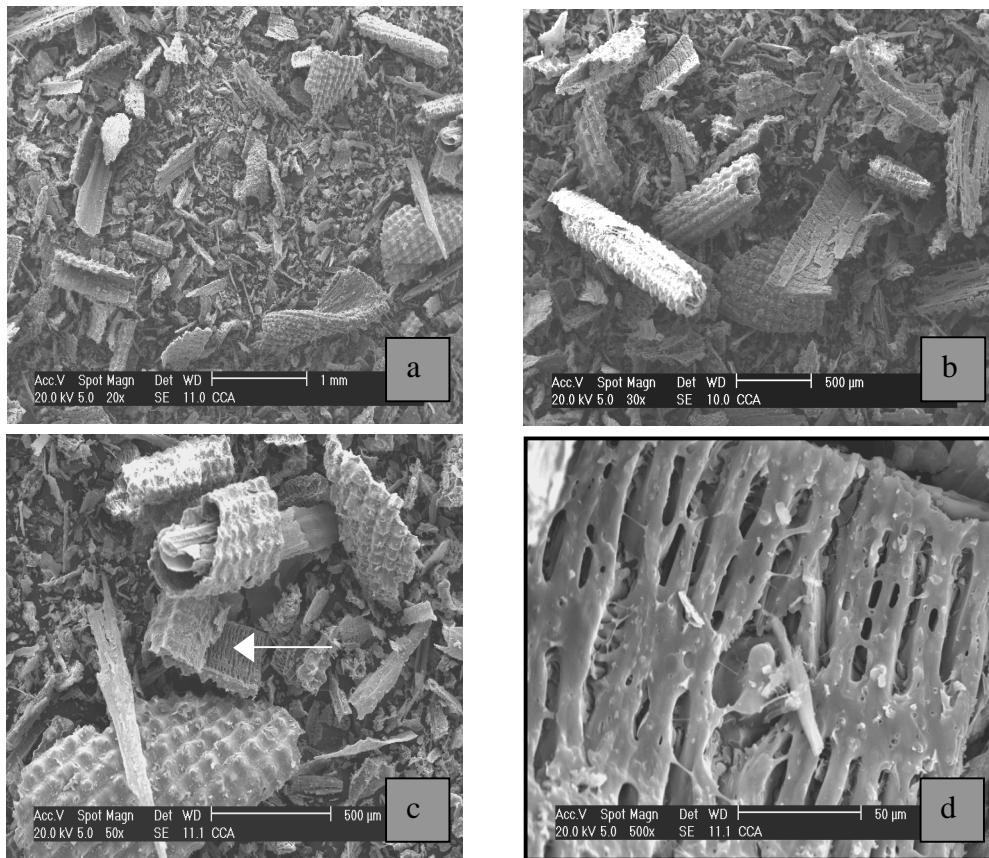
A caracterização microestrutural da cinza (Figura 4), mostrou a presença de grãos grandes e pequenos, predominando os menores (Figura 4a). O formato alongado e contorcido, com aparência de espiga de milho (Amick, 1982, p.866), é provocado pelo processo de queima (Figura 4b). A cor variou entre cinza claro, cinza escuro e preto.

Segundo Santos (1997), a análise visual da casca de arroz queimada parcialmente gera uma cinza com teor de carbono mais elevado e, em consequência, de coloração preta; quando inteiramente queimada, resulta em uma cinza de cor acinzentada, branca ou púrpura, cuja cor é fortemente dependente das impurezas presentes e das condições de queima.

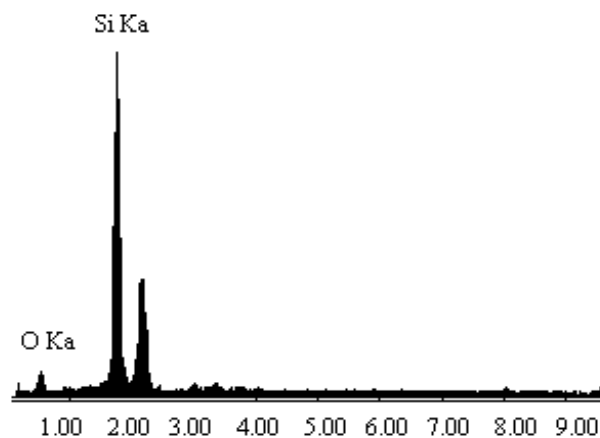
A Figura 4d mostra, com maior detalhamento, uma das partículas de casca de arroz presente na cinza e vista em (c). Nota-se que a mesma apresenta uma estrutura celular e porosa resultante da remoção de lignina e celulose presentes na casca durante a queima.

De acordo com a análise química qualitativa (Figura 5), constatou-se que os elementos em maior concentração foram o oxigênio (teores entre 26,44% a 40,65%) e o silício, (teores entre 52,48% a 73,53%), que posteriormente estarão combinados predominantemente sob a

forma de óxido de silício. Como a análise pode ser realizada em pequenas regiões, constatou-se em alguns pontos a presença de elementos como o cálcio (teores entre 3,99% a 6,87%) e o potássio (2,18% em média).



**Figura 4.** Morfologia típica da cinza de casca de arroz



**Figura 5.** Análises químicas por EDS apresentando os principais constituintes da mistura

De acordo com o teste de fusibilidade (cone de fusão), considera-se esta CCA, um material com características refratárias, pois o cone de fusão apresentou pequenas variações nas suas dimensões quando queimado a 1280°C.

**Tabela 2.** Modificações sofridas pelo cone de fusão

	<b>Inicial</b>	<b>Final</b>	<b>Varição Dimensional</b>
Diâmetro	35,0 mm	32,5 mm	2,5 mm (7,1%)
Altura	35,0 mm	31,7 mm	3,3 mm (9,4%)

#### 4. CONCLUSÕES

Os experimentos mostraram que é possível obter um material com características de refratariedade e isolamento a partir de cinza de casca de arroz, subproduto do beneficiamento do arroz. Alguns aspectos interessantes foram observados na caracterização do material:

- o elevado teor de óxido de silício, presente sob a forma de cristobalita, torna a CCA um material de potencial interesse na fabricação de refratários silicosos;
- os óxidos fundentes que baixam o índice de refratariedade do material foram detectados em teores bastante baixos;
- a CCA é constituída basicamente de sílica amorfa, com predominância de partículas pequenas, com formato alongado e contorcido, de coloração essencialmente preta;
- a baixa massa específica e o alto ponto de amolecimento (índice de refratariedade) aliados a grande disponibilidade e baixo custo da CCA, são indicativos de obtenção de um material de importância estratégica, particularmente aplicável na construção de fornos metalúrgicos;

Cabe ressaltar ainda que segundo Rey (1999), a exposição prolongada dos trabalhadores por um período de 5 a 10 anos (dependendo da concentração das poeiras na atmosfera) à partículas de sílica com tamanho inferior a 5 µm ocasiona uma doença denominada silicose, vulgarmente conhecida por doença dos pedreiros, que compromete as vias respiratórias podendo inclusive causar câncer. Como verificado na análise de resultados, a CCA analisada apresenta tamanho de partícula da ordem média de 50,63µm, o que se caracteriza como mais uma vantagem para o seu uso.

#### 5. AGRACIMENTOS

Os autores agradecem à Indústria e Comércio de Arroz Fumacense Ltda pelo fornecimento do material para estudo, e a CAPES pelo auxílio financeiro na forma de bolsa de mestrado.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Amick, J.A., 1982, "Purification of rice hulls as a source of solar grade for solar cells", Solid-State Science and Technology, p.864-6.
- Gava, G.P.,1999, "Estudo Comparativo de Diferentes Metodologias para Avaliação da Atividade pozolânica", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 118p.

- Rey, L., 1999, Dicionário de Termos Técnicos de Medicina e Saúde, Ed. Guanabara Koogan S.A., Rio de Janeiro, 825p.
- Santos, S., 1997, "Estudo da viabilidade de utilização de cinza de cascas de arroz residual em argamassas e concretos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 105p.
- Shreve, R. N., 1980, "Indústria de Processos Químicos", 4. ed., Ed. Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 715p.

# INFLUÊNCIA DAS VARIAÇÕES MICROESTRUTURAIS NA TENACIDADE À FRATURA DINÂMICA APARENTE DE AÇOS ESTRUTURAIS

**Alessandro Roger Rodrigues**

**Ruís Camargo Tokimatsu**

**Adyles Arato Jr**

**Daniel Yvan Martin Delforge**

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15.385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil, E-mail: [roger@dem.feis.unesp.br](mailto:roger@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

Neste trabalho discute-se a influência das variações microestruturais na tenacidade à fratura dinâmica aparente de aços estruturais utilizados como recebidos. Baseado em princípios de extensometria, instrumentou-se o martelo de uma máquina *Charpy* convencional e efetuou-se o ensaio considerando três tipos de materiais: aços ferríticos ABNT 1020, 1040 e 300M de qualidade aeronáutica. Foi possível verificar que a variação da microestrutura, através da escolha dos diferentes materiais, influenciou nos resultados do ensaio. O aço 1020 por apresentar plasticidade bem maior que os aços 300M e 1040, respectivamente, propiciou maior tempo de interação com o martelo pendular instrumentado. Esse fato pode ser evidenciado pelas diferentes amplitudes dos sinais obtidos ou através dos fatores de intensidade de tensões calculados, mesmo estando subestimados devido à possível limitação da arquitetura de medidas, quando comparados ao ensaio monotônico considerado como referência.

**Palavras-chave:** Tenacidade à fratura dinâmica, Microestrutura, Sinais dinâmicos.

## 1. INTRODUÇÃO

Os ensaios de impacto, são assim denominados por serem ensaios dinâmicos, onde altas taxas de deformação estão envolvidas. A resposta a esse tipo de solicitação é expressa através de uma função transiente no tempo. Os ensaios *Charpy* e *Izod* são refinamentos de ensaios que foram desenvolvidos no início do século XX (*ASM - Metals Handbook*, 1975). Nesses ensaios, corpos de prova entalhados são ensaiados a uma temperatura conhecida em uma máquina pendular. Os resultados são apresentados em termos da energia absorvida pelo corpo de prova durante o impacto em função da temperatura.

Apesar de muitos ensaios diferentes terem sido desenvolvidos para o estudo de fraturas, avaliações posteriores comprovam a eficácia do ensaio *Charpy*. Constata-se que o ensaio é confiável, reproduzível e os resultados são poucos dispersivos. Porém, quando a preparação dos corpos de prova é apenas regular, mesmo que o ensaio seja rigorosamente controlado, ocorre uma grande dispersão dos resultados. Essa dispersão, que é intrínseca ao modo de início da fratura para os aços ferríticos, se deve também a variações locais nas propriedades dos aços - material mal elaborado - enquanto que outras ocorrem devido a dificuldades em se preparar entalhes perfeitamente reproduzíveis. Tanto a forma, a profundidade do entalhe, quanto o posicionamento adequado do corpo de prova na máquina de impacto são variáveis críticas.

Como ocorre em vários ensaios, o ensaio em pauta apresenta algumas limitações. A principal medida é a energia absorvida para fraturar o corpo de prova numa dada temperatura. Entretanto, é importante compreender que a energia absorvida no ensaio *Charpy* é apenas um parâmetro qualitativo, sem utilização direta nos cálculos de projetos em engenharia. Neste ensaio não há medidas em termos do nível de tensão, o que dificulta correlacionar a energia absorvida com o desempenho em serviço.

Segundo (*Dieter*, 1981), pode-se distinguir três categorias distintas de materiais metálicos quando focados através da tenacidade, tal como a medida no ensaio *Charpy* convencional. Os materiais da Categoria I apresentam uma faixa de temperatura de transição dúctil-frágil definida e pronunciada, em que se distingue perfeitamente os patamares de energia absorvida e se confere sua dependência com a variável temperatura. Os aços ferríticos ou de estrutura ccc de baixa e média resistência mecânica, assim como Berílio, Zinco e os utilizados neste trabalho pertencem à essa categoria. Os materiais da Categoria II de alta tenacidade independem da temperatura e, portanto, não apresentam a faixa de temperatura de transição. Os aços austeníticos ou de estrutura cfc de baixa e média resistência mecânica e a maioria dos que possuem estrutura hexagonal compacta se enquadram nessa classificação. Os materiais de elevada resistência mecânica, como ligas a base de titânio e alumínio pertencem à Categoria III. Eles não apresentam a faixa de temperatura de transição e possuem tenacidade tão baixa que a fratura frágil pode ocorrer para tensões nominais ainda no regime elástico a todas as temperaturas e taxas de deformação, quando existem trincas presentes em sua estrutura.

A filosofia do projeto, baseada no ensaio *Charpy*, se restringe em selecionar um material que possua suficiente tenacidade quando sujeito a condições severas de serviço, de modo que a capacidade do componente estrutural em suportar o carregamento possa ser calculada pelos critérios convencionais da resistência dos materiais, sem considerar, de forma quantitativa, as propriedades de fratura do material ou os efeitos de concentração de tensões provocadas pelas trincas. Assim, a estratégia de projeto para controle da fratura, segundo essa filosofia, visa simplesmente que o componente operará no patamar superior, isto é, acima da temperatura de transição. O objetivo é evitar a fratura de caráter frágil. No entanto, esse procedimento não impede a ocorrência da fratura, pois mesmo no patamar superior da curva de transição a tenacidade dos materiais é finita.

## 1.1 Tenacidade à Fratura

O projeto quantitativo, baseado na tenacidade, só tornou-se possível com o advento da mecânica da fratura. A mecânica da fratura linear elástica (MFLE), que é uma das ramificações da mecânica da fratura, exprime uma nova metodologia de projeto que contorna o dilema da tensão infinita da ponta da trinca, quando se aplica a teoria clássica da resistência dos materiais, através do cálculo do fator de concentração de tensões  $K_c$  quando o raio da ponta da trinca tende à zero. Na essência, trata-se de uma ferramenta de análise quantitativa que permite predizer o comportamento de uma estrutura trincada sob o efeito de tensões.

A propriedade intrínseca dos materiais, que expressa a resistência à propagação de trinca, é denominada tenacidade à fratura. Este é o parâmetro fundamental para definir a condição de fratura, em senso macroscópico. Cabe ressaltar, entretanto, que existem diferentes metodologias para se determinar a tenacidade à fratura, sendo mecânica da fratura linear elástica (MFLE), mecânica da fratura elastoplástica (MFEP) e mecânica da fratura dinâmica, entre outros (*Meyers & Chawla*, 1982).

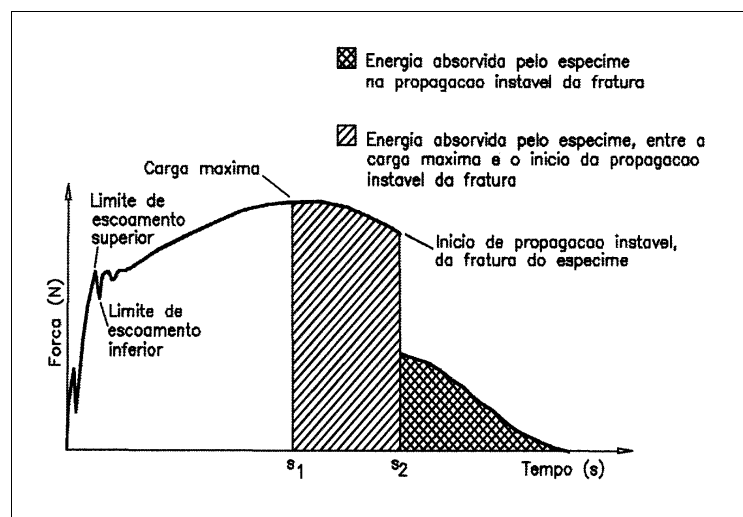
Ainda que a utilização da mecânica da fratura não esteja tão difundida, a tendência é que ela seja cada vez mais empregada no futuro. Nenhum componente estrutural está isento de uma condição trincada, que pode surgir pela ação de um meio agressivo, potencializado pela temperatura ou composição química. Assim, a maioria dos componentes estruturais são

passíveis de serem tratados por essa metodologia, sobretudo devido aos novos ditames sociais, em que apontam para a necessidade do uso racional de energia e materiais, associado à uma alta confiabilidade estrutural.

## 1.2. O Ensaio de Impacto *Charpy* Instrumentado

Desde a década de 60, muitos pesquisadores vêm estudando métodos para determinar um parâmetro denominado tenacidade à fratura dinâmica a partir de ensaios de impacto (Ireland, 1974). Nestes casos, normalmente, obtém-se curvas do tipo força *versus* tempo a partir de ensaios dinâmicos instrumentados, tal como *Charpy*, queda de peso e tração dinâmica, entre outros (Sanz, 1970). Entre estes, uma modificação do Ensaio *Charpy* clássico vem recebendo grandes atenções e surgiu como uma alternativa promissora, mesmo apresentando inúmeras complicações relacionadas à instrumentação.

Uma das várias formas de instrumentação consiste em transformar o martelo do pêndulo *Charpy* em uma célula de carga por intermédio de extensômetros. Isso possibilita obter mais informações acerca do ensaio. Essencialmente, o ensaio consiste em registrar o sinal do martelo pendular em um osciloscópio digital com memória na forma de força *versus* tempo. A Figura 1 mostra uma curva teórica típica de força *versus* tempo obtida a partir do ensaio de impacto *Charpy* Instrumentado. Esse tipo de curva, que se relaciona à curva carga-deflexão, obtida do ensaio de flexão em três pontos com aplicação monotônica da carga, pode fornecer informações sobre a carga de escoamento generalizado e carga máxima entre outras. A partir do registro carga-deflexão é possível determinar a porção elástica da curva tensão-deformação, o início da propagação da trinca e a energia para ocorrer essa propagação. A energia total gasta no impacto também pode ser obtida pela integração da curva, que se corresponde com os valores da energia no ensaio *Charpy* convencional.



**Figura 1.** Curva teórica típica obtida a partir do ensaio *Charpy* Instrumentado.

Assumindo que a velocidade do pêndulo permanece constante no decorrer do ensaio, é possível calcular a energia absorvida pelo corpo de prova até a fratura completa através da seguinte equação (Hertzberg, 1989):

$$E_t = V_0 \int_0^t P dt \quad (1)$$



onde  $E_t$  é energia total [J],  $V_0$  é a velocidade inicial do pêndulo [m/s],  $P$  é a força [N] e  $t$  é o tempo [s].

Na realidade, a velocidade do pêndulo decai durante o ensaio. A Equação 1 para ser utilizada precisa ser corrigida para compensar a redução de velocidade do pêndulo. Segundo (Augland, 1962), a energia absorvida real, para causar a fratura completa do corpo de prova, pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$E_{tc} = E_t (1 - \alpha) \quad (2)$$

onde  $\alpha = E_t/4 E_0$  e  $E_0$  é a energia potencial inicial do pêndulo [J].

O ensaio *Charpy* convencional mede a energia total absorvida pelo corpo de prova, que corresponde à soma da energia gasta para iniciar a fratura acrescida da energia gasta na propagação da trinca de fratura. No entanto, no caso do ensaio de impacto *Charpy* clássico, a energia total é lida diretamente na máquina de ensaio, como sendo um valor global, sem que se consiga obter separadamente os valores de energia para iniciar e propagar a trinca. Em decorrência da instrumentação do pêndulo de impacto *Charpy*, é possível conseguir dissociar esses valores de energia de fratura em duas componentes distintas (Hertzberg, 1989).

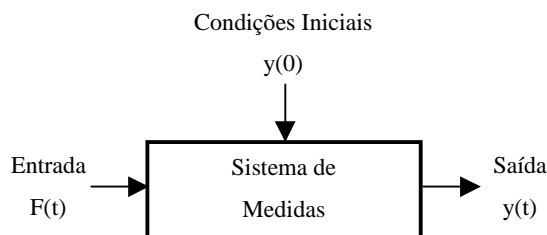
Assim, utilizando corpos de prova entalhados, e considerando o valor da carga necessária para que ocorra o início da propagação da trinca, é possível determinar o valor de um parâmetro de tenacidade à fratura sob carregamento dinâmico. Corpos de prova providos apenas de entalhe, sem a presença de pré trinca de fadiga, fornecem o parâmetro denominado tenacidade à fratura dinâmica aparente. Por intermédio dos procedimentos estabelecidos pela mecânica da fratura linear elástica, norma ASTM E-399/90, pode-se obter o valor intermediário do parâmetro de tenacidade à fratura  $K_Q$ , que corresponde a um valor condicional para o fator de intensidade de tensões crítico  $K_{IC}$  se algumas condições geométricas dos corpos de prova e critérios de ductilidade do material forem satisfeitas.

### 1.3. Sinais Dinâmicos e Sistemas de Medida

Dentre diversas classificações possíveis, os sinais podem ser caracterizados como estáticos e dinâmicos. Os sinais estáticos não variam com o tempo. Os sinais dinâmicos dependem do tempo e podem ainda ser classificados em sinais determinísticos, isto é, aqueles que variam periodicamente com o tempo, e sinais não determinísticos, aqueles que não possuem um padrão de repetição com o tempo (Figliola & Beasley, 1991).

No caso do ensaio *Charpy* Instrumentado, o sinal procurado é do tipo impulsivo, caracterizado por conter espectro de frequências de banda larga. Apenas condicionadores de sinais de alta frequência são capazes de fornecer respostas suficientemente rápidas sem degenerar o sinal. Segundo (Ireland, 1977), o sinal obtido pela célula de carga no ensaio é uma combinação bastante complexa das seguintes componentes: a) verdadeira resposta do corpo de prova frente à solicitação submetida no impacto; b) forças inerciais provenientes da aceleração do corpo de prova; c) flutuações de baixa frequência provenientes das ondas de tensões refletidas e d) ruídos de alta frequência causados pelo sistema eletrônico de amplificação.

Um fator chave no comportamento do sistema global de medidas relaciona-se ao sistema de aquisição do sinal a ser captado. Cada sistema de medidas responde distintamente para vários tipos de sinais de entrada. Para adquirir a informação precisa e correta acerca do sinal de entrada, é necessário conhecer o tempo de resposta do sistema utilizado. Isso é possível, modelando-se matematicamente o sistema de aquisição, que pode ser representado por uma equação diferencial ordinária linear de ordem  $n$ . O modelo geral de um sistema de medidas é apresentado na Figura 2.



**Figura 2.** Modelo matemático geral de um sistema de medidas.

A maioria dos sistemas de medidas pode ser modelada por uma equação diferencial ordinária linear de ordem 1, como a apresentada na Equação 3.

$$\frac{a_1}{a_0} \frac{dy}{dt} + y = \frac{1}{a_0} F(t) \quad (3)$$

onde  $\tau = a_1/a_0$  fornece uma medida da velocidade de resposta do sistema e  $K = 1/a_0$  é o ganho permanente do sistema. A constante de tempo  $\tau$  é definida como o tempo requerido para o sistema de 1ª ordem atingir 63,2% da função degrau e representa uma especificação de suma importância na aquisição dinâmica de sinais.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

### 2.1 Materiais

Para avaliar a influência da microestrutura na tenacidade à fratura dinâmica aparente, foram escolhidos previamente três tipos de materiais metálicos distintos: aços ferríticos ABNT 1020, 1040 e 300M. Essa adoção foi fundamentada no fato de os materiais apresentarem propriedades mecânicas distintas, dentre as quais cita-se a ductilidade, o limite de resistência e a própria tenacidade. Com o propósito de se obter informações suficientes para contribuir junto à interpretação dos resultados finais, efetuou-se os ensaios apresentados abaixo seguindo-se as normas apropriadas para as medidas de dureza e ensaios de tração, *Charpy* e flexão monotônico em três pontos. Assim, a Tabela 1 apresenta essa caracterização considerando uma amostragem de 4 corpos de prova para cada tipo de material.

**Tabela 1.** Caracterização mecânica dos materiais utilizados.

Material	Dureza Vickers [HV]	Limite de Resistência [MPa]	Ductilidade [%]	Energia Absorvida [J]	Força Máxima [kN]*
Aço 1020	132 (1,6)	382 (11,2)	76 (0,8)	228 (6,5)	10,2
Aço 1040	275 (5,2)	589 (3,4)	52 (1,4)	18 (3,9)	16,7
Aço 300M	227 (2,9)	694 (41,2)	60 (2,2)	25 (6,0)	14,6

( ) Desvio Padrão

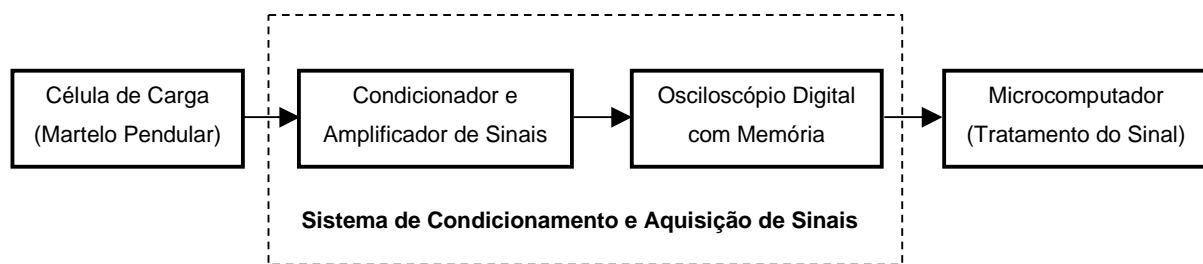
\* Ensaio de flexão em três pontos com aplicação monotônica da carga em corpos de prova *Charpy-V*

A força máxima, obtida a partir do ensaio de flexão em três pontos, realizado na prensa mecânica Pavitest, modelo C1006, munida de um anel dinamométrico para aplicação do carregamento conhecido, representa a força de ruptura total para os aços de maior resistência mecânica 1040 e 300M e a força para causar o escoamento generalizado para o aço 1020.

## 2.2 Métodos

Para a leitura do sinal emitido pelo condicionador, utilizou-se um osciloscópio digital de memória com interface serial e frequência de leitura de 60MHz, bem como um microcomputador para aquisição e tratamento dos resultados. A metodologia empregada na captação do sinal fundamentou-se na instrumentação do martelo pendular utilizando extensômetros metálicos elétricos. A definição do local de colagem dos extensômetros foi feita observando-se as recomendações e os procedimentos adotados em trabalhos similares e atuais (Delforge, 1994) e (Quinan, 1996). Dois aspectos foram decisivos para a escolha do local de colagem: segurança contra qualquer dano durante os impactos e alta sensibilidade na leitura do sinal.

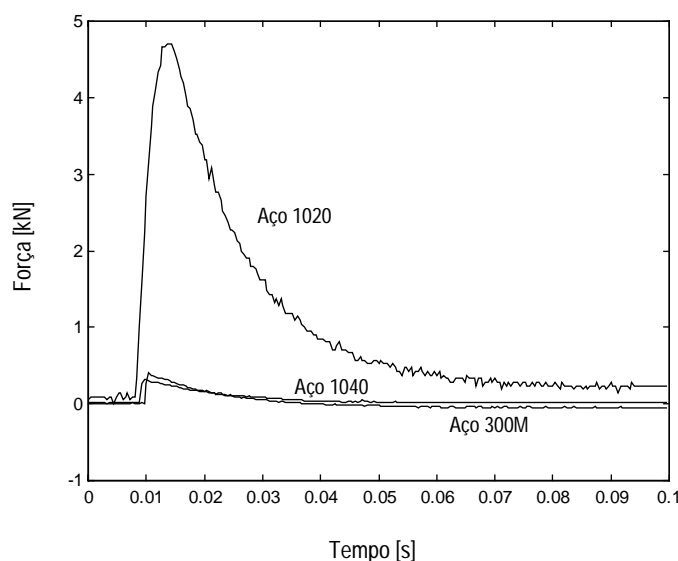
Para tanto, houve a necessidade de se confeccionar um outro martelo pendular e alterar sua configuração geométrica. Um furo foi usinado próximo à região do impacto, onde quatro extensômetros foram devidamente colados na superfície interna, formando uma ponte de *wheatstone* completa e simulando o princípio físico de um anel dinamométrico. A Figura 3 apresenta de forma esquemática o sistema de aquisição elaborado.



**Figura 3.** Sistema de medição esquemático empregado no ensaio *Charpy* Instrumentado.

## 3. RESULTADOS

Utilizando os procedimentos metodológicos estipulados para a realização do ensaio, obteve-se o conjunto de curvas mostrado na Figura 4 abaixo.



**Figura 4.** Gráfico força x tempo. Curvas obtidas através do ensaio de impacto *Charpy* Instrumentado considerando a velocidade de impacto padrão de 5,50 m/s.

Os resultados do fator de intensidade de tensões, apresentados abaixo na Tabela 2 juntamente com os valores medidos na condição monotônica para todos os materiais ensaiados, foram determinados a partir das forças máximas medidas durante ensaio *Charpy* Instrumentado e o ensaio de flexão monotônica, respectivamente.

De modo análogo ao ensaio de flexão em três pontos, os corpos de prova de aço 1040 e 300M apresentaram fratura completa e plana. Por outro lado, os corpos de prova constituídos de aço 1020 mostraram comportamento mais dúctil, fato esse evidenciado pelo tipo de fratura não plana e escoamento generalizado, sem a ocorrência de fratura completa em todas os corpos de prova ensaiados.

**Tabela 2.** Valores da tenacidade à fratura obtidos do ensaio *Charpy* Instrumentado e do ensaio de flexão em três pontos com aplicação monotônica do carregamento.

Material Ensaiado	Ensaio Charpy Instrumentado		Ensaio de Flexão	
	Força Máxima [kN]	$K_{IDa}$ *[MPa.m <sup>1/2</sup> ]	Força Máxima [kN]	$K_{Ia}$ **[MPa.m <sup>1/2</sup> ]
Aço 1020	4,71	21,9	10,2	47,7
Aço 1040	0,38	1,8	16,7	78,1
Aço 300M	0,46	2,2	14,6	68,2

\* Fator de intensidade de tensões aparente obtido sob carregamento dinâmico (modo I - abertura)

\*\* Fator de intensidade de tensões aparente obtido sob carregamento monotônico (modo I - abertura)

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A variação microestrutural, conforme esperado, influenciou nos resultados da tenacidade à fratura dinâmica aparente obtidos através do ensaio *Charpy* Instrumentado, fato esse evidenciado pelas diferentes amplitudes dos sinais apresentados na Figura 4. A curva obtida pelo aço 1020 apresentou maior amplitude, em virtude da maior plasticidade perante os demais materiais ensaiados. Os aços 1040 e 300M, caracteristicamente mais frágeis que o aço 1020 para as mesmas condições de ensaio, apresentaram amplitudes do sinal transiente da força de impacto significativamente menores.

Assim, uma relação entre o mecanismo de aquisição dos sinais e o comportamento mecânico dos materiais pode ser melhor avaliada. Quanto maior a tenacidade ou, equivalentemente, quanto maior a plasticidade dos materiais ensaiados, maior é o tempo de interação entre o corpo de prova e o martelo pendular instrumentado, aproximando o tempo de ocorrência do fenômeno de fratura, mesmo de forma insuficiente, ao tempo de resposta do condicionador de sinais. Essa pequena compatibilização ou aproximação dos tempos favorece a aquisição do sinal, mesmo ainda incorporando atenuações na magnitude das curvas obtidas.

Com respeito ao comportamento mecânico dos materiais, é sabido que quando um dado carregamento é aplicado no corpo de prova, a plasticidade começa a agir, na região à frente da trinca, no sentido de tentar dificultar sua propagação. Quanto maior a ductilidade do material, maior é sua capacidade de absorver energia e tanto maior é o efeito do escoamento plástico sobre o mecanismo de propagação da trinca. Dessa forma, a maior ductilidade do aço 1020 proporcionou um maior tempo de interação entre o elemento sensor e o próprio corpo de prova, causando menor degeneração do sinal medido.

Comparando-se as forças máximas obtidas no ensaio *Charpy* Instrumentado com aquelas medidas na condição monotônica, determinada através do ensaio de flexão em três pontos, observa-se que as primeiras são menores que as obtidas monotonicamente, o que comprova a tendência dos valores em posicionar-se abaixo daqueles extraídos do ensaio de flexão, pois no ensaio *Charpy* o impacto ocorre à velocidade de 5,48 m/s, imprimindo uma taxa de deformação maior e promovendo a diminuição da resistência oferecida pelo corpo de prova ao

impacto, ou seja, quanto maior a taxa de carregamento, menor a plasticidade e menor é a tenacidade do material.

Mesmo sabendo que as forças máximas medidas no ensaio *Charpy* Instrumentado são muito menores que aquelas obtidas monotonicamente, principalmente para os aços 1040 e 300M, através de uma comparação dos resultados, verifica-se que uma certa proporção é resguardada entre as energias absorvidas pelos corpos de prova obtidas do ensaio *Charpy* clássico e os próprios valores de  $K_{IDa}$ , apresentados respectivamente nas Tabelas 1 e 2. Sob a ótica do comportamento mecânico dos metais, sabe-se que ambos os valores numéricos representam a propriedade da tenacidade desses materiais, seja ela fundamentada na energia absorvida até a fratura, representada pelo ensaio *Charpy* convencional, ou a resistência ao carregamento de impacto representada pelo ensaio *Charpy* Instrumentado utilizado neste trabalho.

Assim, é possível sugerir que a deficiência do condicionador de sinais em não fornecer uma resposta suficientemente rápida à solicitação do impacto do martelo pendular implica que os picos máximos dos sinais, representados pelas forças máximas, em tese, tenham maiores amplitudes, quando comparados aos obtidos nas curvas força *versus* tempo apresentadas na Figura 4, e estejam posicionados à direita, obviamente considerando um tempo de amostragem menor que o proporcionado pelo atual condicionador de sinais, devido a um menor tempo de resposta.

Isto posto, nesta etapa preliminar do trabalho ainda não foi possível isolar os efeitos da resposta mecânica dos materiais ensaiados de prováveis limitações da arquitetura de medição. Sabe-se que o aumento da taxa de carregamento implica na diminuição da resistência a fratura do corpo de prova. No entanto, os resultados da tenacidade à fratura dinâmica aparente obtidos do ensaio *Charpy* Instrumentado estão subestimados possivelmente devido a própria limitação do sistema de medida adotado. Esses efeitos, portanto, somente serão isolados e melhor compreendidos avaliando e utilizando-se condicionadores de sinais com tempos de resposta suficientemente pequenos para aquisição de sinais transientes impulsivos.

Dessa forma, para a próxima etapa de trabalho, pretende-se modificar a arquitetura do sistema de aquisição de sinais no sentido de substituir o condicionador por outro capaz de fornecer uma resposta suficientemente rápida quando se considera o tempo de ocorrência do processo de ruptura do corpo de prova. Além disso, a influência da velocidade de impacto na tenacidade à fratura dinâmica aparente e outras configurações de célula de carga aplicadas em posições distintas ao do martelo pendular serão estudadas e implementadas.

### ***Agradecimentos***

Os autores agradecem à FAPESP pelo financiamento da pesquisa, à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira pela pronta disposição dos laboratórios, equipamentos e funcionários e à CESP - Companhia Energética do Estado de São Paulo - pelos serviços prestados na instrumentação do martelo pendular.

### **5. REFERÊNCIAS**

- ASM - Metals Handbook, 1975, "Toughness and fracture mechanics", *in*: Failure Analysis and Prevention, vol. 10, 8<sup>a</sup> ed., pp. 30-44.
- Augland, B., 1962, "The impact Charpy test", British Welding Journal, vol. 9, p. 343.

- Delforge, D. Y. M., 1994, “Instrumentação de um pêndulo para ensaio de impacto Charpy”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia - UNESP, Ilha Solteira-SP, Brasil, 96p.
- Dieter, G. E., 1981, “Fratuira frágil e ensaio de impacto”, *in*: Metalurgia Mecânica, 2<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro, Guanabara Dois, pp. 419-450.
- Figliola, S. R. & Beasley, D. E., 1991, “Theory and design for mechanical measurements”, JohnWiley & Sons, EUA, pp. 31-103.
- Hertzberg, R. W., 1989, “Transition temperature approach to fracture control, in: deformation and fracture mechanics of engineering materials”, pp. 325-352.
- Ireland, D. R., 1974, “Procedure and problems associated with reliable control of instrumented impact test: instrumented impact testing”, ASTM Special Technical Publication, n. 563, pp. 3-29.
- Ireland, D. R., 1977, “Critical review of instrumented impact Charpy test”, Cambridge: The Welding Institute, Conference Technical Publication, pp. 47-61.
- Meyers, M. A., & Chawla, K. K., 1982, “Princípios de metalurgia mecânica”, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, pp 127-170.
- Quinan, M. A. D., 1996, “Análise de ensaio instrumentado de impacto tipo Charpy”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais-MG, Brasil, 98p.
- Sanz, G., 1970, “La rupture des aciers. Dans la mécanique de la rupture”, vol. 1, pp. 5-63.

## PROCESSAMENTO DE PÓS METÁLICOS EM REATORES DE PLASMA

**Carlos A. Queiroz<sup>1</sup>**

**Abio V. A. Pinto<sup>2</sup>**

**Ted R. Taylor<sup>3</sup>**

**Gisele Hammes<sup>4</sup>**

- 1) PGMAT – UFSC / CEFET/PR – Medianeira / [queiroz@pg.materiais.ufsc.br](mailto:queiroz@pg.materiais.ufsc.br)
- 2) Depto. Física – UFSC, 88040-900 / Florianópolis – SC / [abio@materiais.ufsc.br](mailto:abio@materiais.ufsc.br)
- 3) Depto. Física – UFSC, 88040-900 / Florianópolis – SC / [taylor@newcite.com.br](mailto:taylor@newcite.com.br)
- 4) Engenharia de Materiais – UFSC / Florianópolis – SC / [gisa@engenharia.materiais.ufsc.br](mailto:gisa@engenharia.materiais.ufsc.br)

### Resumo

A partir do pó da liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$ , produzimos em um reator de plasma, excitado por microondas e alimentado com  $\text{N}_2$ , o intersticial  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}\text{N}_x$  ( $x \leq 3$ ) cujas propriedades magnéticas são em muito superiores às da liga mãe. O endurecimento magnético do material, aumento de sua coercividade, pode ser alcançado pela remoagem mecânica do intersticial  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}\text{N}_3$ . Todavia a remoagem mecânica tende a produzir inevitáveis resultados adversos pela degradação de outras figuras de mérito de propriedades magnéticas. Tentando ultrapassar essa dificuldade adaptamos o reator para trabalhar com misturas gasosas ( $\text{N}_2, \text{CH}_4, \text{H}_2$ ). Com estas misturas durante o processamento, o endurecimento do pó passa a ser concomitante ao processos de nitretação sem a necessidade da remoagem complementar. Nosso resultados preliminares mostram a efetividade do processo e abrem perspectivas para utilização de uma nova técnica de redução de tamanho de partículas sem a utilização de meios mecânicos.

**Palavras Chave:** nitretação, liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$ , material magnético duro.

### 1. Introdução

No início da década de 90 Coey *et al.* (1990/96) demonstraram que compostos intersticiais da liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$ , com nitrogênio e/ou carbono, melhoravam consideravelmente as propriedades magnéticas da liga mãe. Segundo Kobayashi (1994) a introdução do intersticial nitrogênio/carbono modifica as propriedades magnéticas devido a perturbação de interações entre as sub-redes Fe e Sm. Dentre os efeitos notáveis de melhorias em algumas figuras de mérito de propriedades magnéticas da liga mãe ( $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$ ) para o intersticial ( $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}\text{N}_x$ ) citamos: temperatura de Curie de 389 K para 749 K; polarização magnética de 1,1 T para 1,5 T; anisotropia magnetocristalina de planar para uniaxial e coercividade aumentada, após moagem mecânica (sob vácuo ou atmosfera controlada) por uma ordem de grandeza Wendhausen (1995).

O fracionamento mecânico da liga é feito após a nitretação, pois o intersticial gerado é menos susceptível a oxidação do que a liga mãe. Realizada sob condições controlada a moagem

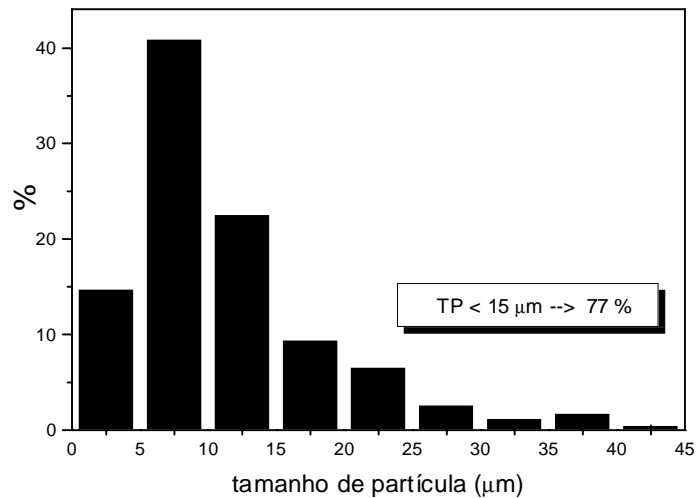
tende, nas primeiras horas do processo, a promover uma melhoria do endurecimento do material magnético (caracterizado pelo aumento da coercividade magnética). Todavia, com o aumento do tempo de moagem, observa-se uma degradação generalizada das figuras de mérito associadas às propriedades magnéticas da liga nitretada, Leite (1999). De um modo geral admite-se que a redução do tamanho das partículas favorece o isolamento de monodomínios magnéticos, fator decisivo para o endurecimento magnético do material. Todavia não há como evitar que a redução mecânica do tamanho das partículas seja seguida de amorfização com conseqüente redução do grau de cristalinidade e perda do  $N_2$  intersticial. O fracionamento do material, para além de um tempo crítico de moagem (tamanho do grão) promove, dentre outros efeitos indesejáveis, o desbalanceamento na composição do intersticial favorecendo a ação de agentes oxidantes que comprometem a composição da liga devido a reatividade dos elementos básicos, Sm/Fe.

Um efeito desejável para melhoria geral das propriedades magnéticas segue sendo a redução do tamanho das partículas pois permite que nos aproximemos do monodomínio, unidade fundamental do imã ideal. Todavia no processamento convencional não há alternativa visível para a redução do tamanho do grão além da moagem mecânica, que invariavelmente é seguida da amorfização cujas conseqüências indesejáveis acabam de ser mencionadas. Tentando ultrapassar essas dificuldades, além de outras cuja relevância não cabe aqui discutir, demos início a busca de um meio alternativo de processamento da liga mãe,  $Sm_2Fe_{17}$ . Nesta busca alcançamos o desenvolvimento de um sistema de processamento original, um reator de plasma excitado por microondas, Pinto e Taylor (1998). Desde então novas perspectivas nos tem animado na exploração das potencialidades do novo sistema de processamento. Originalmente o sistema operava apenas gerando plasma de  $N_2$  então decidimos implementar plasmas excitados por microondas e alimentados com fluxos de misturas gasosas, em particular:  $N_2+H_2$ ,  $N_2+CH_4$ ,  $N_2+CH_4+H_2$ . As espécies ativas geradas pelas misturas gasosas que alimentam o plasma, segundo nossa interpretação atual, promovem: a remoção de impurezas superficiais (C); a remoagem do pó da liga (H); a nitretação (N); e possivelmente também alguma carbonetação (C) do material.

## 2. Experimental

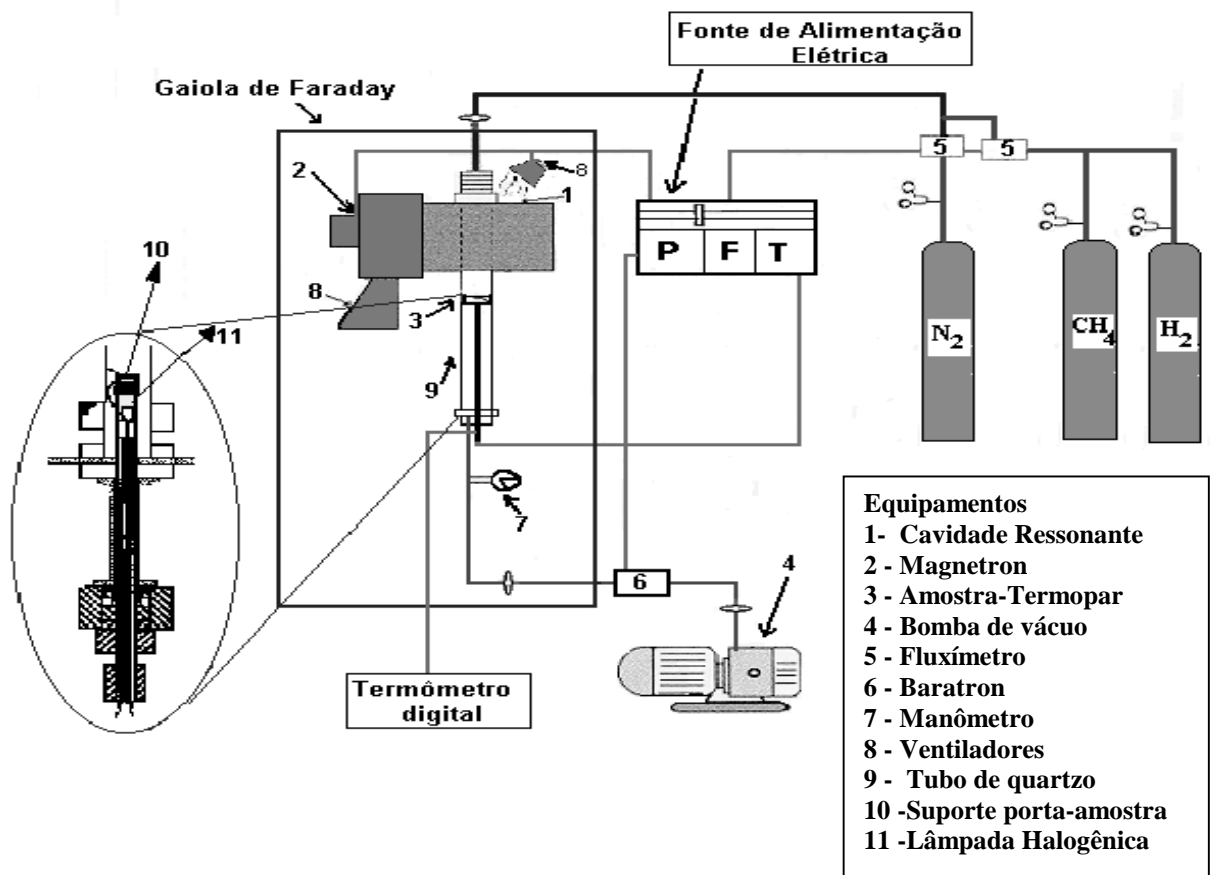
A partir do lingote a liga  $Sm_2Fe_{17}$  é pulverizada pelo uso do processo HD (*hydrogen decripitation*) seguida de leve moagem mecânica manual. O pó obtido é peneirado e apenas partículas com tamanho  $< 38 \mu m$  são selecionadas, sendo a seguir mergulhadas em tolueno para proteção, evitando-se assim o contato prolongado com o ar. Uma distribuição característica do tamanho de partículas do pó, que é levado ao reator para processamento, está apresentada no gráfico da Figura 1.





**Figura 1** Distribuição do tamanho de partículas na liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$  peneirada após o processo HD (*hydrogen decipitation*).

Para processamento uma fração do pó (ao redor de 50 mg por amostra) é retirada do tolueno e levada ao reator, onde se faz vácuo para remoção do tolueno protetor antes do início do processamento. Um esquema geral do sistema de processamento desenvolvido para o presente propósito é mostrado na Figura 2.



**Figura 2** Diagrama geral do sistema de processamento da liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$ .

Essencialmente o processador está constituído por:

- a) um sistema de alimentação elétrico, que fornece energia aos controladores de fluxo, monitores e controlador de temperatura; ao gerador de microondas; bomba de vácuo; *baratron*; e ventiladores de arrefecimento.
- b) um conjunto de tubos de gases cujas válvulas e fluxímetros permitem o controle, monitoramento e seleção de fluxos das misturas gasosas a serem usadas no processamento.
- c) um reator (protegido por uma gaiola de Faraday por motivo de segurança) constituído do *magnetron* e cavidade ressonante, e do tubo de quartzo, que dá acesso visual ao processamento, e abriga o forno alimentado por lâmpada halogênica, sobre a qual repousa o suporte do porta amostra.

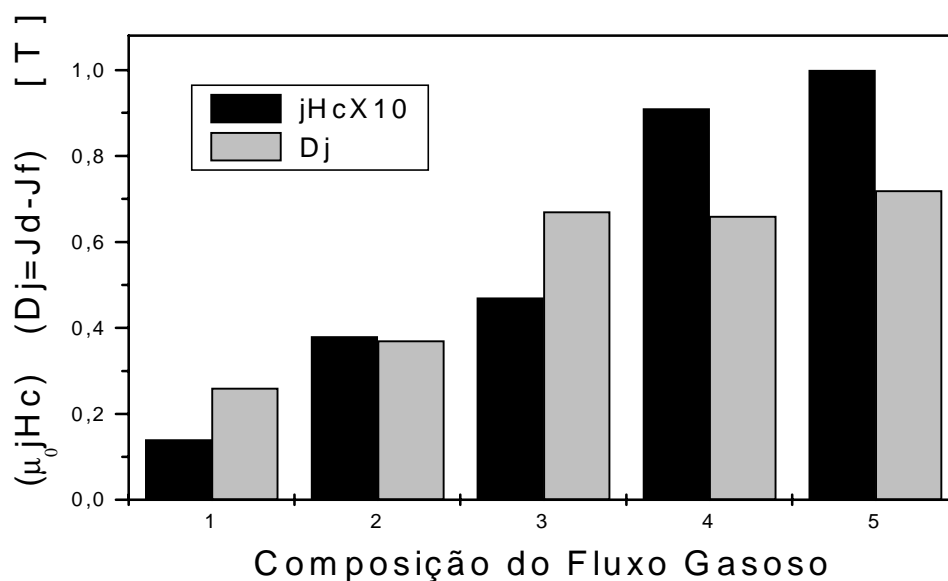
No processamento as variáveis de controle são: o tempo e a temperatura de processamento; o fluxo e misturas dos gases; a pressão no reator e a massa da amostra. Para nossos propósitos atuais a investigação experimental permitiu que alguns dos parâmetros de controle fossem fixados ao redor do melhor desempenho do sistema. Assim, tendo em conta a capacidade do porta amostra, a massa das amostras foi fixada em  $50 \cdot 10^{-6}$  kg por ensaio. Para uma tal massa, após diversas tentativas, estabelecemos que se poderia fixar o fluxo de  $N_2$  em  $2,0 \cdot 10^{-6}$  kg/s [100 sccm] com tempo de nitretação e hidrogenação entre  $1,2 \cdot 10^3$  e  $2,4 \cdot 10^3$  s. Posto isso, nossas variáveis de investigação aqui apresentadas limitam-se a explorar a dependência de algumas propriedades magnéticas como função: a) dos componentes da mistura no fluxo gasoso; b) tempo de utilização do metano no processo (para um fluxo fixo de  $8 \cdot 10^{-8}$  kg/s [4 sccm]).

Para as medidas de momento magnético foram confeccionadas amostra esféricas para uso no magnetômetro de amostra vibrante (VSM) (diâmetro da amostra  $[4,2 \pm 0,1] \cdot 10^{-3}$  m). Para a produção de amostras com alinhamento magnético o pó processado é misturado a um polímero, acondicionado em uma forma esférica, e posto para curar em um campo de 1,5 T. O erro estimado para as medidas de momento no magnetômetro é inferior a 2 % do valor nominal. Para as medidas granulométricas o pó é embutido em baquelite e/ou examinado diretamente no microscópio eletrônico de varredura (MEV).

### 3. Resultados e Discussão

No gráfico da figura 3 apresentamos um resumo das medidas efetuadas no decorrer da experimentação com as misturas de fluxos gasosos. Para as medidas aqui apresentadas escolhemos duas figuras de mérito representativas para nossos atuais propósitos. A grandeza  $D_j = J_f - J_d$ , sendo  $J_f$  e  $J_d$  medidas associadas aos momentos magnéticos na direção de fácil e difícil magnetização, respectivamente. Deste modo a grandeza  $D_j$  está associada à anisotropia magnética e pode ser usada qualitativamente como um indicativo do grau de nitrogênio e/ou carbono intersticial agregado à liga mãe durante o processamento.

A grandeza representada pelo símbolo  $\mu_0 j H_c$  refere-se coercividade magnética do material. Ela representa uma medida da intensidade do campo magnético que deve ser aplicado à amostra de modo a tornar nulo seu momento magnético. (Observe que para melhor aproveitamento da escala do eixo vertical o valor efetivo de coercividade aparece multiplicado por 10). Este parâmetro está associado à uma propriedade magnética extrínseca ou seja está associada à microestrutura do material. Sob o ponto de vista granulométrico o crescimento deste parâmetro reflete um fracionamento mais fino da partícula na liga processada. Este indicativo magnético, de que o processamento reduz consideravelmente o tamanho das partículas que compõem a amostra será documentado em fotomicrografias apresentadas a seguir. Para o processamento cujos resultados estão na figura 3 foram fixadas as seguintes condições de operação do reator:  $T = 798$  K;  $t = 1,210^3$  s;  $Flx(N_2) = 100$  sccm;  $Flx(CH_4;H_2) = 4$  sccm;  $P = 253$  Pa (1,9 Torr).



**Figura 3** Composição dos fluxos gasosos:

- 1 Liga virgem ( $Sm_2Fe_{17}$ ) sem qualquer tratamento
- 2 Processamento :  $N_2$ (100 sccm)
- 3 Processamento :  $N_2$ (100 sccm) +  $H_2$ (4 sccm)
- 4 Processamento :  $N_2$ (100 sccm) +  $CH_4$ (4 sccm)
- 5 Processamento :  $N_2$ (100 sccm) + [ $CH_4 + H_2$ ] (4 sccm)

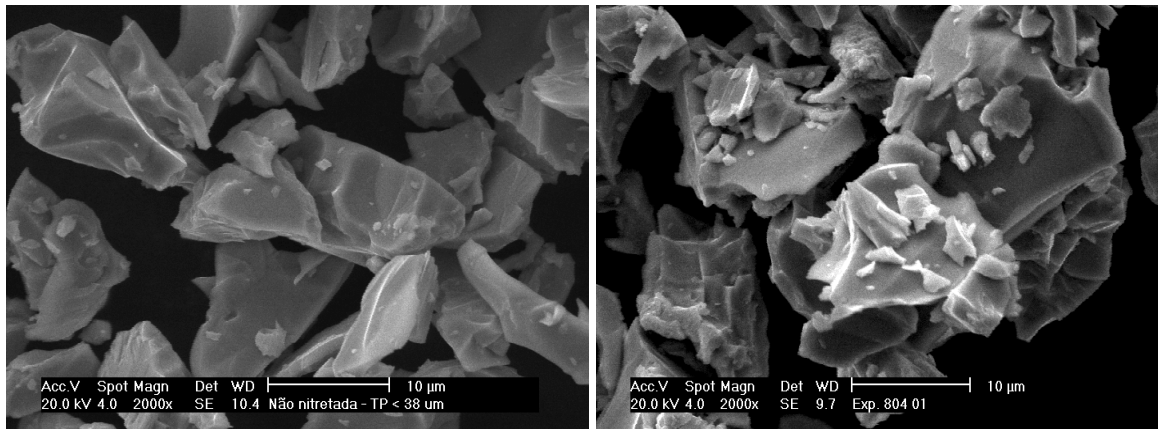
Do gráfico podemos inferir que, para efeito da coercividade (e portanto redução do tamanho de partícula), a contribuição do metano é decisiva. Observa-se que nas misturas gasosas 4 e 5, onde há participação do metano na mistura de alimentação do plasma, o valor associado a coercividade cresce por um fator ao redor de 4 ou mais.

Nota-se também que, com a inclusão do hidrogênio e/ou metano na mistura gasosa, o valor associado a anisotropia magnética,  $D_j$ , parece ter alcançado um valor de saturação. Estes gases foram deliberadamente incluídos na mistura, com a função de remover o oxigênio superficialmente adsorvido na superfície da liga, facilitando o processos de nitretação. Embora os dados presentes não parecem distinguir a ação do hidrogênio da do metano, dados complementares mostram que pequenas mudanças no processamento (essencialmente na temperatura, na pressão, no fluxo ou percentuais dos componentes da mistura no reator), distinguem o efeito superior da ação do metano sobre o hidrogênio na mistura.

Na figura 4 duas fotomicrografias onde a textura de grão é apresentada. Para foto da esquerda temos o pó da liga mãe,  $Sm_2Fe_{17}$ , sem qualquer processamento. Na foto à direita a liga sofreu um processamento com uma mistura gasosa equivalente às condições do processamento 5 da figura anterior, i.e.  $T = 798$  K;  $t = 1,2 \cdot 10^3$  s;  $Flx(N_2) = 100$  sccm;  $Flx(CH_4+H_2) = 4$  sccm; ( $1$  sccm =  $2 \cdot 10^{-8}$  kg/s);  $P = 253$  Pa (1,9 Torr). Claramente vemos na foto da direita o aumento dos finos, que devido as fortes interações magnéticas, aparecem presos às partículas maiores.

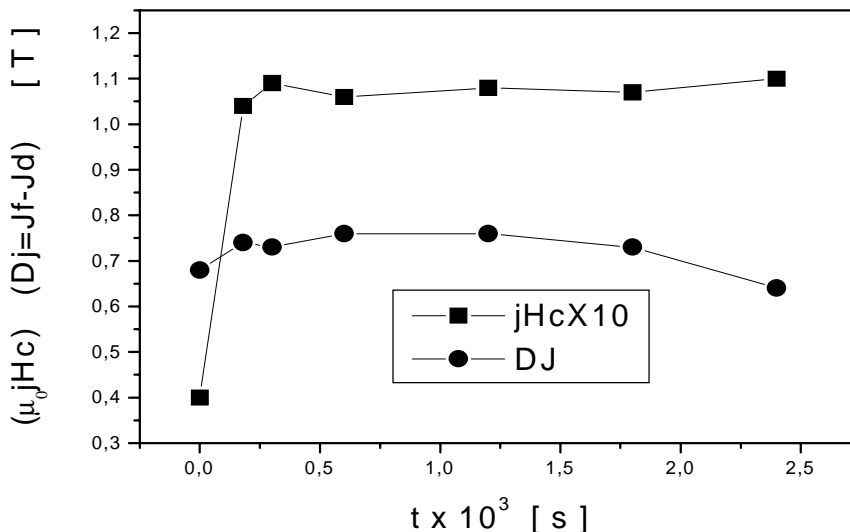
Assim, uma correlação entre o aumento da propriedade magnética, coercividade, (medida no VSM e associada ao processamento com mistura gasosa contendo metano, conforme apresentado e discutido em relação a figura 3) e o tamanho de partícula (conforme fotomicrografias apresentadas na figura 4) pode ser estabelecida de maneira inequívoca.

Os aglomerados formados, devido as fortes interações magnéticas, impedem a separação dos finos por peneiramento e inviabilizam a utilização dos recursos correntes em granulometria para que um perfil de distribuição de tamanho de partículas possa ser realizado.



**Figura 4** Fotomicrografias ilustrando detalhes da textura do pó da liga em estudo e evidenciando a formação de finos no processamento. Na foto da esquerda temos a liga mãe antes do processamento. Na foto da direita a liga processada por plasma com a mistura e condições descritas no texto.

Na figura 5 apresentamos os resultados experimentais para a determinação do tempo necessário de manutenção do metano na mistura gasosa. Esta questão é de sobremaneira relevante pois, após certos tempos/concentrações do metano na mistura do plasma, é possível observar depósito de carbono nas paredes do tubo de quartzo. Por extensão, o depósito se faz nas demais partes internas do reator, inclusive sobre a superfície da amostra o que determina deterioração de algumas das propriedades magnéticas do produto da nitretação.



**Figura 5** Desempenho de algumas propriedades magnéticas como função do tempo de manutenção do metano na mistura. Para demais detalhes do processamento veja texto.

Na obtenção dos dados referentes a figura 5 os seguintes parâmetros de processamentos foram fixados no reator:  $T = 798 \text{ K}$ ;  $t = 2,4 \cdot 10^3 \text{ s}$ ;  $\text{Flx}(\text{N}_2) = 100 \text{ sccm}$ ;  $\text{Flx}(\text{CH}_4+\text{H}_2) = 4 \text{ sccm}$  ( $1 \text{ sccm} = 2 \cdot 10^{-8} \text{ kg/s}$ );  $P = 253 \text{ Pa}$ . A variável de controle, neste caso, era o tempo de manutenção do metano na mistura do processamento.

Um fato notável e de relevante interesse é que o efeito removedor do oxigênio adsorvido na superfície, motivo pelo qual o metano foi incluído na mistura, acontece em intervalos de tempo muito reduzidos. Devido a dificuldade de se estabelecer equilíbrio térmico no reator para intervalos de tempo inferiores a 200 s no início do processamento, a otimização do tempo de manutenção do metano na mistura é uma medida difícil de ser realizada. Nossa estimativa é que, contornada a questão do equilíbrio térmico, o fenômeno promovido pelo metano não necessita mais que umas poucas dezenas de segundos para se efetivar. Muito provavelmente se deve creditar essa especial efetividade do metano, às espécies ativas geradas pela ação dissociativa do plasma sobre o elementos da mistura gasosa no reator. Observe que embora um efeito de saturação tenha sido alcançado para a coercividade, o gráfico mostra também que o parâmetro  $D_j$ , associado a anisotropia magnética, passa por um máximo ao redor de  $10^3 \text{ s}$  após o que inicia seu declínio. Uma interpretação possível para este fato é que o excesso de metano na mistura deu início ao depósito de carbono sobre a superfície da amostra com conseqüente deterioração da propriedade.

#### 4. Conclusões

Os resultados alcançados no processamento da liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$  em plasma excitado por microondas com alimentação por fluxo de misturas gasosas, para a produção de  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}\text{N}_x$ , parece ser uma técnica bastante promissora para produção de intersticiais. Além da eficiência diferenciada no que diz respeito a consumo de energia e tempo de processamento, já anteriormente constatadas, a atual eliminação da etapa de remoagem mecânica para endurecimento do intersticial, constitui-se em um diferencial significativo do atual processo em relação aos processamentos convencionais. Todavia, um quadro claro da fenomenologia envolvida, na técnica ora apresentada, ainda não foi alcançado. Continuamos explorando as variáveis experimentais na busca de uma modelagem mais satisfatória aos fenômenos envolvidos.

#### 5. Referências

- Coey, J. M. D, and Sun, L. H. , 1990, J Magn. Magn. Mat. **87**, L251
- Coey, J. M. D., 1996, Ed. "Rare-Earth Iron Permanent Magnets" Oxford Sci. Publ. New York. 512p
- Leite J. P., 1999 "Estudo da Viabilidade do Uso de Luxo e Plasma de  $\text{N}_2$  na Nitretação da Liga  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$ ." Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC Brasil.
- Pinto, Abio V. A. and Taylor, Ted R., 1998, Brazilian J. Vacuum App. **17**(2), 58p
- Kobayashi, K. (1944) 'Some aspects of the Present Status of  $\text{Sm}_2\text{Fe}_{17}$  Nitrides' 13<sup>th</sup> Int. Workshop on RE Magnets & Their Applications, Birmingham, 717 p
- Wendhausen, P. A. P., 1995, "Magnetische Härtung Interstitieller Samarium-Eisen-Verbindungen" Tese de doutorado, Von der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, Alemanha , 98p

# O EFEITO DA ADIÇÃO DE CÁLCIO NA USINABILIDADE DE AÇOS PARA MOLDES PARA PLÁSTICOS

**Júlio César Giubilei Milan**

**Álison Rocha Machado**

**Celso Antonio Barbosa \***

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila, 38408-100, Uberlândia, MG, Brasil

\*Villares Metals S.A., Avenida Eletrometal, 1100, Cep 13177-900, Sumaré, SP

## **Resumo**

Atualmente o tratamento com o cálcio, que consiste em uma desoxidação especial utilizando o cálcio, é uma importante alternativa para melhora da usinabilidade dos aços. Este tratamento possibilita a melhora da usinabilidade sem, contudo, prejudicar suas propriedades mecânicas. Ele age através da modificação das inclusões de óxidos e da formação de uma camada protetora sobre a superfície da ferramenta durante a usinagem. Neste trabalho a usinabilidade de três variações de um mesmo aço (ABNT P20), duas delas tratadas com cálcio, foi avaliada em termos de vida da ferramenta e potência consumida. O processo utilizado foi o fresamento de topo (canais), no qual foram levantadas as equações de Taylor. Foram utilizadas fresas com pastilhas de metal duro intercambiáveis com revestimento múltiplo de TiN, TiC e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. O aço tratado com cálcio foi superior ao aço não tratado, chegando a apresentar cerca de 76% mais volume de material removido na condição mais favorável.

**Palavras chave:** Usinabilidade, Fresamento de canais, Aços para moldes, Usinabilidade melhorada pelo cálcio, Inclusões óxidas.

## **1. INTRODUÇÃO**

Atualmente com a grande produção de peças plásticas e com a freqüente mudança na forma destas peças, há uma grande demanda de aços utilizados para produção de moldes para injeção de plástico. Os moldes são utilizados para produzir um grande número de componentes com a forma mais próxima possível da forma final deste componente (Altan et al, 1993). Como em todos moldes e matrizes utilizados industrialmente, os aços destinados para moldes para injeção de plástico também devem possuir propriedades mecânicas adequadas e um grau de dureza elevado além de um excelente acabamento superficial e serem resistentes a corrosão (Altan et al, 1993). Geralmente a forma complicada, com superfícies esculpidas, e material com dureza relativamente alta fazem a confecção das matrizes e moldes uma tarefa de difícil execução, por isto é necessário que estes aços possuam uma boa usinabilidade.

Os aços modernos utilizados em moldes tem a usinabilidade melhorada através da modificação das inclusões, duras e abrasivas, presentes em todos aços fundidos. Nestes materiais, a utilização de elementos de livre corte, como o enxofre por exemplo, se tornou inviável devido a problemas de deterioração das propriedades mecânicas além de sua

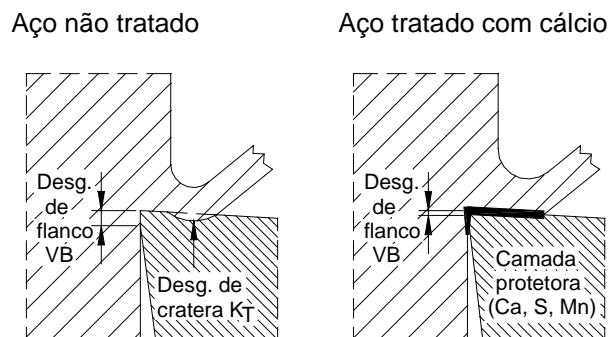
segregação durante a fundição, principalmente devido ao grande porte dos blocos fundidos, que podem ultrapassar dimensões de 1000 mm X 1000 mm.

O tratamento com o cálcio tem sido utilizado com sucesso na melhora da usinabilidade sem, contudo, alterar significativamente as propriedades mecânicas. Segundo Engineer (1988) este tratamento melhora a usinabilidade dos aços a quaisquer níveis de enxofre.

O efeito deste tratamento age basicamente de duas maneiras:

1) Alterando a morfologia das inclusões de óxidos, tornando-as mais brandas, ou seja, menos abrasivas, e arredondadas. Quando o nível de enxofre é mais elevado há a formação de uma camada de sulfeto de manganês-cálcio (Mn, Ca)S envolvendo as inclusões óxidas remanescentes, tornando, assim, estas partículas efetivamente menos abrasivas.

2) Formando uma camada protetora sobre a superfície da ferramenta durante o processo de usinagem. Esta camada é formada devido a altas temperaturas desenvolvidas durante a usinagem, quando os óxidos de cálcio se amolecem sobre a superfície da ferramenta (Mori et al, 1988) aderem sobre esta, formando uma barreira física, dificultando o desgaste. A Figura 1 ilustra a camada formada impedindo o contato direto entre a peça e a ferramenta.



**Figura 1.** Comparação dos tipos de desaste (Tönshoff & Cassel, 1993)

O tratamento com cálcio vem se tornando rotineiro na fabricação de vários aços industriais, incluindo os inoxidáveis, e vários trabalhos são apresentados mostrando a eficiência do procedimento em melhorar a usinabilidade.

Tönshoff e Cassel, (1993), por exemplo, obtiveram um aumento na vida da ferramenta de até seis vezes quando usinando aços tratados com cálcio com ferramentas de Cermet constituídas principalmente de TiN e TiC, quando comparado com aços não tratados.

Este trabalho compara, através da equação de Taylor (Ferraresi, 1977), a usinabilidade de um aço para moldes para plástico convencional com o mesmo material, porém, tratado com cálcio. Trata-se de fresamento de topo (canais), utilizando ferramentas de metal duro revestidas. Consideraram-se a vida da ferramenta e a potência consumida durante os ensaios.

## 2. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O trabalho experimental foi realizado no Laboratório de Ensino e Pesquisa em Usinagem – LEPUS – da Faculdade de Engenharia Mecânica - DEEME - da Universidade Federal de Uberlândia. Foram realizados os ensaios de vida (medição de  $VB_B$ ) para determinação da equação de Taylor.

Os materiais utilizados foram três variações do mesmo aço. São aços Cr-Ni-Mo elaborados através de degaseificação a vácuo e fornecidos no estado temperado e revenido, todas três com a mesma designação ABNT P20 (mesma designação ASTM, SAE e AISI, similar ao W.NR. 1.2738 da norma DIN). O material foi fornecido pela Villares Metals S.A. A primeira das variações, o aço convencional, foi designado VP20, as outras duas variações

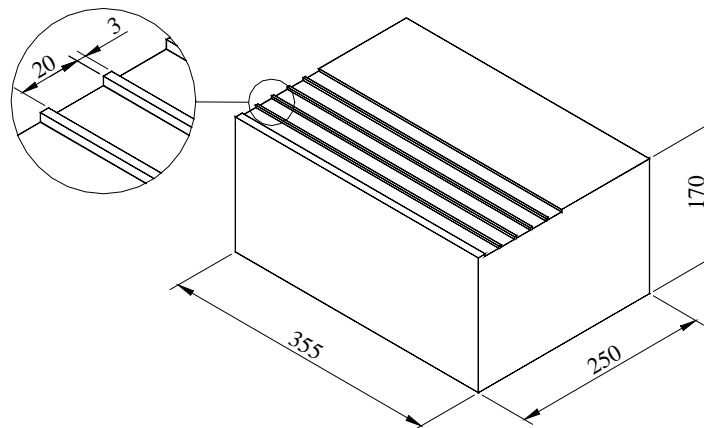
foram submetidas ao tratamento com cálcio e foram designadas como VP20 UF1 e VP20 UF2. A Diferença entre estes dois últimos esta no rendimento do cálcio, ou seja, a eficiência de absorção deste elemento que é dada pela quantidade de cálcio incorporada pelo aço em relação a que foi injetada no aço fundido. Segundo o fabricante, o aço VP20 UF1 apresentou uma eficiência de incorporação do cálcio maior que o VP20 UF2. No primeiro, o rendimento do cálcio foi de 4,8 %, enquanto que no segundo foi de 2,9 %. Este rendimento é baixo devido as altas pressões de vapor do cálcio nas temperaturas do aço líquido (aproximadamente 1600 °C). O segundo tinha um grau de desoxidação maior, o que também levou a um rendimento de adição menor. A diferença de rendimento foi causada pela variação na velocidade de alimentação do arame contendo cálcio na panela fundida. A Tabela 1 mostra a composição química das três variações do aço. As três variações do aço possuem a mesma dureza média de 34 HRC.

**Tabela 1.** Composição química do aço fornecida pelo fabricante (% em massa).

Material	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Al	P	S	Ca (ppm)
VP20	0,36	0,27	1,38	1,87	0,97	0,21	0,016	0,013	0,015	-
VP20 UF1	0,37	0,32	1,42	1,84	0,97	0,17	0,006	0,015	0,0018	19
VP20 UF2	0,35	0,30	1,48	1,83	0,92	0,18	0,009	0,017	0,0012	11

Em todos os ensaios foi utilizada uma fresa de topo R215 44 20BD 09C com três arestas cortantes e diâmetro de 20 mm. As pastilhas de metal duro triplamente revestidas com TiN TiC e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, classe P25 foram R215.44-09 02 08M-WH 4030 (P25).

Os blocos de aço foram utilizados inicialmente com as dimensões mostradas na Figura 2, e os canais foram feitos no sentido da maior dimensão do mesmo. A cada dez canais a superfície do bloco foi usinada com uma fresa frontal para que não houvesse qualquer tipo de interferência (rebarbas) dos canais anteriormente usinados sobre a superfície da ferramenta.



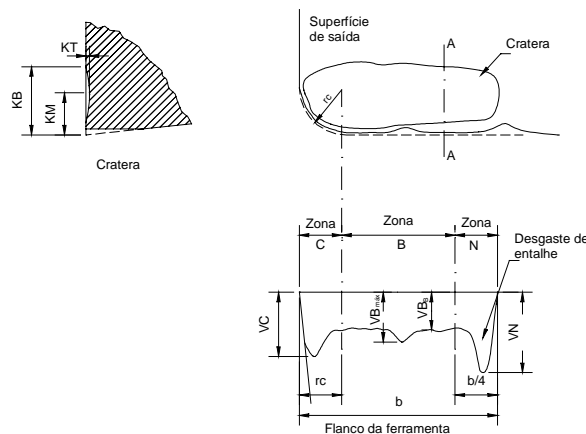
**Figura 2.** Dimensões dos blocos utilizados nos ensaios

Foi utilizada uma fresadora CNC Interact 4, da Romi, com 16 KW de potência, com variação contínua de velocidade de corte (40 a 4000 rpm) e avanço (0 a 4800 mm/min.). O desgaste de flanco médio foi medido em um microscópio ferramenteiro desenvolvido no LEPU, especificamente para medição de desgaste em ferramentas multicortantes, com aumento de 40 X, precisão de 0,01 mm e resolução de 5 µm, sendo que a frequência de medição variou de acordo com a severidade dos ensaios.

A vida da ferramenta foi analisada em termos do desgaste produzido em função do tempo de usinagem. Ela chega ao final de vida quando o desgaste, VB<sub>B</sub>, atinge um valor pré



determinado. O desgaste de flanco médio,  $VB_B$ , é definido segundo a norma ISO 3685 como mostra a Figura 3.



**Figura 3** – Parâmetros utilizados para medir os desgastes das ferramentas de corte (norma ISO 3685).

A determinação dos coeficientes da equação de Taylor foi feita através de uma metodologia desenvolvida no LEPU (Santos 1996) para otimizar o número de testes. Trata-se de um programa computacional que calcula (estatisticamente) os melhores valores para as condições de corte a partir da faixa de velocidade de corte, profundidade de corte e avanço indicados pelo fabricante das ferramentas. Com isto obtém-se a equação de Taylor com o menor número possível de ensaios. Os valores de entrada e saída do programa são mostrados nas Tabelas 2, 3 e 4. A seguir é mostrada a equação de Taylor na sua forma expandida, onde T é a vida da ferramenta, K é a constante de Taylor,  $VB_B$  é o desgaste de flanco médio,  $v_c$  é a velocidade de corte,  $f_z$  é o avanço por dente,  $a_p$  é a profundidade de corte e A, B, C e D são constantes.

$$T = K \cdot VB_B^A \cdot v_c^B \cdot f_z^C \cdot a_p^D \quad (1)$$

**Tabela 2.** Condições de corte para alimentação do programa (faixa indicada pelo fabricante das ferramentas).

	Mín.	Máx.
$v_c$ (m/min)	120	220
$a_p$ (mm)	1,0	3,0
$f_z$ (mm/dente)	0,075	0,15

**Tabela 3.** Condições de corte utilizadas para obtenção da equação expandida de Taylor para o aço VP20.

	$v_c$	$a_p$	$f_z$
Condição 01	123	1.70	0.141
Condição 02	196	2.62	0.098
Condição 03	208	2.05	0.09
Condição 04	128	2.66	0.084
Condição 05	219	2,48	0,088
Condição 06	159	3,0	0,148
Condição 07	220	2,84	0,117
Condição 08	220	1,81	0,079

Para os três materiais as quatro primeiras condições de corte são idênticas. Isto ocorreu porque os valores máximos e mínimos dos parâmetros de corte utilizados na entrada de dados do programa de otimização são os mesmos. Devido ao rendimento do material VP20 UF2 ter sido inferior ao do VP20 UF1 e semelhante ao do VP20, observado nos resultados das quatro primeiras condições de corte, resolveu-se não utilizar mais este aço em ensaios subsequentes, e levantar a Equação de Taylor apenas para os materiais VP20 e VP20 UF1.

**Tabela 4.** Condições de corte utilizadas para obtenção da equação expandida de Taylor para o aço VP20 UF1.

	$v_c$	$a_p$	$f_z$
Condição 01	123	1,70	0,141
Condição 02	196	2,62	0,098
Condição 03	208	2,05	0,09
Condição 04	128	2,66	0,084
Condição 05	220	2,15	0,0817
Condição 06	220	2,19	0,091
Condição 07	220	2,18	0,093
Condição 08	120	2,21	0,113

Com o decorrer dos ensaios verificou-se, com auxílio do programa de otimização, que a profundidade de corte não apresentava influência significativa na vida da ferramenta, contribuindo para que a equação obtida não a representasse satisfatoriamente. Então optou-se por eliminar este parâmetro no cálculo dos coeficientes da equação de Taylor, ou seja, utilizar a equação na sua forma um pouco mais simplificada, sem a profundidade de corte, como mostrado na equação 2.

$$T = K \cdot VB_B^A \cdot v_C^B \cdot f_z^C \quad (2)$$

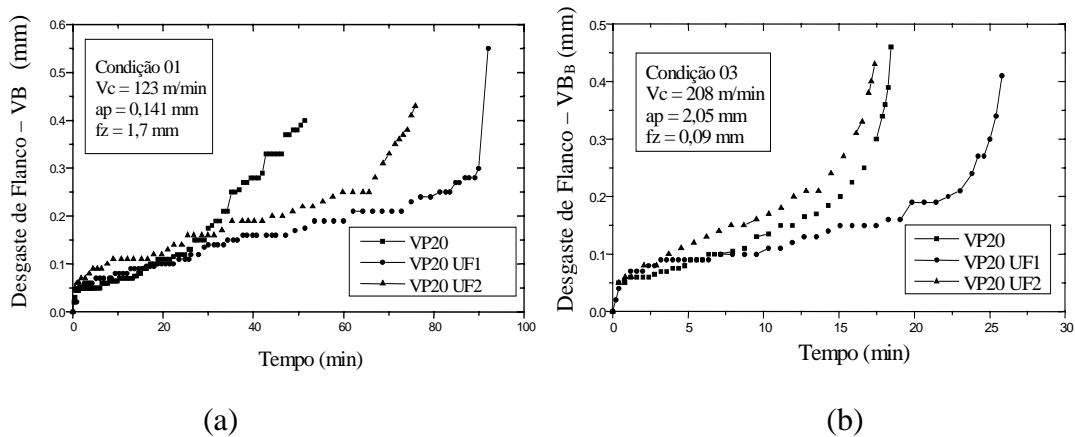
### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Em todas as condições de corte realizadas, o material tratado com cálcio, VP20 UF1, apresentou superioridade em relação a vida da ferramenta quando comparado com as outras variedades. Entre as duas variedades tratadas, o VP20 UF1 foi superior ao VP20 UF2, o que pode ser facilmente explicado através da maior absorção do cálcio pelo primeiro, como pode ser observado na Tabela 1. O desempenho do VP20 UF2 foi intermediário e semelhante ao do material não tratado. Porém, ainda assim pode-se ressaltar a eficiência do tratamento com o cálcio pois este material possui uma quantidade de enxofre cerca de dez vezes menor que o VP20.

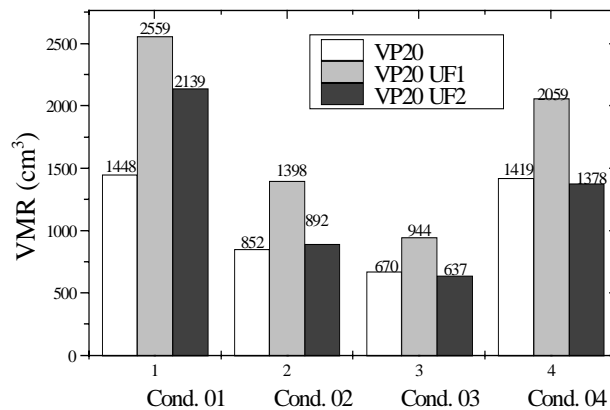
A Figura 4 mostra o desgaste de flanco médio para os três materiais nas condições 1 e 3, condições nas quais houve a maior e a menor diferença de desempenho entre os materiais.

De acordo com os resultados obtidos e mostrados nas Figuras 4 e 5, pode-se observar que o aço tratado com cálcio apresentou melhor usinabilidade que o aço não tratado. A vida da ferramenta foi superior em todas condições de corte utilizadas para o VP20 UF1, e o VP20 UF2 apresentou resultados superiores em alguns ensaios e semelhantes ao VP20 em outros. Pode-se observar estes resultados na forma de volume de material removido, como mostrado na Figura 5. O aço VP20 UF1 possibilitou uma maior quantidade de material removido em todas condições de corte analisadas, sendo que esta superioridade variou de cerca de 41% até cerca de 77% nas condições de diferença mínima e máxima respectivamente. O VP20 UF2

apresentou resultados muito semelhantes ao VP20 com exceção da primeira condição, onde foi um pouco superior



**Figura 4.** Desgaste de flanco médio ( $VB_B$ ) em função do tempo de usinagem. (a) Condição 01 (b) Condição 03.



**Figura 5.** Volume de material removido no fresamento dos materiais VP20 e VP20 UF.

As equações expandidas de Taylor foram calculadas pelo programa computacional utilizado e são mostradas a seguir:

Para o VP20:

$$T = 7,998 \cdot 10^6 \cdot v_c^{-2,4613} \cdot f_z^{-0,429} \cdot VB_B^{0,9144} \quad (3)$$

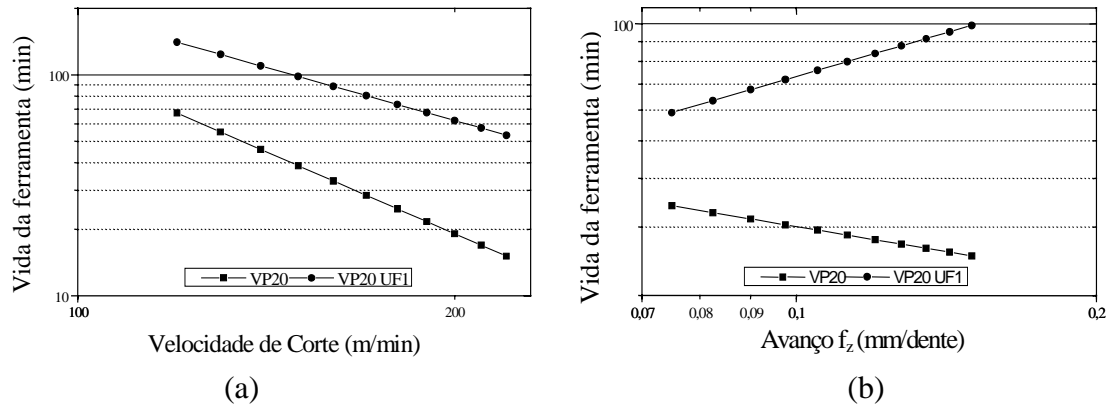
Para o VP20 UF1:

$$T = 6,23 \cdot 10^6 \cdot v_c^{-1,6016} \cdot f_z^{0,7449} \cdot VB_B^{1,5394} \quad (4)$$

A Figura 6 mostra simulações das equações acima, para os dois materiais, em função da velocidade de corte e do avanço por dente. Em todas as curvas, a vida da ferramenta foi estudada dentro da faixa de condições de corte anteriormente estabelecida (indicada pelo fabricante). No caso da Figura 6 a) variou-se a velocidade de corte dentro desta faixa e o avanço foi mantido constante em seu valor médio ( $f_z=0,1135$  mm/dente). Na Figura 6 b) utilizou-se o mesmo procedimento, porém, foi variado o avanço por dente e a velocidade de corte foi mantida constante em seu valor médio ( $v_c=170$  m/min).

Qualquer que seja o parâmetro considerado ( $v_c$  ou  $f_z$ ), a ferramenta apresentou uma superioridade considerável em relação ao tempo de vida para o aço VP20 UF1. Qualquer

simulação feita dentro da faixa de variação desses parâmetros, como mostrado nas figuras acima confirma esta superioridade.



**Figura 6.** Simulação das equações de Taylor para o VP20 e o VP20 UF1 em função da (a) velocidade de corte para  $f_z = 0,1135$  mm/dente e  $VB_B = 0,4$  mm (b) em função do avanço por dente, para  $v_c = 170$  m/min e  $VB_B = 0,4$  mm.

Na Figura 6 a, pode-se verificar que a diferença na vida da ferramenta entre os dois materiais aumenta, em porcentagem, com o aumento da velocidade de corte. Isto pode ser explicado devido a maior geração de calor causada pelo aumento da velocidade. A geração de calor é uma condição necessária para formação da camada protetora. Apesar da vida da ferramenta diminuir com o aumento da velocidade, ela diminui numa taxa menor para o aço tratado do que para o aço não tratado com cálcio. Segundo Mori et al (1988), os óxidos de cálcio se amolecem sobre a superfície da ferramenta a altas temperaturas, cobrindo esta superfície prevenindo, assim, o desgaste.

Na Figura 6 b pode-se perceber que para o aço tratado, de acordo com a simulação feita, a vida da ferramenta aumenta com o aumento do avanço. Isto não ocorreu com o aço convencional. Novamente, a maior geração de calor com maiores avanços deve ser o fator que proporciona este aumento da vida da ferramenta através da formação mais adequada da camada protetora.

Segundo Fang e Zhang (1996), à altas temperaturas, as inclusões estão mais macias (menos abrasivas) ou perto da fusão e podem ser facilmente expelidas e cobrir a superfície da ferramenta para formar a camada aderente. O filme lubrificante formado sobre a aresta de corte ocorre devido as altas temperaturas ali desenvolvidas (1000 a 1250°C) (Tessler e Barbosa, 1994). Portanto, é necessário a geração de altas temperaturas para que o mecanismo pelo qual os aços tratados ao cálcio se torne mais eficiente.

#### 4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados obtidos e apresentados, pode-se tirar as seguintes conclusões:

- O aço tratado ao cálcio, VP20 UF1, apresentou uma vida superior ao aço não tratado em toda faixa de condições de corte analisada para o processo de fresamento de topo. A superioridade variou de 41 % a 77 % em termos de volume de material removido.
- O aço VP20 UF2 proporcionou uma vida da ferramenta inferior ao VP20 UF1 e, na maioria das condições, os resultados são semelhante aos encontrados para o aço não tratado. Isto ocorreu devido à menor eficiência de incorporação do cálcio no VP20 UF2, e conseqüentemente uma menor quantidade de inclusões modificadas pelo cálcio.

- O tratamento com cálcio se mostrou muito eficiente, mesmo no aço VP20 UF2, que teve um baixo rendimento de incorporação de cálcio, e apresentou resultados muito semelhantes ao aço não tratado, VP20, que possui uma quantidade de enxofre cerca de 10 vezes maior.
- O aumento da velocidade de corte reduziu a vida da ferramenta, enquanto o aumento do avanço proporcionou um aumento na vida da ferramenta, para o aço tratado, dentro da faixa de condições de corte estudada, para o processo de fresamento de topo.
- O tratamento ao cálcio desses materiais se mostrou eficiente, aumentando a vida da ferramenta, devendo ser fortemente recomendados.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem colaboração da Villares Metals S.A. pelo fornecimento dos materiais, ao técnico Reginaldo Ferreira de Souza pela contribuição nos ensaios experimentais, à CAPES pela bolsa de estudo fornecida a um dos autores, e à FEMEC/UFU pelas facilidades disponibilizadas.

## 6. REFERÊNCIAS

- Altan, T.; Lily, B. W.; Kruth, P. J.; König, W.; Tönshoff, H. K.; van Luttervelt, C. A.; Khairy, A. B., - “Advanced Techniques for Die and Mold Manufacturing”, Annals of CIRP, Vol 42/4, pp 707, 1993.
- Bhattacharya, D. - “Developments in the Machinability of Steel”, First International Conference on the Behaviour of Materials in Machining, November 1988.
- Capuccio, G.; Ferrante, A.; Bas, J. - “Aços Inoxidáveis Austeníticos com Óxidos Controlados, uma Tecnologia Cofac”, V Seminário Brasileiro do Aço Inoxidável – Inox 96, São Paulo, Nov. 1996.
- Engineer, S.; Huchtermann, B.; Schuler, V., - “An Investigation of the Effect of Sulphur, Tellurium and Calcium on the Machinability and Technological Properties of Engineering Steels”, First International Conference on the Behaviour of Materials in Machining, November 1988.
- Fang, X. D., Zhang, D. - “ An Investigation of Adhering Layer Formation During Tool Wear Progression in Turning of Free Cutting Stainless Steel”, Wear 197 (1996)
- Ferraresi, D., - “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, Editora Edgard Blucher Ltda. São Paulo, 1977, 751 pgs
- Mori, T.; Yanase, M.; Ebihara, T.; Yoshida, M.; Niwa, S., - “Qualities of Free Cutting Steels for Machine Structural Use, Containing Calcium, Sulfur and Lead, Produced by continuous Casting Process”, First International Conference on the Behaviour of Materials in Machining, November 1988.
- Santos, A. L. B., “Otimização de Ensaio Utilizados na Determinação da Equação de Taylor Expandida”, Dissertação de Mestrados, UFU, Uberlândia MG, 1996.
- Tessler, M. B.; Barbosa, C. A., - “USIFAC: Aços inoxidáveis Austeníticos com Usinabilidade Melhorada”, Anais do 49º Congresso Anual ABM, São Paulo, Outubro – 1994.
- Tönshoff, H. K.; Cassel, C., - “Effects of Non-Metallic Inclusions in Quenched and Tempered Steel on the Wear Behavior of Cermet Cutting Tools”, Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 49, January, 1993.

# UTILIZAÇÃO DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS NA SIMULAÇÃO DE PROCESSOS DE SOLIDIFICAÇÃO DE LIGAS METÁLICAS

**Suzimara Rossilho de Andrade  
Rezende Gomes dos Santos**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais, CP: 6122, CEP.: 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail : [suzi@fem.unicamp.br](mailto:suzi@fem.unicamp.br), [rezende@fem.unicamp.br](mailto:rezende@fem.unicamp.br)

## Resumo

O trabalho analisa a aplicação do Método de Elementos Finitos na simulação do processo de solidificação de peças metálicas. O *software*, de aplicação genérica, Ansys é utilizado como ferramenta para resolução dos problemas. O Ansys é um programa que utiliza o Método de Elementos Finitos para a resolução de problemas mecânicos, e esse trabalho explora a sua aplicação na área térmica, mais especificamente, nos processos de transformação de fase. Simulações do processo de solidificação, das ligas Zn-2%Al e Al-4,5%Cu, são desenvolvidas, variando-se as formas e materiais dos moldes. As curvas de resfriamento obtidas numericamente, para o metal e o molde, são comparadas com resultados experimentais. Após a análise dos resultados são também apresentadas outras simulações com algumas variações em relação às já citadas com o objetivo de melhor demonstrar as possibilidades de aplicação do programa Ansys salientando sua capacidade de pré e pós - processamento.

**Palavras-chave :** Simulação, Solidificação, Ligas Metálicas.

## 1. INTRODUÇÃO

A análise matemática do processo de solidificação é bastante complexa, envolvendo equações diferenciais com condições de contorno não lineares, para as quais soluções analíticas exatas são raras e limitadas. Os métodos numéricos têm adquirido uma importância crescente nos últimos anos associada ao intenso desenvolvimento da área computacional. Os principais métodos numéricos utilizados para análises matemáticas de processos de solidificação são o Método das Diferenças Finitas (MDF), o Método de Elementos Finitos (MEF) e o Método dos Volumes Finitos (MVF). Basicamente, um modelo matemático deve tratar de três aspectos relativos ao fenômeno da solidificação : a transferência de calor no metal (líquido e sólido) e no molde, a liberação de calor latente durante a mudança de fase e a transferência de calor nas interfaces do metal com o molde, do metal com o meio ambiente e do molde com o meio ambiente. Quanto maior o rigor matemático aplicado no equacionamento e solução do problema, em cada um de seus aspectos, maior precisão terão os resultados.

O objetivo desse trabalho é desenvolver simulações numéricas do processo de solidificação de metais e ligas utilizando o software de aplicação genérica Ansys que resolve, numericamente, variados problemas mecânicos pelo Método de Elementos Finitos.

São desenvolvidas simulações da evolução térmica ocorrida no metal e no molde, durante a solidificação da liga Zn-2%Al em molde cilíndrico de aço, e da liga Al-4,5%Cu em molde

triangular de areia. Os resultados teóricos são, então, comparados com resultados obtidos experimentalmente.

## 2. SIMULAÇÃO TÉRMICA UTILIZANDO O ANSYS

A análise térmica desenvolvida pelo Ansys calcula a distribuição de temperatura e parâmetros térmicos relacionadas em um sistema ou componente. Os parâmetros térmicos de interesse são :

- distribuição de temperatura ;
- quantidade de calor ganha ou perdida ;
- gradientes térmicos;
- fluxos de calor .

A base para a análise térmica no Ansys é a equação de balanço de calor obtida a partir do princípio da conservação de energia.

$$\rho \cdot c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = \ddot{q} \quad (1)$$

onde :  
 $\rho$  = densidade  
 $c_p$  = calor específico  
 $T$  = temperatura  
 $t$  = tempo

$\{L\} = \left( \frac{\partial}{\partial X}, \frac{\partial}{\partial Y}, \frac{\partial}{\partial Z} \right)$  = vetor operador

$\{v\} = (V_x, V_y, V_z)$  = vetor velocidade para transporte de calor

$\{q\}$  = vetor fluxo de calor

...

$\ddot{q}$  = quantidade de calor gerado por unidade de volume. (*Ansys Theory Reference*, 1996)

A simulação pelo método de elementos finitos calcula as temperaturas nodais e a partir dessas obtém outros parâmetros térmicos.

O programa trabalha com os três principais modos de transferência de calor : condução, convecção e radiação. Além dos modos de transferência de calor pode-se simular efeitos como transformações de fase (que é o caso desse trabalho) e geração interna de energia (devido ao efeito Joule, por exemplo). A liberação do calor latente durante a solidificação é tratada através do método da entalpia.

O Ansys pode realizar a análise térmica tanto em regime transiente como em regime estacionário. Esse trabalho trata o processo de solidificação como um processo de regime transiente.

### 2.1 Construção do modelo

A construção do modelo de elementos finitos é a primeira e mais demorada parte do processo. O pré processamento de dados engloba a escolha do tipo de análise, tipo de elemento a ser utilizado, as constantes reais do problema, as propriedades físicas dos materiais e a geometria do sistema metal/molde.

O Ansys possui mais de 100 tipos diferentes de elementos para serem escolhidos. O tipo de elemento determina o grau de liberdade do problema, a disciplina a que se refere

(estrutural, térmica, magnética, mecânica de fluidos etc.), define se o modelo será bi ou tridimensional, qual tipo de simetria será considerado, etc. O elemento utilizado nas simulações desse trabalho é o **Plane 77**, esse elemento possui apenas um grau de liberdade, a temperatura. É um elemento bidimensional que pode gerar dois tipos de simetria : uma "tipo espelho" a partir de um eixo escolhido e outra rotacional em torno de um eixo.

A maioria dos elementos requer propriedades físicas dos materiais que eles estão representando dependendo de sua aplicação. Essas propriedades podem ser lineares ou não-lineares, isotrópicas ou anisotrópicas, constantes ou dependentes da temperatura. Dentro de uma mesma análise pode-se ter vários conjuntos de propriedades que definem os múltiplos materiais que podem compor o modelo. As propriedades relevantes na análise térmica são: condutibilidade térmica, densidade, calor específico e entalpia.

Definidas as propriedades, o próximo passo é gerar um modelo de elementos finitos que se adequa à geometria do sistema a simular. Descreve-se a forma geométrica do sistema e instrui-se o Ansys para, automaticamente, dividi-lo em elementos e nós, controlando-se o tamanho desejado.

As malhas utilizadas nas simulações são fixas e a forma é definida pelo programa, para cada sistema metal/molde simulado, a partir do tipo e tamanho de elemento utilizado.

Especificar as condições de contorno e os intervalos de tempo são as próximas tarefas. Inicialmente, no caso da análise térmica, o tipo de análise é escolhido entre transiente e estacionário. Aplica-se , então, as condições iniciais e de contorno do problema , que nesse caso, englobam temperatura inicial do material metálico e do molde, valor do coeficiente de transferência de calor por convecção e indicação das regiões onde ocorre esse tipo de fluxo (interface molde/meio envolvente) e temperatura do meio que envolve o sistema. Finalmente, se escolhe o intervalo de tempo utilizado nos cálculos e o tempo total de simulação e o programa está pronto para iniciar a solução do problema.

## 2.2 Condições de contorno e simplificações adotadas.

Os dois casos analisados nesse trabalho foram tratados, basicamente, da mesma maneira. Como já citado, o mesmo tipo de elemento foi utilizado, **Plane 77**, sendo diferente, entretanto, o tipo de simetria proposto. Outra semelhança entre os modelos, é que foram tratados bidimensionalmente e utilizaram a mesma adaptação descrita a seguir para que os resultados apresentados fossem os mais próximos possíveis aos experimentais.

No processo real de solidificação, o contato térmico, na interface metal/molde, não é perfeito devido a contração do metal líquido após a transformação de fase, o processo de transferência de calor pode ser encarado como sendo unicamente realizado através de um filme fino gasoso que preenche o espaço, denominado *gap*, entre as superfícies (Prates, 1978). A formulação proposta é :

$$q_N = h_i \cdot (T_{is} - T_{im}), \quad (2)$$

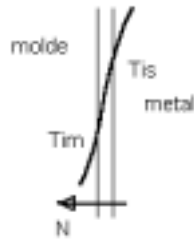
onde :  $h_i$  = coeficiente Newtoniano de transferência de calor (determinado, na maioria das vezes, experimentalmente) [ W/K.m<sup>2</sup> ],

$T_{is}$ = temperatura do material metálico solidificado [K],

$T_{im}$ = temperatura da parede interior do molde [K].

Essa contração do metal, e conseqüentemente, esse processo de transferência de calor não são considerados pelo Ansys, que considera contato perfeito entre os metais e transferência de calor apenas por condução, sendo a convecção tratada apenas na interface entre o molde e o meio que o envolve.





**Figura 1** : Transferência Newtoniana de calor.

Para contornar esse problema, foi introduzido entre o metal e o molde um terceiro material (Andrade, 1999), ou pode-se dizer um segmento do molde, de espessura muito pequena, cujo coeficiente de transferência de calor Newtoniano é transformado em condutibilidade térmica relacionando-se as equações de condução e convecção :

- Equação da condução :

$$q = \frac{k}{\Delta x} (T_1 - T_2) \quad (3)$$

- Equação da convecção :

$$q = h_i (T_1 - T_2) \quad (4)$$

Obtendo-se:

$$\frac{k}{\Delta x} = h_i \quad \text{e} , \quad k = h_i \cdot \Delta x \quad (5)$$

onde :  $k$  = condutibilidade térmica [ W/K.m]

$\Delta x$  = tamanho do *gap* simulado [m].

Para cada caso, o coeficiente de transferência  $h_i$  é transformado em condutibilidade térmica, pela equação 5, que é atribuída como uma das propriedades do material que compõem o pequeno espaço, entre o material e o molde, criado em cada modelo.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

A liga Zn-2%Al foi solidificada utilizando-se um molde cilíndrico de aço-carbono, material condutor que funciona como absorvedor de calor do sistema. Para garantir a predominância do fluxo de calor radial, as bases inferior e superior do molde foram isoladas por material refratário a base de sílica.

O molde apresenta uma pequena conicidade para facilitar o procedimento de desmoldagem. O diâmetro médio interno do molde é de 60mm, externo de 160mm e 180mm de altura .

No ensaio foram obtidos perfis de temperatura em três pontos do material metálico, sendo que os termopares foram posicionados em um mesmo plano perpendicular ao eixo do molde e em posições diferentes em relação ao centro. A liga foi fundida em um cadinho de carbetto de silício, revestido internamente por uma pintura de material refratário para evitar algum tipo de contaminação, e vazada a uma temperatura, aproximadamente, 10% maior que a temperatura

*líquidus*. As curvas foram registradas por termopares tipo K conectados a um registrador de dados digital que armazenou os dados que depois foram descarregados em um micro.

Na segunda experiência, a liga Al-4,5%Cu foi solidificada em um molde triangular de areia com resina de cura a frio.

O registrador com os termopares tipo K também foram utilizados nesse experimento. O molde consistia em um triângulo equilátero com paredes de espessura de 50mm e com paredes internas de 80mm de comprimento.

A liga foi fundida, também, em um cadinho de carvão de silício recoberto por massa refratária. Antes do vazamento o molde foi aquecido a uma temperatura de aproximadamente 150°C para evaporação de água que poderia causar acidentes decorrentes do contato com o alumínio líquido. Durante o vazamento, a temperatura do molde era de aproximadamente 50°C, e a liga foi vazada a uma temperatura cerca de 10% superior a temperatura *líquidus*.

**Tabela 1** : Propriedades termofísicas das ligas utilizadas

Propriedade	Al-4,5%Cu	Zn-2%Al	Referência
Densidade no estado sólido [ kg/m <sup>3</sup> ]	2600	6820	Poirier et al, 1987; Pehlke et al, 1982
Densidade no estado líquido [ kg/m <sup>3</sup> ]	2450	6400	Poirier et al, 1987; Pehlke et al, 1982
Calor específico no estado sólido [ J/kg K ]	1100	489	Sahn e Hansen, 1984; Pehlke et al, 1982
Calor específico no estado líquido [ J/kg K ]	900	525	Sahn e Hansen, 1984; Pehlke et al, 1982
Temperatura <i>Líquidus</i> [ °C ]	646	402	Swaminathan, 1994
Temperatura <i>Sólidas</i> [ °C ]	548	382	Swaminathan, 1994
Condutibilidade Térmica [ W/mK ]	200 - 548 °C 100 - 646 °C	114 - 382 °C 84 - 402 °C	Voller e Sundarraj, 1995; Birch, 1990
Calor Latente [ J/kg ]	390000	112200	Voller e Sundarraj, 1995; Birch, 1990

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As curvas teóricas de resfriamento da liga Zn-2%Al obtidas através da simulação no Ansys estão comparadas a seguir com as curvas obtidas experimentalmente (figura 2). Durante a experiência, monitorou-se a evolução térmica da liga em solidificação através de termopares posicionados a uma mesma altura do cilindro em três posições diferentes em relação ao centro: a 1mm da interface metal/molde, a 15mm da interface e no centro do cilindro.

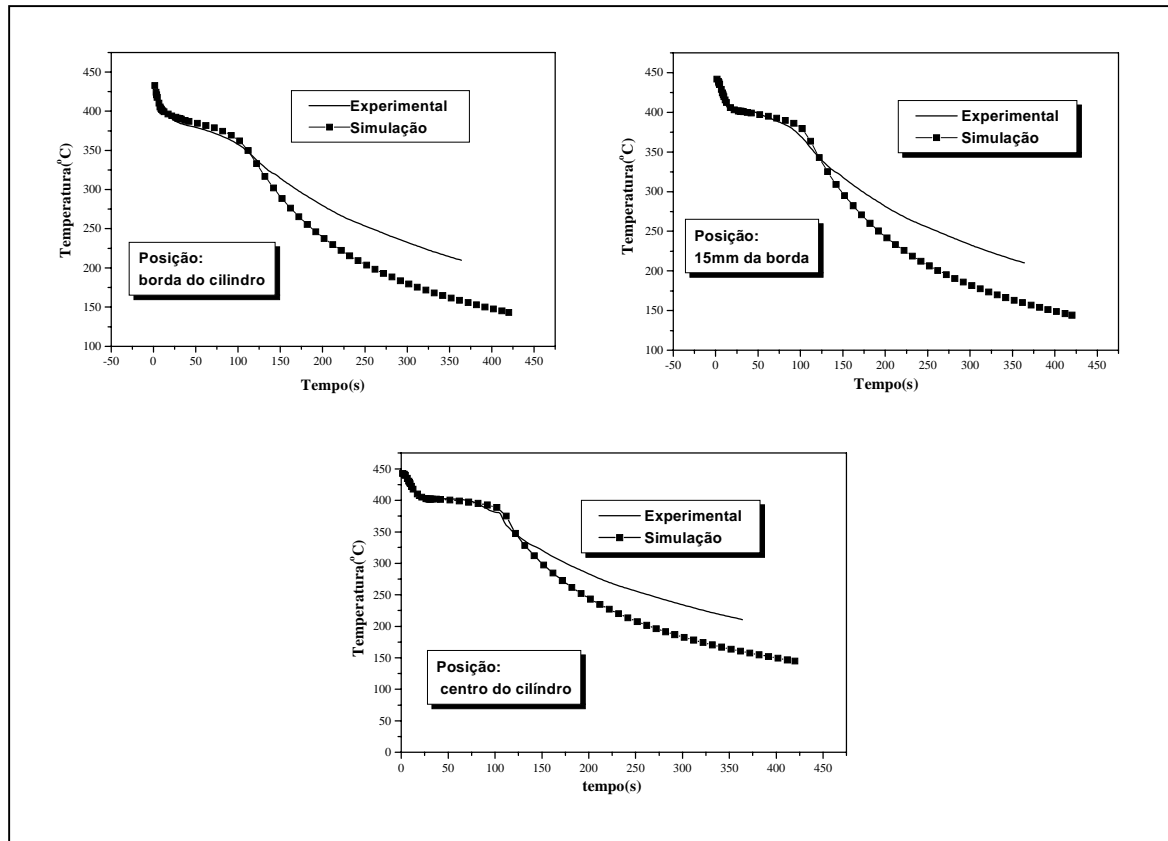
O superaquecimento adotado foi da ordem de 10% acima da temperatura *líquidus* da liga, sendo que a temperatura de vazamento ( $T_v$ ) foi de 443°C, e adotou-se a temperatura inicial do molde como sendo a temperatura ambiente (26°C). Foram utilizados valores variáveis com a temperatura para o coeficiente de transferência de calor Newtoniano ( $h_i$ ), (tabela 2). O coeficiente convectivo de transferência de calor na interface molde/meio foi considerado constante e igual a 90W/m<sup>2</sup>K.

No caso da liga Al-4,5%Cu o calor era extraído pelas paredes do molde de areia, sendo que as faces superior e inferior foram, também, isoladas com material refratário.

A simulação foi realizada a partir de um corte da seção triangular transversal do sistema metal/molde e as curvas térmicas experimentais registradas por termopares localizados em um mesmo plano, em diferentes posições do metal. No modelo numérico utilizou-se um valor

constante de coeficiente de calor Newtoniano obtendo-se resultados teóricos satisfatórios quando comparados aos resultados experimentais (figura 3).

O valor adotado para o coeficiente de transferência de calor Newtoniano foi de  $500\text{W/m}^2\text{K}$ , e o valor do coeficiente convectivo, na interface molde/meio foi de  $80\text{W/m}^2\text{K}$ .



**Figura 2:** Curvas experimentais e simuladas da solidificação radial de um lingote cilíndrico de 60mm de diâmetro da liga Zn-2%Al, considerando-se  $h_i$  variável no tempo

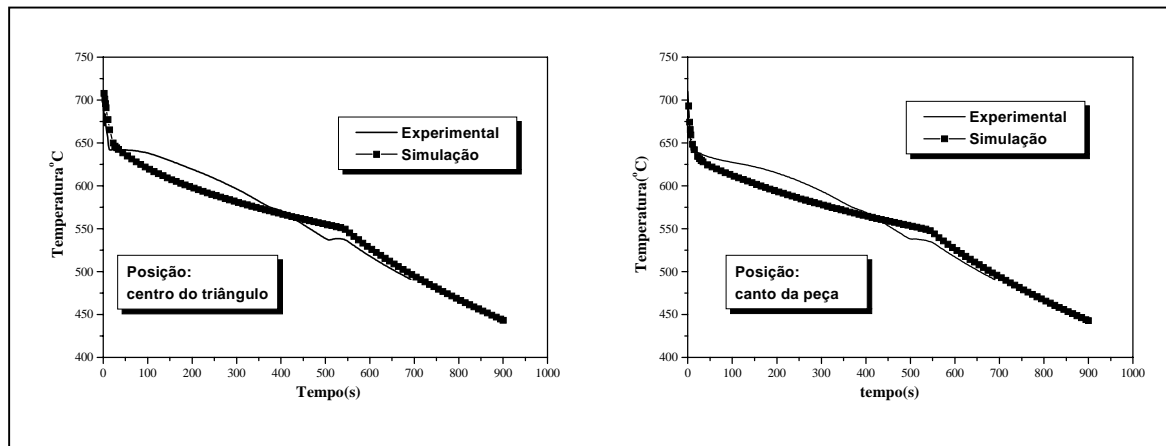
**Tabela 2 :** Variação do coeficiente de transferência de calor na interface metal/molde durante a solidificação da liga Zn-2%Al em molde cilíndrico de aço com extração de calor radial.

Temperatura. ( °C )	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> K)
120	500
250	500
382	900
402	1000
443	2000

Os valores dos coeficientes foram estimados a partir de trabalhos anteriores referentes a sistemas metal/molde semelhantes (Amstalden, 1995; Melo,1996; Osório, Quaresma, Neto, Garcia; 1998 ).

As curvas teóricas referentes à simulação da solidificação da liga Zn-2%Al apresentam valores muito próximos aos experimentais durante o período de solidificação, e vai se distanciando da curva experimental durante o resfriamento do material já solidificado (figura 2).

Vários fatores têm influência sobre o resultado teórico, como por exemplo as propriedades do material metálico utilizado, as condições de contorno adotadas pelo modelo numérico, as propriedades do molde e os coeficiente de transferência de calor nas interfaces metal/molde e molde/meio envolvente.



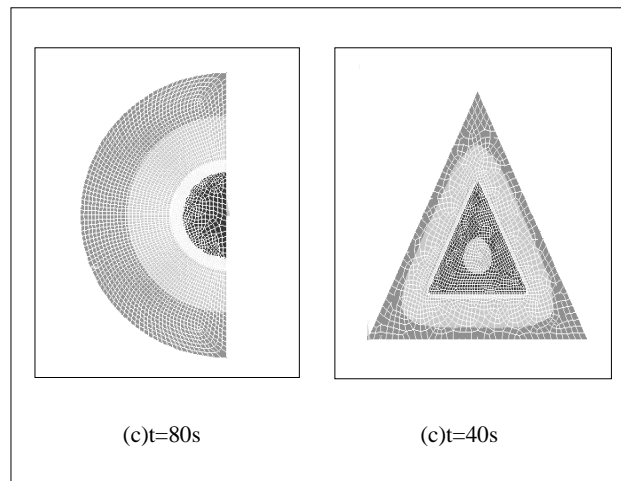
**Figura 3** : Curvas experimentais e simuladas da solidificação da liga Al-4,5%Cu em molde triangular de areia.

As propriedades dos materiais metálicos, tanto no estado líquido como no sólido, são dependentes da temperatura e os valores nem sempre são totalmente conhecidos. Nesses dois estados encontram-se valores diferentes das propriedades termofísicas em diferentes fontes de informação, isso pode causar erros nos resultados teóricos, pois o grau de precisão dos dados físicos utilizados em qualquer modelagem matemática é de grande importância, influenciando os resultados muito significativamente.

As condições de contorno adotadas podem, também, ser uma fonte de erro. No caso da solidificação da liga Zn-2%Al, o molde era cilíndrico e as bases superior e inferior foram isoladas com material refratário para garantir a predominância de fluxo de calor através da parede do molde. Na simulação consideramos o molde de tamanho infinito para garantirmos fluxo radial de calor e não o isolamento por material cerâmico. Outra condição de contorno adotada que pode não estar representando totalmente a realidade é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o molde e o meio. Esse coeficiente é adotado como sendo constante, entretanto pode sofrer variações devido a um possível aumento da temperatura ambiente ao redor do molde que, no caso da simulação, não se altera.

No caso da solidificação em molde de areia os valores obtidos com a simulação diferem, no máximo, em 5% dos valores experimentais. Nesse caso a solidificação ocorre bem mais lentamente que no caso do molde de aço, ocorrendo, praticamente, uma homogeneização da temperatura da peça antes da mudança de estado (Andrade, 1999). Devido a essa solidificação ocorrer de forma lenta e mais perto do equilíbrio, um valor constante do coeficiente  $h_i$  foi suficiente para obtermos resultados teóricos satisfatórios.

Os modelos obtidos com a aplicação do Ansys apresentam vantagens relacionadas com suas ferramentas de pós - processamento, que permitem analisar, através de imagens que representam a peça em sua forma real, a evolução da solidificação em função do tempo. Como exemplos, na figura 4 são apresentadas as peças simuladas em determinados instantes mostrando a evolução do processo de solidificação. Nesse caso, os intervalos de temperatura que compreendem as regiões sólida, pastosa e líquida estão representadas por tons diferentes de cinza, mas pode-se obter qualquer coloração desejada para cada intervalo de temperatura.



**Figura 4 :** Visualização da evolução da solidificação : (a) - solidificação da liga Zn-2%Al (após 80s), (b) - solidificação em molde de areia da liga Al-4,5%Cu (após 40s).

## 5. CONCLUSÕES

Comparando-se os resultados experimentais com os resultados das simulações realizadas com o Ansys conclui-se que o programa pode efetuar, com uma boa margem de segurança, a modelagem de processos de solidificação de ligas metálicas. Apesar de alguns resultados apresentarem algumas diferenças entre as curvas teóricas e experimentais, nota-se que não houve comprometimento dos resultados até o final da solidificação, sendo que os maiores erros ocorrem somente durante o resfriamento da peça já solidificada.

Além dos confiáveis resultados teóricos obtidos na simulação de processos de solidificação das ligas metálicas, o programa apresenta vantagens relacionadas com pré e pós - processamento que tornam conveniente sua utilização. Como exemplos dessas vantagens pode-se citar as facilidades de programação quanto a definição da geometria desejada e a capacidade de tratamento bidimensional e tridimensional dos problemas a serem analisados.

A adaptação utilizada para reproduzir o efeito do *gap* de ar formado na interface metal/molde, se mostrou eficiente e, portanto, pode-se considerar que o programa Ansys pode ser utilizado também na estimativa de valores do coeficiente de transferência de calor Newtoniano. A partir de propriedades físicas bem definidas de ligas metálicas e resultados experimentais de processos de solidificação, o programa pode avaliar, se necessário, esse coeficiente a partir do ajuste de curvas teóricas a curvas de solidificação obtidas experimentalmente.

Finalmente, conclui-se que, o programa apresentou bons resultados nos casos analisados e os resultados das simulações podem ser, portanto, utilizados nos cálculos de vários parâmetros importantes que determinam as propriedades de uma peça que passou por um processo de fundição, como por exemplo, localização e dimensão de poros, os tempos de solidificação local e conseqüentemente as distâncias entre os espaçamentos interdendríticos. E, ainda, considerando-se a possibilidade de tratamento tridimensional e as facilidades de construção dos modelos, pode-se utilizar o programa na otimização de processos de fundição quanto a forma de vazamento, grau ideal de superaquecimento, material do molde utilizado, projeto de alimentadores etc.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Amstalden, J. F., 1995, "Análise da formação de coquilhamento inverso e do número de nódulos de grafita durante a solidificação de ferros fundidos nodulares hipoeutéticos", Dissertação ( Mestrado ), Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, S.P., Brasil, 112p.
- Andrade, S. R., 1999, " Utilização do método de elementos finitos para simulação de processos de solidificação de ligas metálicas", Dissertação (Mestrado ), Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, S.P., Brasil, 68p.
- *Ansys Manual Guide*, 8.ed., New York : SAS IP, Inc., 1998. Cap. 1: Ansys Thermal Analysis Guide, Cap. 4 : Ansys Elements Reference, Cap. 6: Ansys Theory Reference.
- Birch, J., 1990, Castings Manager, Zinc Development Association, New Alloys for Zinc Casting, *Materials & Design*, vol. 11.
- Melo, Mírian L. N. Motta, 1996,"Análise numérico/experimental da formação de microporosidades durante a solidificação de ligas de alumínio", Tese ( Doutorado ),: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, S.P., Brasil, 253p.
- Osório, W. R. R., Quaresma, J. M. V., Neto, M. F., Garcia, A., 1999," Estrutura dendrítica e parâmetros térmicos na solidificação de ligas Zn-Al" , em : CBECIMAT - Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, Curitiba, Brasil.
- Prates, M., Davies, G.J. , 1978 "Solidificação e fundição de metais e suas ligas", São Paulo, LTC/EDUSP.
- Pehlke, R. D., et al, 1982, "Summary of Thermal Properties for Casting Alloys and Mold Materials" , Michigan : University of Michigan.
- Poirier, D. R., Uem, K., Maples, A. L., 1987, "A thermodynamic prediction for microporosity formation in aluminium-rich Al-Cu alloys" *Metall. Trans.*, vol.18A, p. 1979-1987.
- Sahn, P. R., Hansen, P. N., 1984, "Numerical Simulation and Modeling of Casting and Solidification Processes for Foundry and Casthouse", Aachen, Ed. CIATF.
- Swaminathan, C. R., Voller, V. R., 1992, "A general enthalpy method for modeling solidification processes", *Metall. Trans. B*, vol. 23B, p. 651-664.

# **EFEITOS DO CONDICIONAMENTO HIGROTÉRMICO E DA SEQÜÊNCIA DE EMPILHAMENTO DAS CAMADAS EM COMPÓSITOS DE CARBONO/EPÓXI COM BORDAS MOLDADAS**

**Geraldo Maurício Cândido**

**Sérgio Frascino Müller de Almeida**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica

Divisão de Engenharia Mecânica Aeronáutica

12228-900 São José dos Campos – SP e-mail: frascino@mec.ita.cta.br

**Mirabel Cerqueira Rezende**

Instituto de Aeronáutica e Espaço

CTA/IAE/AMR

12228-904 São José dos Campos – SP e-mail: mirabel@iae.cta.br

## **Resumo**

Ambientes úmidos e temperaturas elevadas podem causar uma variedade de mudanças nas propriedades mecânicas e termofísicas dos compósitos poliméricos. O processo de difusão da umidade ocorre com o tempo por ação da capilaridade até o laminado atingir o nível de equilíbrio, afetando principalmente a matriz e a interface fibra/matriz. A seqüência de empilhamento das camadas e o tipo de acabamento da borda livre podem afetar a resistência do laminado, causando a delaminação de borda como também influenciar no processo de absorção de umidade. Os laminados fabricados com bordas moldadas eliminam o acabamento da borda por processo de usinagem convencional com grande ganho de produtividade mas, o seu comportamento mecânico saturado de umidade não foi caracterizado. Este trabalho apresenta os resultados do estudo comparativo de laminados cruzados de carbono/epóxi com bordas moldadas e retificadas nas condições seco e úmido, fabricados com pré-impregnados de fita unidirecional contínua e tecido bidirecional.

**Palavras-chave:** condicionamento higrotérmico, seqüência de empilhamento das camadas, laminados, bordas moldadas e umidade.

## **1. INTRODUÇÃO**

É bem conhecido que ambientes úmidos podem influenciar o desempenho dos compósitos, especialmente quando associados a mudanças de temperatura e/ou tensões, afetando as propriedades mecânicas e termofísicas dos laminados (Wolff, 1993). A umidade pode penetrar na matriz pelo processo de difusão e trabalhar como um plasticizador, interrompendo as ligações polares e danificando a interface fibra/matriz que por conseqüência

contribui para reduzir a rigidez, resistência e temperatura de transição vítrea (Springer, 1981,1984,1988).

Para certificar a utilização de componentes estruturais em condições de serviço é importante investigar o comportamento mecânico dos laminados sob a ação do condicionamento ambiental. Em trabalho recente Cândido *et al.*(1998) demonstraram experimentalmente que o elevado teor de umidade combinado com temperatura alta, podem aumentar ou diminuir a resistência à tração de laminados cruzados de carbono/epóxi fabricados com fita unidirecional contínua em diferentes tipos de acabamento de borda livre.

O acabamento da borda livre por métodos de usinagem convencional é uma etapa que completa o processo de fabricação do compósito por laminação a vácuo e cura em autoclave. Visando eliminar as operações de recorte e acabamento da borda livre, sem penalizar o peso e o custo do compósito, (Almeida & Cândido, 1993) estudaram uma técnica para fabricar laminados com bordas moldadas sem penalizar o peso e o custo da estrutura com grande ganho de produtividade. Porém, verificou-se que, para certas seqüências de empilhamento das camadas, pode haver uma redução na resistência do laminado devido à delaminação causada pela presença de bolsas de resina pura e/ou vazios na vizinhança da borda afetando a magnitude das tensões interlaminares e a tenacidade à fratura do laminado. As tensões interlaminares são causadas pela diferença da razão de *Poisson* e do coeficiente de dilatação térmica entre as camadas (Herakovich, 1981). Essa diferença nas propriedades de engenharia entre as camadas causa o desenvolvimento de um estado triaxial de tensões na vizinhança da borda livre (Pagano & Pipes, 1971). Na prática, os componentes fabricados a partir de laminados sólidos consistem de várias camadas, principalmente de tecido, o que torna inviável o cálculo das tensões interlaminares. Desse modo, os estudos experimentais são imprescindíveis para a análise do problema e principalmente quando são incorporados parâmetros de condicionamento higrotérmico.

Neste trabalho, são apresentados os resultados do estudo comparativo de resistência à tração em laminados de carbono/epóxi com bordas moldadas e usinadas em retifica nas condições seco a temperatura ambiente e úmido simulado em câmara de climatização. Quatro diferentes famílias de laminados cruzados simétricos, foram fabricados com fita unidirecional contínua combinada com tecido bidirecional de carbono de alta resistência.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

O pré-impregnado de carbono/epóxi utilizado foi fornecido pela empresa *Hexcel Composites* na forma de rolos de fita unidirecional contínua e tecido bidirecional estilo *eight-harness satin weave (8-HS)*, atendendo os requisitos de projeto e fabricação de conjuntos estruturais para aplicações aeronáuticas. A fibra de carbono é de alta resistência tratada para maior compatibilidade química com a resina epóxi modificada F-584. Este sistema de resina já contém o endurecedor, apresentando-se parcialmente curado, ou seja, no estágio B, oferecendo ao usuário maiores valores de tenacidade e resistência ao impacto do que as resinas termorrígidas convencionais.

### Fabricação dos laminados

As camadas foram cortadas manualmente com uma faca de lâmina fina guiada por um molde metálico e laminadas na forma de placas planas em diferentes seqüências de empilhamento. Essa placas combinam camadas de tecido bidirecional (0,90) com fita unidirecional posicionadas nas direções 0 e 90 distribuídas em quatro famílias de laminados cruzados simétricos: [(0,90)/0]<sub>s</sub>, [0/(0,90)]<sub>s</sub>, [(0,90)/90]<sub>s</sub> e [90/(0,90)]<sub>s</sub>.

De cada placa foram recortadas cinco amostras de (350 x 50) mm e acomodadas em moldes metálicos com contornos fechados para obter compósitos com bordas moldadas. Esses



moldes foram preparados com desmoldante adequado ao sistema de resina para a cura dos laminados em autoclave.

No ciclo de cura utilizado para o sistema de resina F-584, a temperatura atingiu o valor máximo de 181 °C com 0,69 MPa (6,9 bar) de pressão e o vácuo agindo a 0,083 MPa (0,83 bar) com taxa de aquecimento e resfriamento de 2,5 °C/min. Após a cura os laminados foram desmoldados e inspecionados visualmente. O mesmo procedimento foi empregado na fabricação de placas laminadas, uma de cada família, sobre um molde plano para obter corpos-de-prova com bordas usinadas em retífica para a comparação dos resultados. Para verificar a fração de volume de fibras, conteúdo de vazios e a massa específica do compósito foi utilizado a técnica de digestão química da resina epóxi em ácido nítrico a quente conforme a norma ASTM D 3171.

### **Preparação dos corpos-de-prova**

A geometria do corpo-de-prova utilizado no ensaio de tração apresenta dimensões nominais de (350 x 50) mm e *tabs* de fixação na máquina de ensaio de (75 x 50) mm colado nas extremidades (Lagace, 1986). Os *tabs* foram fabricados com material pré-impregnado de tecido bidirecional de fibra de vidro estilo 7781 e resina epóxi F-155 de cura a 180 °C da *Hexcel Composites*, colados com filme adesivo EA 9628.045 PSF de cura a 120 °C da *Hysol*. O total de quarenta corpos-de-prova foi preparado com bordas moldadas e usinadas em retífica.

Os corpos-de-prova com bordas moldadas passaram por uma operação de rebarbação ao longo da superfície das bordas para remover o excesso de resina que fluiu durante a cura, sem descaracterizar o contorno geométrico. Os corpos-de-prova com bordas usinadas foram recortados das placas, por um disco diamantado para evitar que ocorra a delaminação de borda livre já nas operações de usinagem. As dimensões finais foram obtidas por usinagem em retífica produzindo um ótimo acabamento da borda livre.

Também foram preparadas quatro amostras de acompanhamento de (50 x 50) mm de cada família de laminados com bordas moldadas e retificadas, para o ensaio de condicionamento higrotérmico.

### **Inspeção da Qualidade**

A verificação do padrão da qualidade das placas curadas, quanto ao nível de defeitos do tipo porosidades, bolsas de resina pura, trincas e delaminações foi realizada por teste ultrassônico de inspeção não destrutiva pela técnica de pulso eco. O teste de digestão química da resina epóxi foi utilizado para fornecer as informações relacionadas com o processo de cura.

Por fim, todos corpos-de-prova com bordas livres retificadas e moldadas foram novamente submetidos a inspeção ultrassônica. Nesta etapa foi utilizada a técnica de transmissão total por coluna d'água para detectar a possível existência de delaminações que poderiam ter sido geradas durante os procedimentos de usinagem e acabamento da borda livre. Não foi registrado nenhum tipo de discrepância, portanto os corpos-de-prova foram preparados e enviados para os ensaios propostos.

## **3. RESULTADOS**

### **Digestão Química**

Os dados obtidos na digestão química permitiram calcular os valores médios do conteúdo de resina em peso do laminado que é de 27,7%, a fração volumétrica de fibras de 64,7% (v/v), conteúdo de vazios de 0,51% (v/v) e a massa específica de 1,58 g/cm<sup>3</sup>, certificando a boa qualidade do compósito.

## Condicionamento Higrotérmico

Quarenta corpos-de-prova de tração e trinta e duas amostras de acompanhamento das famílias de laminados fabricadas com bordas moldadas e usinadas em retífica foram selecionadas para o ensaio de condicionamento higrotérmico simulado em uma câmara de climatização. Este é um teste gravimétrico que controla a alteração do ganho de umidade no laminado em função do tempo pela medida da mudança de massa nas amostras de acompanhamento completamente expostas a condição ambiental de teste, até que estas alcancem o estado efetivo de equilíbrio de umidade na estrutura do compósito.

Baseado no Procedimento B da norma ASTM D 5229/D5229 M-92 para os corpos-de-prova de compósitos a serem submetidos aos ensaios mecânicos na condição úmida, todos laminados foram expostos à temperatura de 80 °C, que é o máximo valor recomendado pela norma para matriz epóxi curada a 177 °C, e o teor de umidade relativa escolhido foi de 95%. Estes parâmetros foram programados em uma câmara de condicionamento *Heraus Vötsch* modelo VUK 08/1000, calibrada para manter por monitoração automática o valor da temperatura na faixa de  $\pm 1$  °C e o teor de umidade relativa na faixa de  $\pm 3\%$ .

Antes de iniciar a climatização todos corpos-de-prova e amostras de acompanhamento foram previamente secados em estufa a  $110 \pm 2$  °C por duas horas. Após este período somente as amostras de acompanhamento foram imediatamente removidas para um dessecador até que se atingisse a temperatura ambiente e pesadas em balança analítica enquanto que os corpos-de-prova permaneceram na estufa. Este procedimento foi realizado baseado na norma ASTM C 562-85 e repetido várias vezes até que ocorresse a estabilização da massa seca, com precisão de  $\pm 0,002$  g nos laminados. Em seguida, esses corpos-de-prova e amostras de acompanhamento foram armazenados na câmara de climatização e iniciado o condicionamento. Semanalmente todas amostras de acompanhamento foram removidas e pesadas em uma balança analítica *Sartorius Jundilab* – modelo BP 2105 com precisão de 0,1mg, enquanto que os corpos-de-prova permaneceram na câmara.

A operação de remoção das amostras foi sempre realizada com rapidez e as amostras imediatamente armazenadas em uma embalagem plástica para evitar que o contato com a temperatura ambiente do laboratório interferisse no conteúdo da umidade absorvida. Essa operação se repetiu por cinco semanas até que os laminados atingissem o limite efetivo de saturação de umidade. As médias do ganho de massa acumulado verificada nas amostras de acompanhamento das quatro famílias de laminados com bordas retificadas e moldadas estão mostradas na Tabela 1. A redução da umidade verificada na quarta semana ocorreu devido a problema na câmara de climatização nesse período.

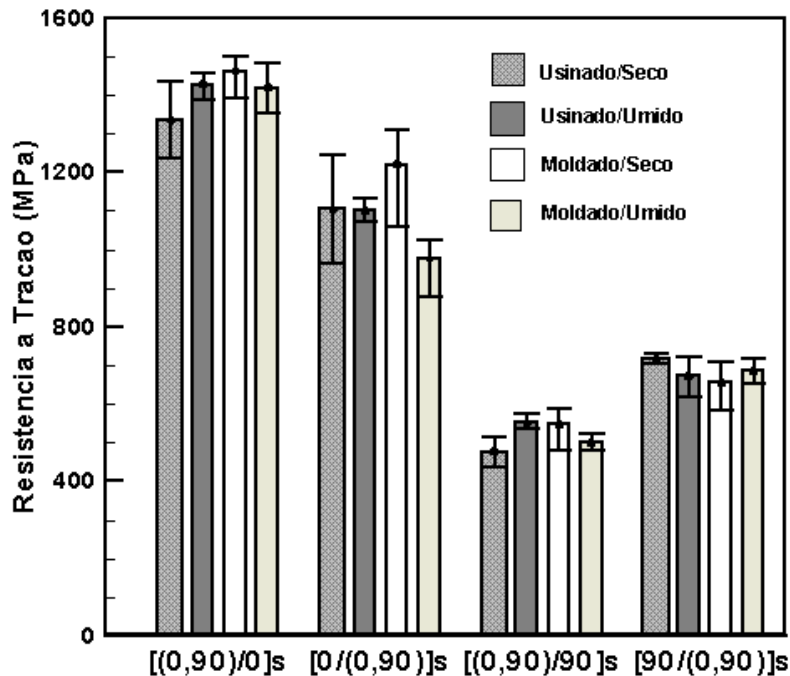
**Tabela 1.** - Média do ganho de massa dos laminados condicionados.

Família de Laminados	Acabamento da Borda	Média do Ganho de Massa (%)				
		1ª Semana	2ª Semana	3ª Semana	4ª Semana	5ª Semana
[(0,90)/0] <sub>s</sub>	Retificada	0,57	0,58	0,61	0,58	0,63
	Moldada	0,57	0,56	0,61	0,56	0,63
[0/(0,90)] <sub>s</sub>	Retificada	0,70	0,69	0,71	0,66	0,74
	Moldada	0,69	0,67	0,71	0,65	0,73
[(0,90)/90] <sub>s</sub>	Retificada	0,66	0,64	0,67	0,63	0,69
	Moldada	0,61	0,59	0,61	0,55	0,64
[(90)/(0,90)] <sub>s</sub>	Retificada	0,66	0,64	0,68	0,62	0,70
	Moldada	0,64	0,61	0,63	0,57	0,65

## Resistência à tração

Após o condicionamento todos corpos-de-prova foram removidos da câmara, embalados e imediatamente ensaiados em tração. O ensaio foi realizado em uma máquina *Instron* modelo

1332 à temperatura ambiente com velocidade de 1,0 mm/min. A importância do efeito de borda livre na resistência dos laminados pesquisados, para ambos os tipos de acabamento de borda, foi caracterizada pela avaliação do efeito da seqüência de empilhamento das camadas. A medida da tensão de fratura de cada família de laminados com bordas retificadas e moldadas, seco e úmido está apresentada na figura 1. Nesta figura incluem-se também os resultados obtidos por (Cândido, 1993) em corpos-de-prova secos com bordas retificadas e moldadas. O maior e menor valor medido também foi incluído para caracterizar a dispersão de dados. Fotomicrografias típicas da seção transversal dos laminados analisados, próximas à região de borda livre e interior do laminado são mostradas nas figuras 2 a 5.



**Figura1.** - Resultados dos ensaios de resistência à tração dos laminados.

#### 4. DISCUSSÃO

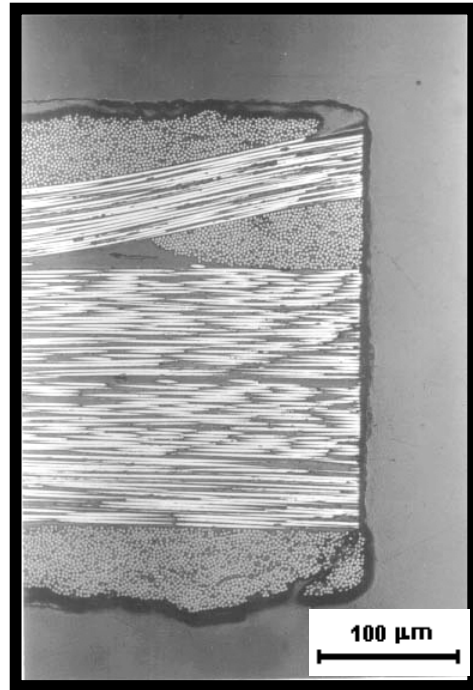
A análise dos resultados de absorção de umidade apresentados na Tabela 1, indica que a concentração aumenta rapidamente com o tempo na primeira semana de condicionamento e se aproxima lentamente do nível de equilíbrio após vários dias de exposição ao ambiente úmido, levando todos laminados a atingir um ganho de massa médio de mesma ordem. Isso é esperado uma vez que esses laminados foram produzidos com espessura uniforme e isentos de defeitos de fabricação, tais como, trincas, bolhas, vazios e delaminações, como observado nas inspeções ultra-sônicas e na determinação de vazios via digestão química da resina. Além disso, a seqüência de empilhamento das camadas, orientação das fibras e os tipos de acabamento da borda livre pesquisados, devem ter influenciado muito pouco no processo de difusão da umidade.

Os resultados mostram, também, que os laminados com bordas retificadas das famílias [(0,90)/90]<sub>s</sub> e [90/(0,90)]<sub>s</sub>, apresentam, em geral, um ganho de massa ligeiramente superior em comparação aos laminados com bordas moldadas. Isso pode ter ocorrido porque neste tipo de laminado que contém camadas de tecido bidirecional, há a formação natural de pequenas bolsas de resina nos espaços entre a trama e o urdume, como é mostrado na figura 2. Quando

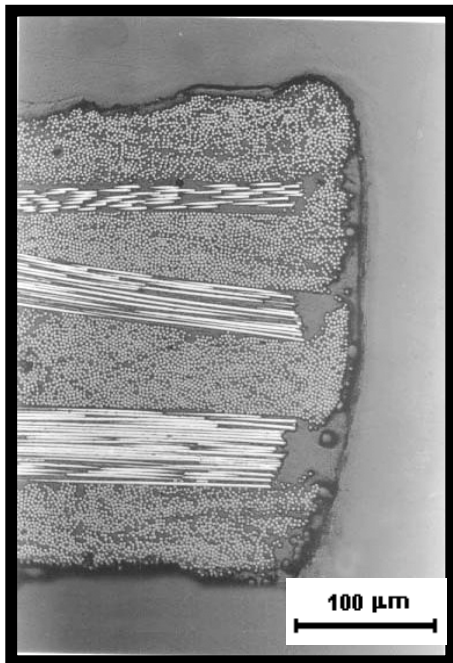
esses laminados foram submetidos às operações de corte e retifica, microtrincas podem ter se desenvolvido nessas regiões do material, que coincidem com a borda livre, e danificado a interface fibra/resina das fibras a 90°, que se apresentam em maior densidade nessas famílias. Como as características químicas da resina influenciam fortemente no processo de absorção, a difusão da umidade pode ter sido acelerada por ação da capilaridade nas microtrincas, assim como, pelas interfaces expostas na superfície das bordas retificadas ilustrada na figura 3.



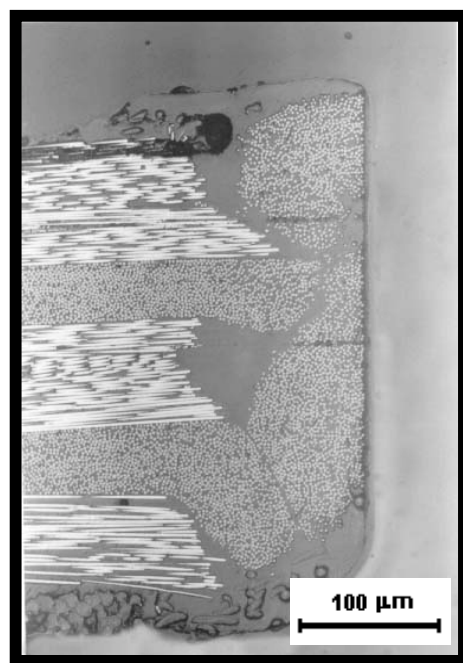
**Fig. 2.** - Seção transversal do interior do laminado  $[90/(0,90)]_s$ .



**Fig. 3.** - Seção transversal da borda moldada do laminado  $[(0,90)/90]_s$ .



**Fig. 4.** - Seção transversal da borda moldada do laminado  $[0/(0,90)]_s$ .



**Fig. 5.** - Seção transversal da borda moldada do laminado  $[90/(0,90)]_s$ .

A análise dos resultados de resistência à tração dos compósitos na condição seca mostrados na figura 1, indica que os laminados com bordas retificadas das famílias  $[(0,90)/0]_s$ , são em média, 17% mais resistentes do que os laminados  $[0/(0,90)]_s$ . O mesmo resultado também foi registrado para os laminados com bordas moldadas. Isto mostra que o efeito da seqüência de empilhamento das camadas para este tipo de laminado, com maior conteúdo de fibras a  $0^\circ$ , se manifesta igualmente. A quantidade de fibras longitudinais é determinante para que ocorra um maior fluxo delas em direção a região de borda durante a cura do compósito na autoclave, formando um arranjo de resina rico em fibras na borda moldada, como mostra a figura 4. Mas os resultados de resistência são favoráveis aos laminados com bordas moldadas, o que sugere que quanto maior for a densidade de fibras longitudinais no interior da borda livre, melhor será o desempenho do laminado sob carregamento em tração.

Ainda na condição seca, os resultados apresentados pelos laminados  $[90/(0,90)]_s$ , são em média 33% mais resistentes do que os laminados  $[(0,90)/90]_s$ , quando as bordas retificadas foram utilizadas. Porém quando as bordas moldadas foram consideradas, ocorreu a redução de 17%. Neste caso, o efeito da seqüência de empilhamento de camadas para este tipo de laminado é mais severo com bordas retificadas do que com bordas moldadas. A figura 5 mostra que para o laminado  $[90/(0,90)]_s$  as bordas moldadas são tipicamente formadas por resina reforçadas por fibras a  $0^\circ$  e pequenas áreas de resina pura. Já para o laminado  $[(0,90)/90]_s$  a borda moldada apresenta uma grande bolsa de resina. A presença dessa bolsa reduz a resistência do laminado como foi experimentalmente demonstrado.

Os resultados obtidos para todos laminados na condição úmida, resumidos na figura 1 fica evidente que a absorção de umidade tem uma influência nas propriedades da resina. É observado uma grande influência na resistência à tração dos laminados com bordas retificadas e moldadas, indicando que as propriedades do compósito, principalmente as da resina e a interface fibra/resina foram afetadas.

A análise dos dados de resistência dos laminados com bordas retificadas das famílias  $[(0,90)/0]_s$ ,  $[0/(0,90)]_s$  e  $[(0,90)/90]_s$  indica que a concentração de umidade foi favorável a resistência desses laminados em relação aos secos o que sugere que a umidade atuou como tenacificante da matriz sem danificar a interface fibra/resina, como também reduziu a dispersão de dados. Entretanto, nos laminados com bordas moldadas verificou-se o efeito deletério da umidade com o decréscimo da propriedade de resistência à tração dessas famílias. A umidade trabalhou como um plasticizador podendo ter causado a destruição da interface devido a quebra das ligações da resina.

No arranjo de resina e fibras que se forma na borda moldada ocorre o surgimento de pequenas bolsas de resina que podem favorecer a absorção de umidade. Porém nos laminados da família  $[90/(0,90)]_s$  o comportamento dos esforços atuantes nos laminados determinaram o desempenho mecânico contrário. Os laminados com bordas retificadas úmidos tiveram resultados inferiores aos secos mas com a dispersão de dados maior. Por outro lado, os laminados com bordas moldadas úmidos são mais resistentes que os moldados secos, mas com menor dispersão de dados. Outro aspecto a ser considerado é que esses laminados contêm duas camadas de tecido e devido ao arranjo formado pela trama e urdume também facilitam o aparecimento de pequenas bolsas de resina no interior do compósito. Essas bolsas são regiões de comportamento mais frágil e durante a aplicação de esforços pode atuar como pontos de fragilização do laminado. Se essas regiões de resina absorvem umidade e melhora a tenacidade à fratura, reduzindo as tensões residuais, por conseqüência pode melhorar o desempenho mecânico do laminado.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados dos ensaios de tração mostram que ambos, processo de fabricação e condições ambientais, podem afetar de forma significativa a resistência dos laminados. Compósitos fabricados com fita unidirecional combinada com tecido bidirecional são muito sensíveis ao efeito da seqüência de empilhamento das camadas, tanto seco como úmido, ainda que com as bordas cuidadosamente retificadas. Devido a natureza tridimensional dos tecidos, era de se esperar que a defasagem entre as propriedades elásticas por meio da interface não fosse tão severa, assim, baixas tensões interlaminares seriam desenvolvidas e como conseqüência uma alta resistência à delaminação de borda deveria resultar. Do mesmo modo, a resistência dos laminados com bordas moldadas é muito sensível à seqüência de empilhamento de camadas, mas menos do que os laminados com bordas retificadas. Quanto maior o conteúdo de fibras longitudinais no interior da borda moldada melhor será o desempenho do laminado em carregamento de tração.

O efeito do conteúdo de umidade na resistência à tração é muito complexo, pois afeta tanto a distribuição das tensões interlaminares como o comportamento mecânico da resina. Os resultados experimentais indicam que os efeitos combinados da umidade com a temperatura podem tanto aumentar como reduzir as propriedades dominadas pela matriz e afetar a resistência do laminado.

O uso de bordas moldadas reduz os custos de fabricação de peças de compósitos. A pequena perda na resistência pode ser compensada pela alta produtividade e baixa sensibilidade à seqüência de empilhamento das camadas e tipo de acabamento de borda. Portanto, esses aspectos devem ser levados em consideração na caracterização experimental de laminados para levantamento de valores admissíveis de operação para estruturas de compósitos. Uma análise teórica do problema de borda livre envolvendo tecido é muito difícil de ser feita porque modelos de elementos finitos tridimensionais tem que ser usados. Neste caso, a análise experimental se apresenta como a única fonte de dados para projeto.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP pelo apoio financeiro (Processo 96/04116-6), à EMBRAER, INPE e a Divisão de Materiais/IAE/CTA pelo suporte na parte experimental e à empresa HEXCEL Composites pelo fornecimento do material pré-impregnado.

## 7. REFERÊNCIAS

- Almeida, S.F.M. and Cândido, G.M.,1993 “Effect of the Free Edge Finishing on the Strength of Composite Carbon/Epoxy Laminates”, Composite Structures, Vol.25, pp.287-293.
- Cândido, G.M.,1993 “Efeito do Tipo de Acabamento da Borda Livre na Resistência à Tração de Laminados de Carbono/Epóxi”, Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, S.P. Brasil, 145 p.
- Cândido, G.M., Rezende, M.C. & Almeida, S.F.M.,1998, “Influência do Efeito Higrotérmico na Resistência de Laminados Cruzados de Carbono/Epoxi com Bordas Moldadas,” Anais do 13º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, CD-ROM, Curitiba, Brasil, pp.2157-2167.
- Herakovich, C.T.,1981, “On the Relationship Between Engineering Properties and Delamination of Composite Materials”, J. of Composite Materials, Vol.15, pp.336-348.
- Lagace, P. A., 1986, “Delamination in Composites: is Toughness the Key?”, SAMPE J., Vol.22, No.6, pp.53-60.

- Pagano, N.J. and Pipes, R.B.,1971, “The Influence of Stacking Sequence on Laminate Strength”, J. of Composite Materials, Vol.5, pp.50-57.
- Springer, G.S.,1981, 1984, 1988, “Environmental Effects on Composite Materials”, Ed. Technomic Publishing, Lancaster, PA, USA, Vol.1, 203p., Vol.2, 438 p., Vol.3, 498 p.
- Wolff, E.G.,1993, “Moisture Effects on Polymer Matrix Composites”, SAMPE J., Vol.29, No.3, pp.11-19.

# INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES SUPERFICIAIS NA ESTABILIDADE DO ARCO EM SOLDAGEM TIG DE ALUMÍNIO

**Alberto Borges Vieira Júnior**

**Américo Scotti**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, FEMEC, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil, E-mail: [abvieira@mecanica.ufu.br](mailto:abvieira@mecanica.ufu.br)

## RESUMO

O objetivo desse trabalho foi pesquisar a influência das condições superficiais da chapa de alumínio sobre a estabilidade do arco no processo TIG – Onda Retangular. Foram provocadas diferentes condições de rugosidade e graus de oxidação superficial em corpos-de-prova, que foram soldados com simples deposição de calor, mantidos constantes os parâmetros de ajuste iniciais da soldagem. Avaliou-se a estabilidade do arco a partir da medida da largura e da uniformidade do ataque catódico e da análise dos oscilogramas de tensão. Encontrou-se que as chapas na condição “natural” provocam maior estabilidade do arco que as chapas limpas quimicamente ou oxidadas artificialmente. Já a rugosidade leva à instabilidade. Chapas com maior rugosidade demandam um tempo no negativo (t-) muito longo, enquanto as menos rugosas apresentam maior flexibilidade no ajuste.

**Palavras-chave:** TIG; alumínio; estabilidade do arco; condições superficiais

## ABSTRACT

The objective of this work was to find the influence of the aluminum plate surface conditions on arc stability of AC rectangular wave GTAW. Roughness and oxidation conditions at different grades were provoked on testing specimen, which were “bead on plate – no metal feeding” welded under fixed parameter setting. Arc stability was assessed by measurement of width and uniformity of the cathodic etching sputtering zone and by analyses of voltage oscillograms. It was found that plates with “natural” condition lead to more arc stability than chemically cleaned or artificially oxidized ones. Roughness leads to arc instability. Plates presenting higher roughness demand a longer time in electrode negative, while smooth plates accept a wider range of settings.

**Key-Words:** GTAW; aluminum; arc stability; surface conditions

---

(1) Eng. Civil - doutorando - UFU  
[abvieira@mecanica.ufu.br](mailto:abvieira@mecanica.ufu.br)

(2) Phd, Prof. - Depto. Eng. Mecânica - UFU  
[ascotti@mecanica.ufu.br](mailto:ascotti@mecanica.ufu.br)



## 1. INTRODUÇÃO

A mecanização e a automatização permitiriam conciliar uma boa produtividade com o excelente controle de calor e a soldagem mais suave e de melhor aspecto conseguidos com o processo TIG. Um dos principais campos de pesquisa, no sentido de se melhorar as condições para a automatização, usando-se corrente alternada (CA), é o controle em tempo real do tempo de permanência do eletrodo nas polaridades positiva (t+) e negativa (t-).

Sabe-se que durante t+ acontece o ataque ou limpeza catódica, por ocasião da emissão de campo que ocorre da chapa para o eletrodo de tungstênio. A remoção de óxido é muito importante porque a camada de óxido, sendo isolante e refratária, dificulta a soldagem com o eletrodo na polaridade negativa. Por outro lado, durante t+ a maior parte do calor gerado no arco fica no eletrodo, o que não é desejável nem do ponto de vista da eficiência do processo, nem da vida útil do eletrodo. Desse modo, buscaram-se condições que permitam a maior relação (t-/t+) possível, isto é, prolongar ao máximo possível t-, desde que sejam satisfeitos os requisitos de estabilidade do arco e de qualidade final dos cordões. Com isto preserva-se o eletrodo e se obtém maior rendimento térmico do processo.

Alguns dados sobre a influência das condições superficiais sobre os resultados da soldagem TIG em alumínio já são conhecidos. BARHORST <sup>(1)</sup>, por exemplo, relata um grande aumento no índice de aceitação de soldagens com a melhoria das condições de limpeza, obtendo o melhor resultado com a conjugação de limpeza química e catódica antes da soldagem. Considerando que já foi estudada a influência do ajuste de parâmetros e do eletrodo de tungstênio sobre a estabilidade do arco, no LAPROSOLDA-UFU (Scotti et al <sup>(2)</sup>), propôs-se neste trabalho estudar a influência do item restante, ou seja, das condições superficiais mencionadas (rugosidade e limpeza de óxido) sobre a estabilidade do arco e sobre a faixa de ataque catódico (FAC) que se forma ao lado do cordão durante t+.

## 2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Como corpos-de-prova, usaram-se chapas com as dimensões 2,7 x 66 x 280 mm da liga Al-Mg 5052-H32.

Inicialmente, buscou-se conseguir condições de rugosidade e limpeza de óxido que pudessem ser classificadas em faixas bem distintas entre si. Para a rugosidade, verificou-se que seria possível tal diferenciação a partir de chapas com as seguintes condições e respectivos valores médios de rugosidade "rms": "Polido - P" ( $0,37 \pm 0,07 \mu\text{m}$ ); "Natural - N" ( $0,52 \pm 0,24 \mu\text{m}$ ); "Escovado e lixado manualmente - L" ( $1,97 \pm 0,33 \mu\text{m}$ ) e "Escovação mecânica e manual -M" ( $3,54 \pm 0,99 \mu\text{m}$ ).

Quanto à limpeza de óxido, as condições consideradas foram: "Limpeza química - LQ"; "Natural - N" e "Oxidado artificialmente - OA".

A condição de rugosidade P foi obtida com lixamento, usando lixas de granulometria fina (números 600 e 1000) e "buffing", com disco rotativo revestido de pano embebido em suspensão contendo alumina como abrasivo <sup>(3)</sup>. Na condição N as chapas foram usadas como adquiridas de fábrica, apresentando uma nítida textura de laminação no sentido longitudinal. Para se obter a condição L, empregou-se escovação manual com escova de aço inoxidável e, em seguida, lixamento com lixa nº 80. Em ambos os casos (escovação e lixamento), buscou-se obter uma textura o mais isotrópica possível, a partir da variação direcional dos movimentos. A condição M foi obtida submetendo-se as chapas à ação de uma escova rotativa de cerdas de aço, acoplada ao motor de um moto-esmeril. Como se notou a formação

de um certo polimento ou camada refundida superficial (apesar de se conseguirem veios profundos, mas com orientação preferencial), decidiu-se fazer também uma escovação manual com escova de aço.

A condição LQ foi obtida com a aplicação, imediatamente antes da soldagem, de um desoxidante ácido ("Ox Out 536" da Chemclean Corp.). A aplicação se fez com uma esponja embebida com o desoxidante, enxaguando-se a chapa em seguida. Para obtenção da condição OA, algumas chapas foram mantidas sob temperatura 400°C por uma hora em um forno. Após retiradas do forno, enquanto se resfriavam, foram jateadas com oxigênio. As chapas adquiriram um aspecto superficial amarelado.

Condições de sujeira orgânica e outras não foram consideradas no estudo, apesar de sua influência sobre porosidade e outros defeitos do cordão. Como critérios para avaliação da estabilidade do arco usaram-se a largura e a uniformidade da faixa de ataque catódico e os oscilogramas de tensão e corrente adquiridos durante soldagens de corpos-de-prova onde foram provocadas diferentes condições de rugosidade e limpeza de óxido. A Figura 1 mostra a convenção adotada para a medida das larguras ao longo do cordão de solda e de suas regiões adjacentes.

### 3 - RESULTADOS

#### 3.1 - Influência da Rugosidade

Pode-se notar (Figura 2) que tanto para as soldagens em CC+, quanto para aquelas em CA em que a relação  $t-/t+$  é menor (aproximando-se assim de CC+), existe uma tendência das larguras externas "le" e das faixas de ataque catódico restritas "FACr" aumentarem com a rugosidade. Ocorre uma reversão dessa tendência quando se passa da condição L para a condição M (Figura 2). Uma hipótese para essa reversão de tendência é a de que as microrugosidades influam tanto ou mais no fenômeno que as macrorugosidades. Não se pode garantir maior quantidade de microrugosidades na condição M em relação à condição L, embora as macrorugosidades sejam significativamente maiores. Os oscilogramas de tensão referentes às soldagens realizadas sobre chapas nas condições N e L (Figura 5 (a,b)), bem como os maiores valores de tensão necessários no caso da condição L, são coerentes com essa tendência de aumento da FACr e da instabilidade do arco com o aumento da rugosidade.

Para as soldagens em CC-, e para aquelas em CA com maiores relações  $t-/t+$ , a rugosidade influi pouco sobre a largura externa "le" e sobre a "FACr". No entanto, a rugosidade influi sobre o aspecto final do cordão. À medida em que se aumenta a rugosidade, a superfície do cordão vai-se tornando cada vez mais enrugada, denunciando maior presença de óxido (Figura 4 (i)). A camada natural de óxido ( $Al_2O_3$ ) sobre a superfície do alumínio é de pequena espessura (variando de 2 a 5 nm) e, quando removida, regenera-se rapidamente. Estima-se que em 15s esta camada recupere cerca de 1/3 de sua espessura original. Dessa forma, para uma camada de óxido aproximadamente constante com o tempo, a multiplicação da área exposta (com o aumento da rugosidade), provocada por meios mecânicos é o que realmente aumenta a quantidade de óxido por área de projeção. FUERSCHBACH<sup>(4)</sup> e PANG et al<sup>(5)</sup> afirmam que o aspecto enrugado e fosco dos cordões resultantes das soldagens em CC- se deve à presença de óxido não removido da região fundida. O óxido presente na superfície, juntamente com aquele que se forma à frente da tocha, por elevação de temperatura, faz com que a poça, sem a necessária fluidez, se solidifique em uma condição viscosa.

### **3.2 - Influência da Limpeza de Óxido**

Comparando-se o aspecto dos cordões e suas regiões adjacentes resultantes das soldagens sobre chapas com diferentes condições de limpeza de óxido, pode-se ver que a largura externa "le" e a "FACr" é sempre menor para a condição N (Figura 3). A condição LQ provoca os maiores valores dessas larguras, bem como a maior instabilidade do arco. Essa maior instabilidade pode ser vista nos oscilogramas de tensão (Figura 5.d) e nos valores de tensão (Tabela 6). No caso em que se empregou  $t_- = 5$  ms, para a condição LQ, ocorreu inclusive o fenômeno da retificação de corrente quando, em vários trechos, não ocorreu o ciclo positivo da corrente (Figura 5.d).

No caso das soldagens em CC-, ou CA com maiores relações  $t_-/t_+$ , existe a tendência de se produzir muita porosidade superficial nos casos das condições N e OA. Justifica-se assim a limpeza química como expediente para prevenção da porosidade, principalmente para maiores relações  $t_-/t_+$ . Observando-se os oscilogramas de tensão (Figura 5.h), pode-se notar também a maior estabilidade do arco na condição LQ, para as soldagens em CA com maior valor de  $t_-$ . No entanto, nesse caso necessitam-se de menores valores de tensão quando a condição é N.

## **4 - CONCLUSÃO**

Métodos mecânicos de limpeza produzem maior rugosidade e mais óxido por área de projeção. Se for considerado apenas o critério da estabilidade do arco, deve-se, nesse caso, optar-se por uma maior relação  $t_-/t_+$ . O cordão, no entanto, apresentaria um aspecto mais enrugado. Torna-se então necessário buscar uma solução de compromisso entre o nível de rugosidade provocado e a relação  $t_-/t_+$ .

A limpeza química só é viável quando se trabalha com CC-, ou com CA com grandes relações  $t_-/t_+$ . Nessas condições, evita-se a porosidade e o enrugamento superficial, bem como se melhora a estabilidade do arco, se o critério para avaliação dessa estabilidade for a uniformidade dos oscilogramas ou o desvio-padrão dos valores de tensão (ou dos valores de tensão dos patamares positivos dos ciclos). Se o critério for a largura da "FACr" ou o valor de tensão (ou valor de tensão dos patamares positivos dos ciclos), a condição N é quase sempre a melhor. A vantagem da condição N sobre as outras é mais acentuada para CC+ ou para CA com pequenas relações  $t_-/t_+$ .

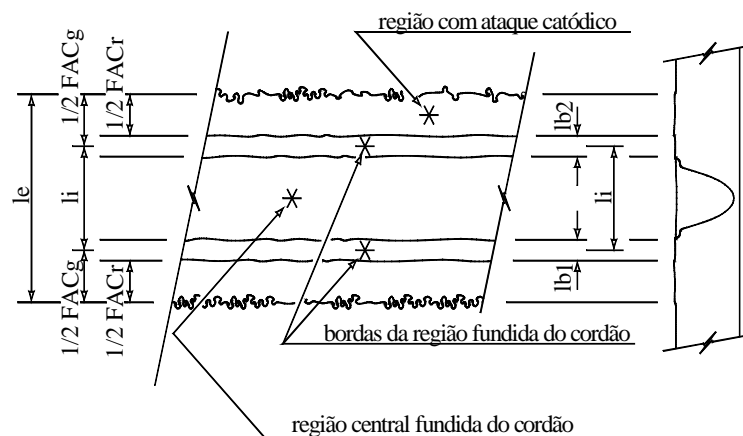
Dessa forma, considerando-se apenas a estabilidade do arco e o aspecto superficial dos cordões, é possível trabalhar-se com chapas com rugosidade e grau de limpeza de óxido na condição N (natural), desde que a relação  $t_-/t_+$  seja menor. A opção pela limpeza química pode permitir que se trabalhe com maiores relações  $t_-/t_+$  mas, nesse caso, uma não uniformidade na condição de limpeza pode provocar enrugamento e porosidade superficial e, se houver alguma falha momentânea, com diminuição de  $t_-$ , pode-se gerar muita instabilidade do arco.

## **5 - AGRADECIMENTOS**

Agradece-se ao Conselho Nacional de Pesquisa, CNPq, pelo suporte financeiro, e ao Laboratório de Processos de Soldagem da Universidade Federal de Uberlândia, LAPROSOLDA-UFU, pelo uso de instalações e equipamentos que tornaram possível este trabalho.

## 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1- BARHORST,S., The Cathodic Etching Technique for Automated Aluminum Tube Welding, Welding Journal, USA, vol. 64 (n<sup>o</sup> 5): p. 28-31, may 1985.
- 2- SCOTTI, A., DUTRA, J.C. & SANCHES, H.A., The Effect of the Set Parameters on Arc Stability and Bead Geometry of Aluminum GTA Welding using Rectangular Wave AC Output, In: 9<sup>th</sup> Int. Conf. On the Joining of Materials (JOM-9), Helsingor, Denmark, May 1999, JOM Institute, p. 124-129.
- 3- KING,R.G., Surface Treatment and Finishing of Aluminium, 1<sup>st</sup> ed., England, Pergamon, 1988, p. 07.
- 4- FUERSCHBACH, P.W., Cathodic Cleaning and Heat Input in Variable Polarity Plasma Arc Welding of Aluminum, Welding Journal, USA, vol. 77 (n<sup>o</sup> 2): p. 76-85, feb. 1998.
- 5- PANG,Q. et al, Workpiece Cleaning During Variable Polarity Plasma Arc Welding of Aluminum, Journal of Engineering for Industry, USA, vol. 116: p. 463-466, nov. 1994.



**Figura 1 - Larguras Consideradas na Análise dos Cordões e Regiões Adjacentes, onde:**

**$le$  = Largura externa do Cordão ou da Região com Ataque Catódico;**

**$li$  = largura entre os centros das bordas;**

**$lb1$  e  $lb2$  = Bordas que Separam a Região Fundida das Áreas com Ataque Catódico;**

**FACg = Faixa de Ataque Catódico "Geral" ( pode incluir partes das bordas);**

**FACr = Faixa de Ataque Catódico "Restrita" (exclui as bordas);**

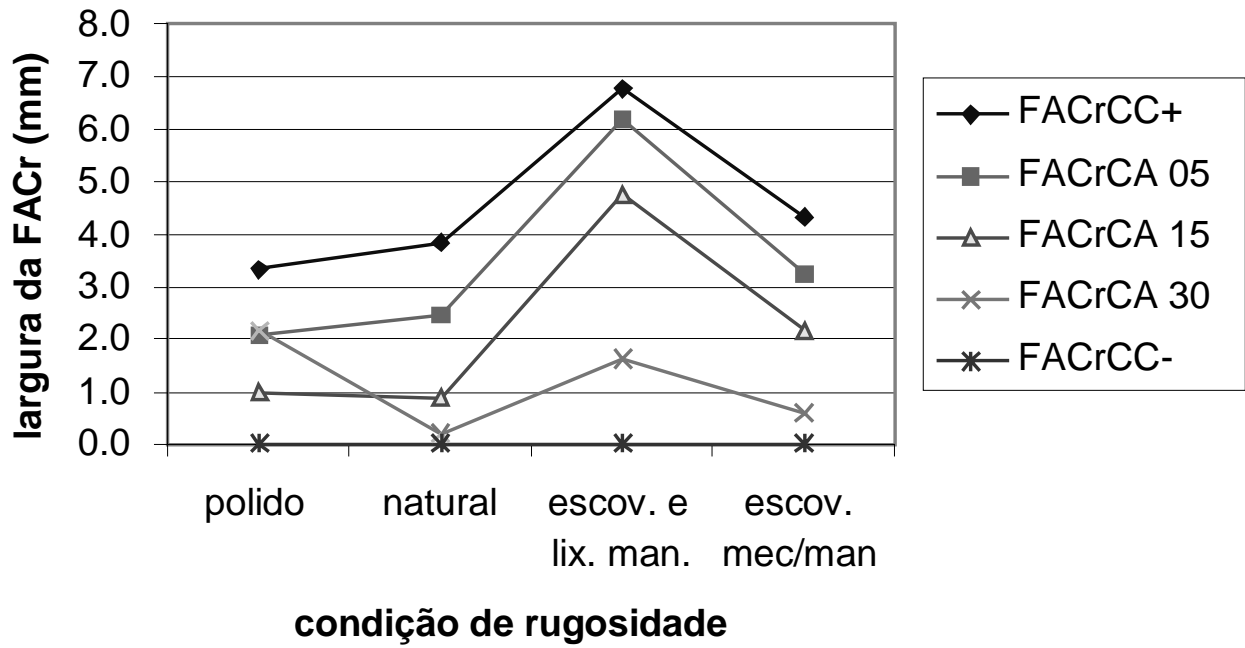


Figura 2 – Largura da Faixa de Ataque Catódico Restrita (FACr) em Função da Condição de Rugosidade

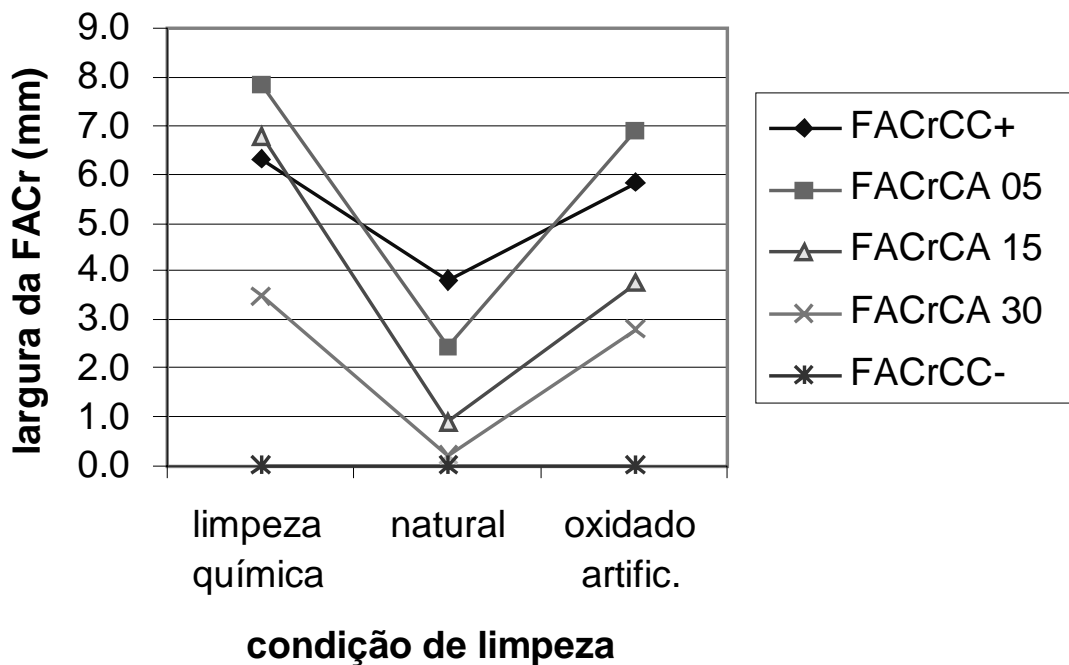
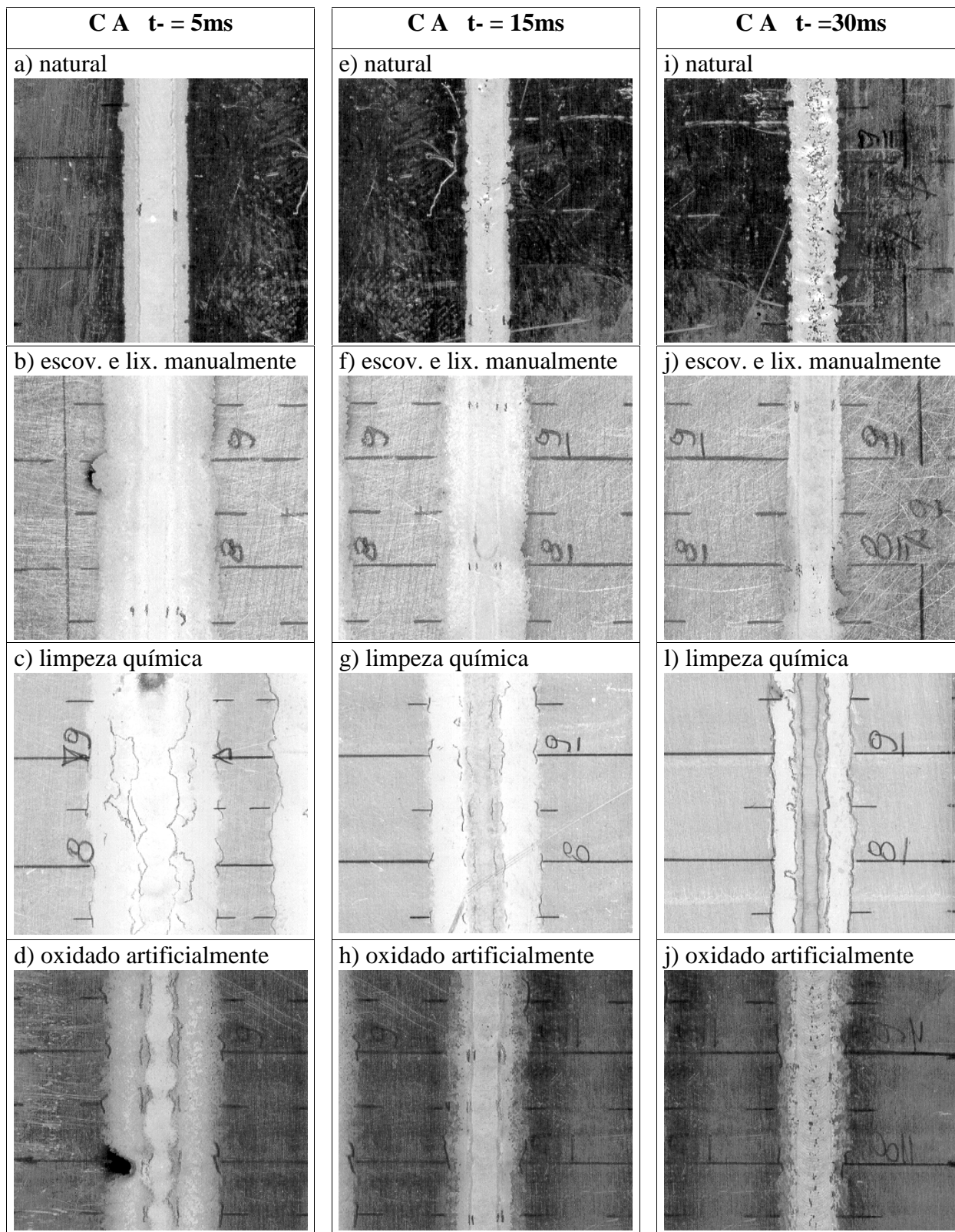
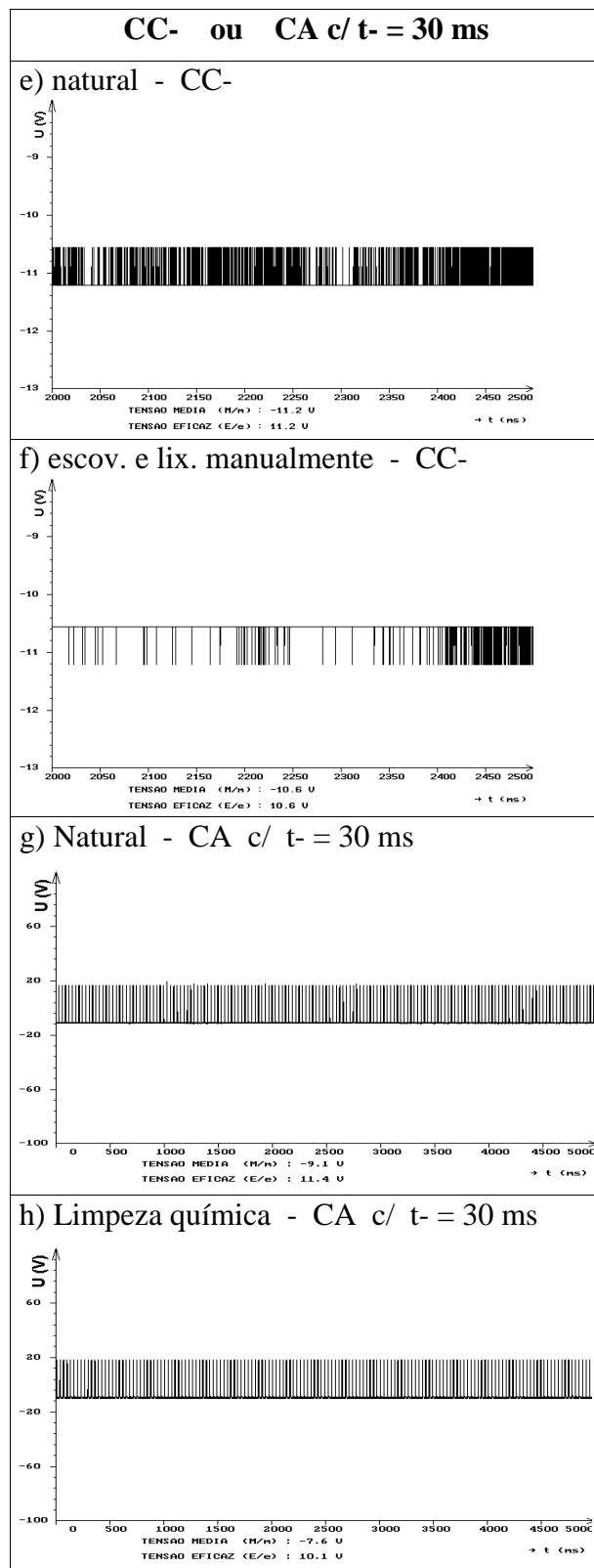
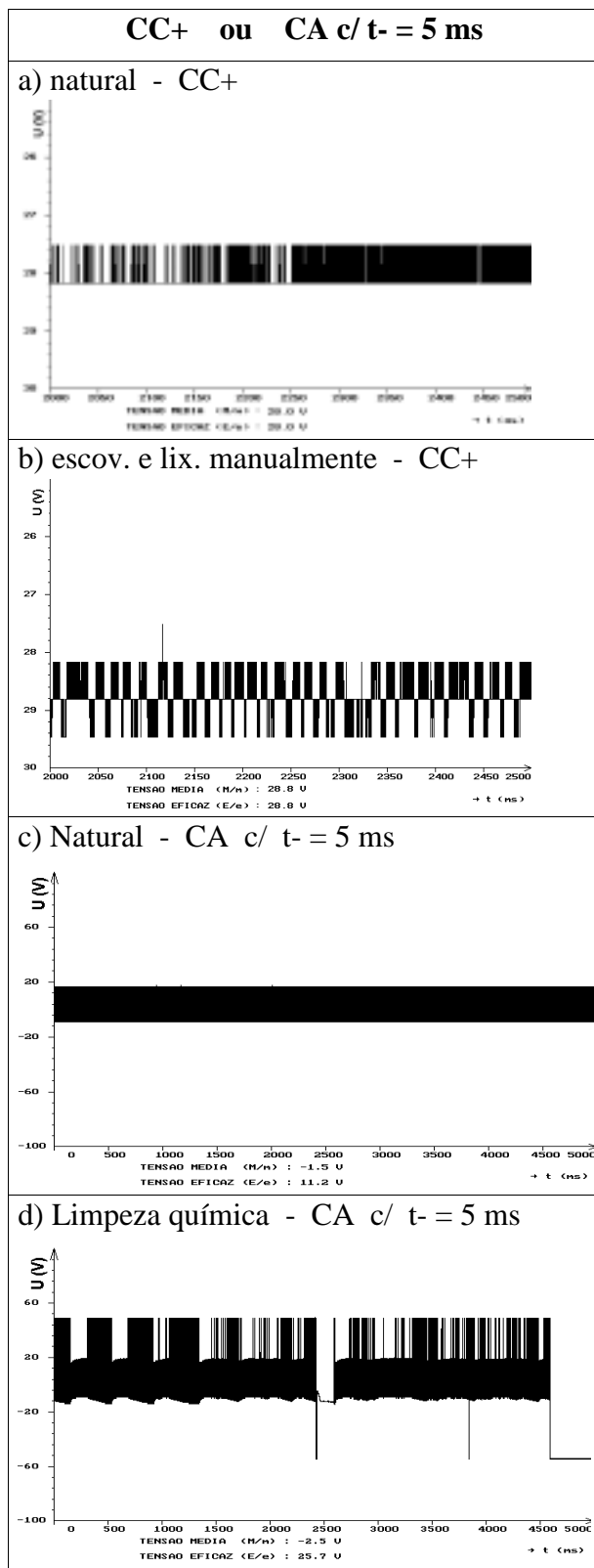


Figura 3 – Largura da Faixa de Ataque Catódico Restrita (FACr) em Função da Condição de Limpeza de Óxido



**Figura 4 - Aspecto Superficial - Soldagens em CA - Influência da Rugosidade**



**Figura 5 - Oscilogramas de Tensão.**

## OBTENÇÃO DE PLACAS CERÂMICAS ATRAVÉS DO PROCESSO DE LAMINAÇÃO

<sup>1</sup>Lisiane Navarro de Lima Santana,

<sup>2</sup>Michel Jean Ferreira,

<sup>2</sup>Márcio Celso Fredel,

<sup>2</sup>Orestes Estevan Alarcon.

<sup>1</sup>Depto de Engenharia de Materiais, Universidade Federal da Paraíba, Campina Grande – PB.

Aluna de doutorado do CPGEng.Mec. da UFSC. E-mail – [lisiane@pg.materiais.ufsc.br](mailto:lisiane@pg.materiais.ufsc.br)

<sup>2</sup>Depto de Engenharia Mecânica, LABMAT, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC.

### Resumo

Este trabalho tem como objetivo a produção de placas cerâmicas utilizando o processo de laminação. O uso desta tecnologia foi estudado como uma possibilidade para fabricação de placas com espessura reduzida, tendo como objetivo a economia de energia e de matérias-primas, sem comprometer o desempenho dos produtos. Foram preparadas três formulações diferentes de massa, utilizando-se o caulim como matéria-prima principal, álcool polivinílico e carboxil metil celulose como ligantes e a água como solvente. As massas cerâmicas foram conformadas através do processo de laminação, os corpos de prova foram secos e sinterizados utilizando tecnologia cerâmica convencional. As seguintes propriedades foram determinadas: retração linear, absorção de água, porosidade aparente e densidade aparente. Os resultados preliminares indicam que é possível laminar placas cerâmicas, com uma quantidade de água e ligante variando entre 22 – 24% em peso, para as formulações estudadas.

**Palavras-chaves:** Placas Cerâmicas, Processo de laminação, Caulim.

### 1. INTRODUÇÃO

Em décadas recentes, desenvolvimentos extraordinários foram alcançados na indústria cerâmica. Alguns exemplos são a queima de revestimento em menos de quarenta minutos e a utilização de processos como a moldagem por injeção, para a produção de peças com formato complexo. Esta evolução nas técnicas de processamento foi acompanhada por um significativo aumento da resistência dos materiais, permitindo a redução das dimensões das peças, sem prejuízo para a vida em serviço e a confiabilidade. Em outras palavras, os produtos puderam tornar-se menores e mais leves, permanecendo eficazes (Lipinski, 1994). A importância deste fato tem sido verificada na produção de placas refratárias empregadas como suporte de peças em fornos a rolos. O uso de produtos de menor espessura permite a redução da quantidade de energia requerida para o aquecimento dos fornos (Lipinski, 1994).



As técnicas de moldagem convencionais oferecem possibilidades limitadas para a produção de componentes com paredes finas em larga escala e com custo reduzido. Atualmente, a técnica de colagem de folhas tem sido utilizada para a produção de placas cerâmicas finas, mas esta técnica apresenta limitações quanto a espessura das peças, que é da ordem de 0,2 a 1,5mm.

Os métodos de compressão por prensagem usados na conformação de placas não podem ser empregados na preparação de substratos finos de materiais cerâmicos. Extrusão, prensagem a seco e colagem são processos competitivos na fabricação de peças cerâmicas planas. Entretanto, estes apresentam limitações quanto a espessura para peças grandes.

No processo de compactação por rolos (laminação) a massa cerâmica é introduzida através de uma abertura de laminação, formada por dois cilindros posicionados um contra o outro e com isso densificada, de modo que se produz um corpo a verde, o qual pode ser subdividido ou continuar a ser processado de outra maneira. Através do ajuste da umidade a uma faixa, que evite tanto os teores de umidade do processo de extrusão de um lado como também da prensagem a seco de outro, resulta uma possibilidade de fabricação especialmente econômica em termos energéticos, porque o processo de secagem pode ser realizado de maneira menos dispendiosa e também o processo de queima (Goerenz e Rymon-Lipinski, 1996). Este processo é adequado para a fabricação de peças com uma única espessura, desde que, a espessura das peças é controlada pela abertura entre os rolos ( Hyatt, 1986). A técnica de conformação por rolos é um processo econômico e de alta qualidade para a manufatura de componentes cerâmicos (Lipinski et al, 1994). Este permite a conformação de peças com várias geometrias, como colunas contínuas, materiais multi-camadas e estruturas ocas e possui como principais características : produção de placas cerâmicas finas, tendo espessura na faixa de 0,5.....10mm; produção de componentes com várias geometrias; definição específica das propriedades dos materiais através da seleção adequada da composição e parâmetros dos rolos; manuseio simples e aplicação em larga escala e por ser um processo econômico em comparação com outros processos de conformação (Balzereit, 1998). Embora este método possa ser empregado para qualquer corpo cerâmico, é desejável que a massa não possua aglomerados grandes e que os pós apresentem boa escoabilidade. Além disso, o conteúdo de umidade do material deverá ser mantido dentro de uma faixa relativamente baixa.

Neste processo as matérias-primas são umidificadas, os aditivos orgânicos (ligantes) são dissolvidos e posteriormente misturados para se obter uma massa que apresente características apropriadas para o processo de conformação, permitindo a fabricação contínua de placas, fitas e tubos. Os ligantes orgânicos são essenciais para o processamento de muitas cerâmicas comerciais, estes aditivos facilitam a conformação e a subsequente manipulação dos corpos a verde.

Quando se aplica a técnica de conformação por rolos para corpos de baixa plasticidade, dois processos ocorrem simultaneamente: um é a compactação do corpo na abertura entre os rolos sob uma pressão alta, e o outro, é a moldagem do corpo. Esta é a diferença básica entre a conformação com rolos e a calandragem de corpos plásticos. No último caso, o conteúdo de água é usualmente tão alto que o corpo resiste à compressão, e a unidade de rolos é usada simplesmente para moldar.

O objetivo deste trabalho foi verificar a possibilidade da aplicação do processo de laminação para a produção de placas cerâmicas, sendo este um método alternativo para a produção de placas com espessura reduzida.

## **2. METODOLOGIA**

Para a obtenção das placas, o caulim foi utilizado como matéria-prima, o álcool polivinílico

(PVA) e o carboxil metil celulose(CMC) foram utilizados como ligantes e a água como solvente/plastificante. A composição química do caulim é apresentada na Tabela 1.0.

Foram estudadas três formulações de massa. As formulações I e II apresentam consistência adequada para o processo de laminação, enquanto a formulação III foi utilizada na produção das placas através do processo de prensagem.

- 75,65 % em peso de caulim, 2,43 % CMC e 21,92 % água ( I )
- 75,60 % em peso de caulim, 2,50 % PVA e 21,90 % água ( II )
- 88,24 % em peso de caulim, 1,76 % CMC e 10,00 % água ( III )

**Tabela 1.0** – Composição química via fluorescência de raios-X.

Componentes	Porcentagem em peso (%)
SiO <sub>2</sub>	46,31
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	38,90
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,73
CaO	0,41
Na <sub>2</sub> O	0,37
K <sub>2</sub> O	1,42
MnO	N.D.
TiO <sub>2</sub>	0,16
MgO	0,22
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	N.D.
Perda ao fogo	11,49
Total	100,00

#### Conformação dos corpos de prova

Inicialmente o pó cerâmico foi misturado com a solução de polímero viscoso. A mistura foi realizada em uma bateadeira planetária, por um período de 2h, sob condições de baixa velocidade.

Após a etapa de mistura, as massas foram compactadas em um cilindro laminador, variando-se de 3,5 a 5mm a abertura entre os rolos. Após a compactação as peças foram secas (110 °C/24h) e sinterizadas em um forno elétrico – Termolab, utilizando-se taxa de aquecimento de 5 °C/min. Os corpos de prova permaneceram na temperatura máxima (1200, 1250 e 1300 °C) por 30 minutos, sendo o resfriamento feito dentro do forno. As placas apresentaram espessura na faixa de 3 a 5mm.

Para a caracterização dos corpos de prova após a queima mediu-se a retração linear, a absorção de água (AA), a densidade aparente ( $\rho_{ap}$ ) e a porosidade aparente. As características físicas das placas, como absorção de água e densidade aparente, foram determinadas através da Norma ISO 10545/NBR 13818 e pelo método de imersão em mercúrio. A retração linear foi avaliada mediante a variação da contração linear com a temperatura. A porosidade aparente,  $\epsilon_{ap}$ , foi calculada a partir da seguinte fórmula:

$$\epsilon_{ap} = AA \cdot \rho_{ap} \cdot 100 \quad (1)$$

Foram compactados, também, alguns corpos de prova através do processo de prensagem.

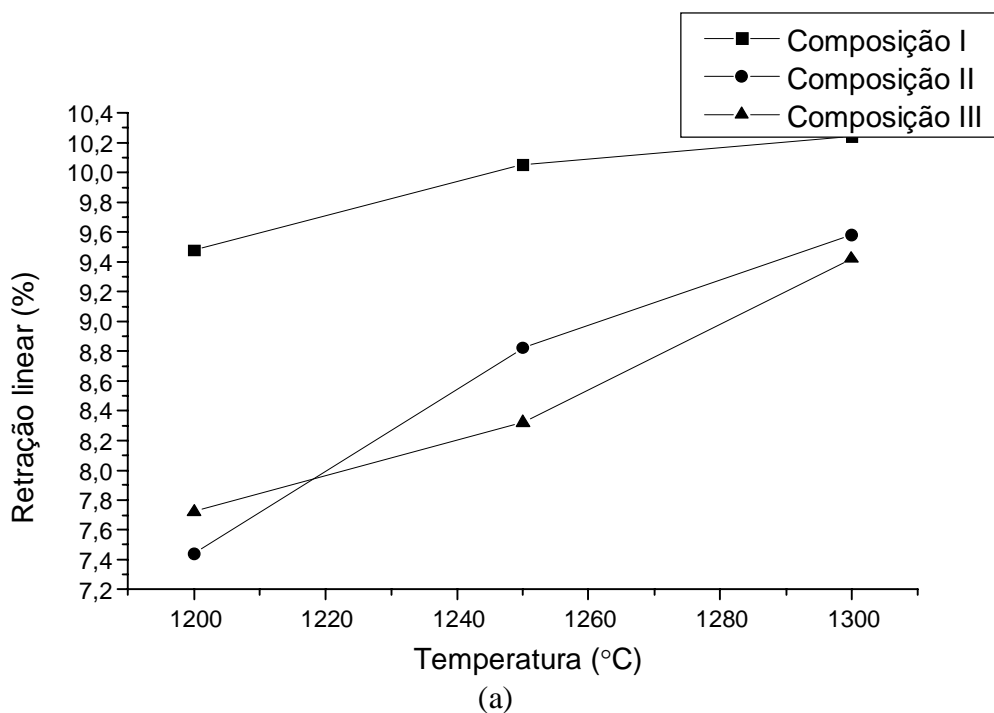
Estes foram queimados (1200, 1250 e 1300 °C) e caracterizados após a queima (retração linear, absorção de água, porosidade aparente e densidade aparente).

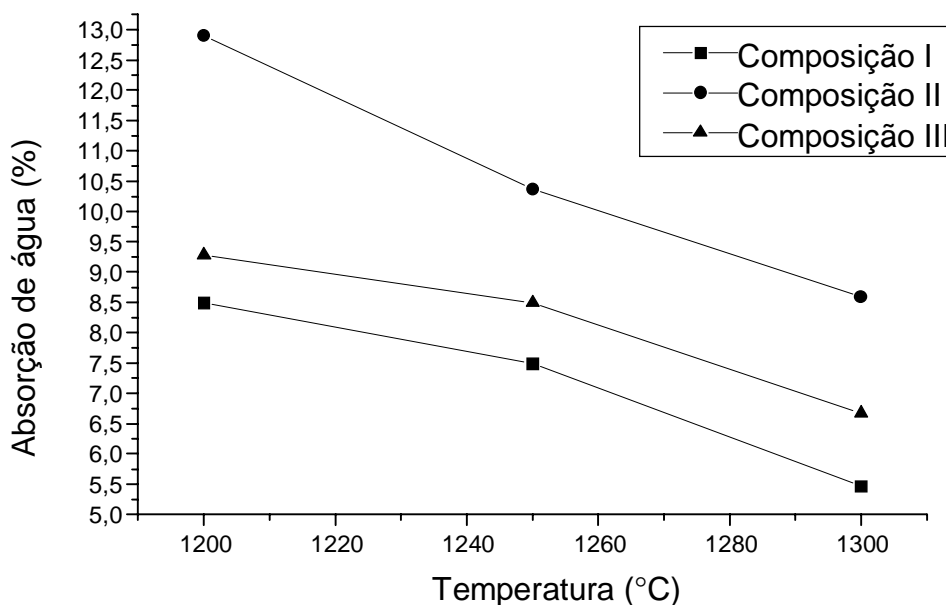
### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os experimentos foram realizados com o objetivo de avaliar a possibilidade da aplicação do processo de laminação para a produção de placas cerâmicas e comparar as propriedades apresentadas pelas placas produzidas pelos processos de laminação e prensagem. Os gráficos da Figura 1 e a Tabela 2, mostram valores referentes à absorção de água e retração linear como função da temperatura de queima, para as placas obtidas pelos processos de laminação e prensagem.

**Tabela 2** – Valores de retração linear e absorção de água para as formulações estudadas.

Temperatura ( ° C)	Formulação	Retração linear (%)	Absorção de água após queima (%)
1200	I	9,48	8,49
1250	I	10,05	7,49
1300	I	10,24	5,47
1200	II	7,44	12,90
1250	II	8,82	10,37
1300	II	9,58	8,60
1200	III	7,72	9,28
1250	III	8,32	8,49
1300	III	9,42	6,67





(b)

**Figura 1** - Efeito da temperatura de queima na retração linear (a) e absorção de água (b) dos corpos de prova obtidos pelo processos de laminação e prensagem.

Como pode ser observado, todos os sistemas sinterizados a 1200 °C apresentaram maiores valores de absorção de água e menores valores para a retração linear. Com o aumento da temperatura de sinterização ocorreu um aumento da retração acompanhada por uma diminuição da absorção de água. Esses resultados indicam uma redução da porosidade dos corpos de prova para a queima a temperaturas mais elevadas.

A absorção de água de um material cerâmico depende do tipo e proporção dos minerais existentes, do processo de compactação e da queima. A importância deste parâmetro, tem uma influência direta sobre as propriedades mecânicas e a resistência a mudanças bruscas de temperatura. O caulim utilizado neste experimento possui percentual significativo de óxidos fundentes, conforme mostrado na Tabela 1. Segundo Santos et. al (1998), o elevado teor de fundentes (Ca, Mg, Na e K) presentes em alguns caulins favorecem a formação de uma fase líquida a 1250 °C, facilitando a sinterização via reprecipitação. A fase líquida viscosa, que diminui a tensão superficial, tende a aproximar as partículas, aumentando a retração e diminuindo a porosidade aberta.

No processo de laminação é possível ajustar ou variar a pressão dos rolos e com isso, o grau de compactação de acordo com a abertura entre os rolos. Como pode ser observado na Tabela 2, as placas laminadas (composição I) apresentaram os menores valores de absorção de água. Neste caso, os corpos de prova foram submetidas a uma menor abertura na laminação (3,5 a 4,0 mm de abertura entre os rolos), o que provavelmente ocasionou um maior grau de compactação.

As placas obtidas pelo processo de prensagem apresentaram menor retração linear, o que estar relacionado com o maior grau de compactação alcançado e com o baixo teor de umidade presente na massa.

A Tabela 3 mostra valores referentes a densidade após queima e porosidade aparente para as placas obtidas pelos processos de laminação e prensagem. As placas apresentaram valores de

densidade após queima próximos, conforme mostrado na Tabela 3, entretanto, as placas laminadas (composição I) apresentaram menor porosidade aparente. Este fato pode estar relacionado com a natureza química do aditivo orgânico, provavelmente o carboxil metil celulose foi melhor distribuído na massa cerâmica, gerando distribuição de poros mais homogênea, além disso as placas foram submetidas a menor abertura de laminação.

**Tabela 3** – Valores de densidade após queima e porosidade aparente para os corpos de prova sinterizados.

Temperatura (° C)	Formulação	Densidade após queima (g/cm <sup>3</sup> )	Porosidade aparente (%)
1200	I	1,90 ± 0,007	16,13
1250	I	1,97 ± 0,014	14,75
1300	I	2,08 ± 0,005	11,38
1200	II	1,89 ± 0,0067	23,81
1250	II	1,99 ± 0,0410	20,63
1300	II	2,07 ± 0,0162	17,80
1200	III	1,94 ± 0,0380	18,00
1250	III	1,98 ± 0,0030	16,81
1300	III	2,09 ± 0,0220	13,94

#### 4. CONCLUSÃO

Os resultados preliminares indicaram que através do processo de laminação é possível obter placas cerâmicas utilizando caulim como matéria-prima. As placas obtidas pelo processo de laminação apresentaram características físicas ( retração linear, absorção de água, densidade aparente e porosidade aparente) comparáveis com as obtidas para as placas prensadas. O grau de compactação das placas laminadas depende da abertura entre os rolos de laminação.

Melhorias nas etapas de processamento da massa e do processo de conformação por rolos (laminação) devem ser investigadas para que sejam produzidas placas com propriedades superiores às obtidas.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Balzereit, J., Rymon-Lipinski, T., Rass, I., 1998, “Roll-Pressing : A New Variation for Shaping Tiles”, Journal Info Ceramic Forum International, v.75, n.3, pp.111-114.
- Hyatt, E. P., 1986, “Making Thin, Flat Ceramics – A Review ”, Ceramic Bulletin, v.65, n.4.
- Rymon-Lipinski, T., Gebhardt, F., 1994, “Roll-Pressing of Ceramic Bodies”, Journal Info Ceramic Forum International, v.71, n.8, pp.467-469.
- Santos, P.S., Coelho, A.C.V., Cardoso, S.R.F., Santos, H.S., 1998, “Caracterização e Propriedades Cerâmicas de alguns Caulins e Argilas usados em Cerâmica Branca no Estado de São Paulo”, Cerâmica Industrial, v.3, n.3, pp.47-57.
- Goerenz E., T. Rymon-Lipinski, 1996, Patente Européia, número de registro: 92199549.0.

# UTILIZAÇÃO DE ESCÓRIAS DA PRODUÇÃO DE AÇOS INOXIDÁVEIS NA OBTENÇÃO DE MATERIAIS VÍTREOS E VITROCERÂMICOS

**Marley Anúciação Magella**

**Humberto Gracher Riella**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, Cx. Postal 476, CEP: 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [marley@pg.materiais.ufsc.br](mailto:marley@pg.materiais.ufsc.br) e [riella@enq.ufsc.br](mailto:riella@enq.ufsc.br)

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo descrever a obtenção de materiais vítreos e vitrocerâmicos a partir do subproduto da recuperação metálica em escórias de aços inoxidáveis. O subproduto, rico em CaO, teve sua composição ajustada em relação aos óxidos de Si e Al. Desta forma, o diagrama pseudo-ternário CaO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub> no plano 5% MgO pôde ser utilizado na determinação das fases cristalinas. A caracterização microestrutural foi obtida por difratometria de raios-X e microscopia eletrônica de varredura. As transformações térmicas do vidro e a determinação da sua temperatura de cristalização foram verificadas por análise térmica diferencial. A presença de Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> na mistura, composto inerente as escórias de aços inoxidáveis contribuiu para a tendência de cristalização volumétrica e superficial apresentada pelo vitrocerâmico. Os cristais desenvolvidos apresentaram tamanho médio de 3 µm.

**Palavras-chave:** Escória, Materiais vítreos, Vitrocerâmicos, Anortita, Diopsita

## 1. INTRODUÇÃO

Pesquisas recentes mostraram que na siderurgia brasileira são gerados 650 kg de resíduos no fluxo produtivo para cada tonelada de aço produzida (Silva, 1999). Desse total, 75% correspondem às escórias de alto-forno (redução) e de aciaria (refino) (Ribeiro, 1998).

As primeiras (de alto-forno), há mais de um século vem sendo utilizadas na produção de cimento, constituindo sua aplicação predominante. As escórias de aciaria apresentam o inconveniente da expansão por umidade devido a presença da cal que é utilizada nas etapas de refino e permanece na mesma sem reagir ao final do processo. Desta forma, de acordo com a aplicação a que se destinam, como por exemplo pavimentação de rodovias ou como lastro ferroviário, são necessários de 3 a 12 meses para que ocorra a estabilização, o que torna sua utilização inviável.

Com o objetivo de aproveitar ao máximo os metais contidos nas escórias, reutilizando-os nos processos produtivos, reduzindo o custo das matérias-primas e evitando a exploração de recursos naturais, algumas siderúrgicas contam com o processo de recuperação metálica em escórias.

Nesse processo, até 99% dos metais contidos nas escórias podem ser recuperados, dentre eles estão o níquel e o cromo. Como subproduto desse processo, obtém-se uma massa de óxidos “isenta” de metais.

Até recentemente, as aplicações para o subproduto eram como corretivo de solo, agente neutralizador de águas ácidas, cobertura diária de depósitos de lixo municipal e fertilizante, além das aplicações na construção civil, como aterro, bases de estrada e matéria-prima de blocos de concreto. A caracterização do subproduto (Magella, 1999) mostrou sua potencialidade para utilização como matéria-prima na obtenção de materiais vítreos e vitrocerâmicos.

Para aplicação do vidro na obtenção de vidrados para a indústria cerâmica, o seu coeficiente de dilatação de  $85.10^{-7}^{\circ}\text{C}^{-1}$  mostrou-se inadequado, uma vez que segundo Maynard (1980), o coeficiente de dilatação de um vidrado cerâmico varia de 30 a  $70.10^{-7}^{\circ}\text{C}^{-1}$ . No entanto, de acordo com Agosti (19--) esse valor de coeficiente de dilatação permite sua utilização como esmaltes para substratos metálicos, como chapas de ferro e ferro fundido.

O vitrocerâmico obtido do subproduto apresentou tendência a cristalização volumétrica e superficial, possibilitando sua aplicação onde é exigido resistência mecânica superficial e volumétrica, caso de esmaltes e suportes cerâmicos, respectivamente.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

O material estudado, subproduto da recuperação metálica em escórias de aços inoxidáveis apresentava considerável teor de CaO, conforme pode ser observado na Tabela 1.

**Tabela 1.** Composição nominal, em óxidos do subproduto

Óxidos	%*
SiO <sub>2</sub>	27,75
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	6,96
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1,34
CaO	45,23
Na <sub>2</sub> O	< 0,01
K <sub>2</sub> O	0,11
MnO	1,41
TiO <sub>2</sub>	0,59
MgO	10,02
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	0,03
Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2,58
ZrO <sub>2</sub>	0,14
Perda ao Fogo	3,85

\* percentual em massa

Com o objetivo de obter a fase anortita na cristalização, e considerando a composição do subproduto foi utilizado o diagrama CaO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub> com 5% MgO para a determinação da formulação vítrea. Além disso, duas matérias-primas de baixo custo (areia e feldspato) foram adicionadas ao subproduto para acertar os percentuais de SiO<sub>2</sub> e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> e aumentar o teor de óxidos fundentes, como K<sub>2</sub>O e Na<sub>2</sub>O. Na Tabela 2 é apresentada a composição química das

matérias-primas adicionadas ao subproduto. A composição química quantitativa das matérias-primas foi determinada por Fluorescência de Raios-X.

Na determinação da formulação vítrea, primeiramente os compostos do sistema ternário CaO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub> foram tomados como únicos presentes nas matérias-primas, conforme Tabela 3.

Com os dados da Tabela 3 estimou-se as porcentagens necessárias das matérias-primas de forma que a composição a ser estudada ficasse localizada no campo da anortita. A composição estudada foi de 62,51% SiO<sub>2</sub>, 15,76% Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> e 21,63% CaO, e as porcentagens das matérias-primas que levaram a essa posição foram: 38% do subproduto, 53% de feldspato e 9% de areia.

**Tabela 2.** Composição em óxidos do feldspato e da areia utilizados neste trabalho

Óxidos	Feldspato m (%)	Areia m (%)
SiO <sub>2</sub>	66,49	81,74
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	18,90	7,51
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,04	1,73
CaO	0,08	1,35
Na <sub>2</sub> O	3,07	0,30
K <sub>2</sub> O	11,20	3,60
P.F.	-	2,44

**Tabela 3.** Porcentagens de SiO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> e CaO como únicos componentes do sistema

Óxidos	% nas Matérias-primas		
	Subproduto	Feldspato	Areia
SiO <sub>2</sub>	34,71	77,80	90,22
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	8,71	22,10	8,29
CaO	56,58	0,10	1,49
% Total	100	100	100

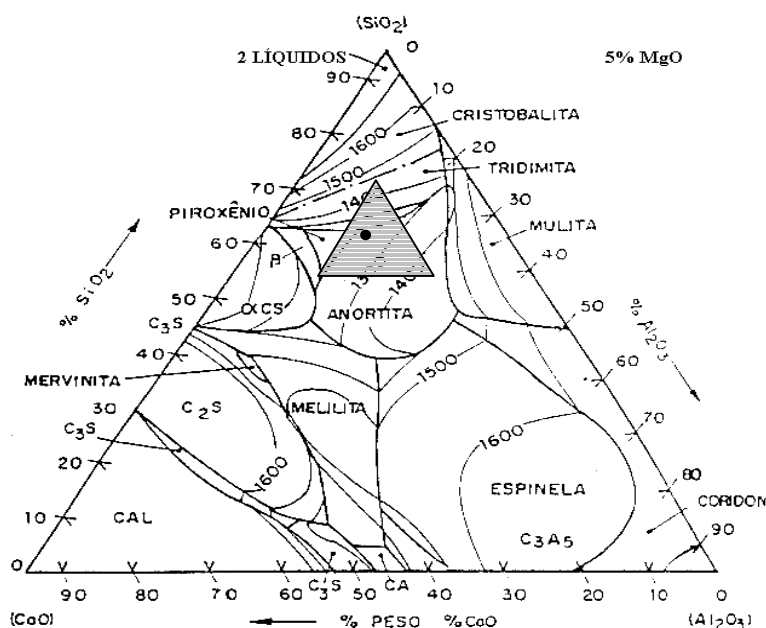
A Tabela 4 mostra a composição da mistura considerando a participação dos compostos que se apresentavam em porcentagem maior ou igual a 1. Os valores entre parênteses correspondem ao resultado da análise química quantitativa realizada na mistura.



**Tabela 4.** Composição das matérias-primas, considerando os óxidos com porcentagem maior ou igual a 1.

Óxidos	Matérias-Primas			Σ na mistura (%)
	38% subprod.	53% feldspato	9% areia	
SiO <sub>2</sub>	10,54	35,24	7,36	53,14 (53,89)
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2,64	10,02	0,68	13,34 (13,16)
CaO	17,19	0,04	0,12	17,35 (16,40)
MgO	3,81	-	-	3,81 (4,14)
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,51	-	0,16	0,67 (0,76)
MnO	0,54	-	-	0,54 (0,40)
Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,98	-	-	0,98 (0,73)
Na <sub>2</sub> O	-	1,63	-	1,63 (1,65)
K <sub>2</sub> O	-	5,94	0,32	6,26 (6,61)
TiO <sub>2</sub>	-	-	-	(0,30)
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	-	-	-	(0,10)

O diagrama da Figura 1 mostra o ponto correspondente a formulação estudada e a área (triângulo hachurado) correspondente à influência dos componentes das matérias-primas que se apresentavam em porcentagem igual ou superior a 1%.



**Figura 1.** Diagrama ternário identificando o ponto e a região de trabalho (Folgueras)

As frações 38% do subproduto, 53% de feldspato e 9% de areia foram homogeneizadas em misturador tipo Y.

A temperatura de início de fusão da mistura foi determinada pelo ensaio de Análise Térmica Diferencial (ATD) NETZSCH com uma taxa de aquecimento de 20°C/min.

Os corpos de prova para os ensaios de ATD e dilatométrica foram cortados no ISOMET com disco diamantado de baixa concentração. As dimensões dos corpos de prova para ATD foram 3 x 3 x 3 mm e massa de 28 a 32 mg. Os corpos de prova para dilatométrica foram cortados nas dimensões de 3 x 3 x 15 mm.

A fusão da mistura foi feita em forno elétrico a 1450 e 1500°C/2h em cadinho de alumina, sendo a massa vítrea vertida numa placa de aço inoxidável e prensada com um acessório do mesmo material da placa.

Para análise microscópica, os corpos de prova foram embutidos em resina acrílica, lixados, polidos, atacados com solução de ácido fluorídrico concentração 1% e então recobertos com uma fina camada de ouro.

Para determinação da temperatura de cristalização do vidro, um corpo de prova foi submetido ao ensaio de ATD à taxa de 20°C/min e em seguida, realizou-se um tratamento térmico na temperatura de cristalização determinada.

### **3. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

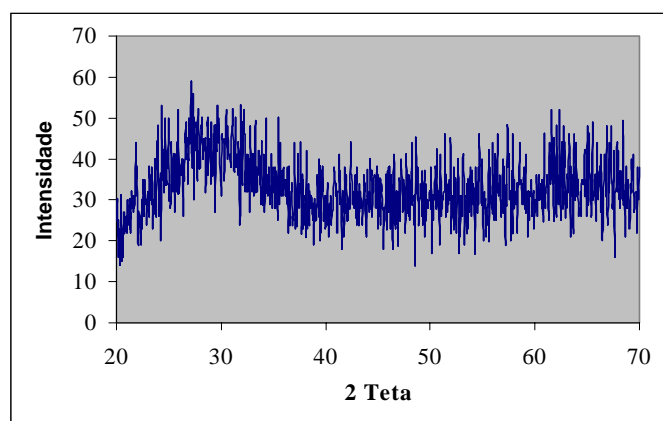
A formulação utilizada na obtenção da massa vítrea era composta de 38% do subproduto, 53% de feldspato e 9% de areia. A mistura assim composta foi submetida a ensaio de ATD, onde se obteve temperatura de início de fusão da ordem de 1226°C.

Tendo como base o resultado da ATD da mistura, realizou-se uma fusão a 1450°C. Dois fatores influenciaram na realização da fusão a essa temperatura: a natureza da matéria-prima principal (subproduto) e a composição da mistura. Pela natureza do subproduto, foi considerado o fato de que seu comportamento em temperaturas elevadas era desconhecido. Em outros trabalhos realizados utilizando escórias siderúrgicas, a massa vítrea apresentava-se efervescente durante a permanência na temperatura de patamar. Pelo lado da composição da mistura, levou-se em consideração o fato de que a mistura era composta de 8,26% dos óxidos fundentes Na<sub>2</sub>O e K<sub>2</sub>O, além de 16,40% de CaO, óxido que segundo Maynard (1980), em temperaturas superiores a 1100°C atua como fundente.

A massa vítrea obtida a 1450°C num patamar de 2 horas não apresentou viscosidade suficiente para vazamento. Pela composição da mistura mostrada na Tabela 4, observa-se que as porcentagens de SiO<sub>2</sub> e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> somam 67,05%, o que segundo Oliveira (1998) contribui para a elevação da temperatura de fusão do sistema.

A viscosidade apresentada pela massa vítrea a 1450°C indicava que um pequeno acréscimo na temperatura proporcionaria viscosidade adequada para vazamento. Foi realizada então uma fusão a 1500°C, onde se obteve massa vítrea homogênea e com viscosidade suficiente para vazamento.

A natureza vítrea do corpo de prova pode ser observada no difratograma mostrado na Figura 2, em que se verifica ausência de picos definidos.



**Figura 2.** Difratometria de raios-X do vidro

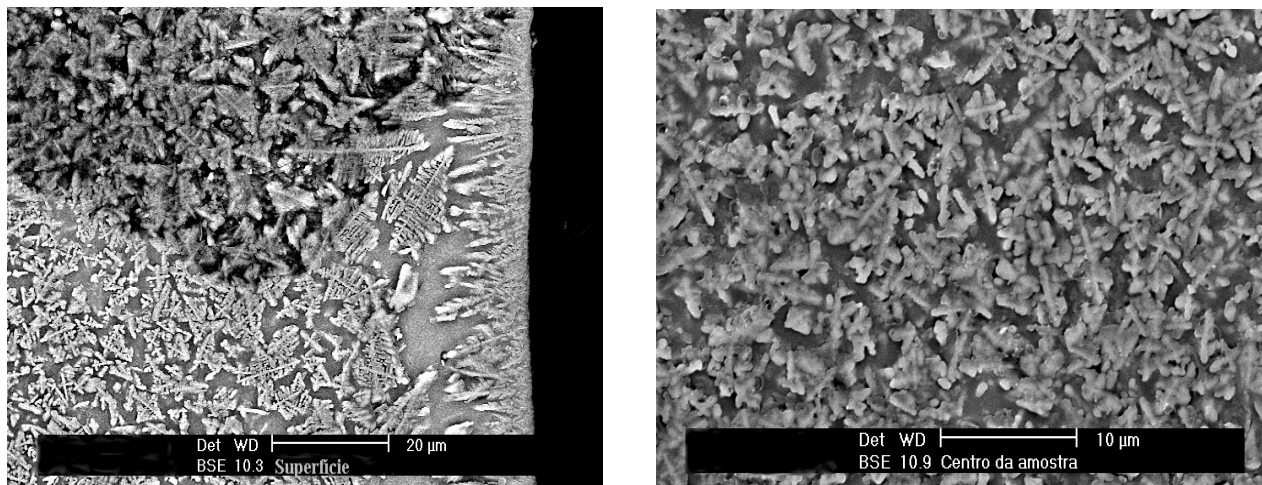
O resultado do ensaio de dilatação realizado no vidro mostrou que o mesmo apresenta coeficiente de dilatação térmica de  $85 \cdot 10^{-7} \text{°C}^{-1}$ . Para aplicações cerâmicas em que os coeficientes de dilatação variam de 30 a  $70 \cdot 10^{-7} \text{°C}^{-1}$  (fritas para a produção de vidrados) o valor do coeficiente de dilatação do vidro é considerado inadequado, uma vez que os vidrados cerâmicos devem apresentar coeficiente inferior ao do substrato cerâmico para que o mesmo se mantenha sob compressão, evitando defeitos do tipo gretamento.

O resultado do ensaio de ATD realizado apresentou uma temperatura de cristalização para o vidro de 1051°C.

Com o objetivo de analisar as fases e o tipo de cristalização (volumétrica e superficial) que poderiam desenvolver nesse vidro, o mesmo foi submetido a um tratamento térmico na temperatura de cristalização determinada por ATD durante 1 hora.

Observando a micrografia apresentada na Figura 3 (a), verifica-se a presença de uma frente de cristalização (superficial) com espessura de aproximadamente 20  $\mu\text{m}$ . A estrutura desenvolvida pelos cristais é do tipo dendrítica, e os cristais da superfície apresentam-se na forma colunar. Segundo Colpaert (1959), junto à superfície, o eixo do cristal orientado normalmente a ela desenvolve-se mais do que os outros em consequência dos eixos laterais esbarrarem com aqueles provindos dos cristais vizinhos. Desta forma, os eixos com orientação normal a superfície desenvolvem-se livremente. Mais ao centro, longe da superfície e sem obstáculos para seu desenvolvimento, a forma dos cristais é mais ou menos equiaxial. A medida do tamanho dos cristais foi feita tomando como base o eixo de maior comprimento, apresentando variação de 3 a 20  $\mu\text{m}$ .

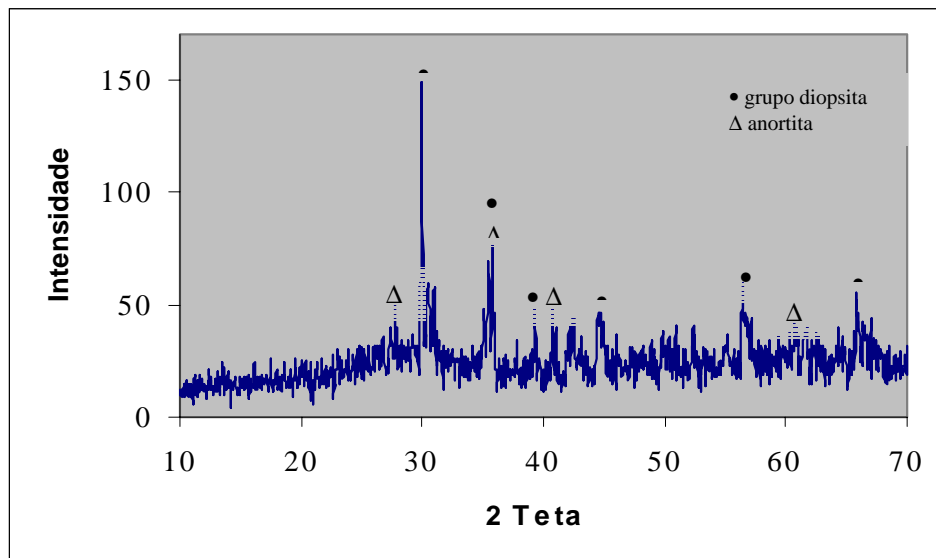
Na micrografia apresentada na Figura 3 (b) observa-se maior volume de cristais, distribuídos uniformemente, apresentando estrutura dendrítica do tipo equiaxial, e tamanho médio de 3  $\mu\text{m}$ . Segundo Davies (1970), a morfologia dendrítica apresentada pelos cristais é característica de vitrocerâmicos obtidos a partir de escórias siderúrgicas do sistema  $\text{CaO-Al}_2\text{O}_3\text{-MgO-SiO}_2$ , para temperatura de cristalização de 950°C.



**Figura 3.** Micrografias do vidro após cristalização - tendência a cristalização volumétrica e superficial, (a) superfície da amostra e (b) centro da amostra

Pela análise das micrografias apresentadas na Figura 3, pode-se observar uma tendência à cristalização volumétrica e superficial. De acordo com os estudos de Shelestak (1978), a porcentagem mínima de  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  proporciona cristalização volumétrica em vidros do sistema  $\text{CaO-Al}_2\text{O}_3\text{-MgO-SiO}_2$ . Ainda sobre a influência do  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  na cristalização volumétrica verificada, Trunaev, citado por Marghussian (1998) considerou esse óxido como o agente nucleante mais adequado para a cristalização de vidros baseados em escórias. Marghussian (1998), assim como Vogel citado por Neves (1997) verificou que a combinação do  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  com os compostos  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  e  $\text{TiO}_2$  (mesmo em pequenas porcentagens) age como nucleante em vidros do sistema  $\text{CaO-Al}_2\text{O}_3\text{-MgO-SiO}_2$  favorecendo a cristalização volumétrica.

Pela análise do difratograma, Figura 4, as principais fases identificadas foram anortita ordenada –  $\text{CaAl}_2\text{SiO}_8$  (JCPDS - 41-1486), diopsita –  $\text{Ca}(\text{Mg,Al})(\text{Si,Al})_2\text{O}_6$  (JCPDS - 41-1370) e diopsita -  $\text{CaMg}(\text{SiO}_3)_2$  (JCPDS – 19-0239). As propriedades de resistência mecânica e química e excelente resistência à abrasão mostram a importância dessas fases na obtenção de materiais vitrocerâmicos (Davies, 1970), (Neves, 1997) e (Oliveira, 1998). Também, foram identificadas as fases minoritárias: silicato de alumínio e cálcio –  $\text{Ca}_3\text{Al}_6\text{Si}_2\text{O}_{16}$  (JCPDS – 23-0105), silicato de alumínio e cálcio –  $\text{CaAl}_2\text{SiO}_6$  (JCPDS – 25-1456), silicato de alumínio e cálcio –  $\text{CaAl}_2\text{Si}_2\text{O}_8$  (JCPDS – 05-0528), silicato de sódio e alumínio –  $\text{NaAlSiO}_4$  (JCPDS – 33-1203), forsterita –  $\text{MgSiO}_4$  (JCPDS – 34-0189), safirina –  $\text{Mg}_{3,5}\text{Al}_9\text{Si}_{1,5}\text{O}_{20}$  (JCPDS – 11-0598) e silimanita –  $\text{Al}_2\text{SiO}_5$  (JCPDS – 10-0369).



**Figura 4.** Difratometria de raios-X do vitrocerâmico

Esses resultados mostram a possibilidade de obtenção de materiais vítreos e vitrocerâmicos a partir do subproduto da recuperação metálica em escórias de aços inoxidáveis. A presença do  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  na mistura, inerente das escórias de aços inoxidáveis pode ter sido o responsável pela tendência a cristalização volumétrica apresentada pelo vitrocerâmico. Essa característica mostra a versatilidade do vitrocerâmico quanto a aplicações em que são exigidas resistência mecânica superficial (esmalte cerâmico) ou volumétrica (suporte cerâmico).

#### 4. CONCLUSÕES

Alguns aspectos importantes foram observados com a realização dos experimentos:

- ⇒ o devido ajuste de composição tornou possível a obtenção de materiais vítreos e vitrocerâmicos a partir do subproduto da recuperação metálica em escórias de aços inoxidáveis;
- ⇒ o coeficiente de dilatação térmica do vidro obtido a partir do subproduto, a princípio, mostrou inadequado para sua utilização na obtenção de fritas cerâmicas em um substrato cerâmico. Porém, pode ser utilizado como esmalte para materiais cujo coeficiente de dilatação seja superior a  $95 \cdot 10^{-7} \text{C}^{-1}$ , como por exemplo chapas de ferro ou de ferro fundido;
- ⇒ o vitrocerâmico apresentou tendência à cristalização do tipo volumétrica e superficial, com predominância da cristalização volumétrica, que pode ter sido favorecida pela combinação dos compostos  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  e  $\text{TiO}_2$  que são utilizados como agentes nucleantes;
- ⇒ foi observado maior volume de cristais no centro do corpo de prova do vitrocerâmico, distribuídos uniformemente e com tamanho médio de  $3 \mu\text{m}$ ;
- ⇒ as principais fases identificadas foram anortita e diopsita.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às empresas Companhia Aços Especiais Itabira – ACESITA e Bermix do Brasil pelo fornecimento do material para estudo. À CAPES, FAPEU e FEESC pelo auxílio financeiro.

## 6. REFERÊNCIAS

- Agosti, G., 19--, “Vidrados e Esmaltes”, Ferro Enamel do Brasil S.A., São Paulo, Brasil, pp. 24-34.
- Colpaert, H. C., 1959, “Metalografia dos Produtos Siderúrgicos Comuns”, Ed. Edgar Blücher, São Paulo, Brasil, 412p.
- Davies, M. M., Kerrison, B. Gross, W. E., *et al.*, 1970, “Slagceram: a Glass Ceramic from Blast-Furnace Slag”, Journal of the Iron and Steel Institute, pp. 348-370.
- Folgueras, M. V., 1999, Autor e título desconhecidos.
- Magella, M. A., 1999, “Desenvolvimento de Materiais Vítreos e Vitrocerâmicos a partir de Escórias da Produção de Aços Inoxidáveis”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 81p.
- Marghussian, V. K., Arjomandnia, S., 1998, “Effect of  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  on Nucleation of  $\text{SiO}_2\text{-Al}_2\text{O}_3\text{-CaO-MgO-(R}_2\text{O, Fe}_2\text{O}_3, \text{TiO}_2)$  Glass Cermic”, Physics and Chemistry of Glasses, Vol. 39, nº 4, pp. 246-251.
- Maynard, D. C., 1980, “Ceramic Glasses”, Union Brothers Limited, London, 97p.
- Neves, E., 1997, “Obtenção de Materiais Vitrocerâmicos a partir de Cinzas Volantes de Carvão Mineral”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 73p.
- Oliveira, A. P. N., Alarcon, O. E., 1998, Vitro-cerâmicos: Características, Propriedades e Aplicações Industriais”, Cerâmica Informação, nº 1, Nov./Dez.. Brasil.
- Ribeiro, L. D., Neto, F. A. O., 1998, “Técnicas de Processamento Mineral e Práticas Metalúrgicas Aplicadas ao Tratamento de Resíduos Sólidos Industriais”, Tecbahia, Revista Baiana de Tecnologia, Vol. 13, nº 3, pp. 146-152.
- Silva, M. J., 1999, “O Lixo que Vira Aço”, Metalurgia e Materiais, Vol 55, nº 486, pp. 144-150.
- Trunaev, V. E., 1984, (9), pp. 4.
- Vogel, W., 1985, “Crystallization of Glasses”, Chemistry of Glass.

# DETERMINAÇÃO DOS MODOS DE TRANSFERÊNCIA METÁLICA NA SOLDAGEM MIG DE ALUMÍNIO

**Kleber Mendes Figueiredo**

**Valtair Antonio Ferraresi**

Universidade Federal de Uberlândia; Faculdade de Engenharia Mecânica; Campus Santa Mônica; Caixa Postal 593; 30400-902 – Uberlândia, MG

e-mail: valtairf@mecanica.ufu.br

## Resumo

Este trabalho propõe um mapeamento dos modos de transferência metálica, no processo de soldagem MIG, utilizando chapa de liga de alumínio ABNT 5052, eletrodo ABNT 4043 de diâmetro 1,0 mm e gás argônio. A finalidade é obter conhecimentos sobre os modos de transferência visando melhorias de qualidade e produtividade nessa soldagem. Para o desenvolvimento deste trabalho utilizou-se a metodologia de Shadowgrafia por laser e câmara de vídeo de alta velocidade, além de softwares de tratamento de imagem e aquisição de dados (tensão e corrente). Foram obtidos mapas de tensão de referência com a velocidade de alimentação do arame eletrodo e frequência de transferência com a corrente. Com isso determinou-se 4 modos de transferência (curto-circuito, globular, goticular e globular /curto-circuito) e a faixa de transição de corrente entre o modo globular e o goticular.

**Palavras-chave:** Soldagem MIG, Alumínio, Transferência Metálica, Corrente de transição.

## 1. INTRODUÇÃO

Com a utilização do alumínio crescendo em todos os setores de produção, tem-se demandado um aumento de estudos na área de fabricação, principalmente na soldagem, visto ser este um dos mais importantes processos de fabricação utilizado na união de peças. Historicamente, os pioneiros na soldagem do alumínio empregaram técnicas semelhantes às empregadas nos materiais ferrosos, gerando com isso soldas de baixa qualidade, portanto, sendo considerado um material de difícil soldabilidade.

Com a evolução tecnológica ocorrida nas últimas décadas, o alumínio e suas ligas passaram a ser soldados por vários processos. Os processos mais usuais são o MIG (*Metal Inert Gas*) e o TIG (*Tungsten Inert Gas*), sendo que cada um apresenta vantagens e limitações e são escolhidos de acordo com a qualidade e produtividade exigida para a junta a ser soldada.

Na maioria das aplicações estruturais o processo MIG é preferido em relação ao TIG, pois pode ser mecanizado com facilidade, podendo ser utilizado tanto num sistema semi-automático como automático. Ele destaca-se também por ser um processo de alta produtividade, pois possui uma elevada taxa de deposição e alto fator de trabalho do soldador, possui grande versatilidade quanto ao tipo e espessura dos materiais a serem aplicados e solda em todas as posições. Entretanto, o processo MIG apresenta algumas dificuldades, tal como maior sensibilidade à variação dos parâmetros elétricos de soldagem e exige um ajuste

rigoroso dos parâmetros para se obter um determinado conjunto de características a fim de se ter uma solda de qualidade (AWS, 1991).

A forma com que a gota é transferida do eletrodo para a poça de fusão (modos de transferência metálica) é importante, pois determina a estabilidade do processo de soldagem MIG. Como exemplos tem-se: a quantidade de gases (principalmente hidrogênio, nitrogênio e oxigênio) absorvidos pelo metal fundido, a estabilidade do arco, a aplicabilidade do processo em determinadas posições de soldagem e o nível de respingos gerados (Norrish & Richardson, 1988).

Na literatura corrente, os modos de transferência metálica na soldagem de alumínio são pouco estudados em função do desenvolvimento dos processos de soldagem aplicado para este material serem recentes. A maioria dos trabalhos existentes são para os aços, e seus campos de trabalhos são diferentes, tendo em vista que o ponto de fusão do alumínio é menor que o do aço e a suas condutividades térmica e elétrica são maiores.

Dessa forma, este trabalho propõe determinar os modos de transferência metálica que ocorrem na soldagem do alumínio, fazendo o seu mapeamento em função dos parâmetros de soldagem (regulagem da máquina de soldagem). Com isso objetiva-se obter conhecimentos na área deste elemento metálico de forma a obter melhorias de qualidade e produtividade de produtos soldados.

## **2. Transferência Metálica**

De uma forma simplificada, a literatura corrente considera a existência de quatro formas básicas de transferência metálica: curto-circuito, globular, goticular (também conhecida por *spray* ou aerossol) e controlada (AWS, 1991).

De acordo com a literatura (Norrish & Richardson, 1988, Biloni et al., 1981, entre outros) a transferência por curto-circuito é possível de ser usada em todas as posições de soldagem e sendo adequada para soldagem de chapas finas. Esse modo de transferência ocorre para baixos valores de tensão e moderada corrente de soldagem e é caracterizada pelo contato periódico da gota na poça de fusão, causando flutuações relevantes na tensão e na corrente de soldagem, podendo apresentar a formação intensa de respingos. Entretanto, a quantidade de respingos pode ser limitada pela seleção adequada de parâmetros de soldagem e ajuste da fonte de energia, de forma que os curtos ocorram de forma suave. Biloni et al. (1981) citam que em soldagem de alumínio a transferência por curto-circuito produz distorções e má aparência e, também, é difícil o ajuste dos parâmetros de soldagem para se ter uma boa fusão.

A literatura (Póvoa, 1988, Norrish & Richardson, 1988, Biloni et al., 1981, entre outros) cita que a transferência globular ocorre para valores intermediários de corrente e elevada tensão de soldagem. Durante a soldagem o glóbulo de metal fundido na ponta do eletrodo aumenta de tamanho com o tempo, até se separar sob efeito da ação da gravidade. Isso causa, como efeito, a deposição de gotas grandes, bem maiores que o diâmetro do eletrodo. A transferência globular é caracterizada por um nível de respingos relativamente elevado e sua utilização é limitada à posição plana.

O modo de transferência goticular ocorre para tensões e correntes elevadas, acima de uma corrente limite denominada de transição. As gotas são pequenas, com tamanho próximo ao diâmetro do eletrodo, que são lançadas em alta frequência em direção à poça de fusão. Esse modo acarreta em boa estabilidade do processo, bom aspecto do cordão de solda e gera pouco respingo. Não é adequado para soldagem fora da posição plana e de peças de pequenas espessuras (Norrish & Richardson, 1988).

Sob a denominação de transferência controlada estão agrupados outros modos de transferência que podem ser obtidos pela introdução de perturbações controladas na corrente



de soldagem (pulsção da corrente) e/ou na alimentação de arame. Essas perturbações têm como objetivo obter uma transferência de metal de adição com as características desejáveis da transferência goticular, mas com níveis de corrente média abaixo da corrente de transição, de forma a permitir sua utilização na soldagem de chapas finas ou fora da posição plana (Stenbacka & Persson, 1989, Norrish e Richardson, 1988).

### **3. Procedimento Experimental**

As soldagens foram realizadas na posição plana, utilizando uma fonte no modo de tensão constante. Foram realizados testes variando a tensão de referência da máquina e a velocidade de alimentação do arame eletrodo (conseqüentemente a corrente), mantendo-se constante a relação entre velocidade de soldagem e a velocidade de alimentação do arame eletrodo em aproximadamente 4,57 (determinado empiricamente). Essa relação foi utilizada com o intuito de se ter a quantidade de metal depositado por comprimento de solda constante, obtendo assim um referencial em comum entre os testes durante as análises. Foram mantidos constantes para todos os testes a vazão de gás (argônio comercialmente puro) em 15 l/min, distância bico de contato peça igual a 15 mm e inclinação da tocha em  $10^0$  na posição empurrando o cordão de solda.

Um sistema de Shadowgrafia por laser e uma câmara de vídeo de alta velocidade (2000 quadros/s) foram utilizados com o intuito de se determinar o comprimento do arco e o diâmetro e freqüência de transferência das gotas através da análise dos filmes em software de tratamento de dados. Durante a soldagem foi também feita aquisição de tensão e corrente.

### **4. Resultados e Discussões**

Os resultados dos testes realizados estão apresentados na Tabela 1. Com as análises realizadas nas imagens e nos valores de tensão e corrente adquiridos durante a soldagem, foi possível detectar 4 (quatro) modos de transferência metálica, indicados também na Tabela 1: Curto-circuito (CC), Globular (GL), Goticular (GT) e Globular/Curto-circuito (GL-CC).

Conforme Norrish & Richardson (1988), no modo de transferência por curto-circuito as forças de tensão superficial atuam no sentido de sugar a gota para a poça de solda no momento de contato da gota com a poça. Isso não ocorreu de uma forma clara para os testes realizados neste trabalho, sendo verificado, na maioria das vezes, uma repulsão da gota antes da transferência definitiva, ocasionando grandes oscilações na corrente e tensão de soldagem. A Figura 1 mostra oscilogramas de corrente e tensão com o tempo onde se observam estas oscilações e a Figura 2 apresenta uma seqüência de fotos de uma transferência por curto-circuito, mostrando a repulsão da gota no momento da transferência. Os testes que apresentaram essa característica foram os testes 3, 6, 8, 9, 21, 22, 23, 24, 29, 31 e 32.

No modo de transferência globular o diâmetro das gotas são maiores que o diâmetro do eletrodo. Como na literatura não especifica um tamanho mínimo de gota para determinar a transição entre o modo globular e goticular, as observações dos filmes e dos oscilogramas dos testes realizados nesse experimento mostraram que é possível adotar, para os testes realizados neste trabalho, que o modo globular ocorre para gotas com diâmetro médio acima de 15% do diâmetro do eletrodo.

Nesse modo de transferência foi também possível observar a formação de uma estrição (pescoço) entre a gota e o eletrodo antes do destacamento da mesma. A Figura 3 mostra oscilogramas de tensão e corrente com o tempo, onde é possível verificar que as oscilações são menores que no caso de transferência por curto-circuito. Os testes 10, 15 e 25 da Tabela 1

foram considerados neste modo de transferência. A Figura 4 mostra uma seqüência de fotos de uma transferência no modo globular.

De acordo com a literatura (Scotti et. al., 1999, Alcan, 1993, AWS, 1991 e Norrish & Richardson, 1988), na transferência goticular as gotas são destacadas antes que o seu diâmetro alcance o diâmetro do eletrodo. Neste trabalho isso não ocorreu, sendo então considerado neste modo de transferência os testes que apresentaram gotas com diâmetro médio aproximadamente até 15% acima do diâmetro do eletrodo e possuíam um desvio padrão baixo (abaixo de 0,08). Os testes 12, 13, 14, 16, 17, 18, 19, 20 e 26 da Tabela 1 apresentaram esse modo de transferência. A Figura 5 mostra oscilogramas de tensão e corrente, onde são verificadas oscilações mínima de tensão e corrente. A Figura 6 mostra uma seqüência de fotos de uma transferência goticular.

Tabela 1 – Resultado geral dos testes realizados

N <sup>o</sup>	Ur [V]	Valim (m/s)	Im [A]	Um [V]	Diam [mm]	Desvio Padrão	Freq. [Hz]	Modo Transf.
1	16	7,0	69	15,96	2,16	0,38	16	GL-CC
2	16	9,0	114	15,84	1,59	0,19	56	GL-CC
3	16	11,0	141	15,98	1,39	0,16	129	CC
4	18	7,0	93	17,70	2,12	0,18	21	GL-CC
5	18	9,0	125	17,51	1,60	0,13	43	GL-CC
6	18	11,0	126	17,97	1,70	0,18	50	CC
7	20	8,0	117	19,32	1,59	0,18	62	GL e GL-CC
8	20	12,0	169	19,01	1,07	0,20	196	CC
9	20	14,0	182	18,97	1,21	0,12	154	CC
10	22	8,0	128	21,20	1,43	0,16	68	GL
11	22	10,0	146	21,27	1,15	0,04	189	GL e GT
12	24	13,0	200	22,15	1,08	0,05	257	GT
13	24	11,0	174	22,69	1,07	0,04	234	GT
14	24	10,0	153	22,87	1,12	0,04	182	GT
15	24	8,0	128	23,04	1,28	0,16	76	GL
16	26	14,0	209	24,41	1,09	0,08	327	GT
17	26	12,0	179	24,59	1,07	0,04	257	GT
18	26	16,0	231	24,31	1,00	0,04	429	GT
19	28	16,0	235	26,04	1,07	0,05	450	GT
20	28	18,0	254	26,00	1,03	0,06	563	GT
21	20	10,0	143	19,65	1,51	0,27	119	CC
22	22	12,0	168	21,19	1,37	0,16	161	CC
23	22	13,0	178	21,10	1,37	0,20	191	CC
24	24	14,0	193	22,50	1,22	0,07	290	CC
25	24	9,0	144	22,81	1,28	0,14	148	GL
26	25	14,0	216	23,23	1,12	0,07	360	GT
27	18	8,0	112	17,74	1,74	0,46	45	GL-CC
28	20	9,0	132	19,29	1,44	0,29	105	GL e GL-CC
29	20	11,0	154	19,68	1,23	0,17	231	CC
30	21	9,0	134	20,34	1,53	0,28	86	GL e GL-CC
31	22	11,0	161	21,32	1,34	0,11	188	CC
32	23	13,0	182	21,86	1,19	0,10	281	CC

Onde:  $N^{\circ}$  = número do teste;  $U_r$  = tensão de referência;  $V_{alim}$  = velocidade de alimentação do arame;  $I_m$  = corrente média;  $U_m$  = tensão média;  $Diam$  = diâmetro médio da gota;  $Freq$  = frequência de transferência da gota; Modo Transf = modo de transferência metálica; CC = curto-circuito, GL = globular, GT = goticular e GL-CC = globular/curto-circuito.

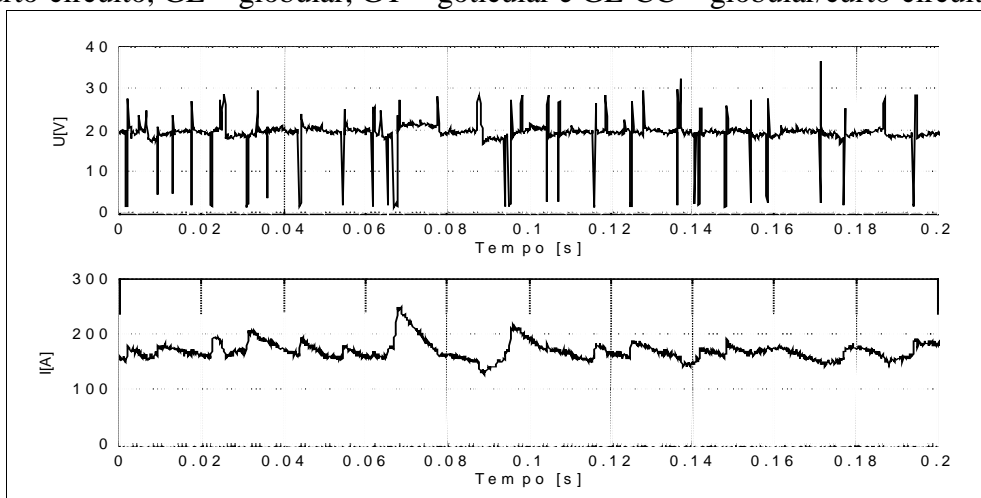


Figura 1 - Oscilograma de tensão e corrente de uma transferência por curto-circuito.

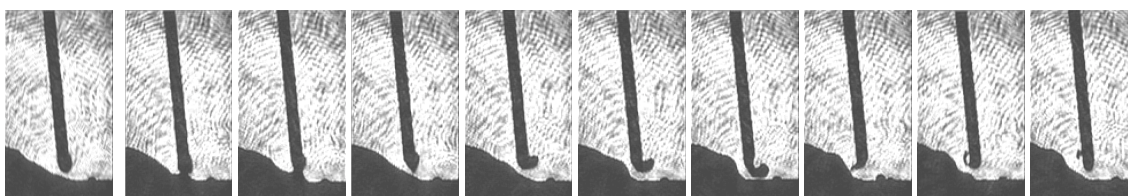


Figura 2 - Sequência de fotos de uma transferência por curto-circuito.

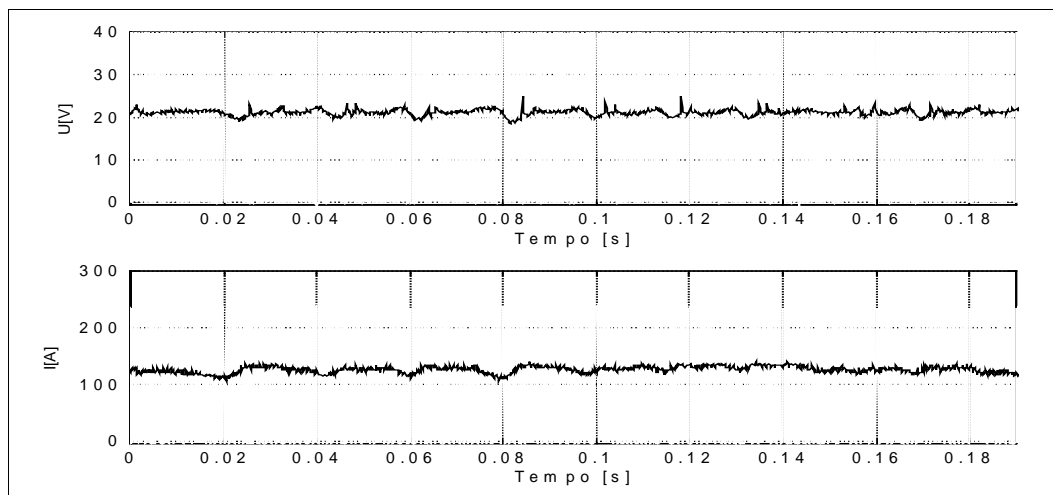


Figura 3 - Oscilograma de tensão e corrente de uma transferência globular.

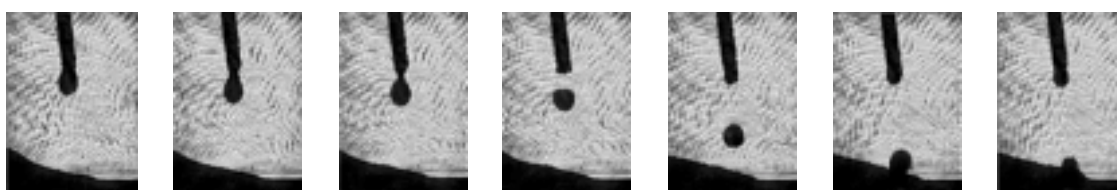


Figura 4 - Sequência de fotos de uma transferência globular.

No modo de transferência globular/curto-circuito, a gota tem formação globular

concluindo a sua transferência com curto-circuito. Observa-se o crescimento da gota, culminando com o toque da mesma na poça da solda e a sua transferência do eletrodo para a poça através da atuação da tensão superficial. A Tabela 1 apresenta os testes 1, 2, 4, 5 e 27, que têm as características de uma transferência globular/curto-circuito. A Figura 7 apresenta oscilogramas e a Figura 8 uma seqüência de fotos com este modo de transferência.

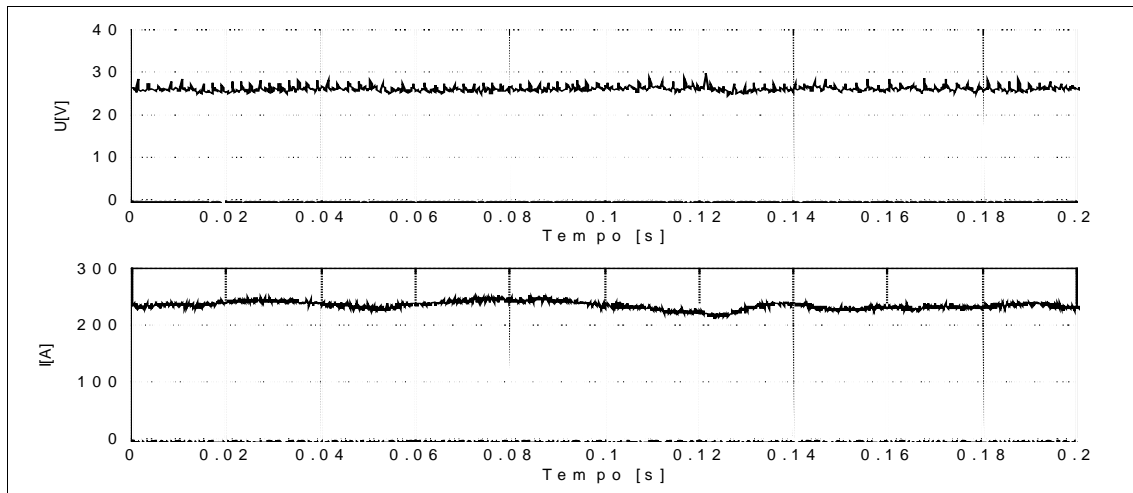


Figura 5 - Oscilograma de tensão e corrente de uma transferência goticular.

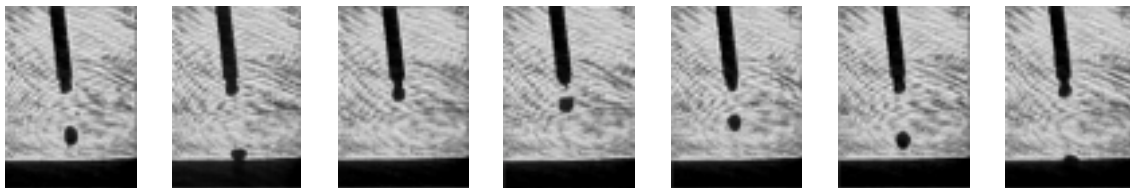


Figura 6 - Seqüência de fotos de uma transferência goticular.

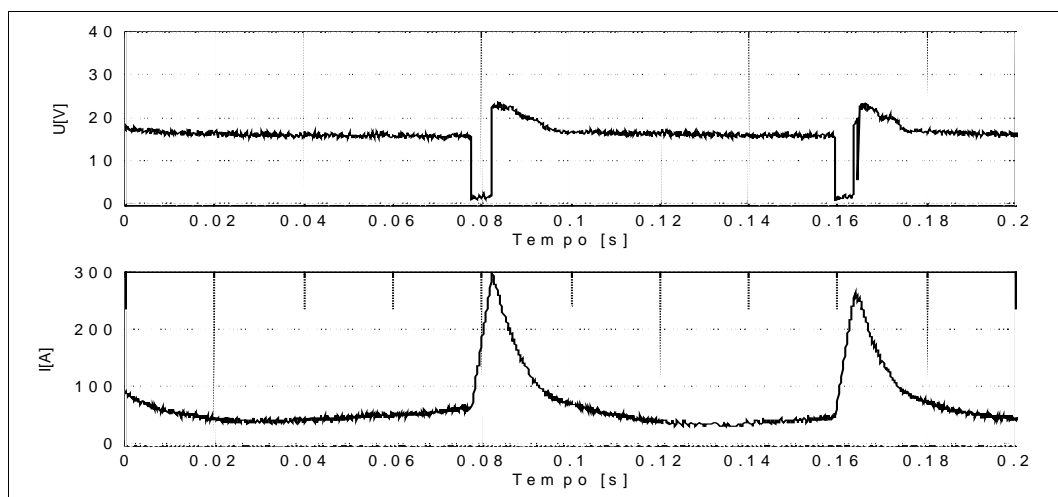


Figura 7 - Oscilograma de tensão e corrente de uma transferência globular/curto-circuito.

Além dos modos de transferência já citados, foram encontradas soldagens onde ocorreram transferências com esses modos combinando entre si de forma aleatória, ou seja, havia uma combinação entre os modos de transferência tendo uma alternância aleatória entre os mesmos, não sendo estáveis. Essas transferências são apresentadas na Tabela 1 com os testes 7, 11, 28 e 30.

A Figura 9 mostra o gráfico com os pares de tensão de referência e velocidade de alimentação do arame utilizados nos testes. As regiões I e II são regiões onde não foi possível realizar testes. Na região I o comprimento do arco crescia muito chegando inclusive a queimar o bico e, na região II, ocorreram condições instáveis de soldagem, chegando inclusive a apagar o arco e enrolando o arame eletrodo na ponta do bico de contato.

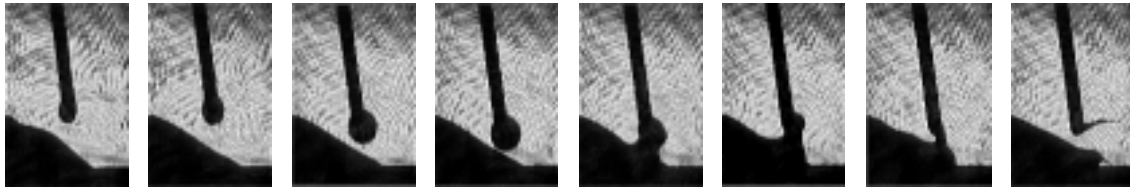


Figura 8 - Sequência de fotos de uma transferência globular/curto-circuito.

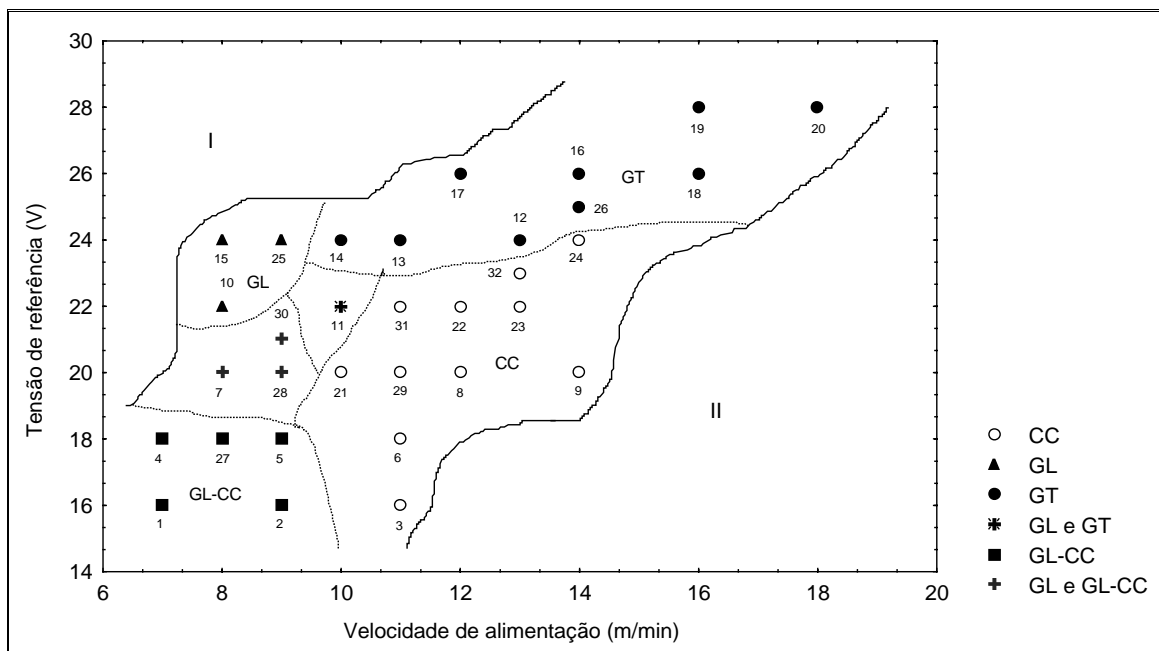


Figura 9 – Gráfico mostrando os pares tensão de referência com a velocidade de alimentação do arame.

A Figura 10 mostra o gráfico de frequência de transferência metálica dos modos globular e goticular com a corrente média de soldagem. Com esse mapa é possível verificar que a frequência de transição globular/goticular está entre 155 e 177 Hz a corrente de transição está entre 146 e 152 A. A importância da obtenção da corrente de transição entre globular e goticular está no fato de sua utilização na aplicação da transferência pulsada onde se tem uma transferência goticular com uma energia média mais baixa, conseguida pela pulsação da corrente de soldagem em dois patamares, ou seja, a corrente de pico está acima, e a corrente de base abaixo da corrente de transição.

## 5. Conclusões

Para as condições de teste realizadas neste trabalho foram encontrados 4 modos de transferência metálica na soldagem MIG de alumínio, que são: curto-circuito, globular, goticular e globular/curto-circuito.

Foram encontradas regiões onde não foi possível realizar soldagens, ou porque o arco crescia muito, chegando a queimar o bico, ou a soldagem era altamente instável, chegando inclusive a apagar o arco.

Foram encontradas, também, regiões e pontos de soldagem onde ocorreram modos de transição de transferência metálica, isto é, uma mistura de transferência ocorrendo de forma aleatória para a mesma condição de soldagem.

No modo de transferência goticular não se conseguiu gotas com diâmetro médio menor do que o diâmetro do eletrodo, para as condições de teste analisada neste trabalho.

O modo de transferência por curto-circuito foi altamente instável, ocorrendo repulsão da gota e sendo verificado uma grande quantidade de respingos.

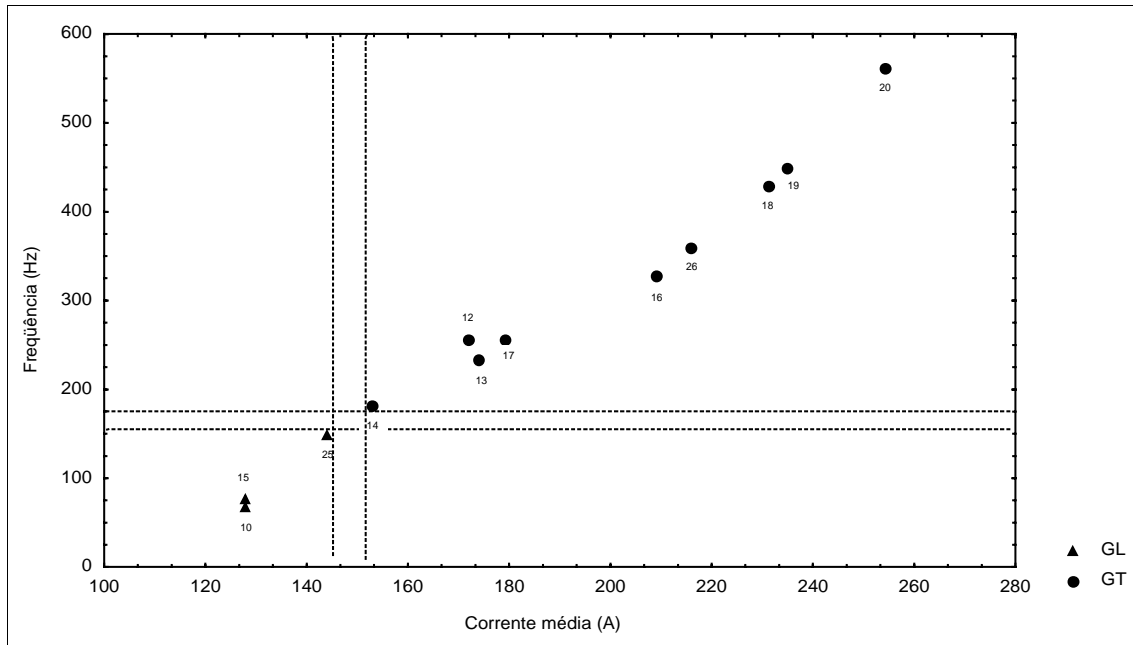


Figura 10 - Diagrama de frequências de deposição das gotas com as correntes médias.

## 6. Agradecimentos

Agradecemos à FAPEMIG e ao programa PADCT III - CEMAT pelo suporte financeiro e ao LAPROSOLDA-UFU pelo fornecimento da estrutura física.

## 7. Referências Bibliográficas

- Alcan, 1993, “Manual de Soldagem”, Alcan Alumínio do Brasil S/A, 1ª Edição.
- AWS, 1991, Welding Handbook, Welding Processes, American Welding Society, vol. 2, 8<sup>th</sup> Ed., USA.
- Biloni, H; Pérez, T.E.; Saggese, M.E. & Solari, M.J.A., 1981, “Manual de Soldadura de Alumínio, Proyecto Especial de Alumínio”, OEA – CNEA, Gerencia de Investigacion y Desarrollo, Aluar Alumínio Argentino, Buenos Aires, Argentina.
- Norrish, J. & Richardson, I. F., 1988, “Back to Basics: Metal Transfer Mechanisms”, Welding & Metal Fabrication, jan.-fev., pp. 17-22.
- Póvoa, A.A., 1988, “Seminário Técnico de Soldagem do Alumínio e suas Ligas”, Associação Brasileira do Alumínio, 26/10 a 17/11.
- Scotti, A.; Clark, D.E. & Kenney, K., 1999, “Mapeamento da Transferência Metálica em MIG com Aço Inoxidável”, Anais do VI Seminário Brasileiro do Aço Inoxidável, 04 e 05 de maio, São Paulo, Brasil.
- Stenbacka, N. & Persson, K.A., 1989, “Shielding Gases for Gas Metal Arc Welding”, Welding Journal, AWS, pp 41-47, November.

# NITRETAÇÃO POR PLASMA DE AÇO ABNT 1020: INFLUÊNCIA DA RELAÇÃO $N_2/(N_2+H_2)$ SOBRE AS PROPRIEDADES DA CAMADA NITRETADA

**Marley Anúciação Magella**

**Ingeborg Kühn-Arroyo**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais, Cx. Postal 476, CEP: 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [marley@pg.materiais.ufsc.br](mailto:marley@pg.materiais.ufsc.br) e [ingeborg@emc.ufsc.br](mailto:ingeborg@emc.ufsc.br)

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo mostrar a influência da relação  $N_2/(N_2+H_2)$  da atmosfera de nitretação por plasma do aço ABNT 1020 nas propriedades mecânicas da camada nitretada. As atmosferas utilizadas para nitretação foram 25%  $N_2$  + 75%  $H_2$  e 80%  $N_2$  + 20%  $H_2$ , num tempo de 2h à 540°C. A caracterização da camada nitretada foi feita por Microscopia Eletrônica de Varredura, Difractometria de Raios-X e Microdureza Vickers. Diferença significativa nas propriedades do aço foi observada para a amostra com maior porcentagem de nitrogênio, que apresentou maior valor de dureza.

**Palavras-chave:** Nitretação por plasma, Atmosfera de nitretação, Aço comum ao carbono

## 1. INTRODUÇÃO

Grande parte dos componentes usados na indústria mecânica são peças móveis sujeitas quase sempre a condições de elevado desgaste, como é o caso de bielas, eixos, engrenagens de transmissão, etc. As solicitações a que estão submetidas essas peças exigem uma combinação de dureza superficial e núcleo tenaz. Para aumentar a dureza e conseqüentemente a resistência ao desgaste do material, são empregadas técnicas de endurecimento superficial. Comumente esse endurecimento é obtido pelo tratamento térmico da superfície ou pela modificação da composição da camada superficial.

A nitretação é um dos métodos mais utilizados para melhoria das propriedades das camadas superficiais através da modificação da composição dessas camadas. A nitretação por plasma é um processo relativamente novo que sofreu grande evolução nas duas últimas décadas. Tal crescimento deve-se basicamente ao fato de ser uma técnica que exhibe elevada repetibilidade e que é ambientalmente correta uma vez que não é poluente.

Estudos têm sido desenvolvidos tanto no que se refere à física do plasma, à otimização do processo, bem como à caracterização metalúrgica e mecânica do material submetido a esta técnica. Este trabalho está inserido neste último contexto.

Considerando o papel de destaque que os aços comuns baixo carbono têm na construção mecânica, uma vez que estes materiais apresentam propriedades compatíveis a cerca de 80% das

aplicações do mercado, baixo custo, grande disponibilidade e tecnologia de processamento dominada, foi desenvolvida a presente pesquisa. Esta objetiva quantificar a influência da quantidade de nitrogênio presente na atmosfera de nitretação por plasma sobre as características da camada nitretada.

## 2. NITRETAÇÃO POR PLASMA EM AÇOS - CONSIDERAÇÕES

O plasma é obtido quando uma corrente elétrica é produzida entre dois eletrodos contidos em uma câmara (reator) com gás a baixa pressão. Na nitretação o cátodo consiste normalmente nas peças a serem nitretadas enquanto o ânodo é a carcaça do reator, sendo que o meio nitretante deve necessariamente conter nitrogênio. A corrente elétrica acelera os elétrons do cátodo para o ânodo, atravessando o gás. Ao atravessar o gás, os elétrons colidem com as moléculas de nitrogênio, ionizando as mesmas, ou dissociando-as em nitrogênio atômico. Esse gás formado por moléculas íntegras, moléculas ionizadas, átomos livres e elétrons é denominado plasma. Os íons positivos são acelerados com grande energia em direção ao cátodo (aço a ser nitretado), provocando sua incorporação à superfície do mesmo na forma de nitretos.

Dependendo do tipo de aço, a nitretação por plasma pode ocorrer entre 350°C até 580°C. Assim sendo, não ocorre a transformação da fase Fe- $\alpha$  (ferrita) em Fe- $\gamma$  (austenita) o que reduz a possibilidade de empenamento nas peças. Essa é uma das vantagens da nitretação em relação a outros métodos concorrentes.

A camada nitretada é composta basicamente por duas regiões distintas. A região mais externa é denominada camada branca, sendo formada essencialmente por nitreto de ferro em consequência da elevada concentração de nitrogênio na superfície do material. Possui elevada dureza e pode ser constituída pelas fases Fe<sub>4</sub>N- $\gamma$  e/ou Fe<sub>2-3</sub>N- $\epsilon$ , podendo ainda ser monofásica ou polifásica. Quando a camada branca é polifásica, apresenta elevada fragilidade, não sendo portanto recomendável para solicitações mecânicas (BRUNATO, 1993).

A região subjacente é denominada camada de difusão. Situa-se logo abaixo da camada branca e também é conhecida por zona de difusão. Corresponde à profundidade na qual o nitrogênio penetra para o interior do material. Caracteriza-se por duas zonas distintas, sendo a primeira rica em nitretos precipitados na forma de agulhas e a segunda, subsequente à primeira, onde o nitrogênio causa endurecimento via solução sólida intersticial.

Controlando-se o teor de nitrogênio da atmosfera de nitretação pode-se controlar as fases formadas e a espessura das camadas. Com base nas pesquisas de BOCCHINI (1990) e EDENHOFEN (1974) sobre a influência do teor de nitrogênio da atmosfera de nitretação, pode-se concluir que:

- em atmosferas com baixo teor de nitrogênio ocorre a total supressão da camada branca, havendo somente a formação da camada de difusão;
- em plasmas contendo de 15 a 30% de nitrogênio em volume, ocorre a formação da camada branca, que é predominantemente constituída pela fase Fe<sub>4</sub>N (fase  $\gamma$ ). Neste caso, a espessura desta camada dificilmente supera 10  $\mu$ m, mesmo para longos tempos de nitretação;
- em atmosferas contendo teores médios ou elevados de nitrogênio, predomina a formação de camadas brancas constituídas pela fase Fe<sub>2-3</sub>N (fase  $\epsilon$ ), cujas espessuras podem atingir até 50  $\mu$ m.



A fase  $Fe_4N-\gamma$  (cfc) possui uma faixa estequiométrica que varia entre 5,30 e 5,75% de nitrogênio em peso. É a fase mais estável do sistema Fe-N, apresentando estabilidade térmica até 650°C (BRUNATO, 1993). Segundo EDENHOFER (1993), esta fase se caracteriza por menor dureza e maior ductilidade na interface camada branca-matriz, comparativamente com a fase  $Fe_{2-3}N-\epsilon$ , apresentando, portanto, melhores características mecânicas.

A fase  $Fe_{2-3}N-\epsilon$  (hc) apresenta uma faixa estequiométrica muito larga, variando de 5,75 a 11% de nitrogênio em peso à temperatura ambiente. É estável termicamente até 580°C, evoluindo para a fase  $Fe_4N-\gamma$  em temperaturas superiores (FIGUEIREDO, 1991). Por ser mais dura, apresenta também maior fragilidade em relação à fase  $Fe_4N-\gamma$  (EDENHOFER, 1974).

Quando a temperatura de tratamento é superior à temperatura de transformação  $\alpha-\gamma$  do aço tratado, a nitretação ocorre no campo austenítico. Neste caso, surge uma camada intermediária entre as camadas branca e de difusão, de aspecto escuro quando revelada metalograficamente por Nital. A camada escura (braunita) é resultante da decomposição eutetóide da austenita nas fases Fe- $\alpha$  e  $Fe_4N-\gamma$  durante o resfriamento desta logo após o térmico do tratamento (BRUNATO, 1993).

A microdureza da camada branca é aproximadamente constante, variando entre 800 e 900 Vickers. A microdureza da camada escura é proporcional à quantidade de fases  $\gamma$  presentes na mistura Fe- $\gamma$  + nitroferrita, podendo variar entre 300 e 700 Vickers.

Baixas temperaturas de nitretação iônica do aço 1020 ( $T < 490^\circ C$ ) favorecem a formação da camada branca. Altas temperaturas ( $T > 570^\circ C$ ) favorecem a formação de camada escura. Temperaturas intermediárias ( $490^\circ C \leq T \leq 570^\circ C$ ) formam uma camada branca na superfície e uma camada escura logo abaixo.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para realização do experimento foi usada uma amostra de chapa de aço ABNT 1020 cuja superfície foi retificada e logo após cortada em pequenas peças para nitretação das superfícies retificadas. A nitretação foi realizada em um reator de plasma nas condições apresentadas na Tabela 1. Uma amostra sem tratamento foi reservada para comparação da microestrutura com as amostras nitretadas.

**Tabela 1.** Condições de Nitretação

Parâmetros de processamento	Amostra 1	Amostra 2
Pressão (Torr)	3	3
Temperatura (°C)	540	540
Tempo (h)	2	2
Relação $N_2/(N_2/H_2)$	0,25	0,80
Voltagem (V)	600	600
Corrente (A)	1	1,2

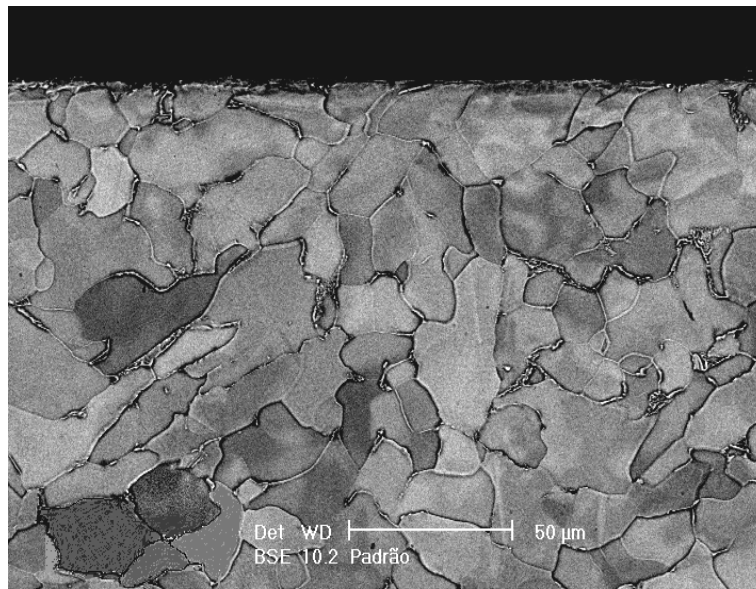
Após a nitretação as amostras foram cortadas transversalmente às superfícies tratadas para verificar a profundidade do tratamento. Em seguida foram embutidas em baquelite, lixadas (lixas de SiC 220, 320, 400 e 600 mesh), polidas (alumina 1 $\mu$ m) e atacadas com Nital 2%.

A microestrutura das amostras foi observada no microscópio eletrônico Philips XL 30. A microdureza realizada no microdurômetro Shimadzu HVM 2000, com uma carga de 25g por um tempo de 15s, nas amostras tratadas e na amostra sem tratamento. As medidas foram feitas à partir da superfície para o centro da amostra, tirando três medidas para cada distância. A determinação das fases presentes foi realizada num difratômetro de raios-X Philips X'Pert PW 3719 com tubo de Cu cujo ângulo de incidência do feixe foi variado de 30 a 100°.

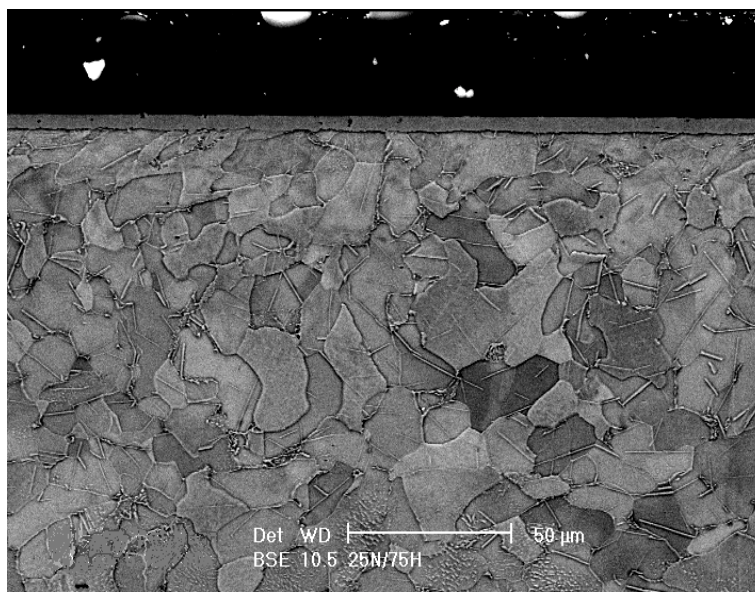
#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A figura 1 mostra uma micrografia obtida por microscopia eletrônica de varredura da amostra não nitretada.

A Figura 2 mostra a micrografia da amostra que foi submetida ao tratamento de nitretação na atmosfera pobre em nitrogênio ( $N_2/(N_2+H_2) = 0,25$ ). Verifica-se facilmente na Figura 2 a existência da camada branca nitretada e da camada de difusão com cristais de nitretos precipitados na forma de agulhas.



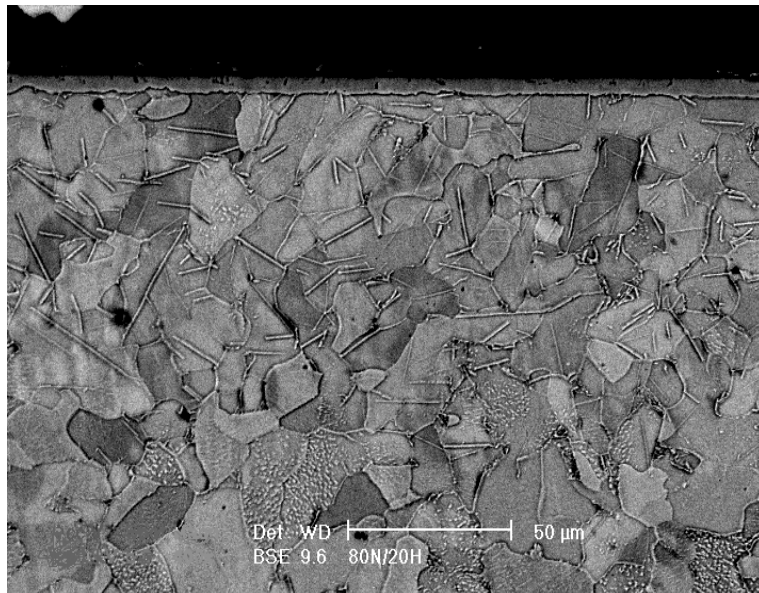
**Figura 1.** Micrografia obtida por MEV da amostra sem tratamento, (ataque com Nital 2%)



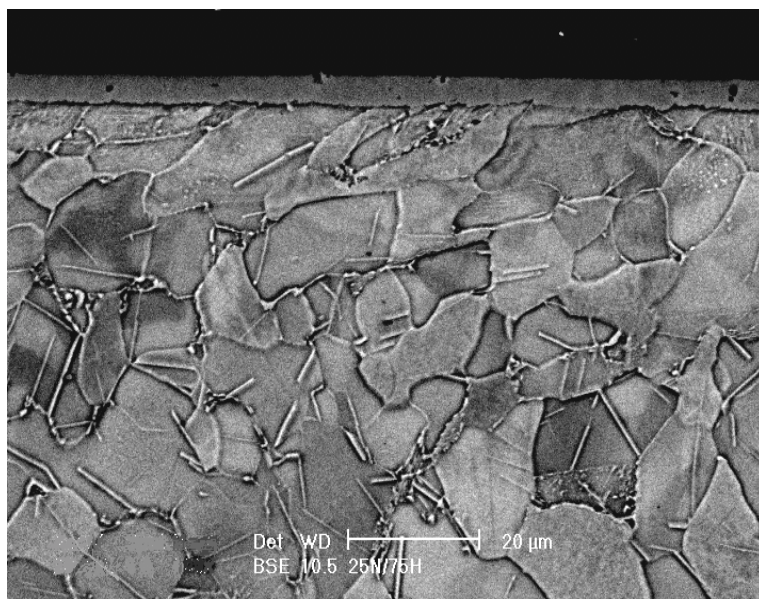
**Figura 2.** Micrografia obtida por MEV da amostra tratada em atmosfera pobre em nitrogênio ( $N_2/(N_2+H_2) = 0,25$ ), (ataque com Nital 2%)

Na Figura 3, referente a uma amostra nitretada em atmosfera rica em nitrogênio, também pode ser observada a camada branca e a zona de difusão. A Figura 4 apresenta uma micrografia em maior ampliação da amostra nitretada em atmosfera pobre em nitrogênio, onde se observa com maior detalhe a camada branca e a zona de difusão. Na Figura 5 é apresentada a micrografia em maior ampliação da amostra nitretada em atmosfera rica em nitrogênio.

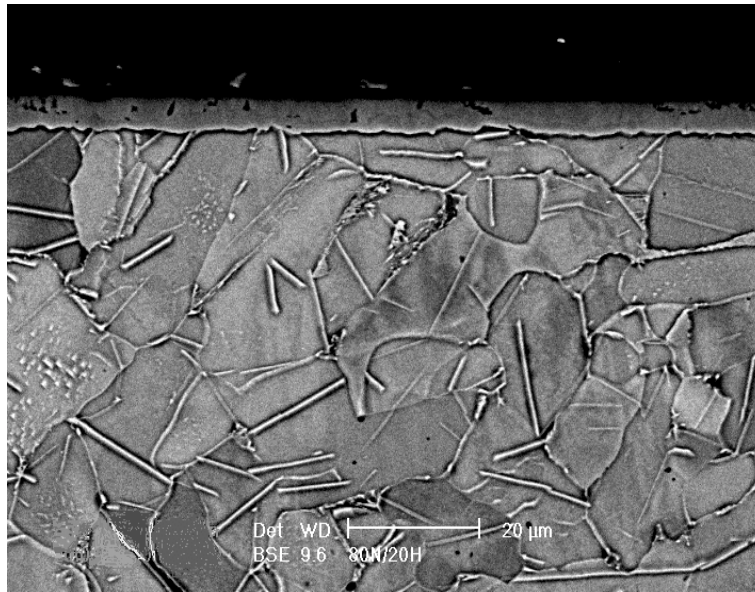
Observando as micrografias das amostras tratadas em condições atmosféricas distintas, ambas apresentam a mesma microestrutura, com camadas de aproximadamente mesma espessura. A espessura da camada branca medida através de imagens no MEV foi de aproximadamente 4,7  $\mu\text{m}$  para a amostra tratada em atmosfera pobre em nitrogênio e de 5,2  $\mu\text{m}$  para a amostra tratada em atmosfera rica, sendo uma diferença muito pequena.



**Figura 3.** Micrografia obtida por MEV da amostra tratada em atmosfera rica em nitrogênio ( $N_2/(N_2+H_2) = 0,80$ ), (ataque com Nital 2%)

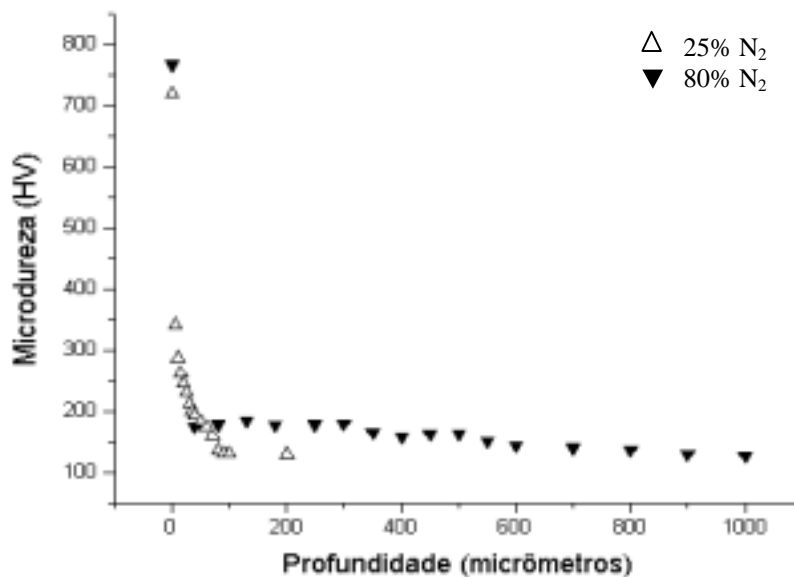


**Figura 4.** Micrografia obtida por MEV da amostra tratada em atmosfera pobre em nitrogênio ( $N_2/(N_2+H_2) = 0,25$ ) – maior ampliação, (ataque com Nital 2%)



**Figura 5.** Micrografia obtida por MEV da amostra tratada em atmosfera rica em nitrogênio ( $N_2/(N_2+H_2) = 0,80$ ) – maior ampliação, (ataque com Nital 2%)

A Figura 6 mostra o perfil de microdureza Vickers em função da profundidade de tratamento para as amostras nitretadas em atmosfera pobre ( $N_2/(N_2+H_2)=0,25$ ) e rica ( $N_2/(N_2+H_2)=0,80$ ). A superfície da amostra tratada em atmosfera rica em nitrogênio apresentou dureza levemente superior, devido a presença da fase  $Fe_{2-3}N$  ou fase  $\epsilon$ . Porém, comparando os dois tratamentos, os valores de dureza das camadas de difusão não apresentaram diferença significativa. A amostra não nitretada apresentou dureza de 114 HV.



**Figura 6.** Representação gráfica do perfil de dureza das amostras nitretadas em atmosferas rica e pobre em nitrogênio.

Os resultados obtidos por difratometria de raios-X das amostra nitretadas indicaram a presença das fases  $\text{Fe}_4\text{N-}\gamma$  e  $\text{Fe-}\alpha$  na amostra tratada em atmosfera pobre em nitrogênio. As fases  $\text{Fe}_4\text{N-}\gamma$  e  $\text{Fe}_{2-3}\text{N-}\epsilon$  foram detectadas na amostra tratada em atmosfera rica em nitrogênio. Nos dois casos, a camada branca parece ser polifásica, o que implica em camada mais frágil que o esperado, o que inviabiliza sua utilização em aplicações em que seja exigida resistência a esforços cíclicos.

É possível que no caso da camada branca da amostra nitretada em atmosfera pobre, a presença de  $\text{Fe-}\alpha$  detectada seja devido ao alcance da radiação produzida pelo tubo de cobre, que alcança 20  $\mu\text{m}$  de profundidade, sendo superior à espessura da camada branca observada nas amostras, que é de aproximadamente 5  $\mu\text{m}$ . A presença efetiva da fase  $\text{Fe-}\alpha$  na camada branca se deve provavelmente a um tempo insuficiente de nitretação para as condições do experimento.

No caso da amostra nitretada em atmosfera rica em nitrogênio, a presença inesperada da fase  $\text{Fe}_4\text{N-}\gamma$  pode ter sido consequência de uma pequena diminuição no teor de nitrogênio da atmosfera de nitretação observada no fim do ciclo de nitretação. Provavelmente, maior tempo de tratamento proporcione a transformação de toda fase  $\text{Fe}_4\text{N-}\gamma$  em fase  $\text{Fe}_{2-3}\text{N-}\epsilon$ , evitando assim, a obtenção de um produto com camada branca polifásica que é frágil.

## 5. CONCLUSÕES

Para o tempo de nitretação do experimento (2h), não foi observada diferença significativa na dureza e espessura da camada de difusão e na espessura da camada branca. A maior diferença observada entre os dois tratamentos foi verificada na dureza e nas fases identificadas na camada branca. No caso da atmosfera pobre há a tendência de formação da fase  $\text{Fe}_4\text{N-}\gamma$  que estequiometricamente também é mais pobre em nitrogênio que a fase  $\text{Fe}_{2-3}\text{N-}\epsilon$ , formada preferencialmente no tratamento feito com atmosfera rica em nitrogênio. A presença de camadas polifásicas foi detectada nos dois casos, o que pode ser evitado com maior tempo de nitretação.

## 6. REFERÊNCIAS

- Brunato, S. F., 1993, “Nitretação por Plasma de Ferro Sinterizado”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 90p.
- Bocchini, G. F., *et al.*, 1990, “Ion Nitriding of Sintered Steel – Present Situation and Perspectives”, MPR, Vol. 45, Nº 11, Brasil, pp. 772-778.
- Edenhofer, B., 1974, “Physical and Metallurgical Aspects of Ionitriding”, Part 2, HTM, Vol. 2, pp. 59-67.
- Figueiredo, R. S., 1991, “Análise de Superfície em Aços Nitretados por Espectroscopia Mossbauer”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 160p.

## 7. CONCLUSÕES

Apesar deste trabalho ter características específicas inerentes ao processo, material e ferramenta, é possível estabelecer algumas considerações importantes que contribuem de um modo mais genérico ao tema estudado. Desta maneira, algumas conclusões podem ser listadas:

1. O processo de usinagem a seco é a condição ideal de trabalho do ponto de vista ecológico, contudo neste experimento o comportamento da ferramenta de aço-rápido no fresamento a seco mostra que a marca de desgaste na face e no flanco da ferramenta cresce rapidamente em função do volume de material usinado, ocasionando a elevação dos esforços de usinagem e atingindo assim mais rapidamente o fim de vida da fresa;
2. A utilização de emulsão como fluido de corte é bastante difundida no meio produtivo, porém pode-se observar neste experimento que a vida da ferramenta é bastante curta devido à alta taxa de refrigeração, que ocasiona severos choques térmicos nos gumes de corte;
3. O emprego da quantidade mínima de fluido de corte apresentou bons resultados. Nos dois ensaios com minimização de fluido a ferramenta usinou o volume planejado e o comportamento da ferramenta em relação à força e ao desgaste foi bastante próximo, contudo a usinagem utilizando óleo vegetal como fluido de corte apresentou uma tendência a melhores resultados.

Sendo assim, a proposta da utilização de mínima quantidade de fluido de corte no processo de fresamento com fresas de topo de aço-rápido mostra-se eficiente. Assim sendo, estudos nesta área devem ser continuamente realizados para proporcionar novas informações que possam beneficiar as indústrias de usinagem.

## 8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às empresas TITEX PLUS, I. Terstegen da Alemanha, Rubens Moreira/BARDAHL e GERDAU S/A.

## 9. REFERÊNCIAS

- Stemmer, C.E., 1995, “Ferramentas de Corte I”, Ed. da UFSC, Florianópolis, Brasil, 249p.
- König, W., Klocke, F., 1997, “Fertigungsverfahren 1, Drehen, Fräsen, Bohren”, Ed. Springer-Verlag, Berlin, Germany, 471p.
- Teixeira, 1997, “Minimização de Fluido de Corte no Processo de Usinagem com Ferramenta de Geometria Definida”, Exame de Qualificação para Doutorado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 42p.
- Klocke, F., Gerschwiler, K., 1996, “Usinagem a Seco - Fundamentos, Limites e Perspectivas”, Aachen, 21p.
- Schroeter, R. B., Teixeira, C. R., 2000, “Proposta de Metodologia para Medição do Desgaste em Ferramentas de Corte de Geometria Definida”, Submetido ao CONEM 2000, Rio Grande do Norte, Brasil, 8p.
- Ferraresi, D., 1995, “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, 751p.

Na tabela 4 mostram-se as rugosidades  $R_a$  referente a cada superfície usinada nas diferentes condições. Pode ser observado que na usinagem a seco os valores são menores que os obtidos na usinagem com emulsão ou com MQFC.

**Tabela 3.** Especificações para medição da rugosidade em cada superfície.

<i>Cut off</i>	0,8 mm
Raio do apalpador	10 $\mu\text{m}$
Comprimento total de medição	5,6 mm
Comprimento efetivo de medição	4,0 mm
Largura de medição	2,0 mm
Número de medições	4

**Tabela 4.** Rugosidade nas superfícies concordante e discordante para cada ensaio.

Superfície \ Fluido	Seco	MQFC 1	MQFC 2	Emulsão (A4)	Emulsão (A5)
Concordante ( $\mu\text{m}$ )	0,8	1,4	1,8	1,4	1,5
Discordante ( $\mu\text{m}$ )	1,5	1,3	1,2	1,4	1,4

A medição da rugosidade foi realizada longitudinalmente ao corte, ou seja, na direção de avanço da fresa. Todas as superfícies analisadas foram geradas com a ferramenta nova, ainda sem apresentar desgaste (no ponto da 1<sup>o</sup> aquisição das forças).

## 6. ANÁLISE DOS RESULTADOS

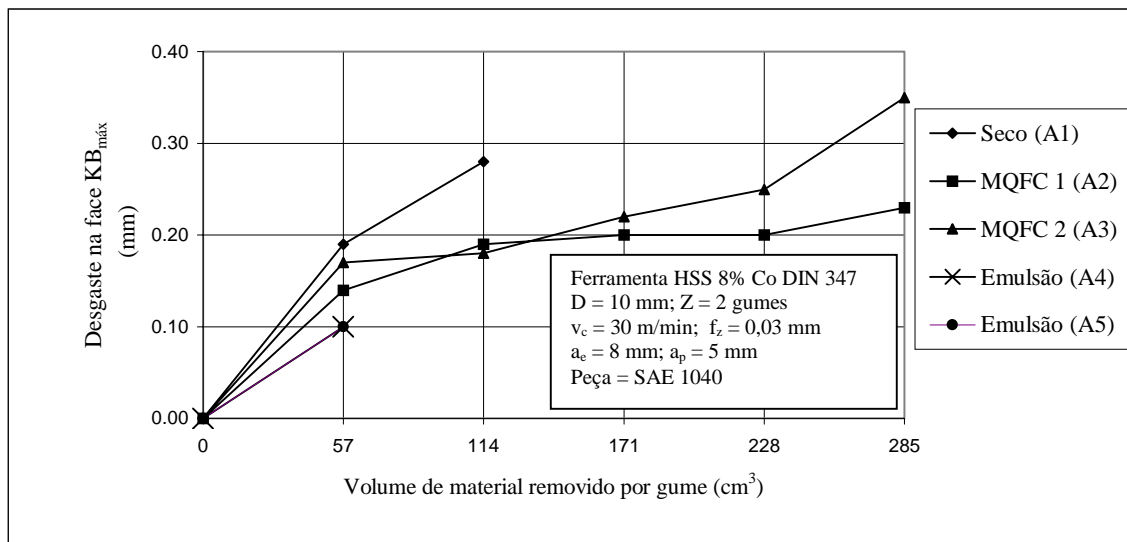
Através de uma análise do comportamento das forças apresentada na figura 5, observa-se nos ensaios com emulsão (ferramentas A4 e A5) que a força resultante máxima cresce rapidamente no início da vida, dobrando seu valor no primeiro ponto de medição. Isto ocorre devido à diminuição da temperatura na região de corte, causando assim um incremento na força necessário para remover o material. Outro aspecto importante é o fato que as duas ferramentas quebraram por colapso catastrófico antes de completar o segundo intervalo de medição provavelmente devido ao grande aumento nas forças na usinagem. No caso dos ensaios com minimização (ferramentas A2 e A3) as forças apresentam um comportamento bastante semelhante.

Uma análise da figura 6 mostra que os níveis de desgaste na face da ferramenta se comportam de maneira semelhante, mas com uma nítida tendência para um desgaste mais acentuado no ensaio a seco (ferramenta A1). Nos ensaios com minimização de fluido a evolução do desgaste nos dois casos é bastante parecida, sendo que os resultado do óleo vegetal mostram a tendência a serem menores ao longo da vida da ferramenta. Todavia o ensaio com emulsão apresentou o menor nível de desgaste para as duas ferramentas ensaiadas, porém atingiu o colapso prematuramente.

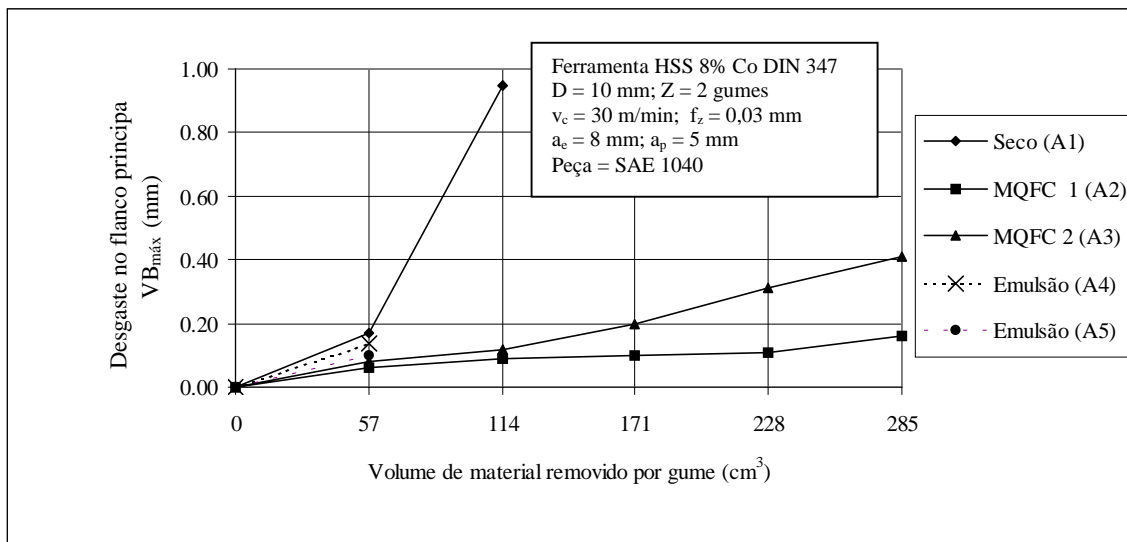
Na figura 7 é possível observar que o desgaste no flanco da ferramenta que trabalhou a seco é maior já no início dos testes. Este desgaste é o principal responsável pela quebra prematura da ferramenta no terceiro intervalo de trabalho. Os ensaios com minimização apresentaram o menor nível de desgaste no flanco ao longo da vida, e novamente o ensaio com óleo de origem vegetal mostrou a tendência de uma menor evolução.



Pode-se observar, através das imagens registradas, que o desgaste no flanco secundário em todas as ferramentas é desprezível, enquanto que o flanco principal e a face das ferramentas apresentaram defeitos bastante significativos. A figura 6 mostra o comportamento da marca de desgaste máxima na face das ferramentas ( $KB_{m\acute{a}x}$ ) para todas as condições ensaiadas, e a figura 7 a marca de desgaste máxima no flanco principal ( $VB_{m\acute{a}x}$ ). Como critério na avaliação dos desgastes, adotou-se o gume que apresenta a maior marca de desgaste em cada ponto de medição como o valor representativo para o desgaste da fresa.



**Figura 6.** Comportamento da marca de desgaste na face ( $KB_{m\acute{a}x}$ ).



**Figura 7.** Comportamento da marca de desgaste no flanco principal ( $VB_{m\acute{a}x}$ ).

## 5. MEDIÇÃO DA RUGOSIDADE

A rugosidade das superfícies concordantes e discordantes geradas foram medidas através do rugosímetro PERTHOMETER-SP8 com as especificações apresentadas na tabela 3.

planejado, sendo que o motivo da interrupção do experimento foi o colapso catastrófico (quebra) da fresa.

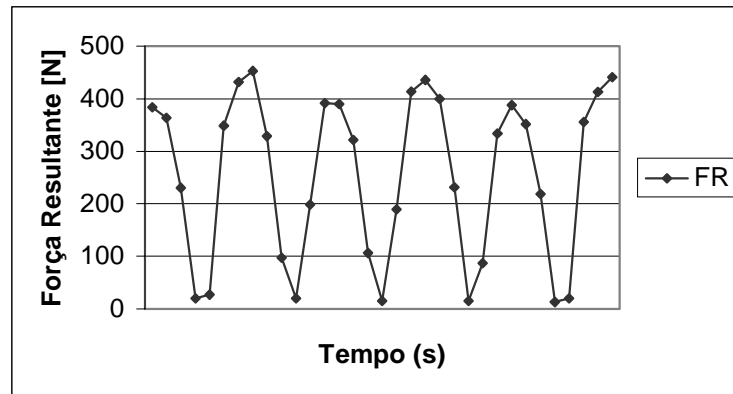


Figura 4. Comportamento da força resultante.

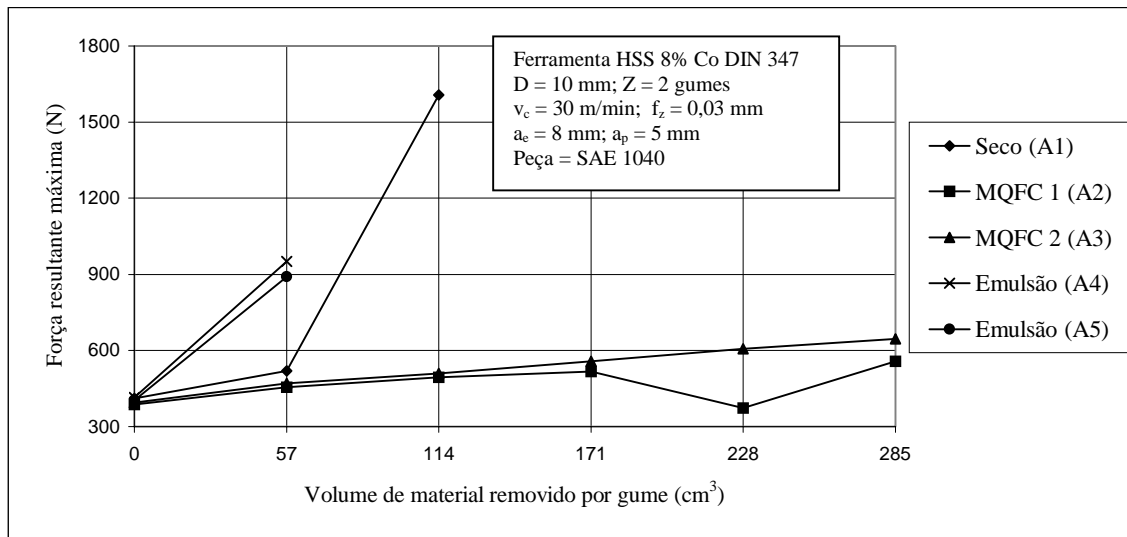


Figura 5. Comportamento da força resultante máxima nos diversos tipos de fluido.

Conforme comentado no item 2, a ferramenta A5 foi utilizada para repetir o ensaio com emulsão, devido ao pequeno volume de material removido pela ferramenta A4. No ensaio com MQFC 1 o ponto com 228 cm<sup>3</sup> de material removido por gume foi adquirido com a velocidade de corte 45 m/min, devido uma falha operacional. Assim deve-se considerar que a força resultante máxima referente a este ponto sofre uma redução, pois com o aumento da velocidade de corte a espessura de material removido por rotação da fresa diminui. Logo, a força necessária para remover um volume menor de material tende a diminuir também, comprovando a teoria de corte de Kienzle (Ferraresi, 1995).

#### 4. MEDIÇÃO DO DESGASTE

Para a quantificação do desgaste ocorrido em cada região da ferramenta, foi empregada a metodologia de medição proposta por Schroeter e Teixeira, 2000, na qual registram-se os defeitos ocorridos na face, no flanco principal e no flanco secundário da ferramenta através de uma câmera CCD em intervalos pré-determinados, conforme o planejamento do experimento. Estas imagens são arquivadas e posteriormente analisadas através de um *software* adequado para a medição dos respectivos desgastes.

AG 5006 KISTLER, placa de aquisição de sinais, microscópio de ferramentaria Nikon Measurescope, sistema de aquisição de imagem digital, rugosímetro PERTHOMETER S8P com unidade de avanço PERTHOMETER PRK e outros acessórios para facilitar a execução dos ensaios.

## 2.4 Planejamento experimental

Com o objetivo de sistematizar os intervalos de aquisição dos dados e garantir a repetibilidade das medições, elaborou-se um plano de trabalho para os experimentos (tabela 2). A primeira etapa desta planilha visa comprovar a qualidade geométrica das ferramentas, sendo feita para isto uma avaliação de algumas dimensões principais, como o ângulo de hélice e o afastamento (radial e axial) do gume em relação ao seu eixo de rotação. As dimensões verificadas não apresentaram valores fora da margem de erro.

**Tabela 2.** Planilha esquemática para execução do ensaio.

Etapa	Descrição
1	Verificação da qualidade geométrica da fresa
2	1° Aquisição dos dados de desgaste e força (fresa nova)
3	Abrir canal para avaliação da rugosidade (fresa nova)
4	Usinagem para desgaste da ferramenta (57 cm <sup>3</sup> /gume)
5	2° Aquisição dos dados de desgaste e força
...	...
n	Repetem-se as etapas 4 e 5 até atingir-se 285 cm <sup>3</sup> /gume de material removido

Sendo assim, tem-se 6 pontos de aquisição dos dados em intervalos constantes de 57 cm<sup>3</sup> de material removido por gume, totalizando 285 cm<sup>3</sup>.

## 3. MEDIÇÃO DA FORÇA

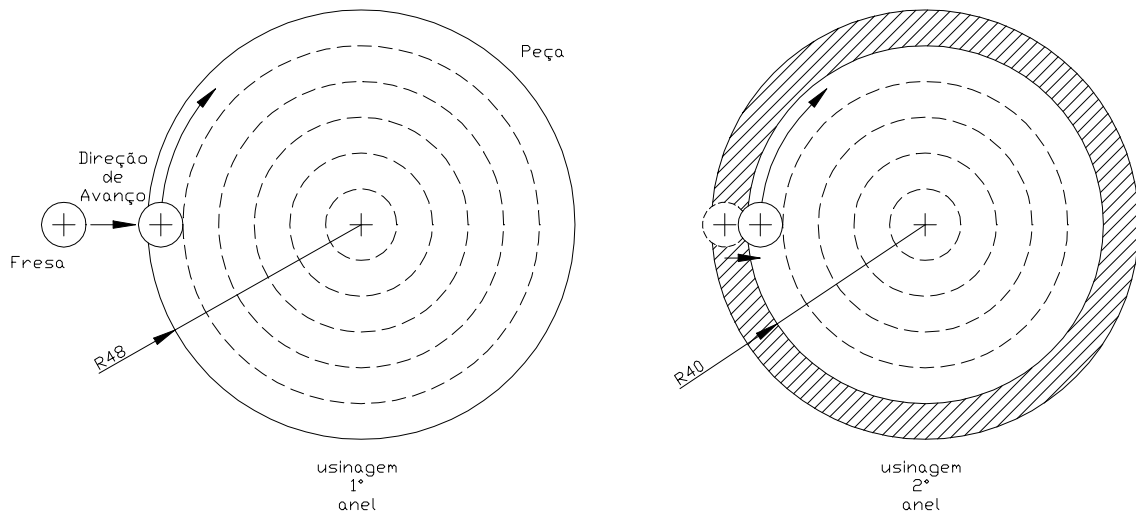
Para adquirir o sinal de força utilizou-se a plataforma piezelétrica 9443 KISTLER, onde o sistema de aquisição foi ajustado para gravar 200 medições por segundo (0,2 kHz) durante todo o período de execução do rasgo de 10 mm. Como critério para comparação dos esforços de usinagem em cada ponto de medição, adotou-se a média dos valores de pico da força resultante determinada pela equação 1 dentro do intervalo de usinagem estabilizada. Para a comparação entre os fluidos foi utilizado o módulo desta resultante.

$$FR = \sqrt{Fx^2 + Fy^2} \quad (1)$$

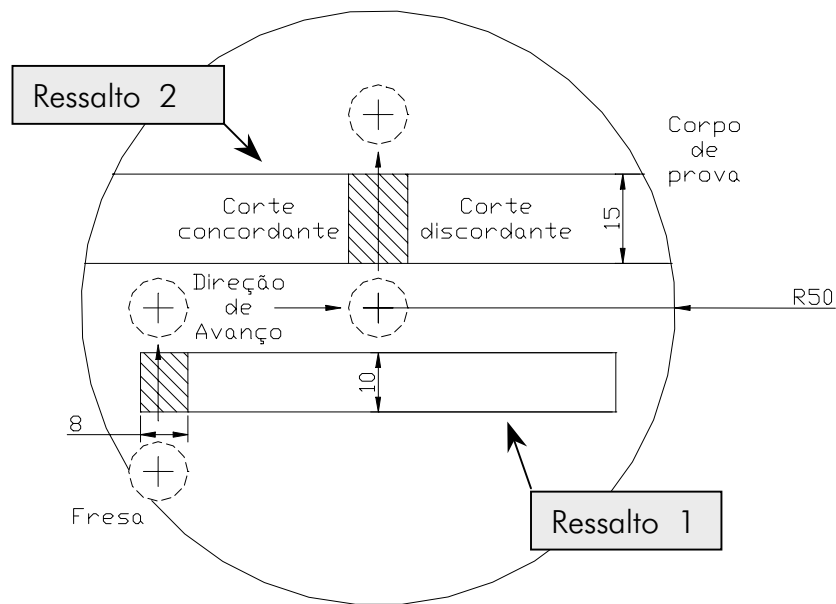
Na figura 4 pode ser visto o comportamento da força resultante FR no plano XY, onde a frequência de variação é definida pelo trabalho dos gumes durante o corte.

A figura 5 mostra a evolução da força resultante máxima para os 5 ensaios, sendo que o eixo da abscissa corresponde ao volume de material retirado por gume da ferramenta. Este parâmetro foi empregado com o propósito de facilitar outras comparações entre ferramentas com número de gumes diferente da utilizada neste experimento. Nos ensaios a seco e com emulsão usinou-se um volume inferior ao

para o desgaste da ferramenta de modo a favorecer a análise das forças. Os eixos de movimentação da ferramenta coincidem com os eixos da plataforma piezelétrica.



**Figura 2.** Estratégia de usinagem utilizada para desgaste da ferramenta (vista superior).



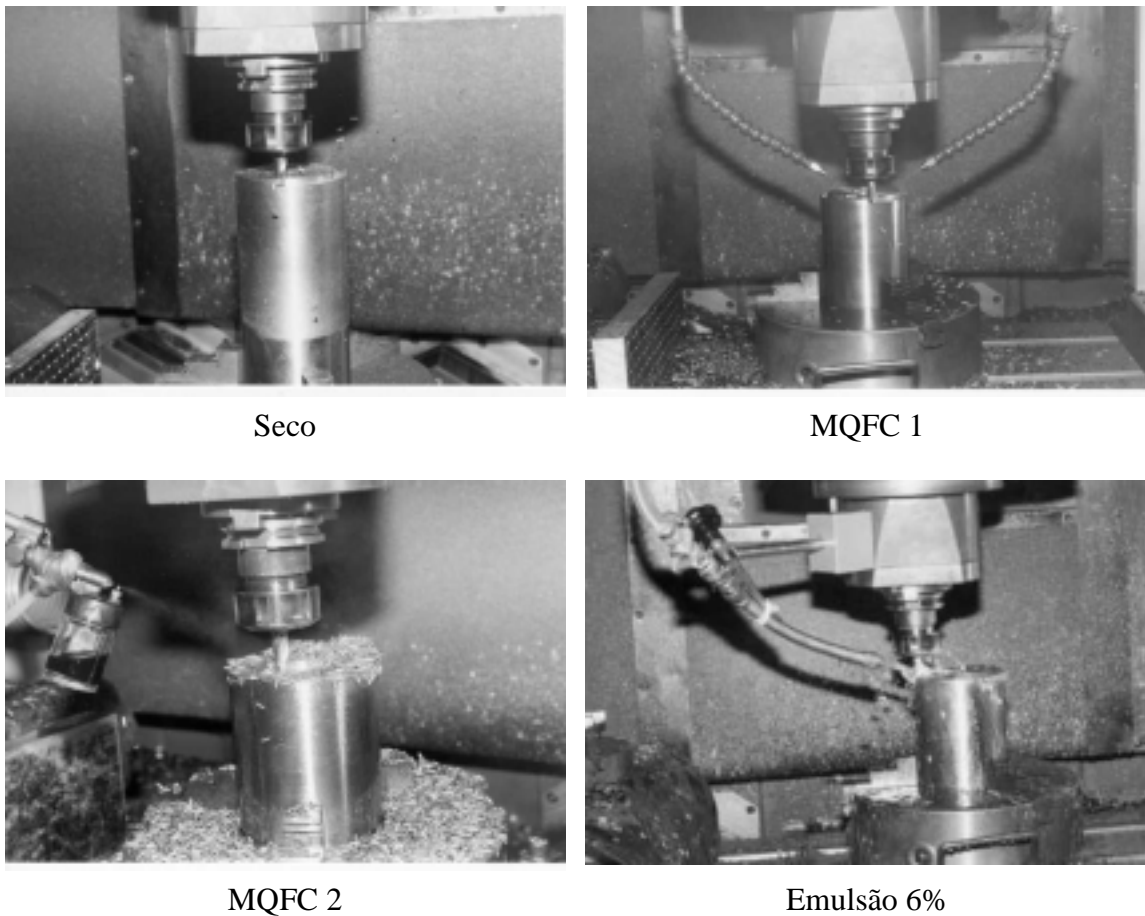
**Figura 3.** Croqui do corpo de prova para medição das forças e rugosidade (vista superior)

Os canais abertos no ressaltos 1 (de 10 mm de largura) são para efetuar as medições e aquisições das forças de usinagem em cada estágio do desgaste. Os canais abertos no ressaltos 2 (de 15 mm de largura) são para gerar as superfícies onde são avaliadas as rugosidades produzidas pelas ferramentas nos respectivos estágios de desgastes. A movimentação da ferramenta entre os corpos de prova foi feita através de um programa CNC previamente testado.

### 2.3 Equipamentos utilizados

Para realizar os experimentos utilizou-se uma fresadora CNC ROMI Polaris F400, uma plataforma piezelétrica para fresamento 9443 KISTLER com amplificador de sinais

superiores a este valor (50 ml/h) são consideradas aplicações reduzidas de fluido de corte.



Seco

MQFC 1

MQFC 2

Emulsão 6%

**Figura 1.** Formas de aplicação do fluido de corte.

## 2.2 Material ensaiado e estratégia de usinagem

O material usinado foi o aço SAE 1040 em forma barra redonda laminada, sem tratamento e sem acabamento com diâmetro bruto de 4 polegadas (101,6 mm), fornecido pela empresa GERDAU S.A. De modo a otimizar o volume de material usinado e favorecer os experimentos definiu-se a estratégia de usinagem em círculos (figura 2), com profundidade de corte radial ( $a_e$ ) de 8 mm. Logo, optou-se por um raio de 48 mm para o corpo de prova de desgaste, proporcionando assim 6 anéis para usinagem, percorrendo um comprimento total de 942 mm por superfície usinada. A altura do corpo de prova para desgaste foi determinada em função do comprimento total planejado para o ensaio, que é de aproximadamente 15 m.

O corpo de prova para medição das forças e da rugosidade tem uma geometria mais complexa para facilitar a aquisição dos dados. A ferramenta usina dois canais no primeiro ponto de medição, o primeiro com 10 mm de comprimento para aquisição das forças e o segundo com 15 mm de comprimento para geração dos dados de rugosidade. Apartir do segundo ponto de medição somente monitoraram-se as forças. Na figura 3 pode-se observar o rasgo para medição da rugosidade gerado, sendo a superfície esquerda discordante e a superfície direita concordante. O corpo de prova para medição das forças e da rugosidade foi planejado de maneira a otimizar os tempos secundários de usinagem. Na medição das forças no plano XY foi adotada uma estratégia diferente da utilizada

produtos, podendo vir a desenvolver várias doenças de pele, pulmão e alguns tipos de câncer (Teixeira, 1997).

Sendo assim, com as crescentes pressões dos órgãos ambientais para reduzir o impacto da produção industrial no meio ambiente e o surgimento de leis cada vez mais severas contra os infratores, fica evidente a importância do desenvolvimento de novas tecnologias para minimizar o impacto ambiental dos processos de usinagem. Face a esta realidade, as informações geradas por este trabalho têm como principal função fomentar esta nova tendência dos processos de usinagem.

## 2. METODOLOGIA DOS ENSAIOS

Neste experimento utilizaram-se cinco ferramentas de aço-rápido com 8% de cobalto (A1, A2, A3, A4 E A5), com mesmas características técnicas e com especificação D3141, conforme a norma DIN 327. As condições de usinagem para cada ferramenta são apresentadas na tabela 1.

**Tabela 1.** Condições de usinagem para cada ferramenta.

Ferramenta	Fluido de Corte	$v_c$ (m/min)	$f_z$ (mm)	$a_e$ (mm)	$a_p$ (mm)	Z	D (mm)
A1	Seco	30	0,03	8	5	2	10
A2	MQFC 1	30	0,03	8	5	2	10
A3	MQFC 2	30	0,03	8	5	2	10
A4	Emulsão	30	0,03	8	5	2	10

Os parâmetros de corte foram determinados pelo fabricante, contudo a profundidade de corte axial ( $a_p$ ) e a profundidade de corte radial ( $a_e$ ) foram selecionadas de acordo com a faixa de operação da ferramenta. A ferramenta A5 permaneceu como reserva para eventual repetição de ensaios que apresentassem problemas.

### 2.1 Fluidos de corte

Os fluidos de corte empregados nos ensaios possuem as seguintes características:

- Seco - Sem introdução de fluido de corte;
- MQFC 1 - Óleo de origem vegetal com especificação IT-MICRO 4300, fornecido pela empresa I. Terstegen da Alemanha, aplicado por dois bicos injetores com uma pressão de 3 bar, a uma inclinação de 45° entre a superfície da peça e a ferramenta e vazão de 25 ml/h cada bico, totalizando 50 ml/h;
- MQFC 2 - Óleo de origem mineral com especificação MAXLU B5G725, fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado a uma pressão de 3 bar com inclinação de 45° entre a superfície da peça e a ferramenta, através de um bico com vazão de 50 ml/h;
- Emulsão - Solução com 6% de MAXLUB RECUT 2, fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado a uma inclinação de 45° entre a peça e a ferramenta e com uma vazão de aproximadamente 230 l/h.

A figura 1 mostra as formas de aplicação do fluido de corte nos ensaios realizados.

Segundo Klocke e Gerschwiler, 1996, quantidade mínima de fluido de corte refere-se a vazões de até 50 ml/h e onde o fluido é aplicado em forma de névoa. Vazões

## **ASPECTOS TECNOLÓGICOS DO PROCESSO DE FRESAMENTO DE TOPO COM UTILIZAÇÃO DE MÍNIMA QUANTIDADE DE FLUIDO DE CORTE**

### **Rolf Bertrand Schroeter**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: rolf@emc.ufsc.br

### **Cleiton Rodrigues Teixeira**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Materiais e Construção, 96200-900, Rio Grande, RS, Brasil. E-mail: dmcrt@super.furg.br

### **Pablo Deivid Valle**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: pablo@lmp.ufsc.br

### **Resumo:**

Este trabalho tem como principal objetivo analisar o comportamento das forças de usinagem e da vida da ferramenta no processo de fresamento com fresas de topo reto DIN 327. Neste estudo foi empregada a usinagem a seco, a usinagem com emulsão e a usinagem com mínima quantidade de fluido de corte (MQFC), obtendo-se assim informações tecnológicas que possibilitem uma comparação entre as situações atuais de produção e a usinagem com minimização de fluido de corte. Nos experimentos foi monitorada a evolução do desgaste na face e nos flancos de cada gume da ferramenta. A rugosidade gerada na superfície concordante e discordante também foi avaliada.

**Palavras-chave:** Minimização de fluido de corte, Fresamento, Fresas de topo.

## **1. INTRODUÇÃO**

Apenas a otimização de ferramentas e de máquinas-ferramentas não é suficiente para que um processo de usinagem torne-se mais rentável. Para que isso ocorra há a necessidade de se determinar parâmetros de corte e controlar o processo de maneira a resolver os problemas específicos, devido às particularidades geométricas de cada ferramenta de corte (Stemmer, 1995, König, 1997).

Além da otimização de ferramentas, máquinas e parâmetros de corte, outra crescente tendência mundial é a preocupação das empresas quanto aos aspectos ecológicos da produção. Os processos de usinagem estão dentro deste contexto, e o uso de fluidos de corte vem sendo reavaliado. A usinagem a seco, a minimização do uso de fluidos e o desenvolvimento de produtos menos nocivos têm se tornado tema constante nas empresas e institutos de pesquisa (Teixeira, 1997).

Atualmente a maioria das indústrias nacionais utiliza fluidos de corte convencionais na sua produção, o que comprovadamente provoca danos ao ser humano e ao meio ambiente. Neste contexto, o operador é diretamente afetado pela toxicidade destes

# INFLUÊNCIA DA MINIMIZAÇÃO DO FLUIDO DE CORTE NA FURAÇÃO COM BROCA HELICOIDAL DE METAL-DURO

## **Rolf Bertrand Schroeter**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: rolf@emc.ufsc.br

## **Cleiton Rodrigues Teixeira**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Materiais e Construção, 96200-900, Rio Grande, RS, Brasil. E-mail: dmccrt@super.furg.br

## **Pablo Ricardo Amarante de Castro**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: castro@lmp.ufsc.br

## **Resumo:**

O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento da força axial, do momento torçor de usinagem e da vida da ferramenta no processo de furação com brocas helicoidais de metal-duro revestidas DIN 6537K com variação na quantidade e tipo de fluido de corte. Utilizaram-se quatro condições distintas para este estudo usinagem a seco, com emulsão e com mínima quantidade de fluido de corte (MQFC), sendo esta última com óleo vegetal e mineral. Geraram-se assim informações tecnológicas que possibilitam uma comparação entre as situações atuais de produção e a usinagem com minimização de fluido de corte. Nos experimentos foi monitorada a evolução do desgaste na face e no flanco de cada gume da ferramenta, como também nas guias laterais e gume transversal.

**Palavras-chave:** Minimização de fluido de corte, Furação, Brocas helicoidais.

## **1. INTRODUÇÃO**

Para melhorar o desempenho das operações de usinagem, tanto tecnológica como economicamente, freqüentemente utiliza-se fluido de corte nos diversos processos de usinagem. Este produto, porém, é comprovadamente prejudicial à saúde dos operadores de máquinas-ferramentas e agressivo ao meio ambiente (Teixeira, 1997). Nos últimos anos a pressão e exigência dos órgãos ambientais, das leis governamentais, da sociedade e do próprio mercado internacional tem-se tornado cada vez maior, visando a redução do impacto ambiental promovido por resíduos dos diversos setores produtivos, dentre eles o metal-mecânico. Como consequência, a usinagem a seco e com quantidade mínima de fluido de corte (MQFC) tem-se mostrado como uma alternativa para utilização em processos de usinagem.

A furação com brocas helicoidais é uma das mais utilizadas dentre as operações de usinagem (König, 1997). Novos revestimentos que aumentam a resistência das ferramentas ao desgaste e que permitem a usinagem em altas temperaturas contribuem para o emprego destas ferramentas na usinagem a seco (Sandvik Coromant, 1994).



O objetivo do trabalho é avaliar os aspectos tecnológicos na furação com brocas helicoidais de metal-duro classe P40 (com revestimento de TiN, TiNAl) usando a seco e com quantidade mínima para diferentes tipos de fluido de corte. Este estudo visa melhorar a eficiência tecnológica, econômica e ecológica do processo de furação, fornecendo suporte técnico aos atuais processos produtivos. Também busca-se o desenvolvimento de novas tecnologias que possam suprir as necessidades econômicas e ecológicas dos processos de fabricação, cada vez maiores.

## 2. METODOLOGIA DOS ENSAIOS

Nos ensaios realizados utilizaram-se oito ferramentas de metal-duro classe P40, com mesmas características geométricas, porém quatro brocas com especificação A3265TiN (ferramenta A) e quatro A3265TFL revestida com TiNAl (ferramenta B), conforme a norma DIN 6537K. As condições de usinagem para as ferramentas são apresentadas na tabela 1 e seguem as recomendações do fabricante.

**Tabela 1.** Condições de usinagem para as ferramentas.

Ferramenta	Fluido de Corte	$v_c$ (m/min)	f (mm)	n (rpm)	d (mm)
A1	Seco	75	0,18	2353	10
A2	Emulsão	75	0,18	2353	10
A3	MQFC 1	75	0,18	2353	10
A4	MQFC 2	75	0,18	2353	10
B1	Seco	75	0,18	2353	10
B2	Emulsão	75	0,18	2353	10
B3	MQFC 1	75	0,18	2353	10
B4	MQFC 2	75	0,18	2353	10

### 2.1 Fluidos de corte

A forma de aplicação e as características dos fluidos de corte empregados são as seguintes:

- Seco - Sem introdução de fluido de corte;
- MQFC 1 - Óleo de origem vegetal com especificação IT-MICRO 4300, fornecido pela empresa I. Terstegen da Alemanha, aplicado por dois bicos injetores com uma pressão de 3 bar, a uma inclinação de 45° entre a superfície da peça e a ferramenta. Vazão de 25 ml/h em cada bico, totalizando 50 ml/h;
- MQFC 2 - Óleo de origem mineral com especificação MAXLU B5G725, fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado a uma pressão de 3 bar com inclinação de 45° entre a superfície da peça e a ferramenta, através de um bico com vazão de 50 ml/h;
- Emulsão - Solução com 6% de MAXLUB RECUT 2, fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado a uma inclinação de 45° entre a peça e a ferramenta e com uma vazão de aproximadamente 360 l/h.

A quantidade mínima de fluido de corte refere-se a vazões de até 50 ml/h e onde o fluido é aplicado em forma de névoa. Vazões superiores a esta são consideradas aplicações reduzidas de fluido de corte (Klocke, 1996).

## 2.2 Material ensaiado e estratégia de usinagem

O material usinado foi o aço SAE 1040 em barra redonda laminada, sem tratamento e sem acabamento com diâmetro bruto de 101,6 mm, fornecido pela empresa GERDAU S.A. com 167 HB de dureza.

Utilizaram-se corpos de prova com funções distintas, sendo um para desgaste da ferramenta e o outro para aquisição dos dados tecnológicos (força e momento). Realizou-se a furação de forma vertical, em cheio, sem pré-furo e sem furo de centro. A profundidade de cada furo usinado foi de 30 mm, sendo este não-passante e considerado não-profundo (Stemmer, 1992). Cada face do corpo de prova permitiu a realização de cinquenta furos totalizando três metros em comprimento usinado por corpo de prova.

## 2.3 Equipamentos utilizados

Utilizou-se uma fresadora CNC ROMI Polaris F400, uma plataforma piezelétrica para furação tipo 9273 KISTLER com amplificador de sinais tipo AG 5006 KISTLER, placa de aquisição de sinais, microscópio de ferramentaria Nikon Measurescope, sistema de aquisição de imagem digital e outros acessórios para permitir a execução dos ensaios.

## 2.4 Planejamento experimental

Para sistematizar os intervalos de aquisição dos dados e garantir a repetibilidade das medições, elaborou-se um plano de trabalho para os experimentos (tabela 2). A primeira etapa consiste na comprovação da qualidade geométrica das ferramentas e para isto foram avaliadas algumas dimensões principais, como o ângulo de hélice, ângulo de saída, ângulo de ponta, etc. As dimensões verificadas não apresentaram valores fora da margem de erro.

**Tabela 2.** Seqüência de atividades para execução do ensaio.

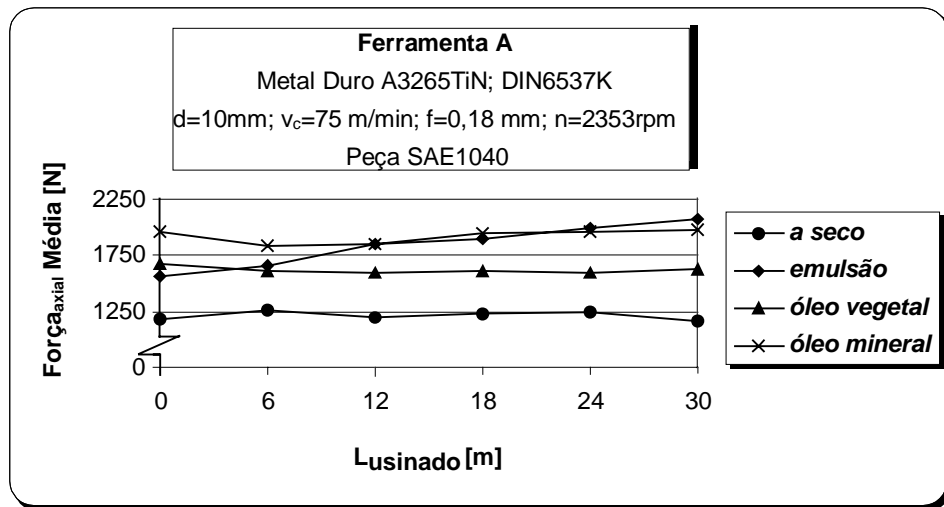
Etapa	Descrição
1	Verificação da qualidade geométrica da broca
2	1ª Aquisição dos dados força e momento torçor (broca nova)
3	Desgaste da ferramenta (6 m em comprimento linear usinado)
4	2ª Aquisição dos dados de força, momento torçor e desgaste
5	São repetidas as etapas 3 e 4 até atingir 30 m de material usinado ou colapso da ferramenta

Tem-se assim 6 pontos de aquisição dos dados em intervalos constantes de 6 m de comprimento usinado, totalizando 30 m.

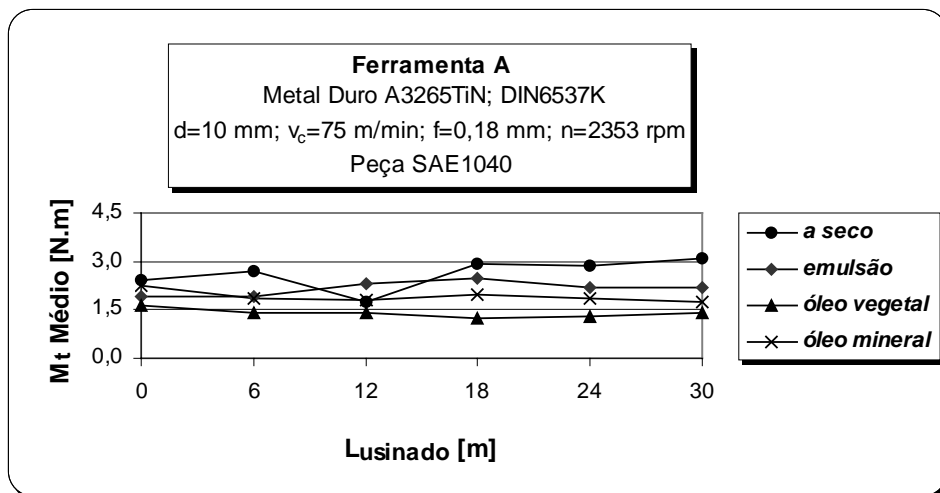
## 3. MEDIÇÃO DA FORÇA

Para aquisição do sinal de força utilizou-se a plataforma piezelétrica 9273 KISTLER, onde o sistema de aquisição foi ajustado para gravar 200 medições por segundo (0,2 kHz) durante todo o período de execução do furo de 30 mm. Como critério para comparação dos esforços de usinagem em cada ponto de medição, adotou-se a média dos valores de força axial e do momento torçor dentro do intervalo de usinagem estabilizada (entre 1 e 4 segundos).

A figura 1 mostra a tendência linear de evolução da força axial média resultante para os quatro ensaios da ferramenta A ao longo do comprimento linear usinado. A figura 2 mostra os resultados para o momento torçor médio.

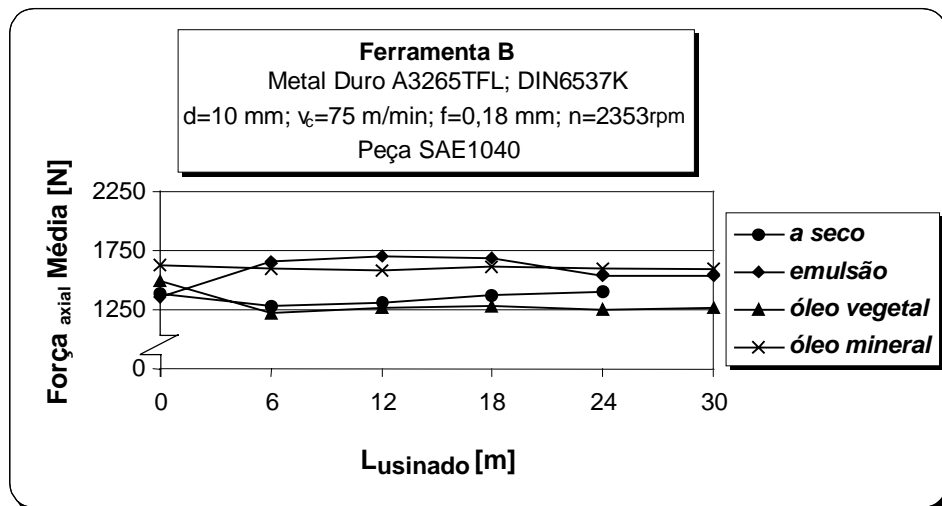


**Figura 1.** Tendência de evolução da força axial média para os diferentes tipos de fluido.

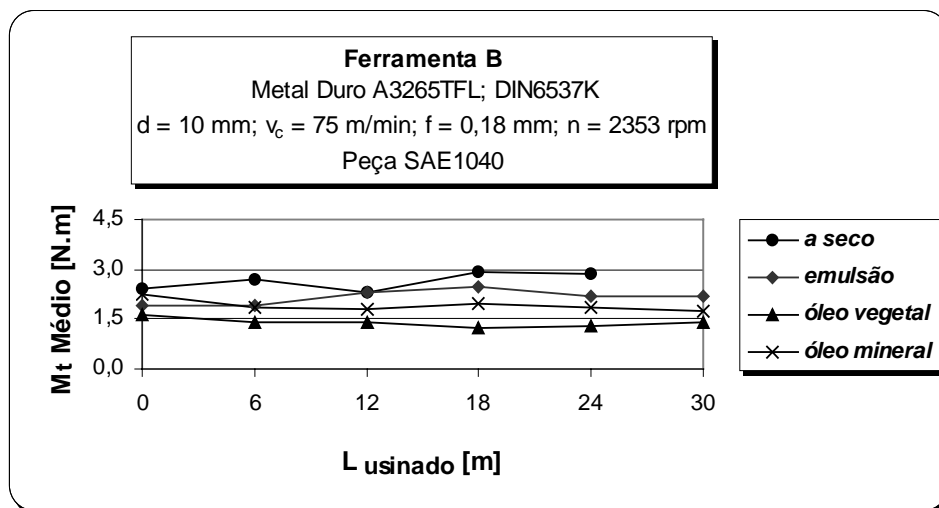


**Figura 2.** Tendência de evolução do momento torçor médio para os diferentes tipos de fluido.

A figura 3 mostra a tendência linear de evolução da força axial média resultante para os 4 ensaios da ferramenta B e a figura 4 mostra os resultados da tendência de evolução do momento torçor médio.



**Figura 3.** Tendência de evolução da força axial média para os diferentes tipos de fluido.



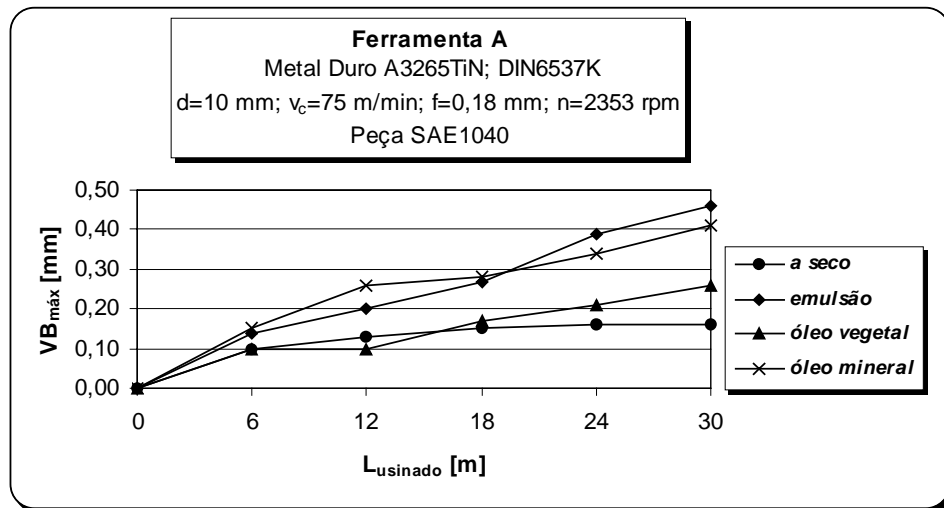
**Figura 4.** Tendência de evolução do momento torçor médio para os diferentes tipos de fluido.

#### 4. MEDIÇÃO DO DESGASTE

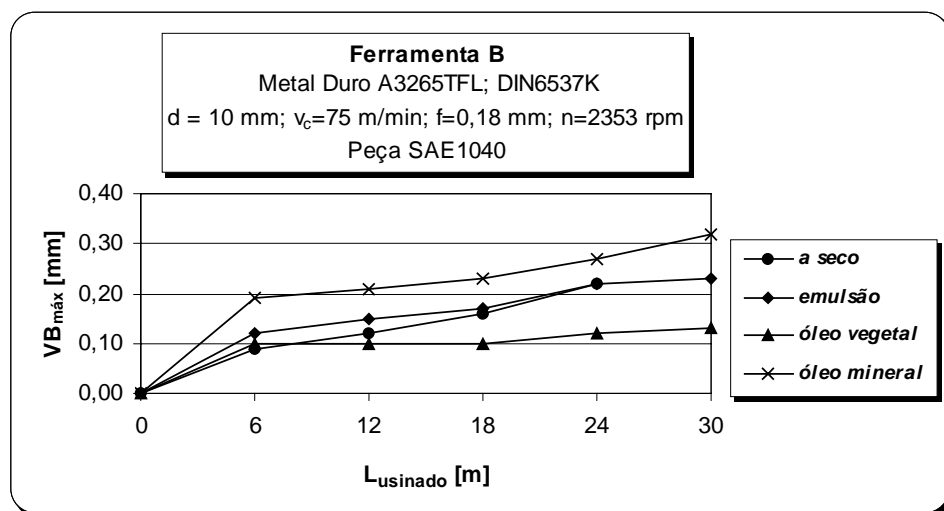
Para a quantificação do desgaste ocorrido em cada região da ferramenta, foi empregada a metodologia de medição proposta por Schroeter e Teixeira, 2000, na qual registram-se os defeitos ocorridos na face e no flanco da ferramenta através de uma câmera CCD em intervalos pré-determinados, conforme o planejamento do experimento. Para brocas é importante também a aquisição de imagens das guias laterais e do gume transversal. Estas imagens são arquivadas e posteriormente analisadas através de um *software* adequado para a medição dos respectivos desgastes.

Pode-se observar, através das imagens adquiridas, que os locais onde o desgaste foi mais acentuado nas ferramentas variaram de acordo com a forma de refrigeração e lubrificação do processo, principalmente nos casos em que se trabalhou a seco e com emulsão. Pode-se constatar porém que o desgaste de flanco foi o que se apresentou de forma mais evidente em todas as condições tanto nas ferramentas A como nas B. A figura 5 mostra o comportamento da marca de desgaste máxima no flanco principal

( $VB_{m\acute{a}x}$ ) das ferramentas do tipo A em todas as condições de ensaio, enquanto que a figura 6 demonstra o comportamento para as ferramentas do tipo B. Como critério na avaliação dos desgastes, adotou-se o gume que apresenta a maior marca de desgaste em cada ponto de medição como o valor representativo para o desgaste da broca.



**Figura 5.** Comportamento da marca de desgaste no flanco principal ( $VB_{m\acute{a}x}$ ).



**Figura 6.** Comportamento da marca de desgaste no flanco principal ( $VB_{m\acute{a}x}$ ).

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Através da análise da evolução das forças na usinagem com broca revestida com TiN (ferramenta A), figura 1, constata-se que na furação a seco as forças resultantes são as menores. Isto ocorre possivelmente devido a uma maior temperatura na região de corte, que diminui a dureza do material usinado, favorecendo assim a remoção de material. Observando-se as figuras 1 e 3 verifica-se que com óleo mineral e emulsão, as forças foram as maiores e com valores semelhantes tanto para a broca A quanto para a B. Tal fato pode indicar um maior poder de refrigeração do óleo mineral se comparado com óleo vegetal, levando a um resfriamento e endurecimento do material na região de corte.

Comparando-se as forças entre as ferramentas A e B, verifica-se que somente na usinagem a seco é que a broca B apresentou maiores valores em relação à broca A.

Uma análise das figuras 2 e 4 mostra que o momento torçor médio comportou-se de forma semelhante para os dois tipos de broca, sendo que os maiores valores encontrados foram respectivamente na usinagem a seco e com emulsão. Isto ocorre possivelmente devido ao fato de haver maior atrito entre as guias laterais da ferramenta e a parede do furo. Os menores valores de momento foram verificados no corte com óleo vegetal, o que pode indicar um maior poder de lubrificação deste produto.

Em relação ao desgaste, pode-se dizer que a ferramenta A (revestida com TiN) apresentou os maiores valores de  $VB_{máx}$ , exceto na usinagem a seco. Os menores valores verificados nas brocas do tipo A e B foram obtidos nos ensaios a seco e com óleo vegetal, confirmando a viabilidade de se trabalhar nestas condições (Teeter, 1999). Vale salientar que usinando a seco houve uma maior durabilidade do revestimento. A furação com emulsão e óleo mineral tende a gerar choques térmicos e com isso favorecer a deterioração do revestimento e a evolução do desgaste, possivelmente devido ao fato destes fluidos terem uma capacidade de refrigeração superior. Deve-se registrar que a broca B quebrou antes de chegar aos 30 m de usinagem na condição a seco.

## 6. CONCLUSÕES

Apesar não terem sido feitas repetições nos ensaios que possibilitassem um tratamento estatístico dos dados e o processo estudado possuir características específicas. Pode-se concluir que:

1. Do ponto de vista ecológico e econômico a usinagem a seco apresenta-se como uma alternativa de trabalho. No caso das ferramentas de metal-duro revestidas com TiN e TiNAl utilizadas neste experimento, a usinagem a seco apresentou melhores resultados em relação às outras condições (com emulsão, MQFC1 e 2), principalmente no que diz respeito ao desgaste e força de usinagem.
2. A utilização de emulsão como fluido de corte é bastante difundida no meio produtivo. Pode-se observar neste trabalho que sua aplicação tende favorecer a evolução do desgaste, deterioração do revestimento, aumento da força e do momento torçor na usinagem. Isto devido à alta taxa de refrigeração do produto, a qual leva a severos choques térmicos nos gumes de corte;
3. O emprego da quantidade mínima de fluido de corte levou a bons resultados nos ensaios realizados. Aparentemente o óleo mineral possui uma capacidade de refrigeração maior se comparado ao vegetal, pois com o mesmo ocorreram os maiores valores de força. Já o óleo vegetal tende a ter mais poder de lubrificação, o que leva a menores valores de momento e desgaste das guias laterais.

Sendo assim, a proposta da utilização de mínima quantidade de fluido de corte e a usinagem a seco na furação com brocas helicoidais de metal-duro revestidas mostra-se como sendo uma alternativa viável. Deste modo, estudos nesta área devem ser continuamente realizados para proporcionar novas informações que possam beneficiar as indústrias do setor metal-mecânico.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às empresas TITEX PLUS, I. Terstegen da Alemanha, Rubens Moreira/BARDAHL e GERDAU S/A pelo apoio na realização deste trabalho.

## 8. REFERÊNCIAS

- König, W., Klocke, F., 1997, “Fertigungsverfahren 1, Drehen, Fräsen, Bohren”, Ed. Springer-Verlag, Berlin, Germany, 471p.
- Sandvik Coromant. Modern Metal Cutting – A Practical Handbook, 1994, 1ª Ed., p. III-1 – IV-27, Sweden.
- Stemmer, C. E., 1992, “Ferramentas de Corte II”, Ed. da UFSC, Florianópolis, Brasil, 314p.
- Teixeira, C. R., 1997, “Minimização de Fluido de Corte no Processo de Usinagem com Ferramenta de Geometria Definida”, Exame de Qualificação para Doutorado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 42p.
- Klocke, F., Gerschwiler, K., 1996, “Usinagem a Seco - Fundamentos, Limites e Perspectivas”, Aachen, 21p.
- Schroeter, R. B., Teixeira, C. R., 2000, “Proposta de Metodologia para Medição do Desgaste em Ferramentas de Corte de Geometria Definida”, Submetido ao CONEM 2000, Rio Grande do Norte, Brasil, 8p.
- Teeter, F. J., 1999, “Coating Takes Place of Coolant”, American Machinist, p.50-52.

## **ESTUDO COMPARATIVO COM DIFERENTES FLUIDOS DE CORTE NO TORNEAMENTO COM METAL DURO REVESTIDO COM TiN**

### **Rolf Bertrand Schroeter**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: rolf@emc.ufsc.br

### **Cleiton Rodrigues Teixeira**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Materiais e Construção, 96200-900, Rio Grande, RS, Brasil. E-mail: dmcprt@super.furg.br

### **Walmir Markus**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: markus@imp.ufsc.br

### **Resumo**

Este trabalho tem como objetivo analisar o comportamento do desgaste de flanco ( $VB_{máx.}$ ) na ferramenta e das forças de usinagem (força de corte, força de avanço e força passiva) obtidas no processo de torneamento com insertos de metal duro revestidos com TiN. Neste estudo foram empregadas seis condições de fluido de corte: usinagem a seco, emulsão com jato e usinagem com a mínima quantidade de fluido de corte (MQFC), com óleo vegetal, óleo mineral, bissulfeto de molibdênio e emulsão 6%. Através deste estudo, pôde-se gerar informações tecnológicas que possibilitam uma comparação entre a usinagem com a minimização de fluido de corte e as atuais condições de produção na indústria.

**Palavras-chave:** Minimização de fluido de corte, Torneamento, Insertos de Metal Duro

## **1. INTRODUÇÃO**

A cada ano cresce consideravelmente a consciência ambiental, e o aumento dos problemas de descartes, pressionado por uma legislação mais severa, ISO 14000, leva a que cada vez mais empresas se aprofundem nas questões de compatibilidade ambiental das suas produções (Teixeira, 1997).

Os fluidos de lubrificação e refrigeração que tem por finalidade aumentar a vida da ferramenta, reduzir a força e potência de corte, entre outros, (Stemmer, 1995, Könnig, 1997), devem adequar-se às novas exigências da legislação ambiental devido a problemas gerados a partir do descarte do mesmo e seus possíveis riscos à saúde e ao meio ambiente.

Com o desenvolvimento contínuo das máquinas-ferramentas, juntamente com o desenvolvimento progressivo dos materiais de corte com significativa resistência ao desgaste, existe hoje uma capacidade de corte de metais muito mais elevada.

Dentro deste contexto, o presente trabalho se propõe a desenvolver estudos no processo de torneamento, com o objetivo de adaptá-los às novas exigências ecológicas. Entre os vários fatores existentes neste processo, os "fluidos de corte" se apresentam como um dos principais



fatores de contaminação ambiental, razão pela qual este trabalho dispensa uma atenção especial a este meio de auxílio à produção.

## 2. METODOLOGIA DOS ENSAIOS

Através da reprodução simulada de uma operação específica de produção (torneamento), buscaram-se informações sobre a influência dos fluidos de corte neste processo, bem como as limitações impostas pela redução e eliminação do mesmo.

Neste estudo foram empregadas seis condições de fluido de corte: usinagem a seco, emulsão com jato e usinagem com a mínima quantidade de fluido de corte (MQFC), com óleo vegetal, óleo mineral, bissulfeto de molibdênio e emulsão 6%. Para cada condição, foram realizadas três repetições, para uma posterior análise estatística dos resultados.

Foram utilizados insertos de metal duro revestidos com TiN da empresa Sandvik, modelo (CG 4025 SNMG 120408-PM), com um suporte de ferramentas modelo (PSBNR 2525 M12). Os parâmetros de usinagem utilizados foram constantes durante todo o ensaio, e foram os seguintes:

Velocidade de corte ( $v_c$ ) = 290 m/min

Profundidade de corte ( $a_p$ ) = 1,0 mm

Avanço ( $f$ ) = 0,4 mm

Os parâmetros de corte foram determinados em função do tempo ótimo recomendado pelo fabricante, considerando o custo/benefício da ferramenta, e também em função de conveniências técnicas e econômicas.

### 2.1 Fluidos de corte

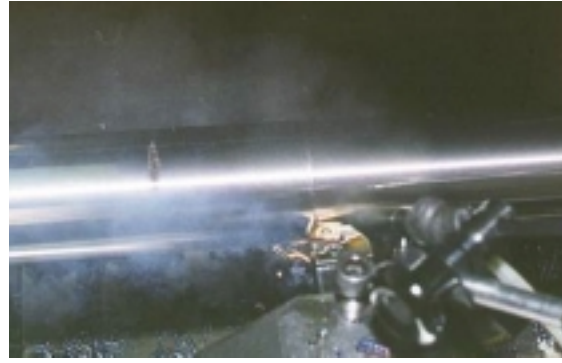
Os fluidos de corte empregados possuem as seguintes características:

- MQFC 1 - Solução com 20% de pasta Molikote (98% MoS<sub>2</sub> em pó e 2% Óleo Mineral), 40% de óleo MA10 (Maxlub Bardahl) e 40% de querosene. Aplicado a uma inclinação de 45° entre a peça e a ferramenta, com uma vazão de 50 ml/h;
- MQFC 2 - Solução com 6% de MAXLUB RECUT 2, fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado a uma inclinação de 45° entre a peça e a ferramenta, com uma vazão de 50 ml/h;
- MQFC 3 - Óleo de origem mineral com especificação MAXLUB B5G725 fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado com uma pressão de 3 bar a uma inclinação de 45° entre a superfície da peça e a ferramenta através de um bico com vazão de 50 ml/h;
- MQFC 4 - Óleo de origem vegetal com especificação IT-MICRO 4300 fornecido pela empresa I. Terstegen da Alemanha, aplicado por dois bicos injetores com uma pressão de 3 bar a uma inclinação de 45° entre a superfície da peça e a ferramenta, com vazão de 25 ml/h cada bico, totalizando 50 ml/h;
- Emulsão - Solução com 6% de MAXLUB RECUT 2, fornecido pela empresa BARDAHL, aplicado a uma inclinação de 45° entre a peça e a ferramenta e com uma vazão de aproximadamente 195 l/h;
- Seco - Sem introdução de fluido de corte.

Segundo Klocke e Gerschwiler, 1996, quantidade mínima de fluido de corte refere-se a vazões de até 50 ml/h que são aplicados em forma de névoa. A figura 1 ilustra o sistema de emulsão com jato e o sistema de névoa.



A - Emulsão 6 %



B - MQFC 1

**Figura 1.** Visualização do sistema de emulsão com jato (A) e sistema de névoa (B)

## 2.2 Material ensaiado e estratégia de usinagem

O material usinado foi o aço SAE 1040 em barra redonda laminada, sem tratamento térmico, com diâmetro bruto de 4 polegadas, fornecido pela empresa GERDAU S/A. Os testes consistiram na realização de ensaios de torneamento cilíndrico longitudinal, utilizando corpos de prova com um comprimento de usinagem de 325 mm, diâmetro inicial de 100 mm e diâmetro final de 46 mm.

Dentro deste intervalo de usinagem, definiram-se 6 pontos para a medição do desgaste de flanco e da força ( $F_c$ ,  $F_p$ ,  $F_f$ ). A primeira medição de desgaste foi realizada com a ferramenta nova, e a primeira medição de força, no início do primeiro passe. Após o término dos passes de número 2, 6, 13, 22 e 26, foram feitas as medições de desgaste de flanco ( $VB_{máx.}$ ), e conseqüentemente no início do passe seguinte a cada medição feita, foi realizada a medição das forças, podendo-se assim então relacionar desgaste e força.

## 2.3 Equipamentos utilizados

Para realizar os experimentos utilizou-se um torno universal, marca Romi, modelo I-45. Para a medição das forças, foi empregada uma plataforma piezelétrica para torneamento KISTLER INSTRUMENTE 9263 A, com amplificador de sinais KISTLER INSTRUMENTE AG 5006, placa de aquisição de sinais AD/DA (conversor de sinais analógicos para digitais). Um sistema de aquisição de imagem digital (câmera p&b  $1/2$  CCD, placa de aquisição e programa dedicado), sistema de aplicação de fluidos de corte em forma de névoa I. TERSTEGN MMKS T150, sistema de fluido com vazão de 195 l/h e outros acessórios foram também empregados na execução dos ensaios e análise dos resultados.

## 2.4 Planejamento experimental

Com o objetivo de sistematizar os intervalos de aquisição de dados e garantir a repetibilidade das medições, elaborou-se um plano de trabalho para os experimentos (tabela 1). A primeira etapa foi comprovar a qualidade geométrica dos insertos, e para isto fez-se uma avaliação de algumas dimensões principais, como o raio de quina, ângulo de direção do gume e ângulo de inclinação lateral após a montagem do inserto no suporte de ferramenta. Fez-se

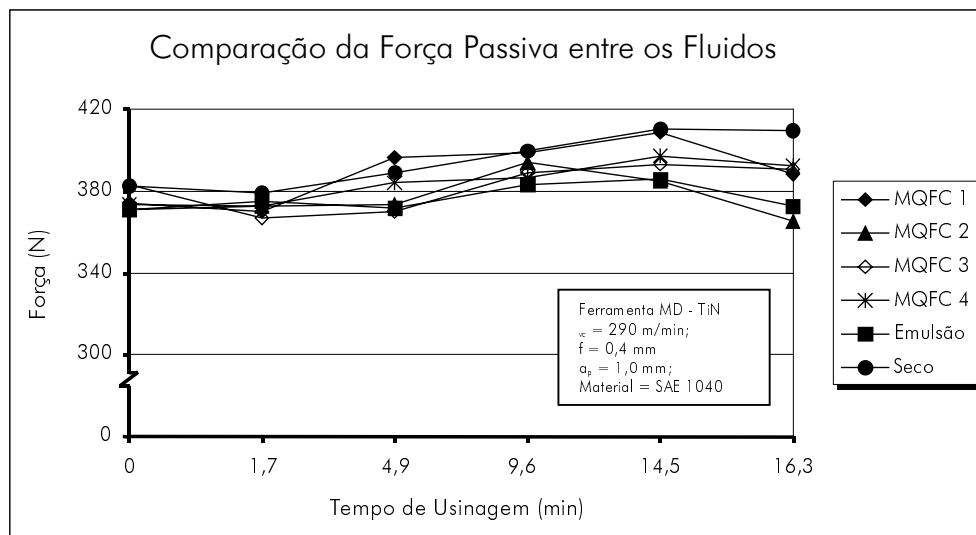
também uma avaliação do gume de corte da ferramenta através da câmera CCD, para garantir que não houvessem trincas, fissuras ou qualquer outro tipo de defeito que pudesse alterar as informações geradas durante os ensaios.

**Tabela 1.** Planilha esquemática para execução do ensaio.

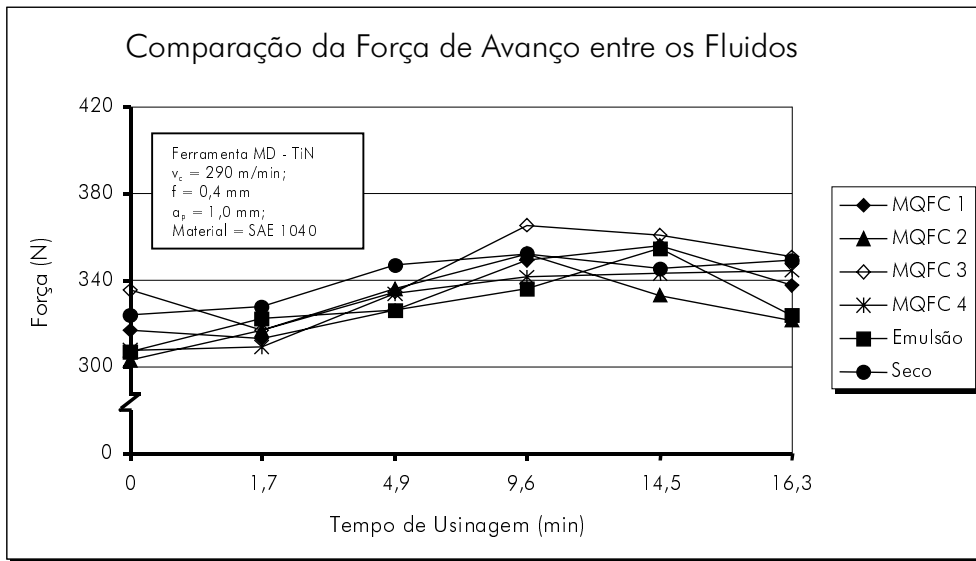
Etapa	Descrição
1	Verificação da qualidade geométrica do inserto
2	1° Aquisição dos dados de desgaste (inserto novo)
3	1° Aquisição dos dados de força (início do 1° passe)
4	2° Aquisição dos dados de desgaste (após 2° passe)
5	2° Aquisição dos dados de força (início do 3° passe)
6	3° Aquisição dos dados de desgaste (após 6° passe)
7	3° Aquisição dos dados de força (início do 7° passe)
...	...
n	Repetem-se as etapas 6 e 7 nos passes (13 e 14, 22 e 23, 26 e 27) respectivamente, resultando em um total 6 medições de desgaste e força.

### 3. MEDIÇÃO DA FORÇA

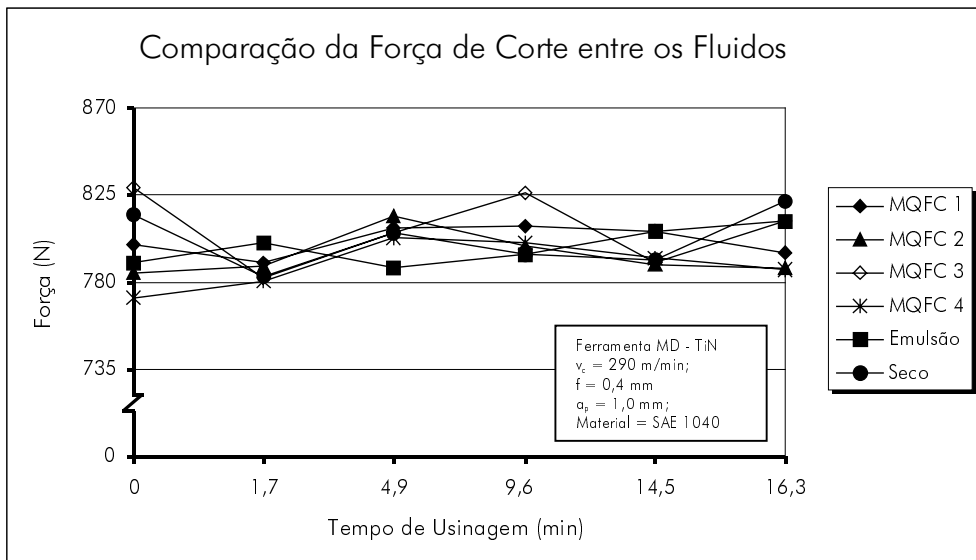
Para adquirir o sinal de força utilizou-se uma plataforma piezelétrica 9263 A KISTLER, onde o sistema de aquisição foi ajustado para gravar 200 medições por segundo (0,2 kHz) durante 15 segundos. A medição foi realizada no início de cada passe. Para a comparação das forças de usinagem entre os fluidos em cada ponto de medição, adotou-se a média das três repetições, observando a  $F_c$ ,  $F_f$ ,  $F_p$ , individualmente



**Figura 2.** Comportamento da força passiva para os diferentes fluidos



**Figura 3.** Comportamento da força de avanço para os diferentes fluidos



**Figura 4.** Comportamento da força de corte para os diferentes fluidos

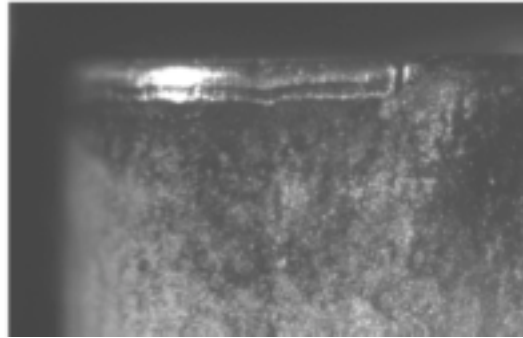
Na figura 2, 3 e 4, podemos visualizar o comportamento da força passiva ( $F_p$ ), força de avanço ( $F_f$ ) e força de corte ( $F_c$ ), respectivamente, para os diferentes tipos de fluidos de corte aplicados. No eixo das ordenadas de cada gráfico, tem-se a força (em N), e no eixo das abscissas o tempo de usinagem (em minutos).

#### 4. MEDIÇÃO DO DESGASTE

Para quantificar o desgaste ocorrido na ferramenta, foi empregada a metodologia de medição proposta por Schroeter e Teixeira, 2000, no qual se registram os defeitos ocorridos na face e no flanco principal da ferramenta através de uma câmera CCD em intervalos pré-determinados, conforme o planejamento do experimento. Estas imagens são arquivadas e

posteriormente analisadas com auxílio de um *software* adequado para a medição dos respectivos desgastes.

Pôde-se observar através das imagens registradas que o desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ) foi bastante significativo em todas as ferramentas. A figura 5 mostra a marca de desgaste máximo ocorrido na face de um dos insertos utilizados, e a figura 6 mostra e compara a evolução do desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ) para os diferentes fluidos de corte.



**Figura 5.** Desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ )

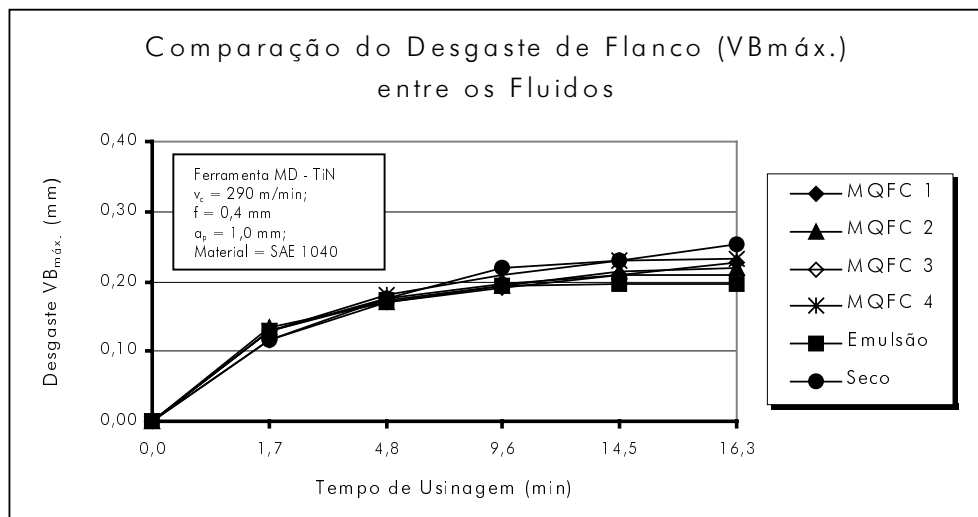


Figura 6 - Comportamento do desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ) nos diversos fluidos de corte

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para cada tipo de fluido de corte, foram realizados três ensaios em condições idênticas. Através destes, pôde-se realizar uma análise estatística usando a análise de variância, para verificar se as diferenças encontradas no desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ) e nas forças de usinagem ( $F_c$ ,  $F_f$ ,  $F_p$ ) em cada fluido são significativas, Montgomery, 1996. Realizada esta análise, chegou-se à conclusão que não existe nenhuma diferença significativa, tanto para o desgaste como para as forças, dentro das condições de usinagem utilizadas.

Analisando cada gráfico, pode-se fazer algumas observações. Verificou-se que houve uma pequena variação no ângulo de inclinação do gume, devido ao desgaste apresentado na ferramenta no decorrer da usinagem, o que contribuiu na variação da força passiva e força de avanço, conforme figuras 2 e 3. Já na figura 4, tem-se uma pequena variação da força de corte no início da usinagem, mas após a estabilização do gume da ferramenta, estas praticamente

não apresentam variação. Nota-se um aparente aumento mais acentuado das forças de corte no caso da usinagem a seco, o que pode ser justificado pelo fato de neste caso, haver um aumento do atrito entre peça/ferramenta, e um aumento do calor gerado, resultando em um desgaste maior nesta ferramenta, conforme mostrado na figura 6.

Ainda na figura 6, pode-se verificar que a evolução do desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ) é bastante semelhante para todos os casos, com um aparente crescimento mais acentuado na usinagem a seco e MQFC 4. Em relação às ferramentas utilizadas em condição de mínima quantidade de fluido de corte, verificou-se que a ferramenta com o qual foi empregado óleo mineral como fluido teve aparentemente um melhor comportamento em relação ao desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ).

Os cavacos gerados em cada ensaio específico, apresentaram um pequena mudança no decorrer da usinagem. Passaram da forma de vírgula, no início da usinagem, para a forma de fitas helicoidais curtas, no final da usinagem. Com exceção da cor, não foram observadas mudanças em relação a forma ou tipo de cavaco com a variação do fluido de corte.

## 6. CONCLUSÕES

Cada processo de usinagem possui suas características específicas inerentes ao processo, material e ferramenta. Apesar destas características, pode-se estabelecer algumas considerações importantes que contribuem de um modo mais genérico com o tema estudado.

O processo de usinagem a seco é, sem dúvida, o melhor meio que combina vantagens ecológicas e econômicas na usinagem com geometria definida. Através dos experimentos realizados, pôde-se verificar que não existiram diferenças significativas no desgaste de flanco ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ) e nas forças de usinagem ( $F_c$ ,  $F_p$ ,  $F_f$ ) com a variação dos fluidos de corte. Pôde-se apenas notar um aparente aumento do desgaste na usinagem a seco, mas em valores praticamente insignificantes.

Utilizando-se a mínima quantidade de fluido de corte, verificou-se que os resultados são bastante promissores. Os resultados destes foram muito próximos à emulsão com jato, visto que estas quantidade mínimas de fluido de corte são suficientes para reduzir substancialmente o atrito na ferramenta e a adesão de material, que conseqüentemente levam a uma redução do desgaste.

A utilização de emulsão como fluido de corte é bastante freqüente no meio produtivo, porém pôde-se observar neste experimento apenas uma aparente melhora no desgaste ( $VB_{m\acute{a}x.}$ ), pois na força não notou-se nenhuma diferença significativa em relação aos outros fluidos.

Sendo assim, a utilização de mínima quantidade de fluido de corte no processo de torneamento com insertos de MD revestidos com TiN mostra-se bastante eficiente. Estudos nesta área devem continuar sendo desenvolvidos, pois quando se utiliza a tecnologia da mínima quantidade de fluido de corte, a usinagem de fato não é totalmente a seco, mas muitos problemas envolvidos com a refrigeração convencional são eliminados. Assim, reduzindo-se a quantidade de fluido de corte, tem-se uma redução nos custos do armazenamento desta quantidade excessiva, dos tratamentos necessários para o descarte do mesmo e uma redução da quantidade eliminada para o meio ambiente.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem às empresas SANDVIK, I. Terstegen da Alemanha, Rubens Moreira/BARDAHL e GERDAU S/A.

## 8. REFERÊNCIAS

- Klocke, F.e Gerschwiler, K., 1996, “Usinagem a Seco - Fundamentos, Limites e Perspectivas”, Aachen, 21p.
- König, W. e Klocke, F., 1997, “Fertigungsverfahren 1, Drehen, Fräsen, Bohren”,Ed. Springer-Verlag, Berlin, Germany, 471p.
- Schroeter, R. B., Teixeira, C. R., 2000, “Proposta de Metodologia para Medição do Desgaste em Ferramentas de Corte de Geometria Definida”, Submetido ao CONEM 2000, Rio Grande do Norte, Brasil, 8p.
- Stemmer, C.E., 1995, “Ferramentas de Corte I”, Ed. da UFSC, Florianópolis, Brasil, 249p.
- Teixeira, 1997, “Minimização de Fluido de Corte no Processo de Usinagem com Ferramenta de Geometria Definida”, Exame de Qualificação para Doutorado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 42p.
- Montgomery, D.C, 1996, “Design and Analysis of Experiments”, Jonun Wiley & Sons, 704p.

# MONITORAMENTO DO PROCESSO DE LAPIDAÇÃO PLANA EMPREGANDO SENSOR DE EMISSÃO ACÚSTICA ROTACIONAL

Walter Lindolfo Weingaertner, Prof. Dr.-Ing. <sup>1</sup>

Joel Martins Crichigno Filho, Dr.-Ing. <sup>1</sup>

Peter Wiesner, Prof. Dr.-Ing. habil <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica Laboratório de Mecânica de Precisão - LMP, Campus Universitário - Trindade C. P.: 476 - CEP: 88.010-970 - Florianópolis – SC, Brasil. E-mail: Imp@Imp.ufsc.br

<sup>2</sup> Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, Fachgebiet Fertigungstechnik PF 10 05 65 D - 98684 Ilmenau, Alemanha. E-mail: peter.wiesner@maschinenbau.tu-ilmenau.de

## Resumo

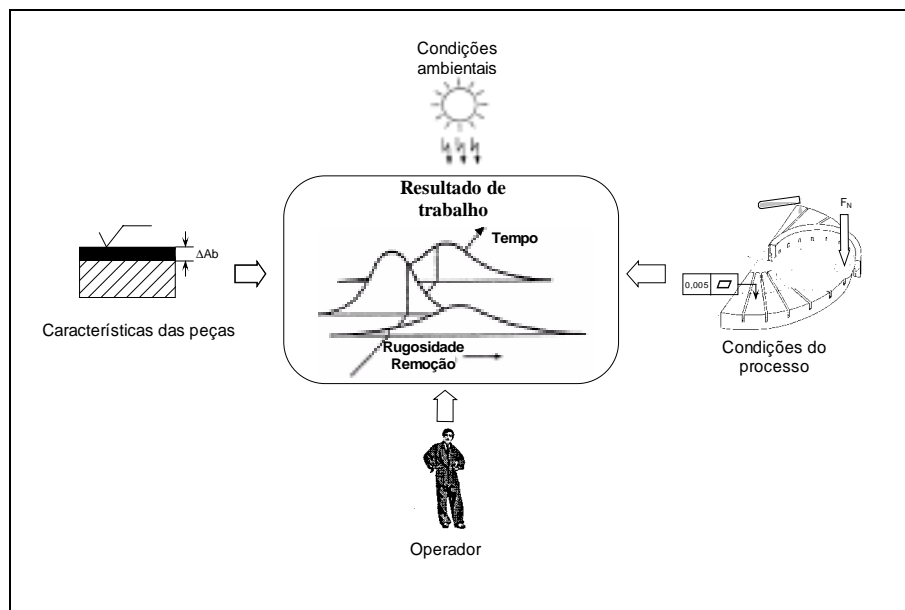
Na lapidação, a reprodutibilidade dos resultados de trabalho depende fortemente da experiência do operador. Para se atingir a precisão requerida, o processo deve ser interrompido várias vezes para a medição dos resultados de trabalho. Se ocorrer algum desvio dos resultados previamente calculados, alguns parâmetros do processo devem ser ajustados. Sendo que a este procedimento está associado um longo tempo secundário. Aplicando-se o monitorando do processo, o operador terá a informação do momento em que ocorrerá um desvio. Para isso é proposta neste artigo uma estratégia de monitoramento utilizando-se a emissão acústica gerada durante a lapidação, captada por um sensor de emissão acústica rotacional posicionado no centro do disco de lapidação. Foi observado que mudanças na curva de emissão acústica podem ser relacionadas com o desvio dos resultados de trabalho desejados.

**Palavras chaves:** Lapidação, Monitoramento de Processos, Emissão Acústica

## 1. INTRODUÇÃO

A lapidação é um processo de fabricação de precisão, na qual são obtidas peças com alta qualidade superficial em conjunto com precisão de forma e tolerâncias dimensionais apertadas (König, 1996). Do ponto de vista das características da máquina-ferramenta e da operação, a lapidação é um processo de fácil executabilidade. Entretanto, o domínio e a otimização dos parâmetros influentes é uma tarefa dispendiosa, devido ao grande número de variáveis envolvidas no processo (Zeiss, 1975). A reprodutibilidade dos resultados de trabalho depende da experiência do operador e é influenciada por fatores que levam à variação das condições de trabalho na fenda de lapidação, mesmo mantendo constante os parâmetros de entrada do processo. Os principais fatores que levam ao desvio dos resultados de trabalho estão relacionados à mudanças das condições do ambiente de trabalho (temperatura, grau de limpeza), à variação das características das peças (sobremetal, rugosidade inicial), ao operador (erro no ajuste dos parâmetros) e às condições do processo (erro de planicidade do disco, variação da quantidade de meio de lapidação) durante a produção, figura 1 (Crichigno, 1999).





**Figura 1.** Fatores influentes na reprodutibilidade dos resultados de trabalho

Na prática, os resultados do processo são dependentes da experiência do operador, onde o tempo de lapidação é utilizado como um dos principais parâmetros de controle para se alcançar a remoção e a rugosidade desejada. Durante sua execução, o processo é interrompido várias vezes, para a medição da remoção e da rugosidade. Se houver o desvio dos resultados previstos, um novo tempo de lapidação é calculado. Neste caso, a lapidação se tornará um processo demorado, devido ao tempo que será gasto em cada parada para a limpeza e medição de uma amostra de peças.

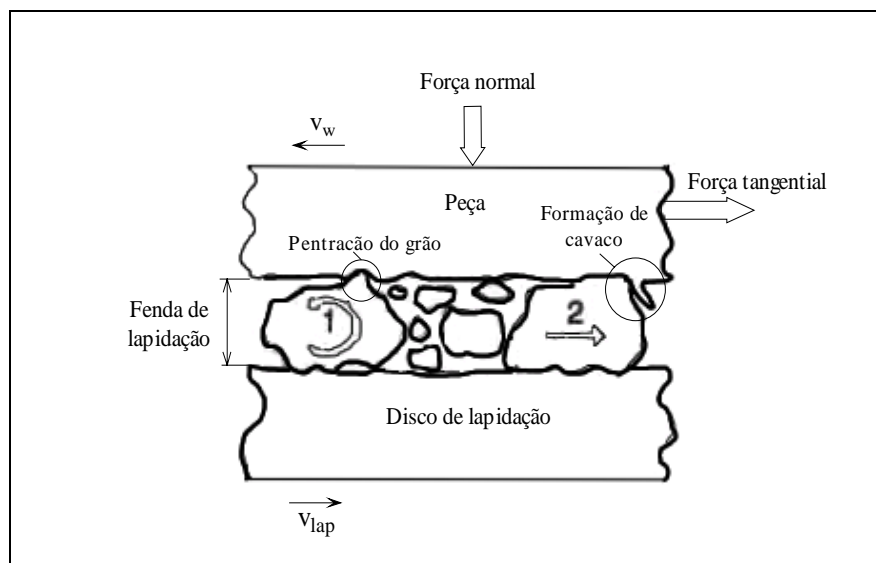
Nos últimos anos tem-se empregado o monitoramento da usinagem com o intuito de se detectar desvios e problemas ocorridos durante o processo. Sinais gerados durante a usinagem como por exemplo; forças de corte, temperatura, corrente do motor de acionamento e emissão acústica, podem ser diretamente relacionados com a situação do processo. Por isso os resultados de trabalho podem ser indiretamente determinados, como a remoção de material, rugosidade e mecanismo de remoção, em função do nível ou das características do sinal monitorado. Modelando-se os resultados de trabalho, o controle ou a correção dos desvios dos resultados de trabalho ocorrem controlando-se os sinais monitorados (Westkämper, 1993).

Na lapidação, o monitoramento pode ser realizado através da medição da emissão acústica, visto que existe uma boa correlação entre o nível de emissão acústica, a situação do processo e os resultados de trabalho. A variação da emissão acústica em relação a um sinal padrão está relacionada à variação das condições de trabalho na fenda de lapidação. Monitorando-se o sinal acústico, pode-se detectar a real ocorrência do desvio das condições do processo, contribuindo-se assim para a minimização do número de paradas, aumentando a produtividade do processo.

## 2. GERAÇÃO DA EMISSÃO ACÚSTICA NA LAPIDAÇÃO

### 2.1 Modelos de remoção na lapidação

Entre a ferramenta e a peça se encontra o meio de lapidação (mistura de grãos soltos suspensos em um fluido ou em uma pasta). Devido ao movimento relativo entre a ferramenta e a peça, os grãos de lapidação atuam promovendo a remoção em ambas as superfícies. Basicamente, existem dois modelos de remoção de material, figura 2. O primeiro se tem devido ao rolamento do grão na fenda de lapidação (grão 1). Neste caso a superfície do material é deformada elástica e plasticamente sem nenhuma formação de cavaco. A superfície é alisada e encruada, devido à fadiga, o material se enfraquece até pequenas partículas se soltarem. Já no outro modelo, o grão está encrustrado na superfície da peça ou do disco de lapidação, removendo material através da formação de cavaco (grão 2).



**Figura 2.** Modelos de atuação do grão na fenda de lapidação

Os fatores que determinam o tipo do mecanismo de remoção é o carregamento sobre os grãos, a viscosidade do fluido de lapidação, a forma dos grãos, a dureza do disco de lapidação e das peças. Quando ocorre o rolamento dos grãos, a superfície apresenta-se fosca. Já quando o grão incrusta acontece o riscamento da superfície oposta, tornando-se brilhosa.

## 2.2 Geração da emissão acústica

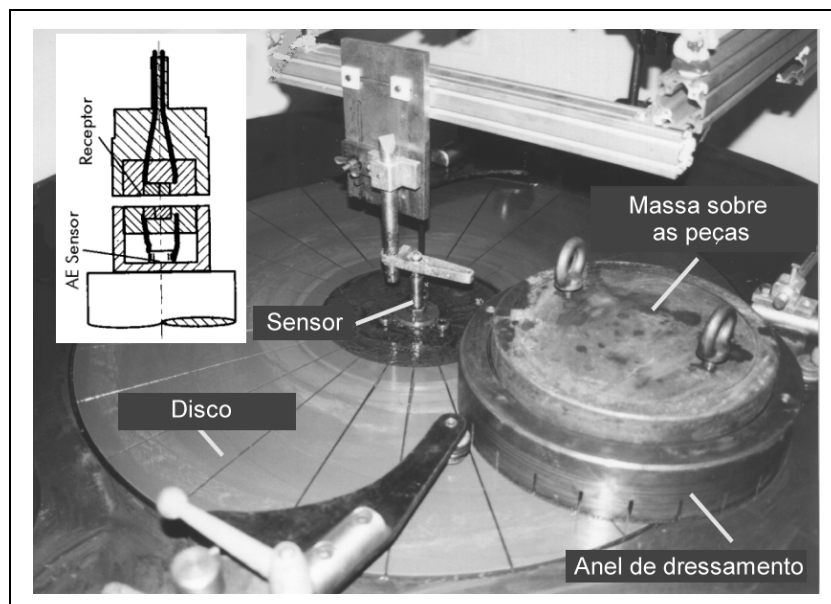
A emissão acústica é formada por sinais gerados pela liberação de uma energia elástica, devido à deformações microscópicas do material quando sofre tensão, que se propagam para o meio (ferramenta de corte, na estrutura da máquina e na peça). Os mecanismos de formação da emissão acústica em processos de usinagem acontecem devido à deformação plástica, à mudança de fase do material (por exemplo na formação da martensita), ao riscamento e ao atrito. Os sinais gerados, dependendo do tipo e do tamanho da fonte, se apresentam na faixa de frequência aproximadamente de 16 kHz até cerca de 30 MHz. Entretanto, devido à tecnologia atual dos sensores e dos aparelhos para análise dos sinais, o campo de aplicação utilizada no monitoramento de processos se situa entre 50 kHz e 2 MHz (König, 1997).

Na lapidação a geração da emissão acústica ocorre devido a riscamento do grão nas superfícies da peça e do disco no momento em que o grão incrusta, à deformação plástica quando o grão rola na fenda de lapidação e na quebra dos grãos.

A emissão acústica tem uma importante função no monitoramento dos processos de usinagem. Nos processos de usinagem com gumes de geometria não definida, é na retificação que se tem concentrada as pesquisas da utilização da emissão acústica no monitoramento do processo. Sendo que na lapidação foram realizados, até o presente momento, poucos trabalhos. Chang et al. (1996) fez o estudo da determinação do regime de remoção dútil-frágil, utilizando um sensor de emissão acústica montado sobre um corpo de prova. Marinescu et al. (1996) estudou a emissão acústica no riscamento de uma peça cerâmica com uma ponta diamantada, simulando sua geração na lapidação. Estes estudos são, entretanto, de difícil empregabilidade devido às limitações provocadas pela fixação do sensor de emissão acústica sobre um corpo de prova. Uma solução encontrada foi a fixação de um sensor de emissão acústica rotacional no centro do disco de lapidação, fazendo com que o sensor não interferisse na operação de lapidação das peças.

### 3. METODOLOGIA DE ENSAIO

Para a realização dos ensaios foi utilizada uma lapidadora plana de um disco com potência de acionamento de 2 kW. O disco de lapidação era de ferro fundido cinzento com diâmetro de 700 mm. Por motivos ecológicos, o fluido de lapidação consistido normalmente de óleo foi substituído por uma mistura de 47 % água, 50 % glicerina, 3 % anti-corrosivo. O meio de lapidação foi obtido através da mistura de 3,4 g de pó de grãos de corindum ( $Al_2O_3$ ) (tamanho médio de grão de 14  $\mu m$ ) para cada 20 ml de fluido de lapidação. O grau de recobrimento do disco de lapidação foi de 2 anéis de dressamento (de ferro fundido com 300 mm de diâmetro externo e espessura de parede de 10 mm), contendo cada um 3 corpos de prova de aço C 15 de 30 mm de diâmetro posicionados em gaiolas.



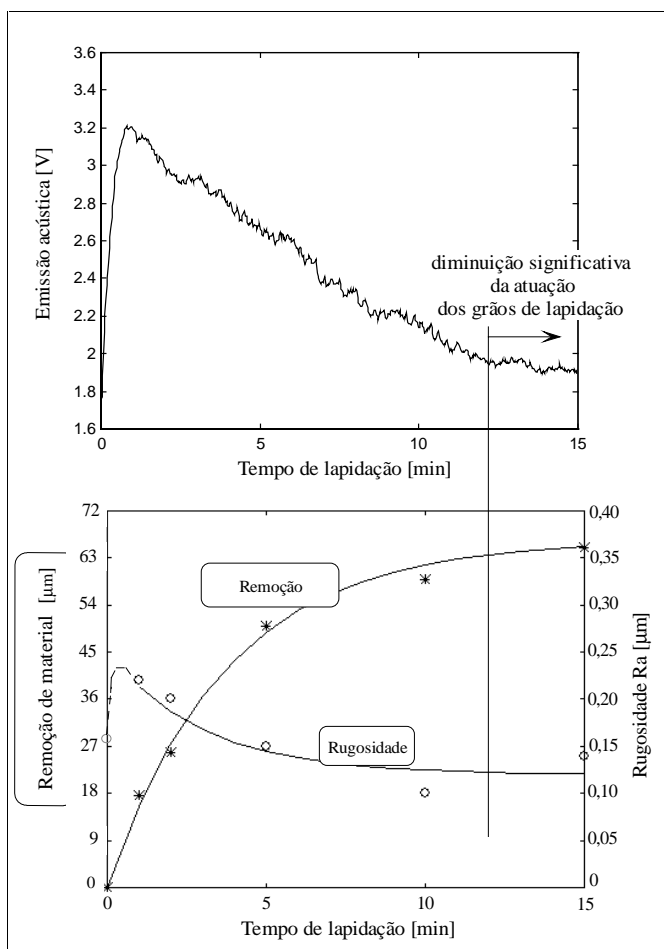
**Figura 3.** Princípio de funcionamento e posicionamento do sensor de emissão acústica

A figura 3 mostra o sensor de emissão acústica posicionado no centro do disco de lapidação, assim como um anel de dressamento contendo os corpos de prova. Uma massa de 9,5 Kg é posicionada sobre os corpos de prova exercendo uma pressão de lapidação de 4,4 N/cm<sup>2</sup>.

É importante observar que o sensor de emissão acústica rotacional e o seu sistema de fixação não interfere no processo, ao contrário de um sensor fixo sobre um corpo de prova. O sensor utilizado nos ensaios foi um sensor de emissão acústica rotacional tipo RSA da firma Nordmann, com frequência de trabalho situada entre 100 kHz e 200 kHz. O sinal captado pelo sensor foi amplificado e tratado por um “pré-processador”, obtendo-se o valor efetivo (RMS) do sinal. Um sistema “Tool Monitor” serviu como fonte de alimentação para o sensor e visualização da curva de emissão acústica durante os ensaios. Utilizando-se uma placa A/D um conjunto de 600 pontos a cada segundo foi transferido e gravado em um PC 386. Os pontos foram tratados e analisados “off-line” em um segundo PC AMD 100 MHz utilizando-se o programa MatLab®.

#### 4. RESULTADO EXPERIMENTAIS

Na realização dos ensaios foi adicionado meio de lapidação somente no início do processo. Com o decorrer do tempo foi necessária a adição de fluido de lapidação, como elemento de lubrificação, para evitar o rompimento do filme.



**Figura 4.** Gráficos da emissão acústica, remoção e rugosidade em função do tempo de lapidação

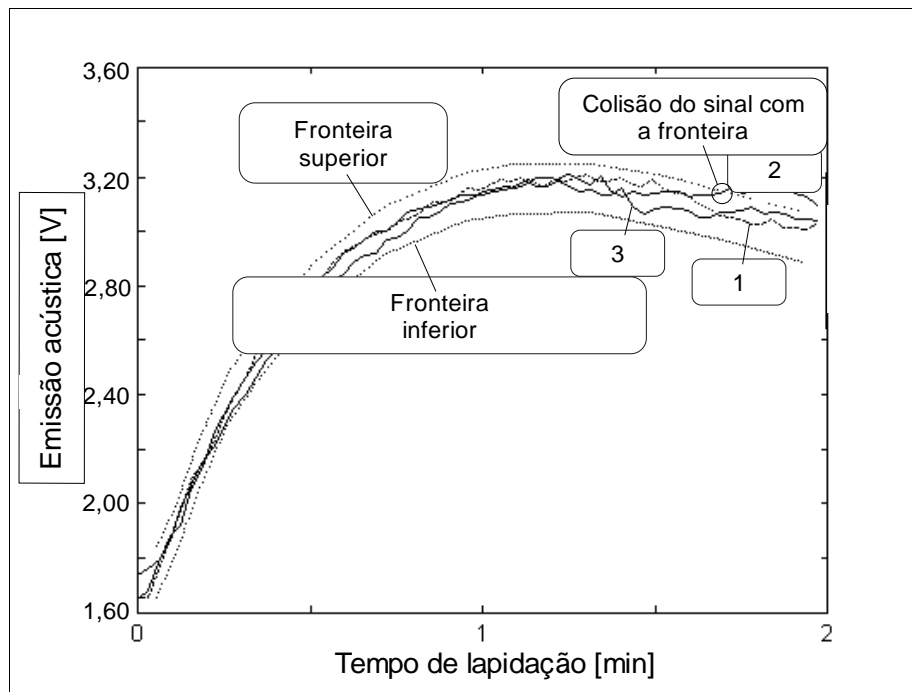
Segundo Enger (1969), quando o meio de lapidação é adicionado somente no início do processo, a remoção de material se dá predominantemente pelo riscamento dos grãos na superfície da peça, sendo este a principal fonte de emissão acústica.

A figura 4 mostra o resultado de ensaio de emissão acústica, remoção e rugosidade em função do tempo. No início do processo, quando o meio de lapidação é adicionado, o nível de emissão acústica sobe até um máximo. O efeito da capacidade de carregamento estático do fluido de lapidação é predominante neste início do processo, até a formação de uma camada de grãos, onde cada grão está em contato com o disco e a peça ao mesmo tempo.

Com o aumento do tempo de lapidação os grãos vão se partindo, diminuindo seus diâmetros médio e aumentando o número de grãos atuantes no processo. A força normal sobre cada grão diminui e eles penetram cada vez menos na peça. Com isso, a rugosidade tende a um mínimo e a remoção total a um máximo. Analisando-se o gráfico da emissão acústica em função do tempo de lapidação, é observado que, após o valor máximo, o sinal decresce tendendo a um mínimo onde não há mais uma atuação efetiva dos grãos. Assim se pode concluir que o nível de emissão acústica está diretamente relacionado à atuação dos grãos na fenda de lapidação.

## 5. ESTRATÉGIA DE MONITORAMENTO

Assim chamado na literatura alemã como método clássico do monitoramento de processos de fabricação. Esta estratégia baseia-se no fato de que o sinal captado não poder ultrapassar fronteiras pré-estabelecidas, que representam o estado normal do processo. Ela se divide em estratégias de monitoramento através de fronteiras fixas e fronteiras dinâmicas. O posicionamento dessas fronteiras é especificado pelo operador, a qual dependerá de sua experiência com o processo (Boge 1994, König 1997, Nordmann, Prometec).



**Figura 5.** Estratégia de monitoramento na lapidação

Dentro da estratégia de fronteiras dinâmicas, a estratégia de bandas de tolerância por comparação com uma curva padrão se mostra mais adequado para a determinação de alterações no processo de lapidação. Por isso, na lapidação do primeiro lote de peças, o sinal acústico é gravado e a banda de tolerância é especificada pelo operador, sendo esta etapa denominada fase de aprendizagem. O sinal acústico gerado na lapidação dos lotes seguintes deverá, ao longo do tempo de processo, ficar dentro da banda de tolerância estabelecida. Se ocorrer o desvio, o processo deve ser interrompido e corrigido pelo método tradicional através do cálculo do novo tempo de lapidação para se alcançar os resultados desejados.

Para uma melhor análise do desvio do sinal e dos resultados do processo optou-se em realizar um experimento até 2 minutos de tempo de lapidação. A figura 5 mostra o resultado de 3 ensaios, assim como a banda de tolerância (fronteiras superior e inferior). É interessante observar que as 3 curvas tem o mesmo comportamento até cerca de 1,2 minutos. A partir deste momento, o disco se apresentava seco e por isso há a necessidade da adição de mais fluido de lapidação como meio de lubrificação. Entretanto não foi possível garantir a repetibilidade das condições de adição de fluido de lapidação o que acarretou uma distribuição irregular de quantidade de fluido de lapidação sobre o disco, fazendo com que as condições na fenda de trabalho não fossem as mesmas durante a realização dos 3 ensaios.

Da figura 5 observa-se que a curva 2 ultrapassou o limite superior no tempo de 1,7 minutos de lapidação. Analisando os resultados de trabalho constatou-se que no final do processo a remoção do experimento 2 apresentou um desvio de cerca de 11 % e a rugosidade  $R_a$  6 % em relação aos experimentos 1 e 3. O processo 2 deveria então ser interrompido e um novo tempo de lapidação restante deveria ser calculado para se garantir a repetibilidade dos resultados.

## 6. CONCLUSÕES

Os custos da usinagem no processo de lapidação estão fortemente ligado ao tempo de parada de máquina (tempo secundário). O método empregado na indústria para a garantia da precisão na lapidação se baseia no interrompimento do processo para a medição da remoção de material e da rugosidade das peças. Este procedimento torna o processo de lapidação bastante demorado e muitas vezes não economicamente viável se comparado aos outros processos de fabricação de precisão. Nos últimos anos tem crescido o interesse do emprego do monitoramento de sinais gerados durante o processo para determinar desvios e perturbações. Um dos principais sinais gerados durante a lapidação é o sinal de emissão acústica. A utilização de um sensor de emissão acústica rotational e seu respectivo sistema de fixação se mostrou adequado para o monitoramento na lapidação plana de um disco em ambiente produtivo.

A emissão acústica mostrou ter uma correlação com a atuação dos grãos de lapidação. Numa primeira parte o sinal acústico aumenta até um valor máximo, onde é predominante a capacidade de carregamento estático do fluido de lapidação. Aumentando-se o tempo de lapidação o sinal diminui tendendo à um valor mínimo. Fato este que está diretamente relacionado principalmente com a diminuição do tamanho dos grãos de lapidação. Isto é comprovado devido à tendência de diminuição da rugosidade e da taxa de remoção, assim com do sinal acústico.

A estratégia de monitoramento da lapidação proposta neste trabalho visa a parada do processo para a medição dos resultados somente quando ocorrer um desvio do sinal acústico, dentro de uma faixa de tolerâncias, em relação ao primeiro lote de peças lapidadas. Com isso se pode garantir a precisão do processo, diminuindo-se o número de paradas (tempo secundário) e, portanto, o tempo total do processo.

## 7 REFERÊNCIAS

- Boge, C, 1994. “Methoden zum Entwurf und Implementierung von prozeßorientierten Überwachungsverfahren für die Fertigungstechnik”. Berichte aus der Produktionstechnik, Bd. 6/94. TH Aachen, Alemanha.
- Chang, Y. P.; Hashimura, M.; Dornfeld, D. A., 1996, “Investigation of the AE Signal in the Lapping Process”. Annals of the CIRP Vol. 45 1, pg. 331-334.
- Crichigno Filho, Joel Martins, “Überwachung des Prozeßzustandes beim Läppen durch Messung des Körperschalls und der Tangentialkraft”. Dissertation, Technische Universität Ilmenau, Alemanha.
- Enger, U., 1969, “Beitrag zu Frage der Feinbearbeitung mit ungebundenem Korn.” Tese de Doutorado, TH Ilmenau, Alemanha.
- König, W.; Klocke, F., 1997, “Fertigungsverfahren. Bd1. Drehen, Fräsen, Bohren.” Berlin [u.a.]: VDI-Verl., 5. Auf., Alemanha.
- König, W.; Klocke, F., 1996, “Fertigungsverfahren. Bd2. Schleifen, Honen, Läppen.” Berlin [u.a.]: VDI-Verl., 3. Auf., Alemanha.
- Marinescu, I.; Zeng, R., 1996, “Acoustic Emission Investigation of Ceramic Lapping Process.” Proceedings of International Manufacturing Engineering Conference. University. University of Connecticut, USA. August 7-9, pg. 65-69.
- Nordmann, Werkzeugüberwachung für den Schutz und unbeaufsichtigten Betrieb von Werkzeugmaschinen. Nordmann KG, Alemanha.
- Prometec, Tool Monitor System. Prometec GmbH, Alemanha.
- Westkämper, E., 1993, “Mit leistungsfähigen Technologien Werkstücke mit hoher Präzision fertigen – die Zukunft der Feinbearbeitung.” 7. Internationales Braunschweiger Feinbearbeitungs-kolloquium (FBK), Essen: Vulkan-Verlag, Alemanha.
- Zeiss, 1975, “Läppen metallischer Werkstoffe.”, VEB Carl Zeiss Jena, Alemanha.

1. A metodologia proposta para medição dos desgastes apresenta como principal vantagem a redução significativa dos erros sistemáticos e aleatórios nesta operação, reduzindo também o caráter subjetivo desta operação.

2. Após a conclusão dos testes das ferramentas os registros dos desgastes são preservados, sendo possível resgatar qualquer uma das medições efetuadas ao longo do trabalho, permitindo desta forma avaliar os pontos de medição, sanar dúvidas, efetuar correções no levantamento dos dados e quantificar um outro parâmetro.

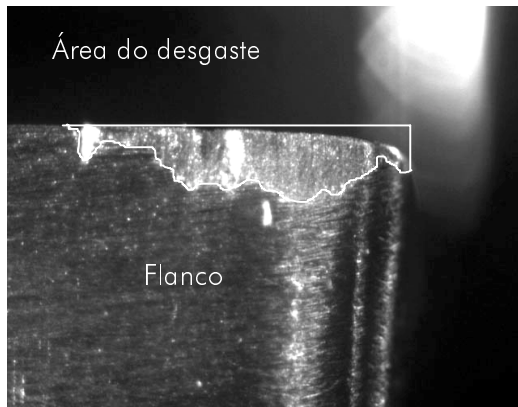
4. A avaliação dos desgastes através dos novos parâmetros (áreas das marcas de desgaste) torna possível um melhor ajuste da curva de desgaste ao real comportamento da ferramenta, já que estes parâmetros se mostram bastante sensíveis ao trabalho da ferramenta.

5. A eliminação das medições de desgaste simultaneamente aos ensaios agiliza de forma significativa a execução dos testes.

## 8. REFERÊNCIAS

- Teshima, T., Shibasaka, T., Takuma, M. and Yamamoto, A., 1993, “Estimation of Cutting Tool Life by Processing Tool Image Data with Neural Network”, Annals of the CIRP, vol 42-1, p. 59-62.
- Ferraresi, D., 1970, “Fundamentos da Usinagem dos Metais”, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, 751p.
- ISO 3685, 1993, “Tool-Life Testing with Single-Point Turning Tools”, 2ªEd., p. 11-15.
- König, W. und Klocke, F., 1997, “Fertigungsverfahren 1, Drehen, Fräsen, Bohren”, Ed. Springer-Verlag, Berlin, Germany, 471p.
- Lanzetta, M., 1996, “Tool Condition Monitoring Using an Artificial Vision System: Application of Blob Analysis to End Mills”, 41º Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Band 1 – Vortragsreihen, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, Germany, p. 581-586.
- Sandvik, 1994, “Modern Metal Cutting”, AB Sandvik Coromant, Sweden, 898p.
- Stemmer, C.E., 1995, “Ferramentas de Corte I”, Ed. Da UFSC, Florianópolis, Brasil, 249p.
- Weckenmann, A. und Schmitz, S., 1999, “3D-Gestaltmessung von Wendeschneidplatten”, VDI-Z Special Werkzeuge, April 99, p. 60-63.





**Figura 8.** Imagens das medições de  $Ad_\alpha$  e  $A_{RC}$

## 6. ANÁLISE DA METODOLOGIA PROPOSTA

A sistemática tradicional adotada para o acompanhamento dos desgastes exige a realização de avaliações (medições) simultâneas ao desenvolvimento dos experimentos. Este procedimento leva a diversos problemas, acarretando erros significativos nas avaliações. Neste método também é fundamental a familiarização dos executores com este tipo procedimento (equipamentos, processo, tipos de desgaste, etc.). A medição simultânea impõe uma definição imediata dos pontos e regiões a serem quantificados, fato que pode gerar uma escolha incorreta dos pontos de medição. Após a medição a ferramenta entra novamente em trabalho por mais um período, até o próximo ponto de medição, eliminando a possibilidade de resgate de detalhes da medição realizada. O único ponto remanescente após o ensaio é o desgaste final atingido pela ferramenta no fim de vida (fim do ensaio).

Através do método proposto alguns problemas são eliminados, como falta de registro das formas dos desgastes e regiões onde são realizadas as medições, necessidade de definição rápida do que medir e onde medir, etc. Ao mesmo tempo outros problemas são minimizados (influência do operador na medida, erros sistemáticos e aleatórios no levantamento das medidas, etc.). A aplicação deste método mostrou-se bastante eficiente em avaliações realizados nos processos de torneamento (bits de aço rápido) e furação (brocas helicoidais DIN338). Na comparação dos resultados obtidos nos valores do desgaste através dos dois métodos de medição é possível verificar a boa regularidade e a baixa dispersão mantida nas medições pelo método proposto, justificando plenamente sua utilização.

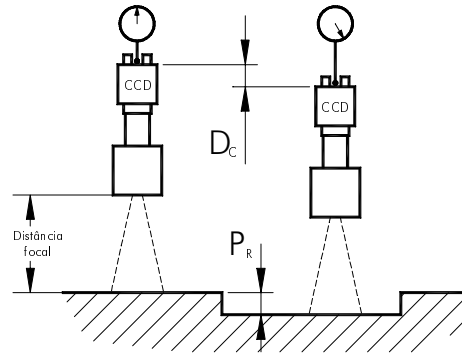
## 7. CONCLUSÕES

Apesar da medição de desgaste em ferramentas de corte ser bastante empregada em trabalhos de pesquisas ou otimização de processos de usinagem, melhoramentos tecnológicos são extremamente necessários. Este trabalho propõe uma forma alternativa e bastante eficiente de quantificar tais desgastes, forma esta que pode ser melhorada e aperfeiçoada em função das necessidades e exigências específicas de cada processo.

Os novos parâmetros sugeridos (áreas dos desgastes) para monitorar a evolução dos desgastes permitem aumentar as opções de comparação entre ferramentas, tornando possível refinar a evolução dos desgastes desenvolvidos nas ferramentas.

De forma geral o trabalho permite concluir que:

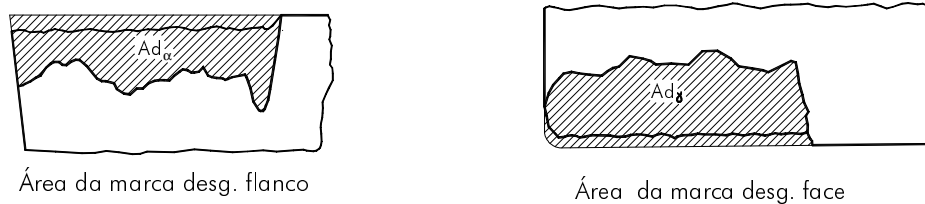
parâmetros  $SV_\gamma$ ,  $KL$ ,  $KM$ ,  $KB$ ,  $E_C$  e  $L_C$ . Com a camera nesta posição, o relógio comparador é zerado. Para se obter a profundidade da cratera  $KT$  a imagem é focada no fundo da cratera. O valor de  $KT$  corresponde ao deslocamento efetuado pela camera para a manutenção do foco das imagens nos planos da borda e do fundo da cratera, figura 6. Este parâmetro é necessariamente medido simultaneamente a cada tomada de imagem, visto ser necessária a varredura de foco da superfície para o fundo da cratera em medição.



**Figura 6.** Princípio de medição da profundidade da cratera (KT)

## 5. NOVOS PARÂMETROS PARA AVALIAR O DESGASTE DA FERRAMENTA

A metodologia proposta permite a introdução de novos parâmetros para acompanhamento do desgaste nas ferramentas de geometria definida: a “*área da marca de desgaste no flanco -  $Ad_\alpha$* ”, a “*área da marca de desgaste na face -  $Ad_\gamma$* ” (figura 7), “*área fictícia da cratera -  $A_{FC}$* ” e a “*área real da cratera -  $A_{RC}$* ” (figura 3). Como a análise do desgaste é realizada através das imagens coletadas durante os ensaios, torna-se possível quantificar as zonas (regiões) afetadas pelo trabalho de corte. As primeiras avaliações de ferramentas realizadas através destes parâmetros apresentaram resultados bastante positivos. A princípio este parâmetro se mostra bem mais sensível às variações de desgaste que os demais parâmetros tradicionalmente utilizados.



**Figura 7.** Áreas das marcas de desgaste no flanco e na face da ferramenta

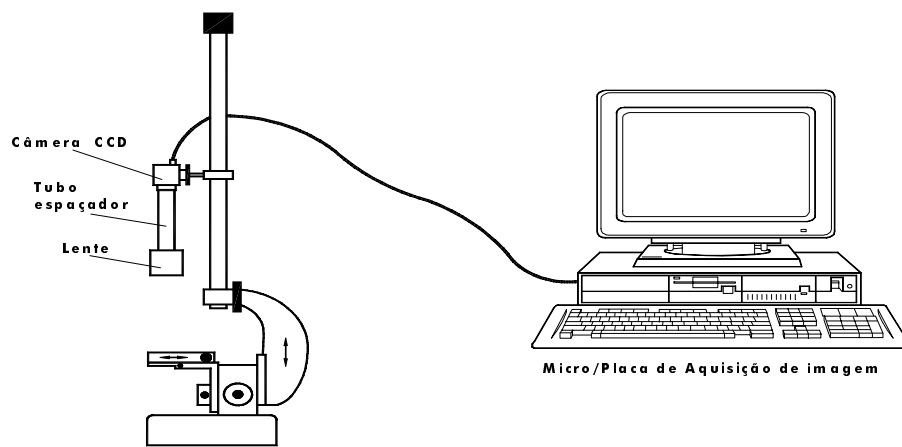
A determinação destes parâmetros é mais onerosa, porém, de um modo geral, garante uma melhor representatividade das alterações sofridas pela ferramenta durante o corte. Através de um programa computacional torna-se bastante fácil realizar esta medição, já que a imagem de cada estágio do desgaste já foi registrada no momento oportuno durante os testes experimentais. Sem o registro das imagens de cada desgaste não é possível obter estes parâmetros.

A figura 8 mostra uma imagem da medição da área de desgaste de flanco e da área real da cratera.

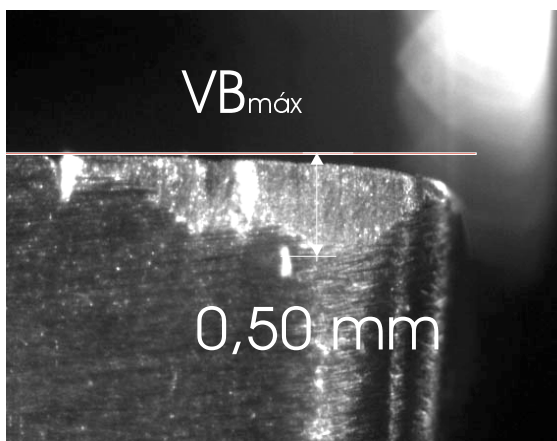
inicial da escala de medição do programa. Na figura 5 pode ser vista a imagem da medição de um desgaste de flanco  $VB_{máx}$  e um desgaste de face  $KB_{máx}$ .

Um importante ponto a ser destacado neste método é a manutenção do registro detalhado dos pontos de medição, viabilizando a qualquer momento uma reavaliação dos valores obtidos nas medições ou a realização de uma nova medição utilizando um outro parâmetro, o que através do método tradicional seria impossível.

O procedimento para realizar as medições consiste em durante os ensaios somente efetuar os registros das imagens das superfícies a cada ponto determinado ao longo da vida da ferramenta. Após o desenvolvimento experimental, procede-se a análise da seqüência de imagens de cada superfície (cada desgaste), efetuando-se as medições dos parâmetros convenientes através do programa selecionado e devidamente ajustado para esta tarefa. Uma imagem resultante após a medição pode ser vista na figura 5. Esta sistemática apresenta uma maior segurança que o método tradicional de medição dos desgastes.



**Figura 4.** Sistema de aquisição de imagem dos desgastes



**Figura 5.** Exemplo de medição dos desgastes de flanco ( $VB_{máx}$ ) e de face ( $KB_{máx}$ )

Para a caracterização dos parâmetros da cratera é utilizada uma montagem especial no sistema de aquisição de imagem. Esta montagem consiste em acoplar um relógio comparador para monitorar o deslocamento da camera CCD, de forma que o deslocamento da camera seja reproduzido no relógio. O procedimento consiste em fazer um registro da imagem com o foco na superfície (face), onde serão medidos os

Outro aspecto problemático nesta forma de medição é a comparação entre valores de desgastes medidos por operadores diferentes. Por mais que se tente padronizar o método de medição, este fato representa uma grande fonte de erro, devido a cada operador ter um modo particular de efetuar as medições. A influência do operador nas medições de desgastes tem sido um problema nas comparações de trabalhos desenvolvidos por diferentes pesquisadores. Geralmente buscaram-se explicações técnicas em outros aspectos do processo para justificar tais diferenças (material da peça, material da ferramenta, máquina-ferramenta, metodologia empregada no teste, etc.), mas certamente uma importante fonte destas diferenças está justamente na influência do operador na obtenção das medidas.

A medição do desgaste na face segue os mesmos procedimentos da medição do desgaste de flanco, isto é, as marcas de desgaste são quantificadas em um microscópio durante os testes da ferramentas através dos parâmetros KB e  $KB_{m\acute{a}x}$ , figura 2.

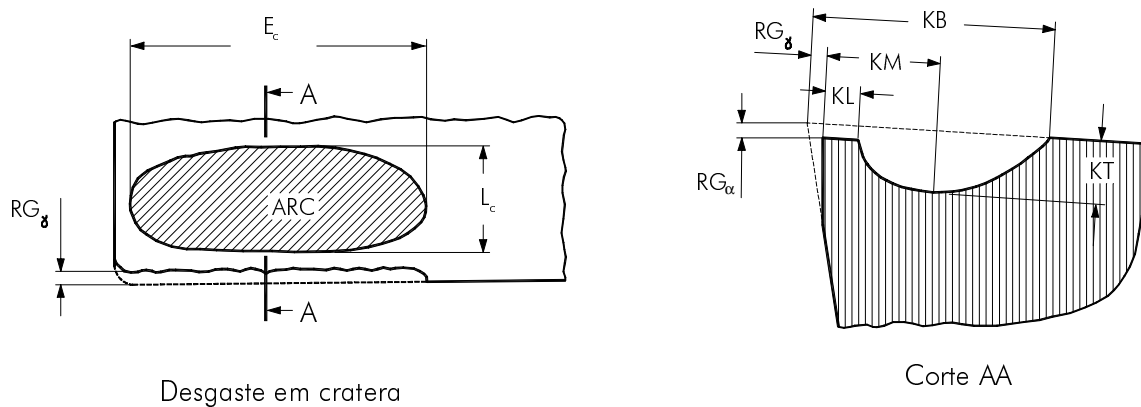
Ainda na face da ferramenta pode ocorrer um tipo característico de desgaste, o desgaste de cratera. A medição tradicional deste tipo de desgaste é bastante trabalhosa, exigindo equipamentos específicos (perfilômetros) que fazem uma varredura por apalpação na zona danificada segundo uma malha apropriada. Desta forma é possível definir sua forma e suas dimensões. Outra forma mais simples de avaliar a cratera é através dos parâmetros  $SV_{\gamma}$ , KL, KM e KB, que podem ser obtidos através de um microscópio de ferramentaria. Em alguns casos também pode ser simplificada a sua medição através de parâmetros mais genéricos, como a extensão ( $E_C$ ) e o largura ( $L_C$ ) máxima da cratera (figura 3).

#### **4. METODOLOGIA PROPOSTA**

O método proposto para o acompanhamento do desgaste de flanco e de face consiste em apenas coletar convenientemente as imagens do desgaste durante a realização do trabalho da ferramenta, para que após os testes sejam realizadas as medições de forma mais adequada. Este procedimento permite executar uma análise bastante detalhada em todos as marcas de desgaste ocorridas ao longo da vida da ferramenta. A realização desta análise permite estudar antecipadamente as marcas de desgastes antes de efetuar as medições de cada parâmetro, o que proporciona uma condição bastante favorável para a quantificação de cada desgaste. O método consiste em utilizar um sistema de aquisição de imagem composto por um conjunto de lentes, camera CCD e um microcomputador com placa de aquisição de imagem, figura 4. A camera e as lentes são montadas em uma estrutura de modo que a ferramenta a ser avaliada possa ser convenientemente posicionada no campo focal do sistema, isto é, de modo que as superfícies com as respectivas marcas de desgaste fiquem perpendiculares ao eixo das lentes. Para a obtenção de uma boa qualidade nas imagens são necessários ajustes no posicionamento da superfície, na iluminação (direção e intensidade) e na distância focal. A qualidade da imagem armazenada se reflete diretamente na qualidade dos resultados obtidos nas medições, razão pela qual deve-se dar uma atenção especial ao ajuste do sistema. A ampliação é escolhida em função das dimensões da ferramenta e dos parâmetros de corte empregados no processo (dimensões esperada para a marca de desgaste), normalmente variando entre 25 e 100 vezes.

Uma vez registrada a imagem digitalizada do desgaste, o procedimento de medição é bastante simples, bastando para isto utilizar um programa gráfico comercial conveniente para obter as dimensões desejadas. Para efetuar o ajuste da escala das imagens e do programa, no início do trabalho deve-se fazer o registro de uma imagem padrão (dimensão padrão), isto é, armazenar a imagem de uma medida padrão para o acerto

motivo dificilmente durante os testes de ferramentas são realizadas tais medições. Em casos especiais estas medições são realizadas ao final dos testes, quando a ferramenta atinge o fim de vida.



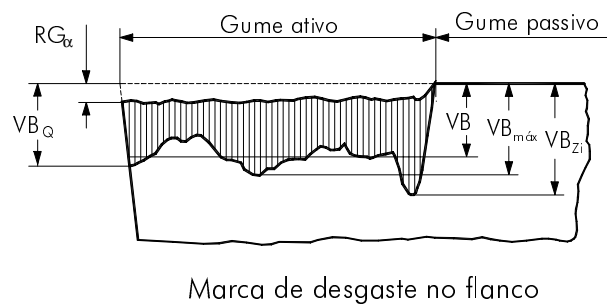
**Figura 3.** Forma típica de um desgaste de cratera (König,1997, ISO 3685,1993)

### 3. METODOLOGIA TRADICIONAL DE MEDIÇÃO

O estado funcional das ferramentas é monitorado através das marcas características e das alterações geométricas que ocorrem nas ferramentas devido ao uso. No caso do flanco (principal ou secundário) estas marcas de desgaste normalmente apresentam uma forma característica como mostra a figura 1. A medição tradicional dos parâmetros que definem o estado de desgaste da ferramenta ocorre simultaneamente durante o uso da ferramenta em trabalho. A ferramenta nova é colocada para executar um determinado trabalho, em intervalos pré-estabelecidos, o trabalho é interrompido e a ferramenta é analisada em um microscópio de ferramentaria (específico para tais medições), onde o operador identifica e quantifica o valor dos parâmetros de desgaste. Estes valores dependem de dois fatores, dos pontos escolhidos para realizar tais medidas e também da interpretação do operador do que seja a marca do desgaste ou zona afetada pelo calor, aderência de material da peça, resíduos carbonizados de fluido de corte, etc. Estes dois importantes fatores influem diretamente nos resultados obtidos. Como a ferramenta continua o trabalho após a medição, a posição e os pontos de medição ficam somente registrados na memória do operador e no número em uma planilha referente à marca de desgaste no tempo de vida da medição. Mesmo que uma imagem da marca de desgaste seja armazenada, não é possível resgatar-se em quais pontos o operador realizou tais medições, perdendo-se assim os detalhes da medição.

Os parâmetros escolhidos para medição são dependentes das características do processo avaliado e também dos interesses específicos dos ensaios. A quantificação dos parâmetros é feita através de um conveniente posicionamento da ferramenta no microscópio, onde através de uma visualização ampliada do desgaste pode ser medido o parâmetro desejado por meio do deslocamento de uma mesa micrométrica. Esta medição exige um posicionamento adequado da ferramenta na mesa de medição e de um critério bastante regular para quantificar as dimensões desejadas. Normalmente estas medições carecem de consistência técnica, pois os pontos das medições e demais detalhes não ficam registrados e são dependentes exclusivamente da experiência do operador. Este fato muitas vezes leva à ocorrência de erros bastante significativos.

- Largura da marca de desgaste na quina –  $VB_Q$ : corresponde à largura da marca na quina da ferramenta, isto é, na região de interseção entre os gumes principal e secundário, normalmente curva (raio de quina);
  - Largura máxima da marca de desgaste –  $VB_{m\acute{a}x}$ : largura máxima da marca de desgaste na parte ativa do gume;
  - Largura média da marca de desgaste –  $VB$ : valor médio obtido para a largura da marca de desgaste ao longo do gume ativo;
  - Recuo do gume -  $RG_\alpha$  e  $RG_\gamma$ : correspondem ao deslocamento sofrido pelo gume nas direções do flanco e face respectivamente, ocasionado pelo desgaste da cunha de corte;
- Os parâmetros  $VB_{m\acute{a}x}$  e  $VB$  são medidos ao longo do trecho ativo do gume. O  $VB_{Zi}$  e  $VB_Q$  são medidos nos extremos da região de trabalho da ferramenta, figura 1.
- A quantificação destes parâmetros é feita através de métodos específicos .

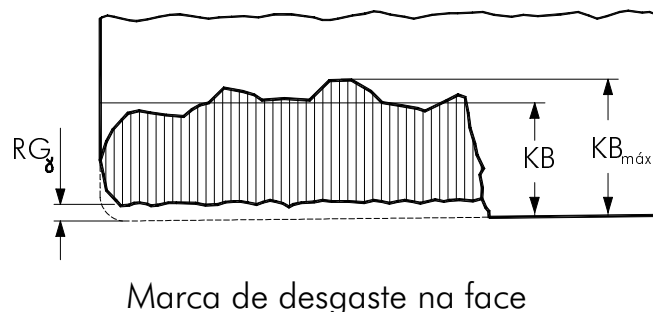


**Figura 1.** Parâmetros de desgaste no flanco da ferramenta (König, 1997)

### 2.3 Face da Ferramenta

Os desgastes ocorridos na face da ferramenta são usualmente quantificados através da marca de desgaste ou da cratera produzida nesta superfície pela ação do cavaco formado durante trabalho da ferramenta. Esta região, por normalmente apresentar uma forma irregular (quebra-cavacos), dificulta as medições, não sendo muito empregada para monitorar o desgaste. Normalmente os parâmetros da face são utilizados para complementar os resultados medidos no flanco.

A marca de desgaste na face é normalmente avaliada através dos parâmetros mostrados na figura 2.



**Figura 2.** Parâmetros da marca de desgaste face da ferramenta

A cratera é caracterizada por suas dimensões e sua posição relativa de ocorrência na face, figura 3. A medição deste tipo de desgaste é um problema, pois exige equipamentos específicos e um tempo bastante significativo para obtenção de suas medidas. Por este

Nas ferramentas de geometria definida é comprovado que as regiões mais solicitadas durante o corte são o gume (aresta de corte), o flanco (superfície de incidência), a face (superfície de saída) e a quina (ponta) da ferramenta (König,1997, Stemmer,1995, Ferraresi, 1970). Cada uma destas regiões sofre vários tipos de solicitações (mecânicas, térmicas e abrasivas), que durante seu trabalho na peça sofrem marcas características. Através da medição apropriada destas marcas é possível avaliar as alterações sofridas pela ferramenta durante o seu trabalho, isto é, determina-se o grau de deterioração sofrido pela ferramenta.

Os métodos tradicionais de medição (quantificação dos desgastes) são bastante dependentes do operador, agregando um caráter subjetivo a tais medições. Este fato pode levar ao surgimento de erros sistemáticos bastante significativos que compromete os resultados finais da avaliação ou do trabalho como um todo. Alguns trabalhos (Teshima,1993, Lanzetta,1996, e Weckenmann,1999) sugerem metodologias e procedimentos para melhorar e agilizar o levantamento dos desgastes nas ferramentas, porém com aplicações bastante específicas.

Visando reduzir a subjetividade e a grande influência do operador na medição de desgastes da ferramenta de corte, este trabalho sugere um método simples e de aplicação geral, que proporciona uma maior regularidade nas medições reduzindo de forma significativa os erros na quantificação dos desgastes.

## **2. PARÂMETROS EMPREGADOS NA MEDIÇÃO DO DESGATE**

### **2.1 Gumes e Quina da Ferramenta**

Estas duas regiões da ferramenta são monitoradas através de uma inspeção visual, onde pode-se com relativa segurança avaliar o estado físico de cada uma destas partes. Na realidade não se quantifica desgaste nestas duas partes, mas sim são feitas avaliações da integridade física, onde pode ser detectadas avarias na ferramenta que podem definir o seu fim de vida. Entre estas avarias estão as trincas, lascamentos, deformações plásticas, fraturas e alterações geométricas.

### **2.2 Flanco da Ferramenta**

O desgaste ocorrido no flanco é quantificado através de medições da marca de desgaste, que aparecem nesta superfície por ocasião da perda de material da ferramenta ao longo de seu uso, figura 1. Esta região da ferramenta é normalmente a zona utilizada para monitorar o desgaste, visto que apresenta uma superfície regular (lisa), facilitando a medição.

Esta perda de material não é constante ao longo de toda a extensão do gume, o que provoca uma alteração desigual na geometria da ferramenta. O gume principal deixa de ser reto (ou com curvatura uniforme) e passa a ter ondulações. A perda desuniforme no flanco também ocasiona uma alteração nos ângulos de trabalho em cada ponto da parte ativa do gume. Com o uso progressivo, este processo é acentuado até que o gume perca sua capacidade para o trabalho e a ferramenta é dita “gasta”, isto é, atinge o fim de vida.

O acompanhamento deste desgaste normalmente é feito pelos seguintes parâmetros:

- Largura da marca de desgaste na zona de interface –  $VB_{Zi}$ : este valor corresponde à largura da marca de desgaste no flanco na zona de interface entre a parte do gume ativa e a parte do gume passiva, também chamado de marca de entalhe;

## **PROPOSTA DE METODOLOGIA PARA MEDIÇÃO DO DESGASTE EM FERRAMENTAS DE CORTE DE GEOMETRIA DEFINIDA**

### **Rolf Bertrand Schroeter**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Eng. Mecânica, Laboratório de Mecânica de Precisão, 88010-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: rolf@emc.ufsc.br

### **Cleiton Rodrigues Teixeira**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Materiais e Construção, 96200-900, Rio Grande, RS, Brasil. E-mail: dmcrt@super.furg.br

### **Resumo:**

A medição do desgaste em ferramentas de corte é uma prática usual em processos de fabricação ou em pesquisas para otimização dos processos de usinagem. Embora bastante utilizada, a medição das diferentes formas de desgaste, nos moldes tradicionais, agrega uma incerteza na medição que pode comprometer significativamente os resultados finais do trabalho. Com o objetivo de minimizar as influências e reduzir os erros sistemáticos e aleatórios na medição do desgaste das ferramentas de geometria definida, este trabalho propõe uma metodologia e um procedimento para quantificar os desgastes na superfície de incidência (flanco) e na superfície de saída (face). Ao mesmo tempo propõe também a utilização de um novo parâmetro para acompanhamento do desgaste. Neste processo de medição são utilizados: microscópio, sistema de aquisição de imagem e alguns programas comerciais para garantir a qualidade nas medições. A grande vantagem deste método sobre os métodos tradicionais é a pouca influência do operador (baixa subjetividade), grande repetibilidade das medições e a manutenção (registro) de todos os detalhes das medições.

**Palavras-chave:** Medição de desgaste, Ferramentas de corte, Usinagem

## **1. INTRODUÇÃO**

A medição dos desgastes nas ferramentas de corte é a forma mais utilizada para avaliar o estado funcional da ferramenta, isto é, avaliar as reais condições de trabalho desta ferramenta. Na literatura especializada encontram-se inúmeros trabalhos totalmente baseados na quantificação dos desgastes em ferramentas para obter conclusões referentes ao processo, ao material usinado e à própria ferramenta. Do mesmo modo, o conhecimento dos desgastes é fundamental para a otimização dos processos de usinagem.

Basicamente os mecanismos de desgaste que atuam nas ferramentas de corte de geometria definida são os mesmos em todos os processos de usinagem (König,1997). Cada processo tem suas características particulares, tanto na geometria da ferramenta como na sua forma de atuação na peça. Este fato proporciona particularidades também nas formas de desgaste e nas regiões onde eles surgem.



# ESTUDO DA FORMAÇÃO DE TRINCAS DE ORIGEM TÉRMICA NO FRESAMENTO

**Anderson Clayton Alves de Melo**

**Álison Rocha Machado**

**Sinésio Domingues Franco**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: [acamel@meccanica.ufu.br](mailto:acamel@meccanica.ufu.br)

## Resumo

São apresentados os resultados obtidos no estudo da evolução de trincas de origem térmica em ferramentas de metal duro da classe P25 sem revestimento, utilizadas no processo de usinagem por fresamento. A pesquisa foi realizada observando-se as condições das arestas e a quantidade de trincas térmicas geradas nestas após a usinagem do aço ABNT 1045 em várias condições de corte. Os testes foram realizados à seco e utilizando fluido de corte. As análises das arestas foram conduzidas em um microscópio eletrônico de varredura.

**Palavras-chave:** Fresamento, Trincas térmicas, Microscopia Eletrônica de Varredura

## 1. INTRODUÇÃO

O processo de usinagem por fresamento é um dos principais responsáveis pelo grande volume de peças produzidas na indústria moderna. Caracteriza-se por ser interrompido, ou seja, durante o corte a ferramenta passa por fases em que está engajada na peça e por fases onde está livre deste engajamento. Vários fenômenos surgem devido a esta característica “interrompida”. Um destes é o aparecimento de trincas perpendiculares à aresta principal de corte da ferramenta, motivadas pela carga térmica cíclica que submete a área de contato cavaco-ferramenta, sobre a superfície de saída, à variações de temperatura entre valores máximo e mínimo ( $\Delta T$ ). A evolução destas trincas leva ao aparecimento de sulcos profundos que reduzem drasticamente a capacidade de corte das ferramentas, levando-as ao colapso. Tais trincas são denominadas de trincas térmicas ou trincas de origem térmica. Segundo Braiden e Dugdale (1970), os primeiros a referenciá-las na literatura, foram Boston e Gilbert (1947), que as observaram sobre a superfície de saída de ferramentas de metal duro usadas para fresar ferro fundido. Optiz e Fröhlich (1954), observaram o fenômeno sobre a superfície de saída de ferramentas de metal duro após a usinagem de aços estruturais e sugeriram um mecanismo térmico de formação dessas trincas. Após simulações usando um gerador térmico de alta frequência para aquecer barras de metal duro, concluíram que o fenômeno poderia ser devido às tensões térmicas geradas durante o processo de usinagem. Zorev (1963), realizando ensaios experimentais, pôde estabelecer que a relação entre o tempo de corte real (período ativo) e o tempo total durante um ciclo é um parâmetro importante no desenvolvimento das trincas térmicas e portanto, na vida de ferramentas de metal duro usadas no corte intermitente. Segundo ele, devido ao rápido resfriamento da superfície de saída da ferramenta durante o período inativo, surgem tensões de tração nesta região que podem conduzir à formação das trincas térmicas. Okushima e Hoshi (1962, 1963), realizaram experimentos no fresamento frontal e mostraram que as trincas

térmicas podem se desenvolver tanto na superfície de saída quanto na superfície de folga da ferramenta de corte. Neste último caso, as trincas foram encontradas somente quando uma quantidade considerável de desgaste de flanco esteve presente, consequência do calor gerado devido ao desgaste. Wang *et al.*(1996) analisaram teórico e experimentalmente o campo de temperatura dinâmico sobre o dente de uma fresa, levando em consideração o efeito convectivo durante o período inativo. Foi encontrado que este efeito não é tão significativo à ponto de provocar grandes mudanças no gradiente de temperatura no corpo da ferramenta na saída do corte, descartando a tese da grande maioria os pesquisadores que imaginavam que as trincas térmicas teriam sua origem durante o período inativo.

Observa-se na literatura que ainda existem muitas divergências com relação ao processo físico que conduz à formação das primeiras trincas térmicas durante o processo de corte interrompido. Ferraresi (1970), afirmam que as primeiras trincas surgem na saída da ferramenta de corte da peça que está sendo usinada, porém Wang *et al.*(1996) afirmam que o fenômeno ocorre na entrada da ferramenta na peça. Independente de como o processo ocorre fisicamente, o fenômeno é extremamente prejudicial tanto tecnicamente quanto economicamente, e ainda hoje continua sendo um grande problema no processo produtivo que se utiliza da usinagem interrompida.

O surgimento das trincas de origem térmica promovem a fragilização da aresta cortante, facilitando o aparecimento de trincas mecânicas que normalmente se apresentam paralelas a aresta de corte da ferramenta. O encontro das trincas mecânicas com as trincas de origem térmica, provocam o destacamento de porções da aresta de corte, acelerando o desgaste da ferramenta.

Sabe-se que as trincas de origem térmica aparecem mais facilmente em ferramentas de metal duro de classes inferiores (P25, por exemplo). Isto se deve ao fato de que, nessas classes, a relação entre a quantidade de cobalto (material que tem a finalidade de ligar os grãos de carbonetos) e a quantidade de carbonetos é inferior à das classes superiores (P45, por exemplo). Baixa quantidade de cobalto e alta quantidade de carbonetos resulta em ferramentas com alta resistência ao desgaste e baixa tenacidade, o que lhes confere características apropriadas para serem aplicadas em operações de acabamento. Ferramentas de classes superiores, tais como a P45 ou a P40, possuem maior quantidade de cobalto, o que lhes garantem boas características de tenacidade e, conseqüentemente, boa resistência à choques mecânicos e térmicos.

Tendo em vista a característica de baixa resistência ao choque térmico observada nas ferramentas de classes inferiores, optou-se pelo uso destas (neste caso utilizou-se ferramentas da classe P25) para se fazer um estudo das trincas térmicas considerando os principais parâmetros de corte envolvidos no processo de fresamento (velocidade de corte, profundidade de corte e avanço por dente) e a aplicação de fluido de corte. Tais ferramentas possibilitam a obtenção de resultados (formação de trincas térmicas) numa taxa bem superior às ferramentas de classes superiores, o que as tornam adequadas para o estudo em questão. Este estudo foi conduzido no microscópio eletrônico de varredura-MEV, analisando-se o número, a morfologia e a origem das trincas.

## **2. TESTES EXPERIMENTAIS**

### **2.1. MATERIAIS E EQUIPAMENTOS UTILIZADOS**

Os seguintes materiais e equipamentos foram utilizados na pesquisa:

- Fresadora ROMI INTERACT IV 16KW;

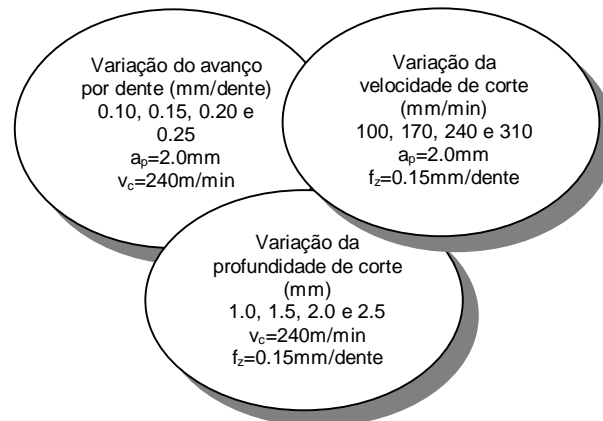
- 6 insertos de metal duro classe P25 SEMN 12 04 AZ da SANDVIK Coromant (com 4 arestas de corte cada);
- 1 porta inserto R260 22 080 15 da SANDVIK Coromant.
- 1 barra de aço ABNT 1045 com a seguinte composição química: 0.49% C, 0.71% Mn, 0.19% Si, 0.024% P, 0.033% S, 0.18% Cr, 0.17% Ni, 0.04% Mo, 0.22% Cu, 0.01% Sn, 0.034% Al e dureza de 237 HV, dimensões de 500 mm de comprimento e seção transversal de 110 mm × 110 mm.
- Fluido refrigerante sintético FE 20 da Shell Lubrificantes, concentração 3%.
- Microscópio eletrônico de varredura modelo LEO 940 A da Zeiss.

Apesar do porta inserto permitir a utilização de até 8 arestas (dentes), optou-se pela utilização de apenas uma aresta por ensaio.

## 2.2. METODOLOGIA

Foram utilizados 6 insertos divididos em dois grupos de 3. No primeiro grupo, os ensaios foram realizados à seco, enquanto que no segundo grupo os mesmos testes realizados à seco foram repetidos com o uso do fluido de corte. Para cada grupo foram variados a velocidade de corte no primeiro inserto (valores utilizados em cada aresta em m/min – 100, 170, 240 e 310), o avanço por dente no segundo inserto (valores utilizados em cada aresta em mm/dente – 0.10, 0.15, 0.20 e 0.25) e a profundidade de corte no terceiro inserto (valores utilizados em cada aresta em mm – 1.0, 1.5, 2.0 e 2.5). Cada aresta foi ensaiada através de um comprimento de avanço igual a 500 mm e uma penetração de trabalho de 55 mm. Após o término do ensaio com uma determinada aresta, a mesma era trocada por uma nova para que um novo teste fosse realizado. Para garantir a identificação de cada inserto e de cada aresta, as mesmas eram marcadas com uma caneta apropriada. Finalizado os testes de fresamento, as ferramentas eram levadas para serem limpas e analisadas no microscópio eletrônico de varredura, onde eram feitas fotos e a contagem, com um aumento de 400 ×, do número de trincas térmicas geradas.

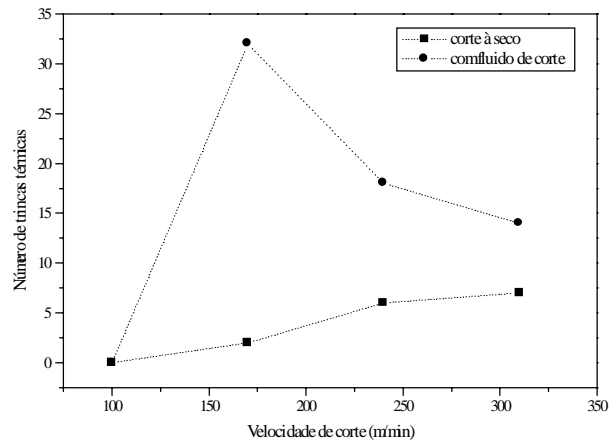
A figura 1 mostra de maneira esquemática e resumida os ensaios realizados à seco e com fluido de corte.



**Figura 1.** Esquema mostrando os ensaios de fresamento realizados.

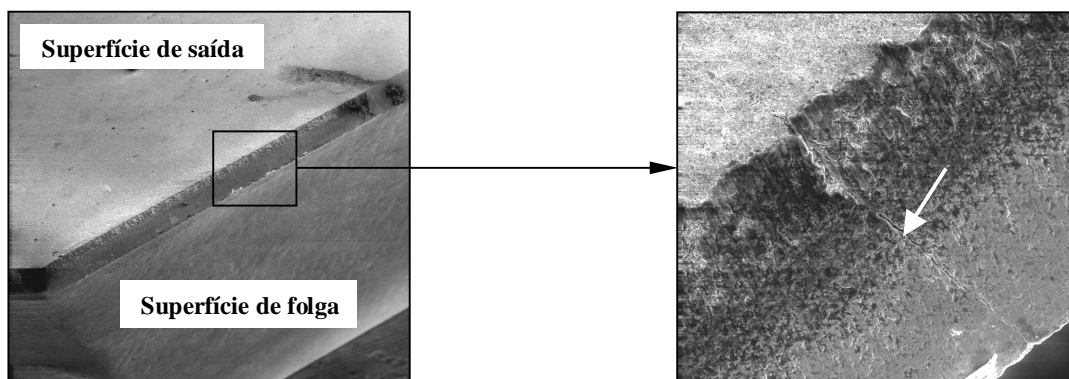
## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As curvas da figura 2 mostram, respectivamente, o número de trincas térmicas observado sobre as arestas de corte testadas quando variou-se a velocidade de corte com e sem o uso de fluido de corte.

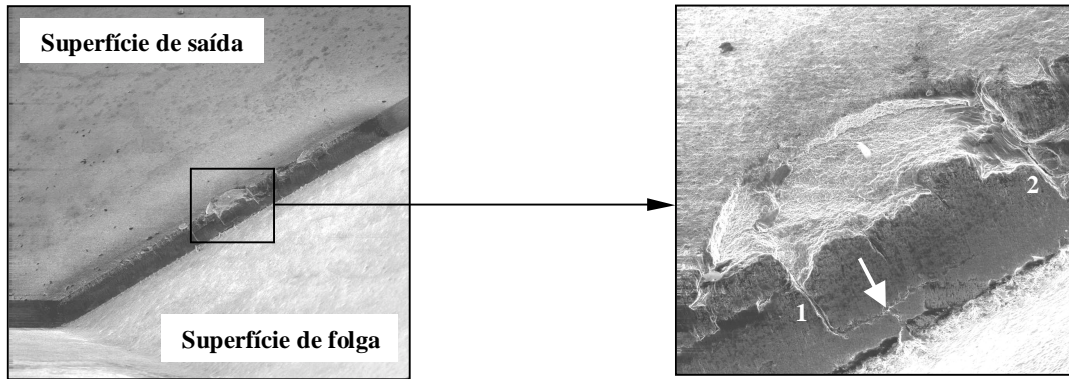


**Figura 2.** Curvas que mostram a quantidade de trincas térmicas geradas em função da velocidade de corte, com e sem o uso de fluido de corte.

Nota-se que o aumento da velocidade de corte, provocou um aumento na quantidade de trincas térmicas observadas no caso da usinagem à seco. Este comportamento pode ser explicado da seguinte forma: o aumento da velocidade de corte aumenta a diferença entre as temperaturas máxima e mínima durante um ciclo ( $\Delta T$ ), fazendo com que as tensões térmicas no corpo da ferramenta de corte sejam mais intensas nestas situações, elevando a taxa de geração de trincas (Bhatia *et al.*, 1980). No caso da usinagem com fluido de corte ocorre a mesma situação, porém, o diferencial de temperatura é bem maior do que no corte à seco devido ao alto coeficiente convectivo do fluido. Nesta situação, o número de trincas térmicas pode ser mascarado. Sugere-se que a taxa de geração destas é mais alta, o que fragiliza mecanicamente a aresta de corte em poucos ciclos e, conseqüentemente, proporciona o aparecimento de trincas mecânicas (paralelas à aresta de corte). Com o decorrer do processo de usinagem, as trincas térmicas e mecânicas se encontram provocando o destacamento de porções da aresta de corte, levando consigo algumas trincas térmicas. Este fenômeno pode explicar o comportamento das curvas da figura 2 para o corte com fluido. As figuras 3 e 4, mostram arestas de corte ensaiadas com parâmetros de usinagem idênticos ( $v_c=170\text{m/min}$ ;  $a_p=2\text{mm}$ ;  $f_z=0.15\text{mm/dente}$ ), porém sem e com o uso de fluido de corte, respectivamente.



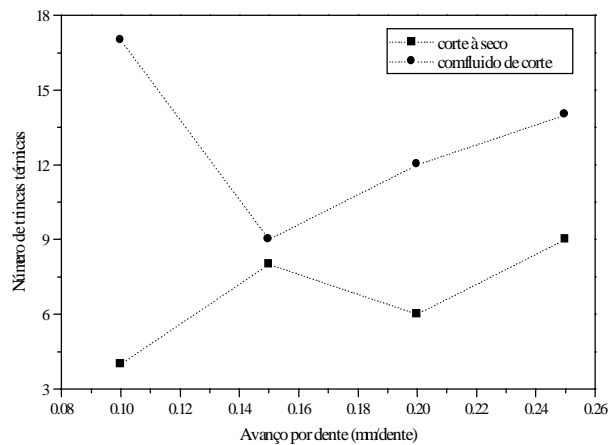
**Figura 3.** Aresta de corte ensaiada à seco (30x) e ampliação de uma região desta mostrando a formação de uma trinca térmica (seta) (400x).  $v_c=170\text{m/min}$ ,  $a_p=2\text{mm}$  e  $f_z=0.15\text{mm/dente}$ .



**Figura 4.** Aresta de corte ensaiada com o uso de fluido de corte (30×) e ampliação de uma região desta mostrando o destacamento de material devido ao encontro de trincas térmicas (1 e 2) e mecânicas (seta) (200×).  $v_c=170\text{m/min}$ ,  $a_p=2\text{mm}$  e  $f_z=0.15\text{mm/dente}$ .

Na ampliação correspondente à figura 4, onde a usinagem foi realizada com o uso de fluido de corte, observa-se que uma porção de material da aresta de corte foi destacada, conseqüência do encontro de trincas térmicas com trincas mecânicas. Entretanto, trincas térmicas (1 e 2 na figura 4) e mecânicas (seta na figura 4) ainda são evidentes.

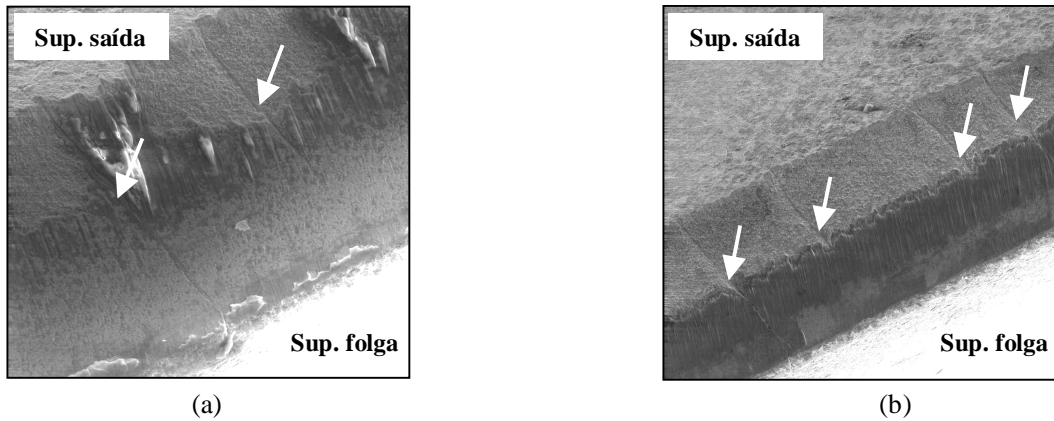
A figura 5 mostra como a ferramenta de corte se comportou, com relação à geração de trincas de origem térmica, quando o avanço por dente foi variado.



**Figura 5.** Curvas que mostram a quantidade de trincas térmicas geradas em função do avanço por dente, com e sem o uso de fluido de corte.

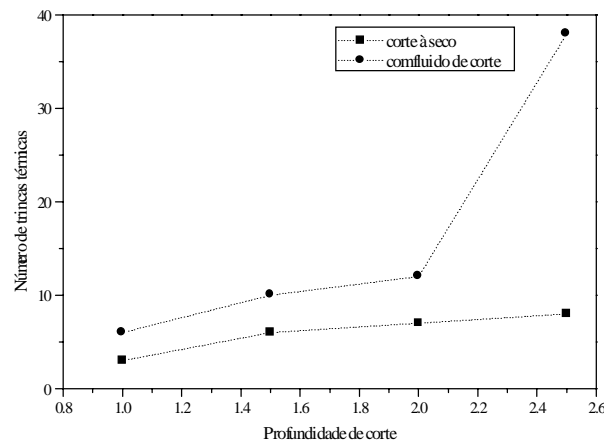
Observa-se uma tendência de aumento de trincas com o aumento do avanço. Sugere-se que, assim como ocorre para o caso da variação da velocidade de corte, o aumento do avanço provoca um aumento na amplitude de flutuação da temperatura de interface cavaco-ferramenta, favorecendo o surgimento de trincas de origem térmica. Neste caso o fluido de corte também agravou a situação, acelerando a geração de trincas térmicas e fragilizando a aresta de corte.

As figuras 6(a) e 6(b) ilustram duas arestas de corte ensaiadas à seco, onde podem ser identificadas algumas trincas de origem térmica.



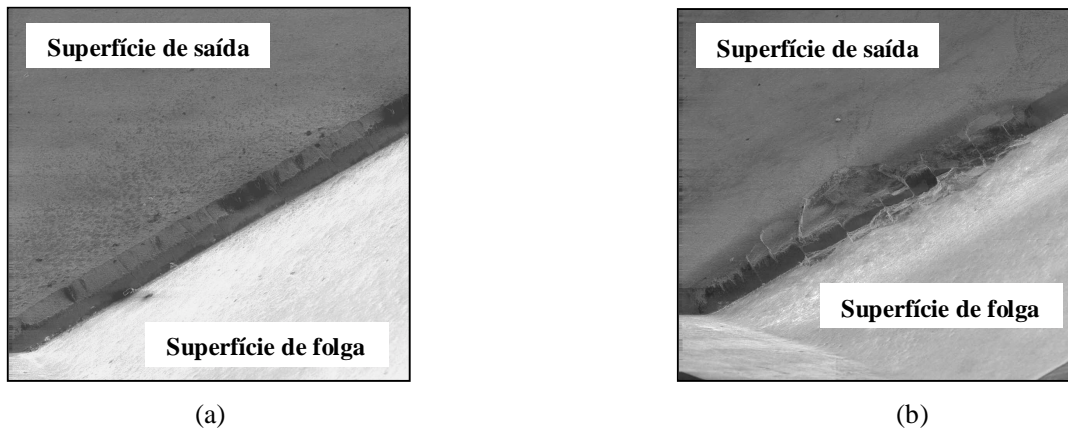
**Figura 6.** Arestas de corte apresentando trincas de origem térmica na usinagem à seco. (a)  $v_c=240\text{m/min}$ ;  $a_p=2\text{mm}$  e  $f_z=0.15\text{mm/dente}$  ( $300\times$ ) e (b)  $v_c=240\text{m/min}$ ;  $a_p=2\text{mm}$  e  $f_z=0.25\text{mm/dente}$  ( $150\times$ ).

As curvas da Fig. 7 apresentam os resultados obtidos quando a profundidade de corte foi variada durante os ensaios.



**Figura 7.** Curvas que mostram a quantidade de trincas térmicas geradas em função da velocidade de corte, com e sem o uso de fluido de corte.

Observa-se que tanto no caso do corte à seco quanto no corte refrigerado, a quantidade de trincas térmicas aumentou com o aumento da profundidade de corte. Duas explicações podem ser dadas para este comportamento: em primeiro lugar, o aumento da profundidade de corte provoca a elevação da temperatura durante a fase ativa, o que pode promover o aumento no diferencial de temperatura ( $\Delta T$ ) durante um ciclo facilitando o aparecimento das trincas térmicas, em segundo lugar, é óbvio que quando aumenta-se a profundidade de corte, aumenta-se também o comprimento da aresta sujeita à formação de trincas de origem térmica, aumentando a quantidade das mesmas. Neste caso, o uso de fluido novamente acelerou a geração de trincas e a deterioração da aresta de corte, como pode ser observado comparando-se as figuras 8(a) e 8(b) seguintes.



**Fig. 8.** Arestas de corte ensaiadas (a) à seco (40×) e (b) com fluido de corte (30×).  
 $v_c=240\text{m/min}$ ,  $a_p=2\text{mm}$  e  $f_z=0.15\text{mm/dente}$ .

#### 4. CONCLUSÕES

De acordo com os resultados obtidos, pode-se concluir que o aumento dos parâmetros velocidade de corte, avanço por dente e profundidade de corte, por aumentarem a amplitude de flutuação da temperatura na interface cavaco-ferramenta durante um ciclo, favoreceu o surgimento de trincas de origem térmica na aresta de corte da ferramenta testada. O uso de fluido refrigerante agravou ainda mais esta situação, pois aumentou a diferença entre a temperatura máxima e mínima durante um ciclo.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelo apoio financeiro para a elaboração desta pesquisa, à Villares Metals S/A pelo fornecimento do aço para os ensaios, à Sandvik Coromant pelas ferramentas e aos Laboratórios de Ensino e Pesquisa em Usinagem e Tribologia e Materiais da Universidade Federal de Uberlândia pelos equipamentos cedidos para a efetivação da pesquisa.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bhatia, S. M., Pandey, P. C., Shan, H. S., 1980, “The thermal condition of the tool cutting edge in intermittent cutting”, *Wear*, 61, pp. 21-30.
- Boston, O. W. and Gilbert, W. W., 1947, “Influence on tool life and power of nose radius, chamfer and peripheral cutting edge angle when face milling a 40000 psi cast iron”, *Trans. ASME*, 69, pp. 117-124.
- Braiden, P. M. and Dugdale, D. S., 1970, “Failure of carbide tools in intermittent cutting, *Materials for Metal Cutting*”, Proc. Conf. of BIRSA, Scarborough, pp. 30-34.
- Ferraresi, D., 1970, “Fundamento da Usinagem dos Metais”, Edgard Blücher.
- Okushima, K. and Hoshi, T., 1962, “Thermal crack in the carbide face milling cutter” (1<sup>st</sup> Report), *Bull, JSME*, 5 (17), pp. 151-160.

- Okushima, K. and Hoshi, T., 1963, “Thermal crack in the carbide face milling cutter” (2<sup>st</sup> Report), Bull, JSME, 6 (22), pp. 317-326.
- Opitz, H. and Fröhlich, K. H., 1954, VDIZ, 96, 822.
- Wang, Z Y., Sahay, C. and Rajurkar, K. P., 1996, “Tool temperatures and crack development in milling cutters”, Int. J. Mach. Tools. Manufact., vol. 36, No. 1, pp. 129-140.
- Zorev, N. – 1963, Ann. CIRP, II



# **ESTUDO COMPARATIVO DA INFLUÊNCIA DO SUPERAQUECIMENTO NAS MACROESTRUTURAS DE SOLIDIFICAÇÃO DO ALUMÍNIO, ZINCO E DAS LIGAS EUTÉTICAS Al-33Cu E Zn-5Al**

**Otávio Fernandes Lima da Rocha**

**João Lobo Peralta**

**Antonio Luciano Seabra Moreira**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Pará, Coordenação de Metalurgia e Materiais, 66.000-000, Belém, Pa, Brasil. E-mail: [orocha@amazon.com.br](mailto:orocha@amazon.com.br)

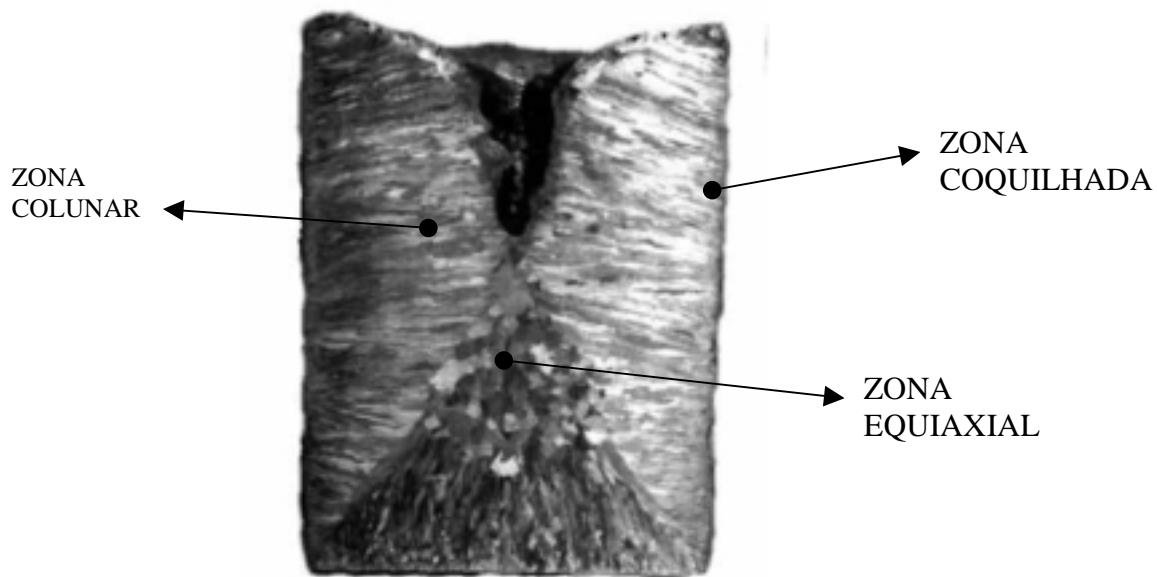
## **Resumo**

Embora a conformação de metais utilizando a solidificação seja o mais antigo dos processos convencionais de fabricação, somente nas últimas décadas surgiram as primeiras pesquisas sistemáticas sobre o assunto, incentivadas pela sua crescente utilização no desenvolvimento de novos processos tornando, portanto, inadequado o estabelecimento dos mesmos a partir de métodos empíricos. Assim, ao solidificar, a macroestrutura de um metal pode apresentar três diferentes zonas estruturais conhecidas como zona coquilhada, zona colunar e zona equiaxial central, cujas características físicas influenciam bastante as propriedades mecânicas do produto fundido. Considerando o exposto, este trabalho apresenta um estudo experimental comparativo sobre a formação das macroestruturas do alumínio, zinco e das ligas eutéticas Al-33Cu e Zn-5Al obtidas em lingoteiras cilíndricas a partir de mesmas condições iniciais de solidificação. Para tanto, foram levadas em conta variações do superaquecimento correspondentes a zero, 10% e 20% acima da temperatura de fusão dos materiais em questão. Os resultados encontrados, nas referidas condições, demonstram um comportamento bastante diferente para os materiais analisados.

**Palavras-chave:** Alumínio, Zinco, Macroestrutura, Superaquecimento, Grão.

## **1. INTRODUÇÃO**

Apesar da elevada importância alcançada pelos cerâmicos, polímeros e compósitos os materiais metálicos continuam sendo, em função de suas propriedades e possibilidades de combinação na constituição de ligas, a principal fonte de matérias-primas para o atendimento das diversas necessidades da sociedade moderna (Chiaverini, 1997). A complexidade do conhecimento básico sobre a solidificação de metais quando são investigadas causas fenomenológicas sobre características particulares do mesmo, o que leva a concluir que o conhecimento necessário sobre o assunto somente é alcançado com base no estudo científico e/ou tecnológico (Rocha, 1998; Santos, 1997; Quaresma, 1999; Vives, 1996). Os efeitos da transição colunar/equiaxial nas propriedades de um produto fundido parecem resultar de modificações na distribuição de heterogeneidades existentes na estrutura do mesmo as quais são responsáveis pelas características mecânicas inferiores apresentadas por estruturas grosseiras como trincas, porosidade, inclusões não metálicas, precipitados e outras (Peralta, 1998; Siqueira, 1998; Wang, 1996). São três as regiões macroestruturais típicas existentes em um fundido, ou seja, coquilhada, colunar e equiaxial central (Ohno, 1976), apresentadas na figura 1, as quais proporcionam um elevado grau de anisotropia sendo, portanto, indesejáveis.



**Figura 1.** Indicação das zonas estruturais típicas da macroestrutura de solidificação do zinco.

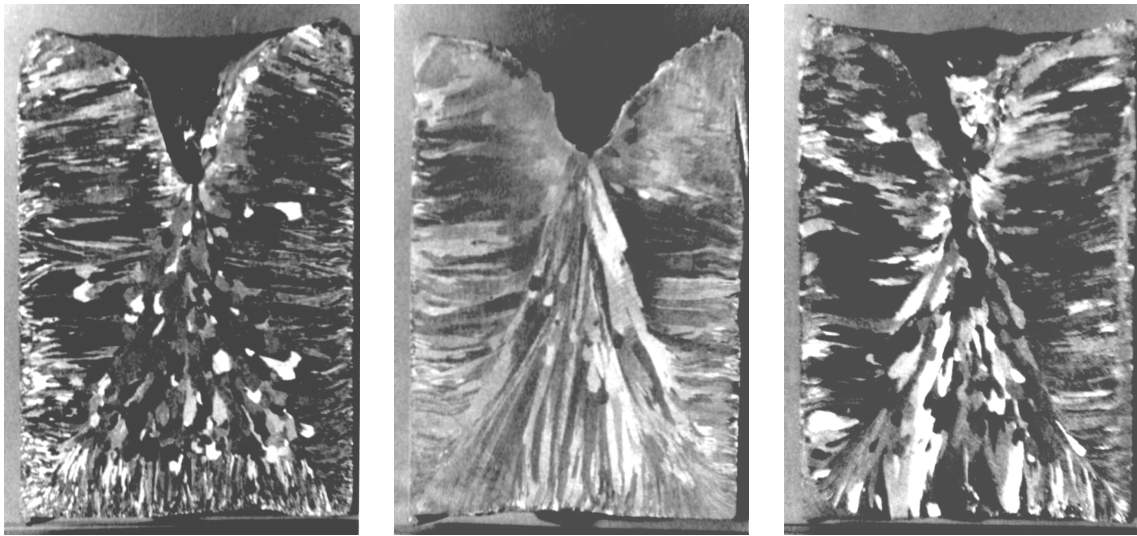
## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Os lingotes de alumínio, zinco, Al-33Cu e Zn-5Al foram obtidos em lingoteira cilíndrica de aço carbono ABNT 1045 com 62 mm de diâmetro médio, 5 mm de espessura e 102 mm de altura. O resfriamento do metal líquido foi monitorado através de termopares até as temperaturas de vazamento de interesse correspondentes a superaquecimentos de zero, 10% e 20% acima da temperatura de fusão de cada material. No caso das ligas eutéticas, com o objetivo de manter-se uma mistura com concentração de soluto aproximadamente uniforme, ou seja, a fim de não permitir a segregação de soluto, foi procedida uma agitação permanente no líquido até o momento do vazamento nas respectivas temperaturas. Após o processo de obtenção dos lingotes, estes foram submetidos a um processo de preparação de superfície e posteriormente polidos e atacados com reagentes específicos (Rocha, 1998; Peralta, 1998). Finalmente, as macroestruturas reveladas foram fotografadas em tamanho natural e com iluminação adequada.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 3.1. Materiais puros

Inicialmente serão analisadas as macroestruturas dos materiais puros a partir da variação do superaquecimento, isto é, zero, 10% e 20% acima da temperatura de fusão do alumínio e do zinco. Os resultados obtidos encontram-se apresentados, respectivamente, nas figuras 2 e 3. A macroestrutura obtida para o alumínio sem superaquecimento, mostrada na figura 2(a), apresenta grãos colunares bastante alongados, localizados próximos à interface metal/molde, com forte orientação preferencial em direção ao centro do lingote. Observa-se, também, a formação de grãos equiaxiais centrais de grandes dimensões e sem orientação preferencial localizados no centro da peça. Por outro lado, no lingote de zinco, mostrado na figura 3(a),



( a )

( b )

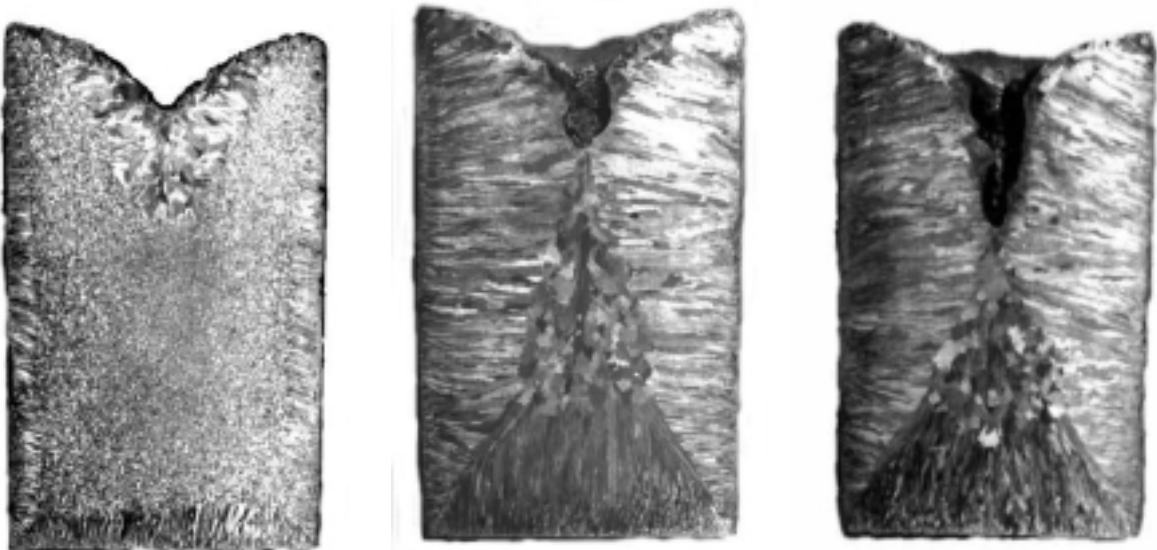
( c )

**Figura 2.** Macroestruturas obtidas para o alumínio solidificado a partir de diferentes níveis de superaquecimento.

( a ) Nulo (660 °C)

( b ) 10% acima da temperatura de fusão (725 °C)

( c ) 20% acima da temperatura de fusão (790 °C)



( a )

( b )

( c )

**Figura 3.** Macroestruturas obtidas para o zinco solidificado a partir de diferentes níveis de superaquecimento.

( a ) Nulo (420 °C)

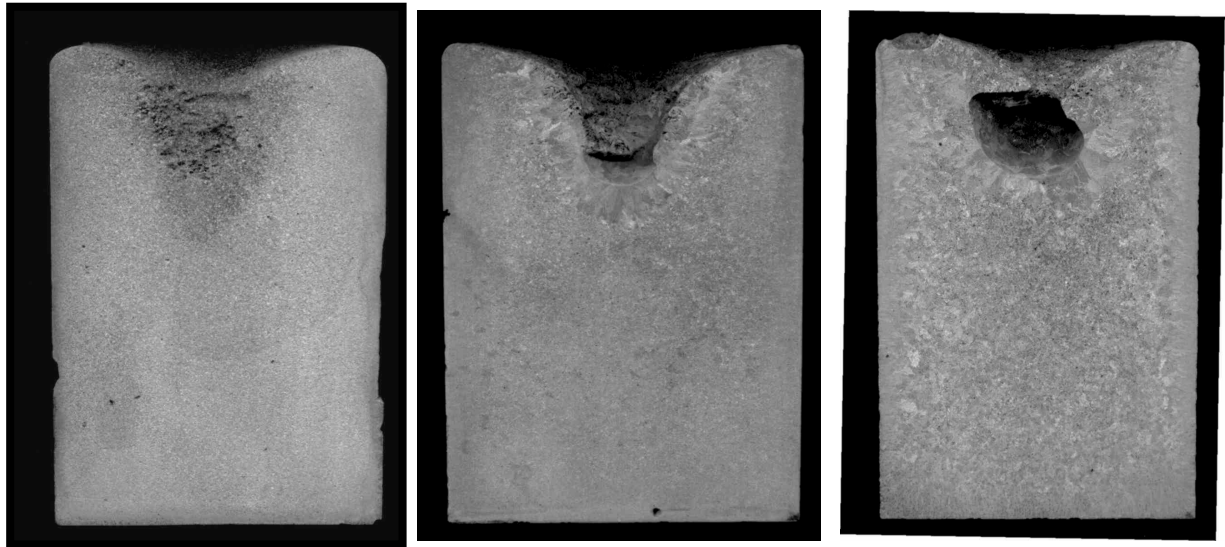
( b ) 10% acima da temperatura de fusão (462 °C)

( c ) 20% acima da temperatura de fusão (504 °C)

verifica-se a presença da zona equiaxial em quase toda a superfície do lingote, constituída de grãos de pequenas dimensões e distribuídos aleatoriamente em sua região central. Contudo, nota-se também a presença da zona colunar em quantidade relativamente pequena, com grãos de dimensões reduzidas e orientados preferencialmente segundo a direção da extração de calor. De acordo com as teorias existentes sobre o assunto, essa condição é particularmente viável em lingotes obtidos a partir de baixas temperaturas de vazamento que possibilitam a nucleação, em todo o volume do líquido, de grãos equiaxiais interrompendo portanto o crescimento dos grãos colunares conforme propõem as Teorias do Showering (Southin, 1967) e do Big- Bang (Biloni & Chalmers, 1968). No que se refere aos lingotes de zinco e alumínio obtidos com 10% de superaquecimento, observa-se que a macroestrutura do alumínio é constituída somente de grãos colunares bastante grosseiros e alongados, localizados a partir da interface metal/molde, com forte orientação preferencial em direção ao centro da peça, conforme apresentado na figura 2(b). No lingote de zinco, mostrado na figura 3(b) e obtido nas mesmas condições de solidificação, verifica-se o significativo efeito do superaquecimento na formação da zona colunar constituída igualmente de grãos de grandes dimensões, bastante alongados e orientados da periferia para o centro do lingote. Nota-se, também, a presença de grãos equiaxiais grosseiros localizados na região central da peça, fato não verificado para o alumínio. As macroestruturas para o alumínio e zinco, obtidas a partir de temperaturas de vazamento correspondentes a 20% de superaquecimento são apresentadas, respectivamente, nas figuras 2(c) e 3(c). Observa-se, nos dois casos, a elevada presença de grãos colunares bastante grosseiros, alongados, distribuídos em toda a seção longitudinal dos lingotes e com forte orientação preferencial em direção ao centro dos mesmos. A zona equiaxial, no caso, se apresenta somente no zinco sendo localizada no centro do lingote, possuindo grãos de grandes dimensões e sem orientação preferencial.

### **3.2. Ligas eutéticas**

Verifica-se que a macroestrutura obtida para a liga eutética Al-33Cu correspondente ao superaquecimento nulo, mostrada na figura 4(a), é constituída de grãos equiaxiais de dimensões bastante reduzidas, sem orientação preferencial e distribuídos uniformemente em toda a seção do lingote. Nota-se, contudo, que o aumento progressivo do superaquecimento estimula tanto a discreta presença de grãos colunares localizados próximo ao rechepe, figura 4(b), como a tendência no sentido de aumentar o tamanho médio dos grãos equiaxiais em toda a superfície da peça, conforme indica a figura 4(c). No que se refere aos lingotes do eutético Zn-5Al, observa-se que aquele obtido sem superaquecimento, mostrado na figura 5(a), apresenta uma macroestrutura semelhante àquela observada para o eutético anterior, solidificado nas mesmas condições. O fato de ambas as macroestruturas encontrarem-se particularmente bastante refinadas pode ser explicado através da existência de elementos residuais na composição química dos eutéticos estudados atuarem como potentes substratos de nucleação dos mesmos incentivando o mecanismo da nucleação extensiva (Rocha,1998; Peralta, 1998). Por outro lado, verifica-se que à medida que o superaquecimento se eleva, passam a ocorrer mecanismos de ativação da zona colunar originando assim grãos, a partir da interface metal/molde, com direção preferencial correspondente a da extração de calor pelo molde e cujas dimensões aumentam com o nível de superaquecimento, conforme mostrado nas figuras 5(b) e 5(c). Assim, apesar dos efeitos impostos pelo aumento progressivo da temperatura de vazamento do líquido passarem a predominar sobre os efeitos proporcionados pela nucleação extensiva nos eutéticos estudados, os mesmos exercem influências bastante diferentes nos referidos materiais.



( a )

( b )

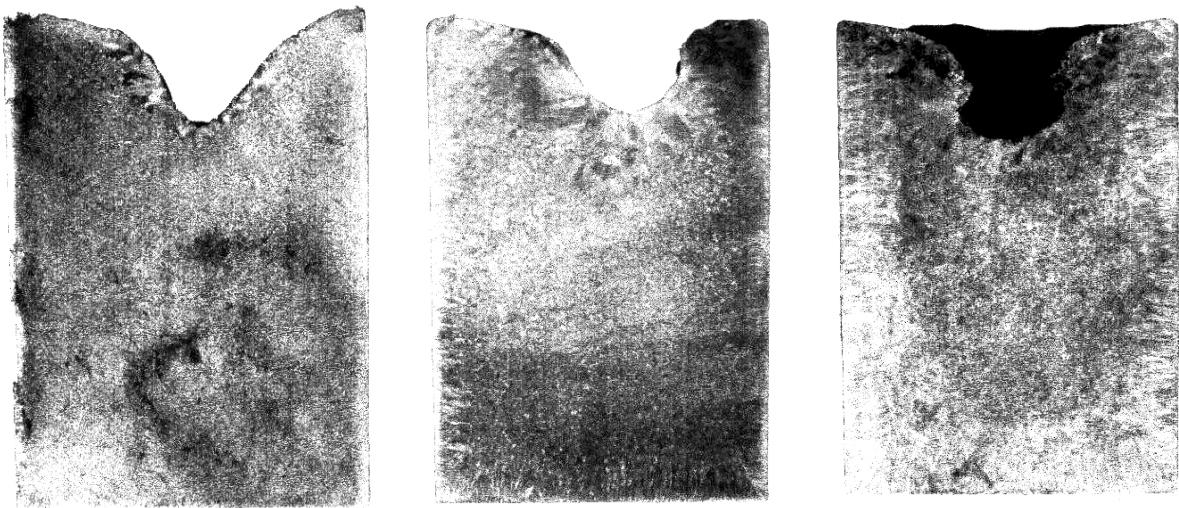
( c )

**Figura 4.** Macroestruturas obtidas para a liga Al-33Cu solidificada a partir de diferentes níveis de superaquecimento.

( a ) Nulo (548 °C)

( b ) 10% acima da temperatura de fusão (602 °C )

( c ) 20% acima da temperatura de fusão (657 °C)



( a )

( b )

( c )

**Figura 5.** Macroestruturas obtidas para a liga Zn-5Al solidificada a partir de diferentes níveis de superaquecimento.

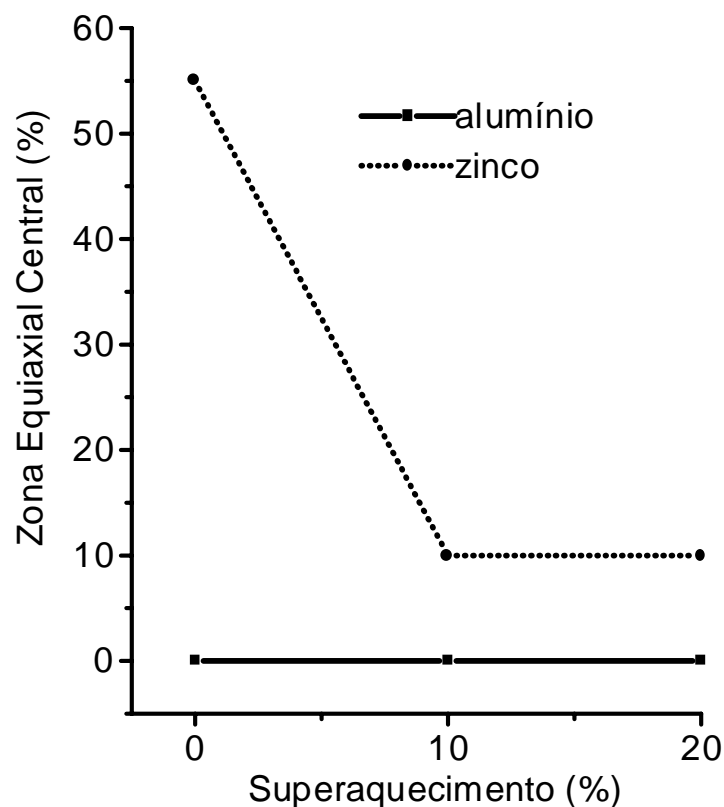
( a ) Nulo (382 °C)

( b ) 10% acima da temperatura de fusão (420 °C)

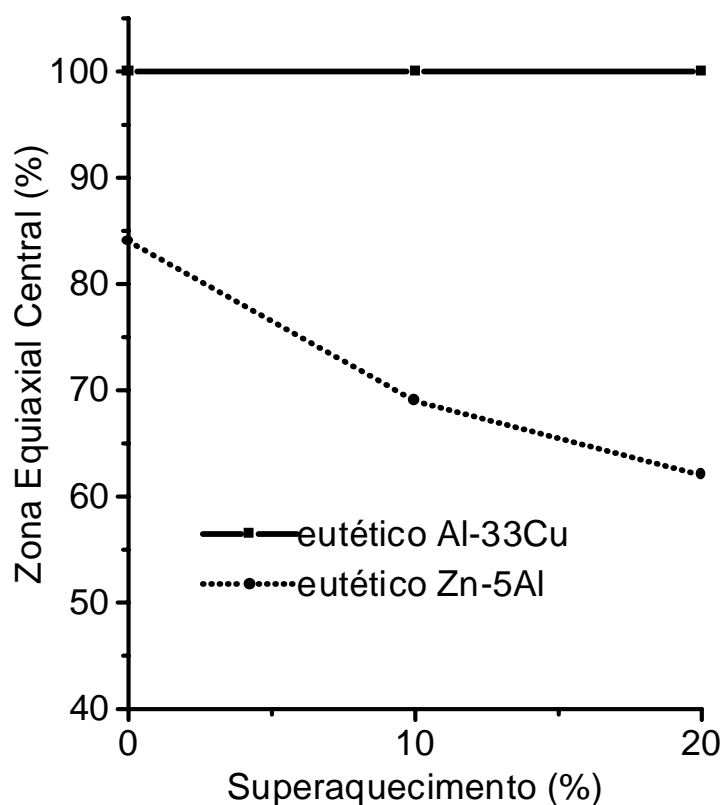
( c ) 20% acima da temperatura de fusão (458 °C)

### 3.3 Análise comparativa

A figura 6 apresenta uma análise comparativa da porcentagem da zona equiaxial formada no alumínio e no zinco em função do grau de superaquecimento. De acordo com a mesma, nota-se que para o alumínio, nas condições de solidificação assumidas, não ocorreu qualquer formação da referida zona, ou seja, as respectivas macroestruturas mostram-se completamente colunares. No caso do zinco, contudo, observa-se a significativa influência do superaquecimento no sentido de inibir os mecanismos de formação da zona equiaxial. Finalmente, a figura 7 apresenta a mesma análise comparativa para os eutéticos Al-33Cu e Zn-5Al. Assim, para o eutético Al-33Cu, verifica-se que a elevação do grau de superaquecimento apesar de contribuir para o discreto aumento do tamanho do grão equiaxial, conforme visto anteriormente, não incentiva a formação da zona colunar. Por outro lado, o mesmo não ocorre no eutético Zn-5Al uma vez que o superaquecimento exerce uma forte influência no sentido de inibir a formação dos grãos equiaxiais e estimular o crescimento colunar.



**Figura 6.** Análise comparativa da porcentagem da zona equiaxial formada no alumínio e no zinco em função do superaquecimento.



**Figura 7.** Análise comparativa da porcentagem da zona equiaxial formada nos eutéticos Al-33Cu e Zn-5Al em função do superaquecimento.

#### 4. CONCLUSÃO

Para o alumínio podemos concluir que o aumento progressivo do superaquecimento não se constitui em um fator importante na formação da zona colunar. Os efeitos proporcionados pelo superaquecimento no zinco, contudo, em função das diferentes propriedades físicas apresentadas pelos referidos materiais e não levadas em conta pelas diversas teorias propostas sobre o assunto, são bastante significativos e parecem permanecer constantes a partir de um determinado valor atribuído ao mesmo. No que se refere às macroestruturas obtidas para as ligas eutéticas estudadas podemos afirmar que a presença de soluto, na ausência de superaquecimento, contribui fortemente para a formação da zona equiaxial central ativando, portanto, certos mecanismos como o da separação de cristais. No entanto, à medida que o superaquecimento aumenta, podemos observar um comportamento bastante diferente para os eutéticos em questão, ou seja, enquanto a quantidade de zona equiaxial na liga Al-33Cu permanece inalterada, na liga Zn-5Al ocorre uma forte inibição dos mecanismos de formação de grãos equiaxiais. Assim, os resultados apresentados neste trabalho para os eutéticos estudados mostram, ao contrário do que as teorias sobre o assunto estabelecem, que certos mecanismos de formação da zona equiaxial podem ser válidos somente para alguns materiais desde que obtidos a partir de determinadas condições de solidificação.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Biloni, H.; Chalmers, B., 1968, "Origin of the Equiaxed Zone in Small Ingots", *Journal of Material Science*, V. 3, p. 139.

- Chalmers, B; Walton, D., 1959, “ The Origin of the Preferred Orientation in the Columnar Zone of Ingots”, Transactions of the Metallurgical Society AIME, V. 215, p.447.
- Chiaverini, V., 1994, “O Papel da engenharia na era dos materiais”, III Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste, Belém, PA, Brasil, p.65-68,.
- Ohno, A., 1976, “The Solidification of Metals”, Chijin Shokan, Co. Ltd. , Japan,.
- Peralta, J. L., 1998, “Influência do Superaquecimento e da Vazão de um Gás Inerte no Refino de Grão do Zn e do Eutético Zn-5Al”, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Belém, PA, Brasil, 121 p.
- Quaresma, J. M. V., 1999, “Correlação entre Condições de Solidificação, Microestrutura e Resistência Mecânica”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 180p.
- Rocha, O. F. L., 1998, “Influência do Superaquecimento e da Vazão de um Gás Inerte na Formação da Macroestrutura de Solidificação do Alumínio e do Eutético Al-33Cu”, Tese de Mestrado Universidade Federal do Pará, Belém, PA, Brasil, 159 p.
- Santos, C. A., 1997, “Influência da Taxas Direcionais de Resfriamento na Evolução da Solidificação em Sistemas Metal/Molde”, Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 125p.
- Siqueira, C. A. F., 1998, “Influência da Pressão e da Vazão de um Gás Inerte na Macroestrutura de Solidificação do Alumínio em Lingoteiras de Dimensões Variadas”, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Belém, PA, Brasil, 168p.
- Southin, R. T., 1967, “ Dynamic Nucleation of Solidifying Metals”, Transactions of the Metallurgical Society AIME, V.236, p.30 .
- Vives, C., 1996, “Effects of Forced Electromagnetic Vibrations during the Solidification of Aluminium Alloys”: Part I e II, Metallurgical Transactions, V. 27 B, p.445-454.
- Wang, C.Y.; Beckermann C., 1996, “Equiaxed Dendritic Solidification with Convection”, Metallurgical Transactions., V. 27 A, p. 2754-2792.

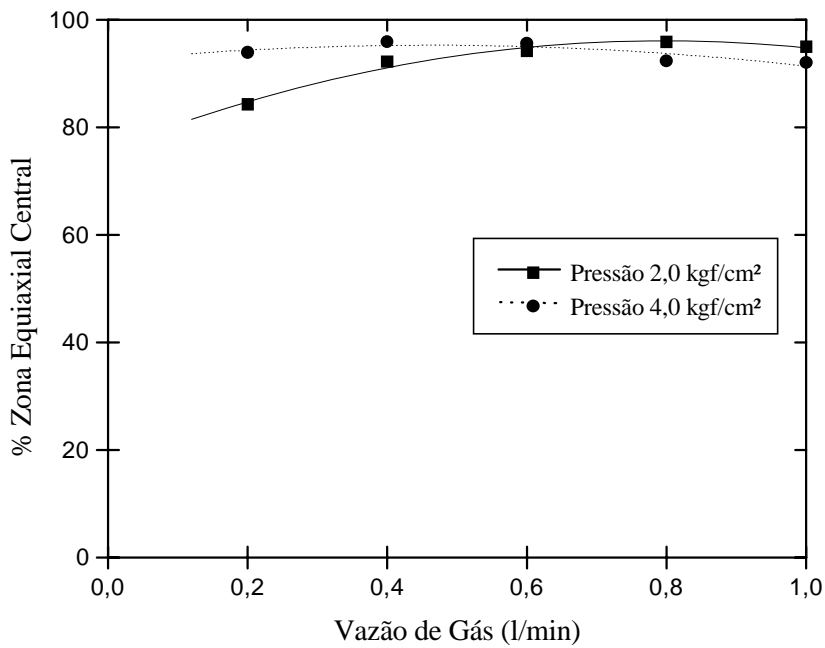


#### 4. CONCLUSÕES

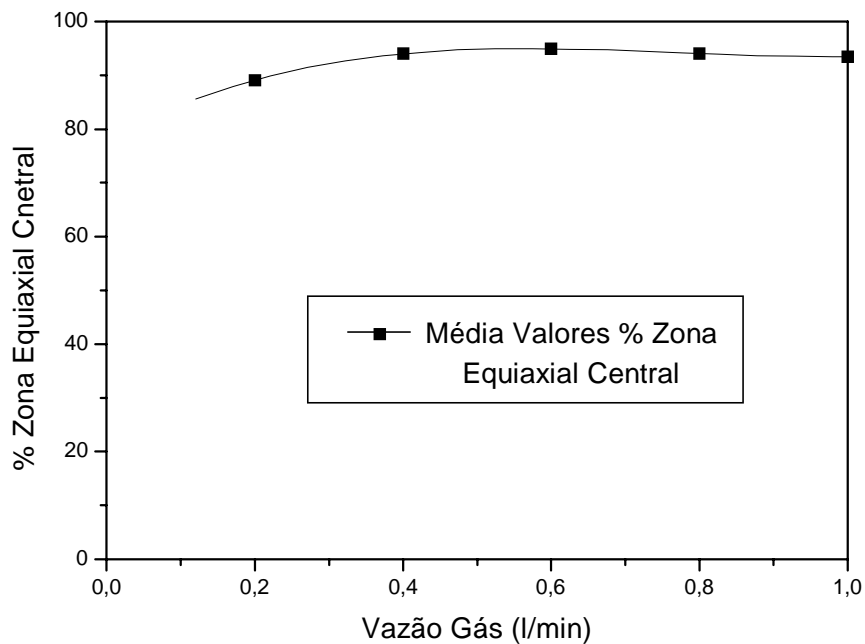
Os resultados encontrados neste trabalho, segundo as condições de solidificação assumidas e o tipo de lingoteira adotado, permitem concluir que o aumento progressivo da vazão de hélio não implica, necessariamente, na diminuição do diâmetro do grão do alumínio fato que parece contrariar algumas teorias tradicionais existentes na literatura que consideram os efeitos proporcionados pela convecção forçada como um mecanismo fundamental para a obtenção de estruturas equiaxiais refinadas. A porcentagem de formação da zona equiaxial central aumenta à medida que se elevam os valores da vazão de gás. Aumentos progressivos nos valores da pressão do gás de injeção, considerando-se os mesmos valores para a vazão do referido gás, tendem a contribuir para o aumento da quantidade de zona equiaxial central.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Chiaverini, V., 1994, “O Papel da Engenharia na Era dos Materiais”, Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte – Nordeste, Vol. I, Belém - PA, Brasil, pp.65-68.
- Gandim, A., Rappaz, M., West, D. and Adams, B.L., 1995, “Grain Texture Evolution During The Columnar Growth Of Dendritic Alloys”, Metallurgical Transactions, Vol. 26 A, pp. 1543-1548.
- Mohanty, P.S. and Gruzleski, J.E., 1995, “Mechanism of Grain Refinement in Aluminium”, Acta Metall. Mater., Vol. 43, nº. 5, pp. 2001-2012.
- Morando et al., 1970, “The Development of Macrostructure in Ingots of Increasing Size”, Metallurgical Transactions, Vol. 1, pp. 1407-1412.
- Ohno, A., 1976, “The Solidification of Metals”, Ed. Chijin Shokan Co. Ltda., Tokyo, Japan, 144p.
- Oliveira, C.S. and Gonzalez, C.H., 1998, “Determinação do Tamanho de Grão de uma Liga de Alumínio Al-Mg-Si, Via Análise Automática de Imagem”, Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte – Nordeste, Fortaleza-CE, Brasil, pp. 103-109.
- Wang, C.Y. and Beckermann, C., 1996 “Equiaxed Dendritic Solidification With Fluid Flow”, Metallurgical Transactions, Vol. 27 A, pp.229-234.
- Siqueira Filho, C.A., 1998, “Análise da Influência da Vazão e Pressão de um Gás Inerte na Formação da Macroestrutura de Solidificação do Alumínio em Lingoteiras de Dimensões Variáveis”, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Belém, PA, Brasil, 168p.

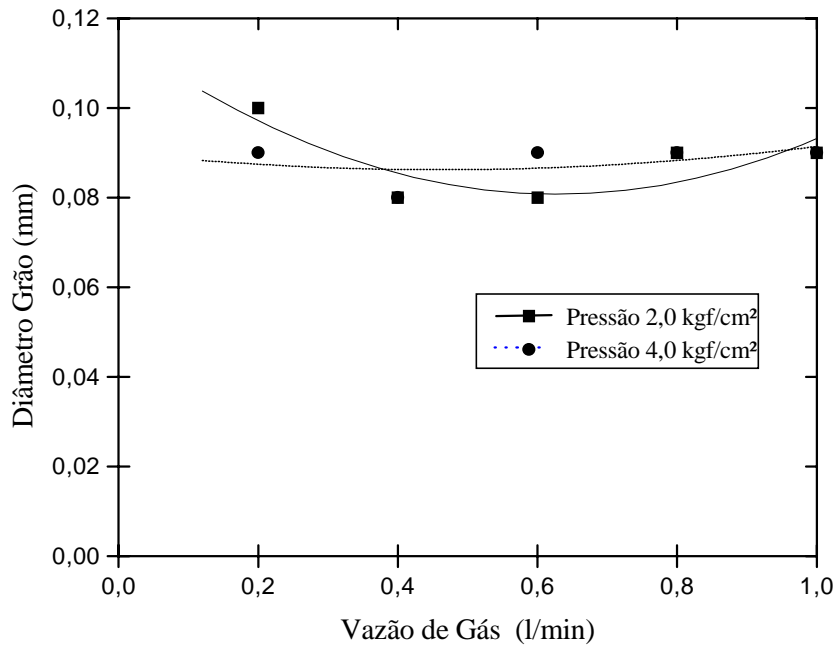


(a)

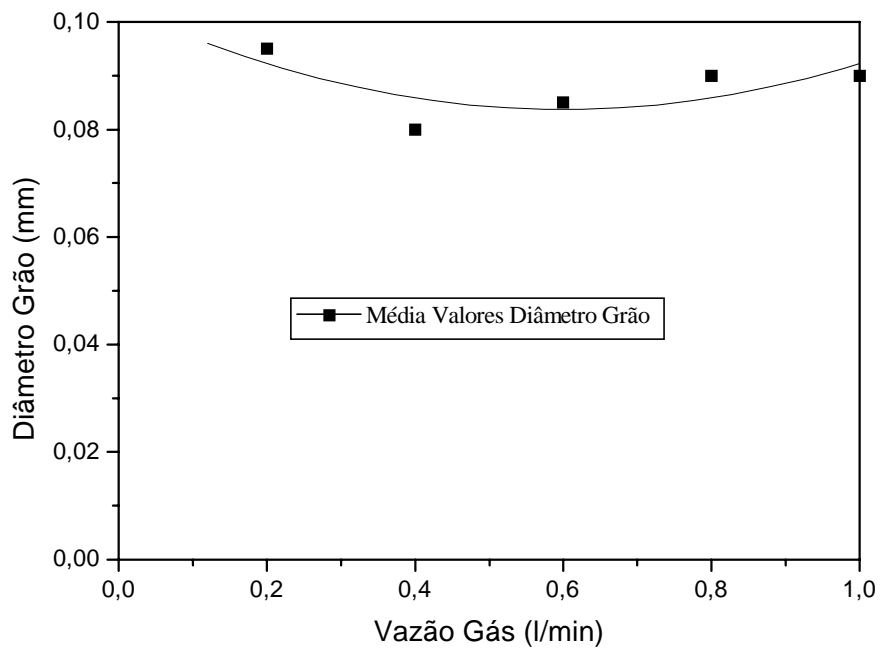


(b)

**Figura 5.** (a) Variação da porcentagem de formação da zona equiaxial central em função da vazão de hélio para o alumínio solidificado às pressões de 2,0 e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>.  
 (b) Variação média da porcentagem de formação da zona equiaxial central em função da vazão de hélio para o alumínio solidificado às pressões de 2,0 e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>.



(a)



(b)

**Figura 4.** (a) Variação do diâmetro do grão em função da vazão de hélio para o alumínio solidificado às pressões de 2,0 e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>.

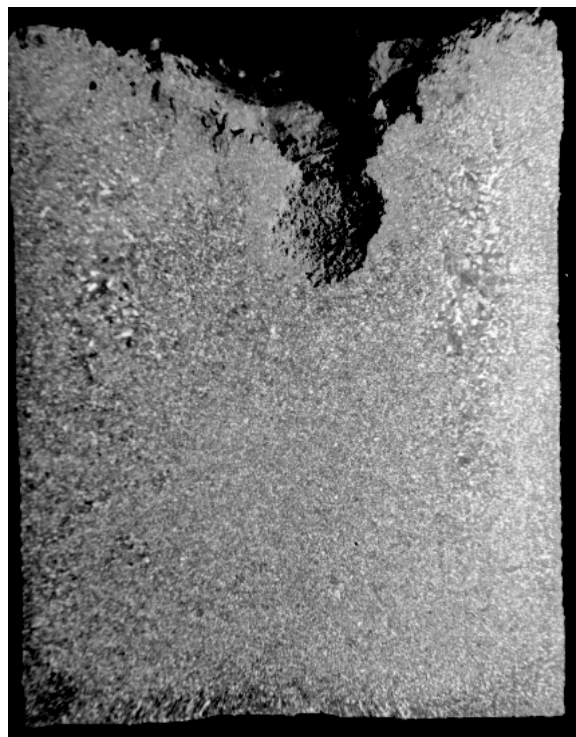
(b) Variação média do diâmetro do grão em função da vazão de hélio para o alumínio solidificado às pressões de 2,0 e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>.



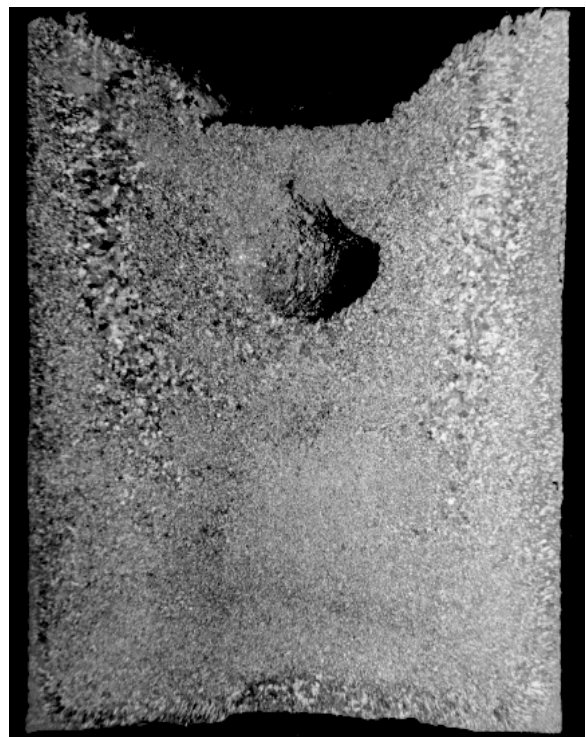
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 3.** Macroestruturas de solidificação do alumínio obtidas na pressão de  $4,0 \text{ kgf/cm}^2$  e vazões de hélio iguais a: (a) zero, (b)  $0,2 \text{ l/min}$ , (c)  $0,6 \text{ l/min}$  e (d)  $1,0 \text{ l/min}$  (dimensões reduzidas de  $2\times$ ).



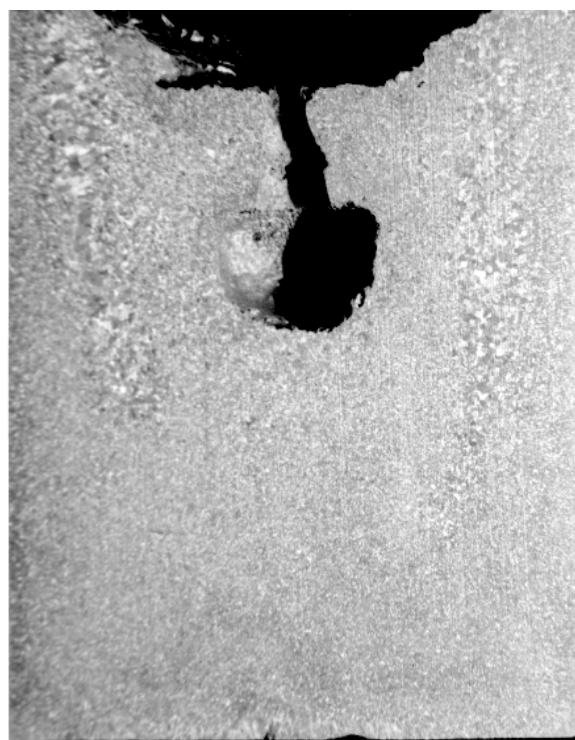
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 2.** Macroestruturas de solidificação do alumínio obtidas na pressão de  $2,0 \text{ kgf/cm}^2$  e vazões de hélio iguais a: (a) zero, (b)  $0,2 \text{ l/min}$ , (c)  $0,6 \text{ l/min}$  e (d)  $1,0 \text{ l/min}$  (dimensões reduzidas de 2x).

Após o processo de obtenção dos lingotes, estes foram cortados no sentido longitudinal e faceados em torno tipo universal a fim de possibilitar um melhor acabamento superficial dos mesmos. Em seguida, os lingotes foram polidos em lixadeira manual utilizando-se lixas d'água de carbeto de silício (SiC) de granulometrias variáveis (200, 320, 400 e 600 mesh). Posteriormente, foi realizada a limpeza das superfícies dos lingotes objetivando a eliminação de resíduos e manchas existentes nas mesmas. A seguir, estas superfícies foram atacadas com reagente químico cuja composição foi 320 ml de HCl, 160 ml de HNO<sub>3</sub> e 20 ml de HF. O ataque foi realizado com base no procedimento de atritar pequenas quantidades de algodão umedecidas no reagente contra a superfície dos lingotes até que as macroestruturas de solidificação desejadas fossem perfeitamente reveladas. Finalmente, as amostras foram fotografadas sem aumento e com iluminação adequada.

Para a verificação do tamanho do grão, foram retiradas da região central de cada lingote pequenas amostras para análise micrográfica, as quais foram polidas e atacadas com reagente apropriado e em seguida microfotografadas através de microscópio de luz refletida com aumento de 115 vezes para posterior contagem de grãos, através do Método do Intercepto (Norma NB – 1323 da ABNT). Finalmente os resultados obtidos foram plotados segundo o método de ajuste de curvas dos quadrados mínimos, através de uma função quadrática aproximando-se ao máximo da curva real que identifica o fenômeno físico.

### 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

As figuras 2 e 3 apresentam as macroestruturas obtidas para o alumínio solidificado segundo as condições descritas anteriormente. É conveniente ressaltar, que os lingotes indicados encontram-se com suas dimensões reduzidas em 2 vezes em relação ao seu tamanho original. A figura 4 (a) ilustra os resultados obtidos para a variação do diâmetro do grão em função da vazão do gás para o alumínio solidificado, nas pressões de 2,0 kgf/cm<sup>2</sup> e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>. Podemos observar que, na pressão correspondente a 2,0 kgf/cm<sup>2</sup>, o tamanho do grão equiaxial inicialmente diminui, atinge um valor mínimo e volta a crescer. Por outro lado, para a pressão equivalente a 4,0 kgf/cm<sup>2</sup> verificamos que a dimensão do grão independe dos valores de vazão de gás adotados. Em ambos os casos, os resultados apresentados contrariam determinados princípios de ativação de mecanismos de formação da zona equiaxial central, existentes na literatura (Ohno,1976). A figura 4 (b) mostra a média dos valores do diâmetro do grão equiaxial em função da vazão do gás em ambas as pressões. Os resultados obtidos apresentam um comportamento semelhante àquele observado para o caso da pressão de 2,0 kgf/cm<sup>2</sup>, ou seja, o tamanho do grão equiaxial inicialmente diminui, atinge um valor mínimo e volta a crescer. Na figura 5(a) são apresentados os valores da porcentagem de formação da zona equiaxial central em função da vazão de hélio nas pressões de 2,0 kgf/cm<sup>2</sup> e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>. De acordo com os resultados observados podemos verificar que, no caso da pressão de 2,0 kgf/cm<sup>2</sup>, somente são obtidos significativos níveis de formação da zona equiaxial central para valores iguais ou superiores a 0,6 l/min. Para a pressão de 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>, no entanto, esses níveis já são alcançados a partir de pequenos valores atribuídos à vazão do gás, permanecendo praticamente constantes para os valores de vazão mais elevados. A figura 5 (b) mostra a média da porcentagem de formação da zona equiaxial central em função da vazão do gás em ambas as pressões. Segundo os resultados encontrados podemos afirmar que, no caso específico desta lingoteira e considerando as condições de solidificação estabelecidas, aumentos nos níveis de pressão de gás contribuem discretamente na formação da zona equiaxial central

distribuição de heterogeneidades existentes na estrutura do mesmo as quais são responsáveis pelas características mecânicas inferiores apresentadas pelas estruturas mais grosseiras.

Pelo exposto, fica evidenciada a dependência das propriedades de um material com relação à sua estrutura bem como a importância de se controlar o processo de solidificação com o objetivo de se obter determinadas características desejadas. Assim, este trabalho apresenta como principal objetivo analisar a influência da variação tanto da vazão como da pressão do gás hélio na transição colunar/equiaxial do alumínio em lingoteira cilíndrica de paredes finas.

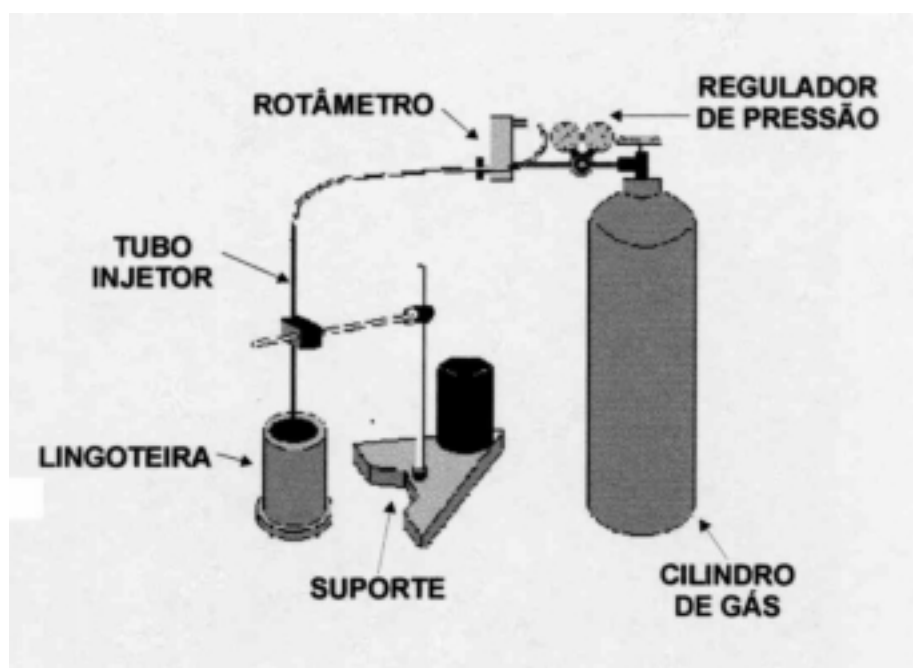
## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Na realização dos trabalhos experimentais foi utilizada uma lingoteira cilíndrica, fabricada de aço baixo carbono SAE 1020 conforme indicado na tabela abaixo

**Tabela 1.** Dimensões da lingoteira utilizada na obtenção dos lingotes.

Altura (mm)	Diâmetro (mm)	Espessura (mm)
142,5	120,0	15,0

Durante os experimentos, foram realizados vazamentos à temperatura de 660 °C utilizando-se quatro valores diferentes para vazões do gás hélio, para produção de convecção forçada no metal líquido, equivalentes a zero, 0,2 , 0,6 e 1,0 l/min nas pressões de 2,0 e 4,0 kgf/cm<sup>2</sup>. A interrupção do processo de injeção de gás ocorreu somente quando do término da solidificação do material. A profundidade do tubo injetor no interior do molde, foi determinada em função da altura do pé do rechupe observada no material estudado na referida lingoteira, sem a injeção do gás que, neste caso, correspondeu a 4,7 cm. O sistema de injeção de gás, constituído por um cilindro de alta pressão, rotâmetro, manômetro e tubo injetor de aço inox, é mostrado na figura 1.



**Figura 1.** Sistema de injeção e controle do gás hélio utilizado nos trabalhos experimentais.

# ANÁLISE DA IMPORTÂNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO E DA PRESSÃO DE HÉLIO NA TRANSIÇÃO COLUNAR/EQUIAXIAL DO ALUMÍNIO

Cláudio Alves de Siqueira Filho

Antonio Luciano Seabra Moreira

Universidade Federal do Pará – Departamento de Engenharia Mecânica – Centro Tecnológico, Belém, PA, Brasil. E-mail: luciano@amazon.com.br

## Resumo

A maioria dos materiais metálicos, com exceção daqueles processados pela metalurgia do pó, ao longo de seu processo de fabricação passa por transformações sólido/líquido. Logo, as características estruturais resultantes dos processos de fusão e solidificação exercem elevada influência sobre o desempenho dos mesmos. Assim, o material metálico pode apresentar, após o processo de solidificação, três zonas em sua macroestrutura, isto é, zona coquilhada, zona colunar e zona equiaxial central caracterizadas pela presença de grãos com diferentes dimensões, geometrias, orientação e distribuição sendo que o estudo das mesmas apresenta um elevado interesse metalúrgico, pois influenciam significativamente as propriedades mecânicas do produto final. Desta forma, o principal objetivo deste trabalho é realizar um estudo teórico-experimental sobre a influência da variação da pressão e da vazão do hélio na transição colunar/equiaxial do alumínio.

**Palavras-chaves:** Solidificação, Alumínio, Grão, Macroestrutura.

## 1. INTRODUÇÃO

Estudos desenvolvidos na área de metalurgia física demonstram que as propriedades mecânicas de um material metálico dependem, fundamentalmente de sua composição química, características físicas (rechupes, trincas, porosidades, etc.), número de fases presentes, presença de precipitados, espaçamentos interdendríticos, características estruturais (geometria, distribuição, dimensão e orientação dos grãos cristalinos), etc (Mohanty & Gruzleski, 1995), (Chiaverini, 1994) e (Morando et al., 1970). No que se refere a esta última particularidade, podemos afirmar que de modo geral um produto fundido apresenta três zonas estruturais que podem ser identificadas macroscopicamente como zona coquilhada, zona colunar e zona equiaxial central, cujas formações podem ser explicadas através de diversas teorias propostas e comprovadas anteriormente (Siqueira, 1998), (Oliveira & Gonzalez, 1998), (Ohno, 1976) e (Gandim et al., 1995). É conveniente salientar que a presença dessas diferentes zonas estruturais promovem um elevado grau de anisotropia no material, o que não é desejável. Logo, são então investigadas estruturas totalmente homogêneas, capazes de atender as necessidades exigidas pela engenharia através do desenvolvimento de técnicas baseadas, principalmente, em processos mecânicos e químicos cujo objetivo é estimular as propriedades de interesse de um material bem como inibir aquelas consideradas prejudiciais ao mesmo em um determinado tipo de aplicação (Wang & Beckermann, 1996). Assim, em quase todas as aplicações práticas, com exceção de algumas de caráter bastante específico, é necessária a utilização de estruturas com grãos pequenos e equiaxiais. Tais estruturas são isotrópicas e suas propriedades são, comprovadamente, superiores. Para o desenvolvimento das mesmas, entretanto, torna-se necessário suprimir o crescimento colunar por meio do estímulo de condições favoráveis à formação de núcleos equiaxiais. Os efeitos do tamanho de grão nas propriedades de um material parecem resultar, em princípio, de modificações na



## COMPONENTE CERÂMICO (GUIA-FIO) OBTIDO PELO PROCESSO DE MOLDAGEM POR INJEÇÃO A BAIXA PRESSÃO

**Maria Rosimar de Sousa**

**Ricardo E. Q. Nogueira**

**Wilson Acchar**

Instituto Centro de Ensino Tecnológico - CENTEC, 62.930-000, Limoeiro do Norte, CE, Brasil, E-mail: [rosimar1@yahoo.com](mailto:rosimar1@yahoo.com)

### Resumo

Este trabalho tem como objetivo descrever o processo de moldagem cerâmica por injeção a baixa pressão aplicado na fabricação de um componente cerâmico (guia-fio) utilizado na indústria têxtil. Os materiais utilizados (pó cerâmico e veículo orgânico) são de fácil obtenção no mercado nacional. Foi elaborado e desenvolvido um veículo orgânico regional de baixa viscosidade a base de cera de carnaúba, compatível com a injeção de pós cerâmicos. Foi projetado e construído um molde simples de duas cavidades em aço baixo carbono para injeção do guia-fio. As peças injetadas foram testadas quanto à homogeneidade da mistura. A remoção do veículo orgânico foi realizado por degradação térmica em forno controlado e as rampas utilizadas para a programação foram determinadas por meio de ensaios termogravimétricos. As peças sinterizadas apresentaram uma densificação de 93% da densidade teórica e dureza média comparável à literatura. A microscopia eletrônica de varredura (MEV) revelou uma microestrutura homogênea.

**Palavras-chave:** Moldagem, Baixa-pressão, Cerâmica, Veículo Orgânico.

### 1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos tem havido um crescente interesse em materiais cerâmicos, devido à abundância de suas matérias-primas e às propriedades específicas que podem apresentar. Estas propriedades especiais que caracterizam os materiais cerâmicos, tais como refratariedade alta, resistência ao desgaste, resistência mecânica em temperatura elevada, bem como as propriedades elétricas e magnéticas, tornam-se interessantes na aplicação em diversos segmentos da indústria (Asanabe, 1988).

A produção de guia-fios para indústria têxtil é um exemplo de aplicação de cerâmicas avançadas na fabricação de peças pequenas e complexas, empregadas em larga escala. A obtenção dessas peças é feita através de processos tais como colagem, prensagem, extrusão e injeção cerâmica (Macéa *et al.*, 1989).

Este trabalho tem por objetivo principal estudar as etapas do processo de moldagem por injeção a baixa pressão, nas proporções de 80%  $Al_2O_3$  e 20% de veículo orgânico, em peso, a fim de avaliar uma matéria-prima regional, a cera de carnaúba, como adequada e competitiva para utilização na moldagem de peças cerâmicas.

## 2. MOLDAGEM CERÂMICA POR INJEÇÃO (MCI)

A idéia básica da MCI de misturar pós cerâmicos sob estado plástico, através de adição de um meio viscoso e prensar a mistura na forma desejada dentro de um molde, não é completamente nova (Batalha, 1991). Surgiu no final do século XIX e se desenvolveu como o principal processo de conformação da indústria de plásticos (Mangels & Trela, 1984). A MCI foi usada pela primeira vez como um processo de fabricação de cerâmicas no final dos anos 20, na produção de velas de ignição para automóveis (Schwartzwalder, 1949). Como não havia uma tecnologia capaz de superar os problemas técnicos desse processo, os fabricantes de velas de ignição optaram por outros processos alternativos como a prensagem isostática (Edirisinghe & Evans, 1987).

A mistura a ser utilizada na MCI tem de preencher algumas condições básicas, como propiciar uniformidade de dispersão e promover um fluxo mais satisfatório, favorecendo desta forma uma uniformidade de enchimento do molde. Geralmente, os veículos orgânicos são constituídos por compostos orgânicos poliméricos de baixo peso molecular (alto índice de fluidez) e são os preferidos por se adequarem mais ao critério de baixa viscosidade. A quantidade do veículo orgânico na mistura com o pó para injeção varia entre 15% e 50% em volume (German, 1991).

As características de fluência da mistura, sua molhabilidade subsequente e a qualidade da peça final, dependem da homogeneidade da mistura (Mutsuddy, 1995). A etapa de moldagem é feita com equipamentos essencialmente iguais aos usados em moldagem de plástico (Batalha, 1991). Antes de proceder a sinterização, o veículo orgânico tem que ser removido. É uma etapa crítica no processo de moldagem cerâmica por injeção, pois nessa etapa pode ocorrer o surgimento de defeitos causados por tensões internas, evolução de gases e torção. Por último, temos a etapa de sinterização que proporciona a difusão dos átomos para os vazios deixados pela saída do veículo orgânico, propiciando a retração e a densificação da peça. A qualidade final da peça produzida é função de todas as etapas, ou seja, defeitos criados em etapas intermediárias, podem não serem corrigidos posteriormente.

## 3. MÉTODOS E PROCEDIMENTOS

### 3.1 Pó cerâmico

A alumina utilizada neste trabalho foi uma alumina comercial calcinada A-2011SG (ALCOA do Brasil), obtida pelo processo *Bayer*. As principais características do pó, são apresentadas na Tabela 1. Não foi utilizado no trabalho nenhum aditivo para auxiliar a sinterização posterior das peças injetadas.

**Tabela 1.** Principais características do pó (Alcoa, 1998).

CARACTERÍSTICAS DA ALUMINA APC-2011SG	
QUÍMICAS	(%)
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	99,4
SiO <sub>2</sub>	0,04
FeO <sub>3</sub>	0,04
Na <sub>2</sub> O	0,11
Umidade (300° C)	0,2
Perda ao fogo (300 – 1100° C)	0,1
FÍSICAS	
Tamanho médio de Partícula (µm)	2,6
Área superficial específica (m <sup>2</sup> /g)	1,4
Densidade sinterizada (g/cm <sup>3</sup> )	3,96

### 3.2 Formulação do veículo orgânico

O veículo orgânico utilizado é composto por cera de carnaúba, polietileno e ácido esteárico. Selecionou-se três composições diferentes conforme a Tabela 2. A cera de carnaúba, usada como componente majoritário, é classificada pelo fabricante como sendo do tipo 1, cuja característica é apresentar a cor amarela. Obtida do olho da palmeira, a cera foi cedida pela empresa J. Maehlman Agent Comercio Exterior -Assu-RN. O polietileno de baixa densidade (HI-865 da OPP Poliofinas S.A), de uso industrial, foi utilizado como componente plastificante. O ácido esteárico (P.M. de 284,49 da Vetec Química Fina LTDA), foi usado como componente surfactante.

**Tabela 2.** Formulação do veículo orgânico, (%) em peso.

Materiais	A (%)	B (%)	C (%)
Cera de Carnaúba	94	92	91
Polietileno	5	7	8
Ácido Esteárico	1	1	1
Total	100	100	100

### 3.2 Viscosidade

Os ensaios de viscosidade foram realizados utilizando um viscosímetro Brookfield LV-DVIII. Para a determinação da viscosidade do veículo orgânico foi desenvolvido um misturador para pequenas quantidades de material. Após serem devidamente pesados (num total de 7g), os componentes foram colocados no recipiente e misturados a uma temperatura de 140°C, por trinta minutos.

Na determinação da viscosidade da massa cerâmica (mistura pó cerâmico-veículo orgânico), a amostra a ser ensaiada era retirada diretamente do recipiente de mistura da injetora. A viscosidade foi determinada variando-se a taxa de cisalhamento aplicada, na temperatura de 140°C ( temperatura de injeção).

### 3.3 Injeção

A etapa de injeção foi realizada em injetora *Peltsman MIGL 33* semi-automática. O procedimento de injeção obedeceu aos seguintes passos: (a) alimentar e fechar o tanque; (b) acionar bomba de vácuo, moto-redutor, controlador de temperatura e o temporizador, até alcançar o vácuo desejado, programar a temperatura e o tempo necessário; (c) desligar bomba de vácuo; (d) pressurizar o tanque; (e) posicionar o molde e acionar o pistão para travamento; (f) abrir válvula de injeção; (g) fechar válvula de injeção; (h) ejetar a peça moldada.

### 3.4 Remoção do veículo orgânico

A taxa de aquecimento para saída do veículo orgânico foi bastante lenta para não provocar ruptura nas peças. Da temperatura ambiente até 50°C, a taxa de aquecimento foi de 30°C/h e seguida de isotérmica por 12 horas; até alcançar 100°C utilizou-se a mesma taxa de aquecimento. Nesta temperatura anterior (100°C), permaneceu-se durante 12 horas, e a partir desta, a taxa de aquecimento foi de 5°C/h até atingir 380°C. Esta temperatura permaneceu por 24h. Finalizando, a taxa de aquecimento foi de 60°C/h até atingir a temperatura de 650°C. Após a remoção do veículo orgânico, a peça foi submetida ao processo de sinterização sendo

aplicado um gradiente de temperatura de 300<sup>0</sup>C/hora, concluindo a sinterização em 1650<sup>0</sup>C, permanecendo por um período de 2 horas nessa temperatura.

#### 4. RESULTADOS

A relação viscosidade-tensão de cisalhamento satisfaz aos critérios reológicos e permitiu que a mistura e a moldagem da peça ocorressem sem macrodefeitos. A Figura 1 apresenta a viscosidade dos veículo orgânico em função da taxa de cisalhamento aplicada, na temperatura de injeção de 140<sup>0</sup>C.

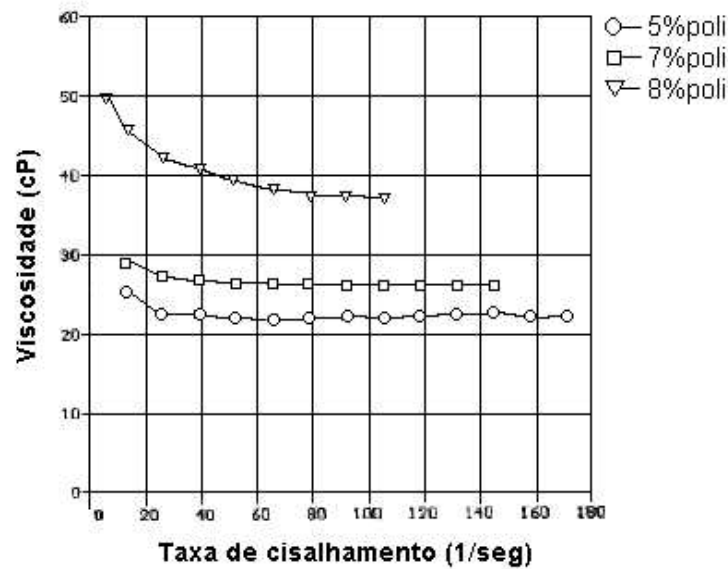


Figura 1. Viscosidade dos veículos orgânicos.

A Figura 2 apresenta a viscosidade das misturas em função da taxa de cisalhamento. Os ensaios foram realizados à temperatura de 140<sup>0</sup>C e com uma composição de 80% de alumina de 20% de veículo orgânico.

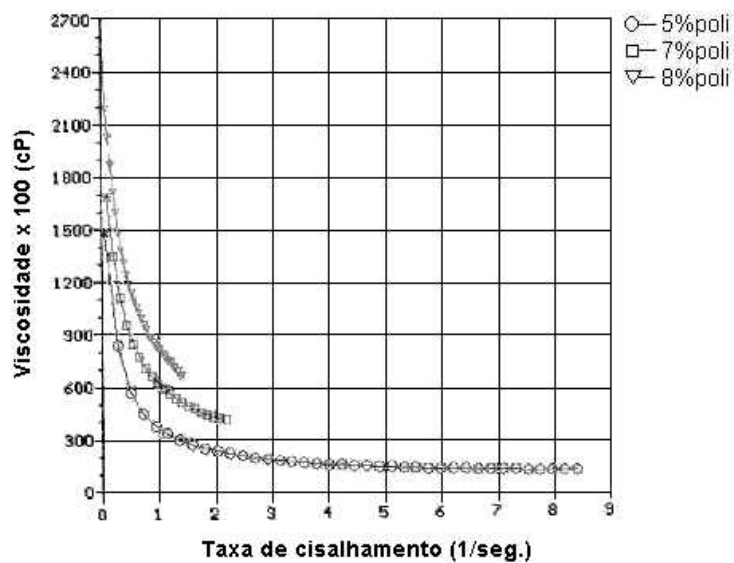


Figura 2. Viscosidade das misturas.

A fase de sinterização transcorreu sem a introdução de macrodefeitos. A Tabela 3 apresenta os valores do parâmetro de retração linear, obtidas através das medidas do corpo de prova nas fases de injeção e sinterização. Os resultados mostram pequena contração do material na fase de injeção, havendo uma maior contração na sinterização. Resultados semelhantes foram observados em outros trabalhos (Zorzi, 1996; Fortulan, 1993).

**Tabela 3.** Valores de retração linear.

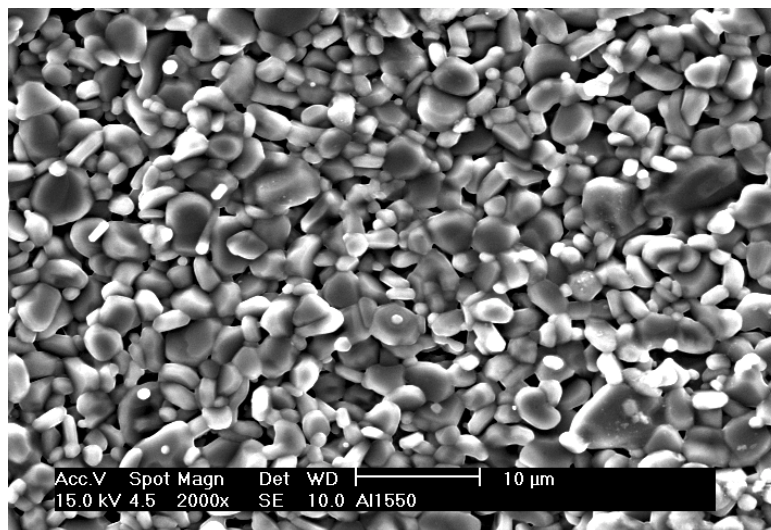
Retração linear média $\Delta L/L_0$ (%)	
Fase de injeção 2,24	Fase de sinterização 14,65

A porosidade dos corpos de prova mostrada na Tabela 4, apresentou um valor elevado para uma peça cerâmica de alumina, atribuído ao fato da quantidade de veículo orgânico ser elevado e ao tamanho do grão do pó utilizado.

**Tabela 4.** Valor da densidade média e porosidade.

Tempo (h)	Densidade Média ( $\text{g/cm}^3$ )	Porosidade (%)
2	$3,679 \pm 0,060$	$7,09 \pm 0,02$

As medidas de tamanhos de grão realizadas apresentaram tamanho médio de 2,44 , 2,15 e 2,05 $\mu\text{m}$ , verificando-se uma pequena variação nas dimensões. A estrutura uniforme do grão e o seu tamanho pequeno são características desejáveis para proporcionar aos corpos cerâmicos alta resistência.



**Figura 3.** Al-2011SG ataque térmico 1550<sup>0</sup>C - 1h - Tg 2,05 $\mu\text{m}$ .

Os valores da dureza superficial apresentados na Tabela 5, foram obtidos utilizando a técnica de impressão Vickers através de ensaios de 5 amostras, sendo realizadas 6 impressões em cada uma delas. A dureza média obtida foi de 1519  $\text{kg/mm}^2$  e desvio-padrão de 133, valores aceitáveis comparados com os da literatura, relatada na alumina A152-SG pelo

mesmo processo (Nogueira, 1992) e compatíveis com (Fanelli, 1989; Nogueira, 1992), todos obtidos pelo processo de moldagem de injeção e usando alumina A16-SG.

**Tabela 5.** Valores de dureza para a alumina.

	Dureza Vickers (HV)	
Dureza Média (HV) Obtida	Dureza Média (HV) Nogueira (1992)	Dureza Média (HV) Fanelli (1989)
1519 ± 133	1540 ± 55	1467 ± 91

## 5. CONCLUSÕES

A utilização de matérias-primas nacionais para o processo de injeção a baixa pressão foi demonstrada ser viável tecnicamente. O veículo orgânico desenvolvido a base cera de carnaúba evidencia o potencial na utilização desse material como componente majoritário na sua elaboração. As peças obtidas por injeção cerâmica são compatíveis com os obtidos em outros processos, com vantagens adicionais de flexibilidade e possibilidade de automação.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES.

## 7. REFERÊNCIAS

- Alcoa Alumínio S/A, 1994, “Calcined Alumina APC-2011”, São Paulo. /folder/.
- Asanabe. S., 1988, “Applications of Ceramic for Tribological Components, Materials and Design”, v. 9, n.5, p. 253-262.
- Batalha, G.F., 1991, “Conformação de Peças Metálicas pela Moldagem de Pós por Injeção (MPI) Técnica e Potencialidade”, COMPO-ABM, São Paulo, p.78-92.
- Edirisinghe, M.J., Evans, J.R.G., 1987, “Rheology of Ceramic Injection Moulding Formulations”, British Ceramic Transactions Journal, v.86, p.18-22.
- Fanelli, J. A., et al., 1989, “New Aqueous Injection Molding Process for Ceramic Powders”, J. Am. Ceramic Soc, v.72, p.1833-1836.
- Fortulan, C.A.; Purquerio, B. M., 1993, “O Processo de Injeção de Cerâmica”. In: Congresso Brasileiro de Cerâmica, Curitiba, 1993, *Anais*, Paraná, v.1, p.74-83.
- German, R.M., 1991, “Optimization of the Powder-Binder Mixture for Powder Injection Moulding”, Advances in Powder Metallurgy, v.3, p.51-66.
- Macéa, J. P., Macéa, J. R., Nano, R. H., 1989, “A Aplicação de Materiais Cerâmicos na Indústria Têxtil”, V conferência Nacional de Tecnologia Têxtil e de Confecção, CETIQT-RJ.
- Mangels, J.A., 1994, “Low-Pressure Injection Molding”, Caradyne Inc, v.73(5), p.37-42.
- Mutsuddy, B.C.; Ford, R. G., 1995, “Ceramic Injection Molding”, Chapman & Hall, London, U.K., p.7-245.
- Nogueira, R.E.F.Q., 1992, “Processing and Properties of Moulded Alumina Bodies”, Londres, 192p, Tese (Doutorado) - Brunel University.
- Schwartzwalder, K., 1949, “Injection molding of ceramic materials”, Amer. Ceram. Soc. Bull., v.28, p.459.

- Zorzi, J.E., 1996, “Conformação de Cerâmica de Alta Tecnologia com Formas Complexas”. Porto Alegre, 99p., Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

# COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NAS INTERFACES METAL/MOLDE E MOLDE/AMBIENTE RELATIVOS A SOLIDIFICAÇÃO DE LIGAS DO SISTEMA Sn-Pb EM MOLDES DE COBRE

**João de Deus da Costa Alves**  
**Fernando Antônio de Sá**  
**José Maria do Vale Quaresma**  
**Amauri Garcia**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66.075-970, Belém, PA, Brasil. E-mail:jmdovale@ufpa.br

## Resumo

O comportamento dos coeficientes de transferência de calor atuantes na interface metal/molde e molde/ambiente foi determinado através do método que confronta os perfis térmicos teórico e experimental, utilizando-se de um sistema de fundição com fluxo de calor unidirecional para o sistema Sn-Pb. Os perfis térmicos experimentais foram obtidos através de termopares instalados nas regiões de interesse, e seus resultados comparados com os resultados gerados por um modelo numérico baseado na técnica de diferenças finitas devidamente aferido em trabalhos anteriores. Bom acordo foi obtido entre as curvas experimentais e simuladas.

**Palavras Chave:** Condutância Térmica Metal/Molde e Molde/Ambiente; Condições de Solidificação; Espessura do molde e Modelagem Matemática.

## 1. INTRODUÇÃO

Sob o ponto de vista físico, a solidificação é um processo de mudança de fase no qual um metal puro ou uma liga metálica passa do estado líquido para o estado sólido. Essa mudança ocorre envolvendo troca de calor e massa, super resfriamento, liberação de calor latente e mudanças nas propriedades termofísicas das fases. Sendo a fase líquida mais energética que a fase sólida, para que haja a mudança de estado, é necessário que se retire energia do sistema metal/molde aumentando as forças coesivas entre os átomos do metal. Essa energia é o calor latente de solidificação cujo significado é a diferença na energia térmica ( entalpia ) entre os dois estados .

A solidificação é, portanto, um processo que envolve a transferência de calor, e a velocidade que esta ocorre interfere diretamente nas propriedades do metal solidificado. Portanto, a análise do processo de transferência de calor, a identificação das variáveis significativas, o estabelecimento e a determinação dos parâmetros de solidificação tornam-se essencialmente importantes tanto sob o ponto de vista teórico quanto prático.

O presente trabalho estuda o comportamento dos coeficientes de transmissão de calor e dos perfis térmicos nas interfaces metal/molde e molde/ambiente de ligas do sistema Sn-Pb por dois métodos: experimental e matemático.

Dada a importância da solidificação como meio de produção, e da necessidade da obtenção de materiais destinados a atender a crescente demanda industrial que vai desde a fabricação de semicondutores a monocristais de alta precisão, é que se tem direcionado



esforços de pesquisa nesta área, cujos resultados tem trazido relevantes contribuições tecnológicas à engenharia de materiais e a indústria.

## 2. ANÁLISE MATEMÁTICA DA SOLIDIFICAÇÃO

Tendo em vista a natureza do processo de solidificação que ocorre segundo uma transmissão de calor do tipo não estacionária, a análise matemática do problema conduz a equações diferenciais de soluções complexas. A literatura cita “Métodos Analíticos Exatos” e “Métodos Analíticos Aproximados” para solução das equações, entretanto tais métodos admitem condições de contorno que levam a soluções limitadas sob o ponto de vista prático porque afastam o problema de sua realidade física. Por outro lado, métodos numéricos, como o das diferenças finitas (MDF), discretizam o tempo e o espaço obtendo-se soluções tão refinadas quanto desejado. Neste trabalho, o MDF foi utilizado para simular as curvas representativas dos parâmetros de solidificação para posterior comparação com resultados experimentais.

A análise da transferência de calor por MDF nos sistemas metal/molde e molde ambiente durante a solidificação foi desenvolvida a partir da Equação Geral da Condução de Calor.

### 2.1. Método das Diferenças Finitas

Aplicando-se à Equação Geral do Calor as aproximações por diferenças finitas, e utilizando-se a analogia físico numérica entre um sistema térmico e um sistema elétrico na qual se transforma a malha de diferenças finitas de elementos térmicos à elementos elétricos; chega-se à equação (1) [Quaresma, 1999]; [Spim Jr., J.A. & Garcia, A., 1995]; [Santos, C.A.; Spim Jr., J.A.; Quaresma, J.M.V. & Garcia, A., 1996]

$$T_i^{n+1} = \left( \frac{\Delta t}{\tau_{Qi}} \right) T_{i+1}^n + \left( 1 - \frac{\Delta t}{\tau_{QDi}} \right) T_i^n + \left( \frac{\Delta t}{\tau_{Di}} \right) T_{i-1}^n \quad (1)$$

onde,  $\tau_{Qi}$  = carga;  $\tau_{Di}$  = descarga; e  $\tau_{Qdi}$  = carga / descarga

### 2.2. Interface molde/ambiente

O valor da resistência térmica na interface Molde Ambiente é dada por:

$$R_{M/A} = \frac{1}{(h_R + h_C)A_T} \quad (2)$$

onde,  $h_R$  = coeficiente radiativo [ $W/m^2.K$ ];  $h_C$  = coeficiente de convecção do gás [ $W/m^2.K$ ];

e  $A_T$  = área de troca térmica [ $m^2$ ].

Para o cálculo do coeficiente radiativo tem-se que:

$$h_R = \sigma \cdot \epsilon (T_{EM} + T_0) (T_{EM}^2 + T_0^2) \quad (3)$$

onde,  $\sigma$  = constante de Stefan-Boltzman [ $=5,672 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$ ];  $\epsilon$  = emissividade do material do molde;  $T_{EM}$  = temperatura externa da superfície do molde [K]; e  $T_0$  = temperatura ambiente [K].

Para o cálculo do coeficiente de convecção sabe-se que:

$$h_C = \frac{k_{gas} N_u}{\chi} \quad (4)$$

na qual:

$$N_u = C(G_R \cdot P_R)^n, \quad \text{Número de Nusselt} \quad (5)$$

$$G_R = \frac{g \cdot \gamma \cdot \chi^3 (T_{EM} - T_0)}{\eta_{gas}^2} \rho_{gas}^2, \quad \text{Número de Grashof} \quad (6)$$

$$P_R = \left[ \frac{\eta}{k} \cdot c \right]_{gas}, \quad \text{Número de Prandtl} \quad (7)$$

onde,  $\eta$  = viscosidade dinâmica do fluido de refrigeração [kg/m.s];  $c$  = calor específico do fluido de refrigeração [J/kg.K];  $\rho_{gas}$  = massa específica do fluido de refrigeração [kg/m<sup>3</sup>];  $k$  = condutividade do fluido de refrigeração [w/m.K];  $\chi$  = dimensão característica da superfície, referente ao percurso feito pelo fluido de refrigeração ao passar pela superfície do corpo [m];  $\gamma$  = coeficiente de expansão térmica volumétrica do fluido de refrigeração, que para gases pode ser aproximado por ( $\gamma = 1/T_0$ ) [K<sup>-1</sup>]; e  $g$  = aceleração da gravidade [9,81 m/s<sup>2</sup>].

Para um estudo onde o fluxo de fluido pode ser considerado laminar e a superfície do corpo na posição vertical, o valor do produto [ $G_R \cdot P_R$ ] deverá variar no intervalo [ $10^4$  a  $10^9$ ] e para o cálculo do Número de Nusselt [ $C = 0,59$ ;  $n = 0,25$ ]. Por outro lado, as propriedades do fluido de refrigeração, como o ar, variam com a temperatura [Benjan,1993; Poirier,1994]

Considera-se que a temperatura externa da parede do molde aumenta consideravelmente durante o processo, para a interface molde/ambiente, pode-se estimar por cálculos analíticos o valor de  $h_{amb}$ , sendo dado por:

$$h_{amb} = h_{rad} + h_{conv} \quad (8)$$

onde:

$h_{amb}$  = coeficiente de transferência de calor da interface molde/ambiente dado em W/m<sup>2</sup>.K;

$h_{rad}$  = coeficiente de transferência de calor por radiação;

$h_{conv}$  = coeficiente de transferência de calor por convecção.

### 2.3. Interface metal/molde

A transferência de calor na interface metal/molde, devido sua importante influência na velocidade de solidificação e nas taxas de resfriamento de fundidos, tem sido alvo de inúmeras pesquisas. Vários trabalhos foram desenvolvidos objetivando caracterizar o mecanismo físico da transferência de calor entre as superfícies de contato. [Prates/Biloni,1972; Ho/Pehlke,1984; Prabhu et alli,1992; Wu et alli,1992].

O fluxo de calor através da interface metal/molde é dado por:

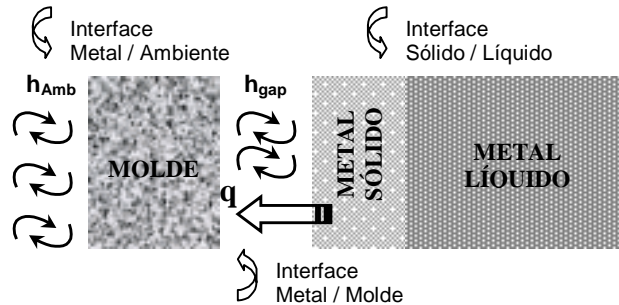
$$q = h_i \cdot A_t (T_{metal} - T_{molde}) \quad (9)$$

onde  $A_t$  é a área de troca térmica [ m<sup>2</sup> ]; sendo que o valor do coeficiente de transferência de calor na interface metal/molde ( $h_i$ ) é variável durante o processo, necessitando de métodos particulares para sua determinação tais como: a) Cinética de Solidificação Unidirecional Controlada, b) Medidas de Espaçamento Dendrítico Secundário, c) Medida de Temperatura e Vazão em Moldes Refrigerados e d) Confronto de Perfis Térmicos Teóricos / Experimentais via Computador, dos quais adotou-se o último como o método utilizado ao longo do trabalho.

A resistência térmica metal/molde ( $R_i$ ) depende de uma análise do conjunto de resistência térmicas atuantes no sistema metal/molde, sendo determinada por:

$$R_i = \frac{1}{A_i \cdot h_i} \quad (10)$$

A figura 1 mostra as interfaces citadas em 2.1 e 2.2. [Quaresma, 1999]



**Figura 1.** Ilustração das interfaces Metal/Molde e Molde/Ambiente [Quaresma, 1999]

### 3. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

#### 3.1. Ligas utilizadas

Foram utilizadas as seguintes ligas do sistema Sn-Pb: Sn-5%Pb, Sn-10%Pb, Sn-20%Pb e o eutético. As propriedades termofísicas destas ligas se encontram na tabela 1.

**Tabela 1.** Propriedades Termofísicas das Ligas [Hammouda, 1992]

Ligas	$c_L$ (J/kgK)	$c_S$ (J/kgK)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_S$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k_L$ (W/mK)	$k_S$ (W/mK)	L (J/kg)	$T_S$ (°C)	$T_L$ (°C)	$T_f$ (°C)
Sn5%Pb	259	221	7.380	7 720	33	64	57.120	183	220	232
Sn10%Pb	243	209	7.480	7 840	33	63	56.140	183	215	232
Sn20%Pb	231	200	7.860	8 250	32	59	52.580	183	202	232

#### 3.2. Material do molde

Foi utilizado molde de cobre com geometria regular – plano com secções transversais retangulares com espessuras variando nas medidas: 6, 17, 28, 30 e 50 milímetros, cujas características constam da tabela 2.

**Tabela 2.** Características do Material do Molde [Hammouda, 1992]

Mat. molde	k ( W mK )	c ( J / kgK )	$\rho$ ( kg / m <sup>3</sup> )
cobre	398	384	8960

### 3.3. Montagem do aparato experimental

Para determinação dos coeficientes nas interfaces, o molde foi disposto com uma das faces atuando como condutora, ou seja um absorvedor de calor, enquanto que as outras faces foram protegidas com material isolante para que o fluxo de calor no sistema fosse unidirecional. O ensaio consistiu na obtenção dos valores de  $h_{amb}$  e  $h_i$  e na determinação dos perfis de temperatura durante a solidificação, estando o molde inicialmente mantido a temperatura ambiente. As temperaturas nas interfaces metal/molde e molde/ambiente foram tomadas através de termopares tipo K, com diâmetro de 1,6 mm e bainha de aço inoxidável, estrategicamente localizados conforme mostrado na Figura 2, e em todos os experimentos adotou-se uma sobrefusão de 40°C, acima da temperatura liquidus da liga. O registro dos perfis térmicos foi feito com o auxílio de um aparelho coletor de dados Almemo, modelo 2290-8 fabricação Ahlborn Mess, que dispõe de 5 canais de entrada para coleta de temperaturas em 5 pontos distintos, e de dois canais para saída de dados. Utilizou-se 3 canais para coleta das temperaturas nos pontos indicados na Figura 2 segundo o ciclo de leitura igual a 1 segundo; os dados coletados foram transferidos ao computador para obtenção das curvas mostradas nas Figuras 3 e 4, plotadas usando-se como software o Oringin 3.11.

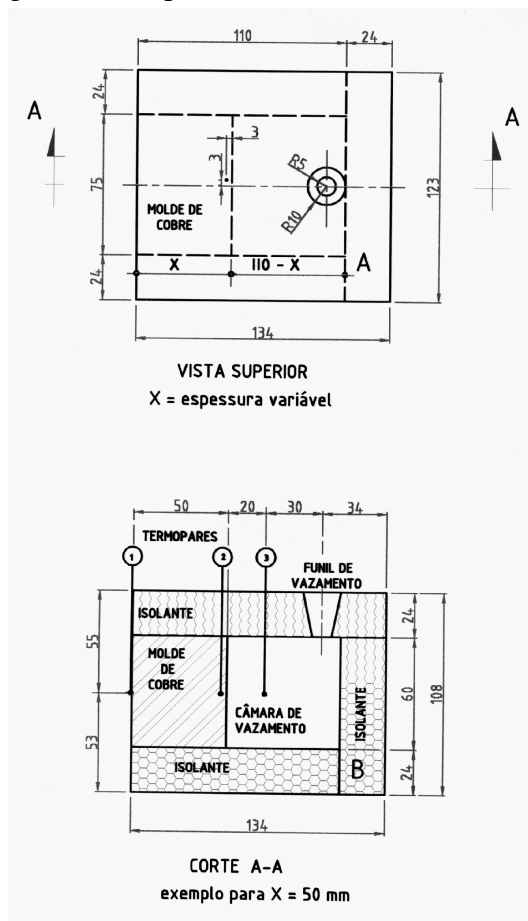


Figura 2 – Esquema ilustrativo do sistema metal/molde. (A) vista superior evidenciando o plano de calor da leitura térmica, a posição do termopar no molde, identificando a medida da espessura do molde de cobre X variável ao longo da experiência. Em (B), exemplifica-se para  $x = 50$  mm, no corte A-A, as posições e profundidades dos termopares: (1) para interface molde/ambiente, (2) para interface metal/molde e (3) no metal; evidenciando o molde, a câmara de vazamento, as paredes refratárias e funil de vazamento [Quaresma, 1999].

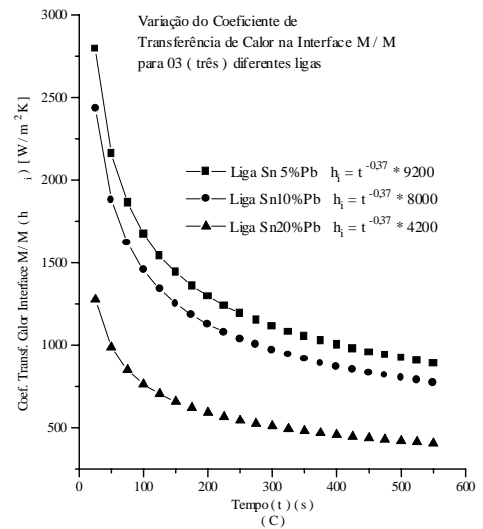
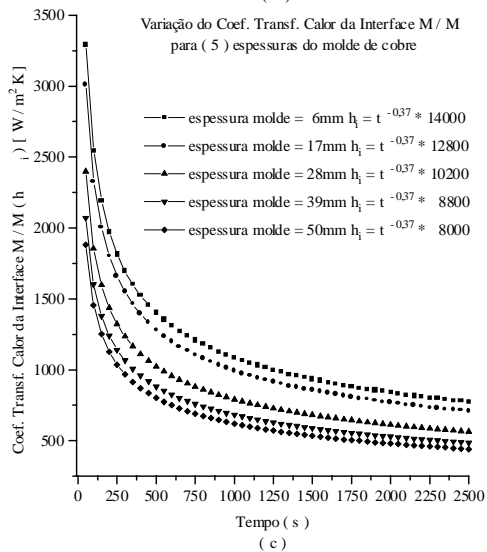
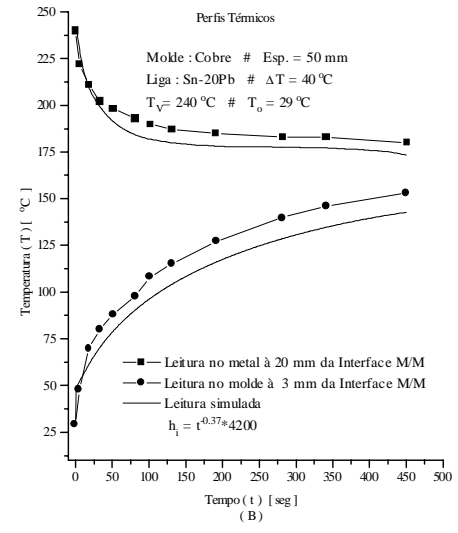
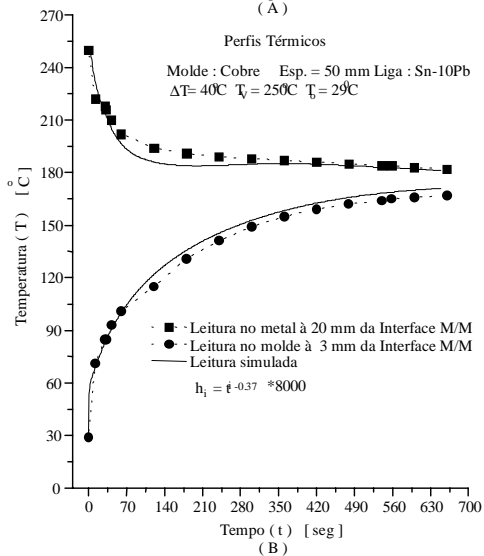
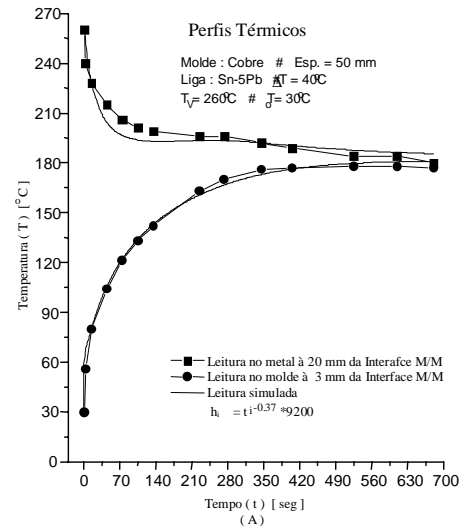
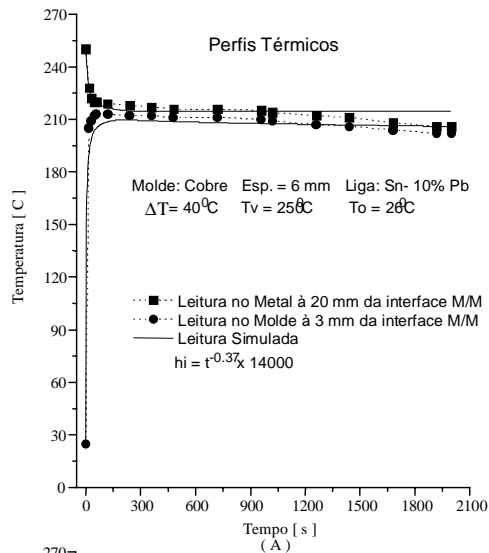
#### 4. ANÁLISE, RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na figura (3), em (3a) e (3b) encontram-se representados os perfis térmicos experimentais e simulados para ligas de Sn-10%Pb, onde pode-se notar que para espessura de 6mm ocorre uma saturação imediata do molde; e para espessura de 50mm observa-se que a saturação do molde ocorre de modo mais progressivo resultando em um menor tempo de solidificação. Por outro lado, a comparação dos perfis térmicos indicam que para moldes de paredes finas tem-se boa molhabilidade do molde pelo metal provocada pelo contato mais íntimo entre eles do início ao fim do processo, denotando que a camada inicial solidificada foi muito delgada e não se opôs a pressão metalostática do metal líquido remanescente, que a empurra de encontro ao molde, provocando seu aquecimento brusco sem o conseqüente resfriamento do metal. A figura (3c) representa o comportamento de  $h_i$  evidenciando-se a correlação entre as curvas para as cinco espessuras experimentadas, nas quais os coeficientes de transferência de calor na interface metal/molde variam com o tempo de forma bastante acentuada nos instantes iniciais da solidificação, havendo neste momento inicial significativa diferença entre os coeficientes obtidos para o molde de menor espessura na ordem de 57%.

Na figura (4), comparando-se as curvas dos perfis térmicos das ligas mais diluída (4a) e mais concentrada (4b), observa-se maiores taxas de retirada de calor para a liga mais diluída, com maior intervalo de solidificação (*mushy zone*), este fato está bem retratado na figura (4c) onde pode ser observado que a razão entre o  $h_i$  da liga com 5%Pb e 10%Pb é de 87%, enquanto que a razão entre o  $h_i$  da liga com 10%Pb e 20%Pb é de 53%, isto é, a razão entre as composições na ordem de 50% não reflete como regularidade nos valores de  $h_i$ , fato que pode ser interpretado como presença de gaps de ar crescentes na interface meta/molde, como função do teor de soluto da liga. Esta idéia leva ao seguinte raciocínio, o de que a pressão metalostática apesar de presente não é suficiente para vencer a resistência da parede solidificada nos instantes iniciais da solidificação.

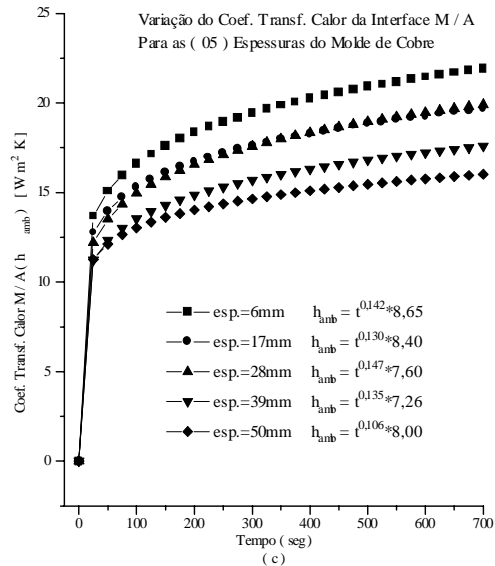
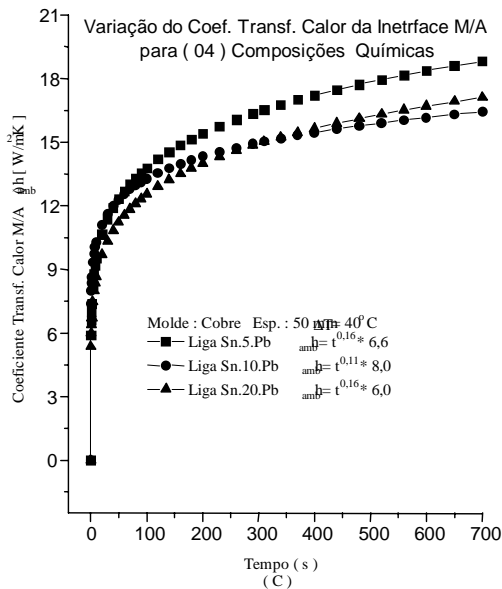
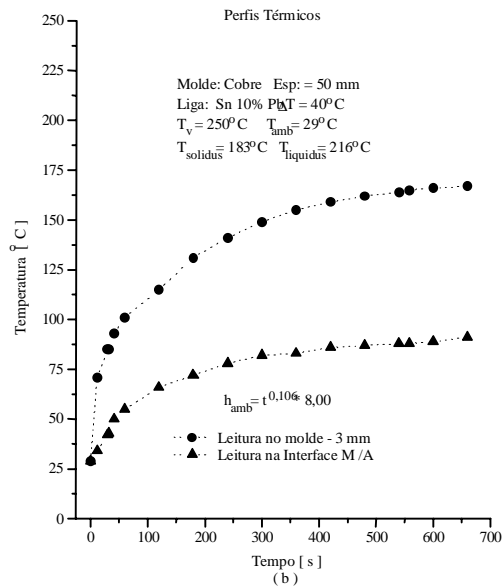
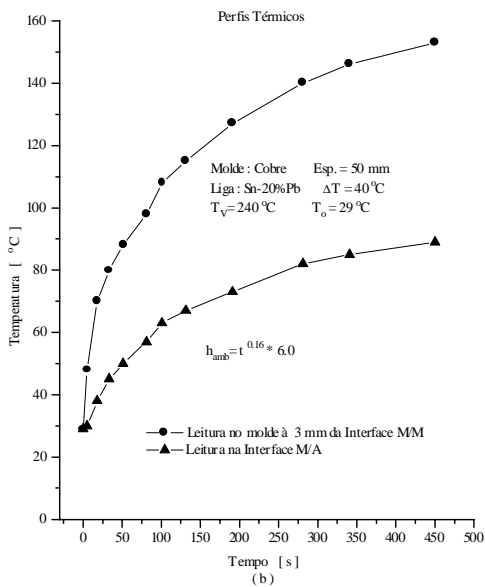
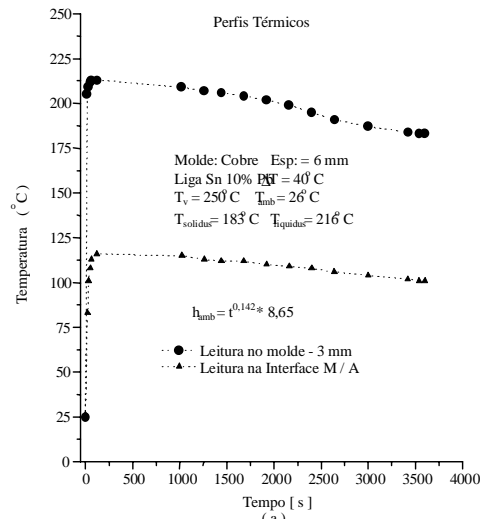
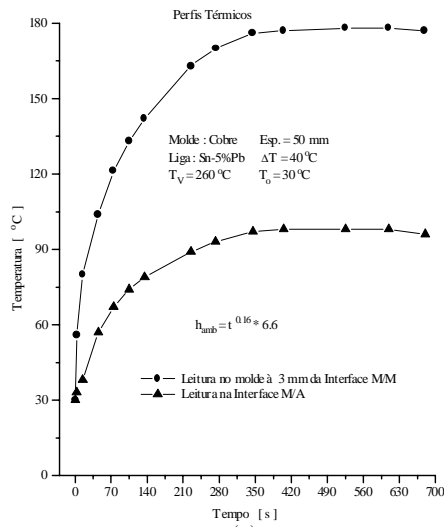
Comparando-se os perfis térmicos para as ligas 5%Pb (4a) e 20%Pb (4b), observa-se que tanto para a interface metal/molde, quanto para a interface molde ambiente, as temperaturas obtidas no caso da liga 5%Pb foram sempre maiores do que no caso da liga 20%Pb; tal fato decorre da maior molhabilidade do molde pelo metal que ocorre na liga mais diluída como conseqüência da formação de um gap menor verificado na interface metal/molde, para esta composição devido a sua maior fluidez, e ainda pela menor reação da espessura inicial solidificada exercida contra a pressão metalostática e, como era de se esperar, as curvas de aquecimento tanto do molde como da interface molde/ambiente apresentam perfis térmicos superiores para a liga mais diluída, dando conta de que o molde se aquece mais, de tal sorte que os coeficientes de transferência de calor nesta interface ( $h_{amb}$ ) apresentam formato como os expressos pelas curvas da figura (5c).

Comparando-se os perfis térmicos para uma liga com 10%Pb quanto a solidificação segundo moldes de espessuras variáveis, nas figuras (6a) e (6b) observa-se que há um súbito crescimento das temperaturas medidas no molde e externamente a este quando se trata da liga mais diluída (6a), e quando se trata da liga mais concentrada o aumento das temperaturas se processa de maneira mais suave, entendendo-se que este fenômeno decorre da formação de menores gaps, na interface metal/molde, no primeiro caso nos quais a pressão metalostática empurra com mais facilidade a fina camada de metal solidificada contra o molde. Tal consideração está compatível com os resultados obtidos quanto ao comportamento do ( $h_{amb}$ ) mostrado na figura (6c), onde a correlação entre estes, obtidos para cinco espessuras do molde, mostram claramente que os maiores valores obtidos são aqueles que correspondem às menores espessuras do molde.



**FIGURA 3** – Confronto de perfis térmicos teóricos e experimentais para liga Sn-10%Pb vazada com superaquecimento  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$  em moldes de cobre com espessuras (a) 6 mm, (b) 50 mm, e a correlação das curvas que representam  $h_i$  (c) para cinco espessuras de molde.

**FIGURA 4** - Confronto de perfis térmicos teóricos e experimentais para liga Sn-Pb, com espessuras 50 mm, superaquecimento  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$  para composição (a) 5%Pb e (b) 20%Pb, e a correlação entre as curvas que representam (c)  $h_i$  obtidas para três composições 5%; 10% e 20%Pb da liga.



**FIGURA 5** - Perfis térmicos experimentais para ligas (a) Sn-5%Pb; (b) Sn-20%Pb, em moldes com 50 mm de espessura; e a correlação das curvas que representam  $h_{amb}$ .

**FIGURA 6** - Perfis térmicos experimentais para ligas Sn-10%Pb em moldes de espessuras (a) 6 mm e (b) 50 mm; e a correlação das curvas que representam  $h_{amb}$ .

## 5. Conclusão

- a) A quantidade de calor retirada do metal pelo molde é maior para moldes mais espessos, sendo o aquecimento destes moldes ocorre de maneira mais suave do que no caso dos moldes menos espessos, em decorrência tanto da melhor molhabilidade quanto de menores *gaps* de ar que ocorrem para os moldes de menores espessuras, tornando evidente a considerável influência da espessura do molde nos valores dos coeficientes de transferência de calor na interface M/M;
- b) As ligas mais diluídas, devido maior fluidez, possibilitam melhor molhabilidade do molde pelo metal e a formação de menores *gaps* de ar na interface metal/molde, daí termos encontrado para estas ligas maiores valores dos coeficientes de transferência de calor naquela interface tanto no início, quanto no decorrer do tempo após o vazamento; e
- c) Encontrou-se correlações para as curvas dos coeficientes de transferência de calor nas duas interfaces estudadas, e tanto a espessura do molde quanto a composição da liga exerceram forte influência na transferência de calor.

## Referências Bibliográficas

**SPIM Jr., J.A. & Garcia,A.** Modelagem Numérica da Solidificação Baseada na Analogia entre Sistemas Térmicos e Elétricos, **Anais do 10º Congresso de Engenharia e Ciência dos Materiais – CIBECIMAT**, v.2, pp.594-597, 1995.

**SANTOS, C.A.; Spim Jr., J.A.; Quaresma, J.M.V. & Garcia,A.** Aplicação de um Modelo Numérico na Determinação Experimental da Condutância Térmica da Interface Metal/Molde em Sistemas Estáticos de Fundição, **Anais do IX Seminário de Metais Não-Ferrosos da Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais**, pp. 197-202, 1996.

**BEJAN, A.** – Heat Transfer, **John Wiley & Sons.**, New York, 1993

**POIRIER, D.R. & Poirier, E.J.** – Heat Transfer Fundamentals for Metals Casting, **The Minerals, Metals and Materials Society**, 1994.

**PRATES, M.A. & Davies, G.J.** – Solidificação e Fundição de Metais e suas Ligas, **LTC/EDUSP**, São Paulo, 1978.

**HO, K. & Pehlke, R.D.** – Mechanisms of Heat Transfer at a Metal/Mold Interface, **Transactions of the American Foundry Society**, v.92, pp.587, 1983.

**PRATES, m.; Fissolo, J. & Biloni, H.** – Heat Flow Parameters Affecting the Unidirectional Solidification of Pure Metals, **Metallurgical Transactions**, v.73, pp.1419, 1972.

**PRABHU, K.N.; Madheswaran, D.; Kumar, T.S.P. & Venkataraman, N.** – Computer Modeling of Heat Flow and Microstructure Fineness in Chill-Cast Aluminum Alloy LM-24, **AFS Transactions**, v.92, pp.661-677, 1992.

**WU, M.H.; Wang, Y.X. Guo, T. & Zhang, Q.X.** – Computer Aided Chill Design for Steel Casting, **ASF Transactions**, v.92, pp.27-35, 1992.



# CARACTERÍSTICAS DO FLUXO PLÁSTICO EM MATRIZES CÔNICAS CONVERGENTES NO PROCESSO DE EXTRUSÃO

**José Antonio de Castro Silva**

**João Sandoval Bittencourt de Oliveira**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66075-900, Belém, PA, Brasil. E-mail: [castro@ufpa.br](mailto:castro@ufpa.br)

## Resumo

De um modo geral, pode-se dizer que o objetivo principal da análise de um problema de conformação plástica é prever os valores locais da taxa de deformação, da deformação, da temperatura e das tensões atuantes no curso de uma conformação plástica. O presente trabalho analisa as características do fluxo plástico em matrizes cônicas convergentes, considerando que um material plástico flui estacionariamente para o ápice virtual de um cone. Como método de solução adotou-se o critério de escoamento de *von Mises*. Os valores computados tem como finalidade uma melhor compreensão da mecânica dos processos de conformação plástica em extrusão. Os resultados demonstram que esta modelagem descreve o comportamento do fluxo plástico de um material plástico ideal, homogêneo e isotrópico, sem endurecimento, sob processo de extrusão em matrizes cônicas convergentes.

**Palavras-chave:** Taxa de deformação, Tensões, Extrusão, Matrizes

## 1. INTRODUÇÃO

Muito embora a teoria da plasticidade incorpore um número suficiente de equações independentes para distribuições do campo de tensões e de deformações no curso de um processo de conformação plástica, uma solução exata, sob condições realísticas, cobrindo todos os intervalos de variação dos parâmetros envolvidos é difícil de ser obtida, uma vez que esta solução deverá satisfazer não só às relações constitutivas, mas também às condições de contorno, estatísticas e cinemática.

Na solução desse problema tem sido utilizadas técnicas, como a da viscoplasticidade, na interpretação de resultados experimentais (Medrano, Gillis, Hinesley & Conrad, 1971; Medrano & Gillis, 1972) e a do limite superior (Delijaicov, 1978; Avitzur, 1979; Stahberg & Hou, 1995; Talbert & Avitzur, 1996).

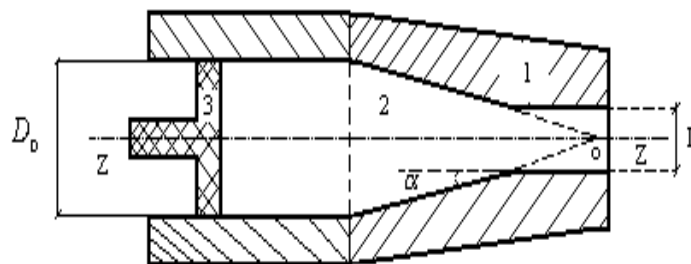
É importante salientar, que os livros tradicionais sobre a teoria da plasticidade concebem a mecânica do fluxo plástico como uma extensão natural da mecânica dos sólidos. Com isso, o seu interesse se volta para as tensões, as deformações e para o critério de escoamento plástico que difere do fluxo que se verifica nos escoamentos elásticos.

*Talbert e Avitzur* conceberam o fluxo plástico como o de um fluido, e as atenções são voltadas para o campo de velocidades, taxas de deformações e para a potência requerida no processo

Nesta análise, formularam-se as equações e hipóteses simplificadoras para obtenção dos campos de velocidades cinematicamente admissíveis, das taxas de deformações e das tensões atuantes na zona de deformação. Os resultados obtidos descrevem, pelo menos qualitativamente, o fenômeno.

## 2. MODELAGEM DO FLUXO PLÁSTICO

Neste trabalho, considera-se uma barra cilíndrica de diâmetro  $D_0$ , de um material idealmente plástico, e uma matriz cônica suficientemente rígida. O material extrudado emerge como uma barra cilíndrica de diâmetro  $D$ , como mostrado na Figura 1.

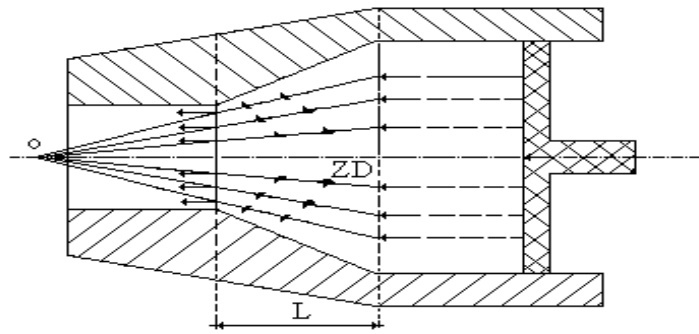


**Figura 1.** Matriz de Extrusão: 1 – Bocal redutor; 2 – Zona de deformação; 3 – Êmbolo; o – Ápice virtual do cone

Adotou-se a teoria do fluxo, pois ela considera incrementos infinitesimais de distorções, para as quais as tensões instantâneas estão relacionadas aos incrementos de taxas de deformações.

As hipóteses simplificadoras utilizadas para a solução do problema foram:

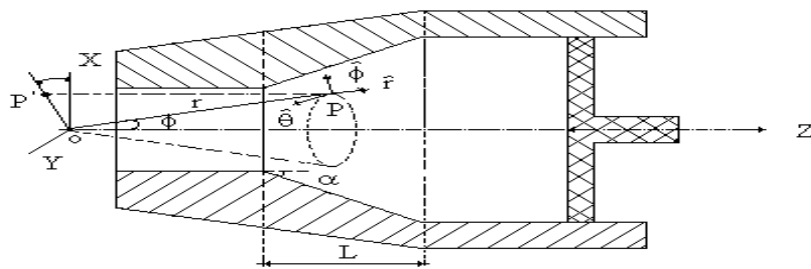
- O material é homogêneo e isotrópico e não sofre encruamento durante o processo de conformação;
- Os eixos principais do tensor tensão, são coincidentes com os eixos principais do tensor taxa de deformação, durante todo o processo de extrusão;
- O material é um rígido-plástico ideal ou material de von Mises, e portanto o modelamento proposto não considera os efeitos viscoelásticos;
- A deformação se processa a volume constante ( Kudo, 1960; Balai, Sudararajan & Lal, 1991; Shabaik, 1991);
- Um fluxo estacionário converge para o ápice virtual do cone, o que permite a definição do campo de velocidades cinematicamente admissíveis na zona de deformação, como indicado na Figura 2, ( Talbert & Avitzur, 1996);



**Figura 2.** Ilustração de um fluxo convergente para o ápice virtual do cone (o), na zona de deformação (ZD)

f) O comprimento L da zona de deformação é suficientemente longo para desprezar-se os efeitos de contribuições finais;

g) Adota-se um sistema de coordenadas esférico-polares  $(r, \phi, \theta)$ , como indicado na Figura 3;



**Figura 3.** Sistema de coordenadas esférico-polares no modelamento do fluxo

h) A tensão friccional exercida pela parede interna da matriz sobre o material em extrusão terá valor constante e igual a  $m\tau_{\max}$ , onde  $0 \leq m \leq 1$  e  $\tau_{\max}$  é a máxima tensão de cisalhamento que o material pode suportar sob tração uniaxial (Sachs & von Horn, 1940; Hoffman & Sachs, 1953).

As equações básicas utilizada para a modelagem pretendida, são as equações de equilíbrio, de compatibilidade e as constitutivas, complementadas por uma função de escoamento que atende o critério de escoamento de *von Mises* (Sachs & von Horn, 1940; Prager & Hodge, 1951; Bridgman, 1952; Hoffman & Sachs, 1953; Juvinal, 1967; Dieter, 1976; Boreasi, Schmidt & Sidebottom, 1991).

As equações obtidas foram as seguintes (Silva, 1999).

1) Campo de Velocidades Cinematicamente Admissíveis:

$$V(r, \phi) = Cr^{-2} \exp \left[ -2\sqrt{3} \int k(1-k^2)^{-1/2} d\phi \right] \quad (1)$$

onde C é uma constante de integração a ser determinada.

2) Campo de Taxa de Deformações:

$$\dot{\varepsilon}_{rr} = -2r^{-1}V(r, \phi) \quad (2)$$

$$\dot{\varepsilon}_{\phi\phi} = \dot{\varepsilon}_{\theta\theta} = r^{-1}V(r, \phi) \quad (3)$$

$$\dot{\gamma}_{r\phi} = -2\sqrt{3}k(1-k^2)^{1/2}r^{-1}v(r, \phi) \quad (4)$$

3) Campo de Tensões:

$$\frac{\sigma_{rr}}{\tau_{\max}} = -A \ln r + \sqrt{3(1-k^2)} - 3 \int kd\phi \quad (5)$$

$$\frac{\sigma_{\phi\phi}}{\tau_{\max}} = \frac{\sigma_{\theta\theta}}{\tau_{\max}} = -A \ln r - 3 \int kd\phi \quad (6)$$

$$\frac{\tau_{r\phi}}{\tau_{\max}} = k \quad (7)$$

onde  $k$  é uma função exclusiva da coordenada  $\phi$  e  $A$  uma constante de separação.

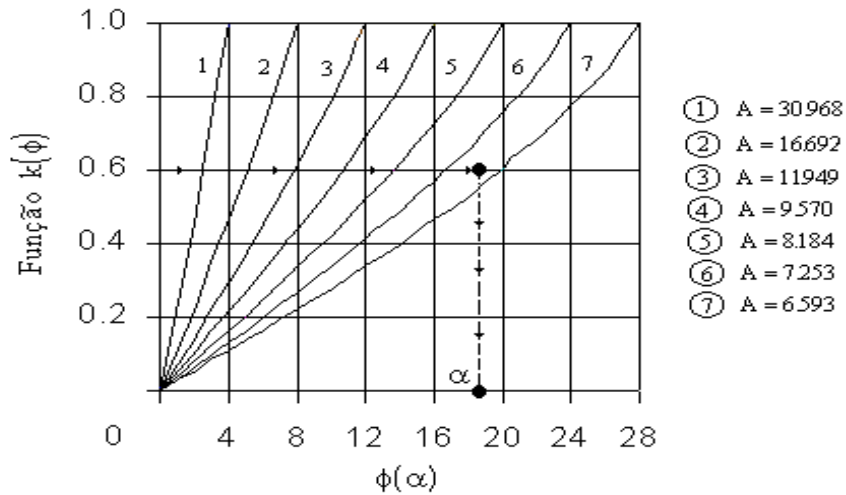
### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A função  $k$  obedece a equação

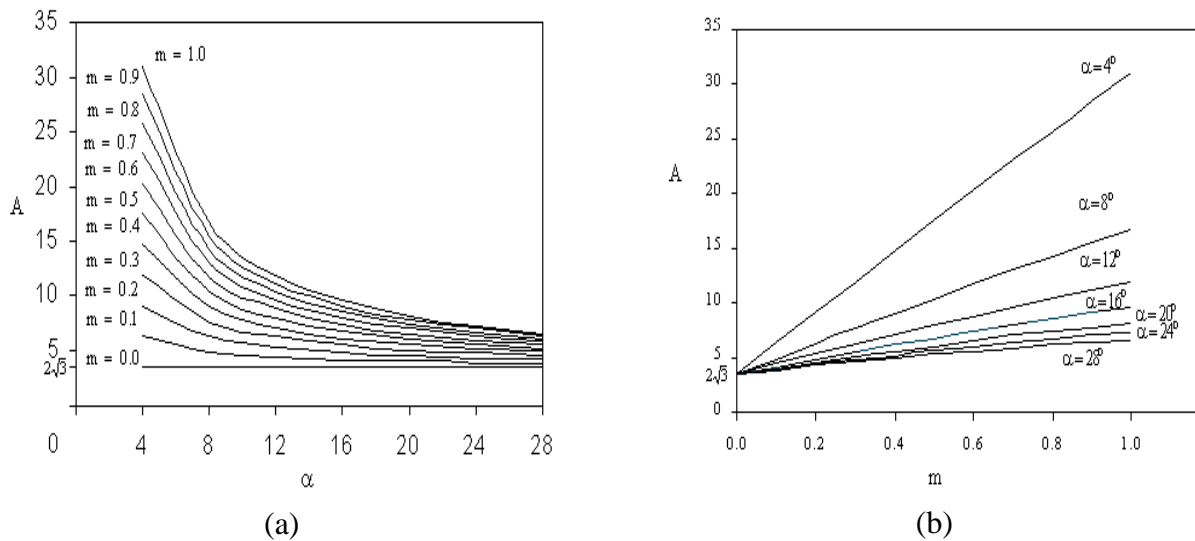
$$\frac{dk}{d\phi} + k \cot g\phi + 2\sqrt{3}[1-k^2]^{1/2} = A \quad (8)$$

onde  $\phi \in [0, \alpha]$  e  $k \in [0, m]$

Sua solução é obtida com auxílio do método de *Runge-Kutta* de Quarta-Ordem (RK4), considerando-se matrizes cônicas com semi-ângulo de abertura ( $\alpha = 4, 8, \dots, 24, 28$ ). A Figura 4 mostra os valores da função  $k(\phi)$  para valores de  $0 \leq m \leq 1$ , sendo que, para cada conjunto de valores de  $[\alpha, m]$ , existe apenas um único valor para a constante  $A$ . A Figura 5.a e 5.b mostram a dependência de  $A$  com  $\alpha$  e de  $A$  com  $m$ .



**Figura 4.** Representação gráfica da função  $k(\phi)$  para vários valores de  $A$ , para  $m = 1$ .

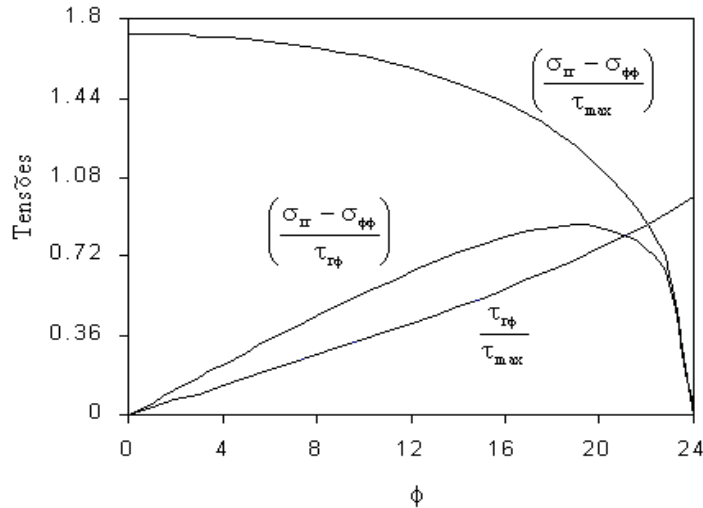


**Figura 5.** Variação de  $A$  com  $\alpha$  e  $m$  respectivamente

O caso limite  $m = 0$  corresponde a ausência completa de atrito na interface entre o material e a parede interna do cone, enquanto que  $m = 1$  corresponde a uma parede interna extremamente rugosa.

### Campo de Tensões

As características do campo de tensões são observadas na Figura 6.



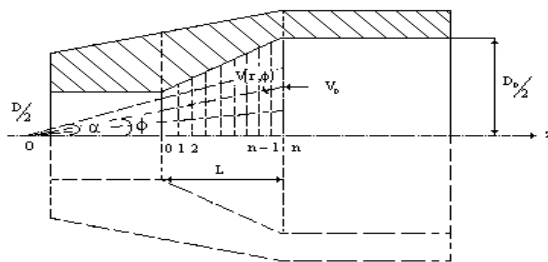
**Figura 6.** Variação das tensões  $\sigma_{rr}, \sigma_{\phi\phi}$  e  $\tau_{r\phi}$  em função de  $\phi$  com  $m = 1$  e  $\alpha = 20^\circ$ , na saída da zona de deformação

Neste caso, tendo-se os valores de  $A$  e  $k$ , obtém-se o campo de tensões para um determinado  $\alpha$ . As propriedades que devem ser observadas para cada material são obtidas através dos valores de  $\tau_{max}$  que depende do tipo de material a ser utilizado.

### Campo de Velocidades

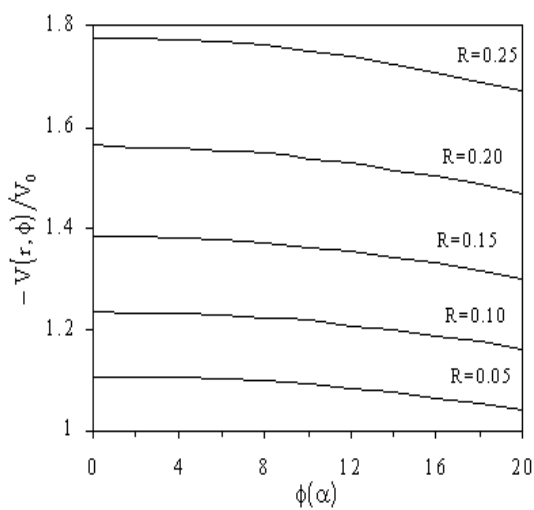
O campo de velocidades, obtido a partir das condições de contornos (Silva,1999) e de valores da função  $k$ , para cada plano de inspeção tomado na zona de deformação, como mostrado na Figura 7, tem a forma:

$$\frac{V(r,\phi)}{V_0} = - \left[ \frac{D \cot g \alpha}{2(1-R)} \right]^2 r_v \sec \phi \tag{9}$$

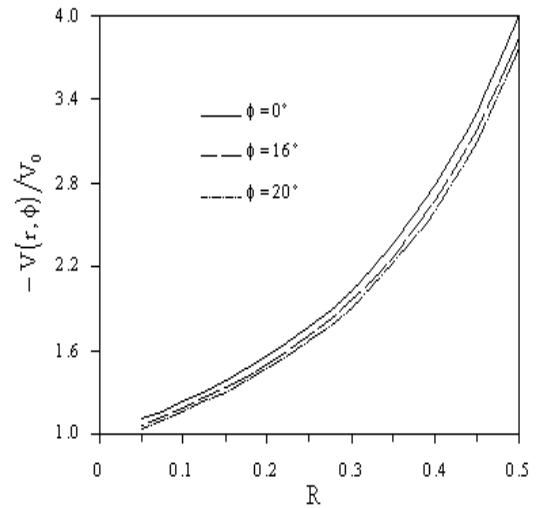


**Figura 7.** Representação gráfica do reticulado no mapeamento do campo de velocidades

Os perfis de velocidades são então obtidos e as Figuras 8.a e 8.b os representam em função de  $\phi$  e das seções inicial e final da zona de deformação; para distintos valores de reduções  $R$ , onde  $R = 1 - \frac{D}{D_0}$



(a)

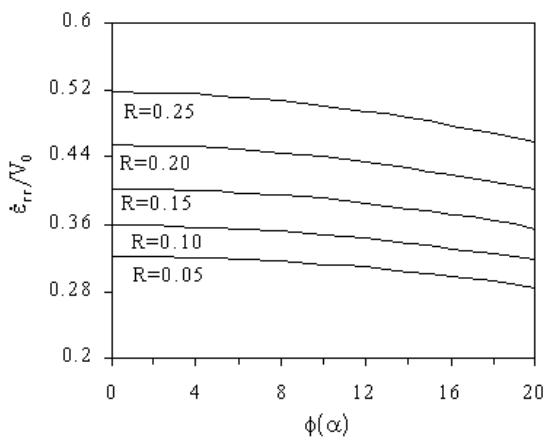


(b)

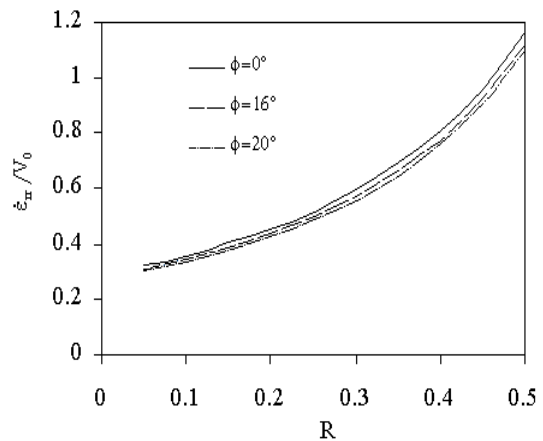
**Figura 8.** Perfis de velocidades na saída da zona de deformação: (a) em função de  $\phi$ ; (b) em função da redução  $R$

### Campo de taxas de deformações

Quanto as características do campo de taxas de deformações radiais e circunferenciais, estas são similares ao do campo de velocidades; como podem ser vistas nas Figuras 9.a, 9.b, 10.a e 10.b e as Figuras 11.a e 11.b mostram o campo de taxas de deformações cisalhantes.

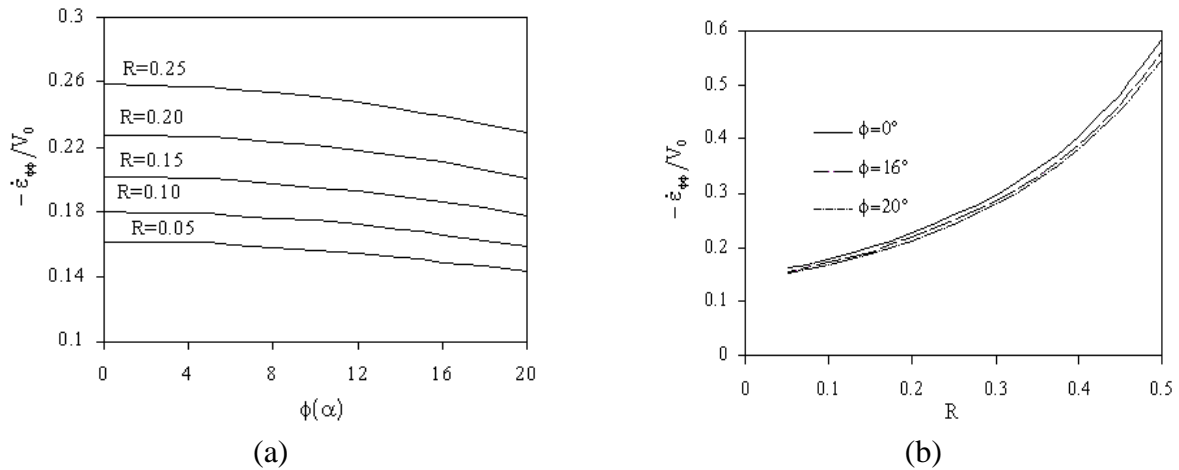


(a)

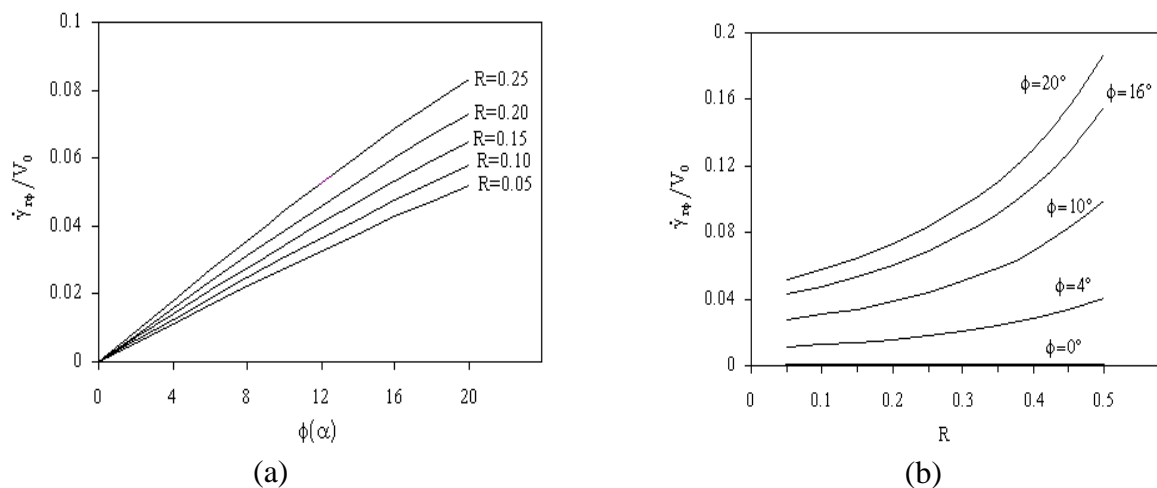


(b)

**Figura 9.** Campo de taxas de deformações radiais: (a) em função de  $\phi$ ; (b) em função da redução  $R$



**Figura 10.** Campo de taxas de deformações circunferenciais: (a) em função de  $\phi$ ; (b) em função da redução  $R$



**Figura 11.** Campo de taxas de deformações cisalhantes: (a) em função de  $\phi$ ; (b) em função da redução  $R$

#### 4. CONCLUSÕES

A análise dos resultados obtidos evidenciaram que (1) a constante de separação  $A$  tem seu valor condicionado ao par de valores  $(\alpha, m)$ . Isto se deve, naturalmente, à necessidade de se atender não só a condição inicial  $k(0) = 0$ , mas também à condição limite  $k(\alpha) = m$ , representada pelo truncamento do fluxo dos cálculos computacionais no instante em que tal condição é atingida. A importância de  $A$  ser função  $\alpha$  e de  $m$ , reside no fato de se poder simular todas as situações compreendidas desde o caso limite de ausência de atrito ( $m = 0$ ), até o oposto ( $m = 1$ ), que corresponde ao caso da parede interna ser extremamente rugosa. No caso de ausência completa de atrito verificou-se que quando  $\phi(\alpha) = 0$  o valor da constante será  $A = 2\sqrt{3}$ , sendo este o mínimo valor que esta constante de separação poderá assumir, o qual é independente dos possíveis valores do semi-ângulo ( $\alpha$ ) de abertura do cone; (2) O



campo das velocidades cinematicamente admissíveis e o campo das velocidades de deformação têm comportamentos semelhantes aos descritos em literaturas especializadas, como é o caso de Talbert e Avitzur; (3) Quanto ao campo de tensões, verificou-se que, pelo menos qualitativamente, seu comportamento é semelhante aos do campo de velocidades de deformação, o que de certo modo era esperado, pois o material é um plástico ideal, homogêneo e isotrópico.

Conclui-se, em vista dos resultados obtidos, e respeitadas as hipóteses simplificadoras impostas ao problema estudado, que o modelo se presta para descrever as características do fluxo plástico de um material de *von Mises* através de matrizes cônicas convergentes.

## 5. REFERÊNCIAS

- Avitzur, B, 1979, “Metal Forming: Process and Analysis”, McGraw-hill, New York.
- Balai, P. A, Sundararajan, T. & Lal, G. K., 1991, “Viscoplastic Deformation Analysis and Extrusion Die Design by FEM”, Journal Applied Mechanics, 58, pp. 644-650.
- Boresi, A. P.; Schmidt, R. J. & Sidebottom, O. M., 1991, “Advanced Mechanics of Materials”, McGraw Hill Book Company, Inc. NY.
- Bridgman, P.W., 1952, “Studies in large Plastic Flow and Fracture”, McGraw Hill Book Company, Inc. NY.
- Dieter, G.E., 1976, “Mechanical Metallurgy”, McGraw Hill Book Company, Inc. NY.
- Delijaicov, S., 1978, “Análise de Extrusão de Barras Cilíndricas em Matriz Cônica pelo Método do Limite Superior”, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica.
- Hoffman, O. & Sachs, G., 1953, “Theory of Plastic”, McGraw Hill Book Company, Inc. NY.
- Juvinal, R.C., 1967, “Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength”, McGraw Hill Book Company, Inc. NY.
- Kudo, H., 1960, “Some Analytical and Experimental Studies of Axy-Symmetric Cold Forging and Extrusion\_I”, International Journal Mech. Science, vol. 2, pp. 102-127.
- Medrano, R. E; Gillis, P.P.; Hinesley, C. & Conrad, H., 1971, “Application of Visioplasty Techniques to Axisymmetric Extrusion”, Metal Forming, pp. 85-107
- Medrano, R. E. & Gillis, P. P., 1972, “Visioplasty Techniques in Axisymmetric Extrusion”, Journal of Strain Analysis, vol. 7, pp. 170-176.
- Prager, E. P. & Hodger Jr., P. G., 1951, “Theory of Perfectly Plastic Solids”, John Wiley & Sons, Inc. Ny.
- Sachs, G. & von Horn, H. R., 1940, “Practical Metallurgy”, American Society for metals, Cleveland, USA.
- Shabaik, A. N., 1991, “Mechanics of Plastic Deformation in Metal Forming Processes: Experimental and Numerical Methods”, Journal of Mat. Processing Tech., 27, pp. 3-24.
- Silva, J.A.C., 1999, “Estudo das Características do Fluxo Plástico através de Matrizes Cônicas Convergentes”, TM – 05/99, UFPA/CT/CMEM.
- Stahlberg, U. & Hou, J., 1995, “A UBET- Simulation Meant for Basic Understanding of the Extrusion of Aluminum Profiles”, J. of Eng. For Ind., Trans. Of the ASME, pp.485-493.
- Talbert, S. H. & Avitzur, B., 1996, “Elementary Mechanics of Plastic Flow in metal Forming”, John Wiley & Sons Inc.

# COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA INTERFACE METAL/MOLDE PARA LIGAS DO SISTEMA Sn-Pb SOLIDIFICADAS EM MOLDES METÁLICOS DE DIFERENTES MATERIAIS

**Manoel Diniz Peres** – Mestrando, UFPA, C T, DEM

**Noé Cheung** – Doutorando, DEMA/FEM/UNICAMP

**José Maria do Vale Quaresma** – Prof. Doutor, UFPA, CT, DEM

**Amauri Garcia** – Prof. Titular, DEMA/FEM/UNICAMP

UFPA, CT, DEM, 66.075-970, Belém, PA, Brasil, E-mail peres@ufpa.br / jmdovale@ufpa.br

## RESUMO

A simulação dos processos de solidificação de metais, via modelos matemáticos, tem-se constituído como uma ferramenta imprescindível na confiabilidade e precisão dos resultados obtidos. Sabe-se que a estrutura e as propriedades de uma peça fundida dependem das condições térmicas na solidificação ou mais precisamente das taxas de resfriamento, dependendo fortemente do coeficiente de transferência de calor ( $h_i$ ) na interface metal/molde, tornando necessária a correta avaliação destes componentes. A variação destes parâmetros pode ocorrer ao longo do contorno da peça, sendo função do tipo de material fundido, do molde, da presença de resfriadores, etc.

Este trabalho determina o comportamento de  $h_i$ , através do confronto de perfis de temperatura teórico experimental, analisando o comportamento térmico do par metal/molde em um sistema de solidificação com fluxo de calor unidirecional. Utilizou-se ligas do sistema Sn-Pb, e moldes de aço carbono e de cobre com espessura de 50 mm.

**Palavras-chaves:** Condutância Térmica Metal / Molde; Condições de Solidificação; Modelagem matemática.

## 1. INTRODUÇÃO

A caracterização da solidificação de metais com aplicação industrial tem sua limitação no tratamento da transferência de calor no sistema metal/molde, e principalmente na interface de contato entre o metal e o molde. Vários pesquisadores tem estudado esta transferência de calor, uma vez que da sua eficiência depende significativamente a evolução da estrutura bruta de solidificação em componentes fundidos, e como conseqüência, definem suas propriedades.

Na região de contato metal/molde, evidencia-se a formação do “gap” de ar, o qual tende a diminuir a eficiência do transporte de calor, expressa em termos de um coeficiente de transferência de calor metal/molde  $h_i$ , e como conseqüência desacelera o processo de solidificação. O valor de  $h_i$  depende inicialmente da afinidade físico-química do metal líquido, e das condições de acabamento da superfície de contato do molde. O presente trabalho utiliza a determinação de  $h_i$  pelo confronto teórico experimental de perfis térmicos que consiste em mapear experimentalmente as temperaturas em determinados pontos do molde e do metal ao longo da solidificação e, posteriormente, confrontar os perfis de temperatura ou curvas de resfriamento experimentais com as curvas teóricas simuladas por um modelo numérico de

solidificação, que tenha sido prévia e devidamente aferido, para tanto utilizou-se ligas do sistema Sn-Pb ( 5, 10, 20 % Pb ) e para a a coquilha utilizou-se aço SAE 1020 e cobre eletrolítico ambas com espessura de 50 mm.

## 2. ANÁLISE MATEMÁTICA DA SOLIDIFICAÇÃO

Para a obtenção de resultados precisos no mapeamento térmico de sistemas de fundição via simulação numérica, torna-se necessário um perfeito conhecimento do comportamento da interface metal / molde ao longo do processo. A determinação de valores de  $h_i$  é complexa, sendo que o método que engloba a comparação entre dados térmicos experimentais e os resultados gerados por modelo matemático se apresenta como uma ferramenta eficiente e flexível.

A equação descritiva para o fenômeno da transferência de calor é a Equação Geral da Condução de Calor em regime não-estacionário, admitindo-se fluxo de calor unidirecional, dada por:

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = k \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{q} \quad (1)$$

onde:  $\rho$  = densidade do material [ kg/m<sup>3</sup> ];  $c$  = calor específico do material [ J / kg.K ];

$k$  = condutibilidade térmica do material [ W/m<sup>2</sup>.K ];  $\dot{q} = \rho \cdot L \frac{\partial f_s}{\partial t}$ , representa o termo de geração interna de calor; associado a transformação de fase do metal com a liberação de calor latente.

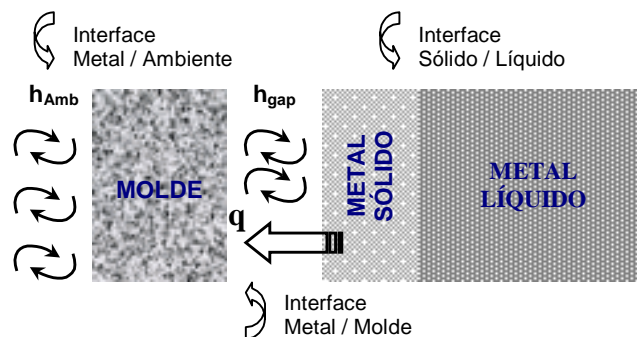
Considerando a correlação com calor específico, a Equação 1 é dada como:

$$\rho \cdot c' \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = k \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2)$$

onde:  $c' = c - L \cdot \frac{\partial f_s}{\partial T}$  e o termo  $\left( L \cdot \frac{\partial f_s}{\partial T} \right)$  é chamado de *pseudo* calor específico, onde a velocidade de solidificação é controlada pela relação entre o pseudo calor específico que representa a liberação de calor latente do material na transformação de fase e o calor específico do material. Assim a equação 2 se transforma em:

$$\rho \cdot \left( c - L \cdot \frac{\partial f_s}{\partial T} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (3)$$

O fluxo de calor através da interface metal/molde é mostrado na Figura 1, e pode ser obtido utilizando-se a equação 4:



**Figura 1** – Esquema ilustrativo das interfaces metal/molde e o fluxo de calor entre a superfície da casca de metal solidificado e do molde [Quaresma, 1999].

$$q = h_i \cdot A_t (T_{\text{metal}} - T_{\text{molde}}) \quad (4)$$

onde:  $A_t = \text{Área de troca térmica [ m}^2 \text{ ]}$ ; e sendo que o valor do coeficiente de transferência de calor na interface metal/molde ( $h_i$ ) é variável durante o processo, necessitando de métodos particulares para a sua determinação (Welty, J.R.,1976),, como o método utilizado ao longo do trabalho.

Aplicando os termos de diferenças finitas na equação 2, tem-se:

$$\rho \cdot c \cdot \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} = k \cdot \frac{T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n}{\Delta x^2} \quad (5)$$

onde:  $i$  posição do ponto da malha numérica;  $\Delta x$  corresponde à distância percorrida pelo fluxo de calor entre os pontos nodais;  $n$  é o instante de tempo [ s ].

Utilizando-se uma abordagem que transforma a malha de diferenças finitas de elementos térmicos a elementos elétricos (Spim Jr., J. A. & Garcia, A.,1997); e manipulando algebricamente a equação 5, chega-se em (Mondolfo, L. F.,1976):

$$T_i^n = -\frac{\Delta t}{\tau_{di}} \cdot T_{i-1}^{n+1} + \left( 1 + \frac{\Delta t}{\tau_{dq_i}} \right) \cdot T_i^{n+1} - \frac{\Delta t}{\tau_{qi}} \cdot T_{i+1}^{n+1} \quad (6)$$

$$\text{onde: } \tau_{qi} = C_{ti} (R_{t_{i-1}} + R_{t_i}) \quad (\text{carga}) \quad (7)$$

$$\tau_{di} = C_{ti} (R_{t_i} + R_{t_{i+1}}) \quad (\text{descarga}) \quad (8)$$

$$\tau_{dq_i} = \frac{\tau_{di} + \tau_{qi}}{\tau_{di} \cdot \tau_{qi}} \quad (\text{carga e descarga}) \quad (9)$$

Na analogia com circuitos elétricos, o acúmulo de energia do elemento finito “ $i$ ” é caracterizado pela sua capacidade térmica dada por :

$$C_{ti} = A_t \cdot \Delta x_i \cdot \rho_i \cdot c_i \quad (10)$$

onde:  $A_t \cdot \Delta x_i$  corresponde ao volume do elemento finito “ $i$ ”;  $C_{ti}$  é a capacidade térmica do elemento “ $i$ ”.

O fluxo térmico entre os pontos nodais ( centrais ) dos elementos finitos tem, como resistência térmica à passagem de calor, um valor representado pelo inverso da condutividade térmica, sendo:

$$R_t = \frac{\Delta x}{k \cdot A_t}, \quad R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_t}, \quad (11)$$

A determinação correta de  $h_i$ , tem sido objeto de estudo de diversos pesquisadores [Garcia/Clyne,1983; Nishida et alli, 1986; Sharma/Krishnan, 1991; Santos, C. A , 1996; Quaresma J. M. V., 1999 ]. A disponibilidade de valores de  $h_i$  na literatura é escassa, e as características da alta diversidade dos sistemas metal/molde implicam na necessidade do desenvolvimento de metodologias para sua determinação experimental. Decorre disto a disponibilidade de um banco de dados com valores de  $h_i$  ser fundamental na modelagem matemática do processo de solidificação, seja para simular operações de fundição, seja para otimizar o processo através de modificações operacionais. O confronto dos resultados teóricos experimentais permitirá o levantamento de valores de  $h_i$  que poderão ser extremamente úteis em futuras análises de problemas de solidificação, tanto a nível acadêmico, quanto em aplicações na indústria de fundição.

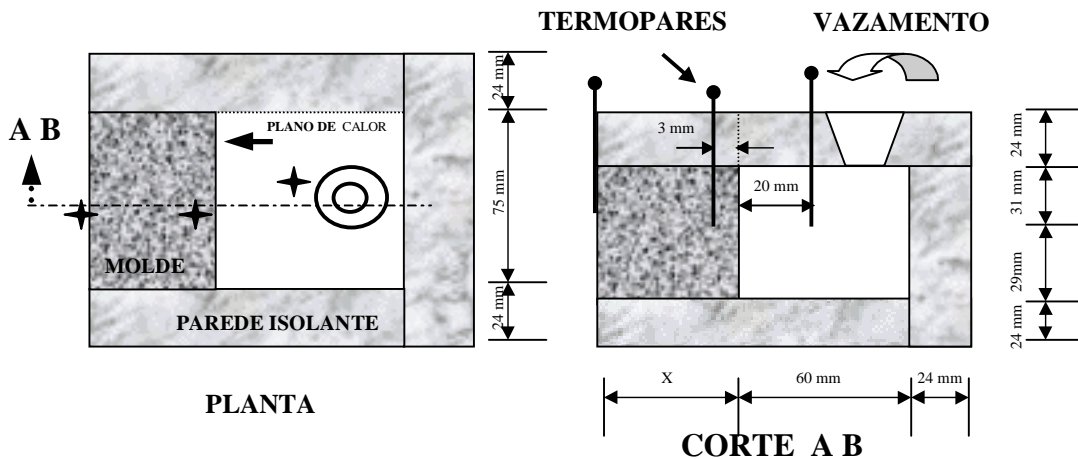
### 3. APARATO EXPERIMENTAL

Para determinação do Coeficiente de Transferência de Calor Metal/Molde ( $h_i$ ), foi utilizado um molde de seções planas retangulares, sendo uma das faces composta de material

condutor (absorvedor de calor, aço SAE 1020 e cobre eletrolítico), e as outras de material isolante, direcionando assim unidirecionalmente o fluxo de calor no sistema experimental.

O ensaio experimental consistiu na obtenção dos perfis de temperatura durante a solidificação de ligas do sistema Sn-Pb. As propriedades termofísicas das ligas utilizadas, bem como do molde são mostradas nas Tabela 1 e 2. Vazou-se a liga sempre com um superaquecimento de 40 °C acima da temperatura liquidus da liga, e manteve-se o molde inicialmente à temperatura ambiente.

Através de termopares ( Tipo K ) localizados estrategicamente conforme figura 2, monitorou-se todo o processo com o auxílio de um Registrador Digital ALMEMO 2290-8 com capacidade de até cinco leituras por unidade de tempo ( s ), obtendo-se os Perfis Térmicos Experimentais, que serviram para a comparação com os Perfis Térmicos Teóricos do Modelo Matemático.



**Figura 2** – Representação Esquemática do Sistema Experimental [Quaresma, 1999].

**Tabela 1** – Características do material do molde [ Hammouda, 1992 ]

Material do Molde	$k$ ( W / m K )	$c$ ( J / kg K )	$\rho$ ( kg / m <sup>3</sup> )
Aço	46	527	7 860
Cobre	398	384	8 960

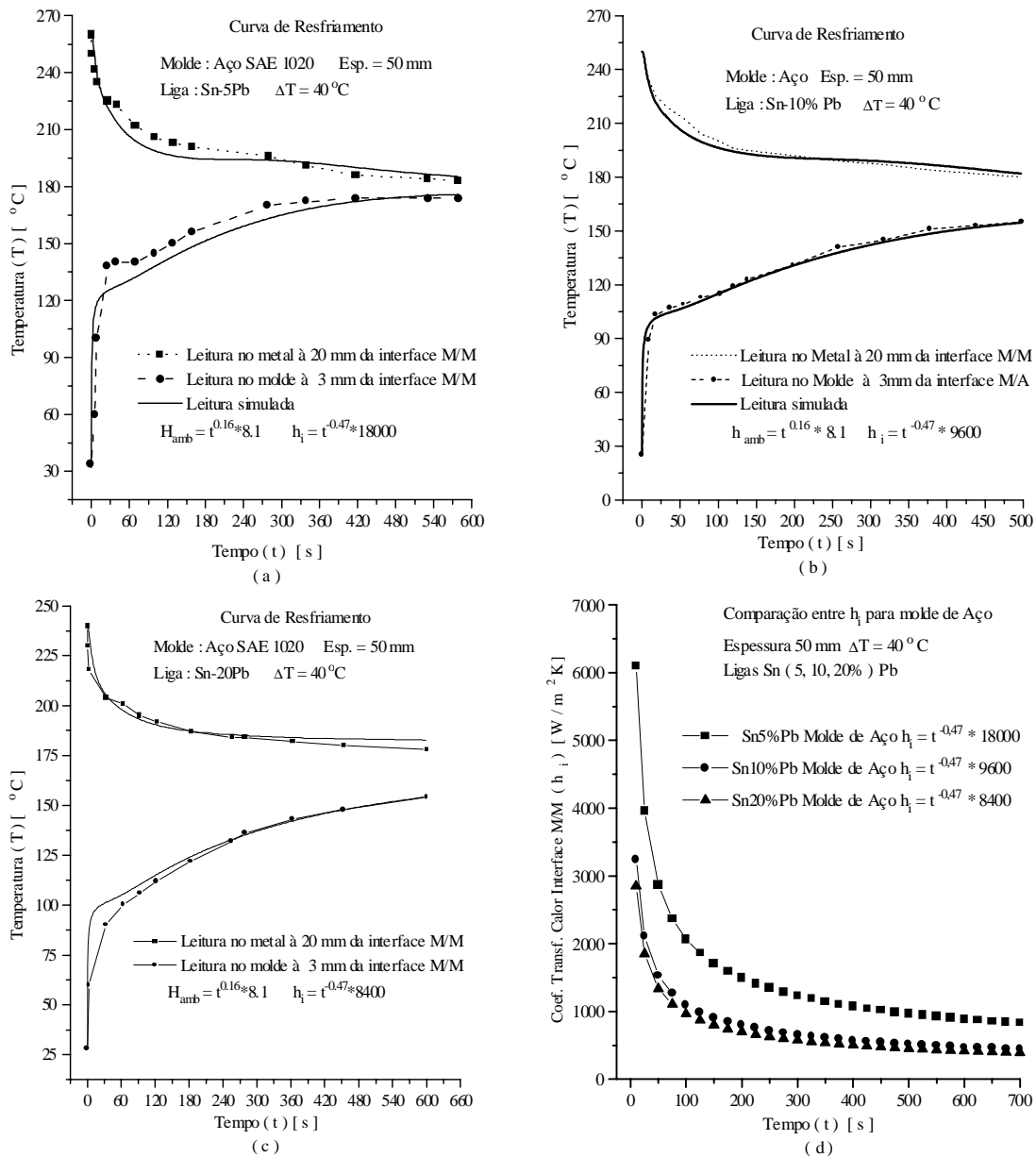
**Tabela 2** – Características das ligas Sn-Pb [ Hammouda, 1992 ]

Ligas	$c_L$ (J/kgK)	$c_S$ (J/kgK)	$\rho_L$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_S$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k_L$ (W/mK)	$k_S$ (W/mK)	$L$ (J/kg)	$T_S$ (°C)	$T_L$ (°C)	$T_f$ (°C)
Sn5%Pb	259	221	7.380	7.720	33	64	57.120	183	220	232
Sn10%Pb	243	209	7.480	7.840	33	63	56.140	183	215	232
Sn20%Pb	231	200	7.860	8.250	32	59	52.580	183	202	232

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As figuras 3 (a, b ,c) permitem fazer comparações entre as curvas de resfriamento das ligas em molde de aço. Nelas observa-se uma tendência ao aquecimento súbito do molde nos instantes iniciais do processo sem o conseqüente resfriamento do metal, isto é, o molde primeiro satura-se termicamente e só depois se permite resfriar, comportamento que vai diminuindo de intensidade à medida que as ligas apresentam crescentes valores de soluto e conduzem a perfis de  $h_i$  mais baixos que convergem rapidamente entre si, vistos na figura 3 d.

Tal fato permite o seguinte raciocínio: a avidéz de calor do molde de aço associada a fluidez decrescente das ligas mais concentradas, devido aos seus menores intervalos de solidificação, geram camadas sólida iniciais rápida e progressivamente mais consistentes e resistentes à pressão metalostática.

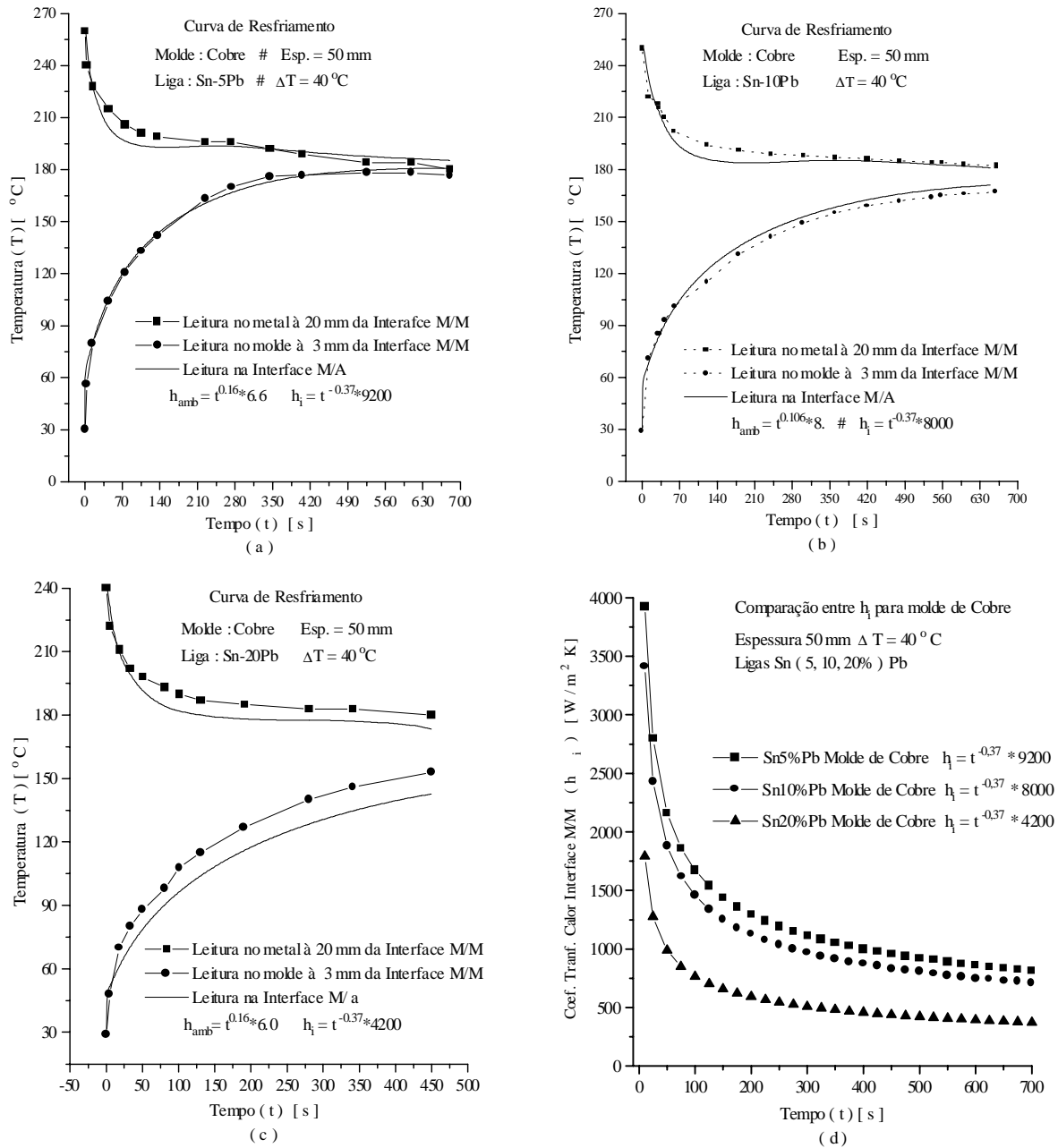


**Figura 3** – Comportamento das curvas de resfriamento teóricas e experimentais para ligas do sistema Sn-Pb: a) Sn-5%Pb, b) Sn-10%Pb, c) Sn-20%Pb e, d) Correlação entre as curvas que representam os perfis de  $h_i$ , para moldes de aço com espessura de 50 mm.

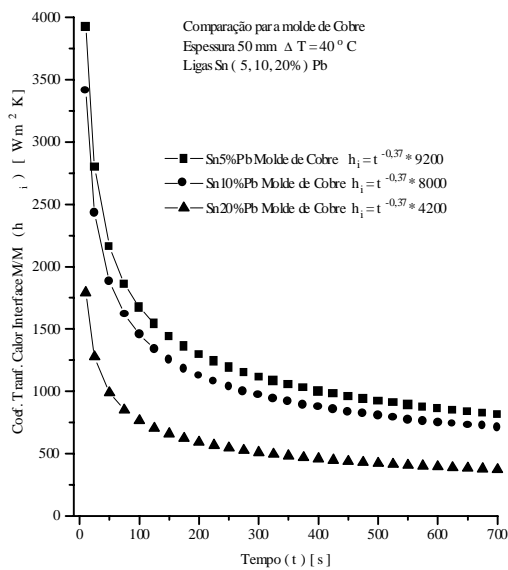
As figuras 4 (a, b, c), por sua vez, permitem fazer comparações entre as curvas de resfriamento das ligas em molde de cobre. Nelas observa-se uma tendência ao aquecimento gradual do molde ao longo do processo que aumenta de intensidade à medida que as ligas apresentam valores de soluto crescentes e conduzem a perfis de  $h_i$  mais elevados que convergem rapidamente entre si, vistos na figura 4 d. e à medida que a concentração de soluto

crece na liga. Tal fato permite o seguinte raciocínio: a indiferença pelo calor do molde de cobre associada a fluidez decrescente das ligas mais concentradas, devido aos seus menores intervalos de solidificação, geram camadas sólida iniciais lenta e progressivamente mais consistentes que podem ser vencidas pela pressão metalostática.

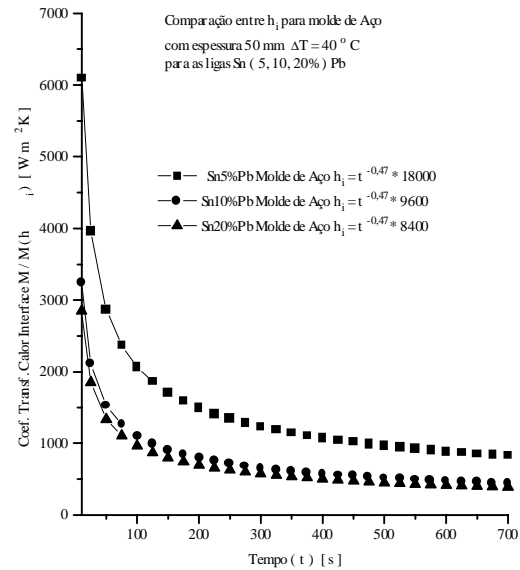
Estas constatações dão conta dos diferentes comportamentos que o aço e o cobre apresentam como extratores de calor.



**Figura 4** – Comportamento das curvas de resfriamento teóricas e experimentais para ligas do sistema Sn-Pb: a) Sn-5%Pb, b) Sn-10%Pb, c) Sn-20%Pb e, d) Correlação entre as curvas que representam os perfis de  $h_i$ , para moldes de cobre com espessura de 50 mm.



(a)



(b)

**Figura 5** – Comparação entre os perfis de  $h_i$  para ligas do sistema Sn-Pb: a) molde de cobre e b) molde de aço.

#### 4. CONCLUSÕES

A comparação entre os resultados das simulações desenvolvidas através do modelo numérico e os dados obtidos experimentalmente, permitem concluir que:

- a) a boa concordância das curvas obtidas caso a caso, leva naturalmente ao entendimento de que a utilização de valores  $h_i$  variáveis com o tempo além de mais confiáveis são mais eficientes. Por outro lado, mostra que o confronto destes perfis térmicos é um modo seguro e mais simples de definição dos valores deste coeficiente em função do tempo.
- b) a rápida convergência entre si dos perfis de  $h_i$  mais baixos para crescentes valores de soluto (molde de aço) e a rápida divergência entre si dos perfis de  $h_i$  mais baixos para crescentes valores de soluto (molde de cobre) podem estar associadas tanto ao decréscimo do intervalo de solidificação e conseqüente diminuição da zona pastosa (mushy zone) como às propriedades termofísicas do material do molde.
- c) é significativa a melhor afinidade físico-química das ligas Sn-Pb com molde de aço, o que traduz por valores iniciais de  $h_i$  sensivelmente mais elevados.



## 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Berry, J. T. et alli – Control of Macrostructure in Aluminum casting, part I: Determination of Columnar/Equiaxed Transition for Al-4,5%Cu Alloy, AFS Transactions, vol. 99, pp. 187-191, (1991).
- Garcia, A & Clyne, T. W; - A Versatile Technique for Characterization of Metal/Mold Heat Transfer and Correlation with Thermal and Structural Effect. In: Solidification Technology in the Foundry and Csthouse; The Metals Society; pp.33-39, 1983.
- Hammouda, R. M. et alli – “Effect of melt Superheat and Chill Material on Interfacial Heat-Transfer Coefficient in End-Chill Al and Al-Cu Alloy Castings”, Journal of Materials Science, vol. 27, pp 3467-3473, 1992.
- Huang, C. H.; Wang, Y. C.; “The Estimation of Solid-Liquid Phase Moving Front Position During Metal Casting with Mold“; Proc. NATL. Sci, Counc., vol 220, n. 22, pp. 194-203, 1996.
- Krane, M. J. M.; Incropera, F. P. ; “A scaling Analysis of the Unidirectional Solidification of a Binary Alloy “; Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 39, pp. 3567-3579, 1996.
- Krishnan, M. & Sharma, D. G.; “Determination of the Interfacial Heat Transfer Coefficient  $h$  in the Unidirectional Heat Flow by Beck’s Non Linear Estimation Procedure“; Int Comm. Heat Mass Transfer, vol., 23, n. 2, p. 203-214,1996.
- Mondolfo, L. F. – Aluminium Alloys: Struture and properties, Ed. Butter Warths, London-Boston, 1<sup>a</sup> Edição, ( 1976 ).
- Nishida, Y.; Droste, W. & Engler, S.; “The Air-Gap Formation Process at the Casting-Mold Interface and the Heat Transfer Mechanism through the Gap“; metallurgical transactions B, vol. 17B, pp. 833-844, Dez. (1986).
- Pehlke, R.. D.; “Sumary of Thermal Properties for Casting Alloys and Mold Materials“, University of Michigan, 1982.
- Quaresma, J. M. V. et alli.; “Influência do Material e da espessura da Parede do Molde nos Coeficientes de Transferência de Calor nas interfaces Metal/Molde e Molde/Ambiente“, Anais do II congresso Internacional de Tecnologia Metalúrgica e de Materiais – ABM, 1997.
- Quaresma, J. M. V., Santos, C. A, Cheung N., Garcia, A, “Correlação entre Microestrutura de Solidificação e Propriedades Mecânicas de Ligas Al-Cu “, Trabalho a ser apresentado no<sup>530</sup> Congresso Nacional Anual da ABM, 1998.
- Quaresma, J. M. V; Correlação entre Condições de Solidificação, Microestruturas e Resistência Mecânica, Campinas-SP,1999.
- Santos, C. A et all; “Aplicação de um Modelo Numérico na Determinação Experimental da Condutância Térmica na Interface Metal/Molde em Sistema Estáticos de Fundição“; 9<sup>o</sup> Seminário de Metais Não-Ferrosos-ABM, pp. 197-202, 1996.
- Spim Jr., J. A & Garcia, A ; “An optimization of the Finite Difference Method for Modeling Solidification of Complex“; Journal of the Brazilian Society Mechanical Sciences – RBCM; vol. XIX, n. 3, p. 392-409, 1997.
- Stefanescu, D.M; Upadhya, G. & Bandyopadhyay, D. – Heat Transfer- Solidification Kinectics Modeling of Solidification of Castings, Metallurgical Transactions A, v.21A, pp.997-1005, 1990.
- Voller, V. R. & Swaminathan, C. R.; “General Source-Based Method for Solidification Phase Change“, Numerical Heat Transfer, Part b, vol. 19, p. 175-189, 1991.
- Welty, J. R.; “Engineering Heat Transfer“, J. Wilei and Sous, Inc. New York; 1976

# SISTEMA RUTÍLICO AWS E6013 MODIFICADO: EFEITO DO TIPO DE FONTE DE ENERGIA E DA BASICIDADE DA ESCÓRIA.

**Vinícius Sales Rocha**  
**Celina Leal Mendes da Silva**  
**Jesualdo Pereira Farias**

Universidade Federal de Uberlândia, Centro Tecnológico, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: clmsilva@mecanica.ufu.br

## Resumo

Este trabalho constitui-se em parte integrante de uma linha de pesquisa que busca melhorar as propriedades mecânicas do metal depositado por eletrodos rutilicos. Esta busca foi realizada através de formulações alternativas do revestimento que aumentem a basicidade da escória. Foi avaliado o comportamento dos eletrodos em diversas condições de soldagem. Basicamente, esperou-se melhorar as propriedades mecânicas do metal depositado, principalmente a resistência ao impacto, sem perder a excelente operacionalidade típica desse tipo de eletrodo. Foram usados três tipos de eletrodos experimentais, derivados da classe AWS E6013, com dois tipos de fonte de energia (Eletromagnética e Eletrônica) com corrente alternada. Os resultados indicam que o aumento da basicidade afeta as características operacionais dos eletrodos, que também são afetadas pelo tipo de fonte.

**Palavras-chave:** Soldagem, Basicidade da escória, Características operacionais.

## 1. INTRODUÇÃO

Uma das alternativas mais promissoras para o desenvolvimento de novas formulações de revestimento, visando controlar a composição química e as propriedades mecânicas do metal depositado, é aquela que emprega a variação da basicidade da escória como meio para se obter esse fim. A basicidade da escória é extremamente importante no controle da composição química do metal de solda e da estabilidade do arco voltaico. A sua quantificação é determinada a partir do índice de basicidade de Boniszewski (Boniszewski *et al.*, 1969).

Um estudo do efeito da variação da basicidade da escória de eletrodos rutilicos AWS E6013 (Rissone, *et al.*, 1994) revelou que o aumento da basicidade da escória destes eletrodos produziu um incremento marcante na tenacidade do metal depositado, de tal maneira que as exigências internacionais da indústria naval foram satisfeitas. Ainda em 1994, Boniszewski *et al.* investigaram o desempenho desse tipo de consumível com mudanças sistemáticas no conteúdos de carbonato de cálcio ( $\text{CaCO}_3$ ) no revestimento e concluíram que o incremento do teor de carbonato de cálcio leva a menores níveis de elementos residuais no metal de solda, conduzindo também a um decréscimo nos teores de silício (Si) e a ascendentes valores de tenacidade.

A composição do revestimento de um eletrodo padrão AWS E6013 foi modificado pela substituição de quartzo por wollastonita, com o objetivo de desenvolver uma série de estudos sobre a influência desse composto no teor de hidrogênio difusível, no comportamento operacional e nas propriedades mecânicas do metal de solda depositado por esses eletrodos. A influência da wollastonita no teor de hidrogênio difusível de eletrodos rutilicos AWS E6013 realizado por Rissone *et al.* (1995) teve como resultado que à medida em que se aumentou o teor de óxido de cálcio no revestimento, houve uma diminuição nos teores de silício e de oxigênio do metal de solda.

Paralelamente, Farias *et al.* (1995) estudaram a estabilidade do arco e as características econômicas dos eletrodos rútilicos AWS E6013, empregados por Rissone *et al.* (1995). Foi observado que a substituição do quartzo por wollastonita não prejudicou a estabilidade do arco.

Em 1996, Surian verificou que a adição de magnésio metálico ao revestimento de eletrodos rútilicos AWS E7024 reduziu os teores do oxigênio e de hidrogênio difusível, melhorando, conseqüentemente, a tenacidade do metal de solda. Em 1998, dando seqüência a esse estudo, Mendes da Silva (1998) investigou os efeitos do incremento do magnésio metálico sobre a estabilidade do arco e sobre as características econômicas desses eletrodos, soldando em diversos tipos de corrente, onde atesta que o magnésio metálico se apresenta como uma vantajosa alternativa como elemento desoxidante, à medida em que a sensível melhoria nas propriedades mecânicas não se mostrou acompanhada por perdas significativas na boa operacionalidade dos mesmos.

Dando continuidade a essa linha de pesquisa e visando explorar as possibilidades de aumento da basicidade dos revestimentos rútilicos, foi proposto um sistema alternativo ao AWS E6013 com adições de  $\text{CaCO}_3$  e reduções nos teores de celulose e  $\text{SiO}_2$ . Em publicação recente, Rocha *et al.* (1999) verificaram que o aumento da basicidade da escória causou uma redução na tensão do arco e uma melhoria na facilidade de transferência de carga elétrica tanto em corrente contínua negativa como em corrente alternada. Farias *et al.* (1999), estudaram as características econômicas e a geometria da solda desses eletrodos em corrente contínua e alternada. Verificou-se que o aumento da basicidade do revestimento de eletrodos rútilicos afeta a sua taxa de fusão e a geometria do cordão de solda. O aumento da basicidade da escória reduziu a taxa de fusão e aumentou levemente a quantidade de perdas de material por salpicagem. A largura e a penetração do cordão de solda são reduzidos com o aumento da basicidade da escória, enquanto esse efeito sobre o reforço depende do tipo de corrente.

Neste trabalho, propõe-se complementar esse estudo com a avaliação do desempenho destes consumíveis experimentais empregando-se fontes de energia de características construtivas diferentes. A primeira utiliza controle do sinal de saída exclusivamente eletromagnético e a segunda faz controle através de transistores, o que permite o ajuste da corrente de curto-circuito.

## **2. MATERIAIS E MÉTODOS**

### **2.1 Eletrodos Experimentais**

Foram empregados três tipos de eletrodos experimentais, de 4mm de diâmetro com comprimento de 350mm, que apresentam variações percentuais de carbonato de cálcio, celulose e sílica, modificados a partir do revestimento AWS E6013, com o intuito de aumentar a basicidade da escória. Os três tipos de eletrodos foram representados neste trabalho pelas letras A, B e C. A composição química da alma foi mantida constante. A Tabela 1 fornece a composição química do revestimento dos eletrodos e o índice de basicidade, IB, da escória calculado de acordo com Boniszewski (Boniszewski *et al.*, 1969).

### **2.2 Procedimentos de Soldagem**

Soldagens de simples deposição foram realizadas com esses eletrodos na posição plana, com velocidade de soldagem constante de 17,5 cm/min em corrente alternada, utilizando corpos de prova de chapa de aço ABNT 1020 de 170x50x6 mm. Os experimentos foram realizados em um banco de ensaio para soldagem automática em duas fontes de energia. Uma fonte eletrônica multiprocesso (FI) e outra eletromagnética (FM). A aquisição de dados foi

efetuada por intermédio de um sistema computadorizado, em dois canais, com frequência de 10 kHz em 12 bits. O tempo de aquisição foi de 6 segundos, totalizando, em três repetições, 18 segundos para cada tipo de eletrodo por tipo de fonte. Os parâmetros de soldagem estão listados na Tabela 2.

**Tabela 1 - Composição química do revestimento dos eletrodos (%).**

Constituintes	A	B	C
Al O	4,5	4,5	4,5
K O	5,4	4,6	4,4
Mn+Fe	13,5	13,5	13,5
SiO	21,0	19,0	15,0
Celulose	7,0	2,0	0
CaCO	5,0	10,0	15,0

**Tabela 2 - Parâmetros de soldagem.**

Tipo de Eletrodo	Parâmetros	Tipo de Fonte	
		FI	FM
A	I (A)	160	159
B		160	161
C		160	160
A	U (V)	20	20
B		18	19
C		17	17
Vs (cm/min)		17,5	17,5

Deve-se salientar que o simulador de soldagem manual com eletrodos revestidos foi programado para soldar com o mesmo comprimento visível de arco em todos os experimentos. Logo, os diferentes valores observados na Tabela 2, para a tensão do arco, em função do aumento da basicidade da escória, devem-se, além das diferenças encontradas no efeito canhão, a uma variação nas características físicas da atmosfera do arco.

Antes da realização desses ensaios, foram feitas soldagens manuais de corpos de prova, em CA, para a determinação da composição química do metal de solda e da escória.

O estudo do comportamento do arco foi feito com base na metodologia desenvolvida por Farias (1993) que avalia a estabilidade do arco com base na transferência de carga elétrica e de metal. Através do emprego de softwares específicos determinaram-se as grandezas representativas do comportamento do arco.

A facilidade de transferência de metal foi avaliada pela facilidade da ocorrência de curto-circuito ( $F_{cc}$ ) e pela facilidade de transferência da gota durante o curto-circuito ( $F_{tm}$ ). Quanto maiores esses índices, maiores serão a facilidade de ocorrência de curtos-circuitos e de transferência metálica por curto-circuito. A regularidade de transferência metálica é avaliada pelos índices  $R_{cc}$  e  $R_{tm}$  que significam, respectivamente, o inverso do desvio padrão relativo do período médio de transferência ( $T$ ) e do tempo médio de curto-circuito ( $t_{cc}$ ). Quanto maiores esses valores maior é a regularidade de transferência de metal. Para a avaliação da facilidade de transferência de carga elétrica utilizou-se o índice  $B^+$ , que representa o aumento médio da condutividade elétrica do espaço entre o eletrodo e a poça de fusão na mudança de polaridade para o meio ciclo positivo (Pokhodnya, 1980). Quanto maior o valor de  $B^+$ , maior é a facilidade de transferência de carga em CA. A regularidade de transferência de carga elétrica foi avaliada a partir do inverso do desvio padrão relativo do

índice B<sup>+</sup>. Quanto maior esse índice, mais regular é a transferência de carga em corrente alternada.

Todos os resultados obtidos a partir dos índices descritos foram submetidos ao tratamento estatístico de análise de variância adotando-se um índice de significância de 5,0 % (Costa Neto, 1997).

### 3. RESULTADOS

Nas Tabelas 3 e 4 estão apresentadas as composições químicas do metal de solda e da escória. Observa-se que os objetivos principais de aumento da basicidade da escória e de redução do teor de Si do metal de solda foram alcançados com as formulações propostas. A Figura 1 ilustra o efeito da composição química do revestimento sobre o índice de basicidade da escória.

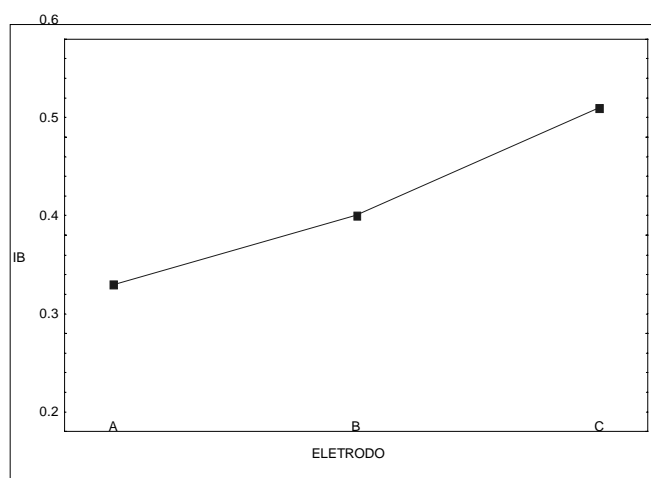
**Tabela 3** - Composição química do metal de solda (%).

Eletrodo	C	Si	Mn
A	0,045	0,21	0,32
B	0,041	0,14	0,32
C	0,032	0,05	0,26

Obs.: P e S < 0,01

**Tabela 4** - Composição química e índices de basicidade da escória.

	Tipo de Eletrodo		
	A	B	C
CaO	2,3	4,6	7,5
FeO	8,7	8,8	9,3
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	4,0	4,0	3,2
SiO <sub>2</sub>	20,8	19,0	14,0
MgO	-	-	-
MnO	10,3	12,0	11,1
TiO <sub>2</sub>	51,3	49,3	52,2
Na <sub>2</sub> O	0,3	0,3	0,8
K <sub>2</sub> O	4,8	4,0	3,5
Índice de Basicidade	0,35	0,42	0,53

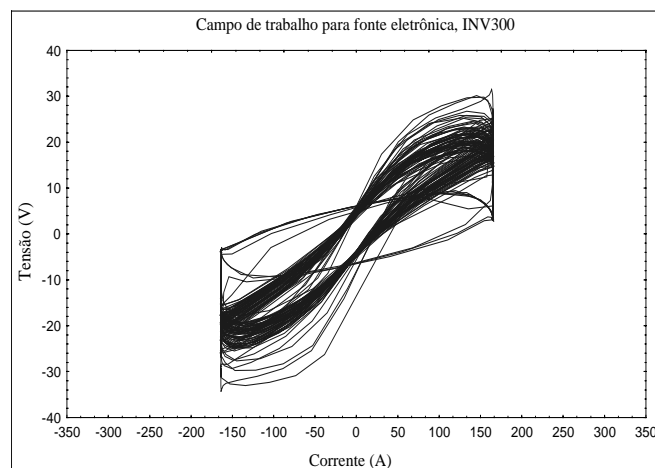


**Figura 1** - Efeito do tipo de eletrodo sobre o índice de basicidade da escória.

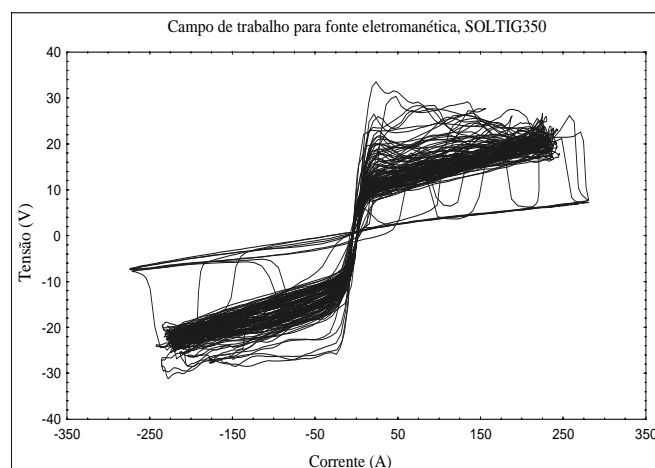
Apesar de apresentarem características construtivas diferentes, observou-se durante os ensaios que não houve dificuldade na abertura do arco em ambas as máquinas. Atribui-se isso à boa operacionalidade dos eletrodos rutílicos. Observou-se, também, que independente do tipo de fonte de energia, ocorre uma diminuição na frequência de salpicagem acompanhada de um aumento volumétrico da gota salpicada, com o incremento da basicidade da escória dos eletrodos.

O estudo qualitativo do “campo de trabalho” das fontes é bastante pertinente. As curvas de tensão x corrente de ambas as máquinas podem ser vistas nas Figuras 2 e 3, para o eletrodo B, onde fica evidente a maior dispersão dos valores de corrente da fonte convencional. Esta apresentou valores de amperagem variando de -250 a 250 A. A justificativa para esse comportamento deve-se à grande amplitude alcançada pela onda de corrente senoidal (Figura 3), às elevadas correntes de curto-circuito e ainda ao gradiente da curva de característica estática.

Na fonte eletrônica, a variação da corrente foi bem menor, devido esta apresentar uma onda quadrada (Figura 2), diminuindo consideravelmente sua amplitude e apresentando picos de corrente menores do que a fonte convencional.



**Figura 2** - Campo de trabalho para fonte eletrônica em CA, eletrodo B.



**Figura 3** - Campo de trabalho para fonte eletromagnética em CA, eletrodo B.

Os dados referentes à transferência metálica e de carga para os dois tipos de fonte empregados estão indicadas na Tabela 5. A seguir, na Tabela 6, apresentam-se os resultados da análise de variância desses índices. Verifica-se que o tipo de fonte afetou apenas os índices  $B^+$  e  $F_{tm}$  ( $\alpha < 5\%$ ).

Com relação à transferência de carga elétrica percebe-se, pela Tabela 5 que a fonte eletrônica apresenta uma maior facilidade de reabertura do arco na mudança de polaridade (maior índice  $B^+$ ). As Figuras 4 e 5 ilustram esse comportamento.

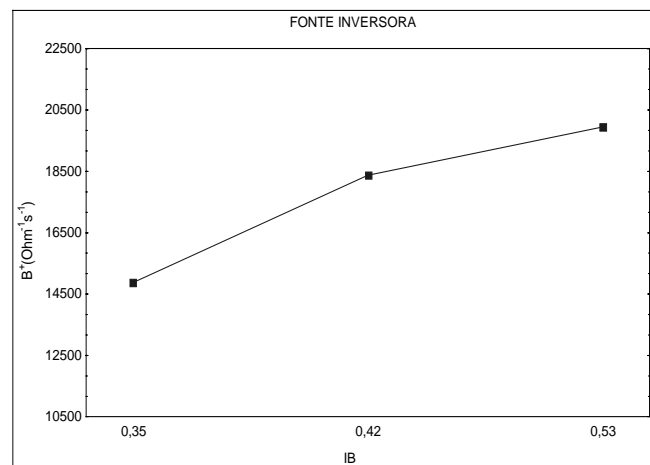
**Tabela 5** - Dados da estabilidade do arco.

Tipo de Fonte	Tipo De Eletrodo	Transferência de Carga		Transferência de Metal			
		Facilidade $B^+(\Omega^{-1} s^{-1})$	Regularidade $RB^+$	Facilidade $F_{cc}(s^{-1})$	$F_{tm}(s^{-1})$	Regularidade $R_{cc}$	$R_{tm}$
Inversora	A	14879	2,53	11,09	117	1,73	1,81
	B	18372	3,38	7,59	112	1,72	1,98
	C	19951	4,25	4,93	92	1,78	1,87
Eletromagnética	A	3595	3,49	9,03	189	1,44	2,48
	B	3658	2,98	9,37	128	1,60	1,65
	C	3834	3,66	8,02	128	1,57	1,64

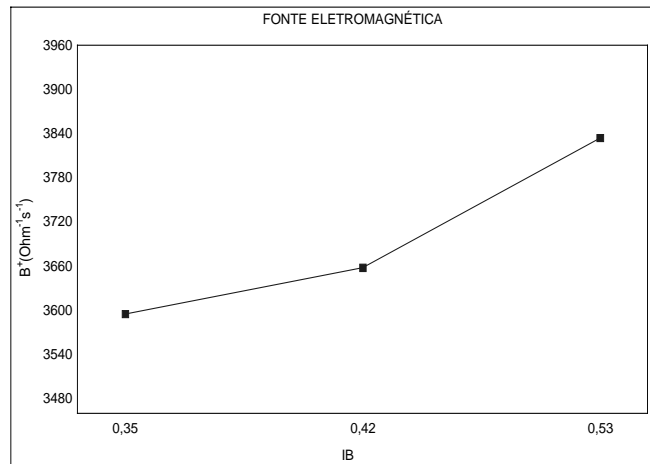
**Tabela 6** - Resultados da análise de variância dos dados da estabilidade do arco.

Variável Dependente	Eletrodo	Fatores Fonte	Interação
B	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>
RB	<b>0,28</b>	44,07	<b>0,56</b>
Fcc	<b>2,2</b>	31,82	9,10
Ftm	<b>0,36</b>	<b>0,03</b>	5,92
Rcc	77,99	8,08	80,33
Rtm	9,01	79,31	<b>2,65</b>

Obs.: níveis de significância,  $\alpha$ , em %.



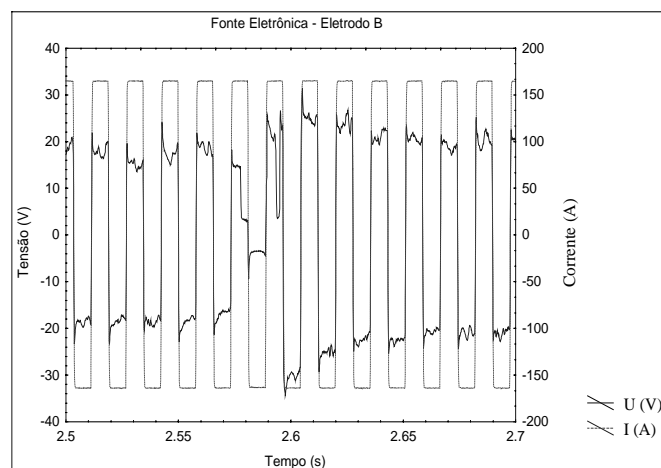
**Figura 4** - Efeito do aumento da basicidade da escória sobre a facilidade de transferência de carga elétrica em CA, fonte eletrônica.



**Figura 5** - Efeito do aumento da basicidade da escória sobre a facilidade de transferência de carga elétrica em CA, fonte eletromagnética.

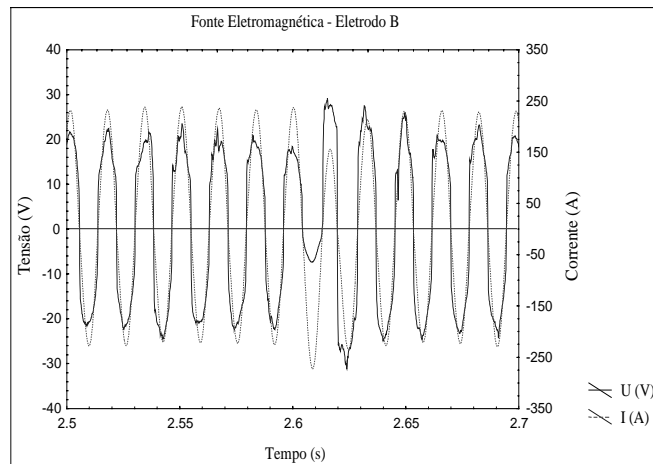
Isso deve-se fundamentalmente ao menor tempo de reabertura do arco típico das fontes de onda quadrada. As Figuras 6 e 7 ilustram as diferenças entre os dois tipos de ondas para comportamento dinâmico das fontes eletromagnética (senoidal) e eletrônica (quadrada), onde se pode perceber que na onda quadrada (Figura 6) a mudança de polaridade é instantânea. Ao contrário da facilidade de reabertura do arco, não foram verificadas diferenças significativas entre as suas regularidades para os dois tipos de fontes como pode ser visto na Tabela 6.

Sabe-se que as fontes que possuem maiores correntes de curto-circuito facilitam a transferência da gota, diminuindo o tempo de curto-circuito (tcc), e podendo reduzir a taxa de deposição dos eletrodos pela maior salpicagem. Uma análise das Figuras 2 e 3 indica que a fonte eletromagnética apresenta correntes de curto-circuito superiores aos valores apresentados pela fonte eletrônica, o que é responsável diretamente pelos maiores valores encontrados para a facilidade de transferência de metal nesta máquina. A Figura 8 ilustra esse fato.

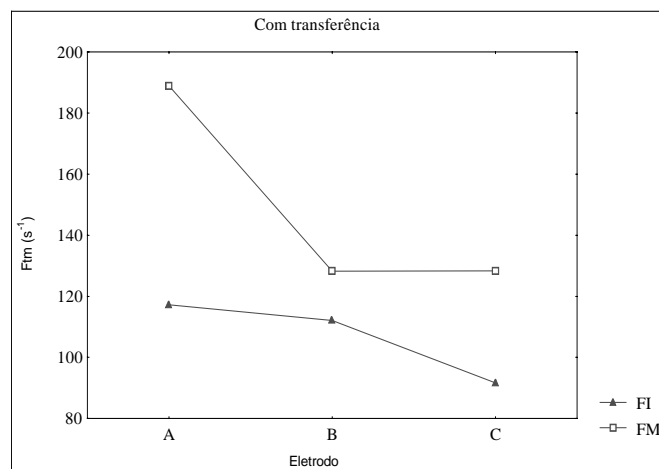


**Figura 6** - Comportamento dinâmico da tensão e da corrente do arco em CA. Eletrodo B.





**Figura 7** - Comportamento dinâmico da tensão e da corrente do arco em CA. Eletrodo B.



**Figura 8** - Efeito do aumento da basicidade da escória sobre a facilidade de transferência de metal.

#### 4. CONCLUSÕES

As formulações de revestimentos rutílicos propostas possibilitaram um aumento sistemático da basicidade da escória e uma relevante redução nos teores de silício do metal de solda. O aumento da basicidade da escória causou uma redução na tensão do arco e uma melhoria na facilidade de transferência de carga elétrica em ambas fontes de energia. Percebe-se ainda, a ocorrência de muitos curtos-circuitos com tendência de aumento do tempo de curto-circuito com o aumento da basicidade da escória.

O tipo de fonte exerce papel determinante sobre o comportamento do arco, destacando-se os elevados valores do índice  $B^+$  obtidos com a fonte eletrônica, para estes eletrodos, devido à forma de onda quadrada da corrente alternada.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CONARCO S.A. pela fabricação dos eletrodos, ao CNPq e a FINEP pelo suporte financeiro para a realização deste trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Boniszewski, T., Tuliane, S. S. T. and Eaton, N. F., 1969, Notch Toughness of Comercial Submerged Arc Weld Metal. Welding Metal Fabrication, 37, pp.327-339,
- Boniszewski, T.; Evans, G. M. and Hart, P. H. M., 1994, Studies of AWS E6013 rutile electrodes. Part 1: Effects of Calcium Carbonate. IIW-IIS Doc.II-A-931-94 (II-1263-95).
- Boniszewski, T. and Evans, G. M., 1995, Studies of AWS rutile electrodes,1995, Part 2: Changes in toughness at constant strength. IIW-IIS, Doc.II-A-940-95 (II-A-1263-95).
- Costa Neto, P. L. O., 1997, Estatística, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo.
- Farias, J. P.,1993, Magnésio Metálico como Componente do Revestimento na Soldagem com Eletrodos ao C-Mn-Ni. Tese de Doutorado. UFSC. Dezembro.
- Farias, J. P.; Bálsamo, P. S. S. e Scotti, A., 1995, AWS E6013 Rutile Electrodes: The Effect of Wollastonite. Part 2: On Arc Stability and Economical Characteristics. IIW-IIS, Doc.II-A-948-95
- Farias, J. P., Rocha, V. S., Mendes da Silva, C. L., Surian E., 1999, Sistema Rutílico AWS E6013 Modificado: Efeito da Basicidade da Escória Sobre as Características Econômicas e a Geometria da Solda. V Congresso Argentino de Soldadura, Buenos Aires.
- Mendes da Silva, C. L.,1998, Caracterização Operacional e Econômica de Eletrodos Rutílicos com Magnésio Metálico no Revestimento. Dissertação de Mestrado, UFPa, Junho.
- Pokhodnya, I. K. *et al.*, 1980, Study of Alternating Current Arc Stability. Arc Physics and Weld Pool Behaviour. The Welding Institute. Vol. I, Cambridge, pp. 93-99.
- Rissone, N. M. R.; Corvalán, P. and Surian, E., 1994, The Effect of the Variation of the Slag Basicity on an AWS A5.1-91 E6013 Type Electrode. IIW-IIS Doc.II-A-929-94 (II-1262-95)
- Rissone, N. M. R.; Bott, I. S.; Jorge, C. F.; Corvalán, P. and Surian, E., 1995, AWS A5.1-91 E6013 Rutile Electrodes: The Effect of Wollastonite. Part 1: On Diffusible Hydrogen, Operational Behaviour and All-weld Metal Properties. IIW-IIS, Doc.II-A-931-95.
- Rocha, V. S., Mendes da Silva, C. L., Farias, J. P., Surian E., 1999, Sistema Rutílico ANSI/AWS A5.1-91 E6013 Modificado: Efeito da Basicidade da Escória Sobre o Comportamento do Arco. XXV Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Belo Horizonte, Setembro.
- Rocha, V. S., Mendes da Silva, C. L., Farias, J. P., Surian E., 1999, Sistema Rutílico ANSI/AWS A5.1-91 E6013 Modificado: Efeito da Basicidade da Escória Sobre o Comportamento do Arco. XXV Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Belo Horizonte, Setembro.
- Surian, E.: The Effect of Magnesium on AWS E7024 SMAW Electrode Properties. IIW-IIS, Doc.II-A-994-96.

## TENACIDADE À FRATURA DA LIGA EUTÉTICA $\text{Al}_3\text{Nb-Nb}_2\text{Al}$

**Carlos Triveño Rios**

**Peterson Ferrandini**

**Rubens Caram**

Universidade Estadual de Campinas - Faculdade de Engenharia Mecânica - Departamento de Engenharia de Materiais - UNICAMP. Cidade Universitária, C.P.6122, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [triven@fem.unicamp.br](mailto:triven@fem.unicamp.br); [peter@fem.unicamp.br](mailto:peter@fem.unicamp.br); [caram@fem.unicamp.br](mailto:caram@fem.unicamp.br).

### Resumo

Vários sistemas apresentam ligas eutéticas interessantes quando se pensa em materiais estruturais para altas temperaturas, e dentre eles o sistema Nb-Al, relativamente pouco estudado. Nesse sistema encontra-se  $\text{NbAl}_3\text{-Nb}_2\text{Al}$ , que como a maioria dos compostos intermetálicos apresenta elevada resistência e fragilidade, e conseqüentemente baixa tenacidade à fratura. Como a tenacidade à fratura é um parâmetro fundamental de qualquer material estrutural, é importante que ela seja conhecida para a liga em questão. Devido à sua fragilidade é necessário que se utilizem outros métodos de ensaio que não requeiram corpos de prova de geometria complexa, como aqueles utilizados nos ensaios de flexão. Para esse trabalho foram obtidas algumas amostras da liga  $\text{NbAl}_3\text{-Nb}_2\text{Al}$ , que foram ensaiadas em estado bruto de fusão, e também depois de terem passado por um processo de solidificação direcional. A estrutura bruta de fusão apresentou maior dureza e menor tenacidade à fratura que a estrutura solidificada direcionalmente. Os valores encontrados são coerentes com os valores encontrados na literatura ( $K_{IC} = 2,5 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  para o  $\text{NbAl}_3$  e  $K_{IC} = 1,9 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  para o  $\text{Nb}_2\text{Al}$ ). O estudo das superfícies de fratura mostrou que as trincas sempre se propagam por clivagem.

**Palavras-chave:**  $\text{NbAl}_3\text{-Nb}_2\text{Al}$ ; intermetálicos; tenacidade à fratura

### 1. INTRODUÇÃO

A tenacidade à fratura,  $K_{IC}$ , de um material é um parâmetro importante, necessário para prever o desempenho mecânico de materiais estruturais. Tenacidade à fratura de um material é a capacidade que esse material tem de resistir à propagação de um defeito existente (trinca). Quando a tenacidade à fratura de um material é conhecida, sabe-se exatamente que valor da combinação tensão/comprimento de trinca aplicado a esse material causaria a propagação desse defeito, o que na prática significa falha catastrófica. Esse parâmetro pode ser obtido utilizando-se vários métodos disponíveis na literatura, e um deles é o método da impressão de dureza, que consiste em fazer uma impressão de dureza Vickers em um material frágil, estimando-se a tenacidade à fratura do material a partir das dimensões das trincas geradas na impressão. O método é simples e rápido, e é bastante utilizado na determinação da tenacidade à fratura de materiais cerâmicos há quase duas décadas [Li, 1989], e recentemente, de

compósitos do tipo metal-cerâmica e de compostos intermetálicos [Schneibel, 1988; Ebrahimi, 1993].

Ao se fazer a impressão cria-se uma zona, logo abaixo do penetrador, deformada plasticamente, que é totalmente envolvida por uma segunda zona deformada elasticamente. Esse processo cria um campo de tensões que leva à formação de trincas no material que circunda a impressão. Alguns tipos de trincas podem surgir, e as mais importantes são as trincas diagonais, que são aquelas saindo dos cantos da impressão. A trinca diagonal pode ser média ou semicircular, ou pode ser uma trinca de Palmqvist. A trinca de Palmqvist ocorre para os materiais de maior tenacidade à fratura e a trinca média ocorre para os materiais de menor tenacidade à fratura [Lankford, 1982]. A figura 1 mostra os comprimentos característicos de uma impressão Vickers utilizados na determinação de  $K_{IC}$ .

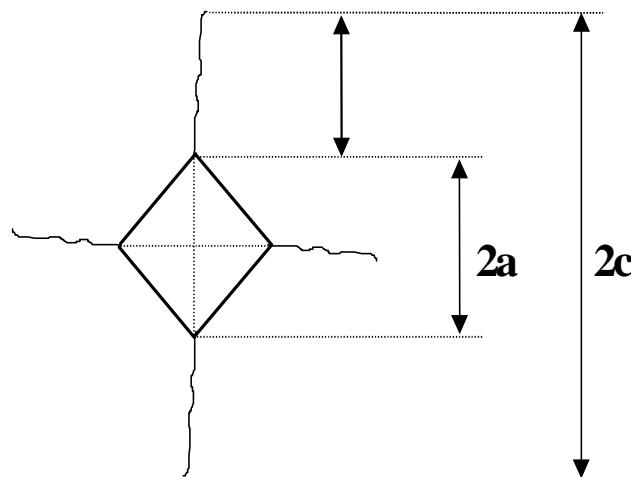


Figura 1. Comprimentos característicos das impressões Vickers

Existem diversos modelos utilizados para se determinar a tenacidade à fratura a partir das dimensões da impressão e das trincas geradas. Um modelo bastante utilizado é aquele proposto por Blendell [Niihara, 1982], que estabelece a existência de uma relação universal entre tenacidade à fratura e a razão tamanho da trinca/tamanho da impressão, que é mostrado na equação 1.

$$K_{IC} = 0,0285H_v^{0,6}E^{0,4}a^{0,5}\log(8,4a/c), \quad (1)$$

em que,  $H_v$  é a dureza Vickers (GPa),  $E$  é o módulo de elasticidade (GPa), ' $c$ ' e ' $a$ ' são os comprimentos da trinca e da impressão ( $\mu\text{m}$ ), respectivamente.

Quanto ao material, o sistema Nb-Al apresenta uma transformação eutética (líquido  $\Leftrightarrow$   $\text{Al}_3\text{Nb-Nb}_2\text{Al}$ ). As duas fases intermetálicas apresentam-se como materiais interessantes para operações em temperaturas acima de  $1.000^\circ\text{C}$  [Kumagai, 1992; Smith, 1992], devido a sua elevada temperatura de fusão e às massas específicas relativamente baixas. Porém, essas fases com estruturas cristalinas ordenadas de longo alcance, apresentam baixa ductilidade e portanto, elevada fragilidade em baixas temperaturas, exibindo comportamento semelhante aos materiais cerâmicos.

Uma alternativa promissora para substituir as superligas à base de Ni como materiais estruturais são os compósitos estruturais "in-situ", obtidos de reações eutéticas e constituídos por fases intermetálicas, que poderiam trabalhar a temperaturas superiores

àquelas permitidas pelas superligas. Além dessa vantagem, esses materiais apresentam também estabilidade termodinâmica interfacial entre as fases, assim como uma forte ligação entre as mesmas [Aikin, 1997].

Dentre os diversos sistemas binários contendo reações eutéticas que resultam na formação de fases intermetálicas, um com características bastante interessantes e pouco estudado é o sistema Nb-Al [Kumagai, 1992; Smith, 1992]. Nesse sistema, segundo Massalsky [1990], a transformação eutética (líquido  $\Leftrightarrow$   $Al_3Nb-Nb_2Al$ ) de interesse do presente trabalho ocorre em temperatura próxima a  $1.590^{\circ}C$  e composição próxima 45,0 % em átomos de Nb. Contrariamente às vantagens de elevadas temperaturas de fusão e massas específicas relativamente baixas, essa liga eutética apresenta desvantagens como baixa ductilidade, e elevada fragilidade, consequentemente apresentando também baixíssima tenacidade à fratura em baixas temperaturas.

O objetivo do presente trabalho é o estudo da tenacidade à fratura de ligas do sistema Al-Nb, através de impressões de microdureza Vickers.

## 2. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A obtenção das ligas eutéticas solidificadas direcionalmente (S. D.) ocorreu em duas etapas. A etapa preliminar consistiu em fundir-se os elementos Al e Nb de pureza comercial, na composição eutética, em forno à arco, sob atmosfera de argônio de alta pureza. Nessa etapa, Nb e Al foram fundidos, gerando-se amostras que foram trituradas e refundidas para que no final elas fossem o mais homogêneas possível. Ao final dessa etapa, as perdas de material por evaporação e manipulação foram inferiores a 0,5% em peso.

A segunda etapa, de crescimento direcional da liga eutética, foi realizada em um forno Bridgman. Tal equipamento consiste basicamente de uma câmara de vácuo, injeção de argônio e um sistema de translação que permite movimentar lentamente a amostra processada, de uma região de alta temperatura, para outra inferior, de baixa temperatura. As amostras de comprimento próximo a 50,0 mm e diâmetro próximo a 5,0 mm foram acondicionadas em tubos de alumina de alta pureza, que por sua vez foram inseridos em cilindros de tântalo. A amostra, o tubo de alumina e a peça em tântalo foram posicionados dentro de um tubo de quartzo de diâmetro próximo a 50,0 mm e aquecidos por meio de uma bobina convenientemente conectada a uma fonte de rádio-freqüência. O controle de temperatura foi obtido com o uso de um pirômetro óptico. Em todos os experimentos utilizou-se temperatura máxima, medida no susceptor, próxima a  $1.610^{\circ}C$ , gradiente térmico próximo a  $80^{\circ}C/cm$  e taxa de crescimento de 2,0 cm/h..

Em seguida ao crescimento direcional, os lingotes foram preparados para a análise microestrutural. Os lingotes foram polidos em diferentes panos de nylon e, finalmente, em pano Microcloth lubrificado com suspensão de ( $H_2O_{dest} + KOH$ ), com a finalidade de obter maior contraste das fases  $Al_3Nb$  e  $Nb_2Al$ . Os detalhes da microestrutura eutética foram avaliados por microscopia eletrônica de varredura (SEM) equipado com "Energy Dispersive Spectroscopy" (EDS).

Os valores médios de tenacidade à fratura foram obtidos de pelo menos cinco medidas, já que quase 60% das impressões resultaram em trincas impróprias para utilização. O aparelho utilizado foi um durômetro W-Testor equipado com cargas que variam de 0,25 kgf até 10,0 kgf. O tempo de impressão foi de 15 segundos.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 3.1 Dureza

A figura 2 mostra os valores de dureza obtidos com as impressões também utilizadas na determinação da tenacidade à fratura. Observa-se que os valores de dureza diminuem com o aumento da carga, porém apresentam uma tendência a permanecer constantes sob cargas mais elevadas. Tal redução de dureza está diretamente relacionada à ocorrência de trincas durante a operação de impressão, em que uma parte da energia necessária para a formação da impressão é dissipada pela formação de trincas.

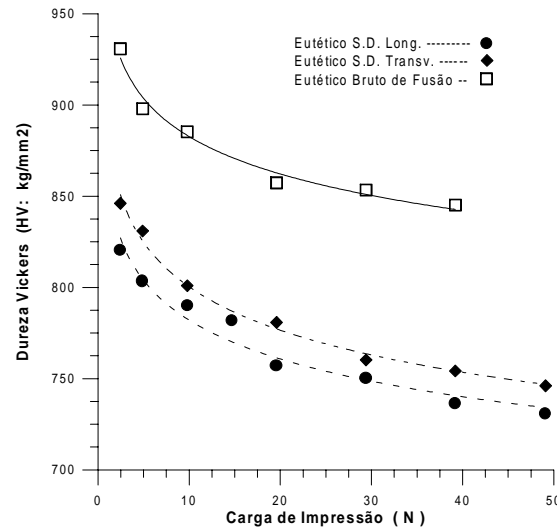


Figura 2. Dureza Vickers em função da carga de impressão. (□) estado bruto de fusão, (◆) S. D. Transversal, (●) S. D. Longitudinal.

Também é observado que a liga no estado bruto de fusão exibe maior dureza quando comparada com a liga solidificada direcionalmente. Isso se deve principalmente ao fato de que no estado bruto de fusão, o espaçamento lamelar é mais refinado ( $\sim \lambda = 1,0$  a  $2,5 \mu\text{m}$ ) do que na estrutura solidificada direcionalmente ( $\sim \lambda = 4,0$  a  $5,0 \mu\text{m}$ ). Deve-se lembrar também que a maior concentração de tensões em estruturas brutas de fusão torna-as mais duras e frágeis.

### 3.2 Tenacidade à fratura

Foram determinados os valores de tenacidade à fratura da liga na condição bruta de fusão e na condição solidificada direcionalmente (S.D.). Como o módulo de elasticidade da liga eutética não foi encontrado na literatura, foram utilizados os módulos de elasticidade das fases  $\text{NbAl}_3$  e  $\text{Nb}_2\text{Al}$ , obtendo-se assim um valor teórico utilizando-se a equação 2, em que  $f_v$  é a fração de volume de cada uma das fases  $\text{Al}_3\text{Nb}$  (47,7) e  $\text{Nb}_2\text{Al}$  (53,3) [Kumagai, 1992] e  $E$  é o módulo de elasticidade de cada fase  $\text{Al}_3\text{Nb}$  (120 GPa)[Schneibel, 1988] e  $\text{Nb}_2\text{Al}$  (100 GPa)[Schneibel, 1988]. Os resultados podem ser observados na figura 3 e na tabela 1.

$$E_{\text{eut}} = (f_v \cdot E)_{\text{Nb}_2\text{Al}} + (f_v \cdot E)_{\text{NbAl}_3}, \quad (2)$$

Os valores de tenacidade à fratura da liga eutética encontrados (figura 3) estão em concordância com os trabalhos desenvolvidos por Ebrahimi [1993] e Schneibel et al. [1988],

que apresentam valores de  $K_{IC}$  iguais a  $2,5 \pm 0,5 \text{ MPa.m}^{1/2}$  para  $\text{NbAl}_3$ , e  $1,9 \text{ MPa.m}^{1/2}$  para  $\text{Nb}_2\text{Al}$  em estado recozido.

Na Figura 3, observa-se que a amostra em estado bruto de fusão apresenta uma tenacidade à fratura inferior quando comparada à solidificada direcionalmente. Explica-se esse comportamento pelo estado instável em que se encontra a amostra, devido ao nível considerável de tensões residuais deixadas pela solidificação rápida na obtenção das amostras. Já no caso de amostras solidificadas direcionalmente, apesar de elas apresentarem um espaçamento lamelar maior do que as amostras em estado bruto de fusão, a tenacidade à fratura é maior, o que mostra que o efeito da estrutura mais grosseira tem menor influência nas propriedades mecânicas da liga do que o maior ou menor nível de tensões residuais. Deve-se lembrar que as amostras solidificadas direcionalmente foram processadas quase em estado de equilíbrio, o que gera uma estrutura com nível de tensões residuais menor.

Tabela 1. Comprimento da trinca e da diagonal impressa em função de diferentes cargas aplicadas. BF: estrutura bruta de fusão; SDT: estrutura solidificada direcionalmente direção transversal; SDL: estrutura solidificada direcionalmente direção longitudinal.

Carga Aplicada (N) / Comprimentos característicos de c e a, ( $\mu\text{m}$ )														
Estr.	4,9 N		9,8 N		14,7 N		19,6 N		29,4 N		39,2 N		49,1 N	
	a	c	a	c	a	c	a	c	a	c	a	c	a	c
BF	16,1	33,8	22,8	59,1			32,7	92,6	40,8	111,9			47,3	133,9
SDT	17,0	-.-	24,1	31,6			34,6	55,1	42,8	80,4	49,4	104,7	55,7	111,1
SDL	17,0	23,8	24,2	40,2	29,8	48,9	35,0	67,5	43,1	87,6	50,2	119,9	56,3	136,1

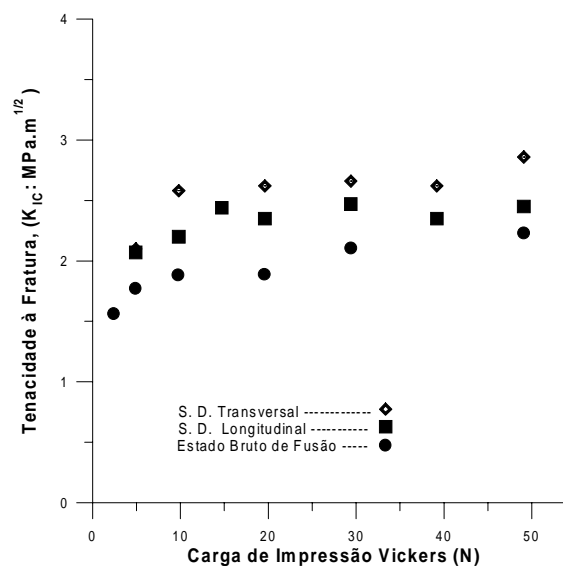


Figura 3. Tenacidade à fratura,  $K_{IC}$ , da liga eutética  $\text{Al}_3\text{Nb-Nb}_2\text{Al}$ , em função de cargas de Impressão.

### 3.3 Fractografia

As trincas resultantes das impressões Vickers estão nas figuras 4-7. Na figura 4 pode-se observar uma trinca do tipo Palmqvist, normal à direção de aplicação da carga de impressão, sendo que todas as trincas desenvolvidas nas pontas das diagonais são relacionadas ao Modo I

de fratura. Observando-se as figuras 4-7 pode-se presumir que o micromecanismo de fratura pelo qual as trincas se desenvolveram foi clivagem, já que o material não tem ductilidade suficiente para a formação de *dimples* e as trincas se apresentam de forma bastante reta, o que não sugere nenhum acompanhamento de contorno, que aconteceria se a fratura fosse intergranular. Ao se observar as figuras 8-12 nota-se facilmente que as trincas realmente se desenvolveram por clivagem. Nas figuras 8 e 9 observa-se a superfície de fratura de uma amostra em estado bruto de fusão. A observação dessas figuras mostra que não há nenhuma dúvida de que a trinca se desenvolveu por clivagem, já que o aspecto é sempre plano sem nenhum indício de deformação. Na figura 10 vê-se a superfície de fratura de um lingote solidificado direcionalmente, também apresentando aspecto plano, sem sinais de deformação, o que é típico de superfícies clivadas. As figuras 11 e 12 mostram essa mesma superfície com maior ampliação. Na figura 11 pode-se observar que realmente não há indícios de deformação, e em termos microscópicos a fratura é plana, apresentando alguns padrões de rios, que são mudanças de plano de propagação da trinca. Ainda na figura 11, observa-se um encontro de grãos, onde é fácil notar que a trinca sofreu um desvio em sua direção de propagação devido ao fato de ter que acompanhar a orientação cristalina diferente do novo grão em que está entrando. Na região central da figura 12 observa-se mais claramente a mudança de direção de propagação da trinca, que vem acompanhando a orientação das lamelas e encontra uma região fibrosa, que funciona como um obstáculo, obrigando a uma mudança de plano. O defeito observado na figura 12 aparece na figura 11 como um padrão de rio. Nas figuras 4, 5 e 7 observa-se que a trinca caminha indistintamente pelas duas fases, o que revela que não há diferença significativa de tenacidade entre o  $\text{Nb}_2\text{Al}$  e o  $\text{Al}_3\text{Nb}$ . Na figura 6 pode-se observar que algumas vezes a trinca mostrou tendência a acompanhar a interface entre as fases, e que essa tendência não se confirmou, já que a trinca, mesmo seguindo direção paralela à direção das lamelas não se manteve na interface mas penetrou em uma das fases. Isso mostra que a interface apresenta maior energia de ligação, o que dificulta a propagação da trinca. As figuras 4 e 7 apresentam trincas regularmente desenvolvidas, onde se pode observar que muitas vezes, ao atingir uma nova fase lamelar, a trinca sofre uma pequena mudança de direção. Essa pequena mudança de direção significa que cada lamela é um obstáculo à propagação da trinca e quanto maior o número de obstáculos à propagação de uma trinca maior a tenacidade à fratura da liga [Hertzberg, 1996]. Pode-se concluir, então, que a fase escura,  $\text{Al}_3\text{Nb}$ , atua como uma fase de reforço na matriz clara, o  $\text{Nb}_2\text{Al}$ .

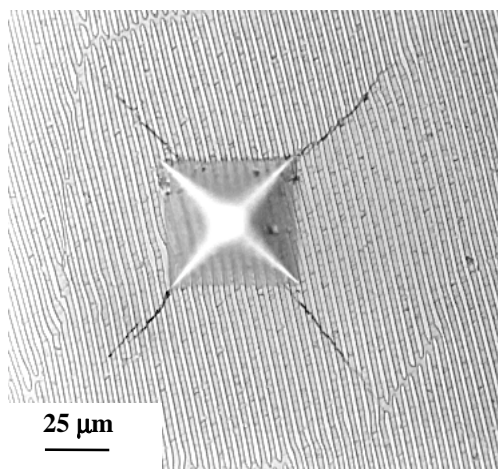


Figura 4. Trinca desenvolvida com carga de 2 kg, S. D.

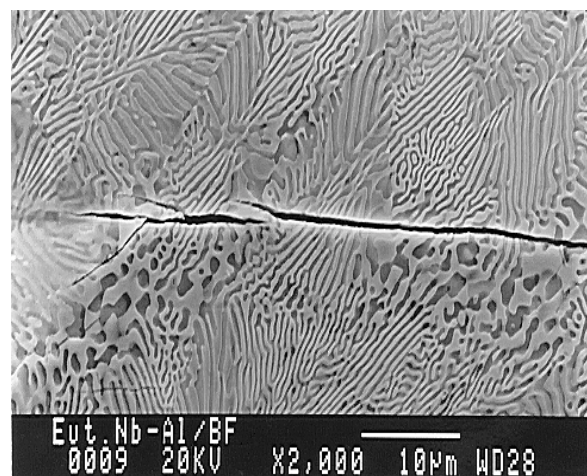


Figura 5. Trinca desenvolvida em estado bruto de fusão.



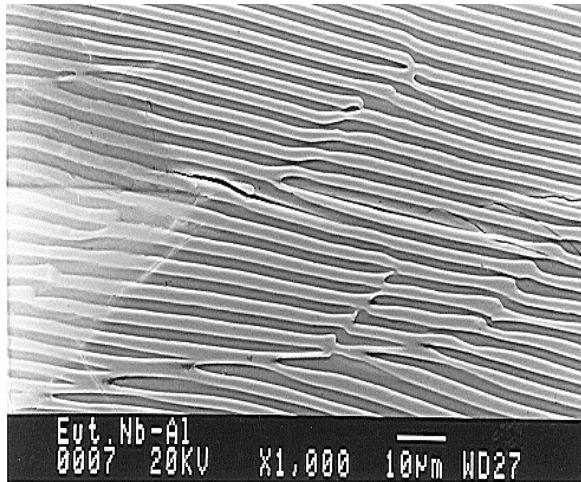


Figura 6. Trinca paralela às lamelas, em amostra S. D..

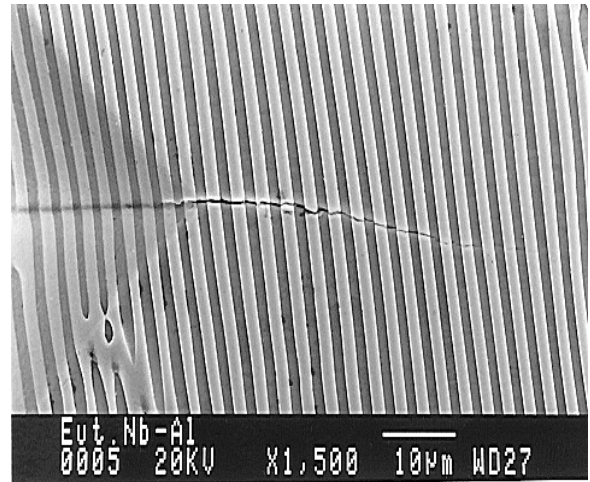


Figura 7. Trinca quase normal às lamelas, em amostra S.D..

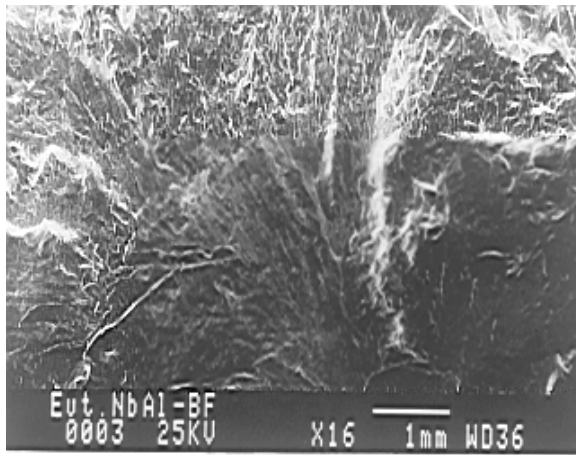


Figura 8. Fratura de amostra em estado bruto de fusão.

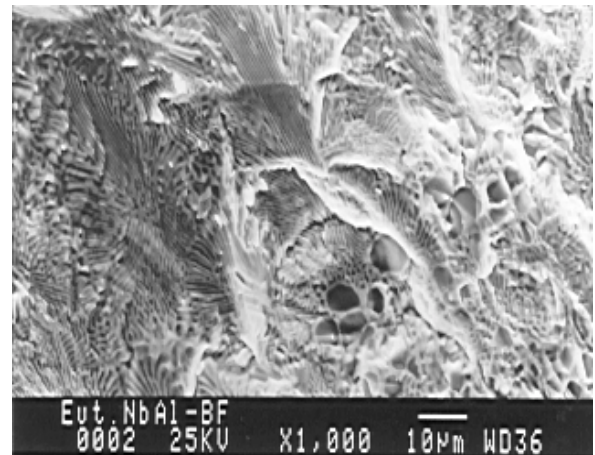


Figura 9 Ampliação da figura 8.

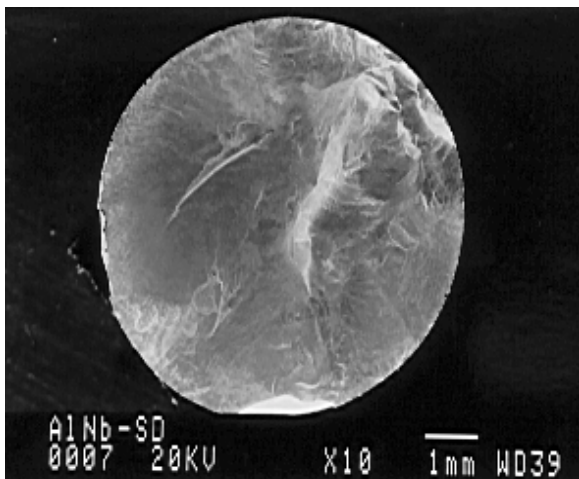


Figura 10. Fratura transversal de lingote solidificado direcionalmente (S. D.).

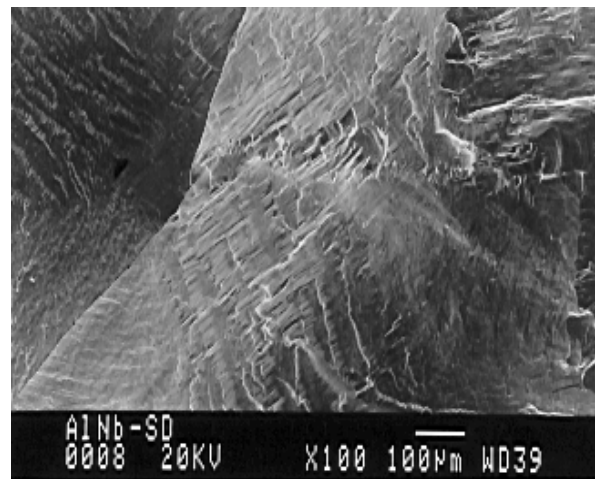


Figura 11. Ampliação da figura 10.

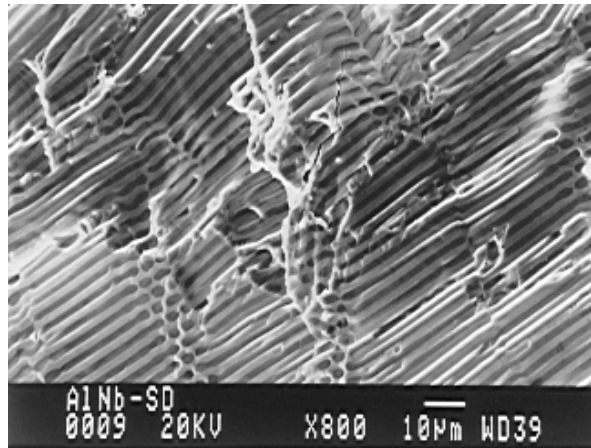


Figura 12. Ampliação da figura 10.

#### 4. CONCLUSÃO

A partir dos dados obtidos é possível concluir que a liga eutética solidificada direcionalmente tem sua tenacidade à fratura melhorada em relação à liga eutética no estado bruto de fusão. Por outro lado, devido aos baixos valores de tenacidade à fratura, e ao modo de desenvolvimento das trincas, essa liga apresenta um comportamento semelhante aos materiais cerâmicos. Apesar de suas propriedades mecânicas interessantes em temperaturas elevadas, para que essa liga possa ser considerada como material estrutural é necessário elevar o valor de sua tenacidade à fratura, seja por meio de adição de elementos de liga, produzindo alguma alteração nas estruturas cristalinas de suas fases, seja por meio de reforço das fases, o que requer um estudo mais profundo.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Ao DEMAR/FAENQUIL-Lorena SP, pelo fornecimento do nióbio e à FAPESP, ao FAEP-UNICAMP e ao CNPq, pelo financiamento da pesquisa.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Aikin, M. R., J. of Metals, p.35, 08/1997.
- Ebrahimi, F.; Hoelzer, T. D., Materials Science and Engineering, v.A171, p.35, 1993.
- Hetzberg, R. W., "Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials", John Wiley & Sons, 4<sup>th</sup> edition, p.407-409, 1996.
- Kumagai, T.; Hanada, S., Materials Science and Engineering, v.A152, p.349, 1992.
- Lankford, J., J. of Materials Science Letters, v.1, p.493, 1982.
- Li, Z.; Ghosh, A.; Kobayashi, S. A.; Bradt, C. R., J. Am. Ceram. Soc., v.72, p.904, 1989.
- Massalski, B. T., Binary Alloy Phase Diagrams, ASM, 2.ed, v.1, p.179, 1990.
- Niihara, K.; Morena, R.; Hasselman, H. D., J. of Materials Science Letters, v.1, p.13, 1982.
- Schneibel, H. J.; Becher, F. P.; Horton, A. J., J. Mat. Res., v.3, p.1272, 11-12/1988.
- Smith, P. P.; Oliver, F. B.; Noebe, D. R., Scripta Metallurgica et Materiala, v.26, p.1365, 1992.

# MICROESTRUTURA DE SOLIDIFICAÇÃO DE LIGAS EUTÉTICAS DO SISTEMA Ni-Al-V

**Srdjan Milenkovic**

**Rubens Caram**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais, 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [srki@fem.unicamp.br](mailto:srki@fem.unicamp.br)

## Resumo

Compósitos de matriz intermetálica (CMI) oferecem uma interessante combinação de propriedades físicas e mecânicas, distintas das suas fases constituintes, tal como alta tenacidade à fratura dos metais acoplada a baixa densidade e alta resistência mecânica dos compostos intermetálicos. O presente trabalho abrangeu a investigação de ligas eutéticas do sistema Ni-Al-V. Como objetivo principal foi estabelecido a investigação da microestrutura de solidificação e as características de morfologia no tocante às condições de solidificação. A caracterização das amostras, além da microscopia óptica, incluiu o emprego das técnicas de análise térmica e de difração de raios-x. Os resultados obtidos indicam que eutético pseudo-binário NiAl-V é do tipo regular com estrutura lamelar como morfologia predominante. Além disso, foi observado que as fases primárias exibem tendência para crescimento não-facetado e que a fase  $\alpha_V$  é a fase de crescimento preferencial nesse sistema. Em adição, o ponto de fusão e a composição eutética foram determinadas com exatidão.

**Palavras-chave:** Compósitos de matriz intermetálica, Eutético, Microestrutura

## 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de elevar temperaturas de operação tem subsidiado pesquisas visando o desenvolvimento de materiais capazes de suportar temperaturas de trabalho próximas a 1.500°C, e esses estudos indicam que uma possível alternativa seria a utilização de ligas metálicas constituídas essencialmente por compostos intermetálicos [Aikin, 1997]. Isso poderia sugerir a utilização unicamente de compostos intermetálicos em funções estruturais, o que é inviabilizado pela baixa tenacidade à fratura. Porém, a combinação desses compostos com outros materiais, principalmente com aqueles de ductilidade maior, poderia originar um material compósito, com propriedades aprimoradas.

O conceito de material compósito é bastante amplo. A maioria desses materiais consiste de uma fase envolvida por uma matriz, com o objetivo de obter características e propriedades específicas. Geralmente, os componentes ou fases não se dissolvem um no outro e podem ser identificados fisicamente por uma interface bem definida entre eles. Uma das definições mais apropriadas de material compósito está ligada a materiais sólidos que exibem mistura ou combinação de dois ou mais constituintes, diferentes em forma e composição e insolúveis um no outro [Smith, 1990]. Os materiais compósitos, em função da técnica de obtenção empregada, podem ser de dois tipos, quais sejam: "in-situ" e "ex-situ". Os materiais compósitos "in-situ" são sistemas polifásicos onde o elemento de reforço é sintetizado juntamente com a matriz, durante a obtenção do produto final, como no caso de uma transformação eutética. Esse fato contrapõe-se com os materiais compósitos "ex-situ", onde a fase de reforço é sintetizada separadamente e em seguida, inserida na matriz em um processo subsequente, como nas técnicas de infiltração ou de consolidação de pós [Aikin, 1997]. A vantagem principal dos compositos "in-situ" é que na interface entre as fases constituintes do

compósito não ocorrem reações interfaciais, pois a formação das fases ocorre, geralmente, dentro de um equilíbrio termodinâmico [Aikin, 1997].

A solidificação de uma liga eutética resulta no equilíbrio de uma fase líquida com duas ou mais fases sólidas, em uma condição única de composição e temperatura. Caso tal transformação de fases ocorra em uma condição de crescimento direcional, a microestrutura final será constituída pelas fases sólidas arranjadas de acordo com a direção de solidificação, o que pode levar à obtenção dos materiais compósitos "in-situ" [Galasso, 1967]. Por serem estáveis do ponto de vista termodinâmico, as estruturas eutéticas não apresentam reações interfaciais entre as fases, e também, na maioria das vezes, a reação eutética leva à formação de compostos intermetálicos.

Uma avaliação junto à literatura sobre os materiais que exibem potencial de emprego em temperaturas elevadas destaca os aluminetos de níquel, e especificamente o composto NiAl. Quando comparado com as superligas de níquel, esse composto exhibe um conjunto de vantagens bastante claro, como baixa massa específica ( $5,95 \text{ g/cm}^3$ ), alta resistência mecânica em temperaturas elevadas, além de ter temperatura de fusão acima de  $1.600^\circ\text{C}$ . Dentre outras vantagens valem destacar a elevada condutibilidade térmica (4 a 8 vezes maior que das superligas) e a elevada resistência à oxidação. Por outro lado, a temperatura de transição dúctil-frágil de compostos NiAl pode atingir, em função de sua microestrutura, valores na faixa de  $350$  a  $400^\circ\text{C}$ , que é menor que a maioria dos compostos intermetálicos usualmente pesquisados para exercer funções estruturais. Entretanto, assim como outros compostos intermetálicos, o composto NiAl apresenta valores extremamente baixos de ductilidade, bem como baixa tenacidade à fratura.

Uma maneira de incrementar as propriedades mecânicas do composto NiAl está ligada à adição de uma nova fase de reforço. No caso de aluminetos de níquel combinados com outra fase, o volume de resultados apresentados recentemente é bastante significativo, como mostram estudos recentes onde fases intermetálicas foram combinadas com metais refratários, com o objetivo de melhorar a tenacidade à fratura e reduzir a fragilidade em baixas temperaturas. Porém, em relação ao possível eutético NiAl-V, a pesquisa bibliográfica resultou em poucas informações sobre esse sistema, destacando-se os trabalhos efetuados por Cotton e Kaufman [Cotton, 1991] e por Pellegrini e Hutta [1977]. Este trabalho apresenta um estudo preliminar do sistema Ni-Al-V, visando determinar, com precisão, o ponto de transformação  $\text{Líquido} \Leftrightarrow \text{NiAl} + \text{V}$ , bem como analisar a microestrutura de solidificação do eutético e a morfologia de suas fases constituintes

## **2. AVALIAÇÃO TEÓRICA DO MODO DE CRESCIMENTO DO EUTÉTICO PSEUDO-BINÁRIO NiAl-V**

De acordo com a literatura, a liga eutética do sistema pseudo-binário NiAl-V inicia a solidificação em torno de  $1.360^\circ\text{C}$ , quando o líquido com 40% em átomos de V transforma-se, à temperatura constante, em duas fases sólidas,  $\alpha\text{V}$  e  $\beta\text{NiAl}$ . Nessa temperatura, a solubilidade de NiAl na fase  $\alpha\text{V}$  é aproximadamente 18% em átomos e de  $\alpha\text{V}$  na fase NiAl é em torno de 24% em átomos. Durante o resfriamento até a temperatura ambiente, não ocorre nenhuma transformação, e apenas a solubilidade de NiAl na fase  $\alpha\text{V}$  decresce para 10% em átomos, enquanto a de  $\beta\text{NiAl}$  na  $\alpha\text{V}$  para em torno de 7% em átomos. Assim, após a solidificação a estrutura é composta pelas fases  $\beta\text{NiAl}$  e  $\alpha\text{V}$ .

Segundo a teoria de crescimento de ligas eutéticas regulares [Hunt, 1966], o modo de crescimento das fases na transformação eutética depende da estrutura cristalina e das propriedades termofísicas das próprias fases, pois elas determinam o fator  $\alpha$ , ou seja:

$$\alpha = \frac{S_f}{R} \xi, \quad (1)$$

onde  $s_f$  é a entropia de fusão,  $R$  é a constante dos gases e  $\xi$  é um fator cristalográfico com valor próximo à unidade, sendo a entropia, a única variável. De acordo com a literatura, a fase  $\alpha V$  tem baixa entropia de fusão (7,32 J/molK) e, portanto, cresce de modo não-facetado. Por outro lado, o NiAl é um composto intermetálico ordenado com alta simetria e tais substâncias usualmente exibem altas entropias de fusão, e conseqüentemente, modo de crescimento facetado. Os dados termodinâmicos dessas fases, bem como o fator  $\alpha$  calculado, são mostrados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Dados termodinâmicos das fases constituintes do eutético NiAl-V (Darolia, 1993)

Fase	$\Delta H_f$ (kJ/mol)	T (K)	$\Delta S_f$ (J/mol K)	$\alpha$
V	15,995	2183	7,32	0,88
NiAl	72,000	1911	37,67	4,52

Observa-se que a entropia de fusão, e conseqüentemente o fator  $\alpha$  da fase V, é muito menor que o da fase intermetálica NiAl. Sendo assim, o eutético em questão seria do tipo facetado/não facetado (f/nf), e portanto, uma estrutura irregular ou regular complexa seria esperada. Neste momento, cabe salientar que o critério de entropia é baseado no comportamento de materiais puros e não envolve nenhum parâmetro que considere o possível efeito de uma fase na outra e vice-versa. Também, a literatura apresenta uma série de sistemas onde seria esperado um crescimento não regular, e na verdade, são obtidas microestruturas orientadas e com distribuição de fases bem regular [Elliott 1977].

Quanto à microestrutura regular, podem ocorrer dois tipos de morfologias: lamelar e fibrosa. O tipo de morfologia depende da fração volumétrica de cada uma das fases, sendo que frações volumétricas próximas produzem microestruturas lamelares, enquanto que no caso contrário, microestruturas fibrosas. Isso pode ser explicado pelo fato de que no caso de baixa razão entre as frações volumétricas (<0,3), a energia superficial entre as fases constituintes é menor para morfologia fibrosa do que para a morfologia lamelar. Nas estruturas do tipo lamelar, as fases estão presentes na forma de placas e dispostas umas sobre outras. Por outro lado, nas estruturas fibrosas, uma das fases, a de menor fração volumétrica, é envolvida pela matriz. Como no eutético em questão, as frações volumétricas de ambas as fases, calculadas a partir de diagrama de fases, são maiores que 0,3, ou seja 38,6vol% de  $\alpha V$  e 61,4vol% de  $\beta NiAl$ , a expectativa é que o eutético é do tipo lamelar, no caso de apresentar estrutura regular.

### 3. PARTE EXPERIMENTAL

A parte experimental do estudo preliminar do sistema Ni-Al-V envolveu a preparação de amostras, a solidificação em um forno a arco voltáico, a análise microestrutural através de microscopia óptica, a análise térmica através de análise térmica diferencial (DTA) e a análise através de difração de raios-X (XRD).

A matéria-prima para a preparação das amostras foram Ni, Al e V de pureza comercial (99,9% de pureza). O processo de preparação dos metais pode ser resumido como o corte, a decapagem e a pesagem na composição desejada. As massas de cada elemento foram calculadas objetivando obter lingotes com massa de 15 g. No total, foram preparadas oito amostras com composições diferentes, conforme mostrado na Tabela 2. O objetivo foi

investigar as composições próximas a 40% de vanádio em átomos, pois, segundo o trabalho de Pellegrini e Hutta, o ponto eutético ocorre dentro de uma variação de 2 a 3% de V.

**Tabela 2.** Composições nominais das amostras estudadas.

Liga	Composição em peso			Composição em átomos		
	Al	Ni	V	Al	Ni	V
1	19,00	41,05	39,93	32,19	31,97	35,83
2	18,32	39,64	42,03	31,15	30,98	37,86
3	17,76	38,92	43,31	30,31	30,53	39,04
4	17,65	38,24	44,10	30,12	30,00	39,86
5	17,77	38,01	44,21	30,29	29,78	39,91
6	16,17	40,16	43,65	28,00	31,96	40,03
7	17,29	37,50	45,19	29,58	29,48	40,93
8	16,97	36,58	46,43	29,07	28,80	42,11

Após a decapagem e a pesagem na composição desejada, o material foi fundido em um forno a arco sob atmosfera de argônio, usando um eletrodo de tungstênio não-consumível e cadinho de cobre refrigerado com fluxo de água. O conjunto também possui um sistema de vácuo e uma reserva de gás argônio. Após a etapa de preparação das ligas as amostras foram seccionadas objetivando a análise das microestruturas em função das condições de solidificação. As partes seccionadas foram preparadas pelo polimento mecânico e atacadas com reagente de Marble para posterior análise metalográfica. A análise incluiu o estudo da morfologia e da regularidade da microestrutura por microscopia ótica.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

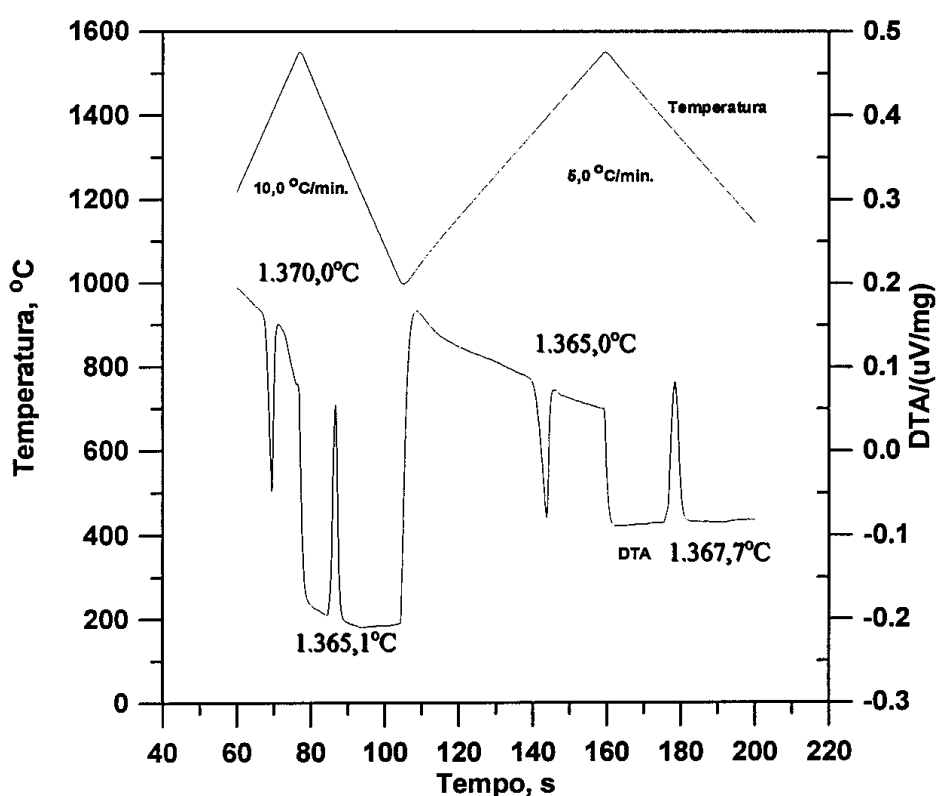
A preparação das ligas envolveu composições que permitiram estudar, além da liga eutética, as características do sistema NiAl-V na região próxima à composição eutética. Os resultados obtidos referem-se à caracterização das ligas preparadas em forno a arco, no tocante à microestrutura e ao modo de crescimento das fases das ligas analisadas.

Em todas as amostras foi encontrada uma estrutura eutética muito refinada. Geralmente, as microestruturas obtidas eram compostas de dendritas da fase primária envolvidas pela microestrutura eutética. Apenas a liga 3, contendo 39,04% de vanádio em átomos mostrou microestrutura completamente eutética, sem dendritas da fase primária. Comparando as amostras, observou-se um progressivo aumento da quantidade de fase primária com o aumento do vanádio. A análise microestrutural indicou que a composição exata do eutético é 39% de vanádio em átomos.

Para verificar tal fato, uma amostra com a mesma composição foi submetida à análise térmica diferencial. O equipamento utilizado foi da marca Netzsch, modelo STA 409C, sob as seguintes condições: atmosfera protetora de argônio, cadinho de alumina, cadinho de referência (alumina) vazio, temperatura máxima de 1.500°C, e taxas de aquecimento e resfriamento de 10°C e de 5°C/min. Antes da análise, as amostras foram limpas em álcool em ultra som. A análise realizada com amostras no estado bruto de fusão visou a verificação da temperatura eutética e das temperaturas de demais transformações de fase. Na determinação de temperaturas de transformação utilizou-se o sistema padrão “onset”.

O exame pela técnica de DTA revelou picos de fusão e solidificação típicos de reação eutética, isentos de picos de formação da fase primária, ou seja, picos correspondentes à temperatura liquidus. A Figura 1 exhibe as curvas de aquecimento e resfriamento obtidas através de DTA sob taxas de 5,0 e 10,0°C/min, respectivamente. A média das temperaturas

dos dois picos de fusão e dois de solidificação mostra que o diagrama pseudo-binário NiAl-V tem ponto eutético próximo a 1.366°C. Este resultado está em boa concordância com os resultados obtidos por Pellegrini & Hutta (1360°C) e Cotton (1362-1373°C). Cabe salientar que o pico de fusão em 1.370°C refere-se ao primeiro aquecimento da amostra e, portanto, o contato térmico entre amostra e cadinho não estava otimizado, resultando em um valor de temperatura superior ao correspondente à temperatura eutética, que foram obtidos nos ciclos posteriores. Além disso, observou-se que o pico referente à transformação eutética é bem definido e estreito, característico de fusão congruente, ou seja, fusão em uma única etapa, sem dissociação e/ou mudança da estequiometria inicial. Também, a ausência de picos alargados indica que o material analisado é livre de impurezas. As diferenças encontradas entre resultados obtidos e os da literatura devem-se a repostas diferentes do equipamento a valores distintos de taxas de aquecimento e resfriamento, o que é previsível em análise térmica diferencial.



**Figura 1.** Curvas de aquecimento e resfriamento e de DTA.

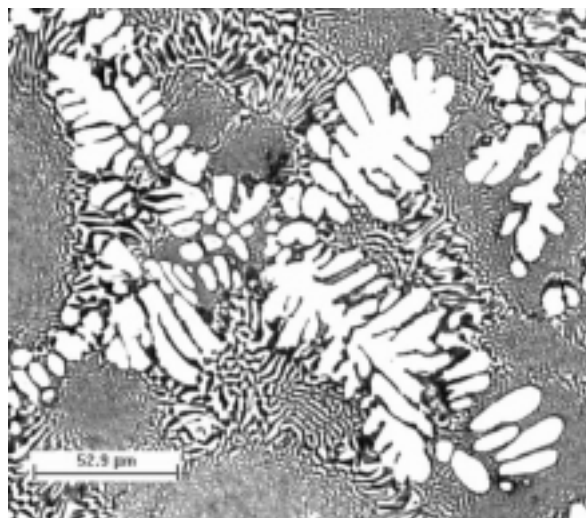
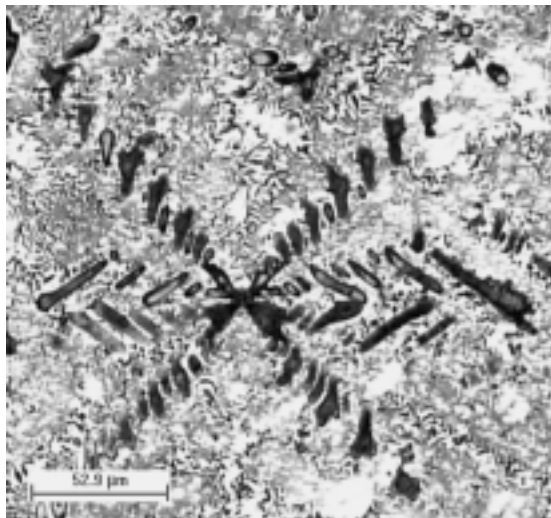
Além disso, as amostras com composição eutética foram submetidas à análise através de difração de raios-X para identificar as fases constituintes da liga, ou seja, examinar a possível formação de outros compostos intermetálicos entre Al, Ni e V, nessa faixa de composições. Os picos obtidos na análise estão apresentados na Tabela 3, junto com ângulos e planos de difração do NiAl e do V obtidos da base de dados JCPDS.

A partir da comparação entre ângulos de difração apresentados pela análise da amostra com os resultados obtidos junto à base de dados, observou-se que todos picos presentes pertencem às fases NiAl e V, respectivamente, e que não existem picos que poderiam resultar da formação de outros compostos intermetálicos. Dois picos referentes à fase NiAl não apareceram na análise, provavelmente porque a amostra não foi pulverizada. Essa análise confirmou a presença apenas das fases NiAl e V, o que também confirma a transformação Líquido  $\rightarrow$  NiAl + V.

**Tabela 3.** Ângulos e planos de difração das fases  $\beta\text{NiAl}$  e  $\alpha\text{V}$ .

NiAl			V		
Ângulo $2\theta$		Plano	Ângulo $2\theta$		Plano
Análise	JCPDS		Análise	JCPDS	
30,50	30,95	(100)	42,00	42,77	(110)
44,50	44,34	(110)	61,00	61,16	(200)
-	55,04	(111)	77,50	77,08	(211)
65,00	64,49	(200)	92,00	92,05	(220)
-	73,24	(210)			
81,00	81,60	(211)			
97,50	97,97	(220)			

A observação de amostras com composições diferentes da eutética, através da microscopia óptica, permitiu observar a forma de crescimento das fases. De acordo com a teoria de crescimento de ligas eutéticas regulares [Hunt, 1966], o modo de crescimento das fases constituintes na transformação eutética determina diretamente a forma da estrutura resultante. Portanto, primeiro foi observada e analisada a natureza da solidificação dessas fases. As Figuras 2 e 3 mostram as microestruturas de solidificação das ligas de composição hipoeutética e hipereutética, com formação das fases primárias  $\beta\text{NiAl}$  e  $\alpha\text{V}$ , respectivamente, envolvidas por estrutura eutética. É importante salientar que nas micrografias, a fase mais clara é a fase  $\alpha\text{V}$ , enquanto a mais escura, a fase intermetálica  $\beta\text{NiAl}$ .



**Figura 2.** Microestrutura da liga hipoeutética. **Figura 3.** Microestrutura da liga hipereutética.

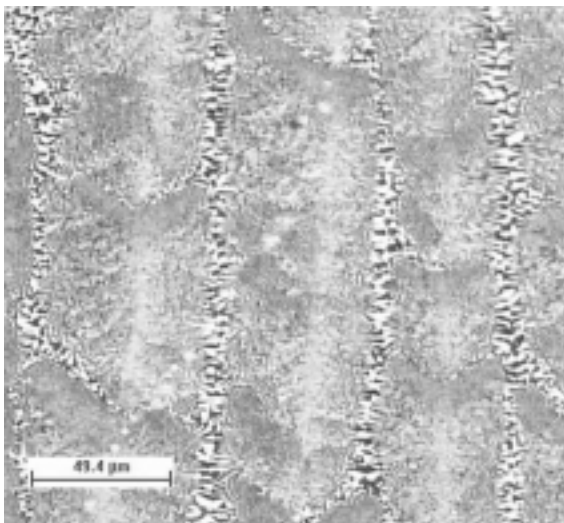
Pode-se notar que as dendritas das fases primárias solidificam de maneira completamente isotrópica, e que não existe direção de crescimento preferencial. Esse modo de crescimento é resultado de um crescimento controlado totalmente por difusão, onde não existe nenhum obstáculo para a transferência de átomos entre líquido e sólido, e é típico para as fases não-facetadas. Quanto à fase  $\alpha\text{V}$ , tal observação está em concordância com o comportamento previsto na análise teórica. Por outro lado, o fato que a fase  $\beta\text{NiAl}$  também cresce de modo não-facetado é intrigante. A fase  $\beta\text{NiAl}$  representa um composto intermetálico, e tais compostos, como exibem estruturas complexas e altos valores de entropia de fusão, geralmente solidificam de maneira facetada. Assim, surge a pergunta: como uma fase intermetálica com alto valor de entropia de fusão solidifica de modo não-facetado? Uma



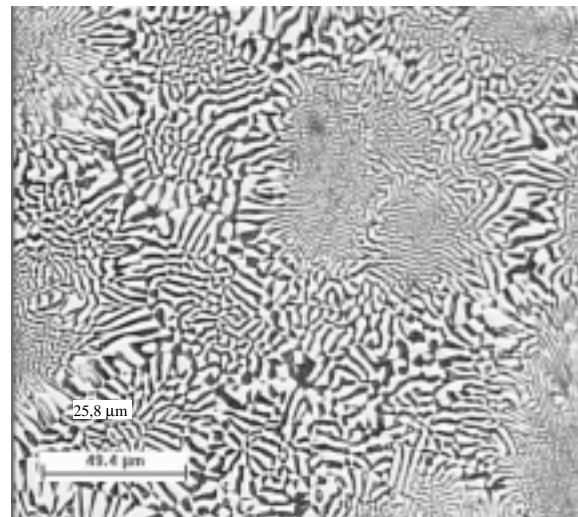
explicação plausível é que tal transição facetada/não-facetada é resultado direto da interferência do modo de crescimento de uma fase no da outra. Tal fenômeno já foi observado na solidificação de vários eutéticos, onde uma das fases constituintes é intermetálica e foi descrito anteriormente por Elliott [Elliott, 1977].

A investigação da microestrutura de ligas de composição eutética mostrou alguns resultados bastante interessantes. Primeiro, mesmo considerando que a solidificação ocorreu em condições de não equilíbrio, pois a fusão em forno a arco não permite nenhum controle sob o modo de resfriamento do material, as morfologias resultantes mostraram alto grau de regularidade, com uma orientação claramente dependente da direção do fluxo de calor durante a solidificação (Fig. 4). Tal comportamento indica que o crescimento eutético em condições de controle de direção e de taxa de solidificação permitiria obter estruturas regulares, anisotrópicas, e bem alinhadas, denominadas por compósitos "in-situ".

Embora a solidificação ocorresse em condições distintas do equilíbrio, e várias regiões solidificaram sob taxas distintas, a microestrutura da liga com composição eutética consistiu-se apenas de um eutético lamelar, sem a presença de fases primárias (Fig. 5). A partir dessa observação pode-se concluir duas coisas: primeiro, a amostra estava exatamente na composição eutética, e segundo, a solidificação ocorreu dentro da zona de crescimento cooperativo.

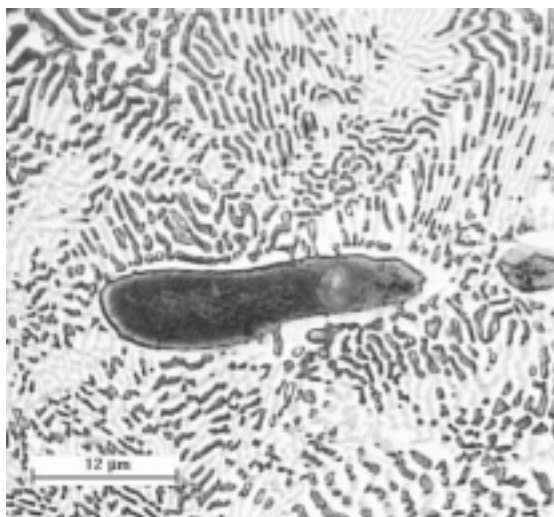


**Figura 4.** Microestrutura da liga eutética.

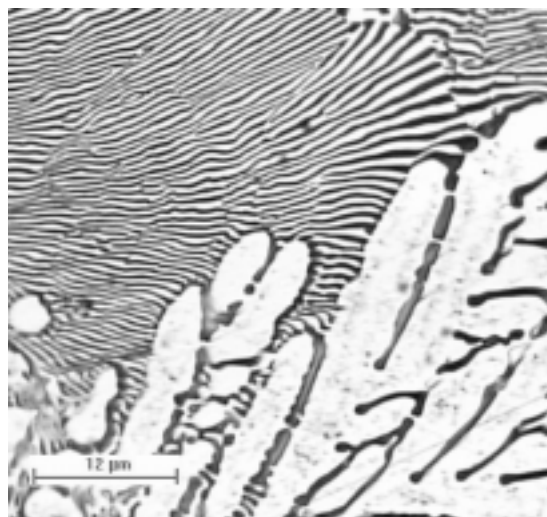


**Figura 5.** Microestrutura da liga eutética.

Outro fato bastante interessante que está relacionado à formação da estrutura eutética é sua forma de crescimento. A análise de amostras preparadas com composições hipoeutéticas e hipereutéticas revelou que a fase primária é fundamental na nucleação das fases da estrutura eutética. O fato que a estrutura eutética forma-se com a nucleação da fase de maior ponto de fusão é citado na literatura por vários autores. Na análise das ligas com composições próximas à composição eutética, observou-se que isso realmente acontece, pois a fase  $\alpha V$  é a primeira a formar núcleos. Quando a fase primária é o composto  $\beta NiAl$ , ela é envolvida por um filme da fase  $\alpha V$ , e a estrutura eutética é formada a partir dessa fase, como mostra a Figura 6. Por outro lado, quando a fase primária é a fase  $\alpha V$ , que é a fase de crescimento preferencial nesse sistema, a estrutura eutética cresce diretamente da superfície dessa fase, a partir do momento quando são estabelecidas as condições para o crescimento, isto é, quando o líquido à frente da superfície da fase primária atinge a temperatura eutética. A Figura 7 mostra a formação da estrutura eutética a partir da fase  $\alpha V$ .



**Figura 6.** Formação da estrutura eutética a partir da fase  $\beta$ NiAl.



**Figura 7.** Formação da estrutura eutética a partir da fase  $\alpha$ V.

## 5. CONCLUSÕES

A microestrutura de solidificação de ligas eutéticas do sistema Ni-Al-V foi investigada e a partir dos resultados obtidos as seguintes conclusões podem ser deduzidas:

1. O estudo preliminar do sistema Ni-Al-V confirmou a existência de transformação eutética  $Líquido \Leftrightarrow NiAl + V$ . O ponto de fusão e a composição foram verificadas com precisão;
2. O eutético pseudo-binário NiAl-V é do tipo regular com estrutura lamelar como morfologia predominante, e em condições de controle de direção e de taxa de solidificação permitiria obter estruturas anisotrópicas, e bem alinhadas, denominadas por compósitos "in-situ";
3. As fases primárias exibem tendência para crescimento não-facetado;
4. A fase  $\alpha$ V é a fase de crescimento preferencial nesse sistema.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP pelo suporte financeiro.

## 7. REFERÊNCIAS

- Aikin, R.M., 1997, "The Mechanical Properties of In-Situ Composites", JOM, Vol.49, pp. 35.
- Cotton, J.D., Kaufman, M.J., 1991, "Constitution of Pseudobinary Hypoeutectic  $\beta$ NiAl +  $\alpha$ V Alloys", Scripta Met., Vol.25, pp.1827.
- Miracle, D.B., 1993, "The Physical and Mechanical Properties of NiAl", Acta Metall. Mater., Vol.41, No.3, pp.649.
- Elliot, R., 1977, "Eutectic solidification", Int. Met. Rev., Vol.24, pp.161.
- Galasso, F.S., 1967, "Unidirectional Solidified Eutectics for Optical, Electronic and Magnetical Application", JOM, Vol.19, pp.17.
- Hunt, J.D., Jackson, K. A., 1966, "Binary Eutectic Solidification", Trans. Met. Soc. AIME, Vol.236, pp.843.
- Pellegrini, P.W. & Huta, J.J., 1977, "Investigations of Phase Relations and Eutectic Directional Solidification on NiAl-V Join", J. Crystal Growth, Vol.42, pp.536.
- Smith, F., 1990, "Principles of Materials Science and Engineering", Mc-Graw-Hill, 1864 p.

## INSTABILIDADE DO *KEYHOLE* NA SOLDAGEM A PLASMA

**André Richetti**

**Valtair Antonio Ferraresi**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38.400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [valtairf@mecanica.ufu.br](mailto:valtairf@mecanica.ufu.br) ou [arichett@mecanica.ufu.br](mailto:arichett@mecanica.ufu.br)

### Resumo

A soldagem a plasma usando a técnica *keyhole* representa uma operação muitas vezes caracterizada por problemas de instabilidades, podendo causar variação na penetração e não repetibilidade das soldas. Esta instabilidade no *keyhole* tende a dificultar a operação de soldagem pela geração de defeitos na solda. Desta forma, o objetivo deste trabalho é analisar o fenômeno da instabilidade do *keyhole* considerando variáveis que podem afetar a dinâmica do processo tais como configuração da junta, condições de abertura do *keyhole* e metal de base. Os resultados indicaram que a geração da instabilidade no *keyhole* foi provavelmente devido à problemas de não uniformidade na composição química do metal de base. A configuração da junta, apesar de não ter apresentado relação com a geração desta instabilidade, apresentou influência sobre sua intensidade. A abertura do *keyhole* não apresentou influência tanto na geração como na intensidade da instabilidade.

**Palavras-chave:** PAW, Instabilidade do *keyhole*, Configuração da junta, Abertura do *keyhole*, Metal de base.

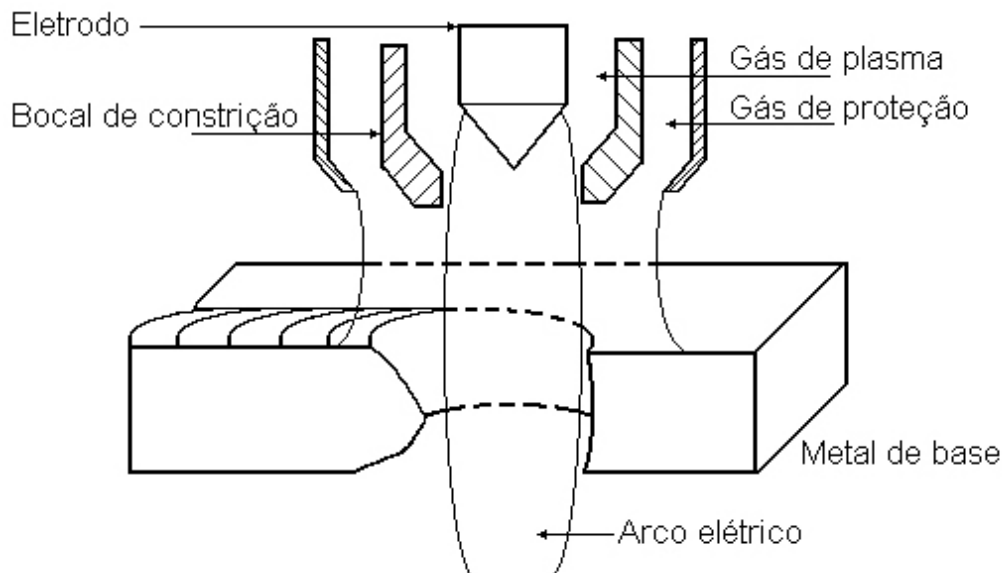
### 1. INTRODUÇÃO

A soldagem a plasma (PAW - *Plasma Arc Welding*) com a técnica *keyhole* é uma operação na qual o arco atravessa toda a espessura da peça sendo soldada, gerando um pequeno orifício conforme é ilustrado na Figura 1. Este orifício é denominado de *keyhole* ou “buraco de fechadura”. Para obter esta condição de soldagem, o arco precisa ser concentrado de tal forma a permitir que parte do volume de material da poça de fusão seja vaporizado. Desta forma, o efeito obtido com a pressão de incidência do arco, juntamente com a pressão de vaporização na poça de fusão, criam as condições necessárias para a formação do orifício do *keyhole* (Kim *et al.*, 1994). Este efeito é conseguido através de um bocal de constrição colocado na saída da tocha.

Pelas próprias características desta operação, condições adequadas de sustentação da poça de fusão são necessárias para manter a estabilidade do *keyhole* ao longo da solda. Qualquer perturbação que ocorrer no processo durante a soldagem pode resultar em instabilidade no *keyhole*, podendo induzir o seu colapso e a conseqüente geração de defeitos na solda. Esta instabilidade pode também repercutir no aumento da dificuldade operacional do processo, limitando ainda mais a sua faixa de operação para uma determinada aplicação (Richetti, 1998).

A instabilidade do *keyhole* é um fenômeno caracterizado pelo comportamento variável (instável) da poça de fusão, o qual tende a produzir uma variação acentuada na penetração e

deteriorar o acabamento do cordão de solda (Richetti, 1998). Segundo Martikainen & Moisis (1993), a instabilidade no *keyhole* pode gerar defeitos tais como penetração incompleta ou penetração excessiva (corte da junta). Apesar de ainda não se conhecer os fatores responsáveis pela geração desta instabilidade, pode-se supor que qualquer variável que afete o equilíbrio da poça de fusão durante soldagem pode induzir o aparecimento deste fenômeno.



**Figura 1-** Técnica *keyhole* (Walsh & Nunes Jr., 1989).

Aplicações em juntas chanfradas (preparação em V) são recomendadas pela literatura do processo para espessuras de chapa superiores a 6 mm (AWS, 1991). Entretanto, devido à dificuldade de se obter uma condição estável com repetibilidade das soldas, tais aplicações não são verificadas na prática. Por outro lado, juntas de topo (preparação em I) representam a maioria das aplicações da técnica *keyhole* na indústria de fabricação soldada, sugerindo que o tipo de preparação da junta pode influenciar no aparecimento de instabilidades no *keyhole*.

Outros autores (Díaz, Dutra & Gohr Jr., 1999) citam que existe uma tendência de geração de defeitos ao longo da solda quando o movimento da tocha não é iniciado no exato momento em que o orifício do *keyhole* é formado. Este problema pode ser solucionado com o uso de equipamentos de movimentação automatizados, que retardam o movimento da tocha por um certo intervalo de tempo até a abertura do *keyhole*. Este tempo de retardo é determinado experimentalmente em função da aplicação (material e espessura).

Equipamentos modernos permitem também o controle da abertura e fechamento do *keyhole* através de rampas de subida e descida de corrente e vazão do gás de plasma. O controle de abertura é utilizado para reduzir o aparecimento de defeitos na região da abertura do arco, enquanto este escava o metal de base para formar o *keyhole*. O controle sobre o fechamento do *keyhole* é utilizado durante a extinção do arco e possibilita um adequado preenchimento do orifício final (De Paula Jr., 1997). Apesar deste tipo de controle ter uma influência localizada (abertura e fechamento do *keyhole*), pode eventualmente melhorar a estabilidade da soldagem por permitir melhores condições de inicialização do *keyhole*.

O metal de base utilizado também pode contribuir para a geração de instabilidades no *keyhole*. Muitos materiais empregados na indústria apresentam qualidade inferior, provavelmente devido à problemas durante os processos de fabricação ou por falta de uma política de qualidade adequada por parte do fabricante. Estes tipos de materiais podem apresentar regiões com segregação de impurezas ou variações grosseiras na composição

química ao longo de seu comprimento. Durante a soldagem destes materiais, o equilíbrio da poça de fusão pode ser substancialmente afetado em função desta variação na composição do metal, podendo também levar a uma condição instável.

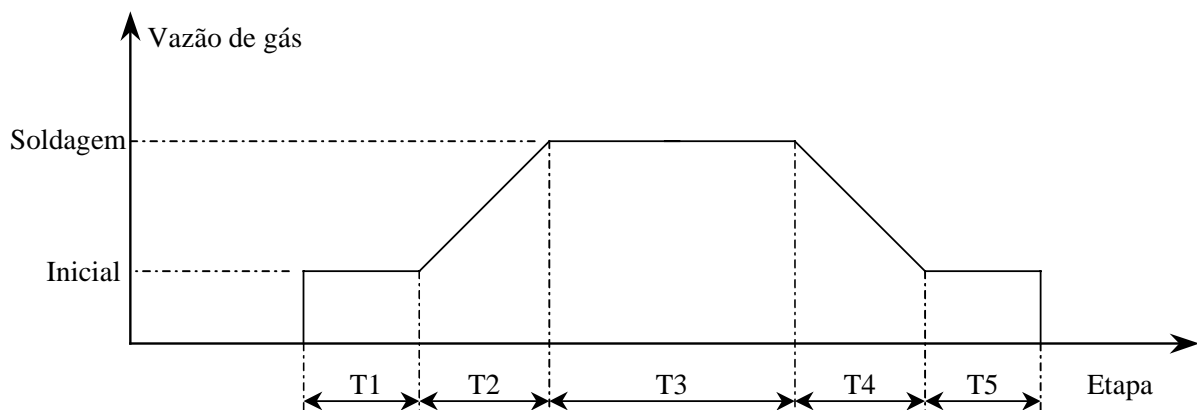
Desta forma, a principal motivação para a realização deste trabalho advém da necessidade de se entender o problema da instabilidade do *keyhole* na soldagem a plasma e levantar as suas causas e fatores que o influenciam.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste trabalho foi utilizada uma fonte de soldagem eletrônica multiprocesso (chaveada no secundário), em corrente contínua polaridade direta. Esta fonte trabalha com uma corrente nominal de 300 A para um fator de serviço de 100% e tensão em vazio de 56 V. Para a abertura do arco, é utilizado um arco piloto com ignição por alta frequência, sendo a corrente de partida de 7 A. Foi utilizada uma tocha de soldagem a plasma com capacidade de corrente de 300 A. O movimento da tocha foi controlado por uma mesa de coordenadas XY controlada por computador e, em todos os testes, os sinais de tensão e corrente de soldagem foram adquiridos através de um sistema de aquisição de dados.

Foram utilizados o argônio comercial como gás de plasma e um eletrodo AWS EWTh-2 de 5 mm de diâmetro e ângulo de ponta de 60°, sendo o recuo do eletrodo em relação à face do bocal de constrição de 2,35 mm (recomendação do fabricante para máximo efeito de constrição do arco).

A vazão do gás de plasma foi controlada através de um equipamento de medição e controle de vazão de gás com capacidade de 0,3 a 3 l/min. Este equipamento foi desenvolvido no LAPROSOLDA/UFU e permite controlar a taxa de subida da vazão do valor inicial de abertura do arco piloto até o valor de regime e a taxa de descida do valor de regime até o valor inicial conforme mostra a Figura 2. A vazão inicial para a abertura do arco piloto foi fixada em 0,5 l/min. O tempo das rampas de subida e descida podem ser ajustados conforme a aplicação, sendo que a faixa de operação do equipamento é de 2 a 12 segundos. A vazão do gás de proteção foi controlada através de um medidor digital e do regulador de pressão do cilindro de gás e foi mantida em 6 l/min.



**Figura 2-** Curva característica do controle de vazão do gás de plasma, sendo: T1-vazão inicial para abertura do arco piloto, T2-rampa de subida, T3-vazão de soldagem, T4-rampa de descida e T5-retorno à vazão inicial após a solda.

O efeito do tipo de junta sobre a instabilidade do *keyhole* foi analisado a partir de testes em juntas de topo de aço ABNT 1020 com 4,8 mm de espessura e em juntas chanfradas (em

V) com ângulo de chanfro de 90° e face de raiz de 5 mm, feitas a partir chapas de aço ABNT 1020 com 12,7 mm de espessura.

O efeito da abertura do *keyhole* foi avaliado através de testes feitos sobre uma chapa de aço carbono ABNT 1020 com 4,4 mm de espessura (*bead on plate*). Nestes testes, foram utilizadas diferentes condições de inicialização do *keyhole*, variando-se a combinação das rampas de gás de plasma e corrente. A rampa de gás de plasma foi controlada através do equipamento de controle de vazão de gás. A rampa de corrente foi controlada diretamente na fonte através de um programa computacional que controla os tempos das rampas, o valor da corrente de soldagem e o retardo no acionamento da tocha na mesa de coordenadas até a formação do *keyhole*, que ocorre ao final da rampa de subida.

O efeito do metal de base foi avaliado através de uma análise visual de soldas (*bead on plate*) obtidas na soldagem dos aços ABNT 304L (3,8 mm de espessura) e ABNT 1020 (4,4 mm de espessura).

Em todos os testes, a análise dos resultados foi baseada em inspeções visuais no acabamento superficial e no reforço da raiz da solda.

### 3. RESULTADOS

#### 3.1. Efeito do tipo de junta

A Tabela 1 mostra as condições de soldagem e os resultados obtidos nos testes feitos em juntas de topo e em juntas chanfradas, sendo que um reforço na raiz da solda igual a zero significa o fechamento do *keyhole* durante a soldagem. Nestes testes, foi possível detectar intensas instabilidades no *keyhole* tanto na junta chanfrada como na junta de topo. Este problema pôde ser facilmente detectado devido às variações grosseiras observadas no reforço da raiz das soldas realizadas em ambas as juntas.

**Tabela 1**-Condições de soldagem e resultados obtidos para o tipo de junta.

Condição de soldagem	Junta em V	Junta de topo (em I)
Corrente	200 A	140 A
Vazão de gás de plasma	1,2 l/min (argônio)	1,1 l/min (argônio)
Vazão de gás de proteção	6 l/min (argônio 5% O <sub>2</sub> )	6 l/min (argônio 5% O <sub>2</sub> )
Velocidade de soldagem	15 cm/min	19 cm/min
Bocal de constrição	φ 2,8 mm	φ 2,8 mm
Distância tocha-peça	6 mm	3 mm
Reforços obtidos na raiz das soldas		
Teste 1	de 0 a 0,8 mm	de 0 a 0,5 mm
Teste 2	de 0 a 2 mm	de 0 a 0,5 mm
Teste 3	de 1 a 2 mm	de 0 a 1,3 mm
Teste 4	-	de 0 a 1 mm
Teste 5	-	de 0,8 a 1,5 mm

De uma forma geral, os dois tipos de junta apresentaram elevados níveis de irregularidades na solda. Entretanto, a junta de topo apresentou uma melhor tendência de uniformidade na penetração, o que indica que a junta chanfrada é uma condição extrema, ampliando o efeito de qualquer perturbação que ocorre na poça de fusão.

Garcia & Norrish (1995) citam que quanto maior o volume da poça de fusão, mais difícil se torna o controle do processo, provavelmente devido ao aumento da intensidade da instabilidade do *keyhole*. Na junta chanfrada, a poça de fusão tende a apresentar um maior

volume de material fundido em relação à junta de topo, contribuindo para a geração de uma condição mais instável.

Entretanto, os resultados sugerem que a configuração da junta não apresentou relação com a geração de instabilidade no *keyhole*, uma vez que esta foi verificada em ambas as juntas. Por outro lado, a intensidade desta instabilidade pareceu ser afetada pelo tipo de junta utilizada na soldagem, sendo que a condição mais crítica foi a da junta chanfrada, a qual é recomendada para espessuras de chapa acima de 6 mm.

### 3.2. Efeito da abertura do *keyhole*

Segundo Díaz, Dutra & Gohr Jr. (1999), a forma como o *keyhole* é iniciado tem influência na estabilidade do cordão de uma forma geral, podendo repercutir na geração de defeitos ao longo da solda. Isto sugere que o fenômeno da instabilidade pode ser influenciado pelas condições iniciais de abertura do *keyhole*, justificando uma análise destas condições.

A Tabela 2 mostra os resultados obtidos com diferentes condições de abertura do *keyhole*. O tempo das rampas de vazão de gás de plasma e corrente foram levantados experimentalmente medindo-se o tempo em que o arco levou para furar a chapa teste (aço ABNT 1020 com 4,4 mm de espessura) usando os parâmetros nominais de soldagem. Para este material, as rampas de subida e descida foram definidas em 4 s.

**Tabela 2-** Condições utilizadas para a abertura do *keyhole*.

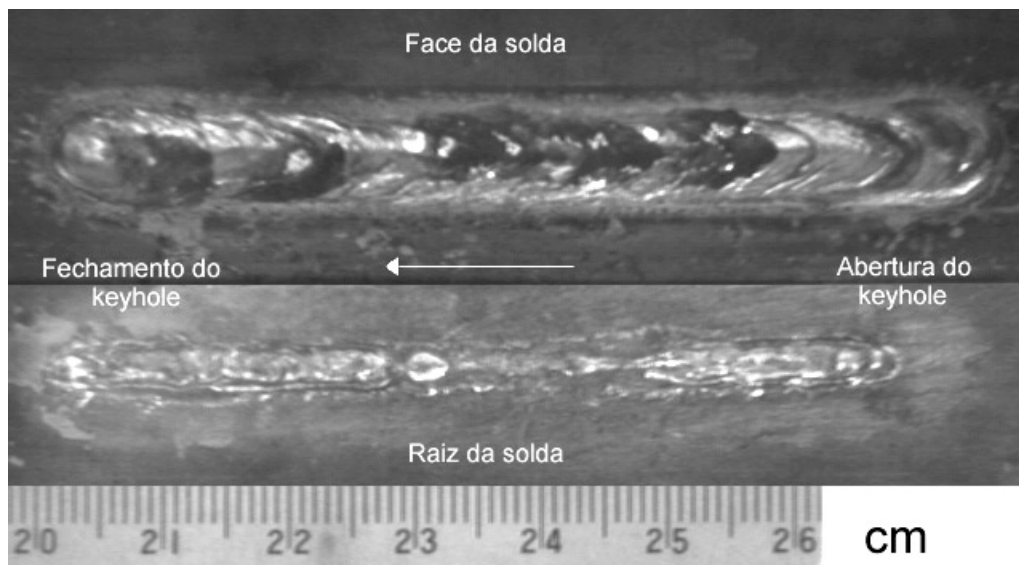
Variável	Condição de controle da abertura do <i>keyhole</i>			
	Rampas de Corrente e gás	Rampa de Corrente	Rampa de gás	Sem Rampa
Corrente	115 A	115 A	115 A	115 A
Gás de plasma	1,2 l/min - Ar	1,2 l/min - Ar	1,2 l/min - Ar	1,2 l/min - Ar
Vel. de soldagem	15 cm/min	15 cm/min	15 cm/min	15 cm/min
Gás de proteção	6 l/min Ar 5% O <sub>2</sub>	6 l/min Ar 5% O <sub>2</sub>	6 l/min Ar 5% O <sub>2</sub>	6 l/min Ar 5% O <sub>2</sub>
Gás de purga	5 l/min Ar 5% He	5 l/min Ar 5% He	5 l/min Ar 5% He	5 l/min Ar 5% He
Dist. tocha-peça	3 mm	3 mm	3 mm	3 mm
Rampa (corrente)	4 s	4 s	-	-
Rampa (gás)	4 s	-	4 s	-
Bocal constritor	φ 2,4 mm	φ 2,4 mm	φ 2,4 mm	φ 2,4 mm

Para cada condição de abertura do *keyhole* foram feitos 3 testes. Os resultados obtidos indicaram que o uso do controle de vazão de gás de plasma e corrente não eliminou a instabilidade do *keyhole* durante a soldagem. A Figura 3 mostra a superfície e a raiz de uma solda realizada com a utilização do controle de subida e descida de gás de plasma e de corrente. Nesta figura pode ser notado que a ocorrência da instabilidade causou o colapso do *keyhole*, gerando irregularidades na penetração da solda. Pode ser verificado também que o acabamento superficial do cordão de solda apresentou um aspecto bastante grosseiro, provavelmente devido às perturbações ocorridas na poça de fusão.

Os resultados mostraram que em todos os testes realizados foi possível detectar instabilidades no *keyhole*, sugerindo que o controle sobre a abertura do *keyhole* não apresentou influência na geração desta instabilidade. As condições de abertura do *keyhole* utilizadas (Tabela 2) apresentaram resultados semelhantes entre si, podendo, para este caso, a solda ser

feita utilizando apenas o controle sobre o acionamento do movimento da tocha de soldagem. Com relação ao fechamento do *keyhole*, a utilização das rampas possibilitou um melhor preenchimento do orifício final, melhorando o aspecto da solda nesta região. Resultados semelhantes foram obtidos também por De Paula Jr. (1997).

Um adequado fechamento do *keyhole* foi igualmente obtido utilizando-se as rampas individualmente (corrente ou vazão de gás de plasma), ou com as duas rampas operando conjuntamente. Desta forma, o preenchimento do orifício final do *keyhole* pode ser feito com qualquer uma destas condições, dependendo dos equipamentos disponíveis para a soldagem. Nos testes realizados sem controle de fechamento do *keyhole*, o orifício final não foi preenchido de forma adequada.



**Figura 3-** Solda obtida com controle de vazão de gás e de corrente na abertura e fechamento do *keyhole*.

### 3.3. Efeito do metal de base

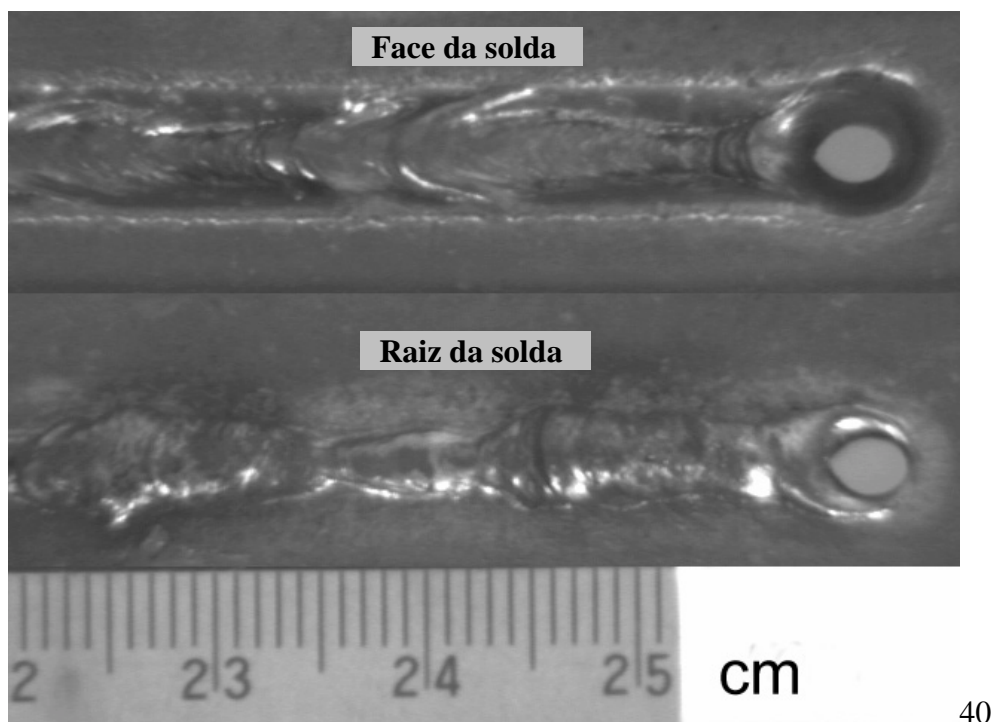
A Tabela 3 mostra os resultados dos testes realizados em chapas de aço ABNT 1020 com 4,4 mm de espessura e de aço ABNT 304L com 3,8 mm de espessura. O tempo da rampa de corrente utilizada no aço ABNT 304L foi determinada experimentalmente da mesma forma como apresentado no item 3.2 e foi definido em 2 s.

**Tabela 3-** Testes realizados para verificar o efeito do metal de base.

	ABNT 1020	ABNT 304L
Corrente	115 A	110 A
Gás de plasma	1,2 l/min (Ar)	1,2 l/min (Ar)
Gás de proteção	6 l/min (Ar 5% O <sub>2</sub> )	6 l/min (Ar 5% O <sub>2</sub> )
Gás de purga	5 l/min (Ar 5% He)	5 l/min (Ar 5% He)
Velocidade de soldagem	15 cm/min	15 cm/min
Bocal de constrição	φ 2,4 mm	φ 2,4 mm
Rampa de corrente	4 s	2 s
Instabilidade observada	sim	não
Reforço na raiz da solda	de 1 a 4 mm	1 mm (constante)



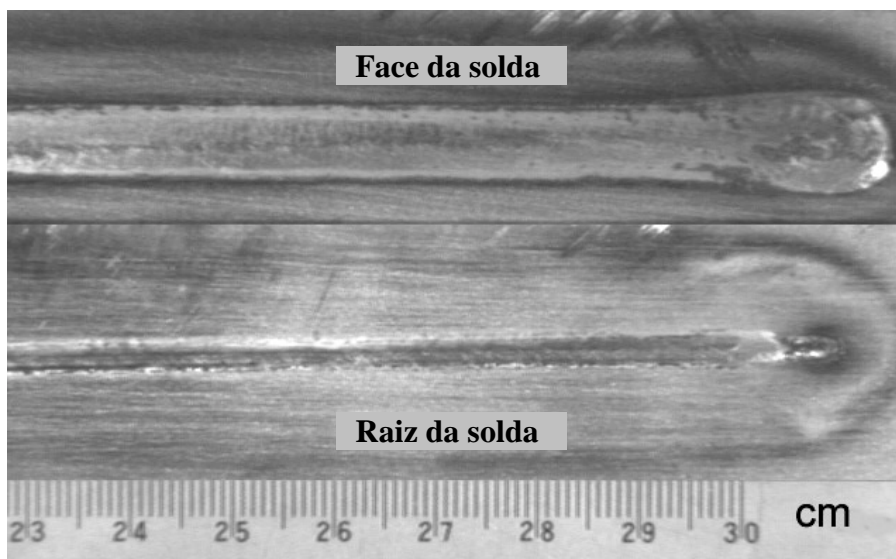
Os testes realizados no aço ABNT 1020 demonstraram uma instabilidade excessiva do *keyhole*, a qual pode ser claramente observada na Figura 4. Pode-se notar também nesta figura um excessivo reforço na raiz da solda. Alterações de  $\pm 5$  ampères na corrente de soldagem não melhoraram a soldagem, gerando o corte do material ou penetração incompleta, respectivamente. Analisando as Figuras 3 e 4, pode ser verificado que existe um comportamento diferente quando são utilizadas chapas de lotes diferentes, demonstrando a importância do metal de base nos resultados da soldagem. Estes resultados provavelmente se devem à baixa qualidade do metal de base utilizado (ABNT 1020), podendo ter sido ocasionada por diferenças na composição deste material ao longo de seu comprimento ou devido à presença de regiões com segregação de impurezas. Desta forma, a poça de fusão tenderia a apresentar um comportamento instável, variando de região para região dentro do metal de base e tornando difícil a aplicação da técnica *keyhole*.



**Figura 4-** Instabilidade no *keyhole* na soldagem do aço ABNT 1020.

Por outro lado, as soldas obtidas no aço inoxidável (ABNT 304L) apresentaram reforço da raiz constante ao longo de todo o comprimento soldado (*keyhole* estável) e bom acabamento superficial, conforme mostrado na Figura 5. Nestes testes, o fenômeno da instabilidade do *keyhole* não foi observado provavelmente pela melhor uniformidade na composição do metal de base utilizado. Estes resultados indicam que a composição do material parece influenciar a estabilidade do *keyhole* e a geração de defeitos na solda.

Desta forma, a utilização da soldagem a plasma com a técnica *keyhole* se torna viável a medida que os fatores que tendem a promover um comportamento instável da poça de fusão são eliminados. Como regra geral, o próprio metal de base utilizado deve apresentar uma composição química uniforme de tal forma a não interferir no equilíbrio do *keyhole* durante a soldagem.



**Figura 5-** Solda estável obtida com o aço ABNT 304L.

#### 4. CONCLUSÕES

1. A provável não uniformidade da composição do metal de base foi o principal fator responsável pela geração de instabilidades no *keyhole*.
2. A configuração da junta apresentou influência apenas na intensidade da instabilidade, não estando diretamente relacionada com sua geração.
3. O controle de abertura do *keyhole* não apresentou influência sobre a instabilidade causada na poça de fusão.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores deste trabalho agradecem ao CNPq pelo apoio financeiro ao trabalho e ao Laboratório para o Desenvolvimento de Processos de Soldagem da Universidade Federal de Uberlândia (LAPROSOLDA/UFU) pelos equipamentos cedidos.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AWS – American Welding Society, 1991, “Welding Handbook”, 8<sup>th</sup> ed., Vol. 2, pp. 329 - 350.
- De Paula Jr., O. S., 1997, “Desenvolvimento e Aplicação da Soldagem Plasma pela Técnica Keyhole”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 107 p.
- Díaz, V. V., Dutra, J. C. e Gohr Jr., R., 1999, “Análise dos Parâmetros e Variáveis da Soldagem Plasma pela Técnica Keyhole para a Determinação de Seus Graus de Relevância” Anais do XXV Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, CD-ROM, Belo Horizonte, MG, Brasil, 8 – 10 Setembro.
- Garcia, J. A. O. e Norrish, J., 1995, “Soldagem de Liga de Alumínio-Lítio por Arco Plasma com Variador de Polaridade”, Anais do XXI Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Caxias do Sul - RS, pp. 401 - 416, 20 – 24 Junho.

- Kim, C. J., Kauh, S., Ro, S. T. and Lee, J. S., 1994, "Parametric Study of the Two-Dimensional Keyhole Model for High Power Density Welding Processes", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 166, pp. 209 - 214, February.
- Martikainen, J. K. and Moisio, T. J. I., 1993, "Investigation of the Effect of Welding Parameters on Weld Quality of Plasma Arc Keyhole Welding of Structural Steels", *Welding Journal*, pp. 330s - 340s, July.
- Richetti, A., 1998, "Aplicação da Soldagem por Plasma com a Técnica "Keyhole" na Soldagem do Passe de Raiz de Uma Junta Chanfrada", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil, 103 p.
- Walsh, D. W. and Nunes Jr., A. C., 1989, "Keyhole Flow Phenomena in VPPA Weldments", *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Trends in Welding Science and Technology*, ASM International, Gatlinburg, Tennessee, USA, pp. 501 - 505, 14 - 18 May.

## ANÁLISE COMPARATIVA DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO E VAZÃO NO PROCESSO DE RETIFICAÇÃO TANGENCIAL PLANA

**Eduardo Carlos Bianchi**  
**Rodrigo Daun Monici**  
**Eraldo Jannone da Silva**  
**Paulo Roberto de Aguiar**  
**Ivan De Domenico Valarelli**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [bianchi@bauru.unesp.br](mailto:bianchi@bauru.unesp.br).

### **Resumo**

Este trabalho apresenta um estudo sobre a influência a intensidade de pressão e vazão do fluido de corte no comportamento do processo de retificação do tipo tangencial plana. Para a análise do resultados, foram mantidas constantes as condições de usinagem e variados os valores de pressão e vazão do fluido de corte. Os ensaios foram realizados com um rebolo convencional de óxido de alumínio retificando, como corpo de prova, o aço VC 131 com dureza média de 60 HRc. Dos resultados obtidos pode-se verificar que com o aumento dos valores de pressão e vazão do fluido de corte a força tangencial de corte tendeu a aumentar, o rebolo desgastou diametralmente menos (consequentemente, com maior valor obtido de relação **G**). os valores de rugosidade média aritmética da peça e temperatura tenderam a diminuir.

**Palavras-chave:** Fluido de corte, retificação profunda, refrigeração

### **1. INTRODUÇÃO**

A dinâmica e a velocidade de transformações em nossa sociedade estão rompendo padrões de qualidade e de exigências dos consumidores com uma intensidade inusitada, culminando com o freqüente surgimento de produtos que já estão obsoletos poucos dias após o seu próprio lançamento. Esta é a realidade que tem-se presenciado em diversos segmentos de consumo tanto se bens físicos como de serviços.

A globalização é, hoje um fato consumado na ordem mundial. Através dela, um grande número de trocas comerciais, culturais, tecnológicas e financeiras, ocorre entre países numa velocidade sem precedentes na história humana.

Na economia globalizada os processos de usinagem passam por constante evolução, para atender ao seu mercado que vem ficando cada vez mais exigente.

Dentro das condições de usinagem, devido à crescente velocidade de corte que as máquinas operam, e conseqüentemente com maior quantidade de calor gerado, o fluido de corte e a forma de aplicação no processo passam a ter uma maior relevância.

Há disponível no mercado uma grande diversidade de óleos e fluidos de corte para os diferentes processos de usinagem, nos quais se desejam usá-los. Diversos fatores influem na escolha do melhor fluido, como viscosidade, características técnica, custo etc., e mesmo após a escolha do mesmo, ainda existem outras considerações que devem ser feitas para o melhor aproveitamento desse fluido. Entre destacam-se a geometria do bocal pelo qual o fluido será introduzido na operação, a intensidade de pressão e a vazão na saída do bocal, qual a melhor posição que se deve colocar o bocal, entre outras, sendo todas de substancial importância para a melhoria da qualidade final da peça.

Este trabalho tem como objetivo apresentar um estudo comparativo do desempenho de um rebolo convencional de óxido de alumínio ( $Al_2O_3$ ), submetido a uma condição de usinagem para dois valores de pressão e vazão do fluido de corte, denominadas por máxima e mínima, de forma a obter-se subsídios para análise do comportamento do processo de retificação.

Para a realização dos ensaios um bocal foi especialmente projetado e construído para que a vazão de fluido de corte fosse direcionada com o mínimo atrito entre o fluido e suas paredes internas, para o melhor escoamento do mesmo.

Através de ensaios laboratoriais, onde as condições de usinagem (penetração do rebolo na peça " $a$ " [ $\mu m$ ], velocidade da peça " $v_w$ " [m/s] e velocidade de corte " $v_s$ " [m/s]) foram mantidas constantes. Assim foram avaliadas as variáveis de saída do processo de retificação (força tangencial de corte  $F_{tc}$  [N], rugosidade média aritmética  $R_a$  [ $\mu m$ ], relação  $G$  [--] e temperatura  $T$  [ $^{\circ}C$ ]) com relação aos valores de pressão e vazão do fluido de corte.

## 2. EFEITOS DA ALTA VELOCIDADE DO FLUIDO DE CORTE

Segundo KOVACEVIC e MOHAN (1995), fluidos de corte tem sido tradicionalmente usados para a refrigeração e lubrificação na interface entre o rebolo e a peça. O desempenho do fluido de corte pode ser melhorado aumentado se for utilizada uma maior velocidade de saída do bocal pois isso pode superar a força centrífuga do rebolo e penetrar as redondezas do envelope de ar. A taxa de volume de fluxo também pode ser grande suficiente para providenciar a efetiva refrigeração/lubrificação para a zona de usinagem.

A remoção de material em retificação ocorre em forma de cavacos finos, que é feito por grande quantidade de arestas de corte distribuídos e orientadas ao acaso na superfície de corte do rebolo. Contudo, a remoção deste material é acompanhado por um alto consumo de energia. Junto com a presença da deformação plástica, atrito e geração de energia calorífica, a maior parte desta energia é convertida em calor, causando altas temperaturas localizadas na zona de usinagem. Isto resulta em vários danos térmicos para a superfície da peça na forma de fissuras, distorções, tensões residuais e incerteza dimensional e geométrica. Estes efeitos indesejáveis são acompanhados pela aderência de partículas da peça (cavacos) nos poros do rebolo.

Fazendo uma comparação da aplicação do fluxo e do fluido de corte à alta velocidade, em todo o raio de ação da velocidade do jato, tanto as componentes da força tangencial de corte quanto o da força normal de corte são reduzidos mais do que 50% com a aplicação do jato de alta velocidade. As vantagens oferecidas pela alta velocidade do fluido de corte foram em termos de melhora da refrigeração/lubrificação da zona de usinagem, reduzindo o uso de rebolo e a carga do mesmo, e melhorando o efeito da direção em mais de 50% pela redução do  $R_a$  (rugosidade média aritmética). Então, o desempenho total do processo de usinagem foi melhorado pelo fluido de corte à alta velocidade.

Conforme GUO e MALKIN (1995), a energia gasta pelo processo de usinagem pode causar temperaturas muito altas e danos térmicos para a peça. Fluidos são aplicados principalmente para providenciar lubrificação e refrigeração, e principalmente com a efetividade do fluido de corte como refrigerante. O processo de usinagem requer alta energia por unidade de volume de material o qual é virtualmente todo convertido em calor na zona de usinagem. Isto resulta em elevadas temperaturas e possíveis riscos térmicos para a peça. Fluidos são aplicados para remover calor na peça de trabalho.

Segundo Malkin (1989), a retificação ocorre através de interações entre os grãos abrasivos e a peça a ser retificada. De acordo com o modelo de análise dos mecanismos de geração do cavaco, a energia total de retificação ( $u$ ) inclui as energias referentes a remoção do cavaco propriamente dita ( $u_{ch}$ ), ao deslizamento dos grãos abrasivos de áreas de topo de grãos desgastadas com a peça ( $u_{sl}$ ), e a energia referente ao deslocamento de material por deformação plástica (sulcagem) sem a remoção do mesmo ( $u_{pl}$ ).

Conforme MARIANI e TREBING (sd), fluidos sintéticos tem uma viscosidade menor do que os óleos. Para aplicar corretamente um sintético e adequado lubrificante para operações de usinagem com diamante e CBN, é necessário aumentar o volume de refrigerante ou velocidade ou rearranjar o bocal do refrigerante para capturar o quanto mais fluido possível para a peça de trabalho. Um rebolo à alta velocidade forma uma turbulenta camada com alta pressão do ar próxima à superfície do mesmo. Usinagem a altas velocidades requerem aplicação de refrigerante à alta velocidade para penetrar nesta camada. Desde que os sintéticos são mais solventes que os óleos, eles necessitarão de uma velocidade ainda maior. Um volume grande de refrigerante também é necessário para efetivamente resfriar a interface entre o rebolo e a peça de trabalho e jogar os cavacos da área de usinagem. Desde que os sintéticos tenham uma viscosidade menor, pode-se também querer usar um volume de fluido maior. O arranjo do bocal de refrigerante pode se maximizar lubrificação e a refrigeração, ajustando o bocal para a parte crítica da interface entre o rebolo e a peça de trabalho para o refrigerante ser continuamente jogado.

De acordo com WEBSTER e CIU (1995), a aplicação do fluido em processos de usinagem está se tornando mais importante devido a alta taxa de remoção, alta qualidade e longa vida do rebolo. Seleção de um eficiente modo de aplicar isso é um método significativo de encontrar metas de produtividade e pode ser tão importante quanto a seleção das especificações do rebolo de usinagem. O papel do fluido em operações de usinagem são de refrigerar a peça de trabalho, retirar os cavacos, lubrificar a zona de usinagem, refrigerar o rebolo, e limpar o rebolo. Geralmente a energia de usinagem é dissipada no cavaco, na peça, no rebolo e no fluido.

Segundo GUO e MALKIN (1995), apud WEBSTER e CIU (1995), a energia gasta pelo processo de usinagem pode causar temperaturas muito altas e danos térmicos na peça. A utilização de fluidos propicia a retirada de calor, minimizando os danos térmicos que poderiam criar tensões indesejáveis na superfície da peça, além de comprometer a fixação dos grãos abrasivos na superfície de corte.

### 3. METODOLOGIA

Visando a realização deste trabalho, foram realizados 02 ensaios laboratoriais mantendo constantes as condições de usinagem ( $v_s$ ,  $v_w$  e  $a$ ), alterando-se os valores pressão e vazão do fluido de corte. Foram medidos os parâmetros de saída força tangencial de corte, rugosidade média aritmética da peça, temperatura e relação  $G$ .

Para a medição da força tangencial de corte optou-se, pela determinação, em tempo real, da mesma através da rotação  $n$  da ferramenta e da potência elétrica  $P_c$  consumida pelo motor de acionamento da ferramenta abrasiva, durante o corte. Para tanto, utilizou-se um circuito

condicionador de sinais, o qual permite a aquisição e transformação dos valores de corrente elétrica, tensão elétrica e rotação do motor em sinais de tensão elétrica compatíveis, para serem enviados à uma placa de aquisição de dados A/D. Utilizando-se o software de aquisição de dados LabView 4.1, equações de calibração previamente determinadas e os valores de tensão lidos pela placa de aquisição de dados pôde-se então calcular a força tangencial de corte  $F_{tc}$ .

O material utilizado para a realização dos ensaios foi o aço VC 131, temperado e revenido, com dureza média de 60 HRc. As dimensões dos corpos de prova foram: 263,5 mm de comprimento, 40 mm de altura e 5 mm de espessura.

Inicialmente o corpo de prova era fixado sobre a mesa da máquina retificadora e posteriormente eram acertadas todas as condições de usinagem (velocidade de corte, velocidade da mesa e penetração do rebolo na peça). Posteriormente dava-se início aos ensaios medindo-se a força tangencial de corte, em tempo real, rugosidade média aritmética da peça e o desgaste diametral do rebolo no final de cada ensaio.

Os valores de temperatura na peça foram medidos com dois termopares que foram inseridos em pequenos furos transversais nas peças, espaçados de 5 mm na direção vertical. Assim, o corpo de prova era retificado até que o próprio termopar também o fosse. Neste momento, o termopar desprendia-se naturalmente da peça e o segundo termopar continuava a registrar a temperatura até que fosse retificado, de forma similar ao anterior. Os valores de temperatura também eram registrados via software.

A rugosidade média aritmética ( $R_a$ ) dos corpos de prova era medida periodicamente (a cada número pré-determinado de passadas do rebolo sobre a peça, dependendo da condição de usinagem), utilizando-se um rugosímetro marca Taylor Hobson, modelo Surtronic 3+ (com cut-off de 0,8 mm e filtro 2CR (ISO)), em três posições distintas do corpo de prova (laterais e centro) e quatro vezes consecutivas em cada posição. Posteriormente era feita a média dos valores obtidos e anotadas para posterior utilização.

Os ensaios foram realizados utilizando-se a metade da largura (altura) do rebolo. Desta forma, a metade não utilizada no ensaio servia como referência para a medição da perda diametral do rebolo. No final de cada ensaio o perfil geométrico do rebolo era marcado sobre uma chapa metálica (aço com baixo teor de carbono) para posterior medição do desgaste do rebolo. Como o volume de material removido era constante para cada ensaio, a determinação da relação  $G$  era direta.

A operação de dressagem foi realizada através de um dressador de ponta única, com grau de recobrimento de dressagem ( $U_d$ ) igual a 1, para a obtenção da máxima agressividade da superfície de corte do rebolo.

As condições de usinagem utilizadas foram: penetração do rebolo na peça  $a = 185 \mu\text{m}$ , velocidade de corte do rebolo  $v_s = 33 \text{ m/s}$  e velocidade da peça  $v_w = 1,1 \text{ m/min}$ .

Os valores de pressão do fluido de corte foram medidos através de um orifício, existente no bocal, fixo a uma mangueira ligada a um tubo em U contendo mercúrio. Variava-se a válvula de controle do fluido até que se obtivesse a pressão desejada (máxima ou mínima), que era verificada com o desnível da coluna de mercúrio.

A medição da vazão do fluido corte foi feita, através da tomada de tempo para encher um recipiente graduado em 5 litros. Foram feitas três medidas antes de cada ensaio para se obter um valor médio confiável.

Os valores de pressão e vazão utilizados nos ensaios foram  $P_{m\acute{a}x.} = 28.417 \text{ Pa}$  com  $Q_{m\acute{a}x.} = 0,33 \text{ l/s}$  e  $P_{m\acute{i}n.} = 2.935 \text{ Pa}$  com  $Q_{m\acute{i}n.} = 0,0735 \text{ l/s}$ .

Para se obter os valores de pressão e vazão foi projetado e construído um bocal com perfil de bico arredondado, baseado em WEBSTER e CIU (1995), conforme mostrado na figura 1. Isto foi realizado pois os bicos tradicionais, geralmente, tem uma ou duas paredes internas convexas, proporcionam um nível alto de turbulência, o que afeta significativamente

a coerência do jato. Em contraste o novo bocal arredondado tem paredes internas côncavas, o que impede o crescimento da turbulência.

onde:

$D = 4,8 \text{ mm}$  é o diâmetro da tubulação de entrada

$D_n = 3,2 \text{ mm}$  é o diâmetro de saída do bico

$C_r (D/D_n) = 1,5$  é a razão de contração.

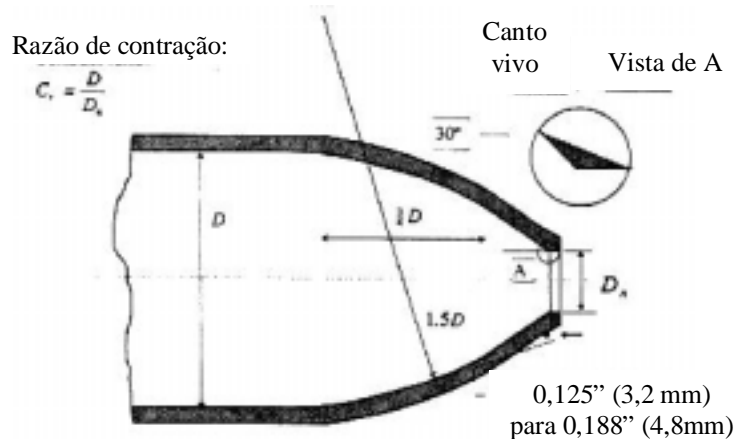


Figura 1: Bico de refrigeração baseado em Webster (1995)

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos nos ensaios são apresentados na forma de gráficos figuras de força tangencial de corte, temperatura e rugosidade média aritmética da peça em função do volume de material removido e relação  $G$ .

##### 4.1. Resultados de força tangencial de corte

Na figura 2 são apresentados os valores obtidos de força tangencial de corte.

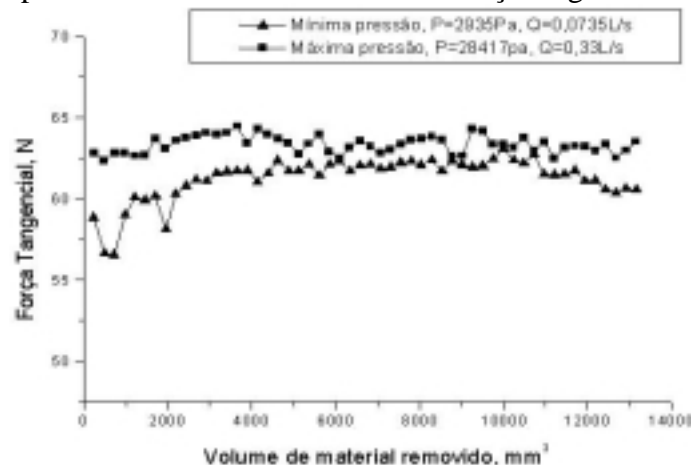


Figura 2: Resultados obtidos de força tangencial em função do volume de material removido

Pode-se verificar que quando os valores de pressão e vazão foram maiores, a magnitude da força tangencial de corte foi maior. Isto ocorre pelo fato de que, neste caso, a capacidade de refrigeração do fluido de corte é maior (pela diminuição da temperatura na região de corte), acarretando numa menor deterioração do ligante. Desta forma a grão abrasivo permanece aderido por mais tempo na superfície de corte do rebolo. Desta forma, há um maior aumento na área de contato do rebolo com a peça que, conseqüentemente, proporciona um aumento na força tangencial de corte.

No caso onde a refrigeração ocorreu com os menores valores de pressão e vazão, houve uma maior degradação do ligante (pelo aumento da temperatura na região de corte) fazendo com que os grãos abrasivos se desprendessem mais rapidamente da superfície de corte do



rebolo. Desta forma, os novos grãos abrasivos (que são mais afiados do que os já desgastados) possuem maior capacidade de remoção de material, o que implica em valores menores de força tangencial de corte.

#### 4.2. Resultados de temperatura

Para a constatação da influência da temperatura no desempenho do processo de retificação, são apresentados, nas figuras 3 e 4, os valores obtidos de temperatura medidas com os dois termopares.

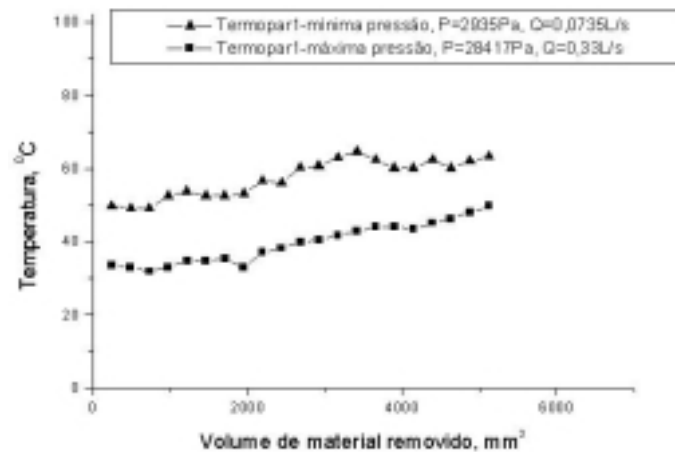


Figura 3: Resultados de temperatura obtidos em relação ao volume de material removido, referente ao termopar 1

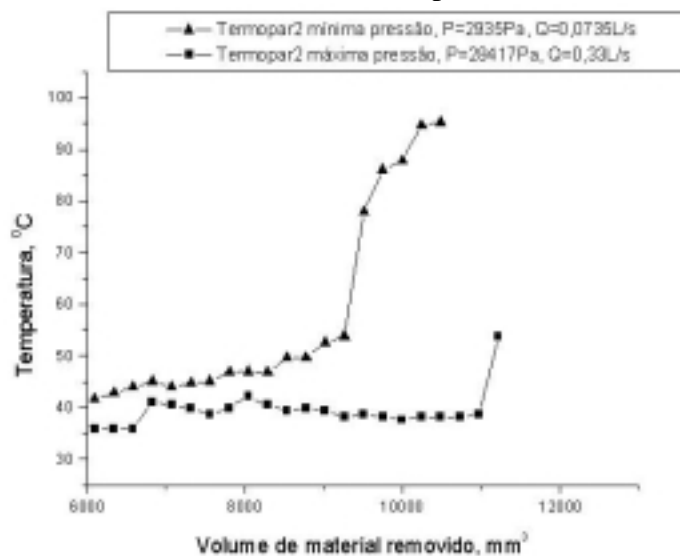


Figura 4: Resultados de temperatura obtidos em relação ao volume de material removido, referente ao termopar 2

Pela análise destas figuras, pode-se verificar tanto para o termopar 1 quanto para o termopar 2 a temperatura é mais elevada quando a pressão de saída foi mínima.

Estes resultados já eram esperados pois quando a vazão e a pressão são menores há uma menor refrigeração na área de contato entre o rebolo e a peça de trabalho. Devido a essa menor capacidade de refrigeração e o constante atrito entre o rebolo e a peça, a quantidade de calor gerado é relativamente grande; portanto, a temperatura medida para este caso é maior.

Na situação onde os valores de pressão e vazão foram máximos, verificou-se que a ação da refrigeração foi mais eficiente, os valores de temperatura foram menores pela redução da ação do constante atrito entre o rebolo e a peça; ou seja, não é gerada a mesma quantidade de energia em forma de calor do que o gerado pela pressão e vazão menores.

Maris e Snyes (1973) concluíram, após um extenso levantamento bibliográfico que em torno de 60 a 90% do calor gerado no processo de retificação fluía para a peça, quando da utilização de rebolos convencionais de óxido de alumínio ( $Al_2O_3$ ). Estes valores foram experimentalmente comprovados por Malkin e Anderson (1974), os quais utilizaram calorímetros para a determinação desta partição de energia. Desta forma, a redução da geração de calor promovida pelo melhor refrigeração da região de corte proporciona a manutenção da capacidade de corte do rebolo durante tempos maiores diminuindo o desgaste dos mesmos, reduzindo as parcelas de energia relativas ao “plowing” ( $u_{pl}$ ) e ao deslizamento de grãos cegos ( $u_{sl}$ ).

#### 4.3. Resultados de Relação G

A relação **G** é definida como sendo a relação do volume de material removido e o volume ferramenta gasta durante do tempo de usinagem. Na figura 5 são apresentados os valores de relação **G** obtidos nos ensaios.

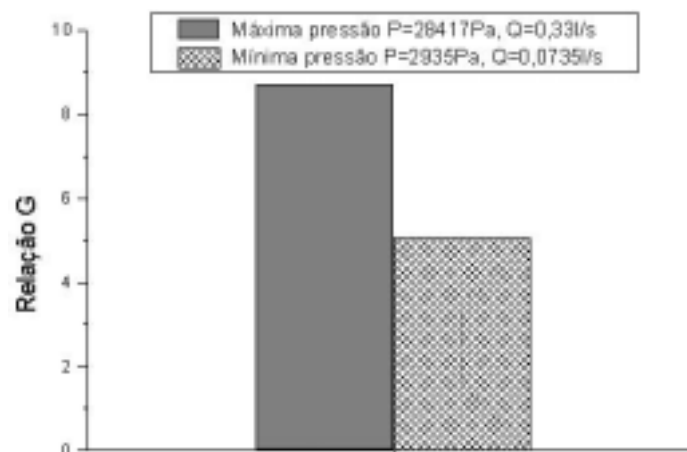


Figura 5: Resultados de relação **G** em função da pressão e vazão

Pode-se verificar que quando os valores de pressão e vazão são maiores a relação **G** (8,73) é maior. Isto ocorre pela melhor refrigeração na interface entre o rebolo e a peça, conforme comentários realizados anteriormente. Portanto, os grãos abrasivos permanecem mais tempo fixo a superfície de corte do rebolo, proporcionando um menor desgaste diametral do rebolo (consequentemente com um aumento da relação **G**).

No caso dos valores de pressão e vazão serem menores, devido a menor refrigeração, os grãos abrasivos apresentam menor capacidade de fixação pelo ligante, devido a deterioração térmica do ligante, o que proporciona o maior desgaste diametral do rebolo. Neste caso o valor de relação **G** obtido foi menor (5,07).

#### 4.4. Resultados de rugosidade média aritmética da peça

Com a maior retenção dos grão abrasivos na superfície de corte do rebolo, que ocorreu no caso onde os valores de pressão e vazão foram maior, há um maior desgaste no topo dos grão abrasivos. Isto faz com que o material sofra um menor riscamento e, consequentemente, a rugosidade média aritmética da peça é menor.

Pela análise da figura 6 pode-se verificar que a rugosidade média aritmética obtida, em cada passada do rebolo sobre a peça, foi menor quando foram utilizados os valores máximos de pressão e vazão.

Seguindo o mesmo raciocínio utilizado para a força tangencial de corte e da relação  $G$ , devido aos grãos abrasivos se manterem ligados aos rebolos por mais tempo para a máxima pressão devido a maior refrigeração, a área de contato é maior pois os topos dos grãos em contato durante a usinagem acabam ficando com o diâmetro relativamente maior, o que ocasiona em menores valores de rugosidade. Já quando a pressão é mínima o diâmetro dos topos dos grãos abrasivos serão relativamente menores, o que ocasionará maior valor para a rugosidade.

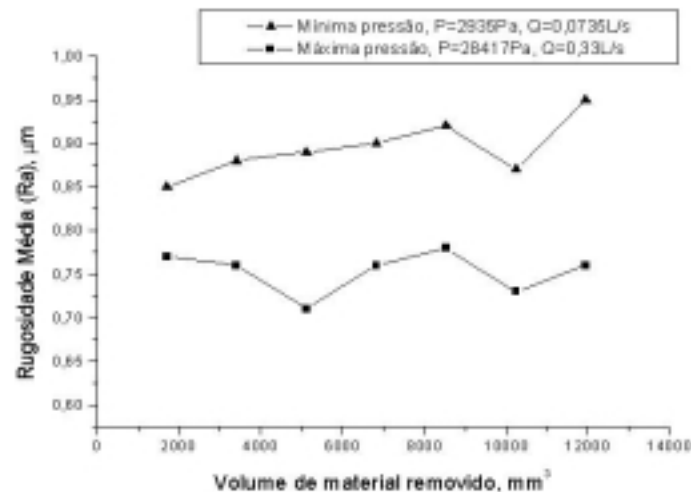


Figura 6: Resultados obtidos dos valores de rugosidade em relação ao volume removido

## 5. CONCLUSÕES

Dos resultados obtidos pode concluir que, de uma maneira geral, quando o fluido de corte foi utilizado com valores de pressão e vazão mais elevados, o desempenho do rebolo foi melhorado. Neste caso, apesar da força tangencial de corte ter se elevado, o calor gerado na zona de corte foi menor, a relação  $G$  maior, a rugosidade média aritmética encontrada é menor. Estes resultados mostram que a instalação de um bocal adequado, que melhora a refrigeração na interface entre o rebolo e a peça, a máxima vazão é mais eficaz.

## 6. REFERÊNCIAS

- GUO, C.; MALKIN, S. "Effectiveness of Cooling in Grinding". CIRP Annual Convention, STG, Enschede, 1995.
- MARIANI, G. and TREBING, C. "Synthetic Coolants Cut It in Superabrasive Grinding"
- KOVACEVIC, R. and MOHAN, R. "Effect of High Speed Grinding Fluid on Surface Grinding Performance", 1ª Conferência Internacional de Usinagem, Setembro de 1995.
- WEBSTER, J.A., CIU, C. "Flow Rate and Jate Velocity Determination for Design of a Grinding Cooling System", 1ª Conferência Internacional de Usinagem, Setembro de 1995.
- MARIS, M.; SNOYES, R. "Heat affected Zone in Grinding Operations" Proceedings of the 14th International Machining Tool Design and Research Conference, 1974, p. 659-669.
- MALKIN, S.; ANDERSON, R. B. "Thermal Aspects of Grinding, Part 1 - Energy Partition" ASME Journal of Engineering for Industry Vol. 96, 1974, p. 1177-1183.
- MALKIN, S. "Grinding Mechanisms" e "Grinding Temperatures and Thermal Damage", In: MALKIN, S. Grinding Technology: theory and applications of machining with abrasives. 1.ed. Chichester, Ellis Horwood Limited, 1989. Cap. 5 e 6, p.108 a 171.

# **ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NA RETIFICAÇÃO DE AÇOS ENDURECIDOS, COM REBOLOS SUPERABRASIVOS DE CBN, E SUA INFLUÊNCIA NA INTEGRIDADE SUPERFICIAL DO MATERIAL**

**Ivan De Domenico Valarelli**

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia/ Campus de Bauru

Departamento de Engenharia Mecânica, Caixa Postal 473, CEP 17033-360, Bauru/SP, Brasil

## **RESUMO**

Este trabalho apresenta uma proposta para a análise da influência da temperatura na retificação de aços endurecidos, utilizando rebolos superabrasivos de CBN (nitreto de boro cúbico) com ligantes resinóide e vitrificado, submetidos a diversas condições de usinagem, tendo como objetivo a análise da integridade superficial do material, durante a vida útil da ferramenta abrasiva. Foram determinadas as variações da rugosidade média superficial da peça, microdureza Vickers e média da temperatura máxima na superfície retificada da peça, em função do volume específico de material removido para dois valores de taxa de remoção de material. Para ambas ferramentas, através da análise dos resultados pós-retificação, não foram verificadas alterações significativas na microestrutura do material. Também o tipo de ligante não influenciou nos resultados obtidos, não sendo possível detectar diferenças significantes para a qualidade superficial nem para detectar alterações microestruturais, pois as temperaturas máximas verificadas, ao longo dos ensaios e na região de corte, não ultrapassaram os 125° C, não sendo então atingidas as temperaturas requeridas para tais alterações.

**PALAVRAS-CHAVE:** Rebolo CBN, Ligantes, Temperaturas de Retificação.

## **1. INTRODUÇÃO**

O processo de retificação tem entre os seus objetivos melhorar o acabamento superficial e garantir a integridade superficial dos componentes usinados, sejam elas tratadas termicamente ou não. Entretanto, excessivas temperaturas geradas durante o processo de retificação podem causar danos térmicos às peças. Segundo Shaw (1994), os danos na camada superficial da peça podem ser identificados como consequência da realização de operações de retificação sem controle ou mal elaboradas. A escolha incorreta do par fluido-ferramenta, a utilização de condições de usinagem e de afiação da ferramenta inadequados e uma lubrificação não eficiente podem afetar, negativamente, as propriedades mecânicas do componente usinado, pela diminuição de sua resistência à fadiga e ao desgaste. Isto deve-se a incidência dos danos térmicos oriundos do processo de retificação, os quais provocam alterações microestruturais, pela introdução de uma zona termicamente afetada pelo calor, levando ao surgimento de tensões residuais de tração. Além disso, a qualidade superficial do componente pode ser

afetada pelo surgimento de trincas e a ocorrência de queima superficial, decorrentes das elevadas temperaturas na região de corte.

Este trabalho tem como objetivo estudar a influência da geração de calor e, conseqüentemente, da variação da temperatura na retificação de aços endurecidos, com dureza média de 60 HRc com rebolos superabrasivos de CBN, fabricados com dois tipos distintos de ligantes (resinóide e vitrificado) submetidos a duas taxas de remoção de material. A integridade superficial do material foi analisada durante os ensaios de microdureza Vickers e metalografia.

## **2 PRINCIPAIS DANOS TÉRMICOS DECORRENTES DO PROCESSO DE RETIFICAÇÃO**

### **2.1 Queima superficial da peça**

Um dos tipos mais comuns de danos térmicos é a queima da peça. Quando a queima superficial da peça se inicia, existe uma tendência do crescimento da adesão de partículas metálicas nos grãos abrasivos do rebolo, tendo como conseqüência, o aumento das forças de retificação, a deterioração da qualidade superficial da peça, podendo levar ao aumento da perda diametral do rebolo, fazendo com que seu desgaste volumétrico aumente. Segundo Malkin (1989) a queima superficial da peça influencia na alteração da microestrutura do material retificado.

Através da realização de medições de microdureza na subsuperfície de aços temperados verificou-se que a queima superficial induzida pelo processo de retificação é acompanhada de um processo de re-austenitização do material. Para aços temperados retificados sem queima superficial existe geralmente um amolecimento do material próximo à superfície, pelo fato de terem sido atingidas temperaturas inferiores às de austenitização. Com a queima superficial ocorre a re-têmpera do material, a qual é conseqüência da re-austenitização do mesmo, seguida da formação de martensita não-revenida. Esta pode ser constatada através de análise metalográfica, resultando no aumento da microdureza superficial. Evidências metalúrgicas e medições de microdureza indicam que o limite para início da queima visível coincide com o valor limite de temperatura para início da austenitização do material. Segundo Malkin (1989), a queima superficial da peça, observada em aços para rolamentos, traz um aspecto adverso quanto ao limite de resistência à fadiga e conseqüente diminuição do número de ciclos destes aços após a retificação. Este comportamento é atribuído a formação da martensita não-revenida, gerada no processo de queima superficial, em função do aquecimento à temperatura de austenitização e resfriamento rápido sem posterior alívio de tensões (revenimento).

### **2.2 Tensões residuais**

O processo de retificação invariavelmente leva à tensões residuais nas adjacências da superfície acabada, as quais podem afetar o comportamento mecânico do material. As tensões residuais são induzidas pelas deformações plásticas não-uniformes nas proximidades da superfície da peça. Interações mecânicas dos grãos abrasivos com a peça resultam, predominantemente, em tensões residuais de compressão, resultado de deslocamentos plásticos localizados, comparado ao processo de “*shot peening*”.

Segundo Malkin (1989), as tensões residuais de tração são causadas, principalmente, por tensões induzidas termicamente e deformações associadas com as temperaturas de retificação e o seu gradiente da superfície ao interior da peça. A formação de tensões termicamente induzidas é basicamente acompanhada por transformações de fases sólidas, as quais podem

ocorrer durante o ciclo de aquecimento e resfriamento, pois estas resultam em variações volumétricas.

Tensões residuais de compressão são consideradas benéficas nas propriedades mecânicas dos materiais, aumentando a resistência à fadiga, enquanto as tensões de tração são prejudiciais quanto à resistência mecânica, à corrosão e ao desgaste (abrasão à altas temperaturas). De modo geral, deseja-se controlar a indução ou a magnitude das tensões residuais através da adequação das condições de usinagem. Entretanto, a demanda de maiores taxas de remoção resultam em maiores tensões residuais de tração. Para a obtenção de tensões residuais de compressão é necessário a adoção de taxas de remoção inferiores. Entretanto, a introdução de rebolos de CBN, substituindo os rebolos de óxido de alumínio tem permitido a obtenção de tensões residuais de compressão, ao invés de tensões residuais de tração, quando, por exemplo, da retificação de aços para a confecção das pistas de mancais de rolamentos. Isto deve-se ao fato da redução das temperaturas geradas na retificação quando da utilização de rebolos de CBN, em função das menores energias específicas geradas com estes rebolos e pela alta condutibilidade térmica dos grãos de CBN, a qual permite que uma maior parcela do calor gerado escoe pela ferramenta, diminuindo a partição de energia introduzida na peça (Kohli, Guo e Malkin, 1995).

### **2.3 Trincas**

Segundo Johnson (sd), as trincas superficiais são resultado do excessivo aquecimento durante a retificação. A severidade das trincas pode variar, sendo que as mesmas podem não ser visíveis, imediatamente após a retificação, tornando-se aparentes algum tempo depois. Em algumas superfícies submetidas à elevadas tensões residuais de tração, trincas irão formar-se abaixo da superfície, não sendo visíveis, até que o topo das mesmas seja atacado eletricamente. As trincas reduzem o limite de resistência à fadiga do material, ao mesmo tempo que aumenta a susceptibilidade da superfície do material sofrer ataque por processos corrosivos.

## **3. METODOLOGIA DE ENSAIOS**

Visando a realização deste trabalho, foram realizados 4 ensaios laboratoriais variando-se as condições de usinagem: velocidade de corte ( $v_s$ ), velocidade da mesa ( $v_w$ ) e penetração do rebolo ( $a$ ) e os parâmetros de saída medidos: rugosidade média superficial da peça, microdureza Vickers, temperatura média na superfície da peça, utilizando termopares, análise da integridade superficial da peça e metalografia.

O material utilizado para a realização dos ensaios foi o aço VC131, temperado e revenido, com dureza média de 60 HRc. As dimensões dos corpos-de-prova foram: 263,5 mm de comprimento, 65 mm de altura e 5 mm de espessura. Inicialmente o corpo de prova era fixado sobre a mesa da máquina retificadora e posteriormente eram acertadas todas as condições de usinagem ( $v_s$ ,  $v_w$ ,  $a$ ). Posteriormente dava-se início aos ensaios, medindo-se a rugosidade superficial da peça e o desgaste diametral do rebolo no final de cada ensaio. Cada ensaio era finalizado quando o volume específico de material removido atingia 6000 mm<sup>3</sup>/mm, o que aconteceu, em média, após 9 horas ininterruptas de ensaio.

A rugosidade superficial média ( $R_a$ ) dos corpos de prova foi medida periodicamente (a cada número pré-determinado de passadas do rebolo sobre a peça, dependendo da condição de usinagem) em três posições distintas do corpo de prova (laterais e centro) e quatro vezes consecutivas em cada posição. Posteriormente era feita a média dos valores obtidos e anotadas para posterior utilização. Os ensaios foram realizados utilizando-se a metade da largura (altura) do rebolo. Desta forma, a metade não utilizada no ensaio servia como

referência para a medição da perda diametral do rebolo. No final de cada ensaio o perfil geométrico do rebolo era marcado sobre uma chapa metálica (aço com baixo teor de carbono) para posterior medição do desgaste do rebolo. Como o volume de material removido era constante para cada ensaio, a determinação da relação G (relação entre o volume de material removido e o volume de rebolo gasto) era direta.

Durante e após os ensaios, amostras do material retificado eram removidas para posterior análise da integridade superficial através da microdureza Vickers e por procedimentos metalográficos de análise.

As temperaturas foram obtidas utilizando-se de 05 termopares, calibrados e embutidos na peça ensaiada. Desta forma, ao retificar-se o primeiro termopar (após a remoção de 5 mm, na altura do material), seriam removidos os primeiros 1200 mm<sup>3</sup>/mm de material e assim sucessivamente, até atingir os 6000 mm<sup>3</sup>/mm de material removido.

## **4. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

### **4.1 Valores de temperatura obtidos na região de corte**

Os resultados obtidos referentes ao comportamento das temperaturas de retificação ao longo dos ensaios é apresentado em forma de gráficos, relacionando as máximas temperaturas obtidas em função do volume específico de material removido ao longo do ensaio. Cada gráfico apresenta um conjunto de cinco curvas distintas. Cada uma das curvas corresponde a um dos cinco termopares embutidos na peça, espaçados de 5 mm, tomando-se como referência a superfície da peça para a colocação do primeiro termopar. Sendo assim foi possível monitorar a temperatura de retificação na região de corte (quando da retificação efetiva do termopar) e a propagação do aquecimento da zona retificada para o interior da peça, em função da colocação dos termopares ao longo da altura dos corpos de provas, os quais permanecem monitorando as temperaturas propagadas até serem efetivamente retificados.

Nas figuras 1 e 2, são apresentados os resultados de temperatura obtidos com o rebolo fabricado com o ligante vitrificado e nas figuras 3 e 4 com o ligante resinóide, para duas condições de usinagem.

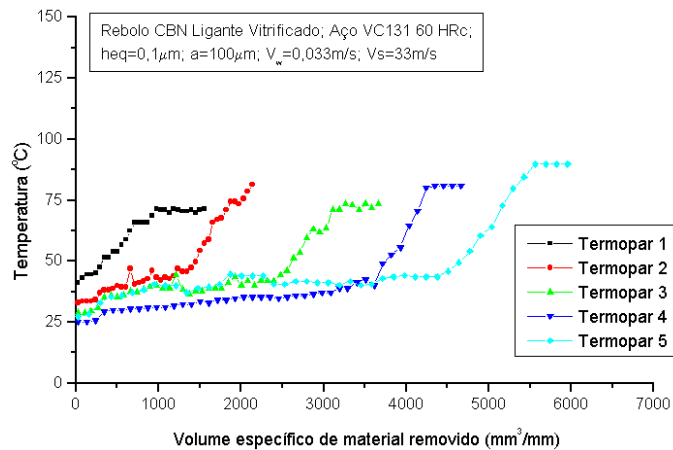
Conforme pode ser observado da análise dessas figuras, os máximos valores medidos não foram superiores à 125°C. Isto deve-se ao fato dos rebolos de CBN apresentarem uma menor partição da energia gerada para a peça, segundo estudos realizados por Kohli, Guo e Malkin (1995). A análise dos resultados obtidos indicam que a menor partição de energia introduzida pelos rebolos de CBN à peça deve-se ao fato de que uma porção significativa do calor gerado durante o processo é transportada para a ferramenta, ao invés de ser transportada para a peça, devido a maior condutibilidade térmica dos grãos abrasivos de CBN, a qual é muito maior do que a dos grãos de óxido de alumínio. A menor partição de energia, quando da utilização de rebolos de CBN permite uma diminuição das temperaturas na região de corte. Desta forma, os resultados obtidos se aproximam dos resultados verificados por Kohli, Guo e Malkin (1995), aproximadamente 400°C quando utilizados rebolos de óxido de alumínio e 100°C para rebolos de CBN. Isto tende a proporcionar uma menor possibilidade de indução de danos térmicos à peça.

Conforme mostrado na tabela 1, em todos os casos pode-se notar que, com a aumento da penetração (**a**), do rebolo nos corpos de provas, houve elevação dos valores médios da temperatura máxima. Isto ocorre pelo aumento da densidade de grãos ativos na região de contato entre o rebolo e a peça, devido ao aumento do comprimento de contato. Logo, cada grão abrasivo passa a remover um volume menor de material. Entretanto o somatório das perdas dissipativas, devido ao atrito e riscamento dos grãos abrasivos sobre a peça é maior, e

proporcional ao desgaste da superfície de corte do rebolo, pelo aumento das áreas no topo dos grãos (pelo desgaste abrasivo). O aumento das parcelas de atrito e riscamento contribui para a elevação dos valores de temperatura observados. Entretanto, as diferenças verificadas são praticamente desprezíveis.

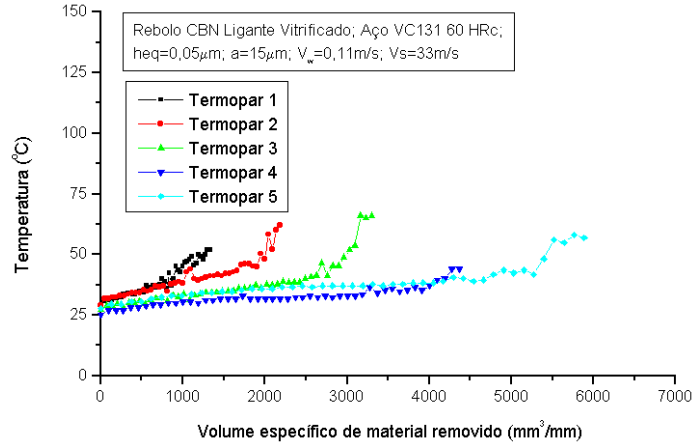
**Tabela 1.** Condições de usinagem, valores de microdureza Vickers, rugosidade média e valores médios da temperatura máxima com rebolos de CBN com ligantes vitrificado e resinóide.

Ligante vitrificado heq = 0,1 μm						
Ensaio	Microdureza Vickers (HV)	Ra média (μm)	Média de T <sub>máx</sub> (°C)	a (μm)	vs (m/s)	vw (m/s)
1	716,7	0,91	80	100	33	0,033
Ligante vitrificado heq = 0,05 μm						
Ensaio	Microdureza Vickers (HV)	Ra média (μm)	Média de T <sub>máx</sub> (°C)	a (μm)	vs (m/s)	vw (m/s)
2	719,2	0,54	57	15	33	0,11
Ligante resinóide heq = 0,1 μm						
Ensaio	Microdureza Vickers (HV)	Ra média (μm)	Média de T <sub>máx</sub> (°C)	a (μm)	vs (m/s)	vw (m/s)
3	686,4	0,73	62	100	33	0,033
Ligante resinóide heq = 0,05 μm						
Ensaio	Microdureza Vickers	Ra média (μm)	Média de T <sub>máx</sub> (°C)	a (μm)	vs (m/s)	vw (m/s)
4	695,6	0,59	42	15	33	0,11

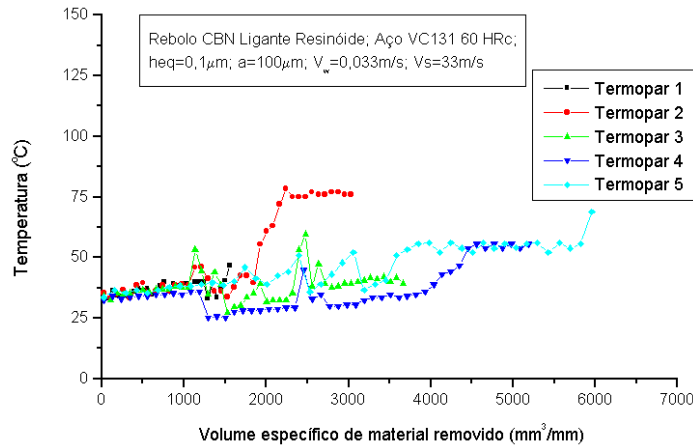


**Figura 1.** Resultado obtido com o rebolo fabricado com o ligante vitrificado utilizado como  $h_{eq} = 50 \mu m$

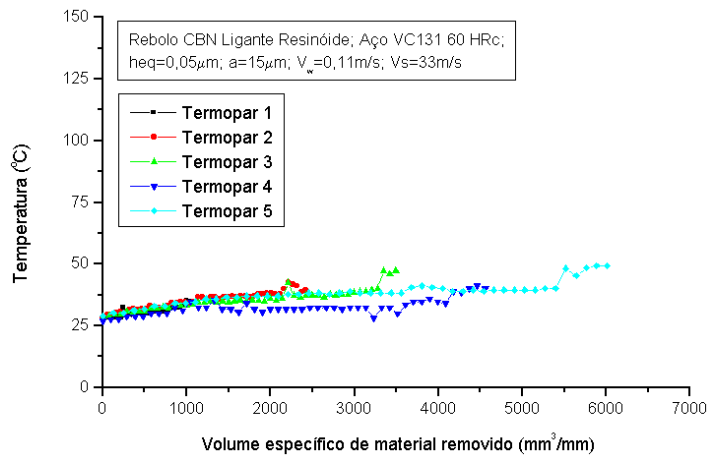




**Figura 2.** Resultado obtido com o rebolo fabricado com o ligante vitrificado utilizado com  $a = 100 \mu\text{m}$  para  $h_{eq} = 0,1 \mu\text{m}$



**Figura 3.** Resultado obtido com o rebolo fabricado com o ligante resinóide utilizado com  $a = 100 \mu\text{m}$  para  $h_{eq} = 0,1 \mu\text{m}$



**Figura 4.** Resultado obtido com o rebolo fabricado com o ligante resinóide utilizado com  $a = 50 \mu\text{m}$  para  $h_{eq} = 0,05 \mu\text{m}$

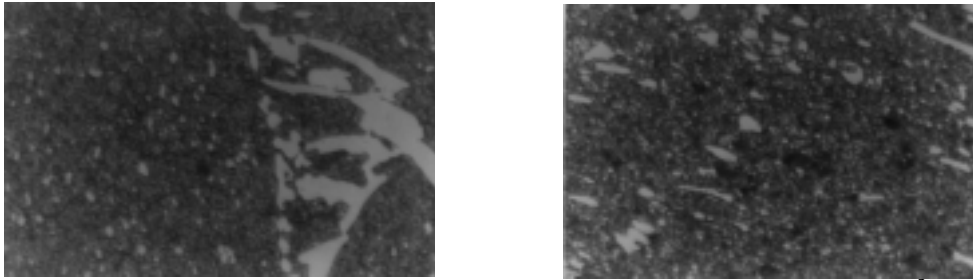
## 4.2 Resultados de microdureza Vickers

Os valores de microdureza Vickers foram obtidos, utilizando-se um Microdurômetro, marca BUEHLER, modelo 1600-6300, realizada em amostras colhidas do material retificado com valores de volume removido pré-estabelecidos, para os 4 ensaios, cujas condições de usinagem e o tipo de ligante utilizado são apresentadas na tabela 1.

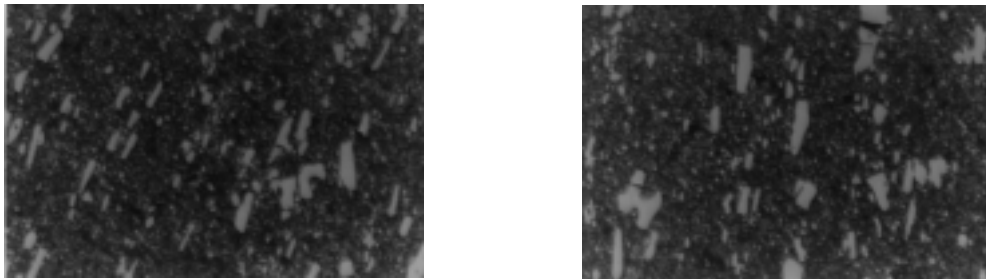
Através da análise conjunta da superfície retificada, das inspeções metalográficas e dos valores de microdureza pode-se concluir que ambas ferramentas não afetaram, de forma significativa, a qualidade superficial da peça, nem provocaram alterações da microestrutura do material, não havendo alterações significativas dos valores de microdureza quando da variação do  $h_{eq}$ , para uma mesma ferramenta, ou da variação da ferramenta para um mesmo  $h_{eq}$ . Isto já era esperado, devido as fato das baixas temperaturas verificadas e devido a excelente manutenção da capacidade de corte destas ferramentas.

## 4.3 Resultados de metalografia

A seguir, são comentados os resultados referentes as observações de alterações microestruturais na superfície retificada. Para a verificação das amostras do aço VC131 foi utilizada a prática metalográfica convencional e ataque químico com Nital 2%. A ampliação utilizada foi de 750 vezes.



**Figura 5.** Resultados de metalográfica antes e após o ensaio 1;  $Z_w = 1200 \text{ mm}^3/\text{mm}$



**Figura 6.** Resultados de metalográfica antes e após o ensaio 1;  $Z_w = 3600$  e  $6000 \text{ mm}^3/\text{mm}$

Foi também observada a microestrutura da superfície do aço VC131, temperado e revenido, antes da realização da operação de retificação. A observação desta microestrutura apresenta uma estrutura de martensita revenida, caracterizada pela área escura, com pontos negros, apresentado ainda carbeto precipitados, caracterizados pelas regiões claras na referida fotografia.

Através de comparações entre as amostras retificadas e a não retificadas pode-se observar a mesma microestrutura presente, ou seja, uma estrutura de martensita revenida, apresentado ainda carbeto precipitados, caracterizados pelas regiões escuras e pelos pontos claros, respectivamente. Não observou-se alterações da microestrutura do material usinado no

decorrer do ensaio. Este fato já era esperado pois a ordem de grandeza das temperaturas observadas (inferiores à 125°C) não são suficientes para garantir alterações microestruturais do material. Além disso, nas observações de MEV e visuais não foram observados a incidência de danos térmicos. Soma-se a isto, os resultados obtidos para a microdureza Vickers, onde não foram verificadas alterações significativas dos valores de microdureza quando da variação do  $h_{eq}$ , para uma mesma ferramenta, ou da variação da ferramenta para um mesmo  $h_{eq}$ , permitem também concluir sobre a não ocorrência de alterações microestruturais do material usinado.

## 5. CONCLUSÕES

Da realização desta pesquisa experimental do desempenho de rebolos de CBN constituídos de dois diferentes tipos de ligantes, pode-se concluir:

- A metodologia adotada para a verificação do desempenho das ferramentas mostrou-se adequada para as finalidades do trabalho, sendo possível estabelecer correlações dos resultados obtidos com as demais pesquisas realizadas no estudo do comportamento de rebolos de CBN e os aspectos térmicos envolvidos no processo de retificação, quando da utilização desses tipos de ferramentas;

- De uma maneira geral, através das análises dos resultados para a maioria das variáveis de saída monitoradas, praticamente não foram verificadas diferenças significantes entre os dois tipos de rebolos testados (um rebole de CBN com ligante resinóide e outro com ligante vitrificado). Para as observações referentes a rugosidade média superficial da peça, microdureza Vickers e média da temperatura máxima na superfície retificada da peça, o tipo de ligante não influenciou, diretamente, as pequenas alterações verificadas (quando houveram) nestas variáveis;

- Com relação aos valores máximos de temperatura observados (sempre inferiores à 125°C, figuras 1, 2, 3 e 4) deve-se ao fato dos rebolos de CBN apresentarem uma menor partição da energia gerada para a peça, segundo estudos realizados por KOHLI, GUO e MALKIN (1995). A análise dos resultados obtidos indicam que a menor partição de energia introduzida pelos rebolos de CBN à peça, deve-se ao fato de que uma porção significativa do calor gerado durante o processo é transportada para a ferramenta e principalmente ao fluido de corte, ao invés de ser transportada para a peça, devido a maior condutibilidade térmica dos grãos abrasivos de CBN, a qual é muito maior do que a dos grãos de óxido de alumínio. A menor partição de energia, quando da utilização de rebolos de CBN permite uma diminuição das temperaturas na região de corte. Desta forma, os resultados obtidos se aproximam dos resultados verificados por KOHLI, GUO e MALKIN (1995), aproximadamente 400 °C quando utilizados rebolos de óxido de alumínio e 100 °C para rebolos de CBN. Isto tende a proporcionar uma menor possibilidade de indução de danos térmicos à peça.

## REFERÊNCIAS

- JOHNSON, G. A. “Beneficial Compressive Residual Stress Resulting from CBN Grinding” *SME Second International Grinding Conference*, Philadelphia, Pennsylvania
- KOHLI S.P., GUO, C.; MALKIN, S. “Energy Partition for Grinding with Aluminum Oxide and CBN Abrasive Wheels”. *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 117, 1995, p. 160-168.
- MALKIN, S. “Grinding Mechanisms” e “Grinding Temperatures and Thermal Damage”, In: MALKIN, S. *Grinding Technology: theory and applications of machining with abrasives*. 1.ed. Chichester, Ellis Horwood Limited, 1989. Cap. 5 e 6, p.108 a 171.
- SHAW, M. “Heat-affect Zones in Grinding Steels”. *Annals of the CIRP*, v 43/1, 1994, p. 279-282.

# INJEÇÃO DE PÓS DE AÇO INOXIDÁVEL 316L À BAIXA PRESSÃO

**Rogério Akihide Ikegami**

**Benedito de Moraes Purquerio**

Laboratório de Tribologia e Novos Materiais, Departamento de Engenharia Mecânica  
LAMAFE-EESC-USP

Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 - CEP 13560-250, São Carlos, SP, Brasil.

E-mail: [purqerio@sc.usp.br](mailto:purqerio@sc.usp.br)

## Resumo

A tecnologia da injeção de pós metálicos (IPM) está em constante desenvolvimento relativamente a alguns aspectos, particularmente às melhorias relacionadas com a retirada do veículo orgânico e a sinterização. Isto é devido à atual importância da competitividade tecnológica da IPM, facilidade de projeto das peças, a automação do processo e principalmente a possibilidade da conformação de peças de pequenas dimensões e formas complexas. Este trabalho apresenta os resultados de uma investigação da viabilidade de moldagem de massas de pós metálicos de aço inoxidável 316L através da injeção à baixa pressão, apresentando a metodologia relacionada com a preparação da massa injetável, a retirada do veículo orgânico e a sinterização.

**Palavras-chaves:** Injeção. Pós metálicos. Aço Inoxidável. Veículo orgânico, Sinterização.

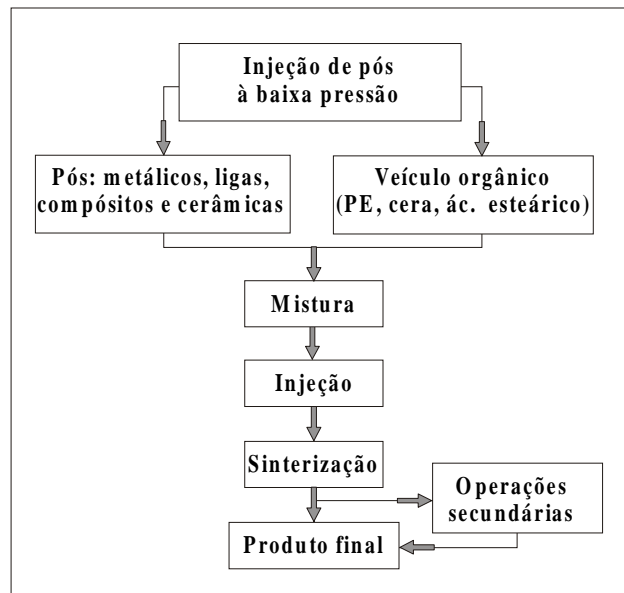
## 1. INTRODUÇÃO

Existe uma grande variedade de métodos de produção de determinadas peças estruturais e de precisão. Entre as alternativas viáveis, incluem-se a usinagem, a estampagem, o forjamento, a fundição de areia e a fundição de precisão. Cada método possui as suas vantagens e desvantagens. A conformação de pós, metálicos ou não, é mais uma alternativa e se destaca como um método aplicável. É um processo bem conhecido que converte pós finos em produtos sólidos, particularmente utilizado para a manufatura de peças com formas complexas e tolerâncias fechadas, em grande escala, e com um custo relativo baixo.

É portanto, uma técnica usada para consolidar materiais particulados, sejam eles metais e/ou não metais, em formas discretas. Materiais compósitos complexos de fases metálicas e não metálicas também podem ser projetados e fabricados por esta técnica em quantidades cada vez maiores (White, 1995), a qual têm solucionado literalmente milhares de problemas de projeto. Algumas soluções, todavia, constituem simplificações de outros processos envolvendo um menor custo ou uma menor perda de material.

A conformação de pós constitui basicamente de duas técnicas: prensagem e injeção. Na prensagem, a conformação pode ser feita em prensas uniaxiais ou isostáticas. A injeção de pós, ou massas contendo pós, por outro lado, apresenta como característica principal a

capacidade de se obter o produto muito próximo da forma final (*near net shape*), aliada à capacidade de moldagem de formas extremamente complexas com grande precisão dimensional. (Mangels et al., 1984; Mangels, 1994; Inoue *et al.*, 1989). O processo básico da injeção de pós à baixa pressão está esquematizado na figura 1.



**Figura 1** – Processo básico da MP

Dentro do contexto do processo de injeção, por sua vez, destaca-se a injeção de pós metálicos (IPM) que se constitui da combinação de duas técnicas de manufatura, ou sejam, a moldagem por injeção de termoplásticos e a metalurgia do pó convencional.

Este trabalho tem como objetivo mostrar a viabilidade da injeção à baixa pressão (0,8 MPA), a retirada do veículo orgânico (VO) e a sinterização de componentes de aço inoxidável 316L injetados à baixa pressão, utilizando-se uma injetora projetada e construída para este fim, bem como o projeto de moldes, o estudo dos componentes e extração do VO e a sinterização dos produtos obtidos.

## 2. INJEÇÃO DE PÓS METÁLICOS (IPM)

De uma maneira geral, a Injeção de Pós Metálicos (IPM) pode ser entendida como uma técnica de conformação de pós que objetiva proporcionar aos materiais metálicos a mesma versatilidade, no que se refere à conformação, observada nos materiais termoplásticos produzidos por outros processos semelhantes. O principal aspecto da IPM é possibilitar a conformação de peças com formatos complexos valendo-se da alta produtividade inerente aos processos de injeção.

A IPM é hoje uma atraente técnica de conformação de componentes ou peças pequenas com parede fina e geometria complexa. O processamento por IPM envolve os seguintes aspectos: mistura do pó com o veículo orgânico (VO) polimérico; injeção da mistura, utilizando-se os mesmos equipamentos utilizados pela indústria de transformação de plásticos; extração do VO, que pode ser térmica e/ou química e sinterização (German, 1990).

Peças metálicas conformadas desta maneira têm maior densidade, propriedades mecânicas superiores e melhor acabamento superficial do que aquelas produzidas pelos métodos tradicionais da metalurgia do pó. Um dos grandes problemas da IPM é a necessidade de utilizar-se pós com características muito específicas, principalmente no caso

de pós metálicos, que devem ser finos ( $<20\mu\text{m}$ ) e arredondados, diferenciando-se bastante dos pós utilizados na MP convencional.

A IPM ocupa hoje um espaço na indústria onde podem ser combinados lotes médios de produção ou lotes grandes com peças de complexidade muito elevada. As rotas iniciais de entrada da IPM seriam os mercados de peças microfundidas e pequenos componentes da moldagem de pós (MP) convencional com operações secundárias como a de usinagem (Gonçalves e Purquerio, 1996).

### 3. MÉTODOS E PROCESSOS

Na realização deste estudo foi utilizada a técnica de IPM à baixa pressão, onde foram injetadas peças na forma de corpos de prova e cadinhos. A IPM à baixa pressão utiliza ar comprimido da ordem de 1,0 MPa, para o transporte da massa metálica para dentro da cavidade do molde. Com relação a IPM convencional, que utiliza unidades hidráulicas, pistões e fusos, o método ora utilizado tem a vantagem de dispensar esses componentes. As peças produzidas por esse método possuem como vantagens, um gradiente de pressão mais baixo, o desgaste do molde e o consumo de energia é menor, a não separação do VO com o pó na injeção, a não adesão da massa ao molde e principalmente a não contaminação da massa devido ao desgaste do pistão e/ou fuso, como ocorre nas injetoras convencionais.

A massa metálica de aço inox 316L utilizada neste trabalho foi composta de 65% de pó metálico e 35% de VO em volume. A seleção da composição do VO foi baseada em resultados de viscosidade da massa metálica e a melhor formulação apresentou as seguintes proporções: 94% de cera de carnaúba, 5% de polietileno e 1% de ácido esteárico, em peso. Inicialmente os componentes do VO foram colocados em um recipiente adequado e aquecidos em estufa até atingirem o estado pastoso. O pó metálico foi adicionado e misturado manualmente até se obter uma massa viscosa e assim, transferido para o recipiente da injetora de baixa pressão, mostrada na figura 3, previamente aquecida à temperatura de  $100^{\circ}\text{C}$ . Fechado o recipiente, as bateadeiras e o vácuo foram ligados e o sistema de aquecimento ajustado para  $150^{\circ}\text{C}$ . Após 15 minutos de mistura, o vácuo foi fechado e injetaram-se as peças em moldes construídos para esse fim, conforme ilustra a figura 2.

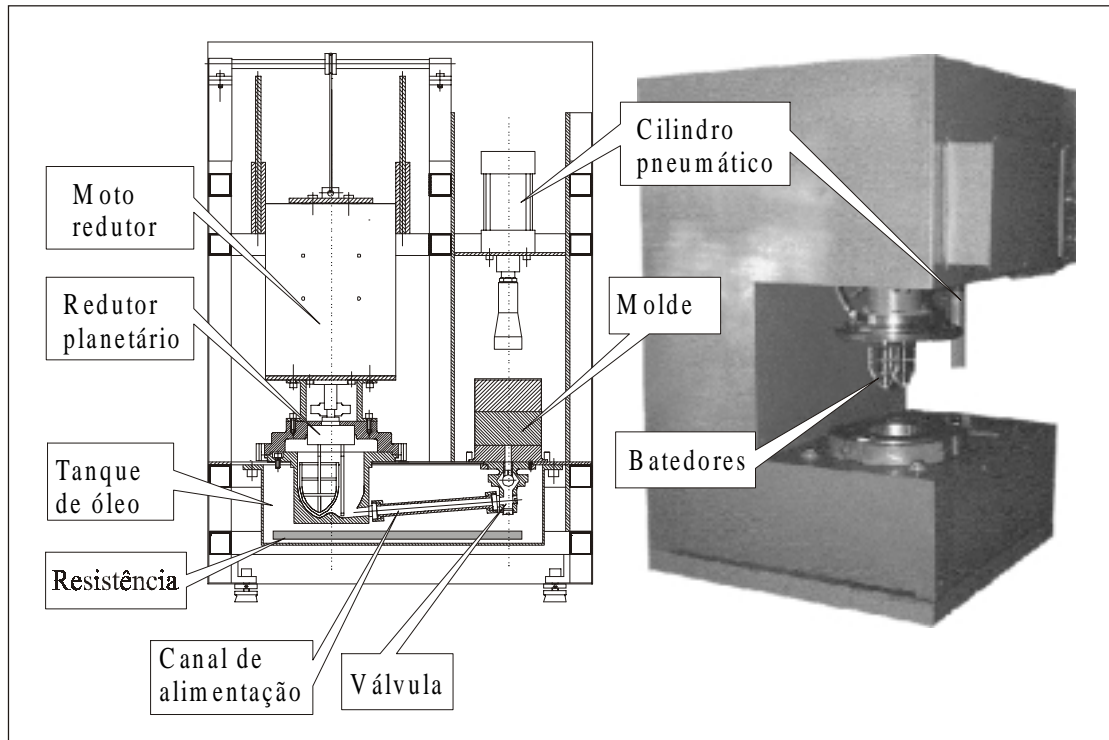


a) Molde de cadinho



b) Molde de corpo de prova

**Figura 2** – Moldes utilizados para a injeção e peças injetadas



**Figura 3** – Injetora de baixa pressão (Gonçalves e Purquerio,1997)

### **Extração do VO e Sinterização**

Após a fase de injeção realizou-se a extração do veículo orgânico. Esta fase, normalmente, é a que consome maior tempo no processo de injeção à baixa pressão (aproximadamente 60% do tempo total), pois grande quantidade de material orgânico necessita ser extraída sem a inclusão de defeitos na peça verde. O processo é delicado e para que a peça não se desagregue ou não sejam incorporados defeitos, este deve ser realizado de forma gradual e lenta, segundo Wrege (1994).

O VO precisa apresentar características que permitam que, com um alto carregamento metálico, realize-se a conformação da peça sem dificuldade e sem a introdução de defeitos; não deve dar origem a resíduos tóxicos ou corrosivos como resultado de sua decomposição; deve apresentar temperatura de decomposição acima da temperatura de conformação e deve apresentar composição na forma fracionada, ou seja, uma gama de componentes intersolúveis, com características distintas, para permitir que a extração se processe de forma progressiva. O primeiro componente a ser removido deve provocar a formação de poros no produto, para que os demais componentes possam ser extraídos sem a inclusão de defeitos. Os componentes remanescentes, por sua vez, devem reter a forma do produto através de forças de atração.

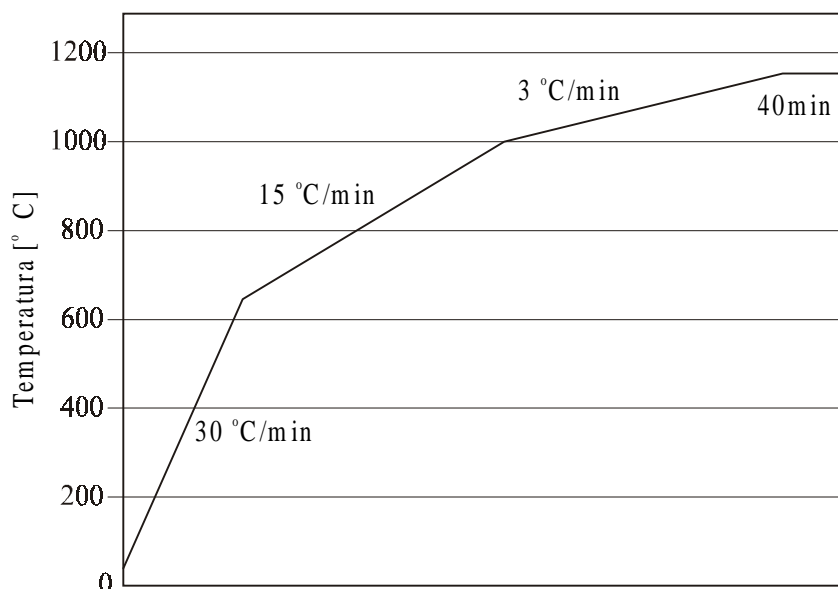
A extração do VO é a etapa mais crítica do processo e pode ser térmica e/ou química. No presente trabalho foi utilizado o processo térmico, pela facilidade e equipamentos disponíveis no laboratório. A extração do VO foi feito conforme a tabela 1, que mostra o ciclo de aquecimento utilizado neste trabalho.

**Tabela 1** – Ciclo de aquecimento da extração do VO

A – Tempo total – 32 horas		B – Tempo total – 34 horas	
Temperatura [ °C]	Tempo [h]	Temperatura [ °C]	Tempo [h]
100	24	100	26
200	1	200	1
250	1	300	3
300	1	400	4
350	1		
400	4		

Segundo German (1990), durante a sinterização, os VO's remanescentes são extraídos das peças em “marrom” e a densificação é assim completada; a sinterização é feita sob temperatura e atmosfera controlada, em forno, na temperatura de até 1200 °C e operações secundárias, tratamento térmico e recobrimento são efetuados quando necessários.

Neste trabalho, a extração do VO e sinterização foram feitos num forno à vácuo. A figura 5 ilustra a taxa de aquecimento adotado neste experimento.



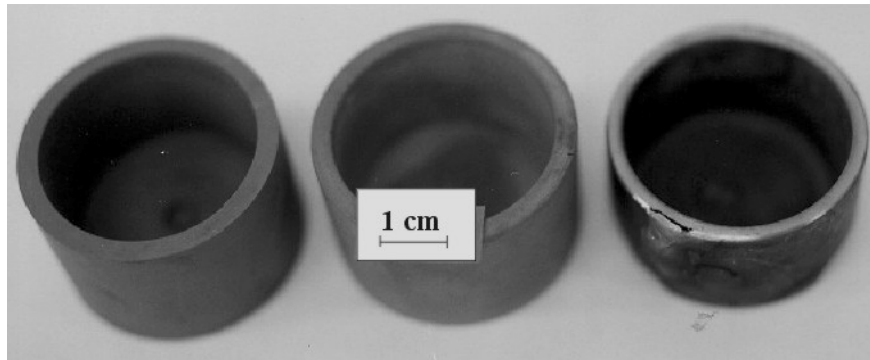
**Figura 5** – Taxa de aquecimento

#### 4. RESULTADOS OBTIDOS

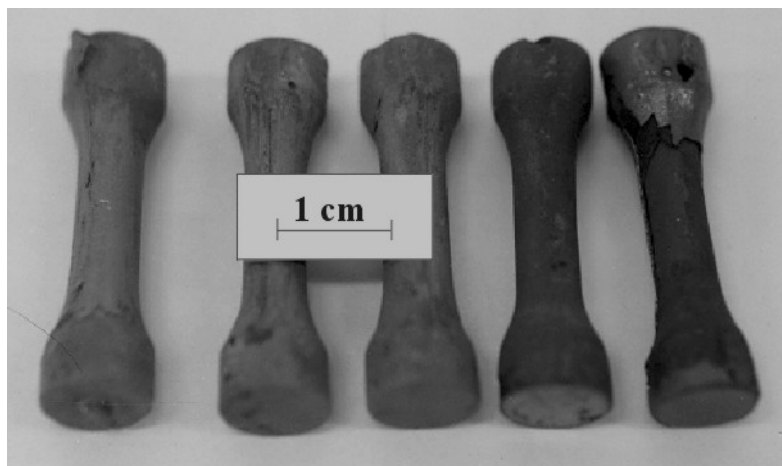
As peças à verde, obtidas na injeção à baixa pressão, apresentaram um aspecto satisfatório. Algumas das peças apresentaram defeitos de preenchimento devido ao aquecimento insuficiente dos moldes e também pelo posicionamento do canal de alimentação. Em algumas peças apareceram bolhas internas causada pela quebra da válvula de retenção do vácuo, os quais foram diagnosticados somente após a extração do VO e a quebra de algumas das peças injetadas. Verificou-se ser necessário absoluto cuidado na abertura do molde, no tempo certo, para que as peças adquirissem resistência suficiente com o resfriamento e que não ocorressem quebras ou trincas durante essa etapa de retirada da peça do molde que normalmente induz o acúmulo de tensões nas peças.



A extração do VO e a sinterização no vácuo, mostraram um resultado satisfatório, conforme ilustram as figuras. 6 e 7. Em ambas as figuras, as peças encontram-se na seguinte sequência: injetada, com o VO extraído e sinterizada, respectivamente.



**Figura 6** – Peças obtidas através da injeção à baixa pressão.



**Figura 7** – Corpos de prova obtidos através da injeção à baixa pressão.

## 5. CONCLUSÕES

A metodologia apresentada, relativa a injeção à baixa pressão, extração de VO e sinterização, apresentou resultados que necessitam de mais estudos referentes ao projeto dos moldes, principalmente com relação à posição dos canais de alimentação. A automatização da abertura dos moldes, logo após a injeção, seria uma solução viável para eliminar a possibilidade de quebra das peças durante esta etapa.

Na sinterização a taxa de aquecimento e o tempo de exposição influem nas características mecânicas e físicas dos componentes, segundo Cai e German, 1998. Em função disso, experimentos com taxas de aquecimento e tempo de exposição devem ser realizados para se obter peças com resultados satisfatórios em termos de propriedades físicas e mecânicas, assim como a viabilidade da utilização do vácuo como ambiente de sinterização para aços inoxidáveis.

Nos testes de injeção efetuados, verificou-se que o projeto do molde tem grande influência na qualidade final da peça injetada. A posição do canal de alimentação é de

fundamental importância, como se comprovou, relativamente a retenção de ar durante a injeção. A geometria da peça também influi no contexto projeto do molde e retirada da peça do molde. A extração do VO da peça não apresentou grandes problemas, contrariamente à sinterização, que foi a etapa mais crítica de todo o processo.

## REFERÊNCIAS

- Cai, L.; German, R. M. 1998. Powder injection molding using water-atomized 316l stainless steel. “The International Journal of Powder Metallurgy”, v.31, n.3.
- German, R. M. 1990. Powder injection moulding Metals Powder Industries Federation, Princeton, New Jersey.
- Gonçalves, A. C.; Purquerio, B. M. 1996. Injeção de pós metálicos. “Metalurgia & Materiais”, v.52, n.449, p30-37.
- Inoue, M. ; Kihara, Y. ; Arakida, Y. 1989. Injection moulding machine for high performance ceramics, In: “Terceram 2. Journal Ceramic Review”, v.2, p. 53-57.
- Mangels, J. A. 1994. Low-Pressure injection moulding. “Ceramic Bulletin. American Ceramic Society”, v.73, n.5, May.
- Mangels, J. A.; Trela , W. 1984. Ceramic componentes by injection moulding. In: Mangels, “J.A. Advances in Ceramics” v.9 Forming of Ceramics, USA, p. 220-233.
- White, D. G. Powder metallurgy in 1995. “Advanced Materials & Process”, v.8, p. 49-51, Aug.
- Wrege, P. A. S. 1994. “Projeto de moldes para injeção de massa cerâmicas à baixa pressão”. São Carlos. 126p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

# ANÁLISE DA TEMPERATURA NA REGIÃO DE CONTATO ENTRE A PEÇA E A FERRAMENTA PARA O MONITORAMENTO DE CONDIÇÕES DE USINAGEM DE ALTO DESEMPENHO

João Eduardo Borelli<sup>a</sup>

Celso Aparecido de França<sup>b</sup>

Gilmar Caiado Fleury Medeiros<sup>c</sup>

Adilson Gonzaga<sup>d</sup>

<sup>a,b,c,d</sup> Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Elétrica, Laboratório de Visão Computacional, 13560-970, São Carlos, SP.  
E-mail: [jborelli@peterpan.sel.eesc.sc.usp.br](mailto:jborelli@peterpan.sel.eesc.sc.usp.br), [celsofr@zipmail.com.br](mailto:celsofr@zipmail.com.br),  
[gcaiado@sel.eesc.sc.usp.br](mailto:gcaiado@sel.eesc.sc.usp.br), [adilson@sel.eesc.sc.usp.br](mailto:adilson@sel.eesc.sc.usp.br)

## Resumo

O calor gerado na região de contato entre a peça e a ferramenta é considerado um importante fator para a medida do desempenho da ferramenta de corte no processo de usinagem. Conhecendo-se a temperatura, pode-se estabelecer uma relação entre desgaste da ferramenta com as demais variáveis envolvidas no processo. Este trabalho propõe o monitoramento da temperatura utilizando um sistema de visão artificial composto por uma câmera de infravermelho, uma *frame grabber* e um microcomputador. As imagens capturadas pela câmera são processadas no microcomputador através de um programa que fornece ao usuário uma interface para tomada de decisão. Um dos módulos do programa permite a geração de histogramas e de imagens segmentadas para a análise da temperatura segundo as especificações do usuário. Um outro módulo permite a extração de características que possam ser usadas para a classificação de padrões de estados de usinagem ou de estados da ferramenta.

**Palavras chave:** monitoramento de temperatura; usinagem; imagem infravermelho.

## 1. INTRODUÇÃO

O calor gerado na região de contato entre a peça e a ferramenta de corte é um parâmetro que permite a medida do desempenho desta durante o processo de usinagem. A contínua necessidade de aumento das velocidades de corte em processos de usinagem de alto desempenho tem impulsionado pesquisas de novos materiais resistentes a altas temperaturas assim como estudos da maximização da taxa de remoção de material (D'ERRICO, 1998). A medida da temperatura durante o corte é o fator mais importante na investigação do uso de ferramentas, permitindo controlar os fatores que influenciam no uso, na vida e no desgaste das mesmas (CASTO et al, 1994). A temperatura, também, influencia a precisão da máquina e a rugosidade superficial do acabamento (AY & YANG, 1997) (KLOCKE & EISENBLÄTTER, 1997).

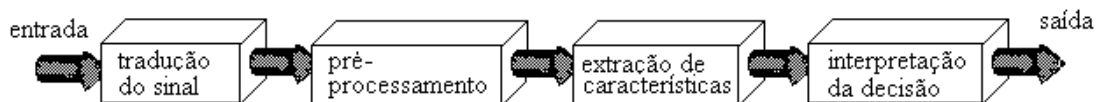
D'ERRICO(1998) propôs um sistema de controle adaptativo que funciona com retroalimentação em tempo real para monitoramento de temperaturas de corte em processos de torneamento. A temperatura de corte é estimada através da f.e.m. medida em um termopar que é inserido na ponta da ferramenta. LIN et al.(1990) desenvolveram um sistema que utilizou um pirômetro para medir temperatura da ferramenta em altas velocidades de corte e

validaram o modelo comparando com os resultados obtidos por Kato et al.(1980) que usaram o método dos pós metálicos. CASTO et al.(1994) realizaram uma abordagem múltipla para avaliação das temperaturas em ferramentas de cerâmica usando pós metálicos de temperaturas de fusão constantes e relataram as dificuldades para a implementação do método. AY et al.(1994) propuseram o uso de um conjunto de termopares extrafinos conectados na extremidade de corte da ferramenta.

Em 1997, AY & YANG (1997) usaram um sistema termográfico em sincronismo com um conjunto de termopares para analisar as variáveis durante o processo de usinagem. O sistema forneceu informações em forma de termogramas possibilitando a investigação da distribuição da temperatura nas ferramentas e como a transferência de calor pode afetar o uso, a vida e o desgaste da ferramenta. Em outra etapa foi usado um microscópio eletrônico para investigação da superfície da ferramenta.

O objetivo deste nosso trabalho é possibilitar a análise da temperatura gerada na região de contato peça-ferramenta durante as operações de torneamento de alto desempenho, e verificar sua influência no desgaste da ferramenta, permitindo identificar as melhores características a serem usadas no reconhecimento de padrões de estados de usinagem ou de estados da ferramenta. Para isso foi implementado um sistema composto de quatro módulos: aquisição da imagem, digitalização, pré-processamento e processamento. Uma câmera infravermelho, uma *frame-grabber* e o *software* desenvolvido compõem nosso sistema. O trabalho apresenta uma nova metodologia para controle de usinagem uma vez que na literatura especializada não se encontram trabalhos que relacionem reconhecimento de padrões e monitoramento de condições de usinagem através do uso de imagens de câmera infravermelho.

Como é muito difícil imitar o sistema visual humano totalmente, um sistema de máquina é projetado para tarefas específicas, tais como: reconhecimento de objetos, inspeção visual, controle de processos. A tarefa de visão da máquina pode ser dividida em quatro itens (NITZAN (1988)): tradução do sinal, pré-processamento, extração de características e interpretação (fig. 1).



**Figura 1.** Diagrama de blocos de um sistema de Visão Artificial.

Na *tradução dos sinais*, os sensores são responsáveis em transformar a energia luminosa em sinais elétricos e, a partir destes, uma cena digitalizada pode ser montada num “buffer” de memória. Como exemplo de sensores visuais temos as câmeras CCD, os fotodiodos e as câmeras de infravermelho, entre outros.

O *pré-processamento* melhora o sinal que vem do sensor, podendo ser implementado em *software* ou *hardware*. Os filtros utilizados para eliminar ruídos e os detectores de borda são exemplos de rotinas de pré-processamento.

A *extração de características* é a etapa onde as características relevantes do objeto, que melhor definam um modelo de entrada, são obtidas.

Na fase de *Interpretação* tenta-se encontrar em um banco de dados ou no banco de conhecimento, aquelas características que mais se aproximam das extraídas do objeto, para então compreender a cena e tomar uma decisão, seja ela de classificar ou de controlar um processo.

## 2. DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA

O *software* e o *hardware* envolvidos em um sistema de medida e monitoramento de temperatura devem possuir uma solução dedicada com funções específicas e com um nível de automação necessária para cumprir os seguintes requisitos: fornecer uma interface amigável com o usuário, calcular automaticamente as temperaturas em diferentes regiões do sistema e para diferentes materiais, mostrar as imagens da usinagem, mostrar as isotermas e permitir a automação na extração das características.

Para o monitoramento do desgaste da ferramenta em operação de torneamento de desbaste foram fixadas as condições de usinagem (item 2.1) e escolhidos cinco padrões de ferramenta: nova, boa, média, gasta e ferramenta no fim da vida, de maneira análoga aos trabalhos de RYABOV et al., 1996 e AY & YANG, 1997. Em seguida foram adquiridas as imagens e extraídas as características desses padrões.

O desenvolvimento do sistema está dividido em duas partes: *software* e *hardware*, detalhadas nos itens a seguir.

### 2.1 Hardware

Para aquisição das imagens da usinagem foi usada uma câmera infravermelho AGA Thermovision 720 adaptada a um sistema de acoplamento e a uma *frame grabber* (MÍROVIDEO DC30 Míro). O programa foi implementado em um microcomputador Pentium III, 450Mhz, 128 Mb de RAM. Para a aquisição de dados foi usado o *Labview* com *hardware National Instruments*.

A peça para o ensaio foi uma barra laminada de aço ABNT 1045 de 75mm de diâmetro e 600 mm de comprimento. A ferramenta usada foi um inserto Sandvik WNMG 06 04 08-PM, P15 com porta ferramenta Sandvik MWLNL2525-06. Foi utilizado um torno INDEX GU-600, comando Siemens 810D, Potência: 22 Kw, rotação máxima: 5000 rpm. Para a operação de torneamento, sub-operação de torneamento de desbaste a seco foram utilizados: profundidades de corte de 0.20 mm e 0.40 mm; avanços de 0.07 mm/r, 0.25 mm/r e 0.50 mm/r e velocidades de corte de 295 m/min, 396 m/min e 497m/min.

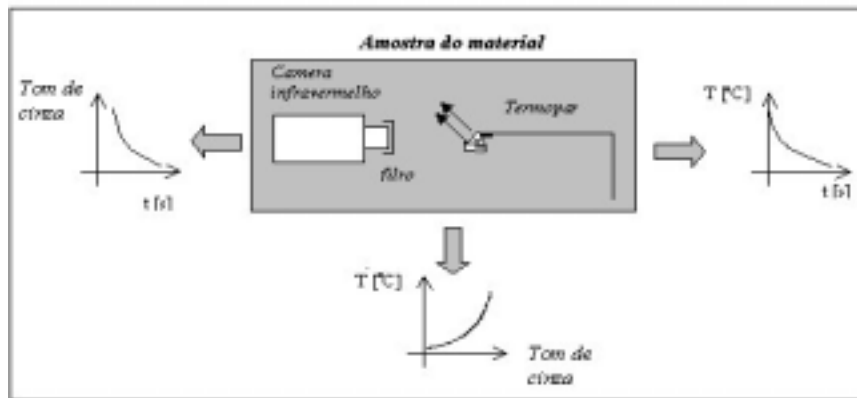
A câmera infravermelho foi fixada a uma distância de 300 mm da ferramenta, em seguida foram estabelecidas as condições de usinagem. Foi também utilizado um filtro de densidade neutra para evitar a saturação da câmera.

#### 2.1.1 Calibração da câmera de infravermelho

Para a medida da temperatura através da radiação infravermelho é necessário considerar parâmetros como a emissividade do objeto, a distância do objeto até a câmera, umidade relativa, temperatura atmosférica, temperatura refletida pelo ambiente (AY & YANG, 1997) assim como características da superfície do objeto (SOLOMAN, 1998).

Mantendo-se fixos os mesmos parâmetros em que se encontravam a câmera, a peça, a ferramenta e o cavaco durante a usinagem, aqueceu-se amostras de materiais retiradas imediatamente após o processo de usinagem e traçou-se suas respectivas curvas de temperatura de resfriamento em função do tempo. Para a medida da temperatura foi usado um termopar conectado à amostra e ligado a um sistema de aquisição de dados. A câmera de infravermelho foi usada para captar as imagens do resfriamento das amostras. Tais imagens foram posteriormente digitalizadas fornecendo imagens em tons de cinza pelo mesmo tempo de resfriamento das amostras. Através do processamento quadro a quadro destas imagens por intermédio de um programa desenvolvido, foi possível traçar as curvas de tons de cinza em função da temperatura para cada amostra. Eliminando-se a variável tempo, obteve-se como

resultado os gráficos relacionando tons de cinza com as respectivas temperaturas. Estes gráficos foram usados para traçar a curvas de calibração da câmera para cada amostra. Para que a faixa de temperatura dos materiais durante o processo de usinagem não saturasse os tons de cinza das imagens capturadas pela câmera, foi usado um conjunto de filtros de densidade neutra inseridos na extremidade da objetiva da câmera infravermelho durante as filmagens (figura 2). O número de filtros foi determinado experimentalmente.



**Figura 2** - Calibração da câmera de infravermelho.

Os dados da curva de calibração foram então usados para inicializar as variáveis do *software* possibilitando ao usuário segmentar regiões de interesse, medir temperaturas e traçar isotermas da ferramenta, peça, cavaco, de maneira mais precisa.

O termopar foi inserido em um orifício de 0.20 mm, previamente feito por processo de eletro-erosão na ponta da ferramenta de corte. O termopar ao aquecer gera uma tensão proporcional à temperatura.

## 2.2 Software

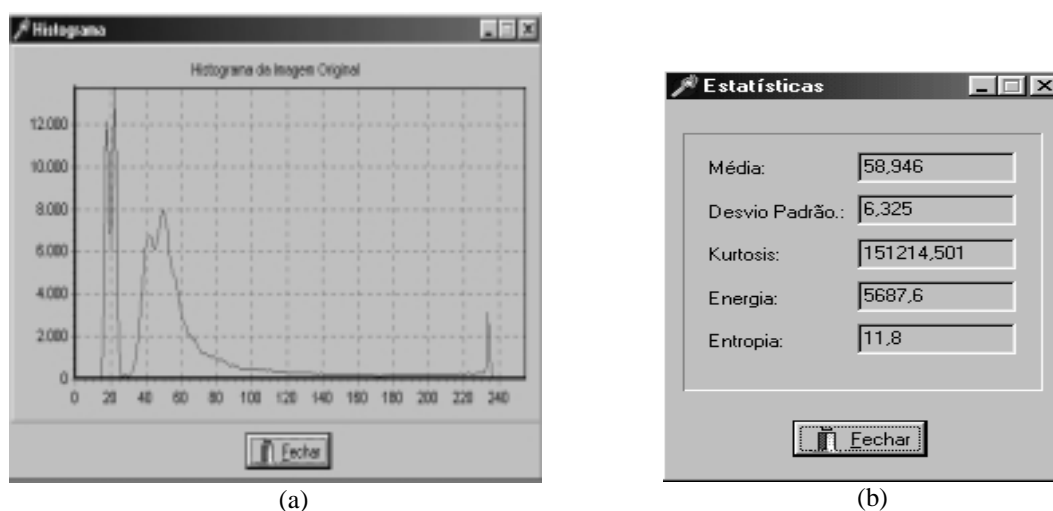
A interface para tomada de decisões foi desenvolvida em Delphi 4 (figura 3).



**Figura 3.** Interface para tomada de decisões. A imagem registra o momento da quebra da ferramenta com precisão de 1/60 segundos.

As funções do programa são direcionadas para cumprir os requisitos do sistema de monitoramento e análise da distribuição de calor durante o processo e também para definição dos padrões para o monitoramento.

Do lado esquerdo do formulário principal da figura 3 aparece a janela que contém a imagem original da câmera de infravermelho já digitalizada. O lado direito mostra a imagem processada através de um filtro, segundo a especificação do usuário. O cursor “valor” abaixo e à esquerda regula o tom de cinza desejado de “0”(preto) a “255”(branco), o que corresponde ao traçado de isoterma em torno do valor de temperatura e amplitude “ $\Delta$ ” previamente escolhidos. Os processamentos são realizados sobre o histograma da imagem. Um exemplo de histograma é mostrado na figura 4(a), sendo que na figura 4(b) temos as características extraídas deste histograma



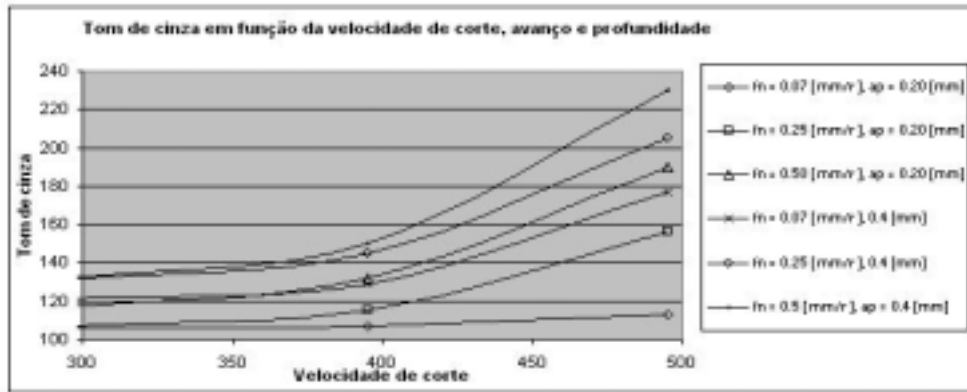
**Figura 4** – (a) Histograma de uma imagem, b) Características extraídas do histograma.

Através da calibração da câmera de infravermelho é possível configurar o *software* com os valores de limiar (*threshold*) para faixas de tons de cinza correspondentes às temperaturas de interesse do usuário assim como a escolha de níveis para as isotermas.

### 3. RESULTADOS E CONCLUSÕES

A luminosidade dos pixels ou tons de cinza apresentados nas imagens, como a da figura 3, são proporcionais à energia emitida pelo espectro infravermelho e, segundo a equação de Stefan-Boltzman, essa energia varia com a quarta potência da temperatura. De acordo com BER (1972), BER (1973), SHAW (1994) a temperatura varia com a velocidade de corte. Segundo a equação apresentada por D'ERRICO (1998), a qualidade de acabamento, performance e vida da ferramenta variam com a temperatura. Podemos então concluir que a luminosidade do pixel varia com velocidade de corte e pode ser considerado como um importante parâmetro para verificar a performance, qualidade de acabamento e vida da ferramenta.

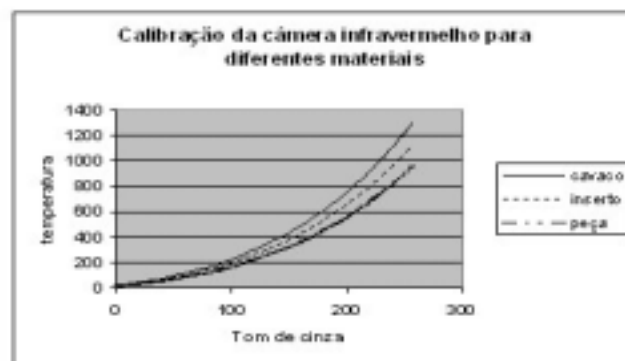
O gráfico da figura 5 mostra a variação dos tons de cinza em função da velocidade de corte.



**Figura 5.** Tom de cinza em função da velocidade de corte.

As temperaturas de usinagem aumentam com o aumento da velocidade de corte, mas também aumentam em proporções secundárias com o aumento do avanço e profundidade.

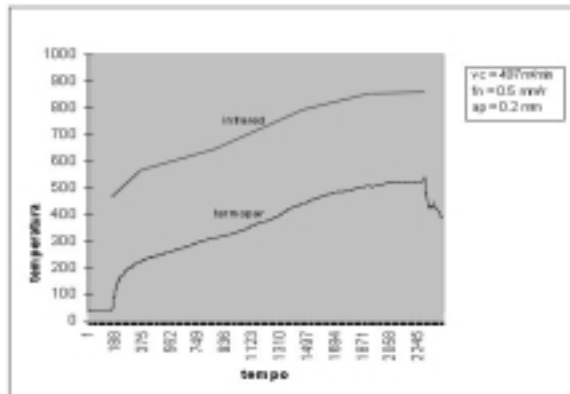
Os resultados da calibração da câmera de infravermelho são mostrados na figura 6. As diferentes curvas de calibração da câmera para os diferentes materiais (cavaco, inserto, peça) apresentadas já eram esperadas, pois diferentes materiais possuem propriedades e atributos diferentes, conforme descrito em AY & YANG (1997) e SOLOMAN (1998).



**Figura 6.** Calibração da câmera de infravermelho para diferentes materiais.

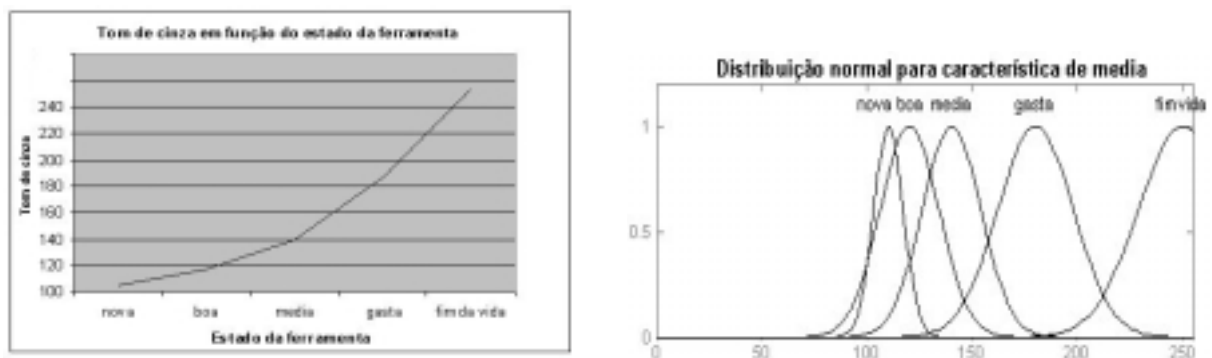
A figura 7 mostra a comparação das medidas fornecidas pelo termopar e pelo sistema desenvolvido para uma determinada condição de usinagem. A diferença de níveis entre as duas curvas é devido a natureza das medidas: o termopar mede a temperatura no interior da ferramenta e o software registra e converte a temperatura no ponto de contato peça-ferramenta. Além disso, devem ser considerados erros acumulados na calibração, resistência térmica na superfície de contato entre a ferramenta e o termopar (LIN et al, 1990), distância do termopar até a fonte de calor e erros do sistema de aquisição. As temperaturas no ponto de contato peça-ferramenta assemelham-se aos resultados obtidos por AY & YANG (1997) usando-se ferramentas novas. Muitos dos sinais captados pelo termopar foram descartados, pois além de serem instáveis, apresentavam vários tipos de ruídos. Os resultados mostrados na figura 7 para a propagação do calor no interior do material da ferramenta estão de acordo com os resultados apresentados por AY & YANG (1997) para a propagação do calor e aumento da temperatura no interior do material da peça.





**Figura 7.** Comparação da medida da temperatura fornecida pelo termopar no interior da ferramenta e temperatura no ponto de contato entre peça e ferramenta obtida pela câmera de infravermelho

Foram extraídas as seguintes características das imagens para cada padrão de ferramenta (nova, boa, média, gasta, fim de vida): média, variância, curtose, energia, desvio padrão, entropia. Através destas medidas é possível montar um vetor de características para controlar o processo de usinagem. O bom desempenho de um sistema de reconhecimento de padrões depende da escolha adequada de características discriminantes. A figura 8(a) mostra que a luminosidade dos pixels (temperatura) aumenta com o desgaste da ferramenta, e com base nestes dados é feita a avaliação da característica de média apresentado na figura 8(b). A comparação da distribuição normal de cada uma das características para cada estado padrão da ferramenta é usado como método de avaliação dessas características, e suas curvas devem estar o mais distante possível umas das outras. Para a característica de média, as curvas são discriminantes para os padrões de ferramentas no final da vida e de ferramentas gastas em relação às demais, mas não são discriminantes para os padrões de ferramentas novas, boas e médias entre si. Para separar estes três padrões foram escolhidas outras características como: variância, curtose, energia, desvio padrão, entropia, sendo que estas características foram suficientes para montar o vetor de características e para uma correta classificação das imagens e dos estados de ferramenta, como proposto inicialmente.



**Figura 8.** (a) Tons de cinza em função do desgaste da ferramenta a 497 m/min, (b) a distribuição normal da característica média para cada estado da ferramenta

A eficácia do sistema de medidas proposto está vinculada à eficiência de cada etapa isolada do sistema, desde a aquisição de imagens até o processamento, incluindo calibrações, aquisição de dados, entre outros aspectos.

Segundo embasamento teórico e resultados obtidos neste artigo, o monitoramento da temperatura é condição necessária para a o gerenciamento das condições de usinagem e este gerenciamento é de fundamental importância para automação. Com a apresentação desta nova metodologia, mostrou-se que os sistemas de visão artificial podem ser vistos como condição necessária para o monitoramento eficaz da temperatura, representando uma condição necessária para a automação do processo de usinagem.

## Referências Bibliográficas

- AY, H.; YANG, W.; WANG, J.A.(1994). “Dynamics of cutting tool temperatures during cutting process”, *Experimental Heat Transfer*, 7(3).
- AY, H.; YANG, W.(1997). “Heat transfer and life of metal cutting tool in turning”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Great Britain, Elsevier Science Ltd., Vol.41, no.3. pp.613-623.
- BER, A.(1972). “Relationship between thermal properties and flank wear of cemented carbide tools”, *CIRP ANNALS*, Vol.21-1, p. 21-22.
- BER, A.(1973). “The effect of abrasion and thermal properties of cemented carbide cutting tool grade on the flank wear characteristics”, *ASME Transaction Journal of Engineering for Industry*, Vol.956, august. p.794-79.
- CASTO, S.L.; VALVO, E.L.; PIACENTINI, M.; RUISI, V.F.(1994). “Cutting temperatures evaluation in ceramic tools: experimental tests, numerical analysis and SEM observation”, *CIRP ANNALS, Manufacturing Technology*, Hellweg Publishers LTD, Switzerland.
- D'ERRICO, G.E.(1998). An adaptive system for turning process control based on tool temperature feedback. *Journal of Materials Processing Technology*. 78 (1998) 43-47.
- KATO, S.; YAMAGUCHI, K.; HIRAIWA, Y. (1980). “Measurement of temperature distribution when tool using polders of constant melting point”, *ASME Journal of engineering for industry*, May, pp.123-128.
- KLOCKE, F., EISENBLÄTTER, G.(1997). “Dry cutting: keynote papers presented at the opening session”, *CIRP ANNALS, Manufacturing technology*, Hallway Publishers LTD, Switzerland.
- LIN, J.; CHEN, T.C.; WANG, C.I.(1990). “Development of infrared pyrometer with fiber optic for measuring cutting temperature at high speed cutting”, *ASME, PED. Monitoring and Control for Manufacturing Process*, v.44. pp.17-32
- NITZAN, D.(1988). “Three-dimensional Vision Structure for Robot Applications”, *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, v.10. no.3. May. pp. 291-309.
- RYABOV, O. (1996). “An in-process direct monitoring method for milling tool feature using laser sensor”, *Annals of CIRP, Technical Report*, Japan.
- SHAW, M.C.(1984). “Metal cutting principles”, *Oxford Science Publications Clarendon Press Oxford*.p.274-275.
- SOLOMAN, S.(1998). “Sensors handbook”, USA, McGraw-Hill. ISBN: 0-07-059630-1.

## **AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DOS FLUIDOS EMULSIONÁVEL E INTEGRAL NO TORNEAMENTO DO AÇO ABNT 8640**

*Wisley Falco Sales\**

*Gilmar Guimarães\*\**

*Álison Rocha Machado\*\**

\* Depto. de Eng. de Mecânica/Mecatrônica

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas

E-mail: wisley@pucminas.br

\*\* Departamento de Eng. Mecânica

Universidade Federal de Uberlândia – UFU

E-mail: alissonm@mecanica.ufu.br

### **Resumo**

Este trabalho objetivou a verificação experimental da relação entre a capacidade refrigerante dos fluidos, a temperatura na interface cavaco-ferramenta, medido pelo método termopar peça-ferramenta, a força de corte, medido por meio de uma plataforma piezométrica Kistler e a rugosidade da superfície da peça, avaliada pelo parâmetro  $R_a$ . Para isto, a refrigeração foi quantificada utilizando-se de um método próprio. O teste foi realizado para os fluidos emulsionável, na concentração de 5% e integral. Também foi utilizado para efeito comparativo a condição a seco. As curvas de resfriamento ao longo do tempo, de um corpo de prova padrão foram utilizadas para classificação dos fluidos e por meio do método da capacitância foi determinado o coeficiente convectivo de troca de calor,  $h$ . Foram realizados testes experimentais de usinagem no torneamento do aço ABNT 8640. Os resultados mostraram que o melhor fluido refrigerante nem sempre gera menores temperaturas de corte e que o melhor lubrificante foi o integral.

Palavras-chave: Fluidos de corte, Refrigeração, Forças de corte, Rugosidade.

### **1. INTRODUÇÃO**

O conhecimento preciso das temperaturas envolvidas na interface cavaco-ferramenta é essencial para o dimensionamento e/ou seleção das ferramentas de corte empregadas nos processos de usinagem. Os valores máximos da temperatura se situam em regiões específicas, próximos à aresta de corte, onde as tensões atuantes são extremamente elevadas (Trent, 1991).

Segundo Shaw (1984), como refrigerantes os fluidos de corte diminuem a temperatura de corte, tanto pelo aumento da dissipação de calor (refrigeração), como também pela redução da geração de calor (lubrificação).

Para caracterizar um fluido de corte quanto às suas capacidades refrigerantes, qualificá-lo relativamente, e ranqueá-lo dentro de um conjunto de fluidos testados experimentalmente, o melhor indicador é a temperatura de corte.

Acessar a interface cavaco-ferramenta para medir a temperatura ainda é objeto de diversos estudos. Vários métodos têm sido utilizados para se determinar a temperatura de usinagem, mas todos sem exceção apresentam limitações. Entre outros, pode-se citar os seguintes (Machado e Da Silva, 1993 e De Melo, 1998):

- termopar ferramenta-peça;
- mapeamento por inserção de diversos termopares no corpo da ferramenta, próximos à superfície de saída;
- Medição indireta por meio de vernizes térmicos;
- medição de calor por radiação;
- medição por técnicas metalográficas;
- Pós químicos e,
- Técnicas de problemas inversos.

A caracterização da capacidade lubrificante dos fluidos pode ser realizada em ensaios com ou sem usinagem. Entre os que não envolvem usinagem pode se destacar a esclerometria retilínea, uma potente ferramenta no estudo do comportamento dos materiais quanto ao desgaste mas a sua aplicação na usinagem ainda está em desenvolvimento. Enquanto entre os que envolvem usinagem destacam-se a esclerometria pendular e a medição da força de corte (Sales, 1999).

Atualmente existem diversos fabricantes de fluidos de corte disponíveis no mercado. Cada um possui a sua formulação, processo e faixa de aplicação recomendada. Avaliar a performance de um fluido e fazer com segurança a sua classificação em relação aos demais não é uma tarefa das mais fáceis. A grande dificuldade resulta do fato da usinagem ser extremamente sistêmica e de elevada sensibilidade. A pequena variação de um parâmetro pode promover elevadas alterações nos demais sob avaliação.

## **2. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS**

### **2.1. MEDIÇÃO DA CAPACIDADE REFRIGERANTE**

Atualmente se faz a avaliação da capacidade refrigerante de fluidos de corte via teste colorimétrico que é um método realizado estaticamente. A primeira fase deste trabalho consistiu em propor e testar um ensaio de características dinâmicas, com objetivo de determinar a capacidade de refrigeração de cada fluido de corte.

Foram utilizados 2 tipos de fluidos: integral e emulsionável com as seguintes características:

- **Mineral Integral:** Apresenta boas propriedades lubrificantes e anticorrosivas, mas uma fraca condutividade térmica (baixo calor específico);
- **Emulsionável:** Apresenta elevado calor específico, com boa condutividade térmica, mas seu poder lubrificante é considerado fraco. Contém na sua formulação aditivos, à base de sódio, que reduzem a tensão superficial das bolhas de vapor que eventualmente se formam em elevadas temperaturas, tornando-as mais fáceis de serem rompidas.

A condição a seco foi também utilizada para efeitos comparativos.

Foi desenvolvido um método de medição da capacidade de refrigeração dos fluidos de corte. O aparato experimental é esquematizado na Figura 1.

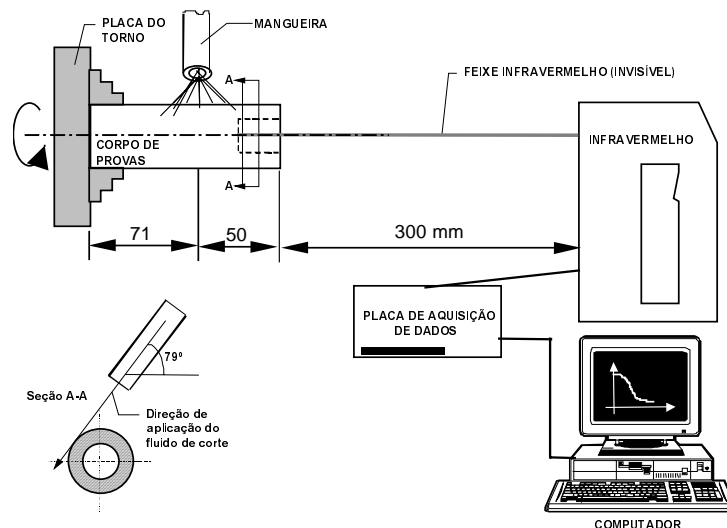


Figura 1 - Esquema da aquisição com fluido jogado tangencialmente à peça.

Consiste em aquecer um corpo de provas de aço ABNT NB 8640, por meio de um forno de resistências elétricas, até uma temperatura de 350°C, por 1 hora. Então o corpo é retirado do forno e fixado na placa de um torno mecânico. Para dar uma característica dinâmica ao ensaio, a árvore do torno foi colocada a girar a uma rotação de 150 rpm. O fluido de corte, por meio de um sistema forçado de alimentação, com vazão ajustada em 9 l/min é jogado sobre o corpo de provas.

A temperatura do corpo de provas é registrada por um termômetro infravermelho com diâmetro de foco de 21 mm e por meio de uma saída analógica/digital, o sinal é enviado a uma placa de aquisição, instalada em um microcomputador (ver Figura 1). A aquisição se iniciava quando a temperatura medida na superfície, no interior do furo no corpo de prova, atingisse 300°C e ela parava quando esta temperatura fosse inferior a 40°C.

A Figura 2 mostra o corpo de provas utilizado no ensaio.

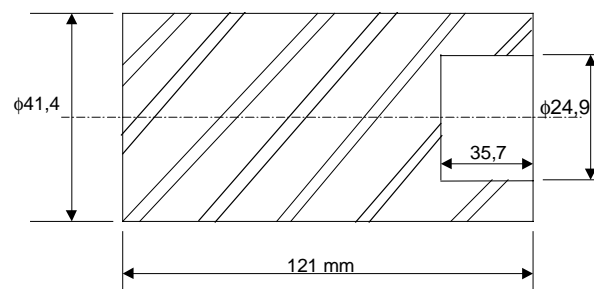


Figura 2 - Corpo de provas utilizado nos ensaios de capacidade refrigerante dos fluidos.

Aplicou-se o critério “Chauvenet” de rejeição de dados (Wonnacot e Wonnacot, 1985), com a finalidade de retirar os “pontos de pico e de vale” que aconteciam devido à erros presentes no processo tais como vibração, oscilação magnética e interferências eletromagnéticas externas. Um gráfico de variação da temperatura no tempo é obtido, para cada fluido em teste.

A técnica de medição por sensor infra vermelho usa a emissividade do corpo do qual a temperatura está sendo medida, e esta é variável com a temperatura (Siegel e Howel, 1972). Para levar em consideração esta variação foi feito uma calibração do sensor infra vermelho com a emissividade ajustada em 1 ( $\epsilon = 1$ ).

## 2.2. TEMPERATURA NA INTERFACE CAVACO-FERRAMENTA

Novamente com o objetivo de investigar a capacidade de refrigeração dos fluidos de corte, agora durante o processo de usinagem, foram realizados ensaios de medição de temperatura média na interface cavaco-ferramenta, no torneamento.

O objetivo dessa etapa é verificar a existência de uma relação entre a classificação dos fluidos, determinada pelo método do infravermelho descrita anteriormente, sem usinagem, com a classificação determinada pelo método do termopar ferramenta-peça, com usinagem.

Empregou-se um medidor de temperatura desenvolvido por Fernandes (1993), que está fundamentado no princípio de funcionamento dos termopares. A junta quente do termopar está localizada na interface cavaco-ferramenta. Durante a usinagem, o calor gerado promove elevação local da temperatura, o que gera uma força eletro-motriz, *fem*, proporcional à diferença entre as temperaturas da junta quente e a ambiente. Este sistema de medição é conhecido com o método do termopar ferramenta-peça. Os materiais da peça e da ferramenta devem ser condutores de eletricidade.

Torneou-se o aço ABNT NB 8640. Utilizou-se para isto um cilindro de 82 mm sob quatro velocidades de corte diferentes (24, 61, 154 e 244 m/min). O avanço foi de 0,079 mm/rev e a profundidade de corte de 1 mm. Utilizou-se ferramentas de metal duro, da classe P35. O fluido de corte foi aplicado na posição sobre cabeça, sobre o plano de cisalhamento primário, conforme mostrado na Figura 3. Utilizando-se do método termopar peça-ferramenta previamente calibrado, fez-se a aquisição do valor médio de temperatura medido durante a usinagem.

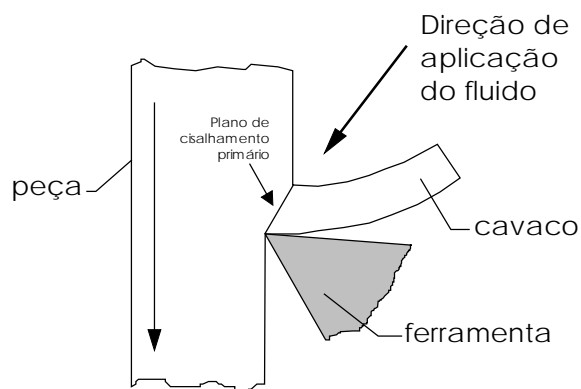


Figura 3 - Direção de aplicação do fluido de corte

## 2.3. MEDIÇÃO DA FORÇA DE CORTE

A velocidade de corte,  $v_c$ , foi variada em: 8,6; 27,7; 86,2; 172,4; 218,6 e 277 m/min.

O avanço,  $f$ , e a profundidade de corte foram mantidos fixos em 0,138 mm/rev e 1 mm, respectivamente.

Foram utilizadas as condições a seco e os fluidos emulsionável na concentração de 5% e integral.

O material da peça foi o aço ABNT NB8640, com 98 mm de diâmetro por 500 mm de comprimento com dureza Vickers média de  $HV = 290 \text{ kgf/mm}^2$ .

O torno mecânico utilizado foi o ROMI Maxi 520 II, com variação discreta de rotações do eixo-árvore.

As ferramentas de corte utilizadas foram de metal duro, especificação ISO P35, código SQNR 120408 - NMA, com superfície de saída lisa, revestidas com TiN, fabricadas pela firma Sandvik Coromant. O suporte porta-ferramentas foi o CSBPR 2525M12, também da Sandvik. O conjunto montado, suporte e ferramenta, forneceu a seguinte geometria de corte:  $\alpha_0 = 5^\circ$ ;  $\beta_0 = 79^\circ$ ;  $\gamma_0 = 6^\circ$ ;  $\chi_r = 75^\circ$ ;  $\varepsilon_r = 90^\circ$ ; e  $\lambda_s = 0^\circ$ .

Foi medida a força de corte,  $F_c$ , utilizando um dinamômetro, que consiste de uma plataforma piezoelétrica, com sensores de quartzo, fabricado pela Kistler, modelo 9265B.

Em cada condição de corte, e de aplicação de fluido, foi usinada uma superfície com 10 mm de percurso de avanço. Um programa de computador foi ajustado para aquisição de dados a uma taxa de 100 Hz. Foi considerado o valor médio da força de corte.

## 2.4. RUGOSIDADE DA SUPERFÍCIE

Os testes de força de usinagem foram realizados em um percurso de avanço com aproximadamente 10 mm. As superfícies geradas na peça foram avaliadas quanto à topografia da superfície, por meio do parâmetro  $R_a$ . Foi utilizado um rugosímetro Mitutoyo, modelo Surftest. Ajustou-se no instrumento, um "cut off" de 0,8 mm. Em cada superfície foram efetuadas 3 medidas, equidistantes, e considerado o valor médio.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 3.1. CAPACIDADE REFRIGERANTE DOS FLUIDOS

A Figura 4 mostra as curvas de resfriamento para condições investigadas.

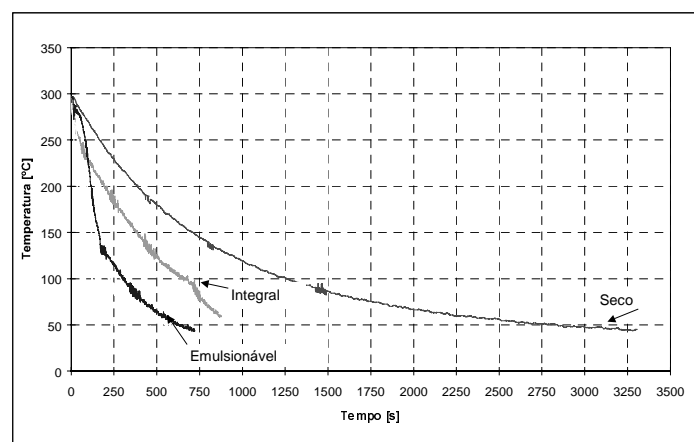


Figura 4 - Curvas de resfriamento das condições investigadas.

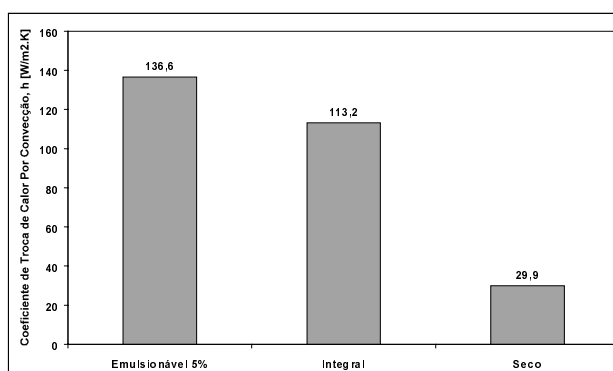
A classificação dos fluidos quanto a capacidade de resfriamento encontrada em ordem crescente foi: a seco, integral e emulsionável.

Para quantificar a capacidade refrigerante dos fluidos foi calculado o coeficiente de troca de calor por convecção,  $h$ . Utilizou-se o Método da Capacitância, que se aplica aos casos em que não há variação espacial de temperatura no corpo. O número adimensional de Biot,  $Bi$ , deve ser menor que 0,1 e a determinação de  $h$  é realizada com um erro em torno de 5% (Incropera, 1996). Ele indica a existência ou inexistência de um gradiente de temperatura interno (Sissom e Pits, 1979). Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 - Determinação de Bi e  $h$  para cada fluido testado.

Condição	t [s]	$T_i - T_\infty$ [K]	$T_i - T_\infty$ [K]	Bi	$h$ [W/m <sup>2</sup> .K]
Seco	3305	12	272	0,0094	29,9
Integral	873	12	272	0,0358	113,2
Emulsionável 5%	722	12	272	0,0432	136,6

A Tabela 1 mostra que o módulo de Bi, com exceção do fluido sintético1 na concentração de 5%, foi sempre menor que 0,1. Isto mostra que o Método da Capacitância pode ser aplicado e o valor de  $h$  pôde ser calculado. A Figura 5 mostra o gráfico dos valores de  $h$  em ordem decrescente.



A Figura 5 mostra o gráfico dos valores de  $h$  em ordem decrescente.

A Figura 5 mostra que o fluido emulsionável apresenta a maior capacidade refrigerante enquanto a condição a seco, a menor. Com os dados de  $h$  pode-se estabelecer relações entre as capacidades refrigerantes.

O cálculo de  $h$ , por meio do Método da Capacitância, permitiu estabelecer fisicamente a capacidade refrigerante dos fluidos.

### 3.2. TEMPERATURA DA INTERFACE CAVACO-FERRAMENTA

A Figura 6 mostra a temperatura média na interface cavaco-ferramenta, medida pelo método termopar ferramenta-peça, quando aplicando os fluidos de corte na posição sobre-cabeça convencional e a seco.

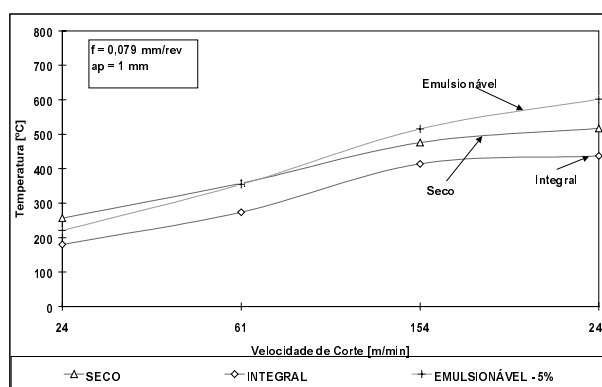


Figura 6 - Temperatura de usinagem medida pelo método do termopar ferramenta-peça.



Surpreendentemente, os fluidos que apresentaram maior poder refrigerante nos ensaios anteriores (ver Figura 4) foram os que proporcionaram maiores temperaturas na interface cavaco-ferramenta durante a usinagem, com exceção da inversão da operação a seco e utilizando o fluido integral. Observa-se que menores temperaturas foram obtidas quando a usinagem foi realizada a seco e com o fluido integral.

A análise comparativa dos valores de temperaturas, medidas nesta etapa, não representam intrinsecamente uma maior ou menor capacidade refrigerante de um fluido de corte. No processo de usinagem, um fluido que retira mais calor pode promover uma redução no efeito de amolecimento natural do metal da peça. Com isto, ele pode manter a sua resistência em níveis maiores que outro fluido menos refrigerante, consumindo mais energia para o cisalhamento. Isto impede a redução natural da temperatura na interface cavaco-ferramenta. Por outro lado, um fluido com baixa capacidade refrigerante, mas com boa capacidade lubrificante, pode reduzir o atrito na interface e, conseqüentemente, as forças, o calor gerado e a temperatura.

Os fluidos que refrigeram mais rapidamente resfriam instantaneamente as regiões próximas da zona de cisalhamento primário, conforme indicado na Figura 4. Isto impede ou diminui o amolecimento natural do metal pelo aumento da temperatura. Com isto, a resistência do metal permanece elevada, promovendo elevação das forças e potências de corte e, conseqüentemente, da geração de calor e da temperatura média registrada na interface cavaco-ferramenta. Os fluidos com menores capacidades de refrigeração (integral, por exemplo) resfriam relativamente menos esta zona, encruando menos o metal e, aliado à sua boa lubrificidade, fazem com que as forças e potências de usinagem reduzam e, conseqüentemente, a geração de calor e a temperatura média medida na interface cavaco-ferramenta.

Observa-se na Figura 6 que, em toda a faixa testada de velocidades de corte, o fluido integral foi o que apresentou menores temperaturas. A baixa capacidade refrigerante deste fluido, indicada nas Figuras 4, não impediu o efeito de amolecimento (redução da resistência ao cisalhamento), além da possibilidade de sua boa qualidade lubrificante estar reduzindo a geração de calor na interface. Na Figura 4, a condição a seco apresentou menor poder refrigerante que o integral. Isto, com certeza, permite maior poder de amolecimento do material (menor resistência ao cisalhamento) que o fluido integral. Entretanto, o fluido integral apresentou temperaturas inferiores que a condição a seco. Isto é uma evidência forte da ação lubrificante do fluido integral, que reduz o atrito e, portanto, o calor gerado na interface cavaco-ferramenta. Conseqüentemente, a temperatura é diminuída.

### **3.3. FORÇA DE CORTE**

A Figura 7 mostra os resultados encontrados para a força de corte aplicando os fluidos de corte na posição sobre-cabeça.

A análise da Figura 7 mostra que em velocidades de corte muito baixas, onde a presença da APC é evidente, a condição a seco, geralmente, apresenta melhores resultados de forças. Nestas condições as dimensões da APC são possivelmente maiores quando usinando sem fluido, alterando a geometria da superfície de saída mais acentuadamente. Isto torna o ângulo de saída mais positivo e reduz as forças de usinagem nesta região.

O aumento da velocidade de corte promove a elevação da temperatura da interface cavaco-ferramenta (ver Figura 6). O fluido emulsionável possui aditivos na sua formulação que possuem propriedade de reduzir o efeito do bolsão de vapor (que se forma e atua como uma barreira impedindo o seu acesso do fluido e comprometendo a sua eficiência). Nota-se a melhora no desempenho desse fluido principalmente em velocidades de corte superiores a

$v_c=172$  m/min quando as temperaturas da interface tornam-se suficientes para ativar a ação dos aditivos presentes na sua formulação e melhorar as suas propriedades lubrificantes. Em baixas  $v_c$  o emulsionável apresentou os piores resultados.

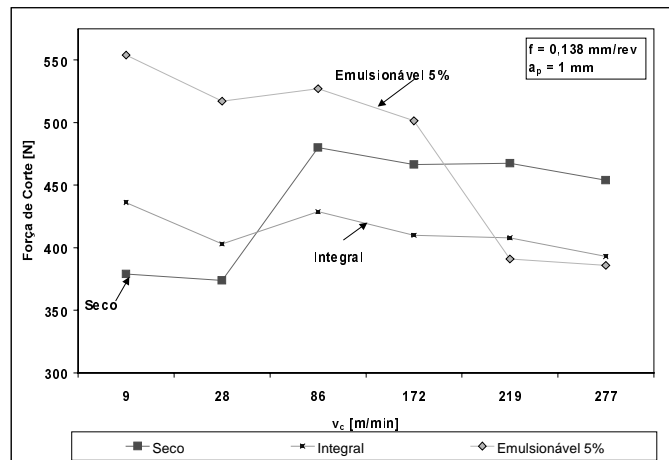
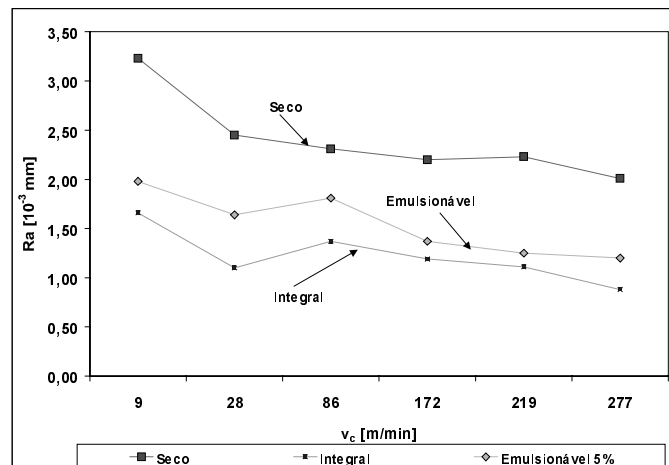


Figura 7 - Forças de corte.

O fluido mineral integral que apresenta boas propriedades lubrificantes, em toda a faixa de velocidades de corte se situou entre os melhores resultados. Entretanto, nas velocidades elevadas a formação de vapores e o risco de inflamar impede o uso desses fluidos.

### 3.4. RUGOSIDADE DA SUPERFÍCIE DA PEÇA

A Figura 8 mostra os resultados encontrados para a rugosidade da superfície da peça, avaliada pelo parâmetro  $R_a$ , aplicando os fluidos de corte na posição sobre-cabeça.



8 - Rugosidade da superfície da peça, avaliado por meio do parâmetro  $R_a$ .

A análise da Figura 8 mostra claramente que os melhores resultados de acabamento da superfície foram para o fluido integral, enquanto que os piores foram para a condição a seco. O fluido emulsionável se posicionou na posição intermediária.

Dessa figura fica evidente que, em baixas velocidades de corte, independentemente da condição de lubrificação, a presença da APC piora muito o acabamento da superfície. O aumento da velocidade de corte reduz a rugosidade, melhorando o acabamento. Isso se deve à

elevação da temperatura na interface e redução das forças de corte, facilitando o corte, reduzindo vibrações. Enfim, reduzindo  $R_a$ .

Analisando do ponto de vista das temperaturas envolvidas, nas faixas de velocidades de corte utilizadas industrialmente, deve-se escolher o fluido que gere menos calor (para aumento da vida da ferramenta) e que apresente, do ponto de vista econômico, uma boa relação custo-benefício. Outros fatores, como integridade superficial da peça, manutenção do fluido e desengraxamento da peça, devem ser também considerados e analisados num contexto mais amplo.

Deve-se ressaltar que neste item as temperaturas consideradas foram aquelas obtidas pelo método do termopar ferramenta-peça, isto é, da zona de cisalhamento secundária, ou zona de fluxo. Para redução de desgastes termicamente ativados (para aumento de vida), entretanto, deve-se analisar também a capacidade de reduzir a temperatura da ferramenta em outras regiões importantes, como a superfície de folga, e o gradiente de temperatura tem um papel importante. Portanto, ensaios de vida específicos podem ser essenciais.

#### 4. CONCLUSÕES

- O Método da Capacitância mostrou-se adequado para a determinação física do coeficiente de troca de calor por convecção,  $h$ .
- A capacidade de troca de calor por convecção em ordem crescente foi: seco, integral e emulsionável.
- O óleo integral apresentou uma reduzida capacidade de troca de calor. Ele refrigera 280% mais que a seco.
- As temperaturas encontradas na interface cavaco-ferramenta, em ordem crescente, foram nas seguintes condições: integral, seco e emulsionável.
- As menores temperaturas foram encontradas para o fluido integral. Enquanto, as maiores para o emulsionável.
- A direção de aplicação do fluido sobre o plano de cisalhamento primário resfria essa região, impedindo o efeito de amolecimento com a elevação da temperatura e aumentando a quantidade de energia necessária para prosseguir os mecanismos de deformação. Consequentemente há o aumento da temperatura na interface cavaco-ferramenta. Isto é mais acentuado com o aumento da capacidade de troca de calor do fluido.
- O fluido de maior capacidade de troca de calor foi o que apresentou maior valor de temperatura na interface cavaco-ferramenta.
- De uma forma geral o fluido integral apresentou os melhores resultados de força de corte em velocidades fora da região de aparecimento da APC. Em velocidades superiores a 80 m/min, devido a ativação dos aditivos presentes no fluido emulsionável promoveram resultados ligeiramente superiores ao integral.
- A condição a seco apresentou os piores resultados de rugosidade.
- Considerando todos os ensaios realizados pode-se afirmar que o fluido mineral integral é o melhor lubrificante, seguido pelo emulsionável.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- DE MELO, A.C.A. 1998, "Estimação da Temperatura de Corte Utilizando Problemas Inversos em Condução de Calor", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.
- FERNANDES, J.R.S. 1993, "Projeto e Fabricação de um Dispositivo para Medição de Temperatura de Corte no Processo de Torneamento", Relatório Técnico, Projeto de Iniciação Científica, CNPq – UFU, Uberlândia, Minas Gerais.
- MACHADO, A.R. e DA SILVA, M.B. 1993, "Usinagem dos Metais", Editora UFU, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG, Brasil.
- INCROPERA, F.P. and DEWITT, D.P., 1996, "Fundamentals Heating Mass Transfer", Ed. John Wiley & Sons, 4<sup>th</sup>. Edition.
- MOTTA, M.F. 1994, "Influência do Fluido de Corte no Torneamento do Aço NB 8640", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.
- SHAW, M.C. 1984, "Metal Cutting Principles", Oxford University Press, ISBN 0-19-859002-4.
- SIEGEL, R. and ROWEL, J.R. 1972, "Thermal Radiation Heat Transfer", Ed. McGraw-Hill Kogakusha.
- SISSOM, L.E. e PITTS, D.R. 1979, "Fenômenos de Transporte", Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, Brasil, 765p.
- TRENT, E.M. 1991, "Metal Cutting", 3rd Edition, Butterworths-Heinemann Ltd, 273 pg., ISBN 0-7506-1068-9.
- WONNACOT, R.J e WONNACOT, T.H. 1985, "Fundamentos de Estatística", Livros Técnicos e Científicos S.A.

## 6. AGRADECIMENTOS

Às firmas Villares Metals, Twill, Sandvik e Shell pelo fornecimento dos aços utilizados nos ensaios, das ferramentas para a furação e torneamento e dos fluidos, respectivamente.

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais, FAPEMIG, e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, pela financiamento da pesquisa.

## **A FILOSOFIA DE CUSTEIO ABC COMO FERRAMENTA DE APOIO NO ESTUDO DA ANÁLISE DO VALOR**

**Eli Márcio Fonseca**

Universidade Federal de Uberlândia  
Faculdade de Engenharia Mecânica  
Departamento de Processos e Produção  
Campus Santa Mônica  
Uberlândia – M.G.  
Email: emfonseca@mecanica.ufu.br

### **Resumo**

O estudo da análise do valor idealizada por Lawrence D. Miles nos anos 1950 pode ser uma ferramenta muito valiosa para as empresas que querem permanecer competindo em mercados globalizados onde a qualidade, a variedade e preços baixos são requisitos necessários de sobrevivência. Fazer uma análise do valor abrangente implica em conhecer os custos os mais reais possíveis dos valores e conseqüentemente das funções para as quais o produto foi criado. Um sistema tradicional de custeio não permite que se conheça os custos reais das funções exercidas por um produto o que pode ser alcançado com um sistema de custeio baseado na filosofia ABC (*activity-based costing*).

**Palavras-chave:** Valor, Função, Atividade, Custo

### **1. INTRODUÇÃO**

Racionalizar e procurar alternativas para matérias primas que confirmem aos produtos maior eficácia no uso com menor custo são necessidades que as empresas de produção, em mercados competitivos, perseguem constantemente. Avaliar as funções que devem ser executadas pelos produtos para alcançar as expectativas dos clientes deve ser um procedimento básico para a empresa geradora do produto. Esses procedimentos, hoje necessários para um bom desempenho das empresas, surgiram durante a segunda guerra mundial quando o governo dos Estados Unidos determinou que as disponibilidades das matérias primas nobres como níquel, cromo e platina fossem reservadas para a construção de material bélico. Lawrence D. Miles (MB&A, 1998), então engenheiro da *General Electric Co*, teve a incumbência de desenvolver conceitos que pudessem não só encontrar alternativas para matérias primas mas que as funções exercidas pelos produtos fossem de melhor qualidade e de menor custo. Mais tarde os conceitos desenvolvidos por Miles foram estendidos para a fase de concepção dos produtos, com o objetivo de substituir soluções tradicionais por soluções mais econômicas e que possam trazer maior valor para os usuários desses produtos. Surgem então a análise do valor e a engenharia do valor, que em tempos atuais e futuros podem se

tornarem conceitos básicos para as empresas tornarem competitivas num mercado cada vez mais global.

Dentro do estudo da análise do valor de um produto é necessário determinar a utilidade desse produto através de suas funções, sendo função toda e qualquer atividade que um produto desempenha.

Numa visão tradicional de redução de custos de um produto procura-se analisar custos basicamente sobre a matéria prima, a mão de obra e as despesas gerais, sempre procurando saber onde o custo se localiza. No enfoque da análise do valor procura-se analisar as funções que o produto deve apresentar para os clientes, sempre procurando saber por que o custo existe.

Os sistemas tradicionais de custeio não dão as condições necessárias para o conhecimento dos custos das funções, o que pode ser conseguido com a utilização de uma metodologia de custeio ABC (*activity-based costing*). O trabalho procura mostrar como um sistema de custeio ABC pode ser útil como ferramenta de apoio no estudo da análise do valor.

## 2. O SISTEMA DE CUSTEIO ABC

O princípio básico do custeio ABC idealizado por Cooper nos anos 1980 é que atividades absorvem recursos que transformados em custos por essas atividades são alocados para os produtos através de direcionadores que melhor representem a relação causa efeito. Quando se utiliza esse princípio básico junto com uma metodologia de direcionamento dos recursos até as atividades que tenham uma relação direta com os produtos é possível conhecer os custos os mais reais possíveis dos produtos (Lawson, 1994), (Keegan e Eiler, 1994), (Keys e Lefevre, 1995), (Fonseca, 1995), (Sharman, 1990).

As figuras 1, 2, 3 e 4 mostram, em etapas, a estrutura de um sistema de custeio ABC (Fonseca, 1997). Para simplificar o entendimento da estrutura de custeio aqui proposta considera-se, embora diferente da nomenclatura convencional da contabilidade de custos (Martins, 1996), que os gastos mensais são transformados em recursos físicos e humanos e que após direcionados para as atividades que tenham relação direta com os produtos serão denominados de custos. Os gastos, os recursos e os custos são quantificados e usados em valores monetários.

Numa primeira etapa, mostrada na figura 1 os recursos ( $R_n$ ) advindos de gastos mensais, e aqui considerados mensais por adequação ao sistema de controle mensal de gastos geralmente usados pelas empresas, são, através de direcionadores ( $D_{mn}$ ), alocados para os agrupamentos de atividades ( $GAT_m$ ) que podem ser um departamento, uma seção ou uma unidade produtiva, já conhecidas e identificáveis dentro de uma organização empresarial.







		GASTO MENSAL ↓\$					
RECURSOS →		$R_1$	$R_2$	...	$R_n$		
		↓\$	↓\$	...	↓\$		
	→	$D_{11}$	$D_{12}$	...	$D_{1n}$	→	
	→	$D_{21}$	$D_{22}$	...	$D_{2n}$	→	
...		...	...	...	...		...
	→	$D_{m1}$	$D_{m2}$	...	$D_{mn}$	→	

Figura 1. Distribuição do recursos para os grupos de atividades

Numa segunda etapa, mostrada na figura 2, os grupos de atividades  $GAT_m$  alocam seus recursos para as suas atividades individuais  $AT_k$ , através do direcionador  $T_{km}$ , que nesta etapa é o fator **tempo** cujo valor representa o quanto de tempo em relação ao tempo total disponível do agrupamento foi gasto para executar cada uma das atividades. As atividades  $AT_k$  podem ser atividades que tenham ou não relação direta com os produtos finais, ou seja, pode ser uma atividade como **contratar pessoal** que não tem ligação direta com os produtos, ou uma atividade como **montar** que tem ligação direta com os produtos.






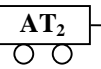



				...			
		↓\$	↓\$	↓\$	↓\$		
	→	$T_{11}$	$T_{12}$	...	$T_{1m}$	→	
	→	$T_{21}$	$T_{22}$	...	$T_{2m}$	→	
...		...	...	...	...		...
	→	$T_{k1}$	$T_{k2}$	...	$T_{km}$	→	

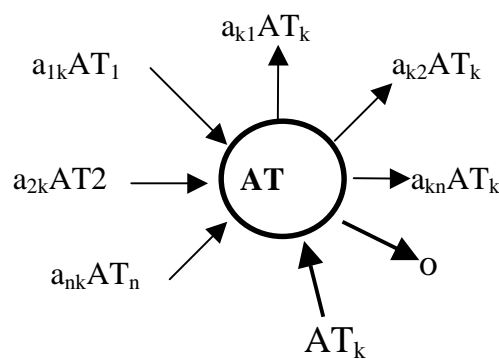
Figura 2. Alocação dos recursos dos agrupamentos de atividades para as atividades individuais.

As atividades não diretamente relacionadas com os produtos devem, através de um processo iterativo, transferir os seus custos para as atividades que tenham relação com os produtos.

O exemplo típico é a atividade **limpeza** que pode servir tanto a atividade **contratar pessoal**, que é uma atividade de apoio, como servir a atividade **planejar a produção**, que é uma atividade fim. A atividade limpeza serve a atividade contratar pessoal ou planejar a produção quando o pessoal que trabalha na limpeza faz a limpeza das áreas físicas utilizadas pelo pessoal que faz contratações de pessoal e pelo pessoal que faz o planejamento da

produção. Neste caso a atividade limpeza cede uma parte de sua capacidade, que pode ser representada na forma de percentual, para todas as atividades por ela servida. O processo de transferência dos recursos para as atividades finais é feito por um processo iterativo como mostra a figura 3.

Uma atividade AT recebe uma quantidade de recurso  $AT_k$  do agrupamento de atividades que ela pertence, e pode, também, receber recursos de outras atividades representados por  $a_{nk}AT_n$ , onde  $a_{nk}$  é o percentual de transferência do recurso da atividade  $AT_n$ . A atividade AT pode também transferir recursos para outras atividades, representados por  $a_{kn}AT_k$ , onde  $a_{kn}$  é o percentual de transferência do recurso. O saldo de recurso dessa atividade AT terá o valor representado pela expressão  $O_k$ . O valor  $O_k$ , dado pela equação 1, deve ser nulo para as atividades não relacionadas com os produtos, ou seja, todos os seus recursos são transferidos.



$$AT_k + a_{1k}AT_1 + a_{2k}AT_2 + \dots + a_{nk}AT_n =$$

$$a_{k1}AT_k + a_{k2}AT_k + \dots + a_{kn}AT_k + O_k$$

$$O_k = AT_k \left[ 1 - \sum_{j=1}^n a_{kj} \right] + \sum_{j=1}^n a_{jk}AT_j \quad (1)$$

Figura 3. alocação dos custos das atividades de apoio para as atividades fins.

Após os custos das atividades de apoio serem alocados para as atividades fins os mesmos são transferidos para os produtos como mostra a figura 4. A figura 4 mostra o custo mensal total das atividades que tem relação direta com os produtos representados por  $AT_{pn}$ , o valor quantificado  $\%UT_{mn}$  do direcionador utilizado na transferência do custo para os produtos e o custo dos produtos representado por  $PRO_m$ .



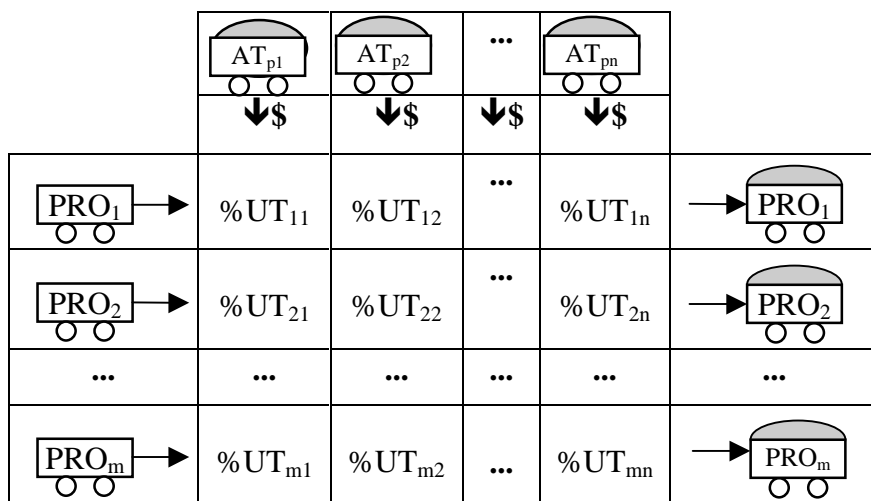


Figura 4. O custo dos produtos

Por esse procedimento todas as atividades executadas no processamento dos produtos são conhecidas e podem ter os seus custos determinados da forma mais real possível (Cooper e Kaplan, 1988).

### 3. O CUSTEIO ABC E SUA UTILIZAÇÃO NA ANÁLISE DO VALOR

Dentro da classificação do valor, feito por Aristóteles há mais de 2000 anos, e até hoje usada, o valor pode ser econômico, social, religioso, político, estético, jurídico e moral (Csillag, 1995). Neste trabalho será considerado o valor econômico como tópico de análise. O valor econômico abrange quatro outras subdivisões de valores, ou seja:

- **Valor de custo** como sendo o total de recursos medidos em dinheiro necessário para produzir um bem ou gerar um serviço.
- **Valor de uso** como sendo o total de recursos monetários utilizado para prover o produto ou serviço das propriedades que possibilite a qualidade e o desempenho do uso.
- **Valor de estima** como a medida monetária das características dadas ao produto que provocam a estima.
- **Valor de troca** como a medida monetária que represente o produto na eventualidade de troca por outro produto.

Num processo de análise do valor objetivando, por exemplo, uma redução de custos é necessário conhecer os recursos monetários em quantidade os mais reais possíveis dos valores apresentados pelo produto para avaliar o resultado da análise.

Medir o total real dos recursos gastos na medida do **valor de custo** é facilmente possível com o uso da metodologia do custeio ABC, pois essa metodologia permite que seja calculado o custo dos produtos o mais real possível.

Medir o **valor de uso** em valores monetários reais também é possível, porque ao avaliar uma função de uso se faz comparação entre produtos que desempenhem a mesma função e se os custos dos produtos comparados forem calculados por um sistema de custeio ABC o valor da função de uso e conseqüentemente o valor de uso também terão custos reais.

Medir o **valor de estima** em valores reais monetários também é possível porque, embora as funções de estima são subjetivas, as características dadas ao produto para atingir a estima foram conseguidas através da execução de atividades sobre esse produto, e o custo das atividades são perfeitamente calculáveis dentro de uma metodologia de custeio ABC.

Para exemplificar toma-se como objeto de estudo da análise do valor um carro de luxo

com motor de 180 C.V. Nessa análise é necessário conhecer os custos do **valor de custo**, do **valor de uso**, do **valor de estima** e do **valor de troca**. O **valor de custo** pode ser determinado de forma real com a utilização do sistema de custeio ABC. O **valor de uso** deve ser determinado comparando o carro em estudo com um veículo que faria a mesma função de uso que no caso do exemplo é transportar passageiros. Se o custo do veículo usado no comparativo for determinado por um sistema de custeio ABC pode-se ter o custo do **valor de uso** o mais real possível. Se considerarmos, para simplificar, o **valor de estima** como sendo o ar condicionado, os bancos de couro, a pintura perolizada e o motor de 180 C.V. do carro de luxo esse valor pode ser determinado de forma real, pois num sistema de custeio ABC podem ser conhecidos os custos das atividades que foram usadas para a montagem dos itens que trazem estima ao objeto de estudo. O **valor de troca** é bastante influenciado pelos valores anteriormente citados e pela lei da oferta e procura do mercado. Assim sendo pode-se atuar de modo adequado somente no **valor de custo** e no **valor de estima** na procura de redução de custo e aumento da qualidade do produto.

Um exemplo numérico pode ilustrar melhor a utilização de um sistema de custeio ABC na análise do valor. Para tanto toma-se como exemplo uma caneta tinteiro como mostra a figura 5.



Figura 5. Caneta tinteiro.

Num sistema tradicional de custeio os componentes de custo da caneta são os mostrados na tabela 1 (Martins 1995).

Tabela 1. Componentes de custo

<b>Componente</b>	<b>Custo \$</b>	<b>%</b>
Matéria prima	3,50	70
Mão de obra	0,50	10
Despesas gerais	1,00	20
<b>Total</b>	<b>5,00</b>	<b>100</b>

Para uma análise do valor da caneta sera necessário conhecer as suas funções e seus respectivos custos como mostra a tabela 2.

Tabela 2. Funções e custo

<b>Funções</b>	<b>Custo \$</b>	<b>%</b>
Fazer marcas	0,50	10
Conter tintas	0,30	6
Facilitar manuseio	1,00	20
Proteger usuário	1,00	20
Dar estima	2,00	40
Identificar fabricante	0,20	4
<b>Total</b>	<b>5,00</b>	<b>100</b>

Somente um sistema de custeio baseado na filosofia do custeio ABC pode permitir avaliar os custos das funções desempenhadas pelo objeto em estudo como mostra a tabela 2

#### 4 - CONCLUSÕES

Lawrence D. Miles afirma que se tivermos informações reais referentes aos custos da matéria prima, da mão de obra de diferentes processos de fabricação pode-se obter ganhos de até 5% sobre o custo final dos produtos. Se durante o projeto do produto trabalhar conjuntamente o pessoal de projeto, de processos, de produção, do controle de qualidade, de compras, de marketing e outros pode-se chegar a uma economia de 10%. Finalmente se for colocada em análise a própria concepção do produto, as reduções de custos podem atingir níveis superiores. Tudo isso se torna mais verdadeiro se são conhecidos os custos reais de todas as fases de produção ou seja se são conhecidos o custo de todas as atividades no processo de produção.

Conhecer os custos os mais reais possíveis das atividades geradoras de produtos ou serviços é de grande importância, seja na determinação dos custos para chegar ao preço de venda, seja no estudo da análise do valor, ou seja no planejamento de estratégias de atuação no mercado e isto é perfeitamente possível quando se utiliza como ferramenta uma metodologia de custeio ABC.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Cooper, R. and Kaplan, R.S., 1988, Measure Cost Right: Make the Right Decisions, Harvard Business Review, September-October, pg 96.
- Csillag, J.M., 1995, Análise do Valor, 4ª ed., editora Atlas, São Paulo, S.P., 370 pgs.
- Fonseca, E.M. e Coppini, N.L., 1995, Metodologia Prática para Cálculo de Custos de Fabricação Dentro da Filosofia ABC, COBEM/CIDIM.
- Fonseca, E.M., 1997, Proposição de uma Metodologia Baseada no Sistema ABC para a Determinação e Gerenciamento de Custos, Tese de Doutorado, Unicamp, Campinas, S.P., 172 pgs.
- Keegan, D.P. and Eiler, R.G., 1994, Let's Reengineer Cost Accounting, Management Accounting, January, pg 20.
- Keys, D.E. and Lefreve, R.J., 1995, Departamental Activity-based Management, Management Accounting, January, pg 27.
- Lawson, R.A., 1994, Beyond ABC: Process-based Costing, Journal of Cost Management, Fall, vol. 8, n° 3, pg 33.
- Martins, E., 1996, Contabilidade de Custos, 6ª ed., editora Atlas, São Paulo, S.P., 388 pgs.
- MB&A, 1998, Apostila de Análise do Valor, Treinamento da Fiat Automóveis.
- Sharman, P.A., 1990, A Pratical Look at Activity-based Costing, CMA Magazine, February, pg 8.

## **SISTEMAS ESPECIALISTAS PARA DETERMINAÇÃO DE CUSTOS DENTRO DA FILOSOFIA ABC**

### **Eli Márcio Fonseca**

Universidade Federal de Uberlândia  
Faculdade de Engenharia Mecânica  
Departamento de Processos e Produção  
Campus Santa Mônica  
Uberlândia – M.G.  
Email: emfonseca@mecanica.ufu.br

### **Resumo**

O trabalho apresenta uma contribuição ao esforço de atualizar e desenvolver os sistemas de administrar a manufatura adequados à realidade da indústria nacional. Para tanto procura mostrar o estágio atual de desenvolvimento e as necessidades de implementar novas ferramentas para um êxito equiparado com as indústrias do primeiro mundo. O termo “novas ferramentas” aqui citado faz referência aos sistemas especialistas para cálculo de custos industriais e a bancos de dados otimizados para atender as necessidades dos sistemas de custeio e de todas as necessidades no planejamento da manufatura.

**Palavras-chave:** Atividade, Custo, Administração, Manufatura

### **1. INTRODUÇÃO**

A indústria manufatureira do Brasil vem acordando para um fato importante dentro do contexto mundial, chamado de revolução industrial, baseada na necessidade de competir no mercado mundial com diversificação, alta qualidade e custos baixos dos produtos manufaturados. É sabido que este mercado tem caráter global, é dinâmico e mais exigente, e como consequência trouxe a diminuição da vida útil dos produtos assim como a diversificação para escolha. Em resumo a produção em massa vem sendo substituída pela produção diversificada e de lotes menores associados a qualidade maiores e menores custos.

A indústria para responder a tais transformações procura novas tecnologias de administrar a manufatura para torná-la mais flexível, mais competitiva em qualidade, prazos de entrega, custos e pronta para atender as exigências do mercado. Em tempos passados os grandes grupos industriais, principalmente no Brasil, atuavam num mercado reservado, fechado, sem concorrência e seus lucros garantidos por tais fatos. Hoje com a abertura do mercado e o aumento da concorrência há a necessidade de aprimorar os sistemas de apropriação de custos com o objetivo de determinar a verdadeira influência de cada atividade

industrial na determinação desses custos. Dentro desse enfoque surgem estudiosos do assunto custos procurando chegar a critérios e formas corretas na determinação desses custos bem como a sua administração (Ostrenga, 1993). O conhecimento real dos custos propicia à empresa a vantagem da manipulação dos preços de seus produtos para enfrentar a concorrência no mercado e a determinar melhor o seu mix de produção.

Este trabalho enfoca a utilização de sistemas especialistas na determinação de custos baseada na filosofia ABC (*activity-based costing*).

## 2. OS SISTEMAS DE ADMINISTRAÇÃO DA MANUFATURA

No sistema de manufatura da indústria nacional ainda se encontra o modo tradicional de concepção dos produtos onde o desenvolvimento dos trabalhos ainda obedece as fases projeto, processo, planejamento da produção e produção sob uma forma tayloriana e muitas vezes não integrando o trabalho com sistemas computacionais. A figura 1 mostra as fases convencionais de produção.

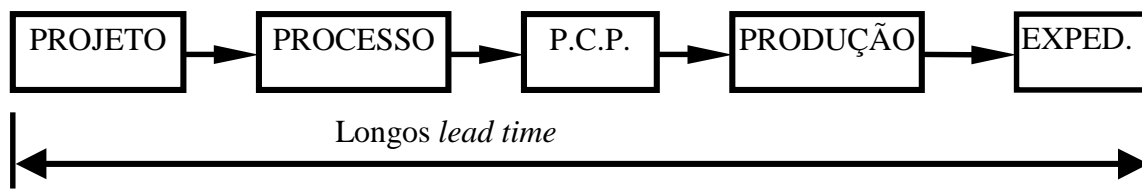


Figura 1 – Fases no processo de produção convencional

Esta metodologia traz muitos inconvenientes para a indústria que quer ser competitiva no mercado. O primeiro inconveniente é a grande divisão de atividades onde cada setor trabalha de forma fechada, sem integração. O segundo inconveniente é com relação ao não uso de recursos computacionais e recursos como sistemas de classificação e codificação (SCC) e tecnologia de grupo (TG). Para o projeto isso pode trazer os seguintes prejuízos:

- dificuldade de concepção do produto
- recuperação difícil de informações
- dificuldade de padronização
- falta de qualidade e rapidez de execução
- repetição de projeto

Para o processo os prejuízos seriam os seguintes:

- dificuldade de padronização
- repetitividade de processo
- demora de processamento
- recuperação difícil de informações

O terceiro inconveniente seria a grande divisão hierárquica na administração das fases trazendo demora na soluções de problemas e nos fluxos de informações.

Com a necessidade de mudanças transformações vem acontecendo na administração da manufatura com o uso de sistemas computacionais como o CAD, (Projeto auxiliado por computador), CAPP (Planejamento do processo auxiliado por computador) (Rodrigues, 1993), (Rozenfeld, 1989), CAM (manufatura auxiliada por computador), o CNC (Controle numérico computadorizado) e o uso da integração de todas as fases do planejamento do processo conhecido como “engenharia simultânea”. A figura 2 mostra a integração de todas as fases desde a concepção do produto passando pelo planejamento da produção até a entrega do produto ao cliente. Em se procedendo desta forma pode-se alcançar grandes reduções de *lead time* no lançamento de produtos novos e grande qualidade do produto o que são fatores

competitivos não só para as empresas que fabricam produtos de curtos ciclos de vida mas para toda empresa manufatureira de modo geral.

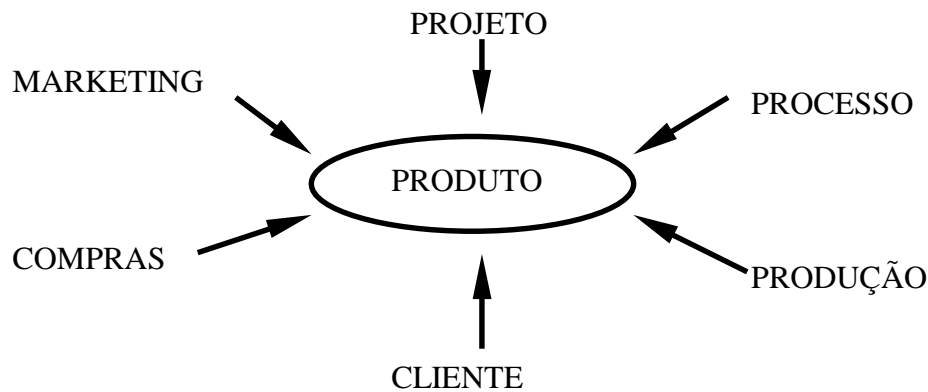


Figura 2. Engenharia simultânea na concepção do produto

### 3. OS SISTEMAS DE APROPRIAÇÃO DE CUSTOS

Está havendo grandes avanços tecnológicos, como referenciado anteriormente, faltava no entanto integrar ao sistema de administração da manufatura a fase apropriação de custos de modo a possibilitar calcular os custos os mais reais possíveis dos produtos. Os sistemas tradicionais de custeio, até então, se preocupam com os custos da mão de obra direta, fazendo a distribuição dos custos indiretos sem bases lógicas e tendo como objetivo final a utilização do custo na medida da rentabilidade total da empresa ou para atender o sistema fiscal (Martins, 1996).

Com a produção direcionada não mais a grandes volumes de produção, e sim mais a lotes menores e grande diversificação dos produtos, conjuntamente com a diminuição da mão de obra direta e o aumento dos custos fixos, aparece a necessidade de um novo sistema de custeio que adapte às mudanças tecnológicas e que permita calcular os custos reais dos produtos fabricados. Foi essa necessidade que levou Cooper e Kaplan nos anos 1980 a lançar uma nova filosofia de custear produtos conhecida como ABC (*activity-based costing*) (Cooper e Kaplan, 1988) (Keegan e Eiler, 1994). Dentro dessa filosofia se tem as condições de avaliar a real influência dos vários fatores que compõem os custos, administrar cada um deles objetivando a medida de avaliação dos processos de produção. Essa filosofia de custeio leva a conhecer, avaliar e custear todas as atividades (fatores) necessários no processo produtivo, ou seja, desde a concepção do produto até a sua entrega ao cliente (Fonseca e Coppini, 1995) (Fonseca, 1997). Em se conhecendo os custos dessas atividades as mesmas são alocadas para os produtos, através de direcionadores que melhor representem a relação atividade/produto, (Fonseca, 1997). Essa sistemática de apropriação de custo torna-se mais eficiente e rápida se forem usadas as ferramentas computacionais adequadas.

### 4. OS SISTEMAS ESPECIALISTAS NA APROPRIAÇÃO DE CUSTOS.

Os sistemas especialistas são uma classe de software e hardware que são capazes de diagnosticar, consultar, planejar, prever e instruir atividades e processos (Neuron Data, 1993). São ferramentas que necessitam, para o seu manuseio, um especialista humano. Os sistemas

especialistas utilizam o raciocínio dedutivo, sendo por essa razão capazes de resolver problemas até sem estrutura ou pobremente definidos, ou mesmo quando as informações são incertas ou incompletas. O sistema especialista simula o processo de resolução de problemas de especialistas humanos. São projetados para resolver problemas numa região de conhecimento, ou seja, num estreito domínio. Esses sistemas compõem-se basicamente de uma base de dados, uma base de conhecimentos, um motor de inferência e uma interface com o usuário, como mostra a figura 3.

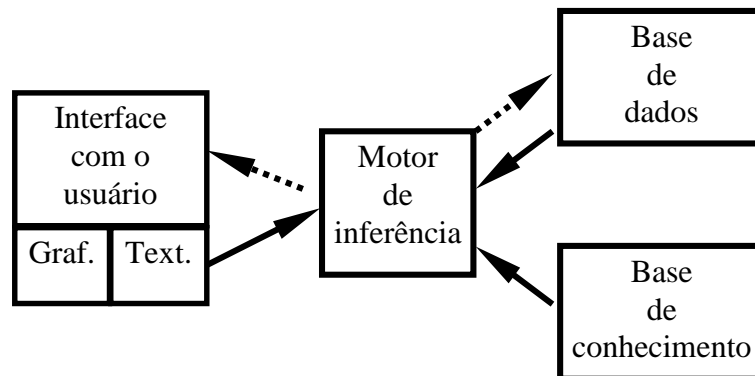


Figura 3. Sistemas especialistas

A **base de dados** contem os fatos que serão objetos de análise, que uma vez realizada pode atualizar estas bases com seus diagnósticos. A **base de conhecimento** contém uma representação dos fatos que serão analisados; é um modelo de representação do conhecimento, onde o modo mais comum de representar esse conhecimento é através de regras de produção, que estabelecem ações a serem tomadas caso algumas condições se verifiquem. O **motor de inferência** é encarregado do processamento do conhecimento, é o mecanismo do sistema que ordena e hierarquiza a representação do conhecimento, e decide qual caminho a ser tomado para , a partir da representação dos dados, chegar aos diagnósticos finais. A **interface com o usuário** é o sistema de comunicação com o exterior através da entrada de dados e saída dos resultados.

Desta forma apresentado, e se o banco de dados do sistema especialista conter os custos reais das atividades produtivas, calculadas por um sistema de custeio ABC, pode ser determinado o menor custo de um produto se esse produto tiver várias opções de uso de atividades dentro do processo produtivo da empresa.

## 5. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

A administração da manufatura vem se revolucionando em função da necessidade de se competir no mercado consumidor, no que se refere a qualidade, flexibilidade e custos. Isto dito anteriormente, é aqui reforçado para dar justificativa ao grande envolvimento das entidades fabris privadas, de pesquisadores e estudiosos do assunto. Agora, mais recente, a grande preocupação é a medida dos custos, não só pela mudança de características do mercado consumidor e os defeitos dos sistemas de apropriação de custos tradicionais, como também pela mudança radical na administração e gerenciamento da manufatura, reduzindo muito a mão de obra direta e aumentando, principalmente em qualidade, a mão de obra indireta. E tudo

isso sem contar com o aumento dos custos fixos, com a compra de máquinas e equipamentos.

Um sistema especialista possuidor de um banco de dados especialista capaz de ser uma fonte de informações eficiente pode ser uma ferramenta importante na determinação dos custos de produção e na administração da manufatura como um todo. A figura 4 mostra um exemplo de interação do banco de dados com as fases da administração da manufatura e procura ilustrar um conceito maior do CIM (manufatura assistida por computador), onde a sigla CACC faz referência ao cálculo de custo auxiliado pelo computador.



Figura 4. Banco de dados especialista

## 6. REFERÊNCIAS

- Cooper, R. and Kaplan, R.S., 1988, Measure cost right: Make the dicisionas, Harvard Business Review, September-October, pg 96.
- Fonseca, E.M. e Coppini, N.L., 1995, Metodologia prática para cálculo de custos de fabricação dentro da filosofia ABC, COBEM/CIDIM, Belo Horizonte, M.G.
- Fonseca, E.M., 1997, Proposição de uma metodologia baseada no sistema ABC para determinação e gerenciamento de custos, Tese de Doutorado, Unicamp, Campinas, S.P., 172 pgs.
- Keegan, D.P. and Eiler, R.G., 1994, Let's reengineer cost accounting, Management Accounting, January, pg 20.
- Martins, E., 1996, Contabilidade de custos, 6ª ed., editora Atlas, São Paulo, S.P., 338 pgs.
- Neuron Data, 1993, Smart elements nexpert object training, Neuron Data Inc.
- Ostrenga, M.R., 1993, Guia da Ernest & Young para gestão total de custos, editora Record, Rio de Janeiro, 349 pgs.
- Rodrigues, S.R., 1993, Criação de módulos automáticos para planejamento de processo assistido por computador em soluções híbridas de planejamento, Tese de Doutorado, EESC/USP.
- Rozenfeld, H., 1989, Desenvolvimento de um sistema integrado de CAPP para a realidade brasileira, COBEM89, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.
- Rozenfeld, H., 1989, Desenvolvimento de uma base de dados integrados para o planejamento do processo assistido por computador, COBEM89, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.



# TESTES DE VIDA EM FRESAMENTO COM REDUÇÃO DO NÚMERO DE FERRAMENTAS

**André Richetti**

**Jovani Panato**

**Márcio Bacci da Silva**

**Álison Rocha Machado**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38.400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail [mbacci@mecanica.ufu.br](mailto:mbacci@mecanica.ufu.br) ou [arichett@mecanica.ufu.br](mailto:arichett@mecanica.ufu.br)

## Resumo

Os testes de vida são ensaios de usinabilidade que são realizados para otimizar a relação entre custo e produtividade em usinagem. Em fresamento, estes testes apresentam custos elevados e, na prática, são feitos utilizando parte da capacidade de ferramentas da fresa. Os objetivos deste trabalho são verificar o efeito do número de ferramentas no fresamento frontal e avaliar a aplicabilidade destes testes na determinação da vida da ferramenta. Foram levantadas as curvas de desgaste de flanco para os aços ABNT 1045 e 8640 para 1, 2, 3 e 6 ferramentas, sendo a capacidade da fresa de 6 ferramentas. Os resultados mostraram que os testes realizados com redução do número de ferramentas na fresa, para o mesmo avanço por dente, tendem a aumentar a vida da ferramenta e podem ser considerados como índices de comparação entre duas ou mais condições, porém não devem ser utilizados para determinação da vida da ferramenta.

**Palavras chaves:** Usinabilidade, Fresamento, Vida da ferramenta.

## 1. INTRODUÇÃO

A procura pelas melhores condições de usinagem passa por uma série de considerações a respeito da ferramenta, peça, equipamentos, ambiente, condições de corte e, finalmente, por testes de usinabilidade. Este processo seletivo se justifica pela dificuldade de se fazer uma determinada escolha em função do grande número de ferramentas atualmente disponíveis no mercado. As recomendações dos fabricantes podem ser utilizadas como ponto de referência, pois podem ser encontradas situações mais satisfatórias para outras condições ou ferramentas. Desta forma, os testes de usinabilidade são de grande importância, considerando o ganho econômico, principalmente em empresas que demandam altas quantidades de operações de usinagem (Machado & Silva, 1999).

No fresamento, a utilização de fresas com pastilhas intercambiáveis como ferramentas de corte é comum em setores de fabricação. As fresas disponíveis comercialmente apresentam uma capacidade de ferramentas bastante variada, podendo ser 4, 6, 8, 10, 64 ou mais ferramentas. Os custos dos testes para a determinação da vida da ferramenta podem ser significativos quando envolvem um grande número de ferramentas por fresa. Isto ocorre não apenas pela perda de uma grande quantidade de ferramentas mas, principalmente porque um

grande volume de material deve ser retirado para que o critério de fim de vida de uma das ferramentas seja atingido. O custo relativo destes ensaios se torna ainda mais significativo quando se analisa a usinagem aplicada à materiais nobres, tais como ligas de níquel e titânio e aços inoxidáveis entre outros (Boehs, Borges & Neto, 1994, Strolberg, 1994 e Panato *et al.*, 1995).

A adoção de técnicas alternativas para os ensaios de determinação da vida da ferramenta no fresamento é justificada pelo alto custo dos testes convencionais. Na prática, muitos destes ensaios são feitos com a utilização de uma quantidade de ferramentas menor do que a capacidade da fresa, mantendo o mesmo avanço por dente da condição real. Desta forma, procura-se simular a condição real utilizada na fabricação, porém com custos bem mais acessíveis (Bohes, Borges & Neto, 1994).

Entretanto, há ainda restrições quanto à aceitação destes testes, pois a dinâmica do processo pode ser alterada pela variação do número de ferramentas na fresa. Os mecanismos de desgaste, as tensões de impacto, a fadiga mecânica e a formação de trincas térmicas podem não seguir o mesmo comportamento da operação real (Chandrasekaran & Thoors, 1994 e Tlusty, 1984).

Este trabalho verifica a influência da variação do número de ferramentas nos resultados dos testes de usinabilidade para o fresamento frontal e sua aplicabilidade para a determinação da vida da ferramenta.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste trabalho, foram feitos testes de usinabilidade em aço ABNT 1045 com dureza média de 229 HB e em aço ABNT 8640 com dureza média de 299 HB. Os testes foram realizados em uma fresadora CNC com 16,16 kW de potência. Para cada condição de usinagem, o avanço por dente ( $f_z$ ) foi mantido constante ajustando-se a velocidade de avanço ( $V_f$ ) em função do número de ferramentas na fresa. Em todos os testes a profundidade de corte foi mantida constante em 1 mm.

O aço ABNT 1045 foi usinado com uma fresa de topo de 100 mm de diâmetro e capacidade para 6 ferramentas. O ângulo de saída da fresa foi ajustado em  $40^\circ$ , fora da faixa crítica ( $-45^\circ$  a  $20^\circ$ ) onde o fenômeno de formação do pé promove avarias na ferramenta (Machado & Silva, 1999). Os testes foram conduzidos com 1, 2, 3 e 6 ferramentas igualmente espaçadas na fresa, velocidades de corte ( $V_c$ ) de 300, 325 e 350 m/min e avanços por dente ( $f_z$ ) de 0,075, 0,100 e 0,125 mm. Foram utilizadas ferramentas de metal duro sem revestimento SPUN 12 03 08 da classe ISO P30, com geometria final:

$$\gamma_o (\text{ângulo de saída}) = 2^\circ, \alpha_o (\text{folga}) = 9^\circ, \lambda_s (\text{inclinação}) = 7^\circ \text{ e } \chi_r (\text{posição}) = 75^\circ.$$

O aço ABNT 8640 foi usinado com uma fresa de topo de 80 mm de diâmetro com capacidade para 6 ferramentas. A usinagem foi feita de tal forma que o ângulo de saída da fresa foi de  $90^\circ$ . Estes testes foram feitos com 1, 2, 3 e 6 ferramentas na fresa, velocidade de corte de 200 m/min e avanço por dente de 0,150 mm. Foram utilizadas ferramentas de metal duro revestidas SEMN 12 04 AZ da classe ISO P45, com geometria final:

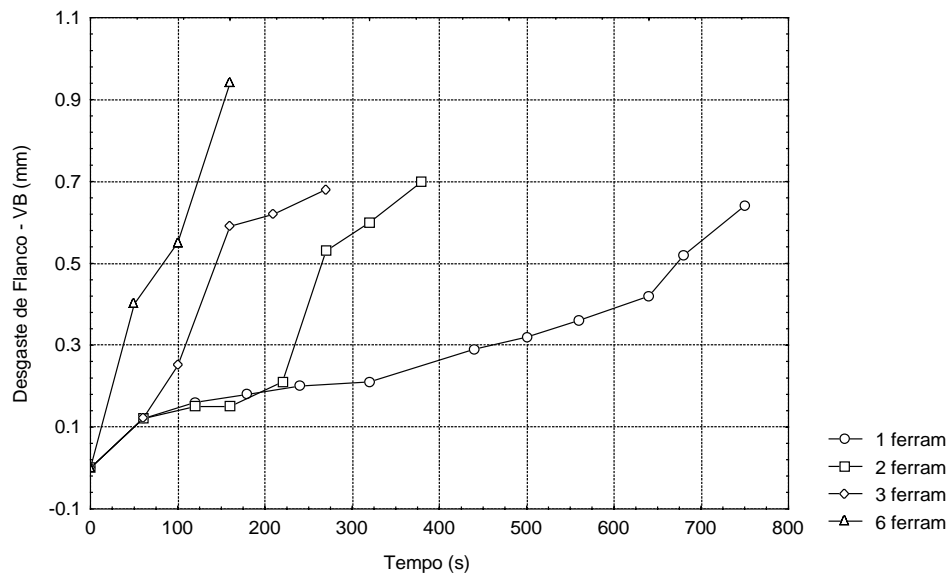
$$\gamma_o = 9^\circ, \alpha_o = 20^\circ, \lambda_s = 17^\circ \text{ e } \chi_r = 45^\circ.$$

A medição do desgaste foi feita em um microscópio ferramenteiro, com um suporte móvel para a fresa montado em uma mesa de coordenadas XY controlada por relógio comparador. Este equipamento permite a medição do desgaste sem que as ferramentas sejam retiradas da fresa. O conjunto de lentes do microscópio permite a visualização do desgaste

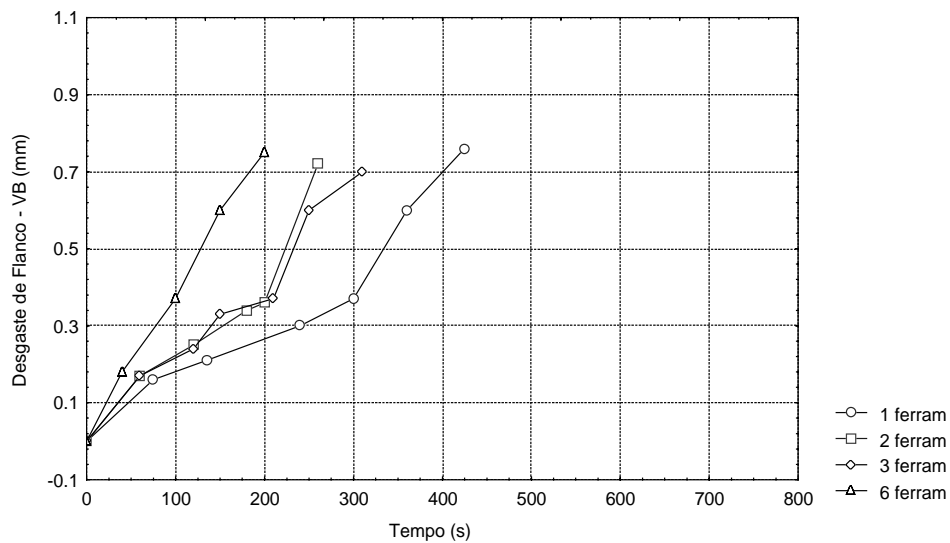
com uma ampliação de 20 vezes. O critério de fim de vida adotado foi de 0,7 mm para o desgaste de flanco.

### 3. RESULTADOS

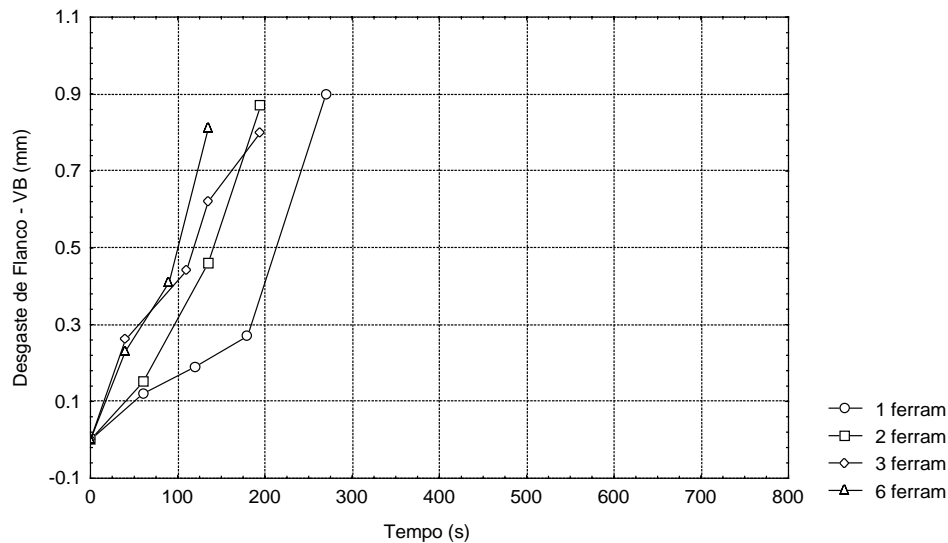
Em uma primeira etapa, foram levantadas as curvas de desgaste de flanco no fresamento do aço ABNT 1045, variando-se o número de ferramentas na fresa, velocidade de corte e avanço por dente. As Figuras 1 a 3 mostram alguns dos resultados obtidos, neste caso para avanço por dente de 0,100 mm. Os resultados para as demais condições de corte (avanços) foram similares. Estas curvas foram levantadas a partir do maior valor de desgaste observado dentre todas as ferramentas de corte utilizadas em cada teste.



**Figura 1-** Desgaste de flanco para o aço ABNT 1045 com  $V_c = 300$  m/min e  $f_z = 0,100$  mm.



**Figura 2-** Desgaste de flanco para o aço ABNT 1045 com  $V_c = 325$  m/min e  $f_z = 0,100$  mm.



**Figura 3-** Desgaste de flanco para o aço ABNT 1045 com  $V_c = 350$  m/min e  $f_z = 0,100$  mm.

O comportamento diferente na progressão do desgaste para 1, 2, 3 e 6 ferramentas na fresa é provavelmente o resultado da combinação de dois efeitos térmicos, assumindo que as temperaturas tanto da peça quanto da ferramenta aumentam com o aumento do número de ferramentas. O primeiro efeito é a redução da resistência do material, que facilita o corte e o segundo é o efeito causado pelo aparecimento dos mecanismos de desgaste termicamente ativados, os quais tendem a reduzir a vida da ferramenta.

As menores vidas de ferramenta foram obtidas para 6 ferramentas na fresa. Nesta situação, o material é usinado com maior frequência, produzindo na peça usinada maiores temperaturas devido ao calor gerado por todos os dentes, podendo reduzir a resistência do material. Entretanto, o aumento na temperatura de corte tende reduzir a vida da ferramenta devido ao aparecimento dos mecanismos de desgastes termicamente ativados. A utilização de uma velocidade de avanço maior do que as outras condições (1, 2 e 3 ferramentas), para manter o mesmo avanço por dente, pode também ter aumentado o efeito da temperatura no desgaste da ferramenta. A análise das Figuras 1 a 3 indica que, para 6 ferramentas na fresa, o efeito devido ao aumento do desgaste foi maior do que o efeito de redução da resistência do material da peça, resultando em menores vidas de ferramenta.

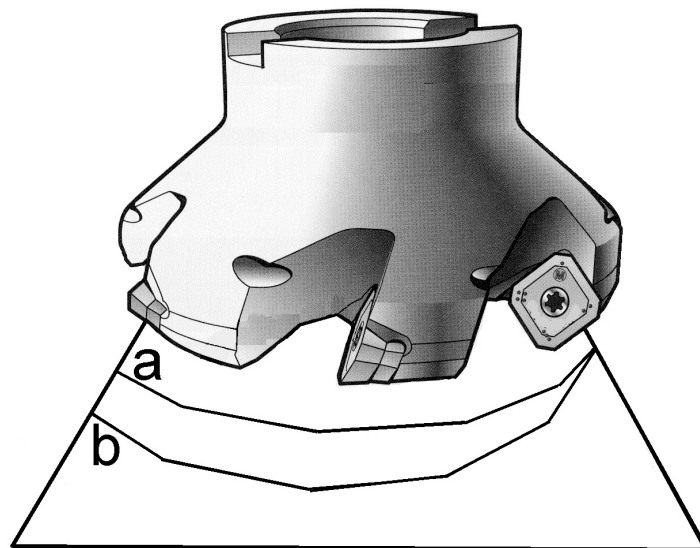
No outro extremo, as maiores vidas de ferramenta foram obtidas quando se utilizou somente uma ferramenta na fresa. Nesta condição, o ciclo ativo é menor do que o ciclo inativo (menor frequência de corte), proporcionando menor aquecimento da peça do que as outras condições. Desta forma, não se tem uma redução significativa na resistência do material da peça. No entanto, a velocidade de avanço utilizada nesta condição é menor, ajudando a manter a temperatura de corte a níveis mais baixos, inibindo o aparecimento dos mecanismos de desgaste térmicos. O efeito da redução do desgaste devido às menores temperaturas de corte produziu maiores vidas de ferramenta.

As condições com 2 e 3 ferramentas apresentaram resultados intermediários para a vida da ferramenta. Entretanto, foi verificada a tendência da vida da ferramenta ser maior para 3 ferramentas na fresa, quando pela lógica do processo, deveria ser maior para 2 ferramentas (menores temperaturas de corte). Este efeito provavelmente ocorreu devido ao fato de que a maior temperatura gerada na usinagem com 3 ferramentas não foi suficiente para gerar um aumento expressivo no desgaste das ferramentas, mas foi suficiente para melhorar a usinabilidade do material pela redução de sua resistência mecânica.

Uma comparação dos resultados para o mesmo avanço por dente e diferentes velocidades de corte mostram a importância do efeito da temperatura de corte. Para 1 ferramenta na fresa, a vida da ferramenta diminui consideravelmente com o aumento da velocidade de corte (vide Figuras 1 a 3). Isto indica que os mecanismos de desgaste começam a aparecer depois de alcançada uma velocidade de corte crítica. Por outro lado, para 2, 3 e 6 ferramentas na fresa, a redução da vida da ferramenta como função da velocidade de corte ocorreu em menor escala, sugerindo que, para estes casos, os mecanismos termicamente ativados sempre estiveram presentes devido à maior frequência de corte.

Entretanto, a complexidade do processo não é limitada a uma análise de desgaste e aquecimento da peça. Isto fica evidente porque em quase todos os testes foram observados lascamentos na aresta de corte de algumas ferramentas. Este tipo de fratura, também citada no trabalho de Panato *et al.* (1995), tem influência no desempenho das ferramentas, ajudando estas a atingir o critério de fim de vida mais rápido. A geração de trincas térmicas e a conseqüente fragilização da ferramenta pode ser um dos principais fatores responsáveis pela ocorrência de lascamentos na aresta de corte.

O uso de maiores velocidades de avanços a medida que se aumenta o número de ferramentas na fresa, para manter o mesmo avanço por dente, pode sugerir um aumento equivalente no percurso de corte conforme é mostrado esquematicamente na Figura 4. Este aumento no percurso de corte poderia contribuir para a redução da vida das ferramentas. Entretanto, uma análise da condição referente à Figura 3 mostra, para uma revolução na fresa, que o percurso de corte de uma ferramenta é 0,00000011 mm maior quando se usa 6 ferramentas em relação a 1 ferramenta na fresa. Após 20 minutos de usinagem, a diferença entre estas duas condições é da ordem de 0,025 mm, não afetando a vida das ferramentas.



**Figura 4-** Percurso de corte de uma ferramenta para 1 (a) e 6 (b) ferramentas na fresa.

A Tabela 1 mostra a vida da ferramenta e o volume de material removido em cada uma das condições de corte empregadas para o aço ABNT 1045. Nota-se através desta tabela, que a vida da ferramenta também tende a reduzir com o aumento da velocidade de corte e do avanço por dente. Segundo Eldem & Barrow (1976), o aumento destes parâmetros, além de gerar choques mecânicos mais intensos, aceleram o aparecimento dos mecanismos de desgaste pelo aumento da temperatura de corte. Bathia, Pandey & Shan (1979) citam que este

efeito também produz um aumento no gradiente térmico, tendendo a aumentar taxa de geração de trincas térmicas.

**Tabela 1-** Vida da ferramenta e volume de material removido para o aço ABNT 1045.

Condição de usinagem	Vida da ferramenta para VB = 0,7 mm (min)			
	Volume de material removido para VB = 0,7 mm (cm <sup>3</sup> )			
Vc (m/min) f <sub>z</sub> (mm)	1 ferramenta	2 ferramentas	3 ferramentas	6 ferramentas
1 300	12,7	9	9,3	4,3
0,075	69,3	98,2	155,2	141
2 300	12,7	6,3	4,5	2,2
0,100	92,4	91,7	98,1	96
3 300	8,7	5,6	4,3	1,8
0,125	79,2	102	117,3	98,4
4 325	8	5	5,8	3,2
0,075	47,3	59,2	102,9	113,4
5 325	6,5	4	5	3
0,100	51,3	63,2	118,2	142,2
6 325	5,8	3,5	4	2,5
0,125	57,2	69	118,2	147,6
7 350	5	4	4,3	2,8
0,075	31,9	51	82,2	107,4
8 350	3,5	3	2,8	2
0,100	29,7	51	71,4	102
9 350	4	1,8	2	1,5
0,125	42,5	38,2	63,6	95,4

O volume de material removido também é influenciado pelo número de ferramentas na fresa. Pela Tabela 1, verifica-se que, apesar da vida da ferramenta diminuir, o volume de material removido apresentou a tendência de aumentar com o aumento do número de ferramentas na fresa. Isto ocorreu porque o efeito do aumento da velocidade de avanço, para manter o mesmo avanço por dente, supera o efeito de redução da vida da ferramenta, compensando a maior taxa de desgaste. Entretanto, alguns testes (teste 1, com 6 ferramentas; teste 2, com 2 e 6 ferramentas; teste 3, com 6 ferramentas e teste 9, com 2 ferramentas) não apresentaram resultados coerentes com esta análise. Este problema provavelmente foi influenciado pela ocorrência de lascamentos na aresta de corte.

Por outro lado, se for analisado o volume de material removido por ferramenta (relação entre o volume total retirado e o número de ferramentas), verifica-se que este diminui com o aumento do número de ferramentas na fresa. Isto indica que individualmente, cada ferramenta retira uma menor quantidade de material da peça a medida que se aumenta o número de ferramentas na fresa, embora o volume total tenda a aumentar.

Para verificar estes resultados, foram realizados testes em aço ABNT 8640. Nestes testes, foi feito um mapeamento da progressão do desgaste em cada ferramenta individualmente e também a determinação do volume de material removido até que uma das ferramentas atingisse o critério de fim de vida. Estes dados são apresentados nas Tabelas 2 a 5.

**Tabela 2-** Vida da ferramenta e volume de material removido para o aço ABNT 8640 usando 1 ferramenta.

T(s)	171	182	292	358	378	439	469	499	535	585
VB(mm)	0,00	0,08	0,11	0,18	0,20	0,21	0,24	0,26	0,28	0,97
Vida da ferramenta até VB = 0,7 mm	9,42 min									
Volume de material removido até VB = 0,7 mm	60,074 cm <sup>3</sup>									

**Tabela 3-** Vida da ferramenta e volume de material removido para o aço ABNT 8640 usando 2 ferramentas.

T(s)	15	45	63	88	118	148	196	221	236	251
VB1(mm)	0,07	0,10	0,11	0,12	0,13	0,16	0,18	0,18	0,47*	0,72
VB2(mm)	0,07	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,15	0,16	0,53*	0,54
Vida da ferramenta até VB = 0,7 mm	4,18 min									
Volume de material removido até VB = 0,7 mm	48,400 cm <sup>3</sup>									

\* Lascamento da aresta de corte.

**Tabela 4-** Vida da ferramenta e volume de material removido para o aço ABNT 8640 usando 3 ferramentas.

T(s)	67	89	136	178	225	235	245	255	267	283
VB1(mm)	0,00	0,00	0,07	0,08	0,14	0,16	0,38*	0,49	0,55	0,69
VB2(mm)	0,10	0,12	0,16	0,22	0,26	0,32	0,43	0,48	0,55	0,65
VB3(mm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04	0,04	0,04	0,22	0,25
Vida da ferramenta até VB = 0,7 mm	4,72 min									
Volume de material removido até VB = 0,7 mm	89,174 cm <sup>3</sup>									

\* Lascamento da aresta de corte.

**Tabela 5-** Vida da ferramenta e volume de material removido para o aço ABNT 8640 usando 6 ferramentas.

T(s)	13	18	29	34	44	73	89	97	102	112
VB1(mm)	0,08	0,10	0,11	0,13	0,13	0,15	0,15	0,35*	0,50	0,70
VB2(mm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,22	0,35	0,41*	0,41	0,49
VB3(mm)	0,09	0,10	0,10	0,12	0,12	0,12	0,15	0,15	0,15	0,18
VB4(mm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,03	0,03	0,09
VB5(mm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,04
VB6(mm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,07	0,09
Vida da ferramenta até VB = 0,7 mm	1,87									
Volume de material removido até VB = 0,7 mm	72,124 cm <sup>3</sup>									

\* Lascamento da aresta de corte.

Pode ser observado que a progressão do desgaste para o aço ABNT 8640 apresenta uma região de crescimento aproximadamente constante e lento até 0,2 mm. Na usinagem do aço ABNT 1045, este comportamento não foi observado. Provavelmente, este efeito foi devido à utilização de ferramentas de metal duro revestidas, cuja resistência ao desgaste é maior.

Valores de desgaste acima deste valor aumentam as forças e as temperaturas de corte, acelerando o desgaste das ferramentas. Este efeito pode ser causado pelo aumento do atrito

entre a superfície de folga da ferramenta e a peça com o aumento do desgaste. Como consequência, a ferramenta atinge rapidamente o fim de vida a partir deste ponto. O desgaste final foi, em certos casos, acelerado pela ocorrência de lascamentos na aresta de corte, provavelmente devido ao aparecimento de trincas térmicas provocadas pela variação cíclica da temperatura. As ferramentas que determinaram o fim de vida nos testes foram aquelas que sofreram lascamento (Tabelas 2 a 5).

Os resultados obtidos com o aço ABNT 8640 apresentaram a mesma tendência dos resultados obtidos com o aço ABNT 1045. De uma forma geral, a vida da ferramenta tende a diminuir e o volume de material removido tende a aumentar com o aumento do número de ferramentas na fresa.

Todos os resultados obtidos indicam que a utilização de um menor número de ferramentas na fresa em testes de usinabilidade pode ser feito, porém com o objetivo de comparar duas ou mais condições de usinagem. A viabilidade econômica destes testes alternativos deve ser analisada em termos de custos e tempo (hora/máquina/operador, sendo que quanto menor o número de ferramentas na fresa, maior tende a ser a vida da ferramenta), custos de material (menores números de ferramentas na fresa tendem a remover menor quantidade de material) e custo com as ferramentas de corte. A determinação da vida da ferramenta só pode ser feita nas próprias condições que se quer analisar, pois a alteração do número de ferramentas na fresa altera completamente as condições de desgaste das ferramentas de corte.

## **5. CONCLUSÕES**

- 1- Os resultados dos testes utilizando-se um número menor de ferramentas do que a capacidade da fresa podem ser utilizados como índices de comparação de usinabilidade entre duas ou mais condições de usinagem.
- 2- Ensaios de usinabilidade feitos utilizando fresa com menos ferramentas do que a sua capacidade não podem ser considerados para a determinação da vida da ferramenta.

## **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores deste trabalho agradecem ao Laboratório para o Estudo dos Processos de Usinagem da Universidade Federal de Uberlândia (LEPU/UFU) pelos equipamentos e materiais cedidos.

## **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Bhatia, S.M., Pandey, P.C. and Shan, H.S., 1979, "Failure of Cemented Carbide Tools in Intermittent Cutting", Precision Engineering, IPC Business Press, pp. 148-152.
- Bohes, L., Borges, R. and Neto, E.D.S., 1994, "Fresamento de Superligas Constituídas de Alta Percentagem de Níquel e Outros Elementos", VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Chile, pp. 365-370.
- Chandrasekaran, H. and Thoors, H., 1994, "Tribology in Interrupted Machining: Role of Interruption Cycle and Work Material", Wear, 179, pp. 83-88.
- Eldem, S. and Barrow, G., 1976, "Tool Life in Interrupted Turning Operations", Israel Journal of Technology, Vol. 14, pp. 172-178.
- Machado, A.R. e Silva, M.B., 1999, "Usinagem dos Metais", Universidade Federal de Uberlândia, MG, Brasil.



- Panato, J., Da Silva, M.B. e Machado, A.R., 1995, “Efeito do Número de Ferramentas Utilizado nos Testes de Usinabilidade no Processo de Fresamento”, XIII COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, CD-ROM.
- Strolberg, J., 1994, “Fresamento: É Bom Reciclar os Conhecimentos sobre os Princípios do Processo”, Máquinas e Metais, Junho, pp. 36-55.
- Thusty, J. 1984, “Dynamics of High Speed Milling”, The Winter Annual Meeting of ASME, New Orleans, Louisiana, USA, 9-14 December, pp. 101-126.

## **DANOS TÉRMICOS NA RETIFICAÇÃO DECORRENTES DO PAR FLUIDO-FERRAMENTA ADOTADO**

**Eraldo Jannone da Silva**

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Paulo Roberto de Aguiar**

Univ. Estadual Paulista, Depto. de Engenharia Mecânica, CEP - 17033-360-Bauru, SP, Brasil

### **Resumo**

O presente trabalho tem por objetivo, primeiramente, caracterizar, para uma operação de retificação, as trocas térmicas que ocorrem durante o processo de corte com ferramentas de geometria não-definida, através da apresentação das mais significativas pesquisas realizadas na caracterização do balanço de energia que ocorre neste processo. É estudado o papel desempenhado pelo fluido de corte, bem como a sua eficácia durante a usinagem, seu efetivo papel refrigerante e/ou lubrificante na zona de retificação e nas demais regiões da peça a ser usinada, em função da operação de corte desempenhada. Paralelamente a isto é apresentado como o tipo de ferramenta abrasiva utilizada influencia nas trocas térmicas e na resistência mecânica das peças produzidas.

**Palavras-chave:** Retificação, Fluido de corte, Temperatura, Rebolo

### **1. INTRODUÇÃO**

Segundo Malkin (1989), o processo de retificação requer uma quantidade significativa de energia, por unidade de volume, para a remoção de material. Virtualmente, toda esta energia é transformada em calor, o qual é concentrado dentro da região de corte. As elevadas temperaturas podem produzir vários tipos de danos térmicos à peça, tais como: queima superficial, transformações microestruturais, aquecimento superficial e subsuperficial da mesma, gerando tensões residuais de tração indesejáveis, reduzindo o limite de resistência à fadiga do componente usinado. Além disso, a expansão térmica da peça durante a retificação contribui para erros dimensionais e de forma no componente final. As taxas de retificação hoje utilizadas são limitadas pelas temperaturas máximas permissíveis no processo de retificação, as quais, quando ultrapassadas, podem levar à deterioração da qualidade final da peça produzida.

Segundo Kohli, Guo e Malkin (1995), o calor gerado na zona de retificação é dissipado através da peça, do rebolo, do cavaco gerado e pelo fluido de corte, sendo que a partição de energia que flui por cada um desses elementos tem sido o objeto de estudo e, de modo particular, aquela que flui pela peça, pois o aumento de temperatura em sua superfície é decorrente de uma maior partição de energia para a mesma. Este aumento leva a uma maior incidência dos danos térmicos acima descritos. O controle dos danos térmicos requer um conhecimento detalhado desta partição de energia, do controle da energia introduzida na peça pelo processo de retificação através da otimização das condições de usinagem e da escolha correta do par fluido-ferramenta (Guo e Malkin, 1992).

O presente trabalho tem por objetivo apresentar um estudo detalhado da influência do tipo de fluido de corte e da ferramenta abrasiva na incidência dos danos térmicos mais comuns, resultantes do processo de retificação.

## **2. DANOS TÉRMICOS ORIUNDOS DO PROCESSO DE RETIFICAÇÃO**

Excessivas temperaturas geradas durante o processo de retificação podem causar danos térmicos às peças. O calor gerado no processo de retificação, função do mecanismo de remoção do cavaco, é resultado da transformação da energia mecânica envolvida no processo em energia térmica. Esta energia pode levar ao surgimento de uma camada de material afetada termicamente, dependendo das temperaturas envolvidas e da taxa de resfriamento imposta.

### **2.1 Queima superficial da peça**

Segundo Malkin (1989), a queima visível da peça é caracterizada pela presença de tons azulados na sua superfície, os quais são consequência da formação de uma camada de óxidos. A queima pode levar ao aumento da perda diametral do rebolo, função do crescimento da adesão de partículas metálicas nos grãos do mesmo, elevando assim os esforços de corte.

A queima superficial, quando da retificação de aços temperados e revenidos, provoca um aumento da dureza superficial, em função da retêmpera do material, a qual é consequência da reaustenitização do mesmo, seguido da formação da martensita não-revenida. Isto traz um aspecto adverso quanto ao limite de resistência à fadiga do material, pela formação de uma microestrutura não-favorável. Para os mesmos aços retificados sem a incidência da queima superficial, geralmente existe um amolecimento do material, devido a terem sido atingidas temperaturas inferiores à de austenitização.

### **2.2 Têmpera superficial**

Segundo Malkin (1989), os aços são geralmente retificados em seu estado temperado-revenido. Dependendo da intensidade do aquecimento gerado durante o processo de retificação e da taxa de resfriamento imposta à peça retificada pela ação do fluido de corte, pode-se obter uma diminuição da dureza superficial da peça, bem como levar à formação de estruturas martensíticas não-revenidas, quando se atinge a temperatura de austenitização do material, seguindo de um processo de resfriamento rápido. A formação ou não desta estrutura martensítica, a qual é regida por mecanismos de difusão de carbono é um processo complexo, dependente da temperatura, do tempo de aquecimento e das velocidades de resfriamento impostas pelo fluido de corte.

### **2.3 Tensões residuais**

O processo de retificação invariavelmente leva à tensões residuais nas adjacências da superfície acabada, as quais podem afetar o comportamento mecânico do material. As tensões residuais são induzidas por deformações plásticas não-uniformes nas proximidades da superfície da peça. Interações mecânicas dos grão abrasivos com a peça resultam, predominantemente, em tensões residuais de compressão, resultado de deslocamentos plásticos localizados, comparado ao processo de “shot peening”. Segundo Malkin (1989), as tensões residuais de tração são causadas, principalmente, por tensões induzidas termicamente e deformações associadas com as temperaturas de retificação e o seu gradiente da superfície ao interior da peça.

No processo produtivo, a maioria das tensões residuais de retificação são de tração, as quais indicam que as mesmas são, predominantemente de origem térmica. Tensões residuais de compressão são consideradas benéficas nas propriedades mecânicas dos materiais, aumentando a resistência à fadiga, enquanto as tensões de tração são prejudiciais quanto à resistência mecânica, à corrosão e ao desgaste (abrasão à altas temperaturas).

## **2.4 Trincas**

Segundo Johnson (1986), as trincas superficiais são resultado do excessivo aquecimento durante a retificação. A severidade das trincas pode variar, sendo que as mesmas podem não ser visíveis, imediatamente após a retificação, tornando-se aparentes, algum tempo depois. Em algumas superfícies submetidas à elevadas tensões residuais de tração, as trincas irão formar-se abaixo da superfície, não sendo visíveis, até que o topo das mesmas seja atacado eletricamente. As trincas reduzem o limite de resistência à fadiga do material, ao mesmo tempo que aumenta a susceptibilidade da superfície do material à ataque por processos corrosivos.

## **3. INFLUÊNCIA DA FERRAMENTA E DO FLUIDO DE CORTE NAS TROCAS TÉRMICAS**

### **3.1 Introdução**

A maioria dos danos observados no processo de retificação são de origem térmica. Das várias técnicas utilizadas na determinação das temperaturas envolvidas na região de corte (Ueda et al., 1993 e Ueda et al., 1995), somente com a utilização de termopares “embutidos” nas peças a serem retificadas, foi possível obter-se indicações satisfatórias das temperaturas nas proximidades da região de corte, as quais podem ser efetivamente correlacionadas com os danos térmicos (Kohli, Guo e Malkin, 1995).

As temperaturas geradas durante o processo de retificação são consequência direta da energia introduzida no processo. Os métodos de medição de temperatura não permitem identificar e controlar, de forma prática, as variações de temperatura, sendo estes métodos restritos a testes laboratoriais, os quais não podem ser diretamente aplicados dentro de um processo produtivo de larga escala. Deve-se então adotar métodos indiretos de controle da temperatura e do dano térmico induzido à peça através do monitoramento dos esforços de corte, da rugosidade superficial, da tensão residual, além do conhecimento teórico de como cada variável envolvida no processo de retificação afeta a geração e a dissipação do calor produzido, permitindo a otimização do processo. Esta otimização deve englobar todos os componentes do processo, ou seja, a ferramenta, o fluido de corte e as condições de usinagem.

### **3.2 Importância da determinação das temperaturas na região de corte e da fração da energia gerada que flui pela peça ( $\epsilon$ )**

Com o intuito de permitir o modelamento das trocas térmicas originárias do processo de retificação várias pesquisas vem sendo realizadas nas últimas décadas. As análises térmicas da operação de retificação são baseadas no modelo clássico da teoria de banda de calor de Jaeger (1942). Sendo assim, modelamentos matemáticos foram sendo desenvolvidos (Lavine, 1988; Malkin, 1989; Kohli, Guo e Malkin, 1995) a fim de se permitir o cálculo das temperaturas de retificação e a partição ou fração da energia gerada no processo que é levada em forma de calor para a peça ( $\epsilon$ ). As temperaturas calculadas são geralmente proporcionais ao produto da energia total introduzida no processo e à fração ( $\epsilon$ ). Segundo Kohli, Guo e Malkin (1995), uma atenção especial tem sido dada ao estudo desta fração de energia, a qual está relacionada diretamente com o aumento da temperatura da peça retificada, podendo isto levar a incidência de danos térmicos.

Segundo Malkin (1989), a retificação ocorre através de interações entre os grãos abrasivos e a peça a ser retificada. De acordo com o modelo de análise dos mecanismos de geração do cavaco, a energia total de retificação ( $u$ ) inclui as energias referentes a remoção do cavaco

propriamente dita ( $u_{ch}$ ), ao deslizamento dos grãos abrasivos de áreas de topo de grãos desgastadas com a peça ( $u_{sl}$ ), e a energia referente ao deslocamento de material por deformação plástica (“plowing”) sem a remoção do mesmo ( $u_{pl}$ ), conforme a Eq.(1) (Kannappan e Malkin, 1972).

$$u = u_{ch} + u_{pl} + u_{sl} \quad (1)$$

Determinou-se de forma teórica e experimental que, segundo Malkin e Anderson (1974) aproximadamente toda energia referente ao deslizamento e ao “plowing” é conduzida na forma de calor para a peça, sendo que por volta de 55% da energia relativa a formação do cavaco propriamente dita é conduzida na forma de calor para a peça, sendo que a partição de energia para a peça ( $\varepsilon$ ), pode ser escrita conforme a Eq. (2):

$$\varepsilon = (0,55 u_{ch} + u_{pl} + u_{sl}) / u \quad (2)$$

ou, combinando as Eq. (1) e (2):

$$\varepsilon = (u - 0,45 u_{ch}) / u \quad (3)$$

### **3.3 Influência do tipo de ferramenta e fluido de corte na determinação das temperaturas na região de corte e da fração da energia gerada que flui pela peça ( $\varepsilon$ )**

Segundo Malkin (1985), os danos térmicos gerados quando da retificação com rebolos superabrasivos de CBN são, geralmente, inferiores aos que ocorrem quando da retificação com rebolos convencionais. Quando da retificação de aços utilizando-se rebolos de CBN, a queima da peça raramente ocorre, as tensões residuais são, predominantemente de compressão (Tönshoff e Grabner, 1984; Vansevenat, 1989). Isto indica que menores temperaturas de retificação são geradas na zona de retificação. Estas menores temperaturas, segundo Kohli, Guo e Malkin (1995), são atribuídas, parcialmente, a menor energia gasta para a retificação com rebolos de CBN devido a maior dureza de seus grãos (dureza Knoop do grão de CBN é de 4.500 e do grão de  $Al_2O_3$  é de  $2.500\text{kg/mm}^2$ ). Isto mantém a capacidade de corte do rebolo durante tempos maiores diminuindo o desgaste dos mesmos, reduzindo as parcelas de energia relativas ao “plowing” ( $u_{pl}$ ) e ao deslizamento de grãos cegos ( $u_{sl}$ ). Todavia, tem-se atribuído as menores temperaturas geradas na retificação com rebolos de CBN à maior condutibilidade térmica de seus grãos abrasivos quando comparadas com os de óxido de alumínio (condutibilidade térmica do grão de CBN é de 3,3 e do grão de  $Al_2O_3$  é de  $0,08\text{cal/}^\circ\text{C.cm.s}$ ). Sendo assim uma fração muito maior do calor gerado é transportado para fora da zona de retificação pela ferramenta abrasiva, ao invés do mesmo fluir pela peça. (Lavine, Malkin e Jen, 1989).

Comprovando o melhor desempenho dos rebolos de CBN, estudos realizados por Kohli, Guo e Malkin (1995) permitiram determinar a partição da energia gerada energia quando da realização de operações de retificação com rebolos de  $Al_2O_3$  e CBN. Utilizando-se a técnica dos termopares embutidos, onde as temperaturas medidas foram comparadas com àquelas obtidas pelas formulações teóricas propostas por Malkin (1989) com distribuição triangular de fluxo de calor, observou-se que entre 60 - 75% da energia gerada durante o processo de retificação é transportada na forma de calor para a peça, quando da utilização de rebolos convencionais de óxido de alumínio. Para rebolos superabrasivos de CBN, os valores observados foram em torno de 20%. A menor partição de energia, quando da utilização de rebolos de CBN permite uma diminuição das temperaturas na região de corte

(aproximadamente 400 °C quando utilizados rebolos de óxido de alumínio e 100 °C para rebolos de CBN) e uma menor tendência de indução de danos térmicos à peça.

Os modelamentos apresentados por Malkin (1989) negligenciam a influência do fluido de corte nas temperaturas ocorridas na zona de retificação. A peça foi modelada como sendo um sólido adiabático de comprimento semi-infinito, com superfície perfeitamente isolada, exceto na região de localização da banda de calor. A maioria das operações de retificação são realizadas com a utilização de fluidos de corte, os quais lubrificam e refrigeram a peça. Para que o fluido refrigerante refrigere efetivamente a região de corte, é necessário que o calor seja removido de dentro da mesma. Na maioria dos casos o fluido refrigerante, segundo Malkin (1989), não reduz significativamente as temperaturas na região de corte, devido as dificuldades de penetração dos mesmos nesta região, devido ao pequeno comprimento de contato e devido, muitas vezes a barreira hidrodinâmica gerada pelo rebolo dotado de velocidade  $v_s$ , onde o fluido deve apresentar velocidade de saída do jato igual a velocidade de corte do rebolo, para conseguir atingir a região de corte (Webster, 1995). A refrigeração da zona de corte é efetiva somente em operações de “creep-feed”, onde as elevadas penetrações e as baixas velocidades da peça geram grandes comprimentos de contato, permitindo assim que o fluido seja levado na região de corte, sendo a refrigeração mais efetiva. Entretanto os fluidos de corte, quando corretamente aplicados, permitem a refrigeração da peça como um todo (exceto na posição instantânea da região de corte), ajudando a controlar os erros dimensionais e os erros de forma devido a menor sollicitação térmica da peça. Os fluidos de corte diminuem as temperaturas na região de corte de forma indireta, através de suas propriedades lubrificantes, diminuindo o atrito e, conseqüentemente, diminuindo o desgaste do topo dos grãos do rebolo, gerando menos calor, devido a diminuição da energia despendida no deslizamento e no “plowing”.

Guo e Malkin (1995) investigaram o efeito do fluido de corte em distintas posições da peça a ser retificada, para uma operação de retificação plana, sendo estudado seu efeito na região de corte, à frente e atrás da zona de retificação. Foi possível determinar, segundo os pesquisadores, que o efeito refrigerante, exercido pelo fluido dentro da região de corte é crítico para operações de “creep-feed”, porém ineficaz para operações tradicionais de retificação, devido ao efeito da evaporação do filme de fluido de corte, devido as temperaturas geradas. O pequeno percentual de fluido de corte que atinge a região de corte, percentual este que é função da estrutura do rebolo e da forma de aplicação (Guo e Malkin, 1992; Engineer, Guo e Makin, 1992; Krishnan, Guo e Malkin, 1995), tem papel ineficiente na refrigeração da região de corte, pois a medida que a temperatura crítica de evaporação do filme de lubrificante é atingida, ocorre um aumento catastrófico da temperatura e dos esforços de corte (Shafto, Howes e Andrew, 1975; Lavine e Malkin, 1990; Guo e Malkin, 1994). Segundo Yasui e Tsukuda (1983), a ocorrência do fenômeno de evaporação do filme de fluido de corte, para óleos solúveis, diminui o coeficiente de película à valores próximos ao encontrados para a refrigeração utilizando-se o ar como fluido de corte. Como resultado, tem-se que a desempenho do fluido de corte iguala-se à uma operação de retificação a seco. Como as propriedades físicas do óleo solúvel são, basicamente, as mesmas da água, a evaporação do filme de fluido de corte, para estes fluidos ocorre à temperaturas acima de 100 °C. Já para os óleos integrais, esta temperatura é da ordem de 300 °C. Estas temperaturas, na região de corte são facilmente ultrapassadas, chegando a valores da ordem de 500 °C, quando da utilização de rebolos convencionais de óxido de alumínio (Kohli, Guo e Malkin, 1995), sendo desprezível o efeito refrigerante na região de corte, em função da ocorrência deste fato (Malkin, 1974). Estes resultados foram comprovados, para rebolos de óxido de alumínio, utilizando-se a técnica dos termopares embutidos, para a determinação das temperaturas na região de corte, na subsuperfície da peça, para operações de retificação com e sem fluido de corte (Kohli, Guo e Malkin, 1995).

A refrigeração à frente e atrás da zona de retificação tem pequena influência no máximo aumento de temperatura na região de corte, exceto nas operações de “creep-feed” (Guo e Malkin, 1994), permitindo a sua redução (Guo e Malkin, 1995a). A análise das temperaturas transientes e seu comportamento no processo de retificação foi estudado por Guo e Malkin (1995b). Em seus estudos Kohli, Guo e Malkin (1995) verificaram que o efeito da refrigeração na região de corte, efetuada pelo fluido de corte é desprezível. Porém, para as regiões na peça afastadas da região de corte, a influência do fluido de corte é significativa, devendo-se considerar as trocas térmicas por convecção na formulação das temperaturas geradas.

### **3.4 Influência do tipo de ferramenta e fluido de corte nas tensões residuais verificadas em peças retificadas**

Segundo Brinksmeier (1986), as diferenças básicas entre os estados de tensão residual conferidos quando da utilização de rebolos de CBN e de  $Al_2O_3$ , tem suas razões básicas nas propriedades físicas de seus abrasivos, sendo elas:

a) O grão de CBN é mais duro que o de  $Al_2O_3$ , o que permite um menor desgaste do grão e menores forças de retificação, menor geração de calor.

b) A condutibilidade térmica dos grãos de CBN é 40 vezes maior que a do grão de  $Al_2O_3$ , o que permite uma menor partição da energia gerada para a peça.

c) Após o perfilamento, os grãos de CBN apresentam uma superfície de estrutura fina, com arestas de corte secundárias. Estas favorecem os mecanismos de formação do cavaco, aos invés do “plowing”. Os grãos de  $Al_2O_3$  após a dressagem, apresentam, freqüentemente, grãos com arestas de corte achatadas, as quais levam ao aumento de suas áreas de corte e, conseqüentemente, do calor induzido por fricção.

Os rebolos de CBN produzem, na maioria dos casos, tensões de compressão (Brinksmeier, 1982). Entretanto, os rebolos  $Al_2O_3$  também estão aptos a gerar tensões residuais de compressão, mas somente logo após a dressagem. Com o aumento do volume de material removido, a tensão residual tende a ser de tração e de maior intensidade. De forma oposta, o rebolo de CBN é muito menos sensível à variações na quantidade de material removido, garantindo tensões residuais de compressão, mesmo após longos períodos de retificação (Brinksmeier, 1986).

Brinksmeier (1986) ainda verificou que o tipo de ligante influencia na tensão residual imposta à peça, sendo que as maiores tensões de compressão foram obtidas utilizando-se rebolo de CBN com ligante metálico. A influência da granulometria do rebolo na tensão residual também foi verificada. Rebolos de CBN com tamanho de grãos maiores produzem aproximadamente a mesma quantidade de calor que um rebolo de  $Al_2O_3$  produziria, devido a tendência de cegamento dos grãos após a realização da operação de perfilamento. Isto leva a um aumento das forças de corte, menor penetração do fluido, mais calor gerado. Todavia, ainda são geradas tensões de compressão, porém de menor intensidade, às quais são atribuídas à melhor condutibilidade térmica dos grãos de CBN. Quanto menor o tamanho do grão de CBN, maiores serão os níveis de tensão de compressão.

Os fluidos de corte também apresentam influência nas tensões residuais impostas às peças. Segundo Torrance (sd), um fluido de corte não deve apenas promover uma boa refrigeração da peça por convecção. Ele deve promover a predominância dos mecanismos de corte ao invés da deformação plástica sem a remoção de material (“plowing”), pela manutenção da afiação do rebolo e pela diminuição do coeficiente de atrito peça-ferramenta Hitchiner (1990). Desta forma, diminui-se a energia específica de retificação gerada no processo de usinagem (Malkin, 1989), as temperaturas na região de corte e a possível incidência dos danos térmicos. Todavia a redução efetiva das temperaturas na região de corte, pela ação direta do fluido de

corte é ineficaz para operações tradicionais de retificação, devido ao efeito da evaporação do filme de fluido de corte, devido as temperaturas geradas (Guo e Malkin 1995)

Os óleos integrais proporcionam menores forças de retificação, devido ao seu maior poder lubrificante, permitindo a diminuição do coeficiente de atrito e pela manutenção da afiação da ferramenta, gerando menores temperaturas na região de corte (Torrance, sd). Entretanto diferentes combinações fluido-ferramenta-material podem ser utilizadas, devendo-se atentar, principalmente a busca da diminuição da energia gerada na região de corte, gerando menores gradientes a serem removidos pelos fluidos, permitindo assim utilização de fluidos solúveis e/ou sintéticos, pois, devido a pressões ambientais e aos riscos a saúde que os óleos integrais podem trazer, seu uso vem sendo restringido (Webster, 1995).

#### 4. CONCLUSÕES

Sendo assim, verifica-se que, dentre os parâmetros de entrada, além das condições de usinagem, tanto a ferramenta quanto o fluido de corte utilizados influenciam, diretamente, as elevações da temperatura na região de corte e a parcela da energia gerada que flui para a peça em forma de calor. Estes fatos podem levar a uma maior incidência de danos térmicos característicos do processo.

A qualidade final do componente usinado dependerá do controle da energia gasta para a realização da operação de retificação, através da escolha adequada dos parâmetros de entrada. Desta forma deve-se escolher uma ferramenta abrasiva que permita uma menor introdução de calor na região de corte e que necessite de uma menor energia de retificação para a remoção de material. Aliado a isto, deve-se utilizar fluidos de corte, que além de manter a capacidade de corte do rebolo por um maior período de tempo confira a peça uma taxa de resfriamento adequada, evitando a formação de microestruturas indesejadas, que levem ao detrimento das propriedades mecânicas do componente usinado.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Manifestamos nossos agradecimentos à **FAPESP** (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio financeiro e pela Bolsa de Mestrado concedida para a realização deste trabalho, e as seguintes empresas: **TRW, Houghton Brasil Ltda., Master Diamond Ferramentas Ltda., De Beers do Brasil Ltda. e Saint-Gobain Abrasives**, as quais também tem contribuído com suportes técnico-financeiro.

#### REFERÊNCIAS

BRINKSMEIER, E. "Randzonenanalyse geschliffener Werkstücke", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1982.

BRINKSMEIER, E. "A Model for the Development of Residual Stresses in Grinding", In: NIKU-LARI, A. *Advances in Surface Treatments*. 5.ed. Pergamon Press, 1986, vol. 5, p.173 a 189.

ENGINEER, F.; GUO, C.; MALKIN S., "Experimental Measurement of the Cooling Flow through the Grinding Zone" *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 114, 1992, p.51.

GUO, C.; MALKIN, S. "Analysis of Fluid Flow through the Grinding Zone", *ASME Journal of Engineering for industry*, Vol. 104, 1992, p.427.

GUO, C.; MALKIN, S. "Analytical and Experimental Investigation of Burnout in Creep-Feed Grinding", *Annals of the CIRP.*, 43/1, 1994, p. 283-286.

GUO, C.; MALKIN, S. "Effectiveness of Cooling in Grinding". *CIRP Annual Convention*, STG, Enschede, 1995.



GUO, C.; MALKIN, S. "Analysis of Energy Partition in Grinding" *ASME Journal of Engineering for Industry* Vol. 117, 1995a, p. 55-61.

GUO, C.; MALKIN, S. "Analysis of Transient Temperature in Grinding" *ASME Journal of Engineering for Industry* Vol. 117, 1995b, p. 571-577.

HITCHINER, M. P. "Precision Grinding Systems for Production Grinding with Vitriified CNB" *SME Technical Paper MR90-507*, 1990, p 1-11.

JAEGER, J. C. "Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts Proc, *Royal Society of New South Wales*, 76, 1942, p. 203-224

JOHNSON, G. A. "Beneficial Compressive Residual Stress Resulting from CBN Grinding" *SME Second International Grinding Conference*, Philadelphia, Pennsylvania, 1986, p. 1-12.

KANNAPPAN, S.; MALKIN, S. "Effects of the Grain Size and Operation Parameters on the Mechanics of Grinding", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 94, 1972, p.838-842.

KOHLI S.P., GUO, C.; MALKIN, S. "Energy Partition for Grinding with Aluminum Oxide and CBN Abrasive Wheels". *ASME Journal of Engineering for industry*, Vol. 117, 1995, p. 160-168.

KRISHNAN, N.; GUO, C.; MALKIN, S. "Fluid Flow Through the Grinding Zone in Creep-Feed Grinding" *Proceedings of the 1st International Machining and Grinding Conference*, SME, 1995.

LAVINE, A. S.; MALKIN, S. "The Role of Cooling in Creep-Feed Grinding, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol 110, 1990, p. 1.

LAVINE, A.S. "A Simple Model for Convective Cooling During the Grinding Process". *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 110, 1988, p. 1-6.

LAVINE, A.S., MALKIN, S.; JEN, T.C "Thermal Aspects of Grinding with CBN Abrasives", *Annals of the CIRP*, Vol.38/1, 1989, p.557-560.

MALKIN, S. "Thermal Aspects of Grinding, Part 2 – Surface Temperatures and Workpiece Burn", *Trans., ASME, J of Eng. For Ind.*, 96, 1974, p. 482.

MALKIN, S. "Current Trends in CBN Grinding Technology", *Annals of the CIRP.*, 34/1, 1985, p. 557-560.

MALKIN, S. "Grinding Mechanisms" e "Grinding Temperatures and Thermal Damage", In: MALKIN, S. *Grinding Technology: theory and applications of machining with abrasives*. 1.ed. Chichester, Ellis Horwood Limited, 1989. Cap. 5 e 6, p.108 a 171.

SHAFTO, G. R.; HOWES, T. D.; ANDREW, C. "Thermal Aspects of Creep-Feed Grinding" *Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Machine Tool Desing Research Conference*, Manchester, Inglaterra, 1975.

TÖNSHOFF, H. K.; GRABNER, T. "Cylindrical and Profile Grinding with Boron Nitride Wheels" *Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference on Production Engineering*, Tókió, 1984, p. 326-343.

TORRANCE, A. A. "Cooling and Metalurgic Effects" University of Bristol, Inglaterra, p. 1-5

UEDA, T.; SATO, M; SUGITA, T.; NAKAYAMA, K. "Thermal Behaviour of Cutting Grain in Grinding", *Annals of the CIRP.*, 44/1, 1995, p. 325-328.

UEDA, T.; TANAKA, H. "Measurement of Grinding Temperature of Active Grains Using Infrared Radiation Pyrometer with Optical Fibre", *Annals of the CIRP.*, 42/1, 1993, p. 405-408.

VANSEVENANT, IR. E. "An Improved Mathematical Model to Predict Residual Stressees in Surface Plunge Grinding", *Annals of the CIRP.*, 36, 1989, p. 413-416.

WEBSTER, JOHN, "Selection of coolant type and application technique in grinding". *Supergrind* 1995, p. 205-218, 1995.

YASUI, H.; TSUKUDA, S. "Influence of Fluid Type on Wet Grinding Temperature", *Bull. Japan Soc. of Precision Engineering.*, n.2, vol. 17, 1983, p. 133-134

# INFLUÊNCIA DO GÁS DE PROTEÇÃO NA SOLDAGEM A PLASMA COM *KEYHOLE*

**André Richetti**

**Valtair Antonio Ferraresi**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38.400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [valtairf@mecanica.ufu.br](mailto:valtairf@mecanica.ufu.br) ou [arichett@mecanica.ufu.br](mailto:arichett@mecanica.ufu.br)

## Resumo

O processo de soldagem a plasma com a técnica *keyhole*, apesar de apresentar alta produtividade, é pouco utilizado na indústria de fabricação soldada. Isto se deve principalmente aos custos relativos do processo e pelas próprias dificuldades operacionais. Aplicações em juntas chanfradas na prática não são verificadas em função da instabilidade do *keyhole* e falta de repetibilidade. Este trabalho tem como objetivo verificar o efeito do gás de proteção na soldagem de uma junta em V de aço carbono sobre a estabilidade do *keyhole* e a qualidade da solda. Os resultados indicaram que o gás de proteção, embora não seja o principal responsável pela geração da instabilidade no *keyhole*, apresenta influência sobre a intensidade desta instabilidade e sobre a geração de defeitos na solda. Os melhores resultados foram obtidos com a utilização de misturas de argônio com baixas porcentagens de elementos ativos (10% CO<sub>2</sub>, 5% O<sub>2</sub> e 6% CO<sub>2</sub> + 2% O<sub>2</sub>).

**Palavras-chave:** PAW, *Keyhole*, Instabilidade do *keyhole*, Gás de proteção.

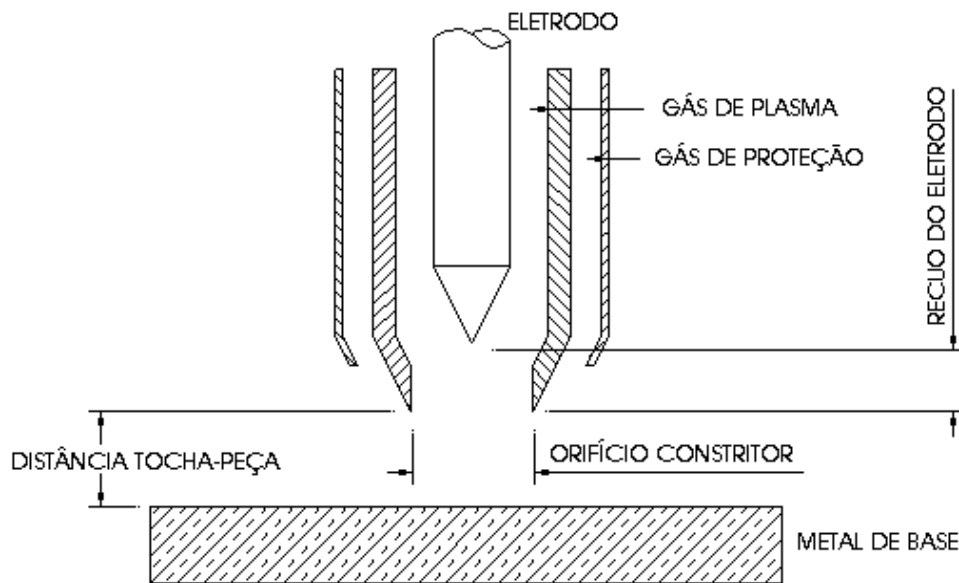
## 1. INTRODUÇÃO

A palavra *keyhole*, em soldagem, é um termo utilizado para designar uma técnica não convencional de soldagem, na qual o arco atravessa completamente a peça sendo soldada, formando um pequeno orifício em forma de funil. Nesta técnica, a superfície do metal fica exposta a um feixe de energia de tal forma concentrada, que parte do volume de material da poça de fusão é vaporizado. O efeito conjunto da pressão do arco e da pressão de vaporização criam condições para a formação deste orifício, que é mantido durante toda a operação de soldagem (Kim *et al.*, 1994).

Em operações com esta técnica, a medida que o arco penetra através do material de base, a força do jato de plasma tende a deslocar o metal fundido para as extremidades laterais da poça de fusão, abrindo o orifício do *keyhole*. O movimento de translação da tocha de soldagem força o metal fundido a se deslocar em torno do jato de plasma em direção à parte posterior da poça de fusão, preenchendo o orifício do *keyhole* e formando o cordão de solda (AWS, 1991).

As condições para a obtenção do *keyhole* são conseguidas através de um bocal de constrição, mostrado na Figura 1. Este bocal obstrui a passagem do arco na sua forma normal, forçando um estreitamento da coluna do arco e o aumento da velocidade dos gases do jato de plasma. Estas duas características, o perfil do arco e a alta velocidade do jato de plasma,

atuam conjuntamente para conferir rigidez, estabilidade direcional e alta concentração de energia ao arco plasma (AWS, 1991).



**Figura 1-** Bocal do processo PAW (AWS, 1991).

Neste processo são utilizadas duas fontes de gás para a soldagem, conforme é indicado na Figura 1. O gás de plasma é um gás inerte que envolve o eletrodo de tungstênio dentro da tocha. Na soldagem este gás vai ser aquecido e ionizado para formar a coluna do arco, responsável pelo transporte de cargas entre o eletrodo e a peça a soldar. A proteção da solda cabe a uma outra fonte de gás, pois o fluxo de gás de plasma tende a ser turbulento e apresentar uma estreita área de incidência devido à constrição, não garantindo uma proteção adequada da poça de fusão (AWS, 1991).

O gás de proteção é o gás que vai proteger a solda contra a contaminação pelo ar atmosférico, podendo ser inerte ou ativo, desde que não comprometa as propriedades da solda. Este gás flui por um bocal externo e envolve a área da peça sobre a qual o arco incide, formando uma barreira que impede o contato entre a poça de fusão e o ambiente. A transferência de calor do arco para o gás de proteção produz um efeito constritivo semelhante ao efeito provocado pelo bocal de constrição, permitindo estreitar ainda mais a coluna do arco. Entretanto, gases com baixo potencial de ionização, como por exemplo o argônio, podem sofrer uma ionização parcial, gerando um efeito contrário, ou seja, um alargamento da coluna do arco (Martinez *et al.*, 1994).

Gases de proteção ativos apresentam um certo potencial de oxidação devido à presença do  $\text{CO}_2$  e/ou do  $\text{O}_2$ . Na forma molecular, estes gases são inertes, mas devido ao aquecimento provocado pelo arco, os elementos ativos se dissociam na forma atômica podendo reagir com o metal fundido da poça de fusão. Desta forma, a seleção do gás de proteção deve seguir padrões criteriosos, pois os efeitos gerados podem ter influência sobre a estabilidade do *keyhole*, podendo resultar em cordões irregulares (Martikainen & Moisiso, 1993)

A formação e a manutenção do *keyhole* ao longo da solda são obtidas mediante o uso de combinações adequadas de vazão de gás de plasma, corrente e velocidade de soldagem, definidas em função da aplicação. A relação destes parâmetros define o equilíbrio entre as forças (tensão superficial da poça de fusão e as forças devido a corrente de soldagem e a

velocidade do gás de plasma incidente) que atuam na poça de fusão, garantindo a sustentação do *keyhole* (AWS, 1991).

Entretanto, as dificuldades operacionais desta técnica (*keyhole*) e a falta de informações sempre representaram um obstáculo à sua utilização. Aplicações em juntas chanfradas, recomendadas pela literatura do processo para chapas com espessuras superiores a 6 mm (AWS, 1991 e Santos & Quintino, 1993), na prática não são observadas devido às dificuldades em se obter uma condição estável. Com isso, a principal motivação deste trabalho advém da necessidade de verificar como a estabilidade do *keyhole* é influenciada pela composição do gás de proteção e analisar a aplicabilidade desta técnica em junta chanfrada.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste trabalho foi utilizada uma fonte de soldagem eletrônica multiprocessado (chaveada no secundário), em corrente contínua e polaridade direta. Esta fonte trabalha com uma corrente nominal de 300 A para um fator de serviço de 100% e tensão em vazio de 56 V. Para a abertura do arco, é utilizado um arco piloto com ignição por alta frequência, sendo a corrente de partida de 7 A. Foi utilizada uma tocha de soldagem a plasma com capacidade de corrente de 300 A.

Em todos os testes foram utilizados um eletrodo AWS EWTh-2 de 5 mm de diâmetro com ângulo de ponta de 60°, um bocal de constrição de 2,8 mm de diâmetro, recuo do eletrodo em relação à face do bocal de constrição de 2,35 mm (recomendação do fabricante para máximo efeito de constrição) e distância tocha-peça de 6 mm. O gás de plasma utilizado foi o argônio comercial.

A vazão do gás de plasma foi controlada através de um rotâmetro com capacidade de 0,3 a 3,7 l/min e uma válvula do tipo agulha. A vazão do gás de proteção foi controlada através de um medidor de vazão digital e do próprio regulador de pressão do cilindro de gás, sendo esta mantida em 4,5 l/min.

Para verificar a influência do gás de proteção, foi utilizada uma junta com preparação em V (ângulo de chanfro de 90° e face de raiz de 5 mm), feita a partir chapas de aço ABNT 1020 com 12,7 mm de espessura e 50 mm de largura. Foram utilizados para a proteção da solda o argônio comercial e misturas a base de argônio (Ar 25% CO<sub>2</sub>, Ar 18% CO<sub>2</sub>, Ar 10% CO<sub>2</sub>, Ar 6% CO<sub>2</sub> + 2% O<sub>2</sub>, Ar 5% O<sub>2</sub>, Ar 5% He e Ar 25% He).

Os sinais de tensão e corrente de soldagem foram adquiridos através de um sistema de aquisição de dados.

O critério para avaliação das soldas foi a medida do reforço da raiz da solda (indicação da penetração), sendo o limite superior admissível estabelecido em 2 mm para uma condição adequada de soldagem (Hoffmeister *et al.*, 1996).

## 3. RESULTADOS

A utilização da técnica *keyhole* em junta chanfrada, apesar de ser recomendada para espessuras de chapas superiores a 6 mm (AWS, 1991), não é observada na prática, ficando estas aplicações limitadas para fins de pesquisa. O gás de proteção, por exercer influência sobre o processo e interagir com a poça de fusão, pode ser um dos fatores responsáveis pela instabilidade do *keyhole* e a conseqüente geração de irregularidades no cordão de solda neste tipo de aplicação (Richetti, 1998).

A Tabela 1 mostra os testes realizados para avaliar a influência do gás de proteção na soldagem com a técnica *keyhole*, onde penetração adequada indica solda com *keyhole* e reforço na raiz da solda até 2 mm, penetração excessiva indica o corte da junta ou reforço

excessivo (acima de 2 mm) na raiz da solda e penetração incompleta, que indica a não manutenção do *keyhole* durante a operação de soldagem.

**Tabela 1-** Influência do gás de proteção na penetração da solda.

Teste	Gás de proteção	Corrente (A)	Penetração
1 e 2	Ar	200	Incompleta e incompleta
3 e 4		230	Incompleta e incompleta
5 e 6	Ar 5% He	200	Incompleta e incompleta
7 e 8		230	Incompleta e incompleta
9 e 10	Ar 25% He	200	Incompleta e incompleta
11 e 12		230	Incompleta e incompleta
13, 14 e 15	Ar 10% CO <sub>2</sub>	200	Adequada, adequada e adequada
16, 17 e 18	Ar 18% CO <sub>2</sub>	200	Adequada, adequada e excessiva
19, 20 e 21	Ar 25% CO <sub>2</sub>	200	Adequada, adequada e excessiva
22, 23 e 24	Ar 6% CO <sub>2</sub> + 2% O <sub>2</sub>	200	Adequada, adequada e adequada
25, 26 e 27	Ar 5% O <sub>2</sub>	200	Adequada, adequada e adequada
28 e 29	CO <sub>2</sub>	150	Excessiva e excessiva
30 e 31		180	Excessiva e excessiva

A Tabela 2 mostra os resultados dos exames macrográficos realizados nas soldas. Nesta tabela são apresentados os aspectos geométricos do cordão de solda, bem como uma análise da quantidade de defeitos internos, que foi feita subjetivamente através de cortes longitudinais e transversais dos cordões de solda.

**Tabela 2-** Efeito do gás de proteção no perfil da solda e na geração de defeitos internos.

Gás de proteção	Corrente (A)	Largura da solda (mm)	Largura da raiz (mm)	Nível de defeitos Internos
Ar 5% He	230	8,23	-	Alto (vazios)
	200	8,10	-	Alto (vazios)
Ar 25% He	230	8,28	-	Alto (vazios)
Ar 10% CO <sub>2</sub>	200	7,87	2,58	Baixo (porosidade)
Ar 18% CO <sub>2</sub>	200	7,55	2,02	Médio (porosidade)
Ar 25% CO <sub>2</sub>	200	7,51	2,55	Alto (porosidade)
Ar 6% CO <sub>2</sub> + 2% O <sub>2</sub>	200	7,78	2,13	Baixo (porosidade)
Ar 5% O <sub>2</sub>	200	7,43	2,43	Baixo (porosidade)
CO <sub>2</sub>	150	6,21	6,85	Alto (porosidade)
	180	7,00	10,03	Alto (porosidade)

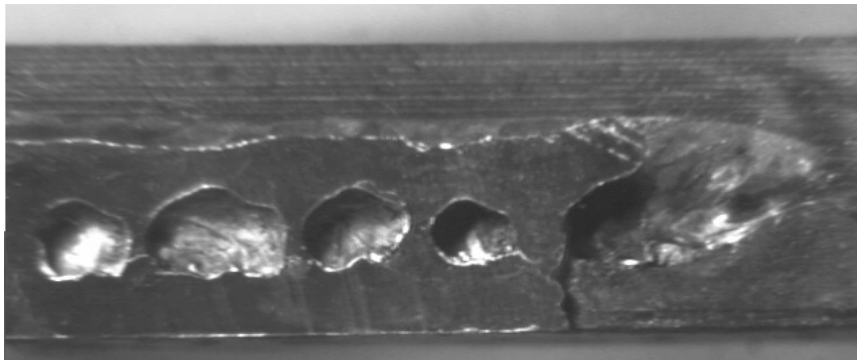
O argônio e misturas de argônio com 5% e 25% de hélio como gás de proteção (testes 1 a 12 da Tabela 1) apresentaram resultados semelhantes, sempre fornecendo penetração incompleta, mesmo com a utilização de níveis de corrente maiores em relação a outros gases utilizados. Nestes testes foi verificado o fechamento do *keyhole* quase que imediatamente após o início do movimento da tocha de soldagem.

A principal causa para o fechamento do *keyhole* foi provavelmente a baixa concentração de energia gerada no arco com a utilização do argônio como gás de proteção. O argônio apresenta um baixo potencial de ionização, característica esta que permite a ocorrência de uma ionização parcial do gás de proteção em função do seu aquecimento pelo calor gerado no

arco, resultando em uma coluna de arco mais larga. Isto reduz em grande parte a concentração de energia, a tal ponto a não se conseguir a manutenção do *keyhole*. Outro fator que pode ter contribuído para estes resultados foi o menor aquecimento gerado na poça de fusão devido à baixa condutividade térmica do argônio, dificultando a manutenção do *keyhole* (Martinez *et al.*, 1994).

A adição de hélio ao argônio nas proporções de 5% e 25% não foi suficiente para obter a condição do *keyhole* em relação ao argônio puro. Segundo Martinez *et al.* (1994), até uma porcentagem de 40% de hélio na mistura, a quantidade de argônio presente no meio protetor ainda é suficiente para que ocorra uma ionização parcial deste gás e, com isso, uma redução na concentração de energia do arco. Tal fenômeno ocorre porque, como o potencial de ionização do hélio é alto, a primeira reação que ocorre com o aquecimento destes gases é a ionização do argônio presente na mistura. Este efeito pode ser verificado na Tabela 2, onde a largura do cordão de solda obtido com estes gases foi relativamente maior do que as obtidas por gases ativos.

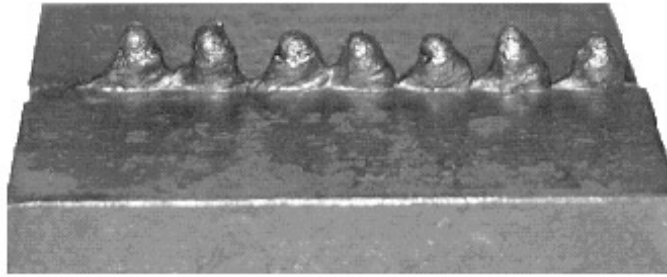
Quando o arco não possui energia suficiente para manter o orifício do *keyhole*, ocorre uma excessiva geração de defeitos internos, proveniente do aprisionamento dos gases do arco pela frente de solidificação. Este efeito ocorre porque os gases são forçados a penetrar por baixo da poça de fusão devido à própria força de incidência do arco, gerando vazios internos que se repetem ao longo de todo o cordão de solda. Este tipo de problema é apresentado na Figura 2.



**Figura 2-** Corte longitudinal de solda com penetração incompleta.

Por outro lado, se a corrente de soldagem for aumentada para obter uma maior penetração do arco e restaurar a condição do *keyhole*, a poça de fusão tende a ficar com um tamanho de tal forma desproporcional que não consegue se sustentar, sendo o material fundido expulso pelo outro lado da junta sob ação da força da gravidade e do arco. Isto pode ocasionar o corte da junta ou penetração excessiva com a formação do defeito *humping* (Richetti, 1998). Desta forma, verifica-se uma grande dificuldade de se obter soldas com *keyhole* nestas condições.

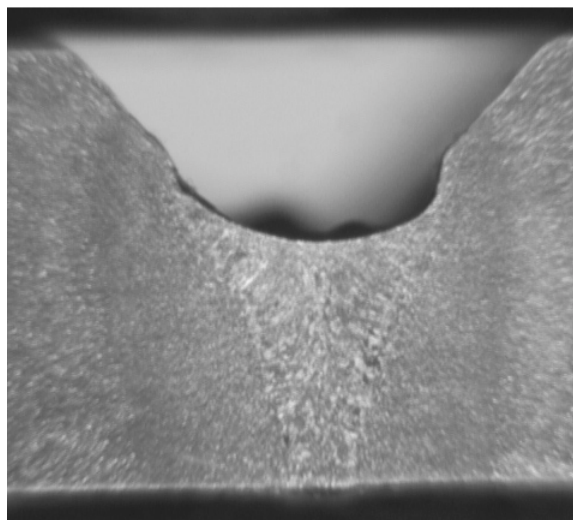
A Figura 3 ilustra o defeito *humping*, que ocorre devido à falta de sustentação do *keyhole* durante a soldagem. A poça de fusão é expulsa da junta, formando as protuberâncias características deste defeito. Segundo Garcia & Norrish (1995), o *humping* tem como causas o uso de elevadas vazões de gás de plasma (excessiva força de araste atuando na poça de fusão) ou devido à formação de uma poça de fusão com grande volume de metal fundido, causando o desequilíbrio nas forças de sustentação do *keyhole*.



**Figura 3-** Defeito *humping*.

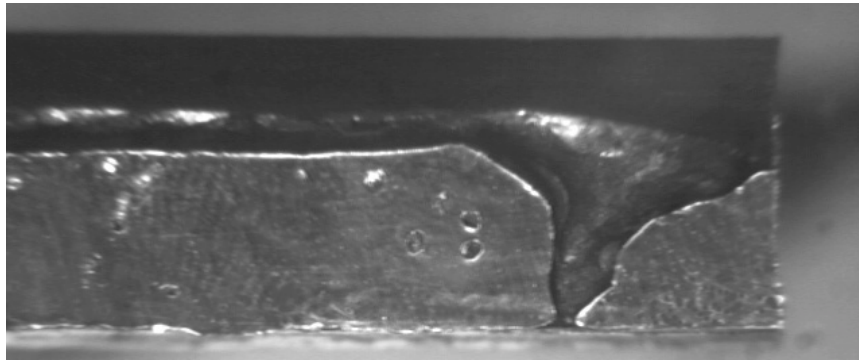
A utilização da mistura de argônio 10% CO<sub>2</sub> (testes 13 a 15 da Tabela 1) permitiu obter soldas com *keyhole* e com repetibilidade satisfatória. A obtenção da condição do *keyhole* em relação aos gases anteriores provavelmente ocorreu em função do aumento da concentração de energia devido ao maior efeito de constrição sobre o arco e por reações entre o gás de proteção e o metal fundido, conforme é indicado na Tabela 2. O fato de se obter um arco mais constricto favorece a sustentação do *keyhole* por produzir uma poça de fusão menor. Segundo Garcia & Norrish (1995), quanto maior a dimensão da poça de fusão, mais difícil é o controle do processo em função da dificuldade em se conseguir um equilíbrio adequado ao excessivo volume de material fundido. O acabamento superficial das soldas foi bom, apresentando apenas um aspecto enegrecido provavelmente devido à ação do oxigênio presente no gás de proteção.

Resultados semelhantes aos obtidos com Ar 10% CO<sub>2</sub> foram obtidos usando as misturas Ar 5% O<sub>2</sub> (testes 25 a 27 da Tabela 1) e Ar 6% CO<sub>2</sub> + 2% O<sub>2</sub> (testes 22 a 24 da Tabela 1), tanto em termos de estabilidade do *keyhole* como na qualidade final do cordão de solda. Nestes casos, a ionização parcial do gás de proteção não ocorre ou acontece em menor escala, pois com o aquecimento destes gases ocorre a dissociação do CO<sub>2</sub> ou O<sub>2</sub> (processo isotérmico), mantendo a temperatura abaixo dos níveis em que ocorre a ionização do argônio presente na mistura. Apesar da boa repetibilidade das soldas, foi possível ainda observar certas instabilidades no *keyhole* durante a soldagem, que podem ter sido provocadas por reações na poça de fusão devido à presença de elementos ativos no meio protetor das soldas. Estas instabilidades produziram irregularidades no reforço da raiz da solda (variação na penetração). A Figura 4 mostra o perfil geral das soldas obtidas com a utilização destes gases.



**Figura 4-** Perfil de solda obtido com argônio 6% CO<sub>2</sub> + 2% O<sub>2</sub>.

O aumento da porcentagem de CO<sub>2</sub> para 18% e posteriormente para 25% na mistura (testes 16 a 18 e 19 a 21 da Tabela 1, respectivamente) produziu um aumento na intensidade da instabilidade do *keyhole*. Este efeito foi provocado provavelmente em função da maior intensidade das reações que ocorrem na poça de fusão. Estas reações ficam evidentes pela elevada geração de porosidade interna, conforme é indicado na Tabela 2. A Figura 5 mostra um corte longitudinal de uma das soldas realizadas, dando ênfase ao orifício do *keyhole* e às porosidades geradas internamente ao cordão de solda.



**Figura 5-** Corte longitudinal de uma solda protegida com argônio 25% CO<sub>2</sub>.

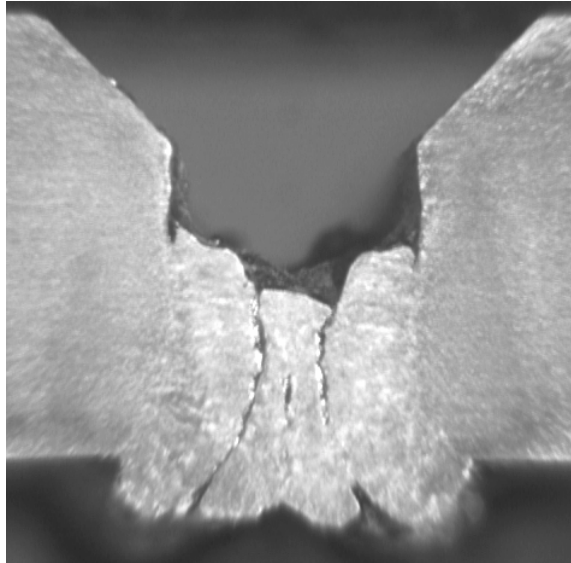
Em ambos os casos, com 18% e 25% de CO<sub>2</sub> na mistura, o acabamento superficial das soldas foi relativamente bom, mas apresentando escórias e um aspecto ligeiramente enegrecido. Estas características demonstram o caráter ativo destas misturas no meio protetor da poça de fusão.

O CO<sub>2</sub>, por apresentar uma condutividade térmica elevada, produziu penetração excessiva (testes 28 a 31 da Tabela 1), mesmo com a utilização de níveis de corrente muito abaixo dos que foram utilizados com outros gases. A Tabela 2 mostra que a largura do cordão de solda obtida com o CO<sub>2</sub> foi a menor dentre todos os testes, demonstrando o alto efeito de constrição (maior concentração de energia), o que explica em parte os resultados de penetração excessiva. Intensas reações com a poça de fusão devido ao elevado potencial de oxidação do CO<sub>2</sub> também podem ter influenciado os resultados. Estas reações ficam evidentes pela excessiva quantidade de porosidade gerada na solda.

Um fato a se chamar atenção é que a largura da raiz da solda obtida com o CO<sub>2</sub> como gás de proteção é maior do que a própria largura da face do cordão, comportamento este que foi contrário ao obtido para todos os outros gases utilizados. Isto pode ser observado através da Figura 6. Este efeito provavelmente tem origem nas reações geradas com a poça de fusão. Evidentemente, esta condição torna impossível a sustentação da poça de fusão, o que inviabiliza o uso da técnica *keyhole* neste caso.

Os resultados indicam que, apesar do aumento da porcentagem de elementos ativos na mistura tenderem a aumentar a intensidade da instabilidade e o nível de defeitos internos, a presença destes elementos em baixas porcentagens é necessária para obter as melhores condições de soldagem, do ponto de vista da obtenção do *keyhole*. Entretanto, mesmo nestas condições de soldagem, ainda ficou evidente que as instabilidades no *keyhole* não foram eliminadas por completo. Isto sugere a existência de um outro fator atuando como gerador destas instabilidades, sendo necessário estudos complementares para se identificar as verdadeiras causas deste fenômeno.





**Figura 6-** Perfil de solda obtido usando CO<sub>2</sub> como gás de proteção e corrente de 180 A.

Desta forma, a soldagem a plasma com a técnica *keyhole* em junta chanfrada somente será viável a partir da eliminação dos fatores responsáveis pela geração da instabilidade. Entretanto, este problema de instabilidade no *keyhole* pode ser amenizado através de uma adequada seleção do gás de proteção.

#### **4. CONCLUSÕES**

1. O gás de proteção não apresentou relação direta com a geração da instabilidade no *keyhole*, mas apresentou influência sobre a intensidade desta instabilidade e na geração de defeitos na solda.
2. Aplicações neste tipo de junta (preparação em V) representam condições extremas e o sucesso da soldagem depende da eliminação do fator causador da instabilidade do *keyhole*.
3. Os melhores resultados em termos de estabilidade do *keyhole* foram obtidos para misturas de argônio contendo baixas porcentagens de elementos ativos (O<sub>2</sub> e/ou CO<sub>2</sub>).

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores deste trabalho agradecem ao CNPq pelo apoio financeiro ao trabalho e ao Laboratório para o Desenvolvimento de Processos de Soldagem da Universidade Federal de Uberlândia (LAPROSOLDA/UFU) pelos equipamentos cedidos.

#### **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- AWS - American Welding Society, 1991, "Welding Handbook", 8<sup>th</sup> ed., Vol. 2, pp. 330 - 350.
- Garcia, J. A. O. e Norrish, J., 1995, "Soldagem de Liga de Alumínio-Lítio por Arco Plasma com Variador de Polaridade", Anais do XXI Encontro Nacional de Tecnologia da Soldagem, Caxias do Sul - RS, pp. 401 - 416, 20 - 24 Junho.
- Hoffmeister, H., Huismann, G., Sommer, U. and Knagenhjelm, H. O., 1996, "Operational Parameter Fields in Hyperbaric Plasma Keyhole Welding of Mild Steel Line Pipe", Materials Engineering, Vol. 3, pp. 125 - 131.

- Kim, C. J., Kauh, S., Ro, S. T. and Lee, J. S., 1994, "Parametric Study of the Two-Dimensional Keyhole Model for High Power Density Welding Processes", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 166, pp. 209 - 214, February.
- Martikainen, J. K. and Moisio, T. J. I., 1993, "Investigation of the Effect of Welding Parameters on Weld Quality of Plasma Arc Keyhole Welding of Structural Steels", *Welding Journal*, pp. 330s - 340s, July.
- Martinez, L. F., Matlock, C., Marques, R. E., McClure, J. C. and Nunes Jr, A. C., 1994, "Effect of Weld Gases on Melt Zone Size in VPPA Welding of Al 2219", *Welding Journal*, pp.51 - 55, October.
- Richetti, A., 1998, "Aplicação da Soldagem por Plasma com a Técnica keyhole na Soldagem do Passe de Raiz de Uma Junta Chanfrada", *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil, 103 p.
- Santos, J. F. O. e Quintino, L., 1993, "Processos de Soldadura", Vol. 1, 273 p.

## ESTUDO COMPARATIVO DO DESEMPENHO DE REBOLOS COM GRÃOS SUPERABRASIVOS E CONVENCIONAIS

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Eraldo Jannone da Silva**

**Rodrigo Daun Monici**

**Renato Cabrera Neves**

**Paulo Roberto de Aguiar**

**Ivan De Domenico Valarelli**

Universidade Estadual Paulista

Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 473 - 17033-360

Bauru, SP, Brasil

### Resumo

Um dos processos de acabamento mais utilizados na fabricação de peças de precisão, é a retificação. Existem diversos parâmetros de entrada (condições de corte, tipo de rebolo e fluido de corte utilizado, condições de dressagem) que afetam e levam a diferentes comportamentos nas variáveis de saída (força tangencial de corte, força normal, rugosidade superficial, temperaturas de retificação, relação G, etc.), implicando em diferenças na rugosidade superficial obtida, na integridade superficial e na resistência mecânica do componente usinado. Desta forma os parâmetros de entrada devem ser controlados a fim de se garantir a qualidade final da peça. Este artigo apresenta um estudo comparativo do desempenho entre dois tipos de rebolos, sendo um convencional ( $Al_2O_3$ ) e outro superabrasivo (CBN), através da análise de variáveis de saída específicas, quando estes são submetidos a diferentes condições de usinagem, na retificação o aço VC 131. Como resultado, o rebolo de CBN apresentou a maior capacidade de corte, além de levar aos melhores resultados de relação G e rugosidade superficial. Isto confirma a tendência mundial de substituição dos rebolos convencionais pelos de CBN, quando da retificação de aços DTG (*“Difficult To Grind”*).

**Palavras-chave:** CBN, Óxido de alumínio, Ligante resinóide, Aço VC131

### 1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente a operação de retificação é utilizada em processos de acabamento onde a qualidade superficial do material retificado e os seus erros dimensionais e de forma são importantes e, conseqüentemente, devem ser controlados. Trata-se de um processo de usinagem onde há um grande número de arestas de corte com geometria indefinida, agindo simultaneamente. O desgaste destas arestas, e da superfície de corte do rebolo, é causado por fatores mecânicos e físico-químico.

Segundo Krar e Ratterman (1990), como consequência dos esforços contínuos para melhorar a qualidade dos produtos e os métodos de fabricação, têm sido desenvolvidas novas máquinas-ferramenta e materiais para as ferramentas de corte. Alguns tipos de materiais compostos, comprovadamente, provocam grandes dificuldades de usinagem, ou até mesmo impossibilidade, quando torna-se necessário que sejam submetidos ao processo de retificação com rebolos convencionais. Este fato é ainda mais agravado porque, no Brasil, ainda são muito utilizados os rebolos convencionais que possuem menor capacidade de remoção de material se comparados com os rebolos superabrasivos, principalmente quando se retifica materiais de elevada dureza (acima de 50 HRC). Isto torna-se mais crítico, no momento atual, pela concorrência estrangeira que está obrigando as indústrias nacionais a atender aos padrões internacionais de qualidade e desempenho de um produto.

Segundo Klocke e König (1995) a melhoria do processo de retificação somente pode ser conseguida com a utilização de grãos superabrasivos como o CBN. O potencial de alto desempenho deste material abrasivo resulta da sua extrema dureza e resistência ao desgaste, aliada à sua alta resistência à temperatura e elevada condutibilidade térmica.

Na retificação de materiais DTG, os rebolos convencionais perdem a capacidade de corte mais rapidamente, o que resulta em valores elevados de forças de corte, temperatura (gerada por atrito e riscamento do cavaco arrancado) e taxas de remoção de material reduzidas, afetando a rugosidade superficial e a precisão geométrica e dimensional das peças retificadas. De forma oposta, os rebolos de CBN tem prolongada capacidade de corte e a sua alta condutividade térmica colabora no sentido de reduzir a elevação descontrolada de calor. Desta forma, fica reduzida a possibilidade de se causar danos metalúrgicos na peça. Mesmo sendo a capacidade de corte dos rebolos superabrasivos superior, se comparada aos rebolos convencionais, eles não podem ser aplicados a todas as operações de retificação; todavia, têm provado serem excepcionais para a retificação de metais ferrosos endurecidos, ferro fundido e superligas de níquel e cobalto.

Este trabalho tem como objetivo apresentar uma análise comparativa entre o desempenho de um reboło superabrasivos de CBN fabricado com ligante resinóide e um reboło convencional de  $Al_2O_3$ , bem como uma análise qualitativa do acabamento superficial da peça retificada. As condições de usinagem (penetração do reboło na peça  $a$ , velocidade da peça  $v_w$  e velocidade de corte  $v_s$ ) foram variadas a fim de se avaliar o comportamento da força tangencial de corte  $F_{tc}$ , relação  $G$  (Relação entre o volume de material usinado  $Z_w$  e o volume de ferramenta gasta  $Z_s$ ) e rugosidade superficial da peça  $R_a$ .

## **2. REBOLOS CONVENCIONAIS E SUPERABRASIVOS: PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS**

Para que os rebolos executem um operação adequadamente, estes devem ser duros e resistentes para suportar as pressões que são geradas durante a operação de retificação, e o grão abrasivo deve ser capaz de se quebrar gradualmente para expor novas arestas de corte afiadas para que o material possa ser retificado. Os principais componentes de um reboło são o grão abrasivo e o ligante, que os mantém juntos.

### **• Grão abrasivo**

Segundo Malkin (1989), os abrasivos convencionais utilizados na confecção de rebolos são o óxido de alumínio ( $Al_2O_3$ ) e o carbetto de silício (SiC). Virtualmente, todos os abrasivos convencionais utilizados hoje na fabricação de rebolos são materiais sintéticos tendo como elementos fundamentais tanto o  $Al_2O_3$  quanto o SiC. Como exemplo, os óxidos de alumínio

sintéticos contém, em adição ao  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , várias quantidades de óxidos metálicos adicionados propositalmente ou na forma de impurezas.

Classicamente, o requerimento básico de um abrasivo é deste ser mais duro que o material a sofrer a abrasão. A dureza de um abrasivo é definida pelo teste de dureza Knoop, em  $\text{kg/mm}^2$ . Uma outra importante propriedade do abrasivo é a sua resistência dinâmica ou tenacidade. Alta tenacidade implica em grãos abrasivos menos propícios à fragmentação quando de seu impacto com a peça a ser retificada. De forma contrária, menos tenacidade (maior friabilidade) implica em grãos abrasivos com maior capacidade de gerar novas arestas de corte a medida que os grãos vão se tronando “cegos” devido ao atrito durante o uso. A friabilidade comparativa dos grãos abrasivos é determinada pelo “índice de friabilidade”, sendo que quanto maior o índice mais friável é o grão

Segundo GE (1998a) e GE (1998b), existem 7 tipos diferentes de abrasivos CBN fornecido pela empresa GE, cada um designado para o melhor desempenho possível para tipos específicos de rebolo e variedades de ligantes. Estes tipos estão subdivididos em três categorias: média resistência, abrasivo monocristalino; alta resistência, abrasivo monocristalino; abrasivo microcristalino resistente.

- **Tipos de ligantes**

Utilizados para fixar os grãos abrasivos na superfície de corte do rebolo, os tipos de ligantes utilizados na produção de rebolos convencionais, segundo Malkin (1989) são: resinóide, resinóide reforçado, ligantes à base de borracha, silicato, vitrificados, dentre outros. Cada tipo de ligante apresenta características próprias quanto a capacidade de retenção do grão, resistência ao impacto, resistência térmica e à erosão do cavaco. Em geral, o ligante deve ser forte o bastante para resistir às forças de corte, a temperatura e a força centrífuga sem desintegrar, além de resistir ao ataque químico do fluido de corte.

O termo “dureza de rebolos” está relacionado com a capacidade de retenção dos grãos abrasivos pelo ligante, quando submetido aos esforços para a operação de retificação. A dureza de um rebolo pode variar em função da quantidade de ligante utilizado para a fabricação do rebolo (diagrama ternário), ou ainda em função da qualidade e do tipo de ligante utilizado.

Para que se possa proceder a retificação de um grande número de peças, uma variedade de sistemas ligantes são usados para fixar os grãos abrasivos na superfície de corte do rebolo. Os quatro tipos de ligantes mais comuns, atualmente utilizados pelos fabricantes de rebolo superabrasivo, são os resinóides, vitrificados, metálicos e eletrodepositados. O tipo de ligante utilizado determina os procedimentos de avivamento e afiação, os quais são fatores que determinam o desempenho e a vida útil da ferramenta.

Rebolos com ligante resinóide são fabricados pela mistura de quantidades medidas de resina fenólica ou poliamida e agentes de preenchimento com o peso e tamanho apropriado do abrasivo CBN com camada metálica. Dependendo da aplicação da retificação, um rebolo com ligante resinóide pode conter uma concentração pequena como a de 50 de grãos abrasivos de CBN até 125. A maioria dos rebolos com ligante resinóide contém uma concentração de abrasivo de 75 a 100. Rebolos com ligante resinóide geralmente têm a ação de retificação mais macia e fácil com relação aos outros quatro tipos de ligantes. Uma concentração de abrasivo de 100 a 125 é tudo que o relativamente fraco ligante resinóide pode suportar.

Rebolos de CBN eletrodepositados tem uma camada única de grãos abrasivos que são ligados a um núcleo metálico, por num banho de níquel eletrodepositado. A matriz de níquel eletrodepositada promove uma excelente retenção para o abrasivo.

Rebolos com ligante vitrificado, também conhecidos como rebolos com ligante de vitrificado, têm maior força de retenção dos grãos que os resinóides e também permitem ao fabricante variar a saída do cavaco, pela alteração da porosidade e da estrutura do rebolo.

Ligantes vitrificados apresentam boa capacidade de retenção para concentração de 50 a 200 (12,5% a 50% em vol. de abrasivo CBN). A flexibilidade do ligante vitrificado torna possível o condicionamento da superfície de corte do rebolo para se conseguir uma variedade maior de taxas de remoção de material e características de acabamento superficial. Estas são as razões que explicam porque os ligantes vitrificados estão se tornando mais importantes para os abrasivos CBN na retificação.

### 3. METODOLOGIA DE ENSAIOS

Visando a realização deste trabalho, foram realizados 12 ensaios laboratoriais variando-se as condições de usinagem ( $v_s$ ,  $v_w$  e  $a$ ) e os parâmetros de saída medidos (força tangencial de corte, rugosidade superficial da peça e relação  $G$ ). As condições de usinagem e os valores de espessura equivalente de corte  $h_{eq}$  ( $= a \cdot v_w / v_s$ ) serão apresentadas, futuramente, na Tabela 1.

Para a medição da força tangencial de corte optou-se, pela determinação, em tempo real, da mesma através da rotação  $n$  da ferramenta e da potência elétrica  $P_c$  consumida pelo motor de acionamento da ferramenta abrasiva, durante o corte. Para tanto, utilizou-se um circuito condicionador de sinais, o qual permite a aquisição e transformação dos valores de corrente elétrica, tensão elétrica e rotação do motor em sinais de tensão elétrica compatíveis, para serem enviados à uma placa de aquisição de dados A/D. Utilizando-se o software de aquisição de dados LabView 4.1, equações de calibração previamente determinadas e os valores de tensão lidos pela placa de aquisição de dados pode-se então calcular a força tangencial de corte  $F_{tc}$ .

Utilizou-se uma retificadora plana, marca Sulmecânica, e o material utilizado para a realização dos ensaios foi o aço VC 131, temperado e revenido, com dureza média de 60 HRC. As dimensões dos corpos-de-prova foram: 263,5 mm de comprimento, 65 mm de largura e 5 mm de espessura.

Inicialmente o corpo de prova era fixado sobre a mesa da máquina retificadora e posteriormente eram acertadas todas as condições de usinagem (velocidade de corte, velocidade da mesa e penetração do rebolo na peça). Posteriormente dava-se início aos ensaios medindo-se a força tangencial de corte, em tempo real, rugosidade superficial da peça e o desgaste diametral do rebolo no final de cada ensaio.

Cada ensaio era finalizado quando o volume específico de material removido atingia  $6000 \text{ mm}^3/\text{mm}$ , o que aconteceu, em média, após 9 horas ininterruptas de ensaio.

A rugosidade superficial ( $R_a$ ) (cut-off de 0,8 mm e filtro 2CR (ISO)) dos corpos de prova era medida periodicamente (a cada número pré-determinado de passadas do rebolo sobre a peça, dependendo da condição de usinagem), utilizando-se um rugosímetro marca Taylor Hobson, modelo Surtronic 3+, em três posições distintas do corpo de prova (laterais e centro) e quatro vezes consecutivas em cada posição. Posteriormente era feita a média dos valores obtidos e anotadas para posterior utilização. Os ensaios foram realizados utilizando-se a metade da largura (altura) do rebolo. Desta forma, a metade não utilizada no ensaio servia como referência para a medição da perda diametral do rebolo. No final de cada ensaio o perfil geométrico do rebolo era marcado sobre uma chapa metálica (aço com baixo teor de carbono) para posterior medição do desgaste do rebolo. Como o volume de material removido era constante para cada ensaio, a determinação da relação  $G$  era direta.

### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para uma melhor análise do comportamento dos valores de força tangencial de corte e de rugosidade  $R_a$  e relação  $G$ , os resultados obtidos para cada ensaio são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Resultados obtidos com os rebolos de CBN com ligante resinóide (NB126R100BK) e com rebolo convencional de  $Al_2O_3$  (38A46KVS)

Rebolo de CBN - heq = 0,1 $\mu$ m							
Ensaio	Ftc média (N)	Ra média ( $\mu$ m)	G	Qw' ( $mm^3/mm.s$ )	a ( $\mu$ m)	Vs (m/s)	Vw (m/s)
1	63,83	0,46	363,80	3,3	100	33	0,033
5	59,35	0,50	109,20	3,3	60	33	0,055
6	60,78	0,52	68,20	3,3	30	33	0,11
Rebolo de CBN - heq = 0,05 $\mu$ m							
Ensaio	Ftc média (N)	Ra média ( $\mu$ m)	G	Qw' ( $mm^3/mm.s$ )	a ( $\mu$ m)	Vs (m/s)	Vw (m/s)
3	62,50	0,48	496,10	1,65	50	33	0,033
2	60,49	0,43	272,90	1,65	30	33	0,055
4	57,84	0,41	218,30	1,65	15	33	0,11
Rebolo de $Al_2O_3$ - heq = 0,1 $\mu$ m							
Ensaio	Ftc média (N)	Ra média ( $\mu$ m)	G	Qw' ( $mm^3/mm.s$ )	a ( $\mu$ m)	Vs (m/s)	Vw (m/s)
11	58,77	0,74	12,70	3,3	100	33	0,033
10	61,30	0,72	7,00	3,3	60	33	0,055
12	58,34	0,61	4,80	3,3	30	33	0,11
Rebolo de $Al_2O_3$ - heq = 0,05 $\mu$ m							
Ensaio	Ftc média (N)	Ra média ( $\mu$ m)	G	Qw' ( $mm^3/mm.s$ )	a ( $\mu$ m)	Vs (m/s)	Vw (m/s)
7	60,61	0,64	19,10	1,65	50	33	0,033
9	58,23	0,64	7,70	1,65	30	33	0,055
8	57,37	0,59	3,50	1,65	15	33	0,11

Da análise global dos resultados obtidos para as variáveis de saída monitoradas, pôde-se verificar que os dois tipos de ferramentas ensaiadas apresentaram um desempenho final distinto quando da análise da rugosidade superficial e da relação  $G$ , para os ensaios realizados.

Comparativamente, não houve diferenças entre as duas ferramentas, quando da análise dos resultados obtidos para força tangencial de corte. A tendência de estabilização e manutenção, dentro de uma faixa de pequena amplitude, dos valores de força tangencial de corte para o rebolo de CBN (mesmo sob as severas condições de usinagem impostas, que podem ser caracterizadas pelo desbaste com semi-acabamento), atestam que, para as condições de usinagem ensaiadas, esta ferramenta apresentou uma excelente manutenção da capacidade de corte durante o volume de material removido ( $30.000 mm^3$  de material removido por ensaio, o que equivale aos  $6.000 mm^3/mm$ ). Isto possibilitou a obtenção de valores de rugosidade  $R_a$  inferiores à  $0,55 \mu m$ , os quais foram menores do que os observados para o rebolo convencional. Este comportamento estável destas variáveis de saída indicam que a ferramenta abrasiva ainda apresentava capacidade de corte para a remoção de um volume de material maior de que o proposto para a realização deste trabalho, sem que houvesse a necessidade de uma nova dressagem e afiação da ferramenta. Além disso, apesar do material retificado (Aço VC 131) ser de elevada dureza (60 HRC) e classificado como aço de difícil retificação (DTG), os resultados observados permitem concluir que as ferramentas abrasivas testadas apresentaram excelente desempenho, tomando-se como base os pequenos valores quantificados de desgaste radial da ferramenta e o acabamento superficial obtido.

Da análise do desempenho do rebolo convencional, este apresenta uma dureza do ligante classificada como mole, a qual é a adequada para a retificação de materiais DTG com rebolos convencionais. Segundo Vieira Jr. (1992), para materiais duros, o rebolo deve ser mole, ao passo que para materiais moles o rebolo deve ser duro. Ao se cortar um material com alto grau de dureza, o desgaste do grão é mais intenso e torna-se desejável a auto-afiação (para que a peça não fique queimada). Além disso, o desgaste do ligante pelo cavaco não é tão evidente,

uma vez que materiais duros normalmente produzem cavacos curtos e quebradiços. Já no corte de um material de baixo grau de dureza, o desgaste do grão abrasivo é mais lento e, portanto, com menor necessidade de novas camadas de grão. Soma-se a isso a possibilidade de ocorrer o surgimento de novas arestas de corte através da fratura de grãos (conforme a friabilidade do grão), e o fato de que o cavaco produzido no corte de materiais moles é, em geral, longo e dúctil, atuando com maior intensidade sobre o ligante (atrato).

Esta opção pela utilização de um rebolo mole permite a manutenção das forças de retificação e dos valores de rugosidade estáveis durante a usinagem, pela liberação e renovação constante de grãos abrasivos, pois aumentos na força de corte, resultado do desgaste dos grãos abrasivos, levam a uma liberação dos mesmos, devido a baixa dureza e capacidade de retenção do ligante do rebolo. Todavia, esta liberação constante dos grãos abrasivos resulta em uma perda diametral do rebolo e, conseqüentemente, uma queda na relação **G**. Caso contrário, se um rebolo com ligante classificado como duro for utilizado, o aumento excessivo da força tangencial de corte pelo desgaste do grão abrasivo e pela maior capacidade de retenção dos grãos desgastados pode levar a um aumento da energia de retificação requerida, aumento da temperatura na região de corte, provável incidência de danos térmicos e aumento da rugosidade superficial, do nível de vibrações, dentre outros.

Devido a estes fatores, a utilização de um rebolo convencional classificado como mole (dureza do ligante mole) permitiu manter os valores de força tangencial de corte estáveis ao longo dos ensaios, valores estes próximos aos obtidos para o rebolo superabrasivo de CBN. Porém, os valores de rugosidade superficial observados foram maiores que os observados para o rebolo de CBN (0,66 e 0,46 $\mu\text{m}$ , respectivamente), devido a renovação constante dos grãos.

Todavia, este comportamento estável dos valores de força e da rugosidade foi acompanhado de uma perda diametral significativa da ferramenta, observando-se valores de desgaste radial da ferramenta de até 1,1mm para esta ferramenta, sendo que o máximo valor observado de desgaste radial para o rebolo de CBN foi de 80 $\mu\text{m}$ . Desta forma, o volume máximo de material removido para os ensaios com rebolo convencional foi de 21.000 mm<sup>3</sup> de material removido por ensaio, o que equivale à 4.200mm<sup>3</sup>/mm, pois a ferramenta, após a remoção deste volume, apresentava-se um desgaste radial acentuado, não sendo possível atingir os 6.000mm<sup>3</sup>/mm propostos para a realização deste trabalho.

Sendo assim, a diferença mais significativa entre as duas ferramentas, quanto às variáveis de saída, foi verificada quando da análise da relação **G**, sendo que os valores observados foram muito diferentes para as duas ferramentas (vide Tabela 1). Neste caso, o rebolo de CBN com ligante resinóide apresentou, para todos os ensaios realizados, um valor de relação **G** muito superior ao verificado para o rebolo convencional, removendo uma quantidade muito maior de material (6.000 *versus* 4.200mm<sup>3</sup>/mm, respectivamente). Isto acompanhado de um desgaste radial substancialmente menor. Através do comportamento estável dos valores de força tangencial de corte, e rugosidade e dos valores de **G** observados, conjuntamente com as outras variáveis medidas, pode-se caracterizar uma sub-utilização desta ferramenta nos ensaios realizados. Além disso, grande parte deste desgaste observado para o rebolo de CBN com ligante resinóide é função da operação perfilamento seguido de avivamento. O avivamento resulta em uma maior exposição dos grãos abrasivos, pelo desgaste do ligante. Em contrapartida, diminui-se a força de ancoragem do ligante sobre o grão, podendo ocorrer até o desprendimento dos grãos mal ancorados.

A variação de  $h_{eq} = 0,1\mu\text{m}$  para  $h_{eq} = 0,05\mu\text{m}$ , para um mesmo rebolo, acarretou em uma ligeira melhoria da qualidade superficial da peça, para ambas as ferramentas. Foram obtidos menores valores médios para a rugosidade superficial da peça devido à menor espessura teórica dos cavacos arrancados, resultado da diminuição da taxa de remoção específica de material (de 3,3 para 1,65mm<sup>3</sup>/mm.s). Houve uma diminuição da rugosidade de 0,49 para 0,44 $\mu\text{m}$ , quando da redução do  $h_{eq}$ , considerando-se o rebolo de CBN e de 0,69 para 0,62  $\mu\text{m}$



quando da utilização do rebolo convencional. Cavacos com menor espessura teórica tendem a ser removidos de forma mais suave, sendo mais facilmente alojados nas porosidades da ferramenta, riscando menos a superfície usinada (King e Hann, 1992). Todavia, a diferença verificada é de pequena ordem de grandeza. A força tangencial de corte apresentou o mesmo comportamento verificado para a rugosidade, quando da redução da taxa de remoção específica, pela diminuição do parâmetro  $h_{eq}$ .

Pode-se notar que nos ensaios onde foram utilizados os menores valores da taxa de remoção de material ( $Q'_w = 1,65 \text{ mm}^3/\text{mm.s}$ , que correspondem aos ensaios com  $h_{eq} = 0,05 \text{ }\mu\text{m}$ ), os resultados de relação  $G$  tenderam, na maioria dos casos, sempre a serem maiores do que nos ensaios com maior taxa de remoção de material ( $Q'_w = 3,30 \text{ mm}^3/\text{mm.s}$ , que correspondem aos ensaios com  $h_{eq} = 0,10 \text{ }\mu\text{m}$ ) (vide Tabela 1). Isto ocorre devido à menor solicitação que o rebolo sofre durante a operação de retificação para taxas menores de remoção de material, fazendo com que os grão abrasivos permaneçam por mais tempo na sua superfície de corte, diminuindo o desgaste radial da ferramenta.

Quando da comparação dos valores de força tangencial de corte e de rugosidade referentes a ensaios realizados dentro de um mesmo grupo de ferramenta e  $h_{eq}$ , variando-se a penetração ( $a$ ) e a velocidade da peça ( $v_w$ ), pequenas diferenças foram verificadas. Alterações significativas nos valores de força e rugosidade, quando da alteração da penetração de trabalho, mantendo-se  $h_{eq}$  constante, são mais pronunciadas em operações de retificação profunda do que em operações de retificação do tipo pendular (König, 1982). Desta forma, pequenas diferenças na qualidade superficial da peça foram verificadas, ocorrendo pequena melhoria da rugosidade superficial quando da diminuição da penetração da peça. Entretanto estas diferenças não se apresentaram de forma significativa.

Conforme apresentado na Tabela 1, tanto para  $h_{eq} = 0,05 \text{ }\mu\text{m}$  para  $h_{eq} = 0,10 \text{ }\mu\text{m}$ , a diminuição da penetração do rebolo na peça, acompanhado da elevação da velocidade desta, resultou no aumento do desgaste radial da ferramenta, devido ao aumento do número de choques pelo aumento de  $v_w$ , ocasionando, conseqüentemente, uma diminuição da relação  $G$ . Isto ocorre pois, para um mesmo volume de material removido ( $Z_w = 30.000 \text{ mm}^3$  para o rebolo de CBN e de  $24.000 \text{ mm}^3$  para o rebolo convencional de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), o qual mantiveram-se constantes para os respectivos ensaios com as duas ferramentas, o aumento do desgaste radial acarreta em um aumento do volume de ferramenta gasta ( $Z_s$ ). Com a relação  $G$  é definida como sendo a razão entre  $Z_w$  e  $Z_s$ , um aumento de  $Z_s$ , mantido  $Z_w$  constante, levará a uma diminuição da relação  $G$ . Em outras palavras, a ferramenta apresenta um maior desgaste volumétrico para a remoção de um mesmo volume de material.

## 5. CONCLUSÕES

Da realização desta pesquisa experimental do estudo comparativo do desempenho de um rebolo de CBN com ligante resinóide e de um convencional de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , pode-se concluir:

A metodologia adotada para a verificação do desempenhos das ferramentas mostrou-se adequada para as finalidades do trabalho, sendo possível estabelecer correlações dos resultados obtidos com as demais pesquisas realizadas no estudo do comportamento de rebolos de CBN e  $\text{Al}_2\text{O}_3$  no processo de retificação de aços endurecidos.

De uma maneira geral, através da análise dos resultados não foram verificadas diferenças significantes entre os dois tipos de rebolos quanto aos valores de força tangencial de corte. Para as observações referentes a rugosidade superficial, o rebolo de CBN apresentou melhores valores de rugosidade, para as mesmas condições de usinagem.

As diferenças mais pronunciadas foram verificadas quando da análise dos valores de relação  $G$ , onde o rebolo de CBN com ligante resinóide apresentou um desempenho muitas

vezes superior que o rebolo convencional (até 62 vezes maior), sendo que a maior diferença observada entre as ferramentas, para uma mesma condição de usinagem (ensaio 8) foi de 6.137%. Ou seja, o rebolo de CBN utilizado permite a remoção de uma mesma quantidade de material que o rebolo convencional, porém com um desgaste de ferramenta muitas vezes inferior ao desgaste verificado no rebolo convencional. Além disso, pôde-se verificar uma sub-utilização da ferramenta superabrasiva de CBN com ligante resinóide pelo comportamento estável dos valores de força tangencial de corte e rugosidade, os quais indicaram que esta possuía ainda uma capacidade de corte elevada, podendo retificar um volume muito maior de material, do que os 6.000mm<sup>3</sup>/mm propostos (30.000mm<sup>3</sup>) para a realização deste trabalho, sem a necessidade de uma nova operação de afiação. A continuação dos ensaios, removendo-se uma quantidade maior de material poderia levar a um aumento significativo da relação G, pois a ordem de grandeza dos desgastes radiais observados são muito inferiores aqueles para rebolos convencionais. Além disso, o desgaste radial não apresenta um comportamento linear com a variação da quantidade de material retificado.

Sendo assim, para destes tipos de aços (DTG, com dureza igual ou superior 60HRc), o rebolo de CBN com ligante resinóide testado, apesar de seu custo inicial de aquisição ser mais elevado do que o de um rebolo convencional, leva grande vantagem em relação ao rebolo convencionais de óxido de alumínio, em relação as variáveis monitoradas para este trabalho e principalmente pelo pequeno desgaste radial da ferramenta, levando a diminuição do número de operações de afiação durante a fabricação de um determinado componente, aliado ao comportamento estável e controlado dos valores de força tangencial de corte e rugosidade superficial, resultado da elevada resistência dos grãos de CBN ao desgaste, o que permite a manutenção da capacidade de corte dos grãos por um período de tempo muito maior, quando comparados com os rebolos convencionais.

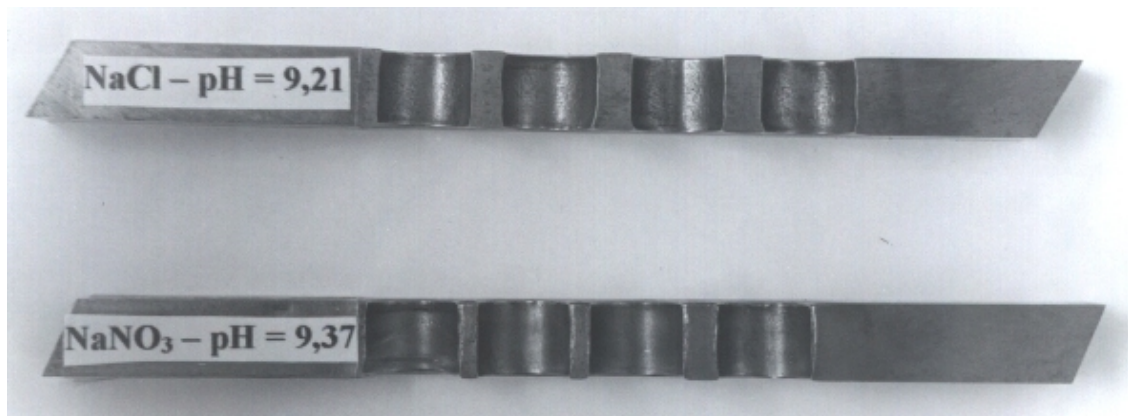
### ***Agradecimentos***

Manifestamos nossos agradecimentos à **FAPESP** (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo ) pelo apoio financeiro concedido para a realização deste trabalho.

### **REFERÊNCIAS**

1. BORAZON CBN - General Electric Company, USA - Superabrasives. Produtos para Retifica. Publicação feita pela empresa GE Company USA, 1998a, 14p.
2. DIAMANTE RVG - General Electric Company, USA - Superabrasives. Produtos para Retifica. Publicação feita pela empresa GE Company USA, 1998b, 41p.
3. FELIPE Jr., J. “Estudo fenomenológico do processo de retificação creep-feed” São Carlos: EESC-USP, 1992. 190p. Dissertação (Mestre em Eng. Mecânica) - ESC-USP, 1992.
4. KRAR, S. F., RATTERMAN, E. Superabrasives: Grinding and Machining with CBN and Diamond. McGraw-Hill, Inc., USA. 1990. 196 p.
5. KLOCKE, F., KÖNIG, W. Appropriate Conditioning Strategies Increase the Performance Capabilities of Vitrified-bond CBN Grinding Wheels. Annals of the CIRP, vol. 44/1/1995, pp. 305-310.
6. MALKIN, S. “Grinding Wheels: Composition and Proprieties”, In: MALKIN, S. Grinding Technology: theory and applications of machining with abrasives. 1.ed. Chichester, Ellis Horwood Limited, 1989. Cap. 2, p.18 a 44.
7. VIEIRA Jr., M. Avaliação da dureza de rebolos em trabalho através do uso da emissão acústica na dressagem. São Carlos, 1996. p.1-35. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

As barras de aço rápido que apresentaram os melhores resultados, para cada sal utilizado, podem ser visto na Figura 5.



**Figura 5.** Barras de aço rápido ABNT M2 após a usinagem.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos neste trabalho permitem dizer que, na usinagem eletroquímica do aço rápido ABNT M2, a taxa de remoção de material foi pouco influenciada pela variação do pH das soluções. Além disso, os resultados obtidos até o momento, mostram que soluções em pH básico apresentaram desempenho levemente superior às soluções ácidas, tanto em termos de precisão quanto com relação a ocorrência de pequenas descargas e instabilidade da corrente durante a usinagem. Estes resultados não devem ser extrapolados para outros materiais com composições diferentes pois, a influência do pH está diretamente ligada à eficiência da dissolução anódica, ou seja, no melhor ou pior desempenho do eletrólito na oxidação do anodo.

## REFERÊNCIAS

- Benedict, G. F., 1987; *Nontraditional Manufacturing Processes*, New York, Marcel Dekker.
- Datta, M., Shenoy, R. T. & Romankiw, L. T., 1996; *Recent Advances in the Study of Electrochemical Micromachining*, Journal of Engineering for Industry, fevereiro, vol. 118, pp. 29-36.
- Datta, M., 1993; *Anodic Dissolution of Metals at High Rates*, IBM Journal of Research and Development, Vol. 37 n° 02, pp. 207 – 226.
- Denaro, A. R., 1971; *Elementary Electrochemistry*, Butterworth & Co(Publishers) Ltd., Londres, pp. 154.
- Malaquias, E., 1996; *Contribuição para o Desenvolvimento de um Protótipo de um Equipamento de Usinagem Eletroquímica*. Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, pp. 79.
- Malaquias, E., Cruz, C. & Pelizer, M. C., 1998; *Aspectos Tecnológicos Relacionados com o Revestimento Isolante de Ferramentas Eletroquímicas*, V Congresso Norte-Nordeste de Engenharia Mecânica, Fortaleza.
- Pelizer, M. C., 1997; *Estudo da Influência do Ferramental na Acuracidade de Peças de Aço ABNT M2, Obtidas por Usinagem Eletroquímica*, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, pp. 81.
- Rumyantsev, E. & Davydov, A., 1989; *Electrochemical Machining of Metals*, Mir Publishers, Moscow.

**Tabela 2.** Resultados dos ensaios de usinagem em barras de aço rápido ABNT M2.

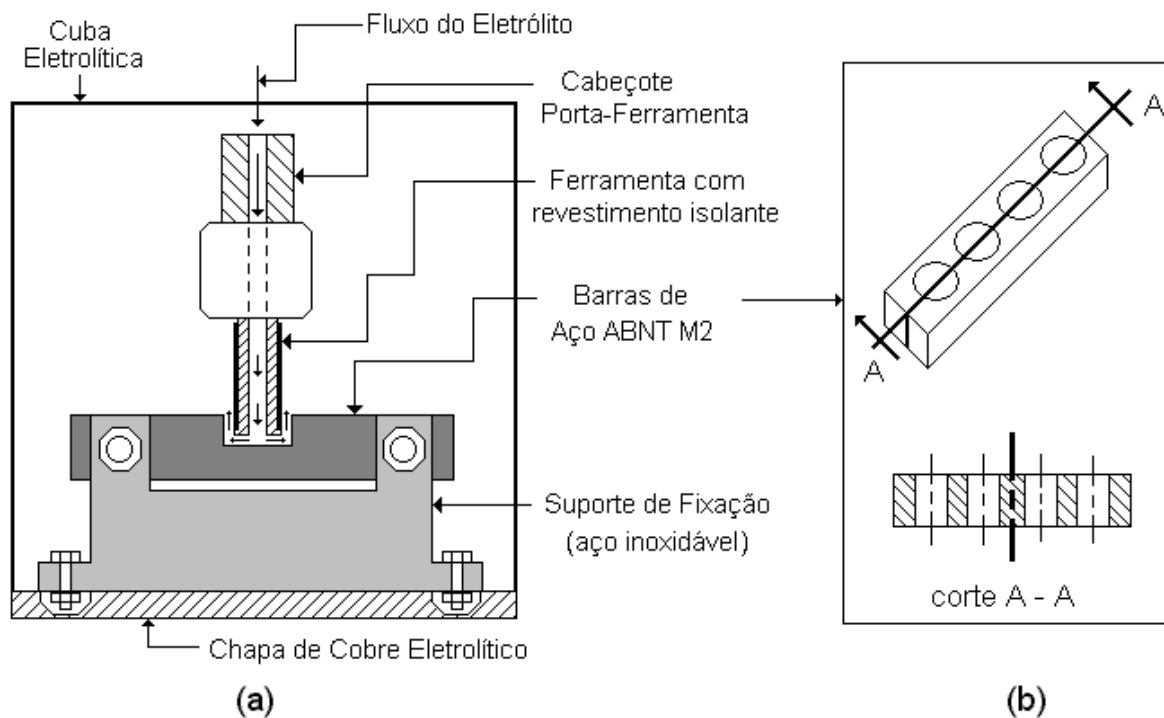
	Cloreto de Sódio a 100g/L (NaCl)			Nitrato de Sódio a 300g/L (NaNO <sub>3</sub> )		
	pH = 2,27	pH = 7,03	pH = 9,21	pH = 2,22	pH = 7,25	pH = 9,37
Densidade de Corrente (A/cm <sup>2</sup> )	30	33	31	39	41	38
Sobrecorte Lateral entrada (mm)	0,47	0,63	0,60	0,55	0,41	0,43
Sobrecorte Lateral saída (mm)	0,37	0,61	0,59	0,53	0,50	0,44
Conicidade (mm/m)	9,6	1,5	0,2	1,9	-9,0	-1,5
Taxa de Remoção de Material (mm <sup>3</sup> /min)	38,47	36,14	36,61	52,40	52,01	51,66

Analisando os dados apresentados na Tabela 2, percebe-se que os resultados obtidos com o NaNO<sub>3</sub>, quando comparados ao NaCl, apresentaram desvios menores quanto a forma, tanto no sobrecorte lateral como para a conicidade. Isto ocorre devido ao fato de que soluções eletrolíticas de NaCl oxidam o anodo (peça) mesmo em baixas densidades de corrente (vide análise da Figura 2), possibilitando desta forma uma retirada maior de material nas laterais dos furos. Outra observação importante é que para o caso da usinagem com o nitrato em soluções de pH neutro (7,25) e básico (9,37), os valores de conicidade apareceram negativos, mostrando que o diâmetro de saída foi maior que o diâmetro de entrada. Estes resultados podem ser explicados através da análise da taxa de remoção de material (vide Tabela 2). As soluções eletrolíticas de NaNO<sub>3</sub> apresentaram taxas de remoção maiores que aquelas de NaCl, proporcionando desta forma uma retirada excessiva de material na saída do *bit*, ou seja, neste caso o tempo de usinagem poderia ser menor. Normalmente, soluções eletrolíticas de cloreto de sódio apresentam taxa de remoção de material superiores, o que contrasta com os valores encontrados nos ensaios. O que possibilitou essas discrepâncias foi a diferença de concentração utilizada nas soluções (100 e 300 g/L para o NaCl e NaNO<sub>3</sub>, respectivamente). Quanto maior a concentração, maior será o número de íons presente na solução proporcionando um fluxo de elétrons mais intenso aumentando a oxidação do anodo.

A variação do pH, tanto na usinagem com o NaCl como com o NaNO<sub>3</sub>, não apresentou alterações significativas na taxa de remoção de material. Conforme pode ser visto na Tabela 2, as maiores diferenças percentuais foram em torno de 5% a mais para o NaCl (no caso de pH = 2,27) e 0,8% para o NaNO<sub>3</sub> (no caso de pH = 2,22). Isso se deve ao fato de que, em todas as condições utilizadas, a usinagem ocorreu em potenciais elevados (10V), dentro da região de transpassivação (vide Figura 1).

Os melhores resultados com relação ao sobrecorte lateral, na usinagem com o NaCl, foram obtidos com pH 2,27. Já em termos de conicidade, pH iguais a 7,03 e 9,21 tiveram melhores desempenho. No caso da usinagem com NaNO<sub>3</sub>, os melhores resultados tanto para conicidade como sobrecorte lateral foram obtidos com pH igual a 9,37.

Além dos resultados apresentados, deve-se ressaltar que a liga usinada (aço ABNT M2) apresenta em sua composição os elementos químicos tungstênio e molibdênio, no qual a dissolução anódica é favorecida em pH alcalinos. Outro aspecto importante observado, em soluções com pH ácidos, foi a ocorrência de pequenas descargas elétricas e grande instabilidade da corrente durante a usinagem. Além destes problemas operacionais, as peças usinadas com eletrólitos ácidos sofreram efeito corrosivo em maior proporção, posteriormente à usinagem.



**Figura 4.** Esquema da cuba eletrolítica com: (a) o ferramental utilizado nos ensaios de usinagem e (b) a vista superior do perfil usinado em barras de aço rápido ABNT M2.

#### 4. RESULTADOS E ANÁLISES

A primeira etapa dos experimentos foi a realização de ensaios preliminares com o objetivo de selecionar os parâmetros de corte adequados para a realização dos ensaios nas condições desejadas. A Tabela 1 apresenta os valores adquiridos ao final desta fase, que posteriormente foram utilizados nos ensaios definitivos.

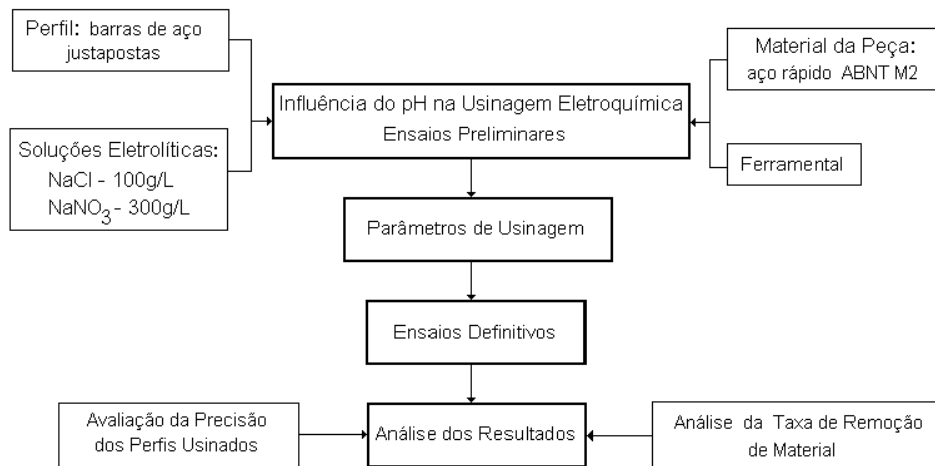
**Tabela 1.** Parâmetros de corte utilizados nos ensaios de usinagem do aço ABNT M2.

Tensão da Fonte	10 V	Pressão do Eletrólito	0,2 MPa
Velocidade de Avanço	0,45 mm/min	Vazão do Eletrólito	150 L/h
Distância Ferramenta-Peça	0,2 mm	Tempo de Usinagem	21 min

Durante os ensaios preliminares, houve a preocupação de que os parâmetros escolhidos possibilitassem a realização dos ensaios em todas as condições (soluções eletrolíticas e pH) sem a presença de curto-circuito durante a usinagem, possibilitando desta forma a manutenção destas condições de corte nas diferentes composições do eletrólito.

Após a definição dos parâmetros, foram realizados os ensaios definitivos. Antes de cada ensaio, o eletrólito nos dois reservatórios permanecia limpo, livre dos resíduos da etapa anterior.

A Tabela 2 apresenta os resultados obtidos durante os ensaios de usinagem. Os valores apresentados equivalem à média de quatro furos obtidos para cada condição preestabelecida.



**Figura 3.** Digrama esquemático da metodologia utilizada no trabalho.

Na primeira etapa foram realizados vários ensaios preliminares a fim de relacionar os parâmetros a serem utilizados nos ensaios definitivos. Os testes foram feitos em barras (também chamados de *bits*) de aço rápido ABNT M2 (9,5x9,5x127mm) com a seguinte composição: Fe  $\approx$  82,15%; C  $\approx$  0,85%; Cr  $\approx$  4%; V  $\approx$  2%; W  $\approx$  6% e Mo  $\approx$  5%. Este aço é muito utilizado na fabricação de ferramentas de corte.

Ainda nesta fase, foram definidas as soluções eletrolíticas. Os eletrólitos utilizados foram: solução aquosa de NaCl (100 gramas de sal por litro de água) com diferentes valores de pH (2,27; 7,03 e 9,21) e solução aquosa de NaNO<sub>3</sub> (300 gramas de sal por litro de água) também com diferentes valores de pH (2,22; 7,25 e 9,37). Os valores de pH foram obtidos utilizando um pHômetro marca QUIMIS, com eletrodo de vidro combinado marca SENSOTEC, sendo que a calibração do mesmo foi feita utilizando soluções tampão com pH igual a 4,0, 7,0 e 9,0.

A Figura 4b mostra um esquema das barras de aço rápido após a usinagem, onde percebe-se a formação, em cada barra, de um semi-cilindro. Este perfil foi escolhido para uma melhor visualização das superfícies laterais dos furos, verificando as distorções do perfil ao longo da profundidade de corte.

Com relação às características da ferramenta, tem-se que a mesma é tubular, fabricada em cobre eletrolítico com diâmetro externo de 10 mm e diâmetro interno de 4 mm (vide Figura 4a). Dentro destes 10 mm, a ferramenta possui um revestimento fabricado em PVC de 0,2mm de espessura (Malaquias et al., 1998).

O suporte de fixação dos *bits* foi fabricado em aço inoxidável 304 para resistir à corrosão do meio onde ocorre a usinagem, conforme mostra a Figura 4a, e fixado na base de cobre da cuba eletrolítica através de grampos de fixação, também em aço inoxidável 304.

O tempo de usinagem foi estabelecido nos ensaios preliminares. Este foi o tempo necessário para que a ferramenta vazasse no final do furo sem arrancar uma quantidade de material excessiva nesta superfície.

Após a definição dos parâmetros, foram realizados os ensaios definitivos, onde em cada par das barras de aço, foram feitos quatro furos para uma condição estipulada, ou seja, um determinado eletrólito e pH.

As peças usinadas foram analisadas em termos de taxa de remoção de material, sobrecorte lateral e conicidade dos perfis obtidos em cada condição.

Para a obtenção da taxa de remoção material foram realizados testes de 7 minutos de duração para cada condição. As barras eram pesadas antes e depois dos ensaios. De posse da variação da massa obteve-se, através da densidade do material, o volume de material retirado.

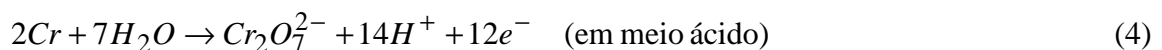
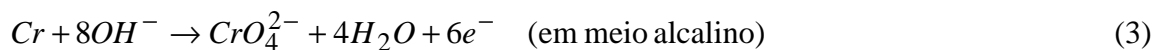
íons decompostos da água. A dissociação parcial proporciona a formação de íons  $H^+$  acidificando o eletrólito. Essa reação pode ser representada pela equação química (2).



Estudos sobre a dissolução anódica de alguns metais tem revelado que o anólito (região próxima do anodo) torna-se mais ácido (Datta, 1993).

A influência do valor do pH do eletrólito na usinagem eletroquímica deve ser verificado para cada aplicação específica. Por exemplo, Rumyantsev & Davydov (1989) tem apresentado que na dissolução anódica do ferro em soluções tampão de NaCl, o aumento do valor do pH de 1 até 6 praticamente não afeta a forma da curvas de polarização, enquanto o seu aumento de 6,5 até 8 resulta na passivação do eletrodo. Na solução de pH 8,5, o efeito de passivação predomina, impossibilitando a ativação aniônica no anodo, conseqüentemente, impedindo a usinagem. Em eletrólitos de NaCl não tamponados, a transição de dissolução ativa para passiva ocorre em valores de pH substancialmente maiores (em torno de 12). A causa para esta ocorrência vem do fato de que, em eletrólitos não tamponados, a camada ácida próxima do anodo possui valores de pH significativamente menores do que aqueles que devem causar uma transição para passivação em eletrólitos tamponados (para pH menores que 8). Além disso, embora o valor do pH no volume total do eletrólito seja alto (pH = 10), existe, no anodo, uma camada de eletrólito ácido que permite que ocorra normalmente a usinagem.

Nem todos os metais apresentam curvas de polarização com mecanismo semelhante ao da Figura 1. Por exemplo, o cromo irá dissolver no estado de transpassivação durante a usinagem eletroquímica. Quando atinge-se o potencial de transpassivação, os óxidos formado são solúveis, evitando a passivação. A dissolução anódica do cromo por transpassivação pode ser descrita pelas equações químicas 3 e 4. A eficiência de corrente não depende da composição do eletrólito ou densidade de corrente e está próxima a 100%.



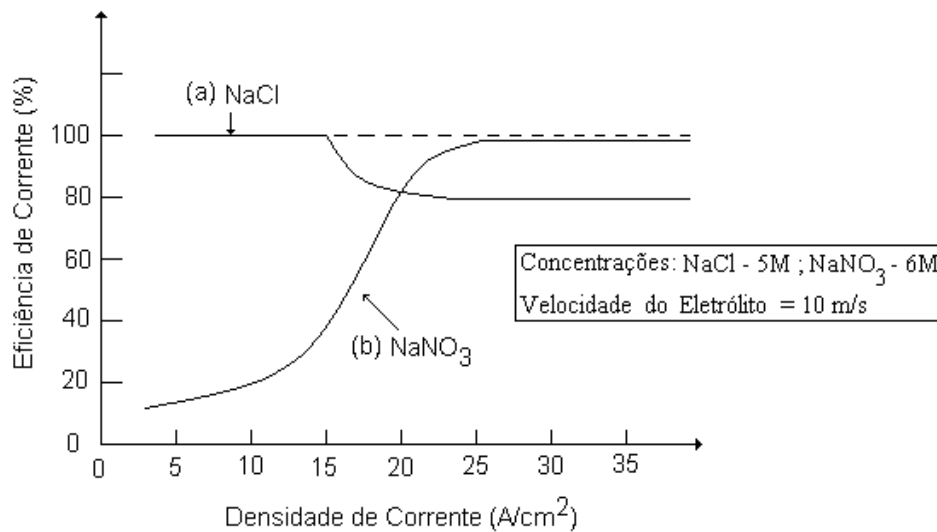
O tungstênio apresenta forte tendência de passivação. Para se atingir altas taxas de dissolução do metal que é requerida em usinagem eletroquímica, a dissolução anódica do tungstênio só é possível em eletrólitos alcalinos capazes de dissolver a camada de óxidos passivadores. A dissolução eletroquímica do tungstênio em meio alcalino procede com a participação direta dos íons  $OH^-$ , conforme pode ser visto na equação química 5. O molibdênio apresenta comportamento similar ao tungstênio.



### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os experimentos deste trabalho foram desenvolvidos seguindo a metodologia apresentada no diagrama da Figura 3.

densidade de corrente na dissolução do ferro utilizando soluções de NaCl (curva a) e de NaNO<sub>3</sub> (curva b), conforme pode ser visto em Datta et alli (1996).



**Figura 2.** Eficiência de corrente para a dissolução do ferro em função da densidade de corrente: (a) utilizando soluções de NaCl e (b) utilizando soluções de NaNO<sub>3</sub>.

Quando o eletrólito utilizado é uma solução aquosa de NaCl (curva **a** da Figura 2), percebe-se que a eficiência de corrente permanece constante e equivalente a 100% durante toda a faixa de densidade de corrente, apresentando uma queda a partir de um certo valor crítico da densidade de corrente (no caso, cerca de 15A/cm<sup>2</sup>). Esta queda está associada à produção simultânea de íons Fe<sup>2+</sup> e Fe<sup>3+</sup>.

Analisando a curva **b** da Figura 2, onde o eletrólito é uma solução de NaNO<sub>3</sub>, observa-se que a eficiência de corrente é pequena para baixas densidades de corrente, aumentando significativamente quando atinge um valor crítico (no caso, cerca de 25A/cm<sup>2</sup>). Neste caso, para baixos valores de densidade de corrente, ocorre a formação de óxidos passivadores impedindo a ocorrência de altas taxas de dissolução do metal. O valor crítico da densidade de corrente para qual ocorre a transição depende do par metal-eletrólito envolvido no processo.

## 2.2 A importância do valor do pH do eletrólito

O valor do pH do eletrólito durante a usinagem eletroquímica (ECM) não é o mesmo em toda a região onde ocorre a usinagem. A dissolução anódica ocorre nas interfaces eletrodo-eletrólito, onde aparece o fenômeno da dupla camada elétrica, que ocorre quando um metal entra em contato com uma solução eletrolítica, adquirindo uma diferença de potencial que se deve a uma distribuição desigual das cargas através da superfície dos eletrodos (Denaro, 1971). No catodo, o eletrólito próximo da ferramenta torna-se mais alcalino devido a evolução de hidrogênio ou devido a redução dos íons nitratos. No anodo, o metal é oxidado, o que, de forma simplificada, pode ser expresso como:



As reações anódicas devem produzir um composto com íons metálicos e alguns componentes do eletrólito. Os íons metálicos, quando em solução saturada, reagem com os



Após apresentar um estudo da dissolução anódica dos metais e da importância do pH das soluções eletrolíticas e o procedimento experimental, o presente trabalho enfoca a discussão dos resultados obtidos sob a ótica dos diferentes valores de pH das soluções.

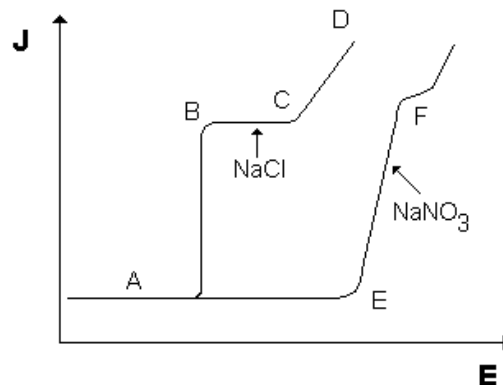
## 2. DISSOLUÇÃO ANÓDICA DOS METAIS

O bom desempenho do processo de usinagem eletroquímica, ou até mesmo a possibilidade de ocorrer a usinagem, depende fundamentalmente da dissolução anódica dos metais.

A dissolução anódica é favorecida por condições específicas tais como pequena distância entre a ferramenta e a peça, altas densidades de corrente e velocidade do eletrólito na região de usinagem. Estes fatores proporcionam altas taxas de remoção de material, grande precisão e excelente acabamento superficial.

### 2.1 Características básicas do processo de dissolução anódica

As características básicas do processo de dissolução anódica são as curvas de polarização e a eficiência de corrente. As curvas de polarização apresentam a variação da densidade de corrente como resposta ao potencial externo que é aplicado ao circuito. Estas curvas são diferentes para cada metal. A Figura 1 apresenta a curva de polarização representativa do comportamento do ferro e suas ligas durante a usinagem.



**Figura 1.** Curvas de polarização anódica simplificadas do ferro e suas ligas.

As curvas de polarização qualitativas (Figura 1), representadas de forma simplificada, apresentam a densidade de corrente (**J**) em função do potencial aplicado (**E**) ao sistema ferramenta-eletrólito-peça. A forma da curva de polarização depende do tipo de eletrólito. Curvas semelhantes à ABCD da Figura 1 são observadas quando se utilizam soluções eletrolíticas de NaCl, e semelhantes à AEF, quando se utilizam soluções de NaNO<sub>3</sub>.

Fazendo uma análise das curvas para os dois casos, percebe-se algumas diferenças como: o NaCl provoca aumento significativo da corrente mesmo para pequenos valores de potencial aplicado (**E**). Isto implica que mesmo em potenciais baixos ocorre a dissociação eletrolítica quando se utiliza soluções de NaCl (trecho **BC** da curva). Por outro lado, com soluções de NaNO<sub>3</sub>, são necessários potenciais maiores para que ocorra a dissociação (trecho **EF**).

Como consequência imediata deste fato, tem-se que o uso de soluções de NaCl proporciona a usinagem em partes indesejáveis da peça com consequente perda da precisão. Já com o soluções de NaNO<sub>3</sub> este problema é minimizado, gerando peças mais precisas.

A eficiência de corrente (ou eficiência de dissolução) é outro fator importante na dissolução anódica dos metais. A Figura 2 apresenta um gráfico da eficiência de corrente pela

# A INFLUÊNCIA DO pH DO ELETRÓLITO NA USINAGEM ELETROQUÍMICA DO AÇO RÁPIDO ABNT M2

**Evaldo Malaquias da Silva<sup>1</sup>**

**Rafael Luís Teixeira<sup>1</sup>**

**Claudionor Cruz<sup>1</sup>**

**Luiz Alfredo Pavanin<sup>2</sup>**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica<sup>1</sup> e Instituto de Química<sup>2</sup>, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [emalaqui@mecanica.ufu.br](mailto:emalaqui@mecanica.ufu.br).

## **Resumo**

A obtenção de peças de alta precisão geométrica é um dos maiores problemas no processo de usinagem eletroquímica. Entre os vários fatores mais decisivos sobre a questão está a escolha do eletrólito. A influência do eletrólito dá-se não apenas pela sua natureza (diferentes sais em solução aquosa, por exemplo) mas também pela sua concentração e pH. O presente trabalho apresenta resultados obtidos na furação do aço rápido ABNT M2 utilizando-se soluções eletrolíticas de NaCl e NaNO<sub>3</sub> em três diferentes valores de pH (em torno de 2, 7 e 9). Dos resultados, analisados em termos do sobrecorte lateral, conicidade e taxa de remoção de material dos furos obtidos, conclui-se que a taxa de remoção de material foi pouco influenciada pela variação do pH e que as soluções em pH básico apresentaram desempenho levemente superior às soluções ácidas em relação à precisão geométrica das peças usinadas.

**Palavras-chave:** usinagem eletroquímica, dissolução anódica, eletrólito

## **1. INTRODUÇÃO**

A usinagem eletroquímica é um processo no qual a retirada de material se dá pela dissolução anódica do material da peça, que necessariamente tem que ser condutora. Este processo apresenta vários aspectos altamente positivos na fabricação de peças em materiais de difícil usinagem, entre os quais: usar materiais independentemente de suas características físicas (dureza, tenacidade e fragilidade) e remover material sem geração de calor significativa na superfície da peça (Benedict, 1987). No entanto, em muitos casos, tem como ponto negativo a falta de precisão das peças usinadas (Pelizer, 1997). Existem várias maneiras para minimizar este problema. Uma delas é a escolha do eletrólito, que engloba a determinação da concentração, o tipo e o pH do mesmo.

Neste trabalho são apresentados os resultados da usinagem de furos de 10 mm de diâmetro em barras de aço rápido ABNT M2, obtidos com ferramentas eletroquímicas fabricadas em cobre eletrolítico e revestidas com PVC. Na usinagem foram utilizadas duas barras do aço, sendo que a furação proporcionou a geração de furos bipartidos (um semi-cilindro em cada barra, conforme Figura 4), para a melhor visualização das superfícies laterais dos furos. Os eletrólitos utilizados foram: soluções aquosa de NaCl (100 gramas de sal por litro de solvente) e NaNO<sub>3</sub> (300 gramas de sal por litro de solvente) com diferentes valores de pH (em torno de 2, 7 e 9). Os parâmetros de corte (conforme Tabela 1) foram selecionados após a realização de ensaios preliminares.

# ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE A VARIAÇÃO MICROESTRUTURAL E AS PROPRIEDADES MECÂNICAS DE UM AÇO SAE 1045 ESFEROIDIZADO

**Carlos Augusto Silva de Oliveira**

**Marcio Roberto da Rocha**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Conformação Mecânica, Campus Universitário, Trindade, CEP: 88040-900, C. Postal: 476, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [carlosa@emc.ufsc.br](mailto:carlosa@emc.ufsc.br) [marciorocha@pg.materiais.ufsc.br](mailto:marciorocha@pg.materiais.ufsc.br)

## Resumo

Estudou-se as correlações entre microestruturas e propriedades mecânicas de um aço de médio teor de carbono esferoidizado. O material inicial utilizado neste trabalho foi um aço SAE 1045 laminado a quente. Posteriormente, metade das amostras foram laminadas a frio, em laminador de laboratório, com uma redução de 21%. As amostras assim tratadas foram submetidas a dois ciclos térmicos de esferoidização distintos, um isotérmico, a 710°C por 18 horas e outro variável, entre 680 e 740°C por 22 horas. Os tratamentos resultaram em diferentes microestruturas de carbonetos esferoidizados. Os parâmetros microestruturais foram analisados por meio de microscopia ótica e eletrônica de varredura. Ensaios de tração e dureza foram realizados para a determinação do comportamento mecânico do material em questão, o qual posteriormente foi relacionado com os diferentes parâmetros microestruturais medidos. Os resultados de laboratório também foram comparados com os obtidos em peças esferoidizadas industrialmente.

**Palavras-chave:** esferoidização, aço médio carbono, tratamento térmico

## 1. INTRODUÇÃO

O tratamento térmico de esferoidização é empregado onde se deseja maior conformabilidade e usinabilidade, ou para desenvolver uma estrutura adequada para subseqüentes tratamentos de endurecimento. Além disso, a esferoidização não intencional da perlita pode ocorrer em aços que trabalham por longos períodos em temperaturas elevadas (Samuels, 1999). A esferoidização das lamelas de cementita da perlita ocorrem geralmente em temperaturas abaixo da temperatura crítica  $A_1$ , sendo governada basicamente por processos difusivos (Shkatov et al., 1989).

A deformação a frio anterior ao tratamento térmico de esferoidização, acelera o processo; devido a que novos locais de maior difusão são introduzidos no reticulado do material. Estes podem ser ocasionados pelo aumento da densidade de discordâncias, vazios, defeitos, entre outros (Coutinho et al., 1979). A distância entre as lamelas de perlita, também tem efeito sobre a cinética do processo, sendo que para menores espaçamentos interlamelares, ter-se-á uma aceleração do processo, quando comparada com perlitas mais grosseiras (Aihara & Kanbara, 1990).

A correlação das propriedades mecânicas com as respectivas microestruturas de aços esferoidizados tem importante papel na otimização e pré-seleção dos processos de esferoidização, bem como para a obtenção das propriedades desejadas (Syn et al., 1994). Desta forma, objetivou-se, através da variação das microestruturas prévias, estudar a correlação das propriedades mecânicas (dureza, limite de escoamento, limite de resistência, limite de fratura e alongamento) com parâmetros microestruturais de um aço SAE 1045 esferoidizado.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado foi um aço SAE 1045, laminado à quente, cuja composição química é mostrada na tabela 1. Foram preparadas amostras medindo 30x25x6,5mm, sem e com deformação (feita por laminação a frio com 21% de deformação).

As amostras, assim preparadas, foram submetidas aos seguintes tratamentos térmicos: um ciclo térmico variável de 22 horas, com temperaturas variando em torno de  $A_{C1}$  (de 670 a 740°C) e outro isotérmico a 710°C por 18 horas. Tais tratamentos foram realizados em fornos tipo mufla, sendo as peças colocadas com o forno ainda frio. As temperaturas foram monitoradas pela utilização de um termopar Cromel-Alumel, tendo-se uma variação de  $\pm 10^\circ\text{C}$  no interior do forno.

Após o tratamento de esferoidização as amostras foram lixadas e polidas de modo convencional para exame metalográfico. Utilizou-se como reagente, nital 2%. As microestruturas foram observadas por microscopia ótica (MO) e eletrônica de varredura (MEV). Utilizou-se as normas ASTM E562 para análise quantitativa das fases e ASTM E112 para a determinação do tamanho de grão ferrítico.

Os parâmetros avaliados no MEV foram: tamanho, fator de forma (grau de esferoidização) dos carbonetos nos contornos e interior dos grãos. Foi utilizado o *software* *Analisis* 2.1 para a análise das imagens.

Os ensaios de tração, foram realizados segundo a norma ASTM A370-77. Foram empregados, corpos de prova em tamanho “*subsize*”, com largura de 6,25 e espessura de 5,0mm. Os resultados obtidos são uma média de três ensaios. Foram avaliados o limite de escoamento ( $\sigma_y$ ), o limite de resistência ( $\sigma_r$ ), o limite de fratura ( $\sigma_f$ ) e alongamento (%Al).

Os ensaios de dureza foram realizados utilizando-se um durômetro Vickers (HV15), modelo VEB HPO250, sendo os resultados uma média de 5 medidas.

Para a identificação das amostras, o seguinte código foi utilizado: D para as amostras deformadas, S para as amostras sem deformação, I para ciclo térmico isotérmico e V para ciclo térmico variável. A letra A indica o material preparado em laboratório e a B, o material obtida de um processo industrial de esferoidização.

**Tabela 1.** Composição química do aço SAE 1045 utilizado (% em peso)

Elemento	C	Mn	Si	P	S	Al
Norma SAE	0.42/0.50	0.60/0.90	-	0.030 máx.	0.035 máx.	-
A	0.467	0.707	0.217	0.018	0.011	0.050
B	0,472	0,815	0,232	0,025	0,010	0,048

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise quantitativa dos constituintes nas amostras como laminada, apresentaram uma proporção de 63% perlita e 37% de ferrita.

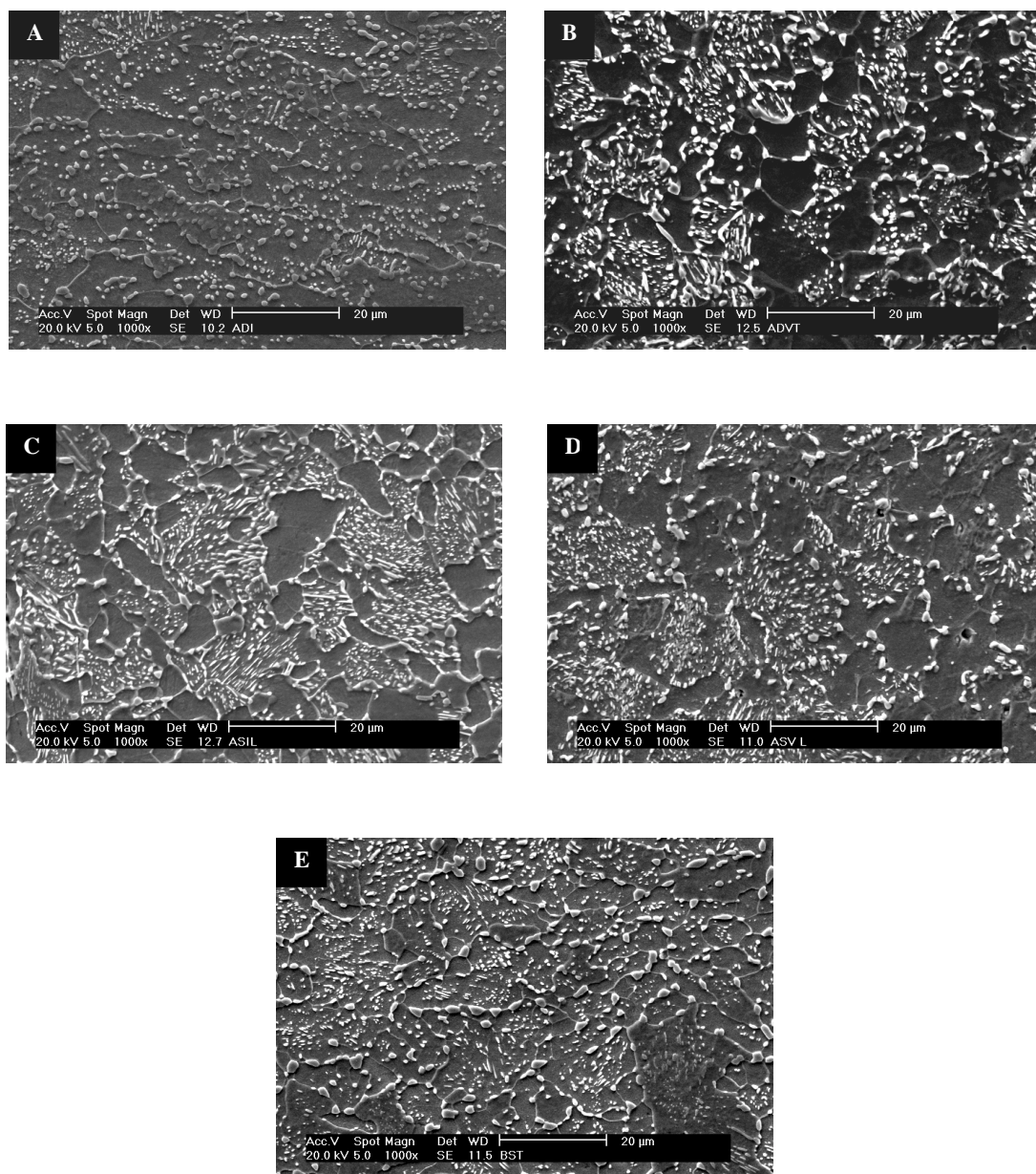
As microestruturas das amostras esferoidizadas consistiram de uma matriz ferrítica com carbonetos esferoidizados dispersos, tanto no interior, quanto nos contornos de grão.

As amostras ASI, ADV e ASV apresentaram esferodização parcial, guardando traços das colônias de perlita anteriores ao tratamento térmico. Os carbonetos maiores (figura 1),

localizam-se principalmente nos contornos de grão. As amostras ADI e ASI não apresentaram variações significativas quanto aos tamanhos de grão ferríticos; quanto ao grau de esferoidização, ASI, ADV e ASV apresentaram-se muito próximos (tabela 2). Não foram observadas formação de filmes contínuos de carbonetos nos contornos de grãos.

As amostras deformadas e sem deformação, recozidas no ciclo variável apresentaram o mesmo grau de esferoidização da amostra sem deformação, recozida no ciclo térmico isotérmico (ASI). A amostra deformada e recozida isotermicamente apresentou-se mais esferoidizada que as anteriores (tabela 2).

O grau de esferoidização (GE) dos carbonetos não apresentou forte correlação com as propriedades mecânicas das amostras examinadas (tabela 2 e 3); entretanto, na tabela 4 é apresentada a tendência do GE dos resultados obtidos, por uma relação qualitativa com as propriedades mecânicas do material.



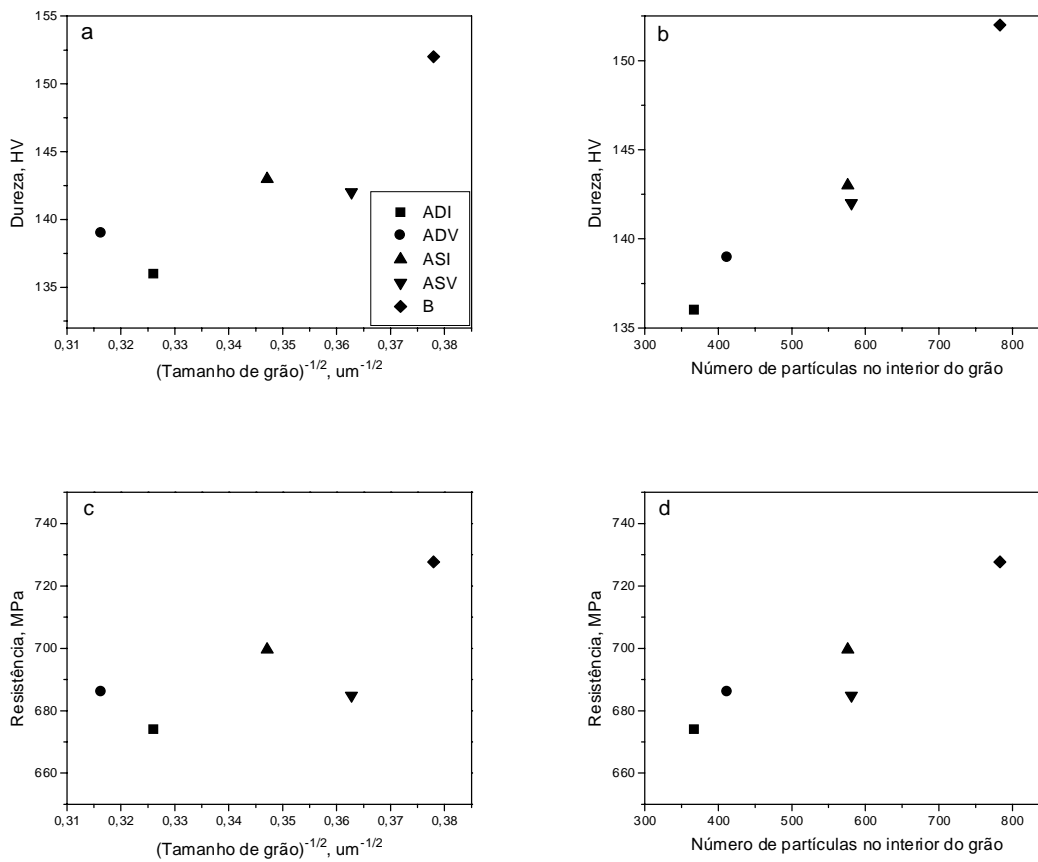
**Figura 1.** Micrografias de MEV das amostras após recozimento de esferoidização. a) amostra ADI; b) amostra ADV; c) amostra ASI; d) amostra ASV; e) amostra B. Ataque Nital 2%.

**Tabela 2.** Parâmetros microestruturais determinados para as diferentes amostras esferoidizados, obtidos por análises de MO e MEV

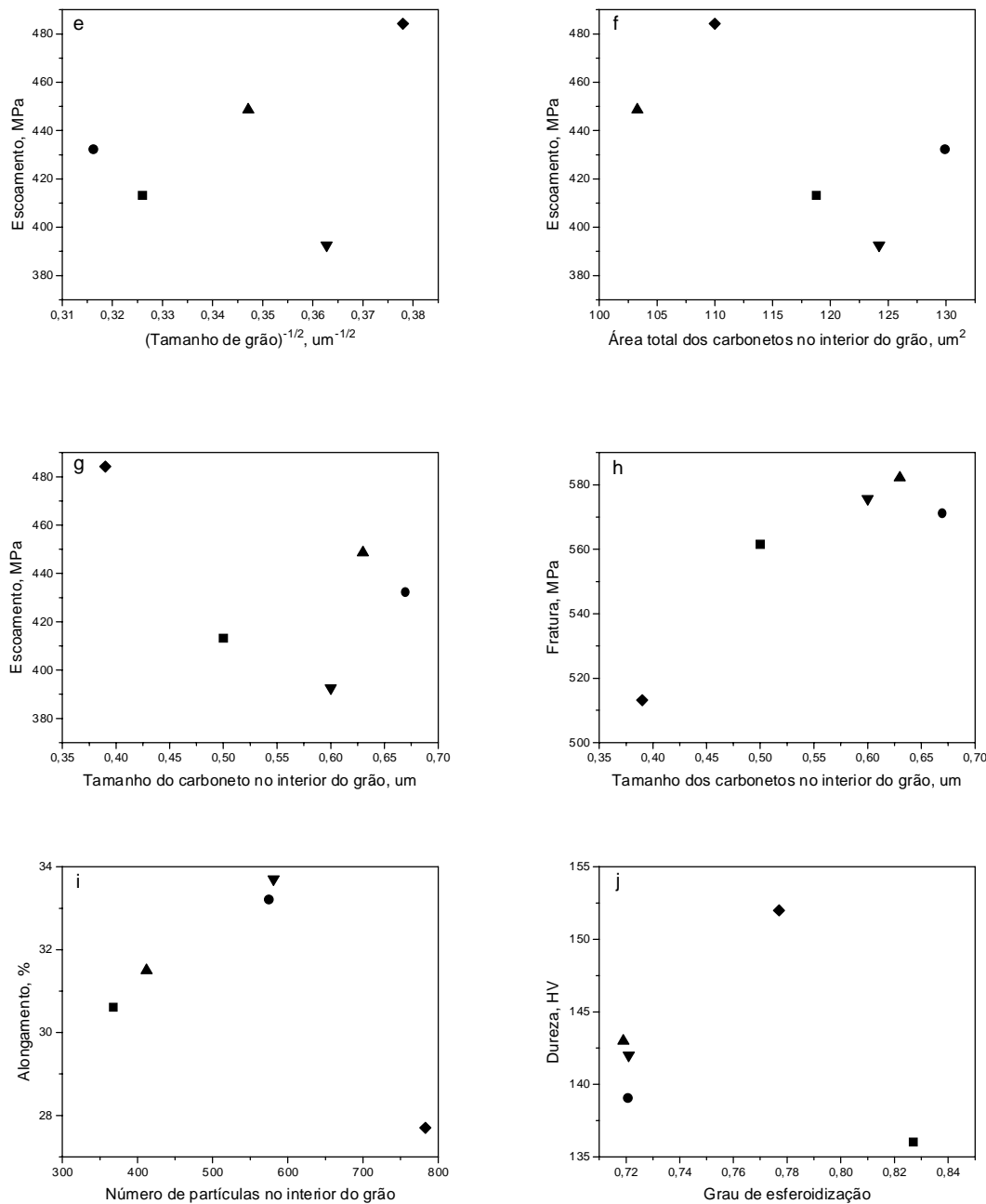
Amostras	Tamanho de Grão [ $\mu\text{m}$ ]	Grau de Esferoidização no Interior	Tamanho do Carb. no Interior / Contorno [ $\mu\text{m}$ ]	Nº de Partículas ( $1000\mu\text{m}^2$ )	Área Carb. no Contorno [ $\mu\text{m}^2$ ]
ADI	9,4	0,827	0,5 / 0,76	61	118,81
ASI	10,0	0,721	0,67 / 1,14	69	129,94
ADV	8,3	0,719	0,63 / 0,97	96	103,3
ASV	7,6	0,721	0,60 / 1,06	97	124,2
B	7,0	0,777	0,39/0,93	131	110

**Tabela 3.** Valores médios obtidos do ensaio de tração

Amostras	Alongamento (%)	Dureza (HV)	Tensão limite de escoamento $\sigma_y$ (MPa)	Tensão limite de resistência $\sigma_r$ (MPa)	Tensão limite de fratura $\sigma_f$ (MPa)
ADI	30,6	136	413,1	674,1	561,3
ASI	31,5	143	448,6	699,6	582,2
ADV	33,2	139	431,9	686,1	571,0
ASV	33,7	142	392,5	684,8	575,6
B	27,7	152	484,2	727,7	513,2



**Figura 2.** (a-j) - Relação entre as propriedades mecânicas e características microestruturais das amostras estudadas (continua)



**Figura 2.** (a-j) - Relação entre as propriedades mecânicas e características microestruturais das amostras estudadas

As figuras 2a e 2c, mostram que tanto a dureza quanto o limite de resistência tem uma tendência a aumentar com a diminuição do tamanho de grão ferrítico. Quanto maior o número de grãos presentes, maiores serão as barreiras proporcionadas pelos contornos de grão, para a movimentação de discordâncias (Dieter, 1981).

O número de partículas no interior do grão também apresentou forte influência sobre a dureza e limite de resistência; quanto maior o número de carbonetos no interior do grão,

maiores serão os pontos de bloqueio e ancoramento de discordâncias, implicando em maiores valores de dureza e resistência (figura 2b e 2d).

Nota-se na tabela 2 e figura 2 que os limites de resistência estão diretamente relacionados com o número de carbonetos distribuídos tanto no interior como nos contornos de grão. Quanto maior o número de partículas presentes no interior do grão, menor será o livre caminho médio para a movimentação das discordâncias, e desta maneira maior será a resistência apresentada pelo material durante a sua sollicitação (tabela 4) (Reed Hill, 1970).

Mesmo os carbonetos presentes nos contornos de grão, atuam no sentido de aumentar esta resistência, uma vez que, conforme pode ser verificado na figura 1, apresentam-se basicamente esferoidizados e não como um filme fino entre grãos, o que provocaria a fragilização da microestrutura e queda de sua resistência mecânica (Chiaverini, 1982).

Observa-se na figura 2e, que o aço SAE 1045 esferoidizado segue um comportamento do tipo da relação de Hall-Petch ( $\sigma_y = \sigma_0 + k.d^{-1/2}$ ), quando o limite de escoamento é relacionado com o inverso da raiz quadrada do tamanho de grão ferrítico, com exceção da amostra ASV que não seguiu tal comportamento. O tamanho e número de carbonetos presentes na matriz também guardam uma boa relação com o limite de escoamento (figuras 2f e 2g).

O alongamento mostrou boa correlação com o número de partículas no interior do grão, sendo que, quanto maior os valores de resistência do material, mais difícil tornar-se o aparecimento e formação das zonas de estrição, permitindo uma maior deformação do material (pois há uma menor taxa de redução de área transversal durante a deformação) (Dieter, 1981). Os valores encontrados de alongamento se situaram em faixas muito próximas, não podendo ser obtidas boas correlações com os diferentes parâmetros medidos. Com a diminuição do tamanho de grão ferrítico, e com a redução da área de partículas no interior do grão, maiores valores para o alongamento são conseguidos.

Segundo Lesuer et al. (1995), o comportamento de um material esferoidizado pode ser visto como o resultado da combinação entre as propriedades mecânicas e morfologia das duas fases presentes no material, equivalente a um composto de ferrita/cementita. Percebe-se, a partir dos resultados obtidos, a inter-dependência entre a forma e distribuição das partículas de carboneto com a matriz ferrítica (figura 2). Conforme citado na literatura (Syn, 1994), o comportamento mecânico de materiais esferoidizados deve ser descrito por equações que levem em conta não somente o tamanho de grão, mas também os fatores citados acima (número e tamanho de carbonetos, distância entre carbonetos, entre outros).

A amostra B apresentou o maior valor de limite de fratura, relacionando-se com menores valores de tamanho dos carbonetos no interior e contornos de grão.

Conforme mostra a figura 2h, a medida em que há um aumento no tamanho dos carbonetos no interior dos grãos, há um aumento no limite de fratura do material, embora um tamanho máximo de carboneto deva existir para maiores valores de limite de fratura.

Quanto maior o número de carbonetos presentes na matriz ferrítica, menor será o limite de fratura do material. Isto porque menor será a distância a ser percorrida por uma trinca, (uma vez que os mecanismos de fratura geralmente envolvem a nucleação e propagação de vazios/trincas), dentro da matriz dúctil (ferrita), resultando em menores valores de limite de fratura (Lesuer et al., 1995, Reed Hill, 1970).

Isto é evidenciado na amostra B, com maior limite de fratura, a qual apresenta uma maior quantidade de partículas no interior do grão, como também menor relação do tamanho dos carbonetos no interior e contornos de grão.



**Tabela 4.** Comparação qualitativa entre os diferentes parâmetros medidos e sua correlação com as propriedades mecânicas

Características Mecânicas	Tamanho de Grão ferrítico	Grau de Esferoidização	Tamanho Carboneto interior grão	Tamanho Carboneto contorno grão	Nº partículas Interior Grão
↑ Limite de escoamento	↓	↓	↑	↑	↑
↑ Limite de resistência	↓	↓	↑	↑	↑
↑ Tensão de fratura	↓	●	↑	↑	↑
↑ Alongamento	↓	↓	↑	↑	↑
↑ - aumenta; ↓ - diminui; ● correlação não verificada					

#### 4.CONCLUSÕES

A avaliação e correlação dos parâmetros microestruturais de um aço de médio carbono esferoidizado e suas propriedades foram realizadas, apresentando boas correlações entre microestruturas esferoidizadas e propriedades mecânicas.

Foi verificado que com o aumento do número de partículas, tanto no interior, quanto nos contornos de grão, maiores valores de limite de resistência, escoamento, fratura e alongamento são conseguidos.

Contudo, a amostra deformada e submetida ao ciclo térmico isotérmico, resultou no maior grau de esferoidização, quando comparada com as demais amostras.

O aço SAE 1045 esferoidizado apresentou um comportamento do tipo da equação de Hall-Petch, apresentando uma dependência do limite de escoamento com o tamanho de grão.

O grau de esferoidização não apresentou boa correlação com as propriedades mecânicas das amostras testadas, devido possivelmente ao reduzido número de amostras, as quais apresentaram resultados muito próximos.

Devido a uma certa homogeneidade nos resultados obtidos, novos estudos se fazem necessários de modo a delinear com maior clareza e ampliar as correlações entre microestruturas e propriedades mecânicas dos aços de médio teor de carbono esferoidizados.

#### 5.REFERÊNCIAS

- Aihara, K., Kanbara, S., 1990, “Influence of Prior Structure upon Spheroidization Rate and Cold Forgeability of Annealed Wire; The Sumimoto Search”, n. 42, p. 1-8.
- Chiaverini, V., “Aços e Ferros Fundidos”, 5ªed., ABM, São Paulo, SP, Brasil, p. 81-84.
- Coutinho, C.A.B., Neto, P.P.S., Geber, L.P., 1979, “Aceleração do Processo de Esferoidização do Aço Perlítico por Deformação a Frio”, Metalurgia – ABM; vol. 35; n.260.
- Dieter, G.E., 1981, “Metalurgia Mecânica”, Guanabara Dois, Rio de Janeiro, Brasil.
- Lesuer, D.R., Syn, C.K., Sherby, O.D., 1995, “Fracture Behavior of Spheroidized Hypereutectoid Steels”, Acta Metall. Mater. 43, (10), p. 3827-3835.
- Metals Handbook, vol. 2- Heat Treating, Cleaning and Finishing, 8º edição, American Society for Metals, Metals Park, USA;
- Samuels, L.E., 1999, “Light Microscopy of Carbon Steels”, 1ªed., ASM International, USA, August.

- Shkatov, V.V., Chernyshev, A. P., Lizunov, V.I., 1990, "Kinetics of Pearlite Spheroidization in Carbon Steel", *Physics of Metals And Metallography (USSR)* 70, (4), p. 116-121.
- Syn, C. K., Lesuer, D.R., Sherby, O.D., 1994, *Metallurgical and Materials Transactions*, 25A, 1481.
- Reed-Hill, R.E., 1970, "Physical Metallurgy Principles", Van Nostrand Company Ltd, N.Y., U.S.A., 630 p.

## **PROPOSTA PARA O DESENVOLVIMENTO DE UM PADRÃO PARA A AVALIAÇÃO DO DESGASTE ABRASIVO DE RESINAS COMPOSTAS**

**Eduardo Carlos Bianchi**  
**Eraldo Jannone da Silva**  
**Alexandre Pegoraro Xavier**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [bianchi@bauru.unesp.br](mailto:bianchi@bauru.unesp.br).

**César Antunes de Freitas**  
**Ana Rita Rodrigues Bianchi**

Universidade de São Paulo, Departamento de Dentística, Endodontia e Materiais Dentários, 17043-101, Bauru, SP, Brasil.

### **Resumo**

Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de um banco de ensaios e uma metodologia para o estudo do desgaste abrasivo de resinas compostas. Para a verificação do funcionamento do banco de ensaio e a comparação da metodologia proposta com outras já existentes, foram estudadas as cinco resinas compostas as mais utilizadas pelos cirurgiões dentistas.

Para a realização da análise estatística dos resultados obtidos, foi utilizado o método One Way ANOVA e o Teste de Tukey para as comparações entre os grupos de resinas testadas pôde-se classificar as mesmas quanto à resistência ao desgaste, em ordem crescente, da seguinte forma: Charisma (menos resistente ao desgaste), Tetric, TPH, Herculite e Z-100 (mais resistente ao desgaste) ( $p < 0,05$ ).

Dos resultados obtidos, pôde-se verificar que o método proposto foi o que apresentou menor coeficiente de variação.

**Palavras-chave:** Desgaste abrasivo, resina composta, tribologia de resinas compostas

### **1. INTRODUÇÃO**

As resinas compostas foram desenvolvidas com o objetivo de reparar as perdas de material dentário do ser humano, seja esta perda por acidentes ou oriunda de alguma cirurgia dentária para melhorar as condições de vida de outrém.

Dentre os vários materiais existentes que poderiam ser utilizados para este fim, as resinas compostas foram escolhidas por apresentarem menor desgaste, maior facilidade de manuseio (são vendidas em tubos como os de uma pasta dental) e por possuir uma maior semelhança

com a coloração dos dentes humanos, tornando-se praticamente imperceptível após sua aplicação.

O ideal seria que os materiais restauradores odontológicos se desgastassem de modo semelhante ao esmalte dentário; o que evidentemente não ocorre devido as características de cada material. O principal problema na utilização das resinas compostas é o seu desgaste, que pode ser proveniente das escovações e da mastigação. Assim, o estudo deste fenômeno se faz necessário para prever o tempo de duração das resinas compostas pois sua substituição, quando estiver gasta, é necessária.

Segundo Condon e Ferracani (1997); Dahl e Oilo (1994); Dickinson et al. (1993, para a análise do desgaste de resinas compostas são apresentados dois métodos distintos: o clínico (“*in vivo*”) e o laboratorial (“*in vitro*”).

O método clínico consiste em se realizar restaurações em um determinado número de pacientes e após um certo período de tempo, normalmente bastante longo (mínimo de 2 e máximo de 6 anos), analisar qual foi o desgaste sofrido pelas resinas (Bryant e Hodge, 1994).

Um dos principais problemas enfrentados pelos pesquisadores é que ao obterem os dados sobre o desgaste das resinas ensaiadas, após este longo intervalo de tempo, outras resinas já haviam sido lançadas e as antigas haviam sofrido variações em sua composição. Os testes clínicos apresentam inconvenientes como a dificuldade de controle da frequência dos pacientes, a variedade de hábitos alimentares e de formas de mastigação, influenciados pelo pH da saliva da cavidade bucal de cada paciente, dentre outros.

Quanto aos teste laboratoriais (*in vitro*), alguns podem ser simples e outros tão complexos quanto os clínicos. A inexistência de um método aceito internacionalmente para avaliar o desgaste abrasivo de resinas e as diferentes metodologias empregadas dificulta a análise comparativa entre os resultados obtidos para as resinas até hoje ensaiadas.

O objetivo deste trabalho é o de propor um padrão para a avaliação do desgaste abrasivo de resinas compostas para a comunidade científica e fabricantes. Para isso desenvolveu-se um banco de ensaios, o qual foi inicialmente avaliado, sofrendo então as alterações necessárias. Este foi comparando os resultados obtidos, os quais utilizaram a versão inicial do método (balança de agressividade) e pôde-se confirmar a eficiência do novo método proposto.

## **2. DESGASTE DE RESINAS COMPOSTAS**

Carvalho e Salgado (1997), afirmam que a partir da descoberta da resina composta, há mais de 25 anos, por Bowen (1963), nenhum outro material recebeu tanta atenção na odontologia. A crescente demanda estética nos consultórios odontológicos, onde o desejo do branco dos dentes naturais ocupou o lugar do amarelo do ouro em dentes posteriores, coincide com o surgimento de uma gama variada de novos materiais e técnicas. Isso pode gerar confusão ao profissional no uso da resina composta (principalmente a posterior), levando à resultados clínicos insatisfatórios.

Hirano et al.(1998), em seu estudo laboratorial comparativo do desgaste abrasivo de quatro diferentes tipos resinas contra um esmalte abrasivo, afirmam que a mais importante propriedade física dos “dentes artificiais”, utilizados em restaurações, é a resistência ao desgaste abrasivo. No passado os materiais mais utilizados para este fim foram a porcelana e a resina. A porcelana possui uma elevada resistência ao desgaste e melhor estabilidade de coloração do que a resina; entretanto, a porcelana possui uma maior propensão à fratura. Por outro lado, as resinas possuem excelente resistência e adesão a base do dente; entretanto, sua resistência ao desgaste abrasivo ao longo do tempo é questionada.

Pesquisas tem sido desenvolvidas para melhorar a resistência ao desgaste abrasivo das resinas compostas. Os aparelhos para testes laboratoriais (*in vitro*) utilizados para pesquisa de desgaste abrasivo, em sua maioria, envolvem uma boca artificial que simula os movimentos

de mastigação. Os autores desenvolveram um meio alternativo de simular estes movimentos e estudar laboratorialmente o desgaste abrasivo das resinas compostas.

O método utilizado foi o de construir corpos-de-prova posicionando a resina composta sobre a superfície oclusal de cada dente. Cinco esmaltes abrasivos e cinco corpos-de-prova foram utilizados para cada ensaio. Um abrasivo e um corpo-de-prova são posicionados na máquina para análise de desgaste abrasivo e ensaiados por 5.000 ciclos (onde é inserido um fluido entre as superfícies - saliva humana), seguido por um adicional de 5.000 ciclos; ou seja, um total de 10.000 ciclos com uma carga de 13,4 N. O aparelho desenvolvido para análise do desgaste estabelece o contato entre o esmalte abrasivo e a superfície do dente artificial (corpo-de-prova) por 10.000 ciclos. Todos os testes de desgaste abrasivo foram realizados com a presença de saliva humana. O desgaste dos corpos de prova foi medido por meio de um perfilômetro posicionado em quatro pontos ao longo da superfície circular criada pelo abrasivo na superfície do corpo de prova. A máxima profundidade na faixa de desgaste em relação a superfície não desgastada foi considerada como a quantidade de material desgastado. A precisão destas medidas foi de aproximadamente 1 µm.

Os autores afirmam que avaliar a taxa de desgaste abrasivo das resinas compostas é importante devido a sua influência na manutenção da eficiência da mastigação, na dimensão vertical da superfície oclusal e na estabilidade da superfície oclusal.

Na tabela 1 são apresentados os valores médios e o desvio padrão obtidos nos resultados por Hirano et al.(1998), sendo calculado, segundo Costa Neto (1977) o coeficiente de variação o qual é definido como o quociente entre o desvio padrão e a média. É frequentemente expresso em porcentagem. Sua vantagem é caracterizar a dispersão dos dados em termos relativos a seu valor médio..

**Tabela 1.** Valores médios e o desvio padrão dos resultados obtidos por Hirano et al.(1998).

	<b>Média dos valores e desvio padrão do desgaste após 5.000 ciclos na máquina de testes [mm]</b>	<b>Coefficiente de Variação [%]</b>
<b>Myerson</b>	0,0034 ± 0,0017	50,0
<b>DB Plus</b>	0,0034 ± 0,0022	64,7
<b>Classic</b>	0,0050 ± 0,0029	58,0
<b>KensonTPH</b>	0,0060 ± 0,0023	38,3
	<b>Média dos valores e desvio padrão do desgaste após 10.000 ciclos na máquina de testes [mm]</b>	<b>Coefficiente de Variação [%]</b>
<b>Myerson</b>	0,0040 ± 0,002	47,5
<b>DB Plus</b>	0,0042 ± 0,002	47,6
<b>Classic</b>	0,0082 ± 0,004	48,7
<b>KensonTPH</b>	0,0098 ± 0,008	81,6

Barkmeier et al.(1999) afirmam que novas resinas compostas tem sido desenvolvidas com um potencial de substituir o amálgama. Propõem determinar e comparar o desgaste abrasivo localizado de três resinas compostas de “alta densidade” (Alert, Solitair e Surefil) e duas resinas compostas “convencionais” (TPH e Z-100). Os corpos-de-provas foram preparados de modo a obter uma superfície polida. O perfil da superfície foi registrado utilizando-se um perfilômetro. Os corpos-de-prova foram submetidos à 400.000 ciclos na máquina de desgaste de Leinfelder (o autor não cita informações adicionais sobre a referida máquina). Após o ensaio, um segundo perfil do corpo-de-prova foi gerado e comparado ao primeiro utilizando o “software” AnSur 3D. O volume total removido e a máxima profundidade de desgaste abrasivo em cada corpo-de-prova foram calculados. Os resultados por eles obtidos é apresentado da tabela 2. Finalmente, concluem que existe uma diferença significativa no desgaste abrasivo localizado das cinco resinas compostas analisadas.

**Tabela 2.** Os resultados do estudo de Barkmeier et al.(1999).

	<b>Volume removido [mm<sup>3</sup>]</b>	<b>Coefficiente de Variação [%]</b>
<b>Z-100</b>	0,010 ± 0,003	30,0
<b>SureFil</b>	0,014 ± 0,004	28,6
<b>Alert</b>	0,016 ± 0,005	31,3
<b>Spectrum TPH</b>	0,042 ± 0,003	7,1
<b>Solitaire</b>	0,062 ± 0,008	12,9
	<b>Profundidade máxima [µm]</b>	<b>Coefficiente de Variação [%]</b>
<b>Z-100</b>	69,2 ± 8,8	12,7
<b>SureFil</b>	82,6 ± 11,4	13,8
<b>Alert</b>	80,9 ± 15,4	19,0
<b>Spectrum TPH</b>	125,2 ± 11,1	8,9
<b>Solitaire</b>	159,2 ± 15,0	9,4

### 3 - METODOLOGIA

O processo de revestimento do disco metálico com resina é manual, não possuindo precisão em relação a batida radial. Para remover as imperfeições geométricas e dimensionais e eliminar a camada viscosa remanescente, os discos foram previamente usinados com um rebolo grosso, numa máquina retificadora.

Com o disco fixado na extremidade do cabeçote do disco dinâmico, eram preparados os discos, tanto fixo quanto o dinâmico. O disco fixo era fabricado e retirado do cabeçote, enquanto o disco dinâmico não. Isto foi realizado para minimizar os erros de descentralização (batimento radial).

O banco de ensaios apresentado foi fabricado com dois conjuntos lineares de esferas (KGBA 2045 PP), denominada por guia de esferas recirculantes e dois eixos para rolamento linear (W20 H6/135), denominado por haste, visando um melhor desempenho do mecanismo de deslocamento do disco estático.

Para a montagem das guias no suporte (em forma de “U” invertido), já desenvolvido anteriormente, foi necessário fabricar algumas peças de união, de modo que as guias ficassem rigidamente presas ao suporte, evitando vibrações, e que permitissem um deslocamento vertical uniforme e simultâneo das duas hastes.

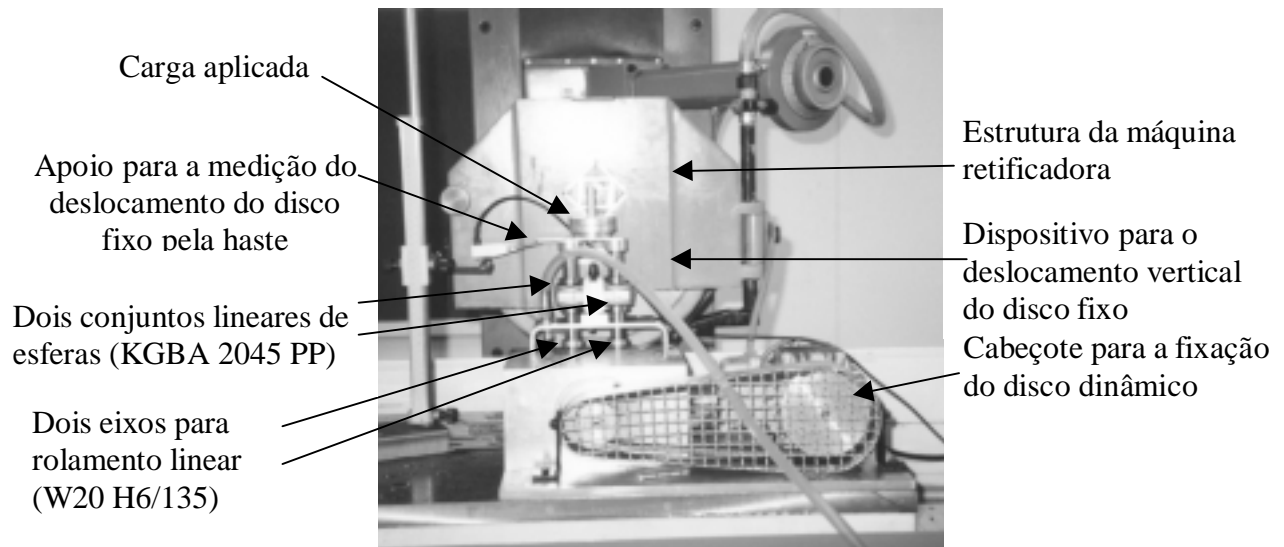
O mecanismo de deslocamento vertical foi montado com todas as partes que promovem a união das hastes, a fixação do disco estático e a carga aplicada. Todas estas peças foram confeccionadas em alumínio para redução de peso, conforme será comentado posteriormente.

Depois de cumpridas as necessidades de fabricação de discos, deu-se início à procura das melhores condições de ensaio. Primeiramente, variou-se a carga da balança. A carga foi dividida em quatro partes que se encaixavam uma na outra. Com uma mesma condição de ensaio, apenas com a variação na carga, vários ensaios foram realizados. O valor da carga que proporcionou o melhor resultado foi de 6,5 N.

Também foram realizados ensaios preliminares variando-se a rotação do cabeçote do eixo dinâmico. Quando a rotação era elevada, havia problemas relacionados a queima da superfície do material. Se a rotação fosse diminuída, a taxa de desgaste do material não era suficiente para proporcionar resultados satisfatórios. Após vários ensaios, chegou-se no valor de rotação do motor de acionamento de 30 Hz e lubrificação por água, na região de corte.

Para verificação da influência das condições iniciais no ensaio, foram realizados ensaios repetidas vezes com o mesmo disco dinâmico, podendo-se verificar que os resultados obtidos a partir do segundo ensaio, diferenciam muito do primeiro, e todos os primeiros possuem uma boa repetibilidade.

Na figura 1, é ilustrada a vista geral do banco de ensaios desenvolvido, correspondendo ao seu posicionamento em vista frontal da máquina retificadora utilizada para apoiar o banco de ensaios e retificar os discos.



**Figura 1.** Fotografia da vista frontal do banco de ensaios sobre a máquina retificadora

Para a determinação da agressividade (capacidade da porcelana em desgastar a resina) foi realizada uma adequação, por Bianchi et al. (1997), baseado no que foi apresentado por Coelho, R.T. (1991), onde a agressividade é dada por:

$$k = \frac{2b\sqrt{4r}}{3F_n} (a_1)^{2/3} \quad [\text{mm}^3/\text{N.s}] \quad (1)$$

onde: k: agressividade [ $\text{mm}^3/\text{N.s}$ ]

b: largura do disco estático [mm]

r: raio dos discos [mm]

$F_n$ : força normal aplicada [N]

$a_1$ : coeficiente angular da reta gerada pelo gráfico registrado entre o deslocamento vertical do disco estático (eixo y) com o tempo elevado a 2/3 (eixo x), conforme descrito no modelamento matemático desenvolvido por Coelho, R. T. (1991)

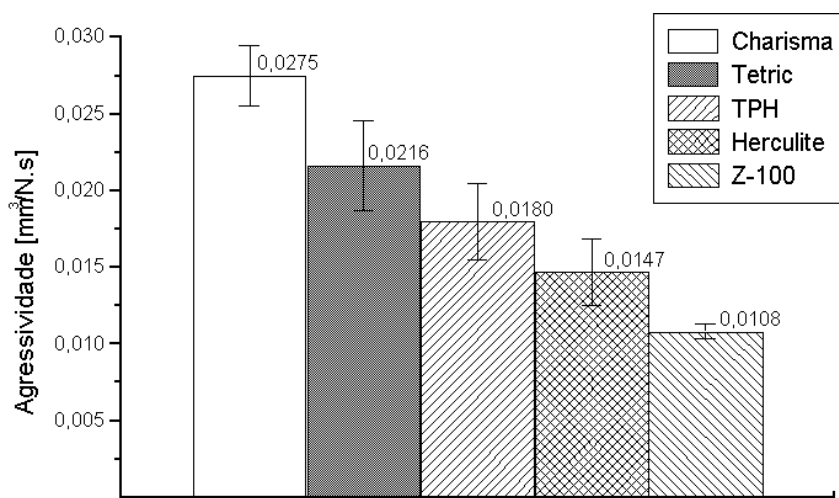
O ensaio era realizado colocando-se um disco (dinâmico) mais largo no cabeçote e um disco (estático) mais estreito no dispositivo vertical de deslocamento. Com o eixo do disco dinâmico parado, aproximava-se cuidadosamente o disco estático até que estes se tacassem. Para o início do ensaio, liga-se o motor de acionamento e, ao mesmo tempo, os valores relativos ao deslocamento eram registrados (via software) para posterior análise. O ensaio terminava quando o deslocamento vertical máximo fosse de 450  $\mu\text{m}$ .

#### 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO DOS ENSAIOS DEFINITIVOS

Os ensaios foram realizados com a observação de se manter um mesmo padrão de ações físicas durante todos os experimentos com todas as cinco resinas compostas que são: Charisma, Herculite, TPH, Tetric e Z-100.

Após o final dos ensaios com cada tipo de resina composta a cerâmica foi retificada de modo a manter a sua superfície sempre nova para os ensaios com um novo tipo de resina.

A agressividade média e o desvio-padrão obtidos para cada resina ensaiada são mostrados na figura 2.



**Figura 2.** A agressividade média e o desvio-padrão obtidos para cada resina ensaiada

Para a análise dos resultados de agressividade obtidos, utilizou-se o método One-Way ANOVA e o Teste de Tukey para as comparações entre os grupos de resinas testadas.

Ao realizar-se o teste One-way ANOVA, com os valores originais da agressividade para cada resina, este conjunto de dados não apresentava uma distribuição normal, pré-requisito básico para a aplicação do teste One-way ANOVA, o qual é um teste paramétrico.

Sendo assim, visando-se obter a normalidade do conjunto de dados, os valores individuais de agressividade para cada resina foram transformados matematicamente, sendo-lhes extraída a raiz quadrada dos valores individuais.

Utilizando-se os valores transformados de agressividade (raiz quadrada dos valores iniciais), executou-se novamente o teste One-way ANOVA, obtendo-se então a normalidade dos dados, sendo possível a execução e a continuidade do teste.

O quadro de Análise de Variância é apresentado na tabela 3. Foi verificada diferença estatística entre os grupos ( $p < 0,001$ ).

**Tabela 3.** Análise de Variância - um critério de classificação (One-way ANOVA)

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Quadrado médio	"F"	p
Entre grupos	0,0157	4	0,00392	63,487	<0,001
Resíduo	0,00185	30	0,0000618		
<b>Total</b>	<b>0,0176</b>	<b>34</b>			

Para as comparações múltiplas entre os grupos (tipos de resina), utilizou-se o Teste de Tukey, com 5% de significância. O resultado obtido é apresentado na tabela 4.

Conforme apresentado na tabela 3, todas as comparações efetuadas mostraram-se significantes ( $p < 0,05$ ), ou seja, para o nível de significância de 5%, houve diferença estatística para cada comparação individual.

Sendo assim, a mesma apresenta a agressividade das resinas em ordem decrescente ( $p < 0,05$ ). Como a agressividade é inversamente proporcional à resistência ao desgaste, tem-se que, as resinas podem ser assim classificadas quanto à resistência ao desgaste, em ordem



crescente: Charisma (menor resistência ao desgaste), Tetric, TPH, Herculite e Z-100 (maior resistência ao desgaste) ( $p < 0,05$ ).

**Tabela 4.** Comparações múltiplas entre os grupos (\* - teste significativo  $p < 0,05$ )

	Charisma	Tetric	TPH	Herculite	Z-100
Charisma		*	*	*	*
Tetric	*		*	*	*
TPH	*	*		*	*
Herculite	*	*	*		*
Z-100	*	*	*	*	

Os resultados obtidos aproximam-se daqueles obtidos por Barkmeier et al.(1999) nos quais, ao comparar e determinar o desgaste abrasivo localizado de três resinas compostas de “alta densidade” (Alert, Solitair e Surefil) e duas resinas compostas “convencionais” (TPH e Z-100), foi possível determinar que a resina Z-100 foi a que apresentou menor desgaste dentre as resinas por eles testadas.

Para facilitar a análise comparativa entre o método proposto no presente trabalho e os métodos de por Hirano et al.(1998) e Barkmeier et al.(1999), foi elaborada a tabela 5.

**Tabela 5.** Valores médios e o desvio padrão dos resultados obtidos

Resina	Média e desvio padrão dos valores de Agressividade [mm <sup>3</sup> /N.s]	Coefficiente de Variação [%]
Charisma	0,027 ± 0,0020	7,2
Tetric	0,022 ± 0,0029	13,5
TPH	0,018 ± 0,0025	13,8
Herculite	0,015 ± 0,0021	14,6
Z-100	0,011 ± 0,0005	4,5

Pode-se verificar que no trabalho de Hirano et al.(1998) os valores do Coeficiente de Variação [%], mínimo e máximo, respectivamente, oscilaram de 38,3 à 64,7, para o desgaste após 5.000 ciclos na máquina de testes (mm), e de 47,5 à 81,6, para o desgaste após 10.000 ciclos na máquina de testes (mm).

Nos resultados obtidos por Barkmeier et al.(1999), nota-se que os valores do coeficiente de variação [%], mínimo e máximo, respectivamente, obtidos no cálculo do volume de material removido, variou de 12,9 à 30,0, mesmo tendo sido medido os valores de profundidade máxima com coeficiente de variação [%] entre 8,9 e 19,0.

Nos resultados obtidos no presente trabalho, os valores do coeficiente de variação [%], mínimo e máximo, respectivamente, variaram entre 4,5 e 13,8.

Pode-se notar que o método proposto no presente trabalho foi o que apresentou os menores valores mínimo, máximo e faixa de variação para o coeficiente de variação.

## 5 - CONCLUSÕES

A análise dos resultados encontrados, sua precisão e repetibilidade, acompanhados pela rapidez de realização de cada ensaio permite concluir que o banco de ensaios proposto atende às exigências iniciais de garantir um método seguro e rápido de se analisar o desgaste abrasivo das resinas compostas.

Com base na análise estatística pode-se afirmar que o banco de ensaios aqui proposto pode avaliar a propriedade de resistência ao desgaste abrasivo de uma resina composta de modo rápido e preciso, o que corresponde às expectativas iniciais de seus pesquisadores, que

podem agora propô-lo aos especialistas como um modo padrão de avaliação do desgaste abrasivo de resinas compostas.

Através dos ensaios realizados e da análise estatística empregada para a interpretação dos resultados, as resinas testadas podem ser assim classificadas quanto à resistência ao desgaste, em ordem crescente: Charisma (menos resistente ao desgaste), Tetric, TPH, Herculite e Z-100 (mais resistente ao desgaste) ( $p < 0,05$ ).

Dos métodos apresentados na literatura formal, o que foi proposto no presente trabalho apresentou a menor variação no intervalo do coeficiente de variação. Ressalta-se também o fato de que nos métodos usuais a unidade de medida de desgaste é volume [ $\text{mm}^3$ ], enquanto que no presente método a agressividade é calculada tomando-se o desgaste, de um certo volume de resina, por unidade de força aplicada e tempo de ensaios [ $\text{mm}^3/\text{N.s}$ ], o que garante uma maior confiabilidade nos resultados obtidos.

## 6 - AGRADECIMENTOS

Manifestamos nossos agradecimentos a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio cedido para este trabalho e a FUNDUNESP (Fundação Para o Desenvolvimento da UNESP) pelo apoio na obtenção da sua patente.

## 7 - REFERÊNCIAS

- BARKMEIER, W. W.; WILWERDING, T. M.; LATTA, M. A.; BLAKE, S. M. *In vitro* Wear Assessment of High Density Composite Resins. Journal of Dental Research, 77<sup>th</sup> General Session of the IADR, Vol. 78, p. 78, March 1999
- BOWEN, R.L. Properties of silica reenforced polymer for dental restorations. J. Amer. Dent. Ass., v. 66, n.1, p.57-64, 1963.
- BRYANT, R. W.; HODGE, K. V.; A Clinical Evaluation of Posterior Composite Resin Restorations. Australian Dental Journal. Vol. 39. Number 2. p. 77 - 81. 1994.
- CARVALHO M. E. A. B. & SALGADO F. Resina composta posterior. Artigo publicado em 31 de outubro de 1997 no [www.odontologia.com.br](http://www.odontologia.com.br) - Catálogo da Odontologia na Internet <http://odontologia.com.br/artigos/resina-composta-posterior.html>.
- CONDON, J. R. & FERRACANI, J. L. *In vitro* Wear of Composite with Varied Cure, Filler level, and Filler Treatment. J. dent. Res., v. 76, n. 7, p. 1405-1411, January 1997.
- COSTA NETO, P.L.O. Estatística. Editora Edgard Blücher Ltda. São Paulo. p. 264, 1977.
- DAHL, B. L.; OILO, G.; *In vivo* Wear Ranking of Some Restorative Materials. Quintessence International. Vol. 25. Number 8. p. 561 - 565. 1994.
- DICKINSON, G. L.; GERBO, L. R.; LEINFELDER, K. F.; Clinical Evaluation of Highly Wear Resistant Composite. American Journal of Dentistry. Vol. 6. Number 2. p. 85 - 87. 1993.
- HIRANO, S.; MAY, K. B.; WAGNER W. C.; HACKER, C. H. *In vitro* wear of resin denture teeth. The journal of prosthetic dentistry, Vol. 79, Number 2, p. 152-155, fev. 1998.

# **ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS LIGANTES (RESINÓIDE E VITRIFICADO) E DOS GRÃOS ABRASIVOS (CBN E ÓXIDO DE ALUMÍNIO) NA AGRESSIVIDADE DA SUPERFÍCIE DE CORTE**

**Eduardo Carlos Bianchi**  
**Rodrigo Daun Monici**  
**Eraldo Jannone da Silva**  
**Paulo Roberto de Aguiar**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [bianchi@bauru.unesp.br](mailto:bianchi@bauru.unesp.br).

## **Resumo**

Neste trabalho foi desenvolvido um estudo sobre a capacidade de remoção de material ocasionado no processo de retificação. A retificação é um dos processos utilizados para se obter um elevado grau de acabamento superficial, pequenos erros dimensionais e de forma. Assim, tal processo utiliza como ferramenta o rebolo, que é o responsável pela remoção de material, sendo que tais ferramentas são compostas basicamente por um núcleo, ligante e grãos abrasivos. Dessa forma, nesse trabalho efetuou-se um estudo sobre a capacidade de remoção de material dos rebolos, sendo tal propriedade expressa pela agressividade. As ferramentas testadas nesse trabalho foram basicamente rebolos convencionais de Óxido de Alumínio ( $Al_2O_3$ ) e rebolos superabrasivos de CBN (Nitreto de Boro Cúbico), sendo que entre os rebolos superabrasivos, testou-se os rebolos de CBN com ligante resinóide, vitrificado e resinóide de alto desempenho, buscando-se assim analisar o desempenho de tais ferramentas quanto à agressividade apresentada pelas mesmas.

**Palavras-chave:** Rebolos, Superabrasivos, Agressividade, Ligantes

## **1. INTRODUÇÃO**

Tradicionalmente, a operação de retificação é utilizada em processos de acabamento onde a qualidade superficial do material retificado, erros dimensionais e erros de forma são fatores de extrema importância e, conseqüentemente, devem ser controlados.

Trata-se de um processo de usinagem onde há um grande número de arestas de corte (sem geometria definida) agindo simultaneamente. O desgaste destas arestas, e da superfície de corte do rebolo, é causada por fatores mecânicos e físico-químico. Este desgaste está diretamente relacionado à usinabilidade do material, que reflete a vida útil do rebolo.

A escolha adequada das condições de usinagem e das especificações do rebolo podem otimizar a vida útil da superfície de corte do rebolo, de modo a proporcionar uma maior capacidade de remoção de material. A quantificação da capacidade de um rebolo em remover material é usualmente denominada agressividade da superfície de corte.

Este trabalho tem como objetivo o estudo da agressividade da superfície de corte de rebolos convencionais (óxido de alumínio) e superabrasivos de CBN (nitreto cúbico de boro), fabricados com ligantes resinóide, resinóide de alto desempenho e vitrificado, em função dos parâmetros de entrada: velocidade de corte, afiação do rebolo (dressagem ou perfilamento/avivamento) e tipo de ligante. Assim, através de tais parâmetros procurou-se estabelecer a correlação existente entre tais ferramentas e o parâmetro analisado.

## **2 - CONCEITOS GERAIS SOBRE REBOLOS**

A retificação é um dos processos de acabamento mais utilizados na fabricação de peças de precisão, e que exige um excelente grau de acabamento superficial; mesmo sendo este um dos processos de usinagem ainda menos dominado tecnologicamente, se comparado aos processos convencionais de usinagem (torneamento, furação, fresamento etc.). A retificação consiste basicamente na usinagem de uma peça através de uma ferramenta chamada rebolo, cuja forma é semelhante à de um disco, constituído de um núcleo, ligante e os grãos abrasivos. Os grãos abrasivos podem ter como constituição o Óxido de Alumínio  $Al_2O_3$  (rebolo convencional) ou de grãos de CBN - Nitreto de Boro Cúbico (rebolos superabrasivos), unidos por meio de um ligante, sendo os mais encontrados no mercado o ligante resinóide, vitrificado, convencional e resinóide de alto desempenho.

Nailor, em 1989, já afirmava que a usinagem com rebolos superabrasivos deve proporcionar um custo de produção inferior, por peça, em média 30 a 50% em relação a usinagem com rebolos convencionais, utilizando-se condições de usinagem que promovam o menor desgaste possível da sua superfície de corte (superfície do rebolo responsável pela remoção de metal da peça retificada). Entretanto, a redução de custo somente será viável se o rebolo, utilizado sob determinadas condições de usinagem e afiação, proporcionar peças com qualidade aceitável, ou seja, com erros de forma e geométricos aceitáveis, rugosidade superficial adequada e sem danos metalúrgicos significativos (modificações na microestrutura do material como encruamento, tensões residuais etc.).

Segundo Krar e Ratterman (1990), como consequência dos esforços contínuos para melhorar a qualidade dos produtos e os métodos de fabricação, têm sido desenvolvidas novas máquinas-ferramenta e materiais para as ferramentas de corte. Alguns tipos de materiais composto, comprovadamente, provocam grandes dificuldades de usinagem, ou até mesmo impossibilidade, quando torna-se necessário que sejam submetidos ao processo de retificação com rebolos convencionais.

Os rebolos superabrasivos, quando comparados com os rebolos convencionais, têm-se mostrado superiores sob vários aspectos. Porém os rebolos superabrasivos não se adaptam a todos os tipos de materiais, cabendo ressaltar que tais rebolos possuem grande eficiência na retificação de metais ferrosos, endurecidos superligas de cobalto e níquel. Os rebolos superabrasivos apresentam também grande resistência aos esforços de corte, sendo que os mesmos suportam grandes esforços físicos, quando comparados com o rebolo convencional. O rebolo superabrasivo apresenta também como característica a ocorrência de uma rugosidade média menor se comprado com o rebolo convencional, além de suportar e dissipar grandes solicitações térmicas mais facilmente diminuindo a temperatura na região de corte, impedindo assim que ocorra a queima da peça durante a retificação.

Segundo Bianchi et al. (1998), a operação de retificação é promovida através de uma ferramenta a qual é responsável pela transferência da energia da máquina à peça e dessa forma, a mesma deve apresentar grande resistência ao desgaste, característica fundamental dos rebolos superabrasivos. Assim, os rebolos superabrasivos apresentam grande resistência ao desgaste, principalmente quando utilizados na retificação de aços de difícil retificação, ou seja, DTG (Difficult To Grinding). Na retificação de aços DTG, os rebolos convencionais

perdem seus grãos abrasivos mais facilmente, gerando elevadas forças de corte, temperatura pelo desgaste excessivo, elevada rugosidade média e temperatura na região de corte. Na retificação com rebolos superabrasivos, os Grãos de CBN - Nitreto de Boro Cúbico, apresentam grande resistência ao desgaste, gerando dessa forma forças menores de corte, temperaturas inferiores pela melhor dissipação de calor ocasionada pelo rebolo superabrasivo, valores inferiores de rugosidade média e temperatura.

Segundo Klocke e König (1995) a melhoria do processo de retificação somente pode ser conseguida com a utilização de grãos superabrasivos como o CBN. O potencial de alto desempenho deste material abrasivo resulta da sua extrema dureza e resistência ao desgaste, aliadas às suas altas resistências à temperatura e condutibilidade térmica. No campo dos rebolos de CBN é observado um rápido crescimento do uso dos ligantes vitrificados na indústria. Este tipo de ligante é frágil e extremamente resistente ao desgaste e possui uma boa estabilidade térmica. Uma outra vantagem significativa da utilização de ligante vitrificado em rebolos de CBN, resulta do fato do mesmo proporcionar boa porosidade e boas propriedades de auto afiação dos rebolos, o que, usualmente, simplifica o método de condicionamento destes.

Os rebolos utilizados na operação de retificação podem apresentar dois tipos de efeitos ocasionados pelo processo de dressagem, que são o macroefeito e microefeito. O microefeito é ocasionado pela fragmentação do ligante através dos esforços mecânicos de retificação atribuídos ao mesmo e ao estado de afiação de cada grão abrasivo. O macroefeito corresponde à rosca gerada na superfície de corte do rebolo. Quando um rebolo é dressado com grau de recobrimento de dressagem próximo à unidade, os fenômenos do macro e micro efeito de dressagem são máximos. Assim, o microefeito é principalmente ocasionado pelo desprendimento do grão abrasivo do ligante devido aos esforços mecânicos pelo aumento contínuo da área de corte do topo do grão abrasivo, promovendo mais tarde seu desprendimento do ligante.

A agressividade de um determinado rebolo é diretamente relacionada com o tipo de ligante que constitui a ferramenta, sendo que os principais ligantes disponíveis no mercado são o resinóide e o vitrificado. Dessa forma tais ligantes apresentam características próprias que influem nos resultados de agressividade. As principais características de rebolos com ligante vitrificados são: Boa resistência à abrasão; boa capacidade de manutenção da forma geométrica; vida longa; geralmente mais fácil de avivar e afiar do que outros ligantes; podem gerar melhores acabamentos superficiais - concentrações de 150 a 200 podem produzir os melhores acabamentos; renovam mais facilmente o grão abrasivo; apresentam um ligante mais frágil ao impacto; possuem a menor resistência devido a má utilização.

O rebolo com ligante resinóide apresenta as seguintes características: Podem ser utilizados em um grande número de aplicações; Estão disponíveis em um grande número de formas e tamanhos; Podem ser utilizados tanto em retificação refrigerada como a seco; Apresentam um ligante mais dúctil; Boa qualidade de corte; Apresentam uma melhor retenção do grão abrasivo.

A ferramenta que apresenta o ligante convencional possui as seguintes características: Não apresenta uma retenção do grão abrasivo; Apresenta um ligante razoavelmente flexivo; São utilizados num campo mais restrito de aplicações; Vida relativamente curta.

A empresa GE Company USA (1998) recentemente divulgou os resultados de levantamento sobre a utilização dos principais tipos de ligantes, utilizados para a fabricação de rebolos superabrasivos nos anos de 1980 e 1997. De acordo com a pesquisa realizada pela empresa, pôde-se notar uma grande queda na utilização do ligante resinóide (de 76% para 31%) e um acentuado crescimento (de 4% para 32%) na utilização do ligante vitrificado. Assim, estes dois tipos de rebolos são, atualmente, os mais utilizados e em quantidades praticamente iguais.

A agressividade dos rebolos está diretamente ligada a um outro fator de muita importância, que é a porosidade apresentada pela ferramenta que expressa a quantidade de núcleos vazios (poros), ou seja a porosidade está intimamente ligada à granulometria. Assim, a granulometria expressa a quantidade de grãos abrasivos encontrados numa determinada área de superfície do rebolo, onde a ferramenta que apresentar uma maior granulometria e consequentemente uma menor porosidade irá apresentar uma agressividade menor quando comparada à uma ferramenta de características contrárias.

## 4 - METODOLOGIA

### 4.1 – Equacionamento Matemático

Segundo Coelho (1991), através de um modelamento matemático, a regressão dos pontos de deslocamento em função do tempo elevado a 2/3 resultam numa boa aproximação da curva gerada pelos mesmos; assim a forma da curva de desempenho será uma reta. Após realizada a regressão, obtém-se o valor da agressividade expressa pela equação abaixo:

$$k = \frac{2b\sqrt{8r}}{3F_n} (a_1)^{2/3} \quad [\text{mm}^3/\text{N.s}] \quad (1)$$

onde:  $k$  = Agressividade da ferramenta [ $\text{mm}^3/\text{N.s}$ ];  
 $b$  = Largura do disco [mm];  
 $r$  = Raio do disco [mm];  
 $F_n$  = Força normal aplicada [N]  
 $a_1$  = Coeficiente Angular Médio [--].

Assim através do Coeficiente Angular  $a_1$  obtido por meio de regressão linear, para cada ensaio realizado foi possível a obtenção da agressividade para cada tipo de ferramenta ensaiada, através da equação 1 apresentada anteriormente.

### 4.2 – Desenvolvimento da balança

A obtenção dos dados quanto ao deslocamento ocasionado pelo desgaste do corpo de prova, ocorreu através da confecção de uma balança, como ilustrada na figura 1. A balança foi confeccionada de modo que a posição do corpo de prova (disco fixo), permanecesse na horizontal, podendo-se assim posicionar o apalpador eletrônico de maneira fácil e sem desvios. No braço da balança foi aplicada uma carga cujo massa foi de 620g, gerando uma força de 6,08N, aplicada diretamente no corpo de prova.

Os ensaios foram elaborados com o corpo de prova permanecendo fixo, sendo que a cada ensaio rotacionou-se o mesmo de 90°.

Os ensaios foram elaborados, de forma a se obterem dados com o maior grau de confiança e precisão possíveis, assim a cada rebolo ensaiado o processo foi repetido individualmente 6 vezes, gerando assim um conjunto de dados que permitiram a construção de gráficos, os quais foram elaborados e analisados separadamente num intervalo de tempo para cada ferramenta testada. Dos gráficos, fixou-se um intervalo de medida e a partir desse intervalo estabeleceu-se a regressão linear.

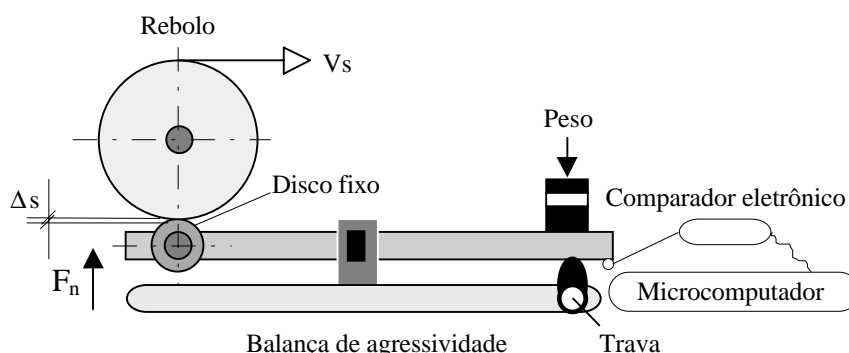


Figura 1: Apresentação esquemática um resultado típico obtido em ensaios.

#### 4.3 – Confeção dos corpos de prova

A construção dos corpos de prova foram elaborados baseado na técnica desenvolvida por COELHO (1991) (conforme figura 1 - disco fixo), onde tais corpos de prova apresentavam diâmetro de 24mm e largura de 1,4mm

Os corpos de prova foram confeccionados com aço VC131, e dureza de 60 HRC com tratamento térmico de têmpera. Durante os ensaios o corpos de prova foram submetidos à uma carga de 6,08 N, como citado anteriormente, parâmetro necessário ao cálculo da agressividade que será apresentado adiante.

#### 4.4 – Aquisição dos dados de deslocamento

A aquisição dos dados foi realizada utilizando-se uma seqüência de equipamentos que podem ser identificados conforme a figura 2. O comparador eletrônico continha um sensor que era posicionado no final do braço da balança, como indicado na figura 1.

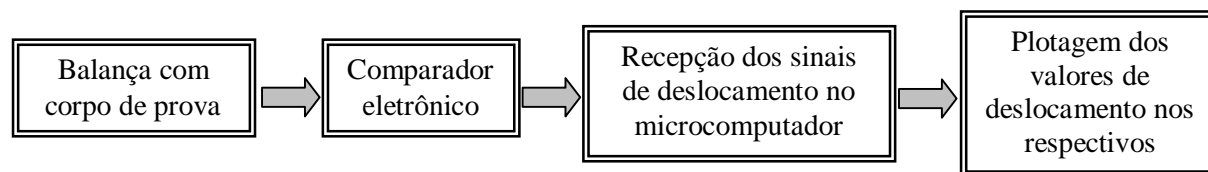


Figura 2 - Ordem de plotagem dos valores do deslocamento.

Os dados referentes ao deslocamento da balança foram monitorados através de um comparador eletrônico, que transmitia o sinal do deslocamento para um codificador próprio do comparador. Realizada a conversão o sinal era enviado para uma placa de aquisição de dados A/D, que enviava o sinal para o software desenvolvido, e por fim os valores foram plotados num arquivo específico. Para a realização do software desenvolvido para a aquisição utilizando-se o Labview 4.1 como linguagem de programação.

O comparador eletrônico foi posicionado a cada ensaio realizado, para garantir que o corpo de prova estava realmente sendo desgastado pela ferramenta. O comparador era posicionado de forma que seu indicador na tela de leitura do comparador eletrônico, indicasse um valor inferior a 50µm. Dessa forma assegurou-se que a partir desse valor o corpo de prova estaria sendo realmente desgastado, sem a interferência de possíveis diferenças entre a posição do apalpador e do corpo de prova devido à sua grande sensibilidade.

### 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os ensaios realizados durante o período proposto, permitiram obter dados que geraram subsídios para uma discussão clara e objetiva, das principais diferenças apresentadas entre os

rebolos de CBN com ligantes resinóide convencional, resinóide de alto desempenho, vitrificado e convencional de Óxido de Alumínio ( $Al_2O_3$ ). Assim os resultados obtidos quanto à agressividade média ( $k_{méd}$ ) e os valores do coeficiente angular médio ( $a_{méd}$ ) para os quatro tipos de ferramentas testadas, segundo modelamento matemático apresentado.

A tabela 1 contém os valores do coeficiente angular médio ( $a_{méd}$ ), desvio padrão apresentado pelos ensaios e a agressividade média ( $k_{méd}$ ).

Tabela 1 - Resultados globais do Coeficiente angular médio,  $a_{méd}$ , Desvio padrão e Agressividade média,  $K_{méd}$ .

<b>Rebolo resinóide convencional</b>		
Coeficiente angular médio, $a_{méd}$	Desvio padrão (%)	Agressividade média, $K_{méd}$ [ $mm^3/N.s$ ]
0,117	9,61	0,30
<b>Rebolo convencional</b>		
Coeficiente angular médio, $a_{méd}$	Desvio padrão (%)	Agressividade média, $K_{méd}$ [ $mm^3/N.s$ ]
0,506	8,99	0,95
<b>Rebolo resinóide de alto desempenho</b>		
Coeficiente angular médio, $a_{méd}$	Desvio padrão (%)	Agressividade média, $K_{méd}$ [ $mm^3/N.s$ ]
0,151	19,37	0,43
<b>Rebolo vitrificado</b>		
Coeficiente angular médio, $a_{méd}$	Desvio padrão (%)	Agressividade média, $K_{méd}$ [ $mm^3/N.s$ ]
0,125	19,42	0,38

A figura 3 apresenta os valores da agressividade média ( $K_{méd}$ ), de todos os ensaios realizados e o desvio padrão apresentados por tais ensaios.

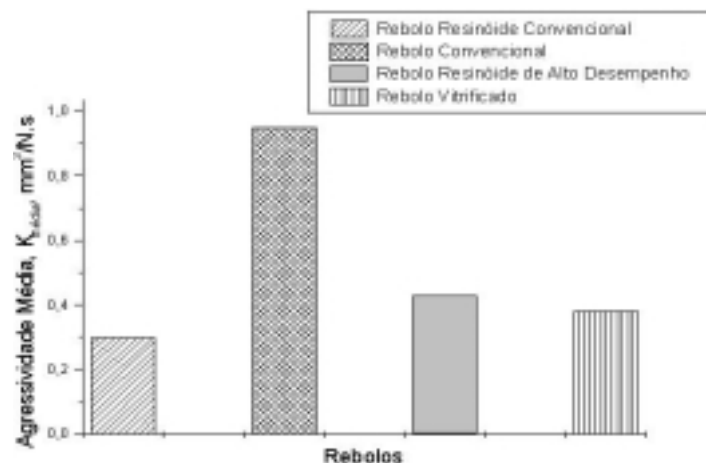


Figura 3 - Gráfico da agressividade média,  $K_{méd}$ , em função dos rebolos.

Para a análise dos resultados de agressividade obtidos, utilizou-se o método One-Way ANOVA e o método Student-Newman-Keuls para as comparações entre os grupos de rebolos ensaiados.

Ao realizar-se o teste One-way ANOVA, com os valores originais da agressividade para cada rebolo, este conjunto de dados não apresentava uma distribuição normal, pré-requisito básico para a aplicação do teste One-way ANOVA, o qual é um teste paramétrico.

Sendo assim, visando-se obter a normalidade do conjunto de dados, os valores individuais de agressividade para cada rebolo foram transformados matematicamente, sendo-lhes extraída a raiz quadrada dos valores individuais. Utilizando-se os valores transformados de agressividade (raiz quadrada dos valores iniciais), executou-se novamente o teste One-way



ANOVA, obtendo-se então a normalidade dos dados, sendo possível a execução e a continuidade do teste.

O quadro de Análise de Variância é apresentado na tabela 2. Foi verificada diferença estatística entre os grupos ( $p < 0,0001$ ).

Tabela 2: Análise de Variância – um critério de classificação (One-way ANOVA)

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Quadrado médio	“F”	p
Entre grupos	2,4970	3	0,83234	221,4	<0,0001
Resíduo	0,0714	19	0,00376		
<b>Total</b>	<b>2,5685</b>	<b>22</b>			

Para as comparações múltiplas entre os grupos (tipos de rebolo), utilizou-se o método de Student-Newman-Keuls, com 5% de significância. O resultado obtido é apresentado na tabela 3.

Tabela 3: Comparações múltiplas entre os grupos (\* - teste significativo  $p < 0,05$ ; N.S. - Não Significante  $p < 0,05$ )

	Rebolo Resinóide convencional	Rebolo Convencional	Rebolo Resinóide de alto Desempenho	Rebolo Vitrificado
Rebolo Resinóide convencional		*	N.S.	N.S.
Rebolo Convencional	*		*	*
Rebolo Resinóide de alto Desempenho	N.S.	*		N.S.
Rebolo Vitrificado	N.S.	*	N.S.	

A análise comparativa dos valores de agressividade entre os rebolos superabrasivos, não apresentaram diferenças estatisticamente significastes ( $p < 0,05$ ), conforme apresentado na tabela 3. Este fato deve-se a característica similar dos grãos superabrasivos testados, já que todas as ferramentas superabrasivas ensaiadas são compostas de grãos de mesma dureza e granulometria. Em virtude da própria metodologia de ensaio adotada o ligante não foi solicitado de forma efetiva, sendo que a capacidade de retenção do grão pelo ligante não foi testada devido às pequenas solicitações de corte. Da mesma forma, a maior ou menor capacidade de alojamento de cavaco pelo ligante não foi verificada devido ao pequeno volume de material removido no corpo de prova. Basicamente, a agressividade destes rebolos deve-se ao microefeito gerado na operação de perfilamento, a qual foi similar para todos os rebolos, quanto às velocidades periféricas do rebolo, do dressador rotativo e velocidade de deslocamento transversal da mesa.

O rebolo convencional apresentou maior agressividade quando comparado com os rebolos superabrasivos ( $p < 0,005$ ). Este fato deve-se às diferenças existentes entre as operações de afiação entre as ferramentas convencionais e superabrasivas. A dressagem em rebolos convencionais gera além do microefeito, uma rosca na superfície do rebolo conhecida como macroefeito, a qual é função do grau de recobrimento (Ud). A maior agressividade é obtida quando o rebolo é dressado com Ud=1, fato este adotado quando das dressagem do rebolo convencional utilizado nesta pesquisa. Apesar da menor dureza do grão abrasivo convencional de Óxido de Alumínio, quando comparado com o grão superabrasivo de CBN, nos ensaios realizados observou-se a predominância do macroefeito para o rebolo convencional resultando na maior agressividade deste. Além disso a operação de perfilamento realizada nos rebolos superabrasivos tende a desgastar a superfície do topo do grão superabrasivo, reduzindo sua agressividade.

Apesar da menor agressividade apresentada pelos rebolos superabrasivos, quando comparado aos convencionais, os primeiros têm como características a manutenção por um período de tempo muito superior ao rebolo convencional. Sendo assim o efeito negativo de sua menor agressividade inicial é compensado pela maior capacidade de manutenção desta agressividade, trazendo como benefícios e o comportamento mais estável da forças de corte, rugosidade superficial, menores temperaturas geradas na região de corte.

## 6. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos em laboratório, através dos equipamentos e métodos propostos, forneceram subsídios para se atingir o objetivo da pesquisa, pois os resultados de agressividade mostraram-se estatisticamente iguais, entre os rebolos superabrasivos de CBN. Assim, o rebolo convencional apresentou um valor de agressividade superior, pelos motivos citados anteriormente, caracterizando tal ferramenta por apresentar um macroefeito superior às ferramentas superabrasivas, característica essa ocasionada pela dressagem do rebolo convencional.

Assim pode-se concluir que para operações de retificação com um reduzido espaço de tempo o rebolo convencional apresenta uma agressividade muito boa, como apresentado anteriormente, porém o mesmo comportamento não seria verificado caso a operação de retificação exigisse um tempo maior, fornecendo subsídios para a capacidade de resistência do grão abrasivo em resistir ao desgaste.

Os rebolos superabrasivos, apresentados nessa pesquisa, apresentaram valores de agressividade estatisticamente iguais, fato ocasionado pela pequena solicitação ocasionada sobre os ligantes, porém tal comportamento é apresentado de maneira mais expressiva em condições de usinagem mais severas, aplicando-se sobre o ligante esforços mecânicos mais elevados.

## 7. AGRADECIMENTOS

Manifestamos nossos agradecimentos a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio cedido para este trabalho.

## 8. REFERÊNCIAS

- OLIVEIRA, J. F., COELHO, R. T. “Avaliação Experimental da Profundidade do Limite de Dressagem na Retificação de Precisão”, XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - São Paulo, Dezembro 1991.
- NAILOR, B. Truling parameters for conditioning vitrified bond wheels. INTERNATIONAL CONFERENCE, 27.Illinois: GE Superabrasives, 1989. 20p.
- BIANCHI, E.C., DIAS, A. C. P., BORTOLOTO, R. G., FERNANDES, O. C., JUNIOR, C. E. S., AGUIAR, P. R., JUNIOR, M. V. “Análise do Comportamento de Rebolos Convencionais em Função dos Parâmetros de Usinagem e do tipo de Ligante.” RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. XX – N<sup>o</sup> 3 – 1998 – pp. 390-399.
- KRAR, S. F., RATTERMAN, E. “Superabrasives: Grinding and Machining with CBN and Diamond”. *McGraw-Hill, Inc.*, USA. 1990, 196 p.
- KÖNIG, W. Fertigungverfahren Bände 2. Schleifen, Hohnen, Lappen. VDI Verlag GMBH Rudeldorf, 1972.

# SEQÜÊNCIAS DE PASSES OTIMIZADAS NA LAMINAÇÃO DE TIRAS A FRIO

**Regina Fátima Gibson Gonçalves**

**Horacio Helman**

Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Elétrica/Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: [regina\\_fatima@uol.com.br](mailto:regina_fatima@uol.com.br)

## Resumo

Neste trabalho, apresenta-se um método de otimização de seqüências de passes em relação à máxima produtividade do equipamento, ou ao mínimo consumo de energia elétrica, que atenda às limitações impostas pelo equipamento, às condições de segurança da operação e à geometria desejada para o produto. O método de cálculo foi desenvolvido utilizando os conceitos da lógica difusa e dos algoritmos genéticos. A lógica difusa foi empregada na obtenção de seqüências de passes viáveis, para serem posteriormente submetidas a um algoritmo genético capaz de identificar aquela que corresponda a um dos objetivos propostos. O método foi instrumentado em microcomputador e aplicado a exemplos típicos de laminação. Dentre suas aplicações práticas, pode-se citar a análise da influência das condições operacionais sobre a produção e sobre o consumo de energia elétrica e a avaliação do efeito da adoção de diferentes graus de exigência relativos à qualidade do produto sobre a capacidade de produção.

**Palavras-chave:** Laminação de tiras, Lógica difusa, Algoritmos genéticos.

## 1. INTRODUÇÃO

Quando se deseja submeter um material a uma dada redução de espessura por meio de uma operação de laminação, é frequente se deparar com uma situação na qual seja impossível atingir a geometria final desejada por meio de um único passe. Nestes casos, deve-se calcular uma seqüência de passes que leve à geometria pretendida, respeitando as limitações impostas pelo equipamento e pelas condições de segurança da operação.

A determinação de uma seqüência de passes corresponde à definição de um conjunto de valores para as variáveis que caracterizam a operação e é realizada a partir de critérios de cálculo preestabelecidos. Na literatura são encontrados diversos métodos de cálculo de seqüências de passes, porém cada um deles é baseado em apenas um dos critérios usuais. Neste trabalho, emprega-se um método desenvolvido, utilizando-se a lógica difusa, para permitir a combinação de diferentes critérios em um mesmo cálculo.

A solução para o problema do cálculo de seqüências de passes normalmente não é única. A escolha da seqüência de passes a ser adotada em uma dada aplicação é feita, então, em função de objetivos adicionais, tais como o requisito de que o consumo de energia elétrica seja o menor possível, ou que a produtividade do equipamento seja máxima, por exemplo.

Neste tipo de problema, são frequentes os casos em que o número de soluções viáveis é muito grande, o que leva à necessidade de se recorrer a um método de otimização para se escolher a solução mais indicada. Neste trabalho, apresenta-se um método, utilizando

algoritmos genéticos, que permite que se escolha a seqüência de passes que satisfaça a um dos dois objetivos citados.

## **2. CÁLCULO DAS SEQÜÊNCIAS DE PASSES**

A literatura sobre o cálculo de seqüências de passes evidencia sua importância, por influenciar as características do produto final, a produtividade do equipamento e o desgaste dos cilindros, dentre outras variáveis operacionais.

A filosofia básica nesses projetos é a de se aproveitar ao máximo a produtividade do equipamento em uso, respeitando-se condições impostas pelas interações entre, por exemplo, geometria desejada, coroa térmica e carga de laminação. Há diversos critérios para se estabelecer uma seqüência de passes. Pode-se dividir estes critérios em dois grandes grupos: aqueles nos quais o parâmetro principal é a produtividade, apresentados por Helman (1988), por Sarmiento et al. (1988) e por Ávila & Helman (1989), e aqueles nos quais esse parâmetro é a forma da tira, apresentados por Bryant (1973), por Nakajima (1985), por Pataro et al. (1994), por Batista & Helman (1995) e por Shigaki & Helman (1998).

Do exposto, observa-se que há na literatura diversos métodos de cálculo de seqüência de passes, mas cada um deles é desenvolvido contemplando apenas um dos critérios.

Para os propósitos deste trabalho, foi empregado um método de cálculo de seqüência de passes desenvolvido utilizando os conceitos da lógica difusa e descrito em Gonçalves (s.d.), que permite que se contemple mais de um critério ao mesmo tempo (sendo cada um deles parcialmente atendido). Para isto, são estabelecidas faixas de valores aceitáveis para a carga e a potência de laminação e para a coroa da tira em cada passe. Estas faixas variam de acordo com o peso relativo atribuído a cada critério de cálculo, sempre respeitando os limites de faixas mais amplas, que correspondem a limites impostos pelas características do equipamento e pelo nível mínimo admissível de qualidade geométrica do produto.

## **3. OTIMIZAÇÃO DAS SEQÜÊNCIAS DE PASSES**

Os problemas de otimização aparecem em muitas áreas da indústria, sendo constantemente despendidos esforços na determinação das melhores formas de realização de processos existentes ou projetados.

Numerosas técnicas de otimização têm sido propostas com o objetivo de aprimorar o projeto e o desempenho dos sistemas de engenharia. Apesar da grande variedade de técnicas disponíveis (Box et al., s.d.), não há nenhum método inteiramente satisfatório em todo o espectro de problemas com os quais se defronta o engenheiro. Há uma dualidade entre os conceitos de busca e otimização, de forma que todo problema de busca pode ser considerado um problema de otimização e vice-versa. Embora o objetivo de uma busca possa ser a localização de um valor máximo ou de um valor mínimo, qualquer problema de otimização pode ser expresso como um problema de localização de um ponto de máximo. Via de regra, esta estratégia é adotada.

Normalmente os cálculos são iterativos, o que introduz uma grande dificuldade, relacionada à convergência. Um ponto de mínimo nunca será atingido, mas pode-se eventualmente chegar a um ponto de sela, ou a um máximo local e não ao máximo global. Nenhum método iterativo pode garantir que localizará o máximo global. O problema de se decidir se já se atingiu a convergência é muito difícil.

Ribeiro Filho et al. (1994) e Tanomaru (1995a) classificam as técnicas de busca em três grandes grupos (técnicas baseadas em cálculos, enumerativas e probabilísticas), com uma sé-

rie de subgrupos. Os algoritmos genéticos<sup>1</sup>, procedimentos de busca com base filosófica na biologia molecular, incluem-se no grupo das técnicas probabilísticas. Na literatura são encontrados diversos exemplos de utilização dos algoritmos genéticos em uma série de aplicações, apresentadas por Ribeiro Filho et al. (1994), Tanomaru (1995b), Pearce & Cowley (1996) e Man et al. (1996).

O problema de otimização de que trata este trabalho consiste na busca do conjunto de pesos relativos para os critérios de cálculo de seqüências de passes que propicie a melhor forma de realização do processo de laminação de tiras a frio, representada pela obtenção da máxima produção horária, ou, alternativamente, do mínimo consumo de energia elétrica, atendendo a certas condições relativas ao processo e ao produto. Trata-se, portanto, de um problema não-linear, multi-variável e multimodal, caso típico para a aplicação de algoritmos genéticos.

O procedimento da busca inicia-se com a obtenção da população inicial. Representa-se cada indivíduo desta população em forma codificada, avaliam-se as funções de adequabilidade para cada indivíduo, identificam-se os melhores indivíduos e constrói-se a roleta. Forma-se a geração seguinte, aplicando-se os operadores de reprodução, recombinação e mutação, e repete-se o procedimento, até que as condições de convergência sejam atingidas. Sua principal limitação relaciona-se ao tempo de processamento, sendo a maior parte deste tempo consumida no cálculo da adequabilidade dos indivíduos.

Para instrumentação do algoritmo apresentado, foi elaborado um programa para micro-computador, em linguagem C, sendo seu fluxograma simplificado apresentado na Figura 1. O programa é modularizado, o que o torna mais versátil, no sentido de permitir sua aplicação, com facilidade, a outras aplicações. São contempladas as particularidades descritas a seguir.

O tamanho da população é um dado de entrada do programa. A obtenção da população inicial é feita aleatoriamente. Foi adotada uma representação cromossômica em cadeia binária com 16 dígitos para cada variável. Desta forma, a precisão dos resultados irá depender da faixa de valores aceitáveis para cada variável (informada na fase de entrada de dados), sendo, no mínimo, de 3 casas decimais, já que a maior faixa de variação prevista é de 0 a 10.

O critério de seleção é o da roleta modificada. Inicialmente, as adequabilidades absolutas são elevadas a uma potência, cujo expoente é escolhido na fase de entrada de dados do programa<sup>2</sup>. Estes valores são acumulados. As adequabilidades relativas são calculadas dividindo-se as novas adequabilidades absolutas por este total. A área da roleta correspondente a cada indivíduo é proporcional à sua adequabilidade relativa. Quanto maior o valor do expoente, mais seletiva será a roleta. Antes de se iniciar os cálculos para a construção da roleta, os piores indivíduos são substituídos por cópias do melhor indivíduo já localizado. A quantidade de indivíduos que será substituída em cada geração é escolhida na fase de entrada de dados do programa.

Para garantir a presença de informação nova em todas as gerações e ao mesmo tempo evitar a necessidade de adoção de uma alta probabilidade de mutação, apenas uma parcela de cada geração nova provém da aplicação dos operadores genéticos aos indivíduos da geração anterior. Os indivíduos restantes são obtidos da mesma maneira que os da população inicial. O número de indivíduos que serão gerados com este procedimento é também um dos dados de entrada do programa. Esta prática equivale à realização de duas buscas simultâneas, uma genética e outra aleatória. Os resultados da busca aleatória alimentam a busca genética.

---

<sup>1</sup> Uma importante característica dos algoritmos genéticos é trabalhar partindo não de um ponto inicial, como no caso dos métodos de otimização tradicionais, mas de um conjunto de pontos. Cada um destes pontos, ou soluções candidatas, é referenciado como sendo um indivíduo e o conjunto de pontos, uma população. A cada iteração, denominada geração, são realizados sorteios entre os indivíduos. A forma mais usual para possibilitar estes sorteios é construir-se uma roleta, com uma subdivisão para cada indivíduo, de tal forma que indivíduos que apresentem melhor desempenho tenham maior probabilidade de serem sorteados.

<sup>2</sup> A função de adequabilidade deve ser definida de tal forma que as adequabilidades absolutas dos indivíduos nunca sejam negativas, caso se escolha um expoente ímpar para esta operação.

É adotada operação de recombinação simples, a partir de um ponto da cadeia escolhido aleatoriamente. A operação de mutação é efetuada em um ponto da cadeia, também escolhido aleatoriamente.

O critério de convergência leva em conta um número mínimo de gerações e um certo número de gerações estagnadas (estes números fazem parte dos dados de entrada do programa). O conceito de estagnação refere-se apenas ao valor da função no ponto de máximo, sem levar em conta estagnação das coordenadas do ponto, já que o programa destina-se principalmente à otimização de funções com mais de uma ocorrência do valor máximo.

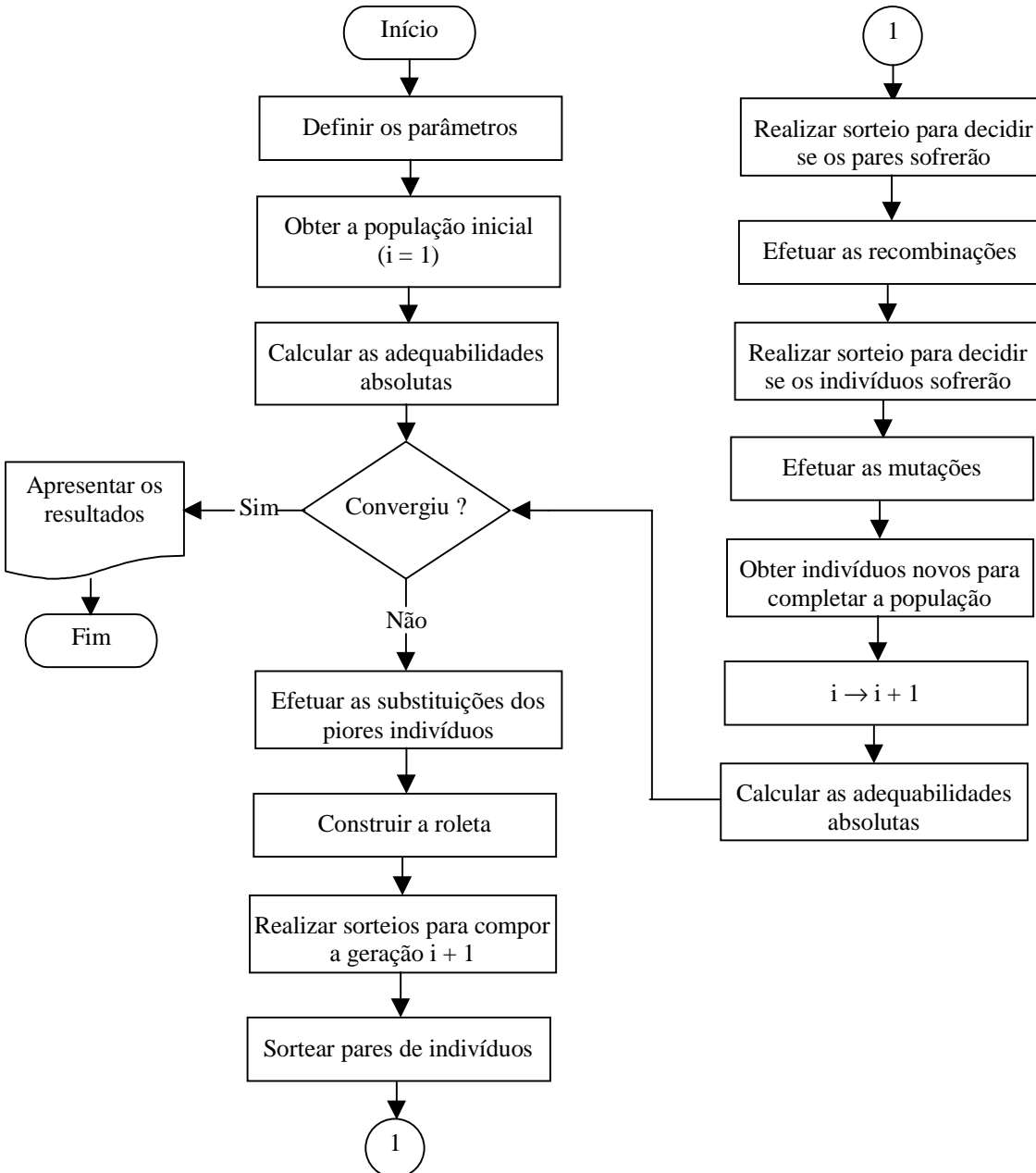


Figura 1 - Fluxograma simplificado

#### 4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

Os exemplos apresentados foram executados em um microcomputador Pentium II de 266 MHz. Os tempos de processamento informados são todos referentes a esta máquina.

No primeiro exemplo, o programa foi utilizado para realizar 2 buscas sucessivas, sendo a primeira com o objetivo de obter a máxima produção horária e a segunda, o mínimo consumo de energia elétrica, na laminação de uma tira de aço, utilizando-se um laminador quádruplo. Os dados de entrada utilizados estão listados no Apêndice 1.

Os cálculos são realizados permitindo ajustes nos valores de velocidade de laminação e de tensões a frente e a ré, na determinação de cada passe.

Para a busca relativa à máxima produção horária, o resultado, obtido em 915 segundos, corresponde a uma seqüência com 6 passes, com uma produção de 54,822 t/h e um consumo de energia elétrica de 40,693 kWh/t. No caso da busca relativa ao mínimo consumo de energia elétrica, o resultado, obtido em 2482 segundos, conduziu a uma seqüência com 11 passes, consumo de 40,220 kWh/t e produção de 25,532 t/h.

Observa-se que, neste exemplo, ao se buscar a máxima produção, o consumo de energia para a melhor seqüência de passes é 1,2% maior do que o mínimo consumo de energia elétrica encontrado. Entretanto, quando se visa obter o mínimo consumo de energia elétrica, a produção horária de tiras é de apenas 46,6% da produção máxima verificada.

As condições de cálculo das seqüências de passes influenciam estes valores, de tal forma a provocar variações significativas tanto no acréscimo de consumo de energia em relação ao valor mínimo, quando se otimiza em relação à máxima produção, como na redução da produção, em relação à máxima, que se impõe quando a otimização é feita em relação ao mínimo consumo de energia. Entretanto, pode-se observar que, de modo geral, a variação de consumo de energia elétrica não se apresenta muito significativa, enquanto a produção horária apresenta variações sensivelmente maiores, o que desencoraja a adoção do mínimo consumo de energia como objetivo de projeto. Esta diferença de comportamento reflete-se inclusive nos tempos de processamento, que são mais longos quando o objetivo da busca é o mínimo consumo de energia elétrica.

Alguns aspectos relativos à influência da escolha das condições de cálculo das seqüências de passes são discutidos a seguir.

A análise apresentada é apenas ilustrativa das potencialidades do método desenvolvido, já que uma análise suficientemente criteriosa para permitir a formulação de conclusões genéricas sobre esse comportamento demandaria uma quantidade de simulações que fugiria ao escopo deste trabalho. Como a variação de consumo de energia elétrica usualmente não é muito expressiva, a análise será restrita a buscas relativas à máxima produção horária.

A Figura 2 ilustra os resultados obtidos mantendo-se os dados do primeiro exemplo, porém variando-se a largura da tira, a diferença de temperatura entre seu centro e suas bordas ( $\Delta T$ ) e a coroa mecânica imposta aos cilindros.

Pode-se observar que, neste caso, os valores de produção horária crescem com o valor da largura da tira. O valor máximo de produção (110,204 t/h) foi obtido para uma tira com 1100 mm de largura, sendo laminada com uma coroa imposta de 0,015 mm e 60°C de diferença de temperatura entre seu centro e suas bordas. O pior resultado (3,618 t/h) foi encontrado para uma tira com 1000 mm de largura, laminada com uma coroa imposta de 0,045 mm e 20°C de diferença de temperatura entre seu centro e suas bordas.

Analizando-se o efeito da variação de um parâmetro de cada vez, conclui-se que o aumento da coroa mecânica reduz os valores de produção, enquanto o aumento da diferença de temperatura produz o efeito inverso. Com relação à qualidade dimensional da tira, o melhor resultado<sup>3</sup> foi obtido para uma tira com 1000 mm de largura, laminada com uma coroa imposta de 0,015 mm e 60°C de diferença de temperatura entre seu centro e suas bordas. Nestas condições a produtividade é de 97,297 t/h. É importante notar que um aumento na qualidade geométrica da tira nem sempre é acompanhado de uma redução na produtividade.

---

<sup>3</sup> Correspondente à seqüência de passes com o maior peso do critério da coroa (9,53).

A Figura 3 ilustra os resultados obtidos mantendo-se os dados do primeiro exemplo, porém variando-se a largura da mesa, a diferença de temperatura entre o centro e as bordas da tira ( $\Delta T$ ) e a coroa mecânica imposta aos cilindros.

Neste caso, observa-se que o efeito da variação da largura da mesa sobre os valores de produção horária não apresenta um padrão uniforme. Com relação à coroa mecânica e à diferença de temperatura entre o centro e as bordas da tira, nota-se uma tendência de aumento da produtividade com o aumento da diferença de temperatura e com a redução da coroa mecânica. Entretanto, esta tendência não se confirma em alguns casos, como ilustra a figura. O valor máximo de produção (102,467 t/h) foi obtido para uma mesa com 1500 mm de largura, com uma coroa imposta de 0,015 mm e 40°C de diferença de temperatura entre o centro e as bordas da tira. O pior resultado (3,618 t/h) foi encontrado para uma tira com 1000 mm de largura, laminada com uma coroa imposta de 0,045 mm e 20°C de diferença de temperatura entre seu centro e suas bordas.

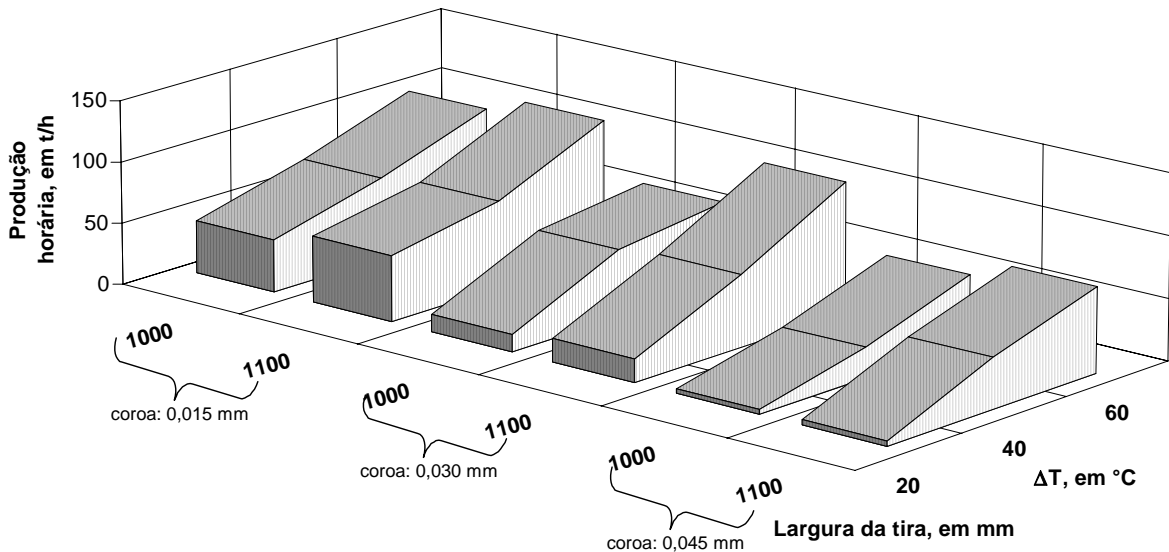


Figura 2 - Influência de parâmetros sobre a produção horária, mantida a largura da mesa

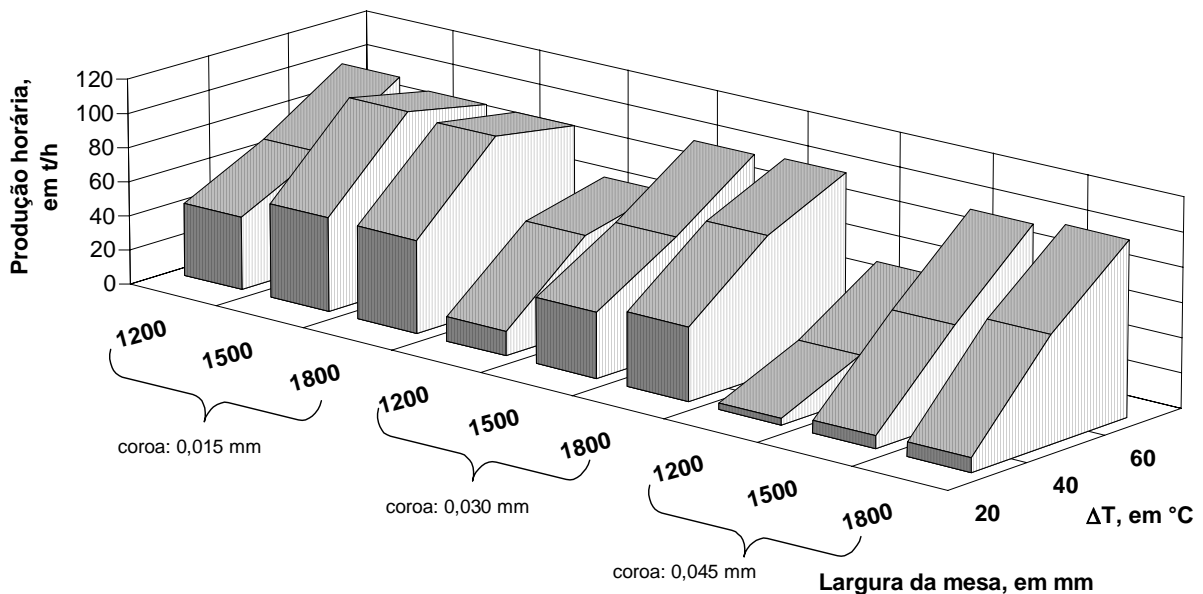


Figura 3 - Influência de parâmetros sobre a produção horária, mantida a largura da tira



## 5. CONCLUSÕES

A busca genética, como qualquer outro método numérico de otimização, não garante que o ponto de ótimo global seja realmente localizado. Além disto, o tempo de processamento necessário para que a busca se complete pode variar significativamente de uma simulação para outra, mesmo que o resultado final seja o mesmo.

Observa-se também que os valores dos parâmetros da busca devem ser cuidadosamente escolhidos, para que a busca seja eficaz, no menor tempo de processamento possível. Entretanto, esta escolha, além de não ser trivial, não pode ser amplamente generalizada.

Um fato que merece destaque é a ocorrência de valores de produtividade semelhantes, para diferentes condições operacionais. Nestes casos, observa-se que os valores do peso do critério da coroa, em geral, são distintos. Estes pesos estão relacionados às coroas das tiras laminadas, de tal forma que, quanto maiores seus valores, menores as variações de coroa, em relação ao valor objetivado, nos diversos passes. Uma alternativa aparentemente promissora seria a escolha da seqüência de passes que apresentasse, conjuntamente, os maiores valores de produtividade e de peso do critério da coroa. Pode-se pensar, inclusive na realização de buscas com objetivos mais complexos, que levem em conta, também, outros fatores que sejam relevantes nesta escolha e que poderiam ser definidos, por exemplo, com o auxílio da lógica difusa. A maneira como o programa foi escrito permite que seja adaptado facilmente para atender a tais modificações.

As conclusões a respeito da influência dos parâmetros sobre os resultados não podem ser generalizadas, em função do reduzido número de casos estudados. Entretanto, tornam-se evidentes as potencialidades do método apresentado, que pode ser utilizado no dimensionamento de equipamentos para novas instalações, na determinação de condições operacionais econômicas, em levantamentos de custos, etc.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ÁVILA, A. F., HELMAN, H. Um modelo matemático para um laminador “tandem” a frio. *RBCM - J. Of the Braz. Soc. Mech. Sc*, v.11, n.2, p.157-170, 1989.
- BATISTA, J. C., HELMAN, H. Modelo matemático para controle de planicidade de tiras de aço. In: SEMINÁRIO DE LAMINAÇÃO. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE METAIS, 37, 1995, Curitiba. Anais... p.327-344.
- BRYANT, G. F. *Automation of tandem mills*. London: The Iron And Steel Institute, 1973. 412p.
- BOX, M. J., DAVIES, D., SWANN, W. H. *Mathematical and statistical techniques for industry; monograph no.5 - non-linear optimization techniques*. Published for Imperial Chemical Industries Limited by Oliver & Boyd, 60p.
- GONÇALVES, R. F. G. *Otimização de seqüências de passes no processo de laminação*. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da UFMG. s. n. t. (Tese, Doutorado em Engenharia Metalúrgica, em andamento).
- HELMAN, H. *Fundamentos da laminação de produtos planos*. São Paulo: ABM-FCO, 1988. 396p.
- MAN, K. F., TANG, K. S., KWONG, S. Genetic algorithms: concepts and applications. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, New York, v.43, n.5, p.519-534, oct. 1996.
- NAKAJIMA, K. et al. New plate mill draft scheduling system for crown and flatness control. *Transactions ISIJ*, Tokyo, v.25, n.3, p.212-218, mar. 1985.
- PATARO, C. D. M., RESENDE, P., HELMAN, H. Geração Automática de uma seqüência de passes na laminação de produtos planos. In: CONGRESSO ANUAL DA ABM, 49, 1994, São Paulo. Anais... v.5, p.365-372.

- PEARCE, R., COWLEY, P. H. Use of fuzzy logic to describe constraints derived from engineering judgment in genetic algorithms. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, New York, v.43, n.5, p.535-540, oct. 1996.
- RIBEIRO FILHO, J. L., TRELEAVEN, P. C., ALIPPI, C. Genetic-algorithm programming environments. *IEEE Computer*, p.28-43, jun. 1994.
- SARMENTO, E. C., PIORKO, I., HELMAN, H. A temperatura da tira como parâmetro de um modelo de cálculo de escala de passes de um laminador "tandem" a frio. *Metalurgia - ABM*, São Paulo, v.44, n.373, p.1260-1264, dez. 1988.
- SHIGAKI, Y., HELMAN, H. Uma análise crítica do critério de carga constante no processo de laminação. In: CONGRESSO ANUAL DA ABM, 53, 1998. Anais...
- TANOMARU, J. Motivação, fundamentos e aplicações de algoritmos genéticos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE REDES NEURAIAS, 2, ESCOLA DE REDES NEURAIAS, 3, 1995a, Curitiba.
- TANOMARU, J. Planejamento de mão-de-obra por um algoritmo genético. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE REDES NEURAIAS, 2, ESCOLA DE REDES NEURAIAS, 3, 1995b, Curitiba.

## Apêndice I

### Dados da tira:

Peso da bobina .....	15 t	Deformação logarítmica prévia .....	0
Largura .....	1000 mm	Coroa objetivada .....	2,5 % de $h_f$
Espessura de entrada .....	6 mm	Coroa máxima admissível .....	4% de $h_f$
Espessura de saída ( $h_f$ ) .....	1,5 mm		

### Dados da operação e critérios de cálculo:

Coeficiente de atrito .....	0,1	Tensões a frente e a ré máximas .....	85
Dif. de temperatura entre bordas e centro .....	40°C	Temperatura máxima admissível da tira .....	160°C
Coef. de transferência térmica ..	3000 kcal/m <sup>2</sup> /h/°C	Carga de laminação nominal .....	800 t
Velocidade de laminação nominal .....	300 m/min	Potência de laminação nominal .....	1800 kW
Tensões a frente e a ré nominais <sup>4</sup> .....	75	Pesos admissíveis dos critérios de cálculo <sup>5</sup> ..	0 a 10
Tensões a frente e a ré mínimas .....	5		

### Dados da busca genética:

Tamanho da população .....	250 indivíduos	Probabilidade de recombinação .....	0,6
Número mínimo de gerações .....	10	Probabilidade de mutação .....	0,001
Número de gerações estagnadas .....	5		

Máxima produção horária      Mínimo consumo de energia

Grau de sensibilidade da roleta .....	1	.....	2
Número de indivíduos novos em cada geração .....	1	.....	4
Número de indivíduos eliminados em cada geração .....	6	.....	1

### Dados do equipamento:

Carga máxima de laminação .....	1000 t	Distância entre apoios .....	2250 mm
Potência máxima de laminação .....	3000 kW	Semi-comprimento do pescoço .....	375 mm
Velocidade máxima de laminação .....	450 m/min	Rendimento dos motores de acionamento .....	1
Aceleração .....	0,11 m/s <sup>2</sup>	Módulo de rigidez do laminador .....	500 t/mm
Diâmetro dos cilindros de trabalho .....	300 mm	Precisão do ajuste da abertura dos cilindros	0,001 mm
Diâmetro dos cilindros de encosto .....	1100 mm	Coroa mecânica imposta por usinagem .	0,030 mm
Largura da mesa .....	1200 mm	Módulo de Poisson .....	0,31
Distância percorrida pela tira entre 2 passes consecutivos .....	8 m		
Tempo necessário para a inversão do sentido de laminação .....	5 s		
Diâmetro do pescoço dos cilindros de encosto .....	830 mm		
Módulo de Young dos cilindros de trabalho e de encosto .....	2245 MPa		
Módulo de cisalhamento dos cilindros de trabalho e de encosto .....	866 MPa		
Coeficiente de expansão linear .....	11 x 10 <sup>-6</sup> mm/mm/°C		

<sup>4</sup> As tensões a ré e a frente são expressas em percentagem das tensões de escoamento da tira à entrada e à saída do passe.

<sup>5</sup> As relações entre esses pesos e as faixas de valores admissíveis são lineares, sendo que, para pesos nulos as faixas de valores aceitáveis se estendem de 0 até os limites máximos admissíveis e, para pesos máximos, as faixas de valores aceitáveis são compreendidas entre  $\pm 1\%$  dos valores nominais escolhidos.

# **EFEITO DA ADIÇÃO DE PÓ DE CARBONETO DE SÍLCIO NO FLUIDO DIELÉTRICO SOBRE O DESEMPENHO DA USINAGEM POR DESCARGAS ELÉTRICAS DO AÇO ABNT M2**

**Luciano Antônio Fernandes**

**Claudionor Cruz**

**Alberto Arnaldo Raslan**

Universidade Federal de Uberlândia / FEMEC Faculdade de Engenharia Mecânica  
CEP - 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil / E-mail: [secposmec@mecanica.ufu.br](mailto:secposmec@mecanica.ufu.br)

## **Resumo**

O presente trabalho relata experimentos feitos em moderno equipamento de usinagem por descargas elétricas (EDM) na geração de entalhes semi-circulares em aço-rápido ABNT M2 em regime de desbaste. As condições dos experimentos incluem a comparação entre os pós de silício e carboneto de silício, adicionados ao fluido dielétrico. Além disso, foram investigados a taxa de remoção de material e o desgaste da ferramenta. Os resultados indicam que a adição de SiC é mais benéfica ao processo que a adição de Si nos testes realizados com querosene. Os testes realizados com adição de SiC com granulometria de 15 $\mu$ m (600 mesh) na concentração de 30 g/l adicionado a três fluidos dielétricos comerciais indicaram os seguintes resultados: melhora significativa na taxa de remoção de material, razoável melhoria na relação de desgaste em comparação com os testes realizados sem adição de SiC.

**Palavras-chave:** Usinagem por descargas elétricas, Aço-rápido ABNT M2, Adição de pó, Fluido dielétrico.

## **INTRODUÇÃO**

É digno de nota que dos processos não tradicionais de usinagem, o processo EDM por se tratar de um dos primeiros a serem estabelecidos na indústria, é ainda um dos processos em franca evolução no sentido de corresponder a novas exigências da engenharia de fabricação.

Porém, apesar da grande evolução verificada nas últimas décadas, o processo EDM ainda é referenciado como um processo que tem uma limitação no nível de acabamento superficial e por apresentar uma baixa taxa de remoção de material, quando comparado com os processos tradicionais e de afetar metalurgicamente a superfície e camadas sub-superficiais das peças usinadas, Kobayashi (1995).

Conforme comenta Fernandes (1999), alguns pesquisadores recomendam que as superfícies usinadas por EDM devam ser acabadas por um processo eletroquímico, ultrassônico ou de fluxo abrasivo, para eliminação da camada refundida, pobre em propriedades mecânicas, e mesmo para melhorar o acabamento superficial, visando a otimização do desempenho das peças submetidas, principalmente, a esforços dinâmicos.

Entretanto esta recomendação é discutível, pois a própria concepção dos meios de produção atuais visam diminuir as operações de fabricação e o número de processos envolvidos.

Todos estes fatores têm sido os impulsionadores da própria evolução que o processo EDM tem experimentado e a adição de pós ao fluido dielétrico faz parte desta, sendo referida como uma nova tecnologia. Alguns trabalhos como os de Rodrigues (1999) e Fernandes (1999) tem mostrado que a adição de pós ao fluido dielétrico no processo EDM tem contribuído consideravelmente na obtenção de peças com boa textura e integridade superficial. Além disso, esta tecnologia tem apresentado outras vantagens como o aumento na taxa de remoção de material, a redução do desgaste da ferramenta além de promover maior estabilidade do processo de geração de descargas pela fonte de alimentação.

Este trabalho apresenta resultados que mostram a viabilidade de poder se trabalhar em regimes de desbaste, ou seja, alta energia de descarga e obter resultados consideráveis na taxa de remoção de material e na relação de desgaste sem no entanto afetar o acabamento da superfície usinada, no caso específico, do aço-rápido ABNT M2.

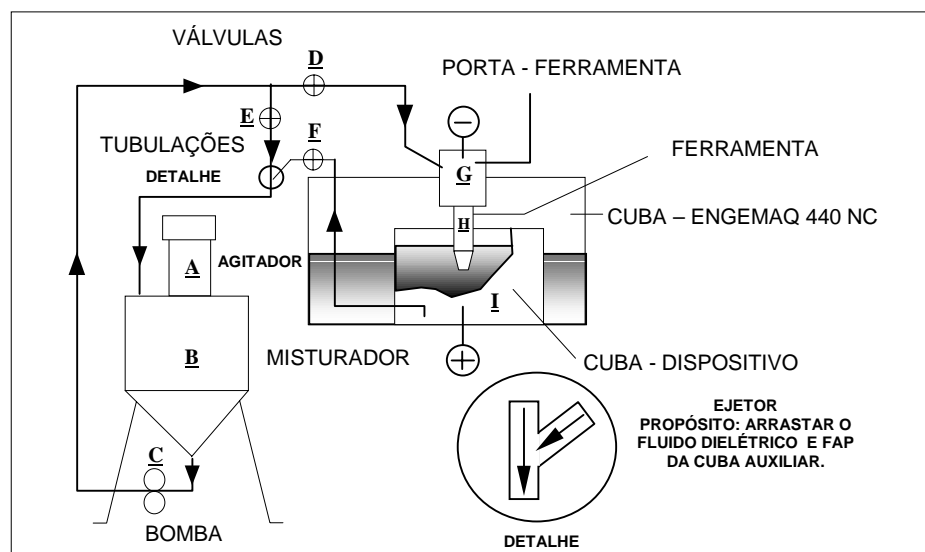
## PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### DISPOSITIVO AUXILIAR

Um dispositivo auxiliar de mistura e de injeção do FAP (fluido com adição de pó), é acoplado ao equipamento EDM, uma Engemaq 440 NC. Este dispositivo torna possível a obtenção de uma mistura homogênea, para uma concentração previamente estabelecida.

Outro propósito deste dispositivo é garantir a presença do FAP na região da interface ferramenta-peça durante a usinagem dos bits. A Figura 1 mostra um desenho esquemático deste equipamento de mistura e de injeção do FAP. Além disso, este dispositivo presta-se a um terceiro objetivo, o de evitar que os 420 litros de fluido dielétrico do reservatório do equipamento EDM fossem contaminados com os resíduos do FAP e que as tubulações e conexões da máquina fossem danificados com a ação abrasiva dos pós.

É interessante ressaltar que os testes sem adição de pó foram feitos utilizando o mesmo dispositivo por uma questão de coerência, em vista da dinâmica do processo, para que os resultados viessem a ser compatíveis com os testes feitos com adição de pó.



**Figura 1 .** Dispositivo auxiliar de mistura e injeção do FAP.

Fazem parte deste dispositivo auxiliar, um reservatório para dielétrico ou FAP com capacidade para 36 l (B) com agitador (A) com variação de velocidade até 3000rpm e potência de 0,42 CV, uma bomba centrífuga (C) de potência de 1/3 CV e 3480 rpm para impulsionar o fluido na região de trabalho, através de tubulações rígidas e flexíveis para dentro da cuba (I) de dimensões 250 x 250 x 250 mm.

O funcionamento deste dispositivo baseia-se no controle das válvulas (D, E, F). O controle da vazão do fluido através do porta-ferramenta (G) e ferramenta (H) é feito por meio das válvulas (E) e (D). Visto que a tubulação após a válvula (D) limita a vazão nominal da bomba, a válvula (E) tem a função de dosar a passagem de todo excesso de fluido, que não passaria pela válvula (D), desviando este para o reservatório (B). Isto faz com que a bomba não sofra recalque e não se formem bolhas nas tubulações, que aqueceriam todo o sistema.

As válvulas (D e F) controlam o nível de fluido dentro da cuba do dispositivo (I), um balanço entre entrada e saída do fluido. Na própria cuba é feita um filtragem magnética por meio de ímãs que retêm os resíduos metálicos provenientes da usinagem do aço ABNT M2 pelo processo EDM, permitindo que somente o fluido retorne ao reservatório.

Este retorno é conseguido por ação de um efeito de arraste na junção das tubulações onde estão colocadas as válvulas (E e F), mostrado no detalhe da Figura 1. Este ejetor, propriamente dito, é capaz de contrabalançar a vazão de entrada com o auxílio da válvula (E), com que evita ser preciso colocar mais uma bomba no sistema.

## **TAXA DE REMOÇÃO DE MATERIAL - TRM**

A TRM é o volume de material removido da peça pelo tempo de usinagem, expressa em  $\text{mm}^3/\text{min}$  e calculada empregando-se a expressão 1:

$$TRM = \frac{V_p}{\Delta t} \quad (1)$$

Onde:

$V_p$  = Volume de material removido da peça - [ $\text{mm}^3$ ]

$\Delta t$  = Tempo de usinagem - [min].

Portanto, fez-se necessário medir o volume de material removido da peça e o tempo da operação de um ensaio. O volume de material removido da peça é obtido pela expressão 2:

$$V_p = \frac{\Delta m_p}{\rho} \quad (2)$$

Onde:

$\Delta m_p$  = Diferença entre a massa inicial e final do material da peça - [g];

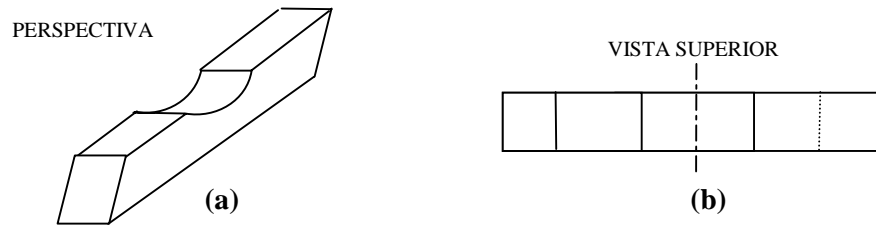
$\rho$  = Peso específico do aço rápido ABNT M2 -  $0,00768 \text{ [g/mm}^3\text{]}$ ;

A diferença entre a massa inicial e final do material da peça foi quantificada através de uma balança analítica, marca Bosch S 2000, com resolução de  $10^{-4}$  g, logo após uma limpeza a que as amostras sofreram. O tempo de operação de uma usinagem é fornecido pela própria máquina EDM, através do cronômetro interno no painel de controle.

## **RUGOSIDADE MÉDIA ARITMÉTICA ( $R_a$ )**

Foram levantados diversos parâmetros de rugosidade porém, as análises restringem-se à rugosidade  $R_a$ , por apresentar os menores desvios.

Para tanto utilizou-se um rugosímetro SURTRONIC 3+ da Rank Taylor Hobson com interface computacional de aquisição de dados. O comprimento de amostragem (*cut-off*) adotado foi 2.5 mm, conforme a norma ISO 4287/1. Para cada amostra, foram feitas leituras no sentido perpendicular ao eixo central da amostra, de acordo com o esquema da Figura 2.



**Figura 2.** (a) Perspectiva da geometria usinada em aço-rápido ABNT M2 (b) Vista superior, na qual a linha de centro define o local onde foram realizadas as medições do parâmetro Ra.

### RELAÇÃO DE DESGASTE - RD

A RD é definida como a relação entre o volume de material removido da peça e o volume de material gasto da ferramenta, conforme a expressão 3 a seguir:

$$RD = \frac{V_p}{V_f} \quad (3)$$

Onde:

$V_p$  = volume de material removido da peça - [mm<sup>3</sup>];

$V_f$  = volume de material gasto da ferramenta - [mm<sup>3</sup>];

De forma análoga, fez necessário medir o volume de material removido da peça e o volume de material gasto da ferramenta. O volume de material removido da peça é obtido segundo a expressão 2, apresentada anteriormente, e o volume de material gasto da ferramenta é obtido através da expressão 4:

$$V_f = \frac{\Delta m_f}{\gamma} \quad (4)$$

Onde:

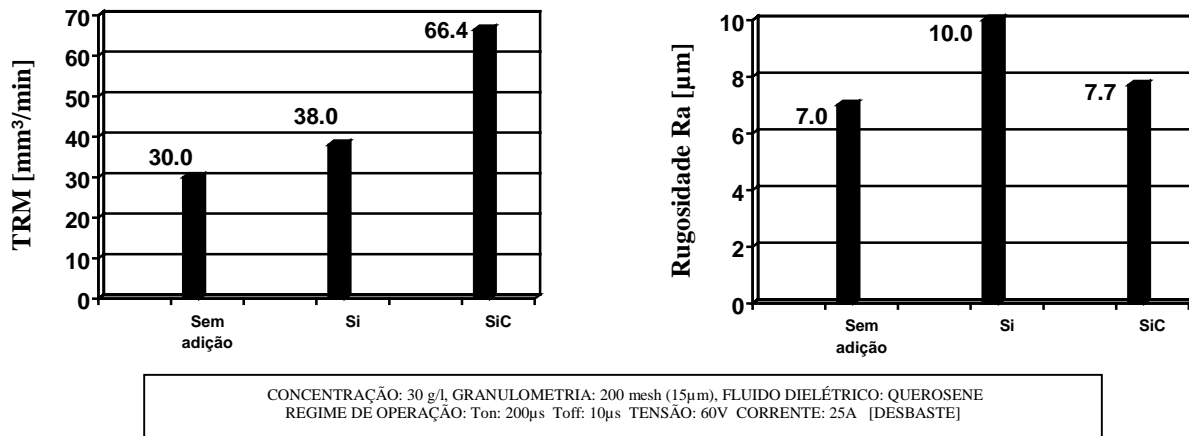
$\Delta m_f$  = diferença entre a massa inicial e final da ferramenta [g];

$\gamma$  = massa específica do material da ferramenta - 0,0089 [g/mm<sup>3</sup>];

As mesmas preocupações com relação à limpeza da peça são tomadas também com a ferramenta antes do momento da pesagem. Ainda vale lembrar que, cada valor de pesagem é o resultado da média de três pesagens. E que os valores obtidos de TRM e RD para cada condição é a média de seis resultados ou repetições.

### RESULTADOS

O teste comparativo entre silício e carboneto de silício foi realizado em termos dos parâmetros: TRM e Ra, tendo o querosene como fluido dielétrico básico. Esse teste acha-se resumido na Figura 3 na qual os parâmetros de TRM e Ra são avaliados em três condições, sendo a primeira sem adição e as demais com adição Si e SiC, no regime de desgaste.



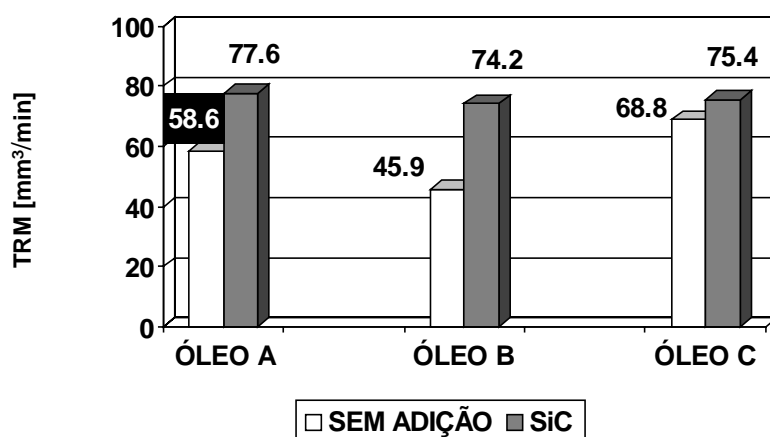
**Figura 3 .** Teste comparativo para avaliação da adição de pó de Si e SiC comparados ao fluido dielétrico sem adição, em termos de TRM e Ra.

A concentração de 30 g/l foi adotada segundo sugestões feitas por Narumiya et al., (1989) e a granulometria da adição de 50 µm (220 mesh) foi escolhida em função da disponibilidade. O silício foi cedido pela empresa LIASA nessa granulometria que também era uma das disponíveis para o carboneto de silício do laboratório LTM.

Da Figura 3 conclui-se que a adição de carboneto de silício (SiC) mostrou ser mais eficiente que o silício (Si) tanto em relação à TRM quanto à rugosidade. Em relação à TRM, o SiC promoveu o arranque de 66 mm<sup>3</sup>/min, ao passo que o Si promoveu o arranque de 38 mm<sup>3</sup>/min, enquanto que o fluido dielétrico sem adição (querosene) ficou na faixa de 30 mm<sup>3</sup>/min. Em termos relativos, o fluido (querosene + SiC) foi 121% superior ao querosene puro enquanto que o fluido (querosene + Si) foi apenas cerca de 75% melhor que o querosene puro. Em relação ao acabamento, a adição de Si piorou a rugosidade Ra em relação ao querosene puro (10,0 µm contra 7,0 µm) enquanto que a adição de SiC praticamente manteve a mesma rugosidade Ra (7,7 µm contra 7,0 µm).

Um aspecto a ser considerado em relação a adição de pós é promover maior arranque de material mantendo certo nível de acabamento na superfície usinada. Um segundo aspecto relevante é a menor potência utilizada no processo de usinagem. Uma comparação entre querosene puro e querosene com adição de carboneto de silício se nota este fato, onde para a mesma potência empregada tem-se TRM completamente diferentes. Portanto, reproduzir o mesmo nível de arranque de material alcançado com adição de SiC com querosene puro necessitaria de maior potência empregada o que conduziria a níveis de acabamentos bem inferiores.

A Figura 4 apresenta os resultados médios de TRM que compara o desempenho entre as situações com e sem adição de SiC para três tipos de fluidos dielétricos comerciais pesquisados, referidos apenas como óleos A, B e C. A referida figura mostra que a adição de SiC nos três fluidos dielétricos comerciais promoveu aumento na TRM. O aumento percentual foi de 32%, 62% e 10% respectivamente para os fluidos dielétricos A, B e C. Basicamente, este ganho provém do efeito de dispersão das descargas e do aumento da interface ferramenta-peça como mencionado por Narumiya et al. (1989). O primeiro diz respeito a formação de menores partículas erodidas geradas no processo e a segunda com a facilidade de saída destas da interface ferramenta-peça. Jeswani (1981), menciona ainda que a adição de pós ao fluido dielétrico reduz a queda de voltagem produzindo ciclos ativos de descarga de maior eficiência do que o processo EDM convencional, ou seja, sem adições de pó. Porém observa-se que com o fluido B o efeito de adição é mais pronunciado.



CONCENTRAÇÃO: 30 g/l. GRANULOMETRIA: 600 mesh (50 $\mu$ m)  
 REGIME DE OPERAÇÃO: Ton: 200 $\mu$ s Toff: 10 $\mu$ s TENSÃO: 60V CORRENTE: 25A [DESBASTE]

**Figura 4 .** Taxas de Remoção de Materiais (TRM) - geradas no processo EDM com fluidos dielétricos A, B e C com e sem adição de SiC.

Analisando a Tabela 1 que apresenta algumas propriedades dos fluidos dielétricos empregados, percebe-se que o fluido B apresenta a menor viscosidade em relação aos fluidos A e C.

**Tabela 1.** Propriedades físicas dos fluidos dielétricos usados nos ensaios definitivos para usinagem no regime de desbaste do aço rápido ABNT M2.

Fluidos dielétricos	Viscosidade cSt a 40 ° C	Massa específica $\rho/cm^3$	Ponto de Fulgor °C
Óleo A	4,1	0,873	150
Óleo B	1 - 2	0,76 - 0,82	150 - 300
Óleo C	3,7 - 4,7	0,836 - 0,933	min.104

Segundo o manual Engemaq (1996), quanto menor a viscosidade tem-se descargas menos concentradas, que retiram menor quantidade de material da peça.

Embora a adição de pós ao fluido dielétrico não tenha objetivo de concentrar as descargas, mas de promover as dispersão das mesmas, isto faz com que a quantidade de material removido seja maior justamente pela multiplicação das descargas por toda a superfície da peça. E o efeito torna-se mais pronunciado pela baixa viscosidade do fluido dielétrico B, pois quanto maior a viscosidade maiores são as dificuldades na expulsão dos produtos da erosão, pela própria movimentação das mesmas na interface ferramenta-peça (McGeough, 1987).

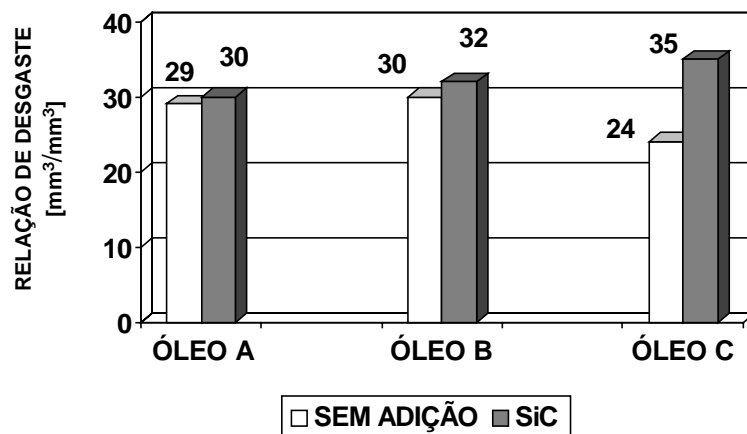
Além disso, suspeita-se que para os fluidos A e C, que apresentam maior viscosidade, há uma maior sustentação das partículas do que no caso do fluido dielétrico B, que tem maior tendência à precipitação. Assim, as partículas de SiC são usinadas antes da peça propriamente dita. Conforme comenta König et al (1988), o SiC é um material semi-condutor, que o processo EDM consegue usiná-lo com relativo sucesso e que as descargas preferem a menor distância para se propagar (Benedict, 1987).



Isso, faz com que a eficiência da adição, nestes casos, não seja tão pronunciada, uma vez que uma parcela deste efeito é gasto para se usinar as próprias partículas adicionadas.

Mas o aspecto de maior destaque quanto a adição de SiC é o de nivelar as propriedades físicas e químicas dos fluidos dielétricos. É notória a diferença destas propriedades pelos resultados de TRM apresentados sem a adição de SiC, onde a única variável foi o próprio fluido dielétrico. A condutividade do SiC pode ser um indicativo deste resultado pela alteração da rigidez dielétrica do fluido dielétrico, ou seja, a resistência à passagem da descarga.

A Figura 5 apresenta os resultados médios da relação de desgaste utilizados na comparação entre as situações com e sem adição de SiC, para três tipos de fluidos dielétricos comerciais pesquisados.



CONCENTRAÇÃO: 30 g/l, GRANULOMETRIA: 600 mesh (50µm)  
REGIME DE OPERAÇÃO: Ton: 200µs Toff: 10µs TENSÃO: 60V CORRENTE: 25A [DESBASTE]

**Figura 5 .** Relações de Desgaste - geradas no processo EDM com fluidos dielétricos A, B e C com e sem adição de SiC.

Pelos resultados de relação de desgaste apresentados na Figura 5, nota-se que a adição de SiC trouxe benefício real somente para o fluido dielétrico C, com aumento na RD em mais de 45%. Nos outros casos os aumentos na RD foram mínimos. Normalmente, no processo EDM convencional, o aumento da TRM se relaciona com a redução da RD. Entretanto, isto não ocorreu em nenhum caso com a adição de SiC, e que por sinal, apresentou aumentos consideráveis na TRM. Este é um indicativo de que consegue-se realizar tarefas com maior rapidez e com pouco desgaste da ferramenta.

## CONCLUSÕES

Estes resultados somente dão mostra do potencial que a adição de SiC tem mesmo em regime de desgaste.

- A adição de SiC mostrou ser mais eficiente do que a de Si, pelo que mostraram os resultados da TRM e da rugosidade Ra. A TRM apresentada pela adição de 30 g/l de SiC foi de aproximadamente 121% superior ao querosene puro enquanto que nas mesmas condições a adição de pó de Si foi apenas cerca de 75% melhor do que o querosene puro. Em relação ao acabamento, a adição de pó de Si piorou a rugosidade média em relação ao querosene puro (10,0 µm contra 7,0 µm), enquanto que a adição de SiC praticamente manteve a mesma rugosidade (7,7 µm contra 7,0 µm).

- Foram observados aumentos consideráveis na TRM, de cerca de 32%, 62% e 10% respectivamente para os fluidos dielétricos comerciais A, B e C, com o emprego da adição de SiC. Os fluidos dielétricos originais apresentaram resultados da TRM bastante diferentes entre si, conforme Figura 4, óleo A = 58,6 [mm<sup>3</sup>/min], óleo B = 45,9 [mm<sup>3</sup>/min], óleo C = 68,8 [mm<sup>3</sup>/min]. Em contrapartida a adição de SiC teve um efeito de nivelar o desempenho dos fluidos dielétricos testados, tendo em vista que apresentaram resultados da TRM com um desvio máximo entre si de 2,5%.
- Por meio dos resultados de relação de desgaste apresentados, nota-se que a adição de SiC trouxe benefício real somente para o fluido dielétrico C, com aumento na RD em mais de 45,0%. Nos outros casos, os aumentos na RD foram pequenos em cerca de 3,4% e 6,7% respectivamente para os fluidos dielétricos A e B.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES como órgão financiador da pesquisa, bem como a empresa fornecedora de Si – LIASA, pela disposição em atender nossa solicitação.

## REFERÊNCIAS

- Benedict, G. F., 1987, "Nontraditional Manufacturing Process", New York, Marcel Dekker, pp. 207-246.
- Engemaq, 1996, "Manual de Instalação, Operação e Programação", Engemaq Eletroerosão, Key West Co, Julho.
- Fernandes, L.A., 1999, "Efeito da Adição de Carboneto de Silício nos Fluidos Dielétricos sobre o Desempenho da Usinagem por Descargas Elétricas do Aço Rápido ABNT M2", Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia-MG, 72 pgs.
- Jeswani. M.L., 1981, "Effect of the Addition of Graphite Powder to Kerosene used as the Dielectric Fluid in Electrical Discharge Machining", Wear, Vol. 70, pp. 133-139.
- Kobayashi, K., 1995, "The Present and Future Developments of EDM and ECM", International Symposium for Electromachining - ISEM XI, Lausanne, pp. 29-47.
- König, W. & Dauw, D.F., 1988, "EDM-Future Steps Towards the Machining of Ceramics", Annals of the CIRP, Vol. 37, n° 2, pp. 1-9.
- McGeough, J. A., 1988, "Advanced Methods of Machining", Chapman and Hall, 1° Edition, London, Chapter 6 – Electrodischarge Machining, pp. 128-152.
- Narumiya, H., Mohri, N., Saito, N., Ootake, H., Tsunekawa, Y., Takawashi, T., Kobayashi, K., 1989, "EDM by Powder Suspended Working Fluid", Proceedings of International Symposium for Electro-machining – ISEM IX, Nagoya/Japan, pp. 5-8.
- Rodrigues, J.R.P., 1999, "Efeito da Adição de Carboneto de Silício em Pó na Geração de Microtrincas e na Topografia da Superfície Usinada por Descargas Elétricas do Aço Rápido ABNT M2", Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia-MG, 47 pgs.

# INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DO ARGÔNIO NA FORMAÇÃO DA ZONA EQUIAXIAL DO ZINCO E DA LIGA EUTÉTICA Zn-5Al CONSIDERANDO DIFERENTES NÍVEIS DE SUPERAQUECIMENTO

**João Lobo Peralta**

**Antonio Luciano Seabra Moreira**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Pará, Coordenação de Metalurgia e Materiais, Av. Almirante Barroso, 1155, 66000-000, Belém, PA, Brasil. E-mail: aslp@interconnect.com.br / jlperalta@fem.unicamp.br

## Resumo

Durante o processo de fundição de metais, de maneira geral, procuram-se conseguir estruturas isotrópicas com grãos de pequenas dimensões e sem orientação preferencial cuja obtenção, em condições normais, torna-se bastante difícil. Logo, tem sido necessário o desenvolvimento de estudos que possibilitem condições favoráveis capazes de controlar tais características proporcionando, assim, propriedades superiores aos produtos obtidos. Um dos processos mecânicos mais conhecidos e utilizados na uniformização estrutural é aquele baseado no borbulhamento gasoso do metal líquido que, de acordo com as teorias propostas, se mostra bastante eficiente. Neste trabalho, é estudado o comportamento do zinco e da liga eutética Zn-5Al quando submetidos à injeção do gás argônio durante o processo de solidificação, em diferentes níveis de superaquecimento durante o vazamento. Alguns resultados experimentais apresentam um comportamento diferente daquele previsto por teorias tradicionalmente aceitas sobre o assunto.

**Palavras-chave:** Grão, Fundição, Ligas, Refino, Solidificação.

## 1. INTRODUÇÃO

Um dos maiores objetivos da metalurgia física nas últimas décadas, conforme é observado por Ohno (1976), tem sido o desenvolvimento de técnicas capazes de controlar a dimensão, forma, distribuição e orientação de grãos cristalinos de produtos fundidos visando a obtenção de estruturas de solidificação compatíveis com as propriedades mecânicas exigidas (Vives, 1996; Gandin *et al.*, 1997; Abramov *et al.*, 1997).

A utilização de estruturas com grãos de pequenas dimensões é importante uma vez que os mesmos elevam o índice de isotropia, proporcionando assim, propriedades superiores. Para o desenvolvimento das mesmas, entretanto, tornar-se necessário suprimir nos materiais o crescimento de grãos colunares por meio do estímulo de condições favoráveis à formação de núcleos equiaxiais. Identificar técnicas que controlam o tamanho, a forma a distribuição e orientação do grão e, a partir das mesmas, produzir um material fundido com estrutura homogeneamente composta por grãos finos e equiaxiais tem sido, também, objetivo dos metalurgistas.

Diversos trabalhos desenvolvidos demonstram que os efeitos promovidos pela convecção forçada, no líquido que solidifica, contribuem para a ativação de mecanismos formadores de

grãos finos e equiaxiais (Yeh *et al.*, 1996; Wang & Beckermann, 1996; Appolaire *et al.*, 1997).

A formação da zona equiaxial em um dado sistema metálico depende de condições particulares entretanto, de acordo com Morales e colaboradores (1978), trabalhos de pesquisa e a prática convencional de fundição apontam o mecanismo de nucleação extensiva heterogênea, por inoculação de substratos, e o mecanismo da multiplicação cristalina, no desenvolvimento do conjunto de processos de refino de grão de materiais metálicos, como sendo os de maior importância. Esses métodos de refino de grão (Ohno & Motegi, 1975; Peralta, 1998) podem ser térmicos (consistem essencialmente em controlar o fluxo de calor que atua no sistema metal/molde), mecânicos (baseiam-se no controle das correntes convectivas no material líquido com o fim de provocar erosão no sólido formado ou a quebra das dendritas em formação) e químicos (interferem físico-quimicamente na massa líquida do metal que solidifica controlando o surgimento de substratos de nucleação).

Com base no acima exposto estabeleceu-se como principal objetivo deste trabalho, analisar a influência de cinco diferentes vazões do gás argônio na formação da zona equiaxial central do zinco e da liga eutética Zn-5Al vazados a partir de três diferentes níveis de superaquecimento.

## **2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

No caso do zinco foram realizados vazamentos às temperaturas de 420, 462 e 504 ° C enquanto que para o eutético Zn-5Al as temperaturas de vazamento foram 382, 420 e 458 ° C sendo que, em ambos os materiais, esses valores corresponderam pela ordem a superaquecimentos de 0%, 10% e 20% acima das respectivas temperaturas de fusão.

Os vazamentos foram realizados em lingoteira de aço ABNT 1045 de formato cilíndrico com 92 mm de altura, 62 mm de diâmetro médio interno e 5 mm de espessura não sendo aplicado revestimento de proteção à mesma. Para cada material, os três primeiros vazamentos com as temperaturas de superaquecimento citadas acima, foram realizados sem injeção de gás inerte, com objetivo de se observar o comportamento estrutural e também medir a profundidade do rechupe formado.

Determinada então a profundidade média do rechupe, procederam-se aos vazamentos do material puro e da liga submetidos à injeção do gás argônio através de um tubo de aço inoxidável com 6,5 mm de diâmetro, introduzido no centro da lingoteira a uma profundidade de 40 mm a partir da superfície garantindo, assim, a permanência do mesmo em contato com o metal líquido até sua completa solidificação.

As vazões do gás argônio injetado, em ambos os materiais, foram de 0,2 , 0,4 , 0,6 , 0,8 e 1,0 l/min cujo tempo correspondeu ao período entre o momento do contato do tubo com o metal líquido até sua completa solidificação.

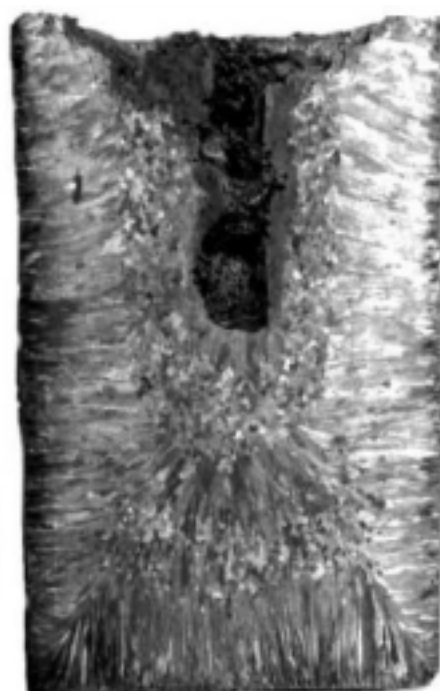
Após a obtenção dos lingotes, realizaram-se análises macro e micrográficas dos mesmos a fim de avaliar-se os efeitos promovidos pela convecção forçada no líquido. Nas figuras 1 e 2 são mostradas algumas macroestruturas obtidas para os materiais estudados segundo as condições de solidificação assumidas. O tamanho médio do grão foi medido através do método do Intercepto baseado no Processo Heyn, conforme norma ABNT – NB 1323 (Peralta, 1998).

## **3. ANÁLISE DOS RESULTADOS**

A figura 3(a) apresenta o efeito da variação da vazão do argônio sobre o diâmetro médio do grão equiaxial formado no zinco nos diversos níveis de superaquecimento considerados. De acordo com a mesma, verifica-se que para o caso do superaquecimento nulo, o aumento



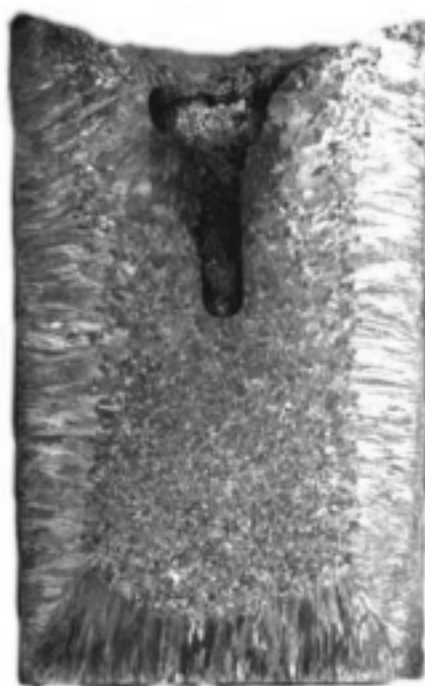
(a)



(b)

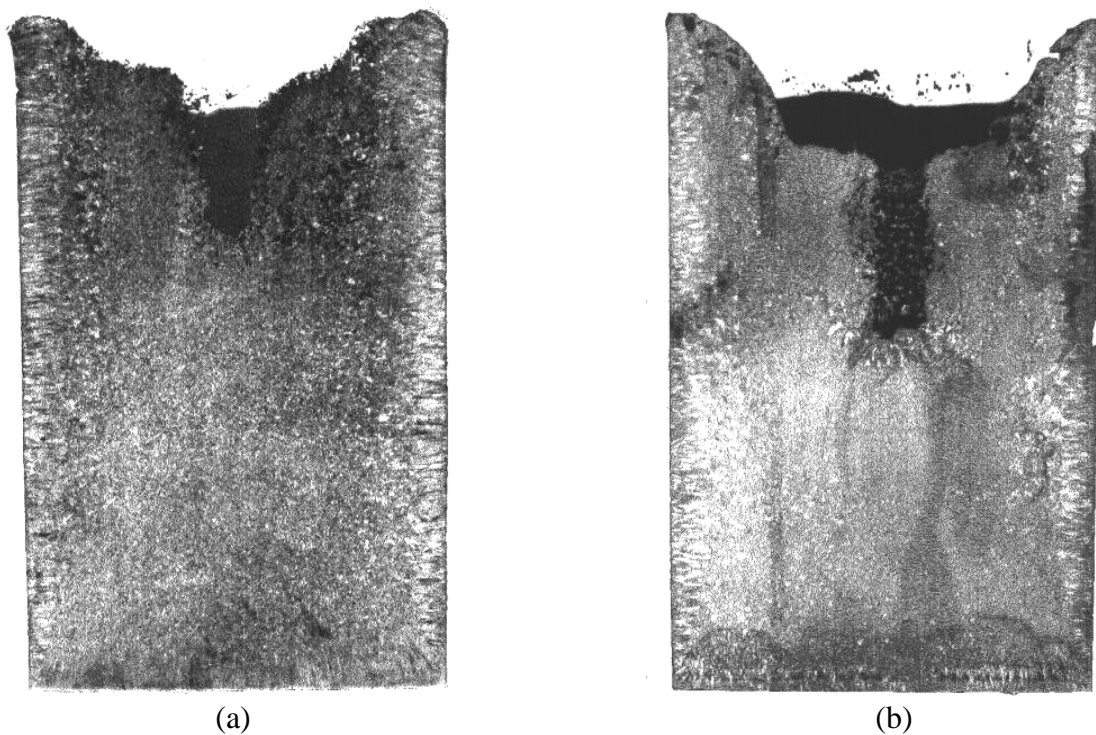


(c)

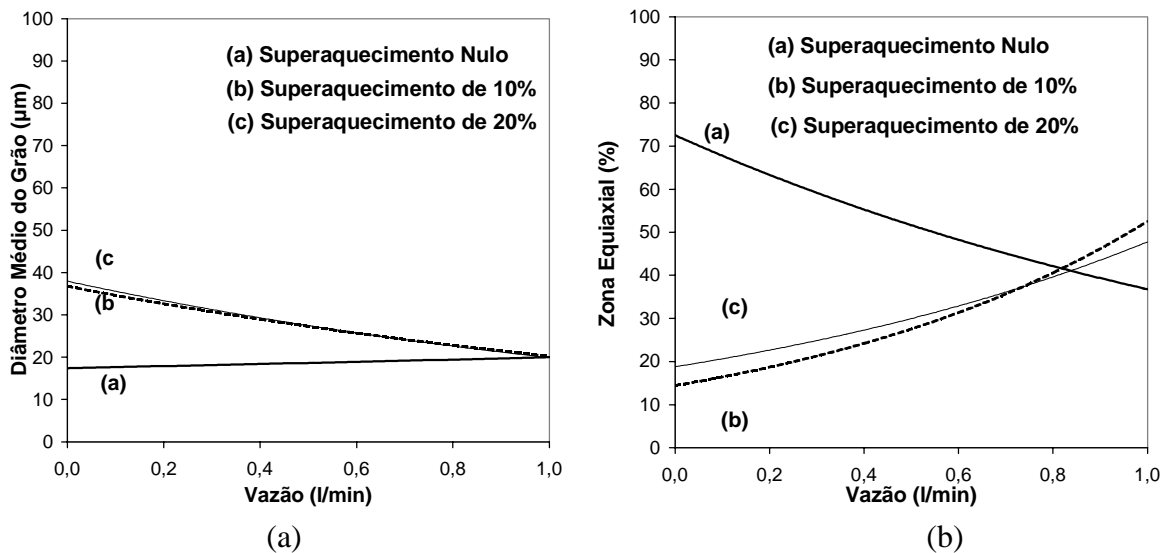


(d)

**Figura 1.** Macroestruturas de solidificação obtidas para o zinco:  
(a) Superaquecimento nulo e vazão de gás de 0,8 l/min;  
(b) Superaquecimento de 10% e vazão de gás de 0,6 l/min;  
(c) Superaquecimento de 20% e vazão de gás nula;  
(d) Superaquecimento de 20% e vazão de gás de 0,2 l/min.



**Figura 2.** Macroestruturas de solidificação obtidas para o eutético Zn-5Al:  
 (a) Superaquecimento nulo e vazão de gás de 0,6 l/min;  
 (b) Superaquecimento de 20% e vazão de gás de 1,0 l/min.



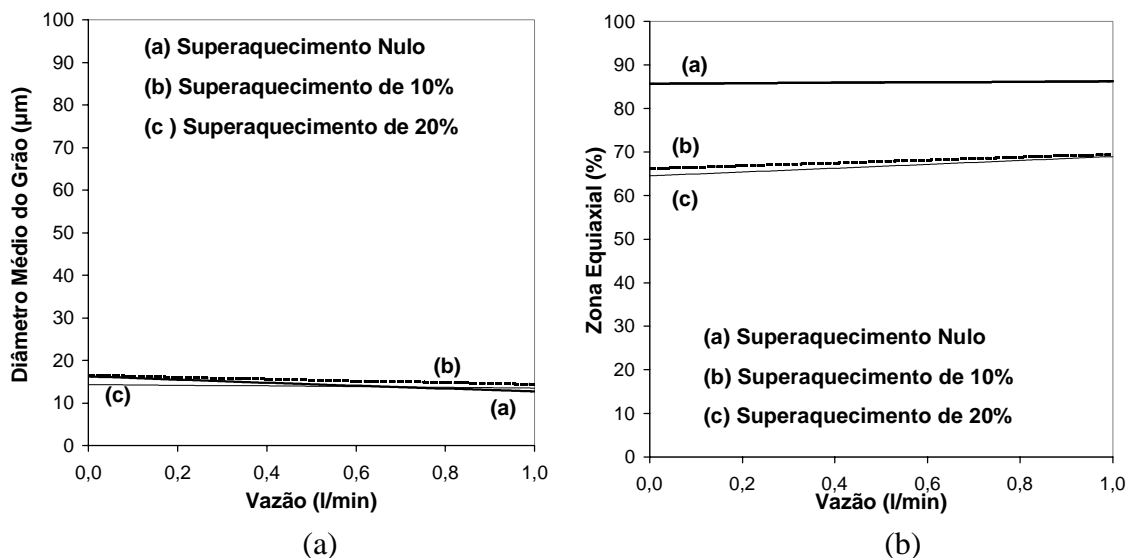
**Figura 3.** (a) Diâmetro médio do grão equiaxial em função da variação da vazão do gás para o zinco;  
 (b) Porcentagem da zona equiaxial central em função da variação da vazão do gás para o zinco.

progressivo da vazão de gás praticamente não influencia a variação do tamanho médio do grão constituído, o que contraria fortemente teorias propostas por alguns autores sobre a eficiência da convecção forçada no metal líquido (Ohno & Motegi, 1975 e Ohno & Motegi

1977), na formação de grãos equiaxiais finos. Tal fato pode ser justificado pela intensa presença de grãos colunares no lingote à vazão de 1,0 l/min a qual, provavelmente, promoveu uma elevada taxa de extração de calor possibilitando a constituição de uma casca sólida na interface metal/molde favorecendo, desta forma, a inibição da zona equiaxial central, efeito não previsto nas teorias até hoje propostas para a formação desta zona. Por outro lado, para os superaquecimentos correspondentes a 10% e 20% acima da temperatura de fusão, observa-se praticamente a mesma tendência no sentido de tornar mais reduzidas as dimensões dos grãos equiaxiais em função da convecção proporcionada pelo borbulhamento do gás.

Na figura 3(b) são mostrados os efeitos da variação da vazão do gás sobre a porcentagem de zona equiaxial formada no zinco considerando os diversos superaquecimentos adotados. Confirmando os resultados da figura anterior nota-se que, ao levarmos em conta o superaquecimento nulo, a quantidade de zona equiaxial formada diminui progressivamente à medida que a vazão do gás injetado aumenta contrariando as teorias existentes na literatura, fato que pode ser explicado pelos mesmos motivos citados durante a análise da figura anterior. Ao considerarmos superaquecimentos de 10% e 20% acima da temperatura de fusão observamos significativo aumento na quantidade da referida zona, o que significa dizer que os efeitos impostos pela convecção forçada predominam diante daqueles proporcionados pelos superaquecimentos assumidos.

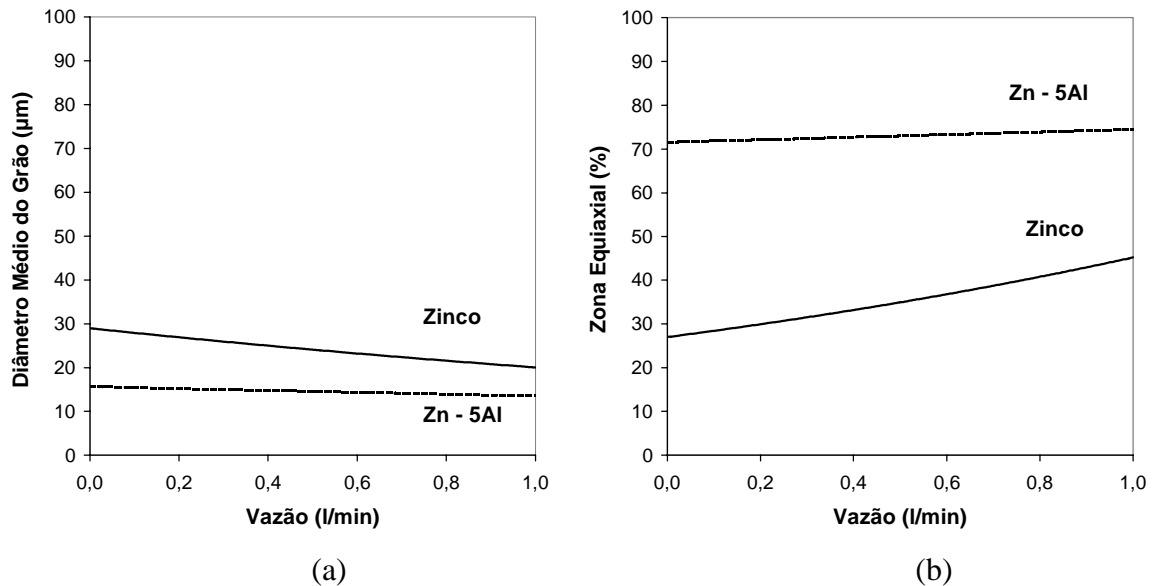
Na figura 4(a) é apresentada a relação entre o diâmetro médio do grão equiaxial e a variação da vazão do gás para o eutético Zn-5Al. Verifica-se que, para os diversos níveis de superaquecimentos considerados, ocorre uma tendência de não se obter o refino do grão, ou seja, a diminuição de sua dimensão à medida que aumenta a vazão do gás.



**Figura 4.** (a) Diâmetro médio do grão equiaxial em função da variação da vazão do gás para a liga eutética Zn-5Al;  
 (b) Porcentagem da zona equiaxial central em função da variação da vazão do gás para a liga eutética Zn-5Al.

Na figura 4(b) são mostrados os efeitos da variação do gás sobre a porcentagem de zona equiaxial formada no eutético Zn-5Al levando em conta os diversos superaquecimentos adotados. Neste caso, observa-se que para o superaquecimento nulo praticamente não ocorre aumento desta zona. Para os casos em que se promoveu a presença de superaquecimento há um discreto aumento da zona equiaxial.

Na figura 5(a) é apresentada uma análise comparativa do comportamento do diâmetro médio do grão, em função da vazão do gás, para o zinco comercialmente puro e para o eutético Zn-5Al, segundo mesmas condições de solidificação. De acordo com a mesma, nota-se que o efeito da convecção forçada para a liga é menos significativo do que para o zinco. Isto, possivelmente, se deve à presença do alumínio no eutético Zn-5Al, que atua como um refinador de grão da liga.



**Figura 5.** (a) Análise comparativa do tamanho médio do grão equiaxial do eutético Zn-5Al e o zinco em função da vazão de argônio;  
 (b) Análise comparativa da quantidade de zona equiaxial formada no eutético Zn-5Al e no zinco em função da vazão de argônio.

Na figura 5(b) é mostrada uma análise comparativa da quantidade de zona equiaxial formada, em função da vazão do gás, para o zinco comercialmente puro e para a liga Zn-5Al segundo as condições de solidificação impostas inicialmente. Verifica-se que o efeito da convecção forçada na formação da zona equiaxial central é muito mais significativo para o zinco do que para a liga, contudo, a percentagem desta zona é maior para o eutético Zn - 5Al.

#### 4. CONCLUSÃO

No que se refere ao zinco comercialmente puro, os grãos equiaxiais formados praticamente não sofrem modificações em suas dimensões quando submetidos, na presença de superaquecimento nulo, à variação da vazão de um gás inerte. Contudo, são observadas significativas reduções no tamanho do grão equiaxial, quando são considerados superaquecimentos correspondentes a 10% e 20% acima da temperatura de fusão, nas referidas condições de solidificação. Os efeitos proporcionados pela convecção forçada devido ao borbulhamento do gás inerte no líquido, na ausência de superaquecimento, tendem a diminuir a formação da zona equiaxial. A presença de superaquecimento, no entanto, provoca uma importante modificação na macroestrutura, promovendo um aumento na quantidade desta zona. Quanto ao eutético Zn-5Al, considerando-se as vazões e os superaquecimentos adotados, observa-se em todos os casos analisados uma tendência de não se obter a diminuição do tamanho do grão. Com relação à zona equiaxial na liga estudada, somente são observados discretos aumentos na quantidade de formação da mesma na



presença de superaquecimentos de 10% e 20% acima da temperatura de fusão. Considerando-se as mesmas condições de vazão do gás inerte e nível de superaquecimento, para o zinco e o eutético Zn-5Al, verifica-se que o efeito de diminuição do tamanho do grão assim como do aumento da quantidade da zona equiaxial é bem mais significativo no zinco. Assim, levando em conta os resultados obtidos neste trabalho, é possível afirmar que algumas teorias convencionais apresentadas e tradicionalmente aceitas que tentam descrever, com base em determinados mecanismos, a formação da zona equiaxial central em materiais metálicos, podem ser restritas somente a certos tipos de materiais quando submetidos a condições particulares de solidificação.

## 5. REFERÊNCIAS

- Abramov, V. O., Abramov, O. V. and Sommer, F., 1997, "Ultrasonic Treatment of Liquid and Solidifying Metals", Proceedings of the 4<sup>th</sup> Decennial International Conference on Solidification Processing, Sheffield, pp. 58-61.
- Appolaire, B., Combeau, H. and Lesoult, G., 1997, "Modelling of Equiaxed Growth with Convection", Proceedings of the 4<sup>th</sup> Decennial International Conference on Solidification Processing, Sheffield, pp. 295-298.
- Gandin, Ch., -A., *et al.*, 1997, "3D Modelling of Dendritic Grain Structures in a Turbine Blade Investment Cast Part", Proceedings of the 4<sup>th</sup> Decennial International Conference on Solidification Processing, Sheffield, pp. 289-294.
- Morales, A., Glicksman, M. E. and Biloni, H., 1978, "The Influence of Mold Wall Microgeometry on Casting Structure", Sheffield International Conference on Solidification and Casting, Sheffield, pp. 641-672.
- Ohno, A. and Motegi, T., 1975, "Principles of Grain Refining of Cast Structures", AFS Cast Metals Research Journal, pp. 45-51.
- Ohno, A. and Motegi, T., 1977, "Formation Mechanism Equiaxed Zones in Cast Metals", AFS International Cast Metals Journal, pp. 28-36.
- Peralta, J. L., 1998, "Influência do Superaquecimento e da Vazão de um Gás Inerte no Refino de Grão do Zinco e do Eutético Zn - 5Al", Universidade Federal do Pará, Belém, PA, Brasil, 121p.
- Vives, C., 1996, "Effects of Forced Electromagnetic Vibrations During the Solidification of Aluminum Alloys: Part I and II", Metallurgical and Materials Transactions, Vol. 27 B, pp. 445-464.
- Wang, Y. and Beckermann, C., 1996, "Equiaxed Dendritic Solidification with Convection: Part I, II and III", Metallurgical and Materials Transactions, Vol. 27 A, pp. 2754-2795.
- Yeh, J., Jong, S. and Liu, W., 1996, "The Improved Microstructures and Properties of 7075 Alloys Produced by a Water-Cooling Centrifugal Casting Method", Metallurgical and Materials Transactions, Vol. 27 A, pp. 1933-1943.

## **AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DAS CARACTERÍSTICAS DA ESTRUTURA CRISTALINA DE GRÃOS DIAMANTADOS**

**Eduardo Carlos Bianchi**

**Eraldo Jannone da Silva**

**Fábio Andreassa Guedes Cezar**

Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [bianchi@bauru.unesp.br](mailto:bianchi@bauru.unesp.br)

**César Antunes de Freitas**

**Ana Rita Rodrigues Bianchi**

Universidade de São Paulo, Departamento de Dentística, Endodontia e Materiais Dentários, 17043-101, Bauru, SP, Brasil.

### **Resumo**

Através de um trabalho multidisciplinar entre Engenheiros e Dentistas, foram estudados oito diferentes tipos de grãos abrasivos de diamantes para a fabricação de pontas diamantadas, e/ou rebolos, de pequeno diâmetro, a fim de se verificar qual o mais adequado para ser utilizado em equipamentos que possuam um pequeno torque disponível. Nos ensaios, o vidro foi desgastado, enquanto a força tangencial de corte era monitorada em tempo real, via computador. O melhor tipo de diamante, dentre os pesquisados, foi aquele que pode remover mais material até que, uma determinada força tangencial de corte máxima fosse alcançada. Desta forma o melhor tipo de diamante foi aquele que apresentou, ao mesmo tempo, as melhores condições de remoção de material e o menor preço.

**Palavras-chave:** Diamantes, retificação, grãos abrasivos

### **1. INTRODUÇÃO**

Pontas diamantadas, e/ou rebolos de pequeno diâmetro, são ferramentas abrasivas normalmente utilizadas em equipamentos que possuem elevadas rotações, baixo torque e pouca rigidez, se comparados a rebolos com diâmetros maiores. O acionamento destes instrumentos pode ser feito por turbina movida a ar comprimido ou motor elétrico. O acionamento a ar comprimido, em geral, proporciona menor valor de torque disponível e maior rotação. Para acionamento com motor elétrico, o torque disponível é maior; porém a rotação é inferior. Em ambos os casos o tipo de grão abrasivo utilizado para a fabricação das pontas é fundamental, devido a capacidade de corte destes durante o processo produtivo.

Com a evolução dos materiais e dos processos de fabricação, os grãos de diamante das pontas começaram a ser fixados à ferramenta através do processo de eletrodeposição ou

metalização elétrica com material de união à base de níquel, cromo, ou níquel-cromo. Neste processo a ferramenta (cátodo), de material metálico (geralmente aço inoxidável), é imersa numa solução contendo íons metálicos, juntamente com um eletrodo (ânodo) do material metálico que se deseja depositar (geralmente níquel). Usando-se uma membrana porosa, grãos de diamante são mantidos em contato com o que será a superfície ativa da ferramenta. Submete-se então ambos (cátodo e ânodo) a uma diferença de potencial de modo que os íons metálicos se depositem na superfície da ferramenta (cátodo). A deposição contínua destes íons vagarosamente cria uma camada que, por sua vez, envolve os grãos de diamante fixando-os à ferramenta. Isto cria uma superfície abrasiva composta de uma camada de grãos de diamante envolvidos parcialmente por um “ligante” metálico (Chattopadhyay e Hintermann, 1993). Tanto o diamante natural como o sintético podem ser empregados na fabricação destas ferramentas. Desta forma, qual o melhor tipo de diamante para a fabricação de uma ponta para esta aplicação específica? De imediato poderia se imaginar que se o diamante mais nobre fosse utilizado em todas as aplicações sempre o melhor resultado seria possível. Este raciocínio não é correto pois para cada aplicação existe um tipo de diamante que pode aliar desempenho e custo.

Neste sentido, no presente trabalho buscou-se encontrar o melhor tipo de grão de diamante, dentre oito selecionados, para a fabricação de pontas diamantadas para aplicação em equipamentos que possuam um pequeno torque disponível. Optou-se por selecionar oito tipos de grãos abrasivos com diferentes estruturas cristalinas e submetê-los a condições idênticas de ensaio. Procurou-se aliar à análise dos diamantes ao custo de aquisição destes e a respectiva manutenção da capacidade de corte ao longo dos ensaios.

## 2. ESCOLHA DE GRÃOS DIAMANTADOS

Segundo Davis, P.R. *et al.*(1996), a dificuldade em se avaliar o comportamento de um grão de diamante é um problema que sempre preocupou fabricantes e usuários de ferramentas diamantadas. Embora alguns atributos importantes, tais como o tamanho, resistência a fratura e a estabilidade térmica do grão, têm sido reconhecidos como regras básicas na seleção do grão para uma determinada aplicação, a seleção do diamante mais adequado torna-se complexa.

A primeira grande complexidade reside na dificuldade em se identificar a condição exata de carregamento sobre um grão individual durante uma determinada aplicação. A natureza do processo de corte é influenciada por uma infinidade de grãos, a qual resulta em uma distribuição randômica das forças de corte operantes na interface grão-peça (Davis, P.R. *et al.*,1996).

O advento do diamante sintético possibilitou a obtenção de grãos de diamante, com diferentes propriedades mecânicas e físicas modificando-se apenas o processo de síntese. Atualmente, é possível a produção de diamantes sintéticos na escala que abrange desde grãos menores que 3 µm a grãos maiores que 3 mm, possibilitando ainda uma imensa variedade de formas, resistência e estabilidade térmica. Essa diversidade de características permite que o diamante sintético seja utilizado em uma larga variedade de aplicações abrasivas, como o polimento de cerâmicas ou o corte das pedras de granito de alta dureza (Davis, P.R. *et al.*,1996).

A seguir são apresentadas algumas características dos diamantes utilizados no presente trabalho, bem como sugestões de aplicação e uso, segundo Bailey, M.W. *et al.*1994).

Com a finalidade de auxiliar os fabricantes de ferramentas diamantadas, a empresa De Beers Industrial Diamond Division desenvolveu a tabela 1, onde são encontradas indicações comparativas entre os 12 tipos de diamantes da série PremaDia (Diamantes de Primeira Linha). Para cada tipo, 3 diferentes propriedades são apresentadas, cada uma delas

proporcionalmente quantificada dentro de uma série de 9 quadrículas, através de cores. Na primeira coluna é indicada a resistência do grão ao impacto, à temperatura ambiente, na segunda, esta mesma resistência, após tratamento térmico controlado, e na última, à esquerda da tabela, a estrutura do grão, quanto à sua aparência cristalina. Um número qualquer (que expressa os níveis das 3 citadas propriedades, na ordem descrita), se maior que um outro, não indica que um determinado tipo seja sempre o que possibilita as melhores condições de trabalho. O tipo mais adequado à uma determinada condição de trabalho será aquele que apresentar características de friabilidade (facilidade para fraturar o grão em pedaços, sob uma determinada força ou impacto) tais que possibilitem a existência permanente de arestas cortantes sobre a superfície da ferramenta e que não apresente desgaste demasiadamente acelerado.

Tabela 1 - Algumas características dos diamantes da série PremaDia segundo o catálogo (traduzido) da empresa De Beers Industrial Diamond Division.

**Série PremaDia de abrasivos de diamante de primeira linha para a indústria mecânica**

	Resistência das partículas à temperatura ambiente		Resistência das partículas à temperatura elevada		Estrutura das partículas		
	Friável	Forte	Friável	Forte	Mosaico	Arestas vivas	Cristalina
PremaDia PDA 999							
PremaDia PDA 989							
PremaDia PDA 878							
PremaDia PDA 768							
PremaDia PDA 657							
PremaDia PDA 656							
PremaDia PDA 446							
PremaDia PDA 665							
PremaDia PDA 555							
PremaDia PDA 545							
PremaDia PDA 433							
PremaDia PDA 321							

Dentre os vários tipos de diamantes produzidos pela De Beers Industrial Diamond Division, listados na tabela 1, foram escolhidos para serem avaliados apenas os identificados pelas siglas PDA 433, PDA 555, PDA 665, PDA 768 e PDA 878 visto que estes são representativos dos vários tipos básicos do conjunto.

Os diamantes da série PremaDia, segundo a empresa De Beers do Brasil LTDA., são apresentados, a seguir em ordem decrescente de friabilidade.

**PDA 433:** apesar de ser um produto eminentemente adequado para uso com ligantes resinóides, rotineiramente é fixado com níquel; constitui uma solução econômica para uma grande variedade de aplicações de uso geral. Trata-se de um diamante sintético, sendo o mais friável dentre todos os testados, segundo catálogo PremaDia NC1000793, da empresa De Beers Industrial Diamond Division.

**PDA 555:** projetado para aplicações em que se necessite de uma partícula (grão) mais friável, é um abrasivo de diamante natural, de partículas compactas e com formas irregulares; tem alta resistência térmica e as características do poder cortante dos diamantes naturais.

**PDA 665:** é afetado apenas a temperaturas extremamente elevadas, como todo o diamante natural; é considerado de primeira classe, por apresentar partículas compactas e bem formadas, presta-se a muitas aplicações de retificação, e suas características o fazem eminentemente adequado para a fabricação de ferramentas por eletrodeposição.

**PDA 768:** apresenta partículas de arestas vivas, selecionados especialmente, assim como algumas partículas cristalinas compactas, combinação particular de formas que faz com que esse produto seja adequado para uma grande diversidade de aplicações que não requerem um material de resistência muito elevada como o PDA 878.

**PDA 878:** é um abrasivo de uso geral, destinado a ser utilizado com ligante metálico, é um material cristalino com alta resistência ao impacto a temperaturas ambiente ou elevadas; foi concebido para apresentar um bom comportamento em uma grande variedade de aplicações, com ligante metálico; suas propriedades estão compreendidas entre as do PDA 768 e as do PDA 989.

Além dos diamantes da série PremaDia, foram testados os seguintes diamantes:

**TED-II:** é um abrasivo com friabilidade e características apropriadas para fabricação de ferramentas por eletrodeposição, onde máquinas de torque razoavelmente elevado são utilizadas.

**DMB-G:** aplica-se a ferramentas de torque não muito elevado, apresentando friabilidade pouco mais elevada que o diamante PDA-555.

**DMB-T:** apresenta propriedades semelhantes ao diamante DMB-G, porém é pouco mais friável.

## 6 - MATERIAL E MÉTODO

Para o estudo comparativo do desempenho de diferentes tipos de grãos de diamante empregados na fabricação de pontas diamantadas foram fabricadas pontas recobertas com grãos superabrasivos de diamantes naturais e sintéticos (granulometria D120/140). Utilizou-se o processo de eletrodeposição de níquel para a fixação dos grãos de diamante na parte ativa da haste metálica, cujo comprimento útil de utilização é de 12mm. O controle da distribuição dos grãos de diamante ao longo deste comprimento útil depende das variáveis do processo produtivo, tais como: tamanho médio dos grãos, intensidade de corrente galvânica, dentre outros. Estas pontas foram ensaiadas em um banco de ensaio composto por três partes básicas: mecânica, eletrônica e computacional.

A parte mecânica do banco de ensaios é constituída de uma máquina retificadora plana, marca *Reti Lite*, com 600 mm de curso longitudinal, 400 mm de curso transversal e com 400 mm de altura entre o rebolo e a mesa. O movimento transversal da mesa é controlado por um motor de corrente contínua com velocidade mínima de 20 mm/min e máxima de 500 mm/min. O movimento longitudinal da mesa é feito por meio de um sistema hidráulico.

No cabeçote da retificadora foi fixado um micromotor de corrente contínua de 31 V de tensão de alimentação, marca DENTEC, apresentando rotação máxima de 24.000 rpm. A

fixação da peça ao cabeçote foi feita com o auxílio de uma peça de nylon, elaborada para que a caneta não se danifique durante o processo de usinagem. Sobre a mesa da máquina retificadora, utilizou-se uma morsa para a fixação dos corpos-de-prova.

A parte eletrônica do banco de ensaios é responsável pela aquisição dos valores de tensão e corrente elétrica que agem sobre o micromotor e conversão desses valores em intensidades compatíveis com a placa de aquisição A/D, da marca NOVUS, com tempo de conversão de 17 ms.

A conversão de valores pela parte eletrônica da montagem consistiu na conversão do valor de corrente consumida pelo micromotor em tensão compatível com a placa de aquisição A/D, conversão do valor de tensão aplicada sobre o micromotor em valores compatíveis com a placa de aquisição A/D e conversão da frequência de rotação do eixo do micromotor em tensão compatível com a placa de aquisição A/D.

Na placa de aquisição A/D os valores de tensão foram transformados em sinais digitais, possíveis de serem interpretados pelo computador e processados por um software desenvolvido para a realização desse trabalho.

O objetivo do software é tratar matematicamente e armazenar em arquivos os valores enviados pela placa de aquisição A/D, a fim de se obter em tempo real a intensidade da força tangencial de corte. Ao final da realização de cada cálculo, o software está habilitado a identificar um ponto, que representa a intensidade da força de corte, em um gráfico Força Tangencial de Corte x Número de Passadas, apresentado diretamente no monitor de vídeo do computador.

O valor da força tangencial de corte ( $F_t$ ) da ponta pode ser obtida pela equação:

$$T = F_t \cdot (d_s / 2) \quad (1)$$

onde  $d_s$  é o diâmetro externo da ponta e  $T$  é o torque aplicado pelo micromotor que é obtido pela equação:

$$T = (I \cdot V \cdot 60) / (2 \cdot \pi \cdot n) \quad (2)$$

sendo  $I$  e  $V$  são os valores de corrente e tensão elétrica aplicados no micromotor da caneta odontológica, e  $n$  o número de rotações no eixo do micromotor.

Logo, dois dos valores para a determinação da intensidade do torque instantâneo ( $T$ ) são variáveis diretamente conhecidas, pois os valores de corrente elétrica instantânea ( $I$ ) e tensão elétrica instantânea ( $V$ ) são transformados pela placa A/D em sinais digitais e enviados ao software.

O número de rotações na unidade de tempo ( $n$ ) no eixo não é obtido diretamente pela montagem eletrônica, devido as dificuldades físicas para a instalação de um medidor de rotação como, por exemplo, um “encoder” no eixo árvore da caneta. Com a utilização dos valores de tensão e corrente elétrica instantâneos é possível determinar a rotação instantânea do eixo árvore do micromotor com a utilização de um modelo matemático, desenvolvido por Aguiar e Rotta (1990), que simula o funcionamento do micromotor de corrente contínua da caneta odontológica.

Escolheu-se o vidro (temperado plano, tipo cristal) como material para a confecção dos corpos-de-prova, pois esse apresenta características mais uniforme, fazendo com que se preste para o estudo da eficiência de corte de grãos de diamante (Vaz, J.C. *et al.*, 1981). Por gentileza da empresa Norton Indústria e Comércio Ltda. (São Paulo - SP), tal material foi caracterizado como apresentando dureza média SPB de 3,98, após jateamento com quartzo de granulação

20/30 e pressão de 19,1 psi (1,34 kgf/cm<sup>2</sup>), por 30 segundos, em uma área cilíndrica delimitada de 0,785 cm<sup>2</sup>. As dimensões dos corpos-de-prova são 155 mm x 90 mm x 8 mm. O corte foi realizado na comprimento de corte foi de 90 mm.

As pontas diamantadas foram submetidas a ensaios de retificação do tipo tangencial plana de mergulho. Nesses ensaios a velocidade de deslocamento transversal da mesa da máquina retificadora (que coincide corpo a velocidade do corpo-de-provas) foi 0,0055 m/s, a velocidade de corte da ponta diamantada 7,1 m/s e a penetração da ponta diamantada no corpo-de-provas foi de 400 µm por passada. Estes valores foram mantidos constantes para a realização de todos os ensaios experimentais.

As pontas diamantadas foram solicitadas até o momento em que, por elevação excessiva do torque, ocorria o travamento do eixo do micromotor (fim de ensaio). Consequentemente, como o comportamento de cada ponta diamantada foi distinto, o volume de material removido (determinado pelo produto entre o número de passadas da ponta sobre o corpo-de-prova e a área superficial deste) diferenciou para cada ensaio realizado.

## **6 - RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Pôde-se notar em todos os ensaios uma grande dispersão dos resultados num mesmo lotes de pontas. Esse fato já era esperado, pois sabe-se que as melhores pontas são aquelas onde há espaçamentos maiores e homogêneos entre os grãos de diamantes. As dificuldades em se assegurar a homogeneidade no processo de fabricação, por se tratar de uma eletrodeposição, não confere as mesmas qualidades para todas as pontas diamantadas, mesmo que essas pertençam a um mesmo lote de fabricação. Sempre ocorre diferenças relacionadas ao espaçamento médio entre os grãos, a densidade de grãos abrasivos de diamante, qualidade de Ni depositado, dentre outros.

Assim, em pontas com maiores espaçamentos o número de grãos ativos é menor e, conseqüentemente, os cavacos arrancados apresentam maiores espessuras. Dessa forma, os grãos abrasivos são submetidos a maiores esforços de corte, tendendo a desgastarem-se mais rapidamente e desprenderem-se antecipadamente da superfície de corte da ponta. Ressalta-se, todavia, que espaçamentos excessivos são prejudiciais a eficiência de corte da ponta.

Verificou-se que a tendência de remoção de material conferida as pontas confeccionadas com o diamante PDA-878e foi a menor entre todas. Este tipo de diamante é o que apresenta estrutura mais cristalina dentre os diamantes estudados. Portanto, é o menos friável. Assim, necessita de grandes esforços de corte para a geração de novas arestas no topo dos grãos abrasivos.

Considerando-se o pequeno torque disponível no eixo do micromotor utilizado neste trabalho, os valores de força tangencial de corte foram insuficientes para fraturar os grãos abrasivos. Desta forma ocorreu a elevação da área de contato entre os grãos abrasivos e o material, elevando rapidamente os valores de força tangencial de corte, o que causou o travamento do eixo do micromotor.

Em seqüência, as pontas confeccionadas com os diamantes TED-II, PDA-768e, PDA-665e, PDA-555, DMB-G, DMB-T e PDA-433, apresentaram progressivamente maior capacidade de remoção de material, devido as estruturas dos grãos serem cada vez menos cristalinas; ou seja, são respectivamente mais friáveis. Desta forma, há uma maior geração de novas arestas de corte no topo dos grãos abrasivos, fazendo com que as pontas permaneçam agressivas (com capacidade da ponta em remover material) por mais tempo. Na tabela 2 são apresentados os valores de volume de material removido em todos os ensaios de passagem realizados, com os quais foi desenvolvida uma análise estatística para 95% de confiança .

Tabela 2: Valores de volume de material removido em todos os ensaios e análise estatística.

Material Removido (mm <sup>3</sup> ) - valores em ordem crescente						
DMB-T	1488	3472	16864	19344	19344	
PDA-878e	1984	1984	2480	5952	5952	
PDA-555	992	992	2976	17460	23808	31744
PDA-433	2976	26784	40176	44144		
PDA-665e	998	1984	1984	8928	10416	34224
PDA-768e	992	992	1488	3472	16368	28768
DMB-G	6448	13392	13392	18352	21824	
TED-II	1488	1984	3472	16368		
Em destaque os valores que se enquadram dentro dos limites de confiança, são os mesmos valores utilizados para o cálculo da média ( $\mu$ )						
Limites						
	Média(x)	Variância	Erro	Inferior	Superior	Média( $\mu$ )
DMB-T	12102,4	8869,9	7774,8	4327,6	19877,2	18517
PDA-878e	3670,4	2092,6	1834,3	1836,1	5504,7	2149
PDA-555	12995,3	13243,2	10596,7	2398,6	23592	6812
PDA-433	28520	18578,5	18206,9	10313,1	46726,9	37034
PDA-665e	9755,7	12627,9	10104,4	0	19860,1	4862
PDA-768e	8680	11486,4	9191,1	0	17871,1	4662
DMB-G	14681,6	5822,5	5103,6	9578	19785,2	15045
TED-II	5828	7077,1	6935,3	0	12763,3	2315
Média (x) = média de toda a população						
Média ( $\mu$ ) = média dos valores que se enquadram dentro dos limites de confiança						
Erro calculado para 95% de confiança						

Posteriormente, foi elaborada a figura 1, relacionando o tipo de diamante utilizado com o volume médio de material removido, média ( $\mu$ ). Para o cálculo desta média, utilizou-se somente os valores que se enquadraram dentro dos limites de confiança inferior e superior (tabela 2).

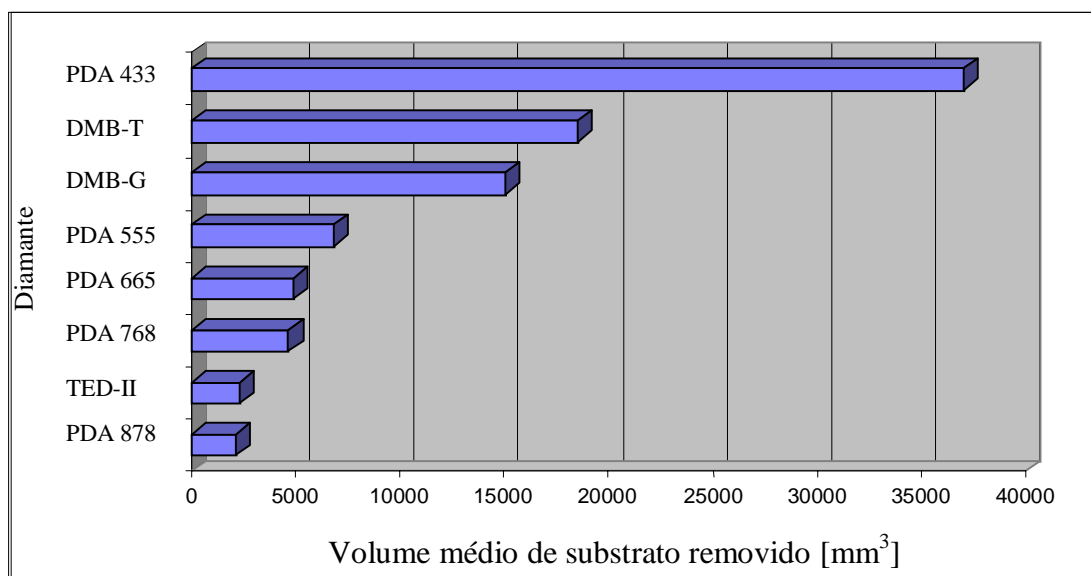


Figura 1 - Volume médio de material removido em função do tipo de diamante utilizado.



Nota-se claramente que as pontas confeccionadas com o diamante PDA-433 apresentaram maior vida útil pelo melhor aproveitamento dos grãos. Isso somente foi possível pela excelente capacidade deste grão em gerar novas arestas de corte, fazendo com que a força tangencial de corte permanecesse num patamar inferior por mais tempo, com relação aos outros diamantes utilizados, removendo mais material antes que o valor limite de torque suportado pelo eixo do micromotor da caneta odontológica fosse atingido.

Pode-se verificar que as pontas confeccionadas com o diamante PDA-433 apresentaram uma capacidade significativamente superior na remoção de material, em relação aos outros diamantes. Ressalta-se que essa capacidade foi substancialmente maior se comparada a dos diamantes naturais PDA-555 e PDA-665e, os quais são utilizados atualmente pela maioria das empresas na confecção de pontas odontológicas.

## 7 - CONCLUSÕES

Dos resultados obtidos neste trabalho pode-se concluir que:

Utilizando-se equipamentos de baixo torque, a estrutura cristalina do diamante e, conseqüentemente, de sua friabilidade exercem grande influência no comportamento das pontas diamantadas. Com a progressiva melhoria da estrutura cristalina (maior homogeneidade da estrutura do grão) o grão torna-se menos friável, assim, as forças de corte desenvolvidas não são suficientes para a geração de novas arestas no topo dos grãos abrasivos. Desta forma, há a elevação da área no topo dos grãos abrasivos, elevando a força tangencial de corte, o que limita a vida útil da ponta odontológica, pelo travamento do eixo do micromotor.

O diamante PDA-433 apresentou maior capacidade de remoção de material, em relação aos outros tipos de diamantes devido a sua maior friabilidade, a qual está associada à sua menor resistência ao impacto, resultado de sua baixa dureza e pureza. Seu menor custo em relação aos demais diamantes testados torna-o mais adequado para a fabricação de pontas utilizadas em instrumentos que possuem baixo torque, além da menor relação custo/benefício.

## REFERÊNCIAS

- AGUIAR, P.R.& ROTTA, I. - *A simulação da máquina de corrente contínua a partir da determinação dos parâmetros método não convencional*. IV Congresso Latino Americano de Controle Automático - Puebla, México, pp. 946-950, novembro de 1990.
- BAILEY, M.W. & JUCHEM, H.O. - *Selection and use of PremaDia* - Industrial Diamond Review - p.8 a 11 - janeiro 1994
- CHATTOPADHYAY, A.K.; HINTERMANN, H.E. *On Improved Bonding of TiC-Coated CBN Grits in Nickel-Based Matrix*, In Annals of the CIRP, vol 42/1, p413-415, 1993.
- DAVIS, P. R.; FISH, M. L.; PEACOCK, S.; WRIGHT, D. N. *An indicator system for saw grit*. Industrial Diamond Review. v.56, n.570, p.78-87, Mar. 1996.
- DE BEERS INDUSTRIAL DIAMOND DIVISION. Catálogo PremaDia. NC1000793. Berkshire, Inglaterra.
- VAZ, J.C.; STEAGALL, L.; ISSAO, M. - *Eficiência de instrumentos de diamante no desgaste do esmalte de dentes humanos e vidro. Ensaio preliminar com instrumentos nacionais e estrangeiros*. - Rev. Ass. Paul. Cirurg. Dent. - Vol. 35 - n. 1 - p.82 a 91 - jan/fev 1981.

# TEMPERATURA E GRAU DE CURA NO PROCESSO DE PULTRUSÃO DE FIBRAS DE CARBONO REFORÇADAS COM RESINA EPÓXI

**Cláudia Regina de Andrade**

**Aluisio Viais Pantaleão**

**Edson Luiz Zaparoli**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, Pça Marechal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: zaparoli@mec.ita.br

**Francisco M.C. Dias**

Cenic, Avenida Marginal B, 1648, Chácara Reunidas, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: cenicfra@iconet.com.br

## Resumo

Os materiais compostos possuem vasta aplicação industrial (estruturas espaciais e aeronáuticas, peças automobilísticas, varas de pesca, raquetes de tênis, entre outras). Um dos processos de baixo custo, empregado na fabricação de barras de materiais compostos com seção transversal constante, é o de pultrusão. Neste processo, um feixe de fibras impregnadas em um banho de resina passa por um molde aquecido, onde ocorrem reações exotérmicas de cinética de cura (polimerização). Neste trabalho o processo de pultrusão de fibras de carbono reforçadas com resina epóxi, utilizando moldes de seção transversal circular, é simulado numericamente. As equações de temperatura e cinética de cura do material composto são resolvidas pelo método de elementos finitos de Taylor-Galerkin. Os resultados numéricos obtidos para o perfil de temperatura e grau de cura foram comparados com resultados da literatura e mostraram boa concordância. Analisou-se ainda a influência da temperatura do molde e da fração em volume da fibra no grau de cura final do material composto.

**Palavras-chave:** Pultrusão, Material Composto, Fibra de Carbono, Resina Epóxi

## 1. INTRODUÇÃO

Um dos processos mais utilizados na fabricação de materiais compostos com seção transversal constante é o de pultrusão, devido ao seu baixo custo e larga aplicação industrial. Neste processo, um feixe de fibras impregnadas em um banho de resina passa por um molde aquecido, onde ocorrem reações exotérmicas de cura (polimerização), conforme apresentado na Fig. 1.

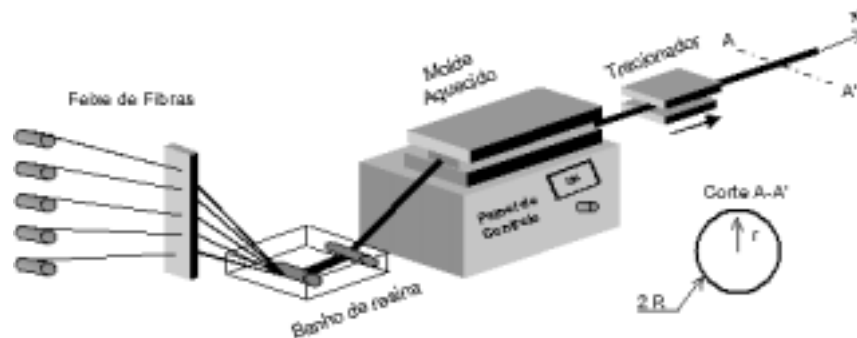
A velocidade de pultrusão, a fração em volume das fibras, o perfil axial de temperatura do molde, o tipo e a qualidade das fibras e resinas, as propriedades térmicas do composto e os dados da reação química de polimerização da resina são importantes parâmetros que determinam a qualidade e performance do material fabricado. Uma vez que as propriedades do composto dependem da evolução da reação de cinética de cura, o cálculo deste fenômeno é importante para o projeto do molde visando a obtenção de produtos finais de alta qualidade.

Na literatura, existem diversos estudos sobre o processo de pultrusão incluindo ensaios experimentais e simulações computacionais. O trabalho numérico de Gorthala et al. (1994) apresenta soluções para o perfil de temperatura e grau de cura de materiais compostos, em

uma geometria cilíndrica utilizando um modelo bidimensional baseado na técnica de diferenças finitas.

O estudo numérico de Chachad et al. (1996) trata do processo de pultrusão de barras de seção transversal irregular. Utilizando o método de volumes finitos, os autores determinam a distribuição de temperatura e o grau de cura em regime não-permanente.

Em Roux et al. (1998) são apresentados tanto resultados numéricos como medidas experimentais para os perfis de temperatura e grau de cura durante o processo de pultrusão do material composto. Os dados numéricos também são obtidos aplicando a técnica de volumes finitos.



**Figura 1.** Representação esquemática do processo de pultrusão

Utilizando o método de elementos finitos, Kim et al. (1997) fazem o modelamento numérico do processo de pultrusão de compostos termofixos. Os resultados são comparados com dados experimentais e mostraram boa concordância.

O trabalho de Suratno et al. (1998) trata da simulação numérica de fibras de carbono reforçadas com resina epóxi, utilizando uma solução baseada no método de elementos finitos. Os autores mostram o efeito da velocidade de tração da barra nos perfis axiais de temperatura e grau de cura do composto.

Neste trabalho, estuda-se o processo de pultrusão de barras de seção transversal circular, utilizando o método de elementos finitos de Taylor-Galerkin (Comini et al., 1995). Os resultados numéricos obtidos para os perfis axiais de temperatura e grau de cura são comparados com resultados disponíveis na literatura e apresentam boa concordância. Analisa-se também a influência da temperatura do molde e da fração em volume da fibra no grau de polimerização final do material composto (fibra de carbono reforçada com resina epóxi). Os dados obtidos fornecem informações importantes sobre os parâmetros que determinam a qualidade do produto final.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático para o processo de pultrusão representado esquematicamente na Fig. 1. é constituído pela equação da energia (transferência de calor) e uma equação relativa à cinética da reação química de cura (polimerização). São obtidas as variações da temperatura e grau de cura ao longo do eixo e da seção transversal da barra, permitindo o dimensionamento do molde e das características do sistema de aquecimento.

Durante o processo de pultrusão, a cinética das reações químicas de cura da resina envolve fenômenos bastante complexos. Normalmente, adota-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

1- Todas as propriedades do material (calor específico, densidade e condutividade térmica) são constantes durante o processo, independente do estado de cura e da temperatura;

- 2- Supõe-se regime permanente;
- 3- A convecção devido ao escoamento da resina é desconsiderada.

## 2.1 Modelo para a transferência de calor

O processo de transferência de calor, que ocorre no interior do material composto é modelado de acordo com a expressão:

$$\rho_m C_{p_m} u \frac{\partial T}{\partial x} - k_m \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] = \dot{q} \quad (1)$$

com as seguintes condições de contorno:

$$\text{em } x = 0 \text{ (entrada do molde)} \Rightarrow T = T_e \quad (1a)$$

$$\text{em } r = R \text{ (superfície externa da barra)} T = T_w(x) \quad (1b)$$

onde:

$r$  é a coordenada radial;

$x$  é a coordenada axial;

$u$  é a velocidade na direção axial;

$T$  é o campo de temperatura;

$\rho$  é a densidade.

A densidade média do composto é calculada pela equação abaixo, que leva em conta a fração em volume da fibra ( $FV$ ):

$$\rho_m = \frac{1}{\frac{M_f}{\rho_f} + \frac{M_r}{\rho_r}}, \quad \text{com } M_f = \frac{FV}{FV + \left( \frac{\rho_r}{\rho_f} (1 - FV) \right)} \quad (2)$$

$M$  é a fração em massa e os subíndices  $f$ ,  $r$  e  $m$  referem-se à fibra, à resina e ao material composto, respectivamente. De maneira análoga, tem-se uma condutividade térmica média ( $k_m$ ) expressa por:

$$k_m = \frac{1}{\frac{M_f}{k_f} + \frac{M_r}{k_r}} \quad (3)$$

Utilizando a fração em volume da fibra ( $FV$ ) determinou-se o calor específico médio  $C_{p_m}$  da seguinte forma:

$$C_{p_m} = FV C_{p_f} + (1 - FV) C_{p_r} \quad (4)$$

## 2.2 Modelo de cinética de cura para a resina epóxi

Neste trabalho as barras pultrusadas são constituídas de fibras de carbono reforçadas com resina da família epóxi. A cinética de cura para esta resina é calculada por uma equação de Arrhenius de primeira ordem. A taxa de calor liberada pela reação de cura ( $\dot{q}$ ) é dada por:

$$\dot{q} = \rho_r (1 - FV) \Delta H \frac{D\alpha}{Dt} \quad (5)$$

sendo  $\Delta H$  a energia total de reação e  $\frac{D(\ )}{Dt} = u \frac{\partial(\ )}{\partial x}$ .

O grau de cura alfa ( $\alpha$ ) é definido como a razão entre a energia liberada pela reação até um instante de tempo ( $t$ ) e a energia total liberada em toda a reação de cura. A variação do grau de cura com o tempo é calculada por:

$$\frac{D\alpha}{Dt} = \left[ A \exp\left(\frac{E}{T}\right) \right] (1-\alpha)^n \quad (6)$$

A – coeficiente pré-exponencial e energia de ativação, respectivamente;  
n – expoente da equação de cinética de cura.

Os parâmetros da Eq. (6) acima referentes à reação de cinética de cura da resina, fornecidos por Suratno et al. (1997), são apresentados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Parâmetros da Cinética de Cura para a Resina Epóxi

Parâmetro	Símbolo	Valor
Constante pré-exponencial	A	$1,914 \cdot 10^5$ (s <sup>-1</sup> )
Energia de Ativação	E	$6,05 \cdot 10^4$ (J mol <sup>-1</sup> )
Calor de Reação	$\Delta H$	$3,237 \cdot 10^2$ (J g <sup>-1</sup> )
Ordem de Reação	n	1,69

Esses dados são obtidos através de medidas experimentais, normalmente realizadas com calorímetros diferenciais (DSC- *Differential Scanning Calorimetry*).

### 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações (1) e (6) têm uma classificação análoga às equações de quantidade de movimento e da energia utilizadas na simulação de problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor por convecção. Elas podem ser colocadas na seguinte forma geral:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + u \frac{\partial \phi}{\partial x} = \Gamma \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right] + G \quad (7)$$

onde  $\Gamma$  = condutividade térmica ou viscosidade ou coeficiente de difusão.

O primeiro termo do lado esquerdo representa a variação temporal de  $\phi$  e o segundo o transporte convectivo de  $\phi$ . Já o primeiro termo do lado direito indica o transporte difusivo e o segundo, o termo fonte de  $\phi$ . Na solução numérica destes problemas surgem oscilações espúrias (não-físicas) quando o número de Péclét ( $Pe$ ) da malha computacional é maior que 2, onde:

$$Pe = \frac{\rho u h}{\Gamma} > 2 \quad (8)$$

com  $h$  = dimensão característica da malha (tamanho do elemento).

Na equação da energia (Eq. 1) tem-se um termo correspondente ao laplaciano e multiplicado pela condutividade térmica do composto, resultando em um número de Péclet finito que pode ser maior que 2, dependendo da malha e da velocidade de pultrusão. Problema maior surge na solução da equação para o grau de cura (Eq. 6). Nesta equação não existe um termo equivalente ao laplaciano, resultando em um número de Péclet infinito.

Para resolver este problema de oscilações espúrias foram desenvolvidos vários esquemas de discretização das equações, principalmente no tratamento dos termos convectivos, como apresentado em Patankar (1980). Uma forma alternativa para tratar deste problema foi proposta por Donea (1984) e Comini et al.(1995). Trata-se de calcular o problema em regime permanente como o resultado assintótico de um processo transiente ou pseudotransiente, quando não há interesse nos resultados em função do tempo. Na área de elementos finitos, esta abordagem é denominada de Método de Taylor-Galerkin. Este método consiste na partição do operador (equação) onde na primeira metade do intervalo de tempo de integração atuam os termos convectivos e na segunda metade, os termos difusivos e fontes. Assim, a equação Eq. 7 fica desmembrada como:

$$\phi' = \frac{\partial \phi}{\partial t} = -u \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (9)$$

$$\phi' = \frac{\partial \phi}{\partial t} = \Gamma \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right] + G \quad (10)$$

Para a Equação (9) calcula-se a variação temporal de  $\phi$  com uma expansão em série de Taylor, considerando os termos de primeira e segunda derivada em relação ao tempo.

$$\phi^{n+1/2} - \phi^n = \phi' \Delta t + \phi'' \frac{\Delta t^2}{2} + \dots \quad (11)$$

onde  $\Delta t$  = metade do intervalo de tempo de integração.

Da equação (9) tem-se:

$$\phi' = \frac{\partial \phi}{\partial t} = -u \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad \text{e} \quad \phi'' = \frac{\partial}{\partial t} [\phi'] = \frac{\partial}{\partial t} \left[ -u \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] = -u \frac{\partial \phi'}{\partial x} = -u \frac{\partial}{\partial x} \left[ -u \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] = u^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad (12)$$

Substituindo em (11), resulta:

$$\phi^{n+1/2} - \phi^n \approx \left[ -u \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] \Delta t + \left[ u^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right] \frac{\Delta t^2}{2} \quad (13)$$

No caso da Equação (10), adota-se uma expansão em série de Taylor considerando somente o termo de primeira derivada, resultando:

$$\phi^{n+1} - \phi^{n+1/2} = \phi' \Delta t + \dots \quad (14)$$

Substituindo a Eq. 10 na Eq. 14, tem-se:

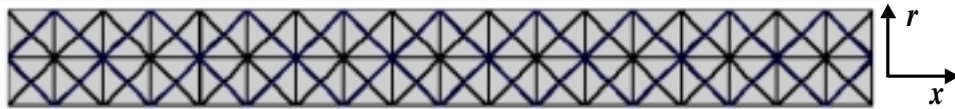
$$\phi^{n+1} - \phi^{n+1/2} \approx \left\{ \Gamma \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right] + G \right\} \Delta t \quad (15)$$

Como neste caso, não há interesse nos resultados intermediários do transiente, o problema será resolvido por um esquema pseudotransiente. Para tanto, somam-se as equações (13) e (15), obtém-se:

$$\phi^{n+1} - \phi^n \approx \left\{ -u \frac{\partial \phi}{\partial x} + \Gamma \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right] + G \right\} \Delta t + \left[ u^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right] \frac{\Delta t^2}{2} \quad (16)$$

Na solução do problema de pultrusão esquematizado na Fig. 1, o sistema de equações diferenciais constituído pelas equações (1) e (6), representadas em uma forma geral pela equação (16). Esse sistema foi discretizado aplicando a técnica de elementos finitos de Galerkin, com uma malha triangular não-estruturada de seis nós por elemento e utilizando polinômios de interpolação do 2<sup>o</sup> grau. As equações algébricas foram resolvidas iterativamente de uma forma acoplada (não-segregada) combinando os métodos do Gradiente Conjugado e Newton-Raphson. Utilizou-se também um procedimento de refinamento sucessivo da malha computacional, nas regiões de maiores gradientes das variáveis dependentes.

Na Fig. 2 é apresentado um trecho do domínio computacional para uma malha intermediária no processo de solução. Foi simulada apenas a região do material composto (resina + fibra) que está sendo aquecido com uma temperatura  $T_w(x)$  imposta na interface com o molde e tracionado à velocidade constante  $u$  (Fig.1).



**Figura 2.** Trecho de malha computacional utilizada na metodologia de solução

#### 4. RESULTADOS

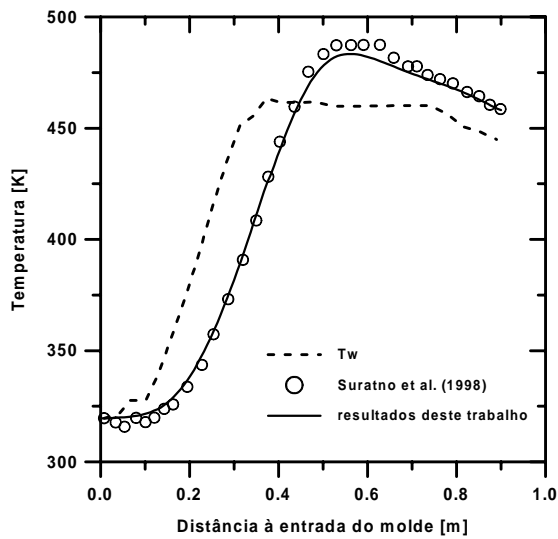
As simulações numéricas foram realizadas utilizando os parâmetros da Tabela 1 e os dados da Tabela 2, onde são fornecidos os valores para as propriedades da fibra e resina.

**Tabela 2.** Valores numéricos utilizados para as propriedades da fibra e resina

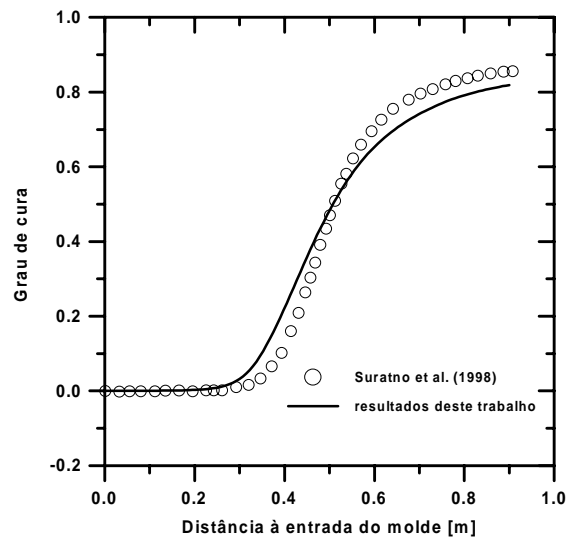
	fibra de carbono	resina epóxi
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1790	1260
$k$ (w/m·K)	11,6	0,2
$C_p$ (J/kg·K)	712	1255

Os resultados para o campo de temperatura e grau de cura na linha de centro foram comparados com os dados de Suratno et al. (1998) e são apresentados nas Figuras 3 e 4: Verifica-se que no início do processo de pultrusão a temperatura na linha de centro é menor do que a temperatura na interface com o molde ( $T_w$  - linha tracejada na Fig. 3). À medida que a polimerização ocorre, verifica-se a liberação de calor (reação exotérmica) fazendo com que a temperatura aumente rapidamente atingindo um pico, superior à própria temperatura na

parede do molde. A comparação dos perfis de temperatura obtidos numericamente neste trabalho com os resultados de Suratno et al. (1998) mostraram boa concordância.

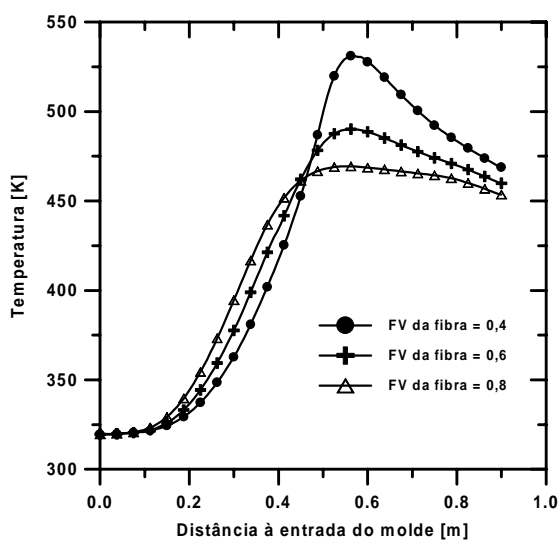


**Figura 3.** Perfis de temperatura ao longo da barra com  $u = 0,30/60$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] e  $FV = 0,65$

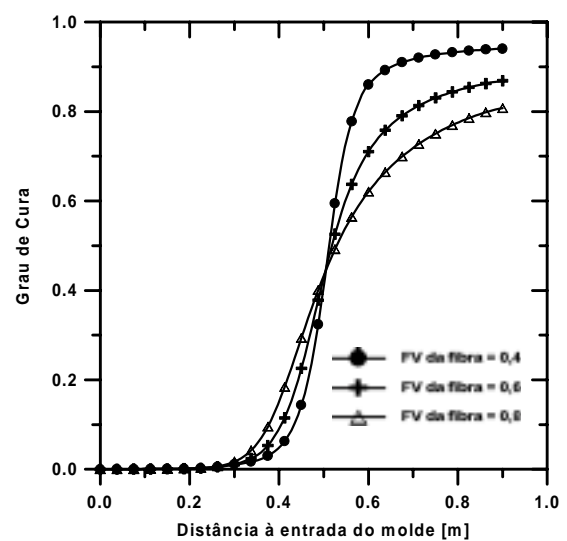


**Figura 4.** Grau de cura na linha de centro da barra com  $u = 0,30/60$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] e  $FV = 0,65$

Na Fig. 4 são apresentados os dados para o grau de cura na linha de centro. Nota-se que na entrada do molde a variação do grau de cura é pequena, e se eleva rapidamente com a evolução da reação de polimerização, atingindo quase 90% na saída do molde. Esse processo está associado com a elevação da temperatura no material composto, a qual também sofre influência da evolução do grau de cura, devido ao acoplamento desses fenômenos. A comparação com os resultados de Suratno et al. (1998) mostrou um grau de cura ligeiramente menor na saída do molde pois a utilização do método de Taylor-Galerkin introduz efeitos de difusão axial do grau de cura na barra pultrusada (modelo elíptico).



**Figura 5.** Perfis de temperatura em função da fração em volume da fibra com  $u = 0,30/60$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]



**Figura 6.** Grau de cura na linha de centro em função da fração em volume da fibra com  $u = 0,30/60$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]



A influência da fração em volume da fibra na distribuição de temperatura e grau de cura na linha de centro é apresentada nas Figuras 5 e 6. Verifica-se que, quando a fração em volume de fibra é menor (e de resina é maior), o pico de temperatura na linha de centro da barra circular é mais acentuado ( $FV = 0,4$  na Fig. 5) em função do maior efeito da liberação de calor pela reação exotérmica de cura. O perfil do grau de cura na linha de centro (Fig. 6) mostra que menores valores de  $FV$  da fibra implicam em um retardamento na reação de cura. No entanto, para  $FV = 0,4$  ocorre uma elevação abrupta da curva devido à maior concentração de resina, obtendo-se um maior grau de cura na saída do molde como resultado das características intrínsecas da reação de polimerização e não do aquecimento fornecido pelo molde. No entanto, a fabricação de composto com pequena porcentagem de fibra pode vir a comprometer a resistência mecânica do produto.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho simulou-se numericamente o processo de pultrusão de materiais compostos, utilizando o método de elementos finitos de Taylor-Galerkin. Os resultados mostraram que a fração em volume de fibra é um importante parâmetro que influencia no grau de cura e, portanto, na qualidade do produto final. A metodologia utilizada mostrou-se adequada para analisar as características do sistema de aquecimento, permitindo um melhor dimensionamento do equipamento, podendo inclusive ser aplicada em compostos utilizando outras fibras e resinas.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP, processo nº 99/03471-5 e ao CNPq, processo nº 146405/1999-4) pelo apoio para o desenvolvimento deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Chachad, Y. R., Roux, J.A., Vaughan, J.G. e Arafat, E. S., 1996, "*Thermal Model for Three - Dimensional Irregular Shaped Pultruded Fiberglass Composites*", Journal of Composites Materials, 30(6): 692-721.
- Comini, G., Manzan, M. e Nonino, C., 1995, "Analysis of Finite Element Schemes for Convective-Type Problems ", International Journal for Numerical Methods in Fluids, 20: 443-458.
- Donea, J., 1984, "A Taylor-Galerkin Method for Convective Transport Problems", International Journal for Numerical Methods in Engineering, 20: 101-119.
- Gorthala, R., Roux, J.A. e Vaughan, J.G., 1994, "Resin Flow, Cure and Heat Transfer Analysis for Pultrusion Process", Journal of Composites Materials, 28(6): 486-506.
- Kim, D. W., Han, P. G., Jin, G. H. e Lee, W. I., 1997, "A Model for Thermosetting Composite Pultrusion Process", Journal of Composites Materials, 31: 2105-2122.
- Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Suratno, R. B., Ye, L. e Mai, Y. W., 1998, "Simulation of Temperature and Curing Profiles in Pultruded Composites Rods", Composites Science and Technology, 58: 191-197.
- Roux, J.A, Vaughan, J.G., Shanku, R., Arafat, E. S., Bruce, J. L. e Johnson, V. R., 1998, "Comparison of Measurement and Modeling for Pultrusion of a Fiberglass-Epoxy I-Beam", Journal of Reinforced Plastics and Composites, 17: 1557-1579.

# APLICAÇÃO DAS TÉCNICAS DE PROCESSAMENTO DIGITAL DE IMAGENS NA CARACTERIZAÇÃO QUANTITATIVA DE MATERIAIS COMPÓSITOS

**Fernando de Azevedo Silva** <sup>(a)</sup>

**Jean-Jacques Ammann** <sup>(b)</sup>

**Ana Maria Martinez Nazar** <sup>(b)</sup>

(a)Universidade Estadual Paulista – UNESP, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Departamento de Mecânica, CP 205, 12.500-000, Guaratinguetá, SP. E-mail: [fazevedo@feg.unesp.br](mailto:fazevedo@feg.unesp.br)

(b)Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais, CP 6122, 13.083-970, Campinas, SP.

## Resumo

Uma metodologia automática de processamento de imagens e análise foi desenvolvida para a caracterização quantitativa de materiais compósitos. Para o desenvolvimento desta é utilizado o sistema Khoros que oferece diversos algoritmos, ferramentas morfológicas básicas e uma linguagem de programação visual e flexível. Estas técnicas de processamento digital de imagens são implementadas em um ambiente altamente orientado que permite ao usuário adaptar cada etapa do processamento para suas necessidades específicas.

Para ilustrar a implementação e performance desta metodologia, imagens de dois diferentes materiais são processadas para caracterização microestrutural. Os resultados são apresentados através da determinação do tamanho real e distribuição dos elementos constituintes, bem como a fração volumétrica.

**Palavras-chave:** Processamento de imagens, Microscopia quantitativa, Materiais compósitos.

## 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento e o entendimento do comportamento de novos materiais somente torna-se possível através de uma caracterização quantitativa precisa de suas microestruturas (Kurzydowski, 1995). A determinação acurada de parâmetros morfológicos, tais como: tamanho de grãos, densidade de colônias de precipitados, etc., exige o desenvolvimento de métodos que não são mais compatíveis com as medições manuais (metalografia quantitativa). Computadores e algoritmos de processamento digital de imagens apresentam-se como ferramentas altamente eficientes para o desenvolvimento de sistemas de processamento e análise de imagens automáticos, proporcionando aos pesquisadores a precisão necessária para analisar o comportamento dos materiais (Russ, 1995 e Serra, 1982).

A aplicação das técnicas de processamento digital de imagens no estudo de materiais envolve geralmente, a necessidade de se empregar rotinas de melhoramento, segmentação e análise para se obter as medições desejadas. Dependendo do tipo de material e das características morfológicas a serem determinadas, diferentes procedimentos tem que ser considerados para proporcionar uma elevada precisão e confiabilidade dos resultados (Parker, 1996 e Silva, 1996).

Neste contexto, a proposta do trabalho é apresentar uma metodologia baseada em técnicas de processamento digital de imagens, implementada utilizando o sistema Khoros v. 1.0.5 (ambiente de programação visual orientado ao usuário), para caracterizar quantitativamente materiais compósitos. Para ilustrar o desempenho desta metodologia, imagens obtidas de dois diferentes materiais são digitalizadas para a caracterização das respectivas microestruturas. O programa modular desenvolvido e implementado visa a caracterização dos elementos constituintes, buscando-se obter resultados precisos e reprodutíveis relacionados com os parâmetros globais e específicos.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Como já mencionado, duas espécies de materiais foram usadas para caracterização neste trabalho:

- Compósito de matriz de cobalto metálico reforçada com partículas de carbeto de tungstênio (*cermet WC - Co*).

As micrografias desse material são provenientes de microscopia eletrônica de varredura e as microestruturas foram caracterizadas com a finalidade de obter resultados relacionados com o elemento ligante (fase cobalto), como: fração volumétrica, tamanho (área real em  $\mu\text{m}^2$ ), número de partículas, além de uma análise estatística dos dados.

- Compósito de matriz de resina epóxi reforçada com fibras de carbono.

As micrografias desse material são provenientes de microscopia óptica e, o elemento de reforço (fibras de carbono) foi caracterizado obtendo os mesmos parâmetros de interesse da amostra anterior. Nesta aplicação também foi realizado o cálculo da excentricidade de cada fibra.

O sistema de processamento de imagens consistiu de um *scanner* de mesa *Hewlett Packard*, modelo *ScanJet Iip*, monocromático com resolução de 300 *dpi* (300 pontos por polegada) e 256 níveis de cinza (8 *bits*), acoplado a um microcomputador tipo PC, utilizado nas etapas de aquisição ou digitalização. Posteriormente as imagens foram transferidas a uma estação de trabalho SUN modelo *Sparc Station 20*, onde foram executados todos os procedimentos de tratamento das imagens.

Para a implementação desta técnica foram aplicados diversos algoritmos através da utilização do *software* gráfico Khoros, em ambiente UNIX. Este *software*, de acesso aberto foi desenvolvido pela *University of New Mexico* nos Estados Unidos e, oferece um conjunto de programas caracterizados pela sua interface gráfica e grande versatilidade. Sua biblioteca de rotinas permitiu o emprego de grande parte das técnicas de manipulação e avaliação digital de imagens, o que possibilitou a determinação de seqüências de processamento para cada objetivo do trabalho (Silva, 1996).

Independentemente do tipo de material a ser caracterizado, cinco etapas fundamentais formam parte do processamento. Entre as quais: aquisição ou digitalização de imagens, pré-processamento, segmentação, extração de dados e representação (Russ, 1990 e Silva, 1998).

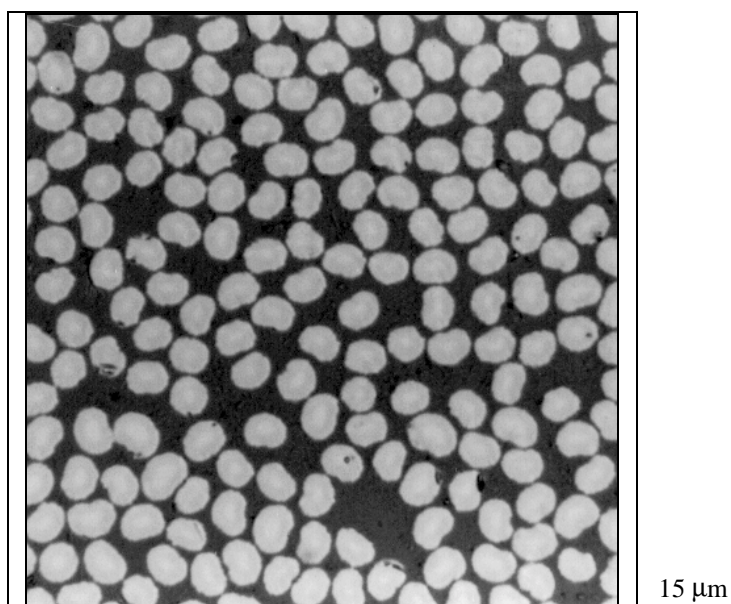
## 3. RESULTADOS

Duas imagens são usadas para ilustrar a metodologia implementada. A primeira é uma micrografia do compósito *WC - Co* (figura 1) caracterizada pelas partículas de carbeto de tungstênio (regiões claras na imagem em níveis de cinza), além da fase cobalto (regiões escuras).



**Figura 1** - Imagem original da microestrutura do metal-duro WC – Co.

A segunda imagem (figura 2) corresponde a microestrutura do compósito epóxi - fibras de carbono constituída pela matriz de epóxi (regiões mais escuras na imagem), além das fibras de carbono (regiões claras).



**Figura 2** - Imagem original da microestrutura do compósito epóxi - fibras de carbono.

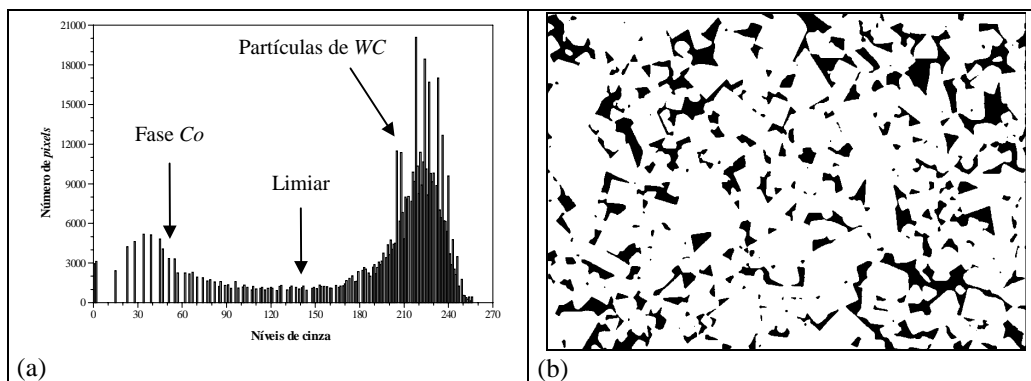
Devido a grande diferença de morfologia desses dois materiais, tornou-se necessário implementar diferentes processamentos para a caracterização quantitativa de cada caso.

### **3.1. COMPÓSITO DE MATRIZ DE COBALTO REFORÇADA COM CARBETO DE TUNGSTÊNIO**

A imagem original (figura 1) foi digitalizada com uma resolução de 300 *dpi*, 256 níveis de tons de cinza e, processada num tamanho de 875 por 614 *pixels*.

Após foi efetuada uma operação de filtragem no domínio espacial, (etapa de pré-processamento), através da utilização de um filtro da mediana. Esta operação matemática foi realizada com o objetivo de corrigir alguns defeitos presentes na imagem digitalizada (figura 1). Essa correção foi executada atenuando o ruído presente e tornando o brilho mais homogêneo.

Com isso, realizou-se a operação de limiarização da imagem filtrada (etapa de segmentação), cujo objetivo principal foi salientar a fase *Co* das partículas de *WC*, possibilitando a identificação de todos os *pixels* que constituem essa fase. Nesta operação são exploradas características de similaridade dos níveis de cinza dos objetos de interesse. Para isso, foi escolhido o valor “141” como nível de limiarização. Este valor representa o limiar de separação dos objetos de interesse (partículas da fase *Co*), e do *background* da imagem processada (partículas de *WC*). Após a execução desta operação a imagem resultante é do tipo binário, figura 3 - (b).

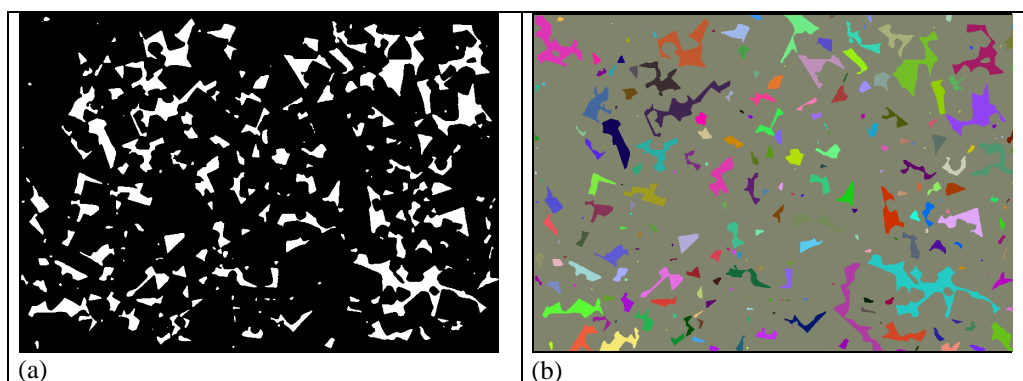


**Figura 3** – (a) Histograma mostrando os dois picos (*Co* e *WC*) e o valor escolhido para a operação de limiarização; (b) Imagem binária.

Em seguida, no programa implementado executou-se uma seqüência de operações de modo alcançar os seguintes objetivos: eliminação da “moldura” contida na imagem binária e remoção das partículas constituintes da fase cobalto em contato ou intersectadas nos limites que definem as bordas da imagem binária.

As operações de inversão e extração dos objetos em contato com as bordas relacionadas com a realização do segundo objetivo, são de caráter opcional, sendo efetuadas somente na determinação do tamanho (área real da superfície) das partículas de *Co*. Assim, não se considerou nestes cálculos partículas incompletas.

A figura 4 - (a) apresenta a imagem resultante da execução dessa seqüência de operações.



**Figura 4** – (a) Imagem segmentada sem as partículas das bordas; (b) Imagem do composto *WC – Co* com as partículas da fase *Co* identificadas.

Com isso, as operações que foram aplicadas sucessivamente nas etapas anteriores permitiram, a partir da identificação das partículas da fase cobalto, figura 4 - (b), realizar as etapas de extração de dados e representação.

Na imagem da figura 4 – (b) pode-se observar que, para cada partícula foi associado um nível de cinza diferente, facilitando a sua distinção e permitindo a caracterização de cada partícula individualmente.

O método implementado permitiu a caracterização das partículas constituintes da fase cobalto numa amostra de compósito de esqueleto de carvão de tungstênio, através de uma determinação precisa de parâmetros globais que caracterizaram o tamanho médio (área real média da superfície) e a fração em volume.

Os dados estatísticos da área real das partículas da fase cobalto correspondentes a amostra do material, bem como a fração em volume, estão apresentados na tabela 1.

**Tabela 1** - Principais valores obtidos da caracterização das partículas da fase cobalto.

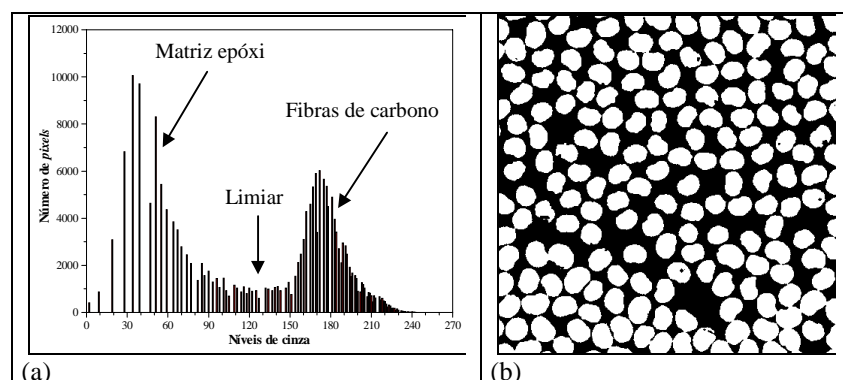
<i>Parâmetros de interesse</i>	<i>Valores obtidos</i>
Número de partículas analisadas sem <i>edgeoff</i>	240
Número de partículas analisadas com <i>edgeoff</i>	207
Área real média	0,67 $\mu\text{m}^2$
Área real mínima	0,0108 $\mu\text{m}^2$
Área real máxima	10,74 $\mu\text{m}^2$
Fração volumétrica das partículas da fase <i>Co</i>	17,12 %
Fração volumétrica do esqueleto cerâmico de <i>WC</i>	82,88 %

### 3.2. COMPÓSITO DE MATRIZ DE RESINA EPÓXI REFORÇADA COM FIBRAS DE CARBONO

Nesta aplicação foram analisadas duas amostras distintas do compósito, permitindo ilustrar a versatilidade da metodologia implementada.

A imagem original correspondente a microestrutura da amostra nº 2 analisada (figura 2), foi digitalizada com uma resolução de 150 *dpi*, 256 níveis de cinza e, processada num tamanho de 450 por 450 *pixels*. Esta apresenta um bom contraste, permitindo não efetuar a etapa de pré-processamento.

Desta forma, realizou-se a operação de limiarização cujo objetivo foi salientar as fibras de carbono. Assim, foi escolhido o valor “128” como nível de limiar. Este valor, conforme pode-se observar no histograma da figura 5 – (a), representa o limiar de distinção dos objetos de interesse (fibras de carbono) e do *background* da imagem (matriz epóxi).



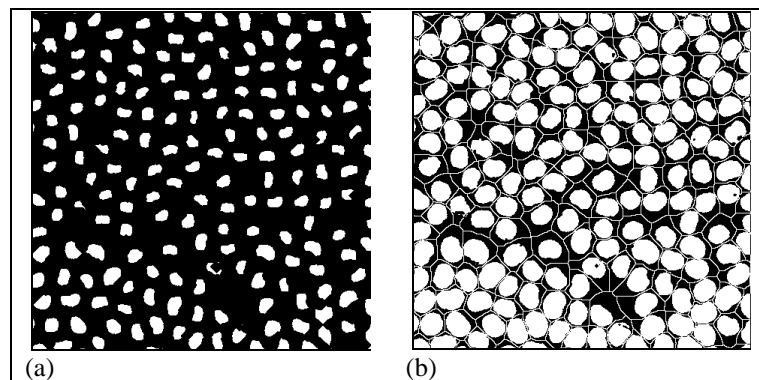
**Figura 5** – (a) Histograma da imagem original, mostrando os dois picos correspondentes a matriz epóxi e as fibras de carbono, bem como, a escolha do nível de limiarização; (b) Imagem binária resultante.

Após a execução desta operação a imagem resultante é do tipo binário, como apresentado na figura 5 – (b). Nesta imagem observa-se a presença de algumas fibras de carbono parcialmente ou totalmente unidas. Estas serão separadas posteriormente, para que possam ser analisadas e quantificadas separadamente.

Em seguida, no programa implementado executou-se uma seqüência de operações com o objetivo principal de separar de forma precisa as fibras de carbono unidas. Para isto foi utilizado o algoritmo morfológico de segmentação SKIZ aperfeiçoado. Na referência (Silva, 1996) este algoritmo foi apresentado, sendo descrito de forma detalhada.

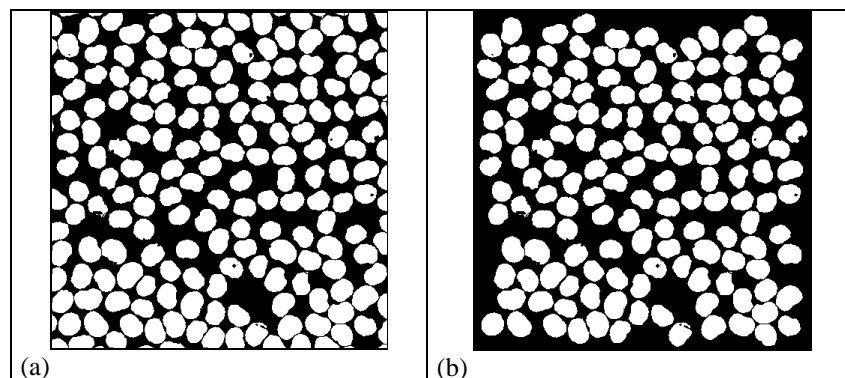
Com a execução do procedimento, as fibras de carbono presentes na imagem binária, figura 5 – (b), são completamente erodidas, de modo que fiquem totalmente separadas entre si, figura 6 - (a). Assim, executa-se o procedimento SKIZ a partir desta imagem.

A figura 6 - (b) apresenta o esqueleto do *background* montado sobre as fibras erodidas. Nesta imagem é possível observar as linhas do esqueleto definindo os locais de separação entre as fibras de carbono. Nota-se que o posicionamento dessas linhas, ocorre de tal forma, que a proporção existente entre as dimensões de fibras vizinhas é respeitada.



**Figura 6** - Resultados obtidos do algoritmo SKIZ aperfeiçoado: (a) Fibras de carbono completamente erodidas; (b) Montagem do esqueleto nas fibras erodidas.

A figura 7 – (a) mostra o resultado final alcançado pela utilização do algoritmo SKIZ melhorado, com destaque para todas as fibras de carbono separadas.

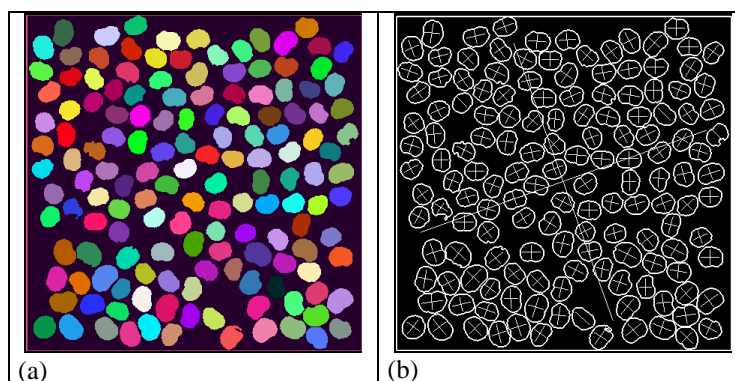


**Figura 7** – (a) Fibras de carbono completamente separadas; (b) Imagem segmentada do compósito epóxi - fibras de carbono, sem as fibras das bordas.

Após a segmentação dos objetos de interesse executou-se uma operação de morfologia matemática com o objetivo de remover as fibras de carbono em contato ou intersectadas pela borda da imagem segmentada, figura 7 – (a). Entretanto, estas são de caráter opcional, pois

somente são executadas na determinação do tamanho e na forma das fibras de carbono, de modo que, fibras incompletas não são consideradas nos referidos cálculos. A figura 7 – (b) mostra o resultado obtido pela operação.

As operações aritméticas, lógicas e de morfologia matemática que foram aplicadas na etapa anterior permitiram, a partir da segmentação das fibras, identificá-las, figura 8 – (a), e extrair os parâmetros de interesse, dentre os quais: tamanho médio, em termos de área real e diâmetro equivalente, e a fração volumétrica. Foi possível também, determinar parâmetros específicos, incluindo tamanho e forma (excentricidade) de fibras individuais.



**Figura 8** – (a) Imagem do compósito epóxi - fibras de carbono com as fibras identificadas; (b) Imagem dos contornos das fibras associados aos semi-eixos.

A figura 8 – (b) mostra os contornos das fibras de carbono associados com os seus respectivos semi-eixos. Esta imagem foi utilizada no cálculo da excentricidade de cada uma das fibras. O procedimento de cálculo da excentricidade de objetos reais foi descrito de forma detalhada na referência (Silva, 1996).

Os dados estatísticos correspondentes a cada amostra do material, bem como a fração em volume das fibras, apresentam-se na tabela 2.

**Tabela 2** - Principais valores obtidos da caracterização das fibras de carbono.

<i>Parâmetros obtidos</i>	<i>Amostra nº 1</i>	<i>Amostra nº 2</i>
Número de fibras analisadas sem <i>edgeoff</i>	195	193
Número de fibras analisadas com <i>edgeoff</i>	151	149
Área real média	28,22 $\mu\text{m}^2$	28,56 $\mu\text{m}^2$
Desvio padrão da área real	3,12 $\mu\text{m}^2$	3,89 $\mu\text{m}^2$
Área real mínima	20,79 $\mu\text{m}^2$	18,68 $\mu\text{m}^2$
Área real máxima	39,74 $\mu\text{m}^2$	41,40 $\mu\text{m}^2$
Diâmetro equivalente médio	5,99 $\mu\text{m}$	6,02 $\mu\text{m}$
Desvio padrão do diâmetro equivalente	0,33 $\mu\text{m}$	0,40 $\mu\text{m}$
Diâmetro equivalente mínimo	5,14 $\mu\text{m}$	4,88 $\mu\text{m}$
Diâmetro equivalente máximo	7,11 $\mu\text{m}$	7,26 $\mu\text{m}$
Excentricidade média	0,7730	0,7684
Desvio padrão da excentricidade	0,0613	0,0620
Excentricidade mínima	0,66	0,64
Excentricidade máxima	0,92	1,00
Fração volumétrica das fibras de carbono	56,02 %	55,75 %
Fração volumétrica da matriz de epóxi	43,98 %	44,25 %



#### **4. COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES**

A caracterização microestrutural de materiais através das técnicas de Processamento Digital de Imagens é um assunto pouco difundido e, dada sua importância tecnológica, espera-se que este trabalho represente uma contribuição significativa.

Os processamentos desenvolvidos superam facilmente, pequenas variações que podem ocorrer quanto aos aspectos superficiais das microestruturas dos materiais analisados, principalmente decorrentes da preparação e qualidade superficial.

A escolha do nível correto da operação de limiarização baseou-se na utilização dos histogramas apresentados nas figuras 3 – (a) e 5 – (a), sendo realizada de forma interativa.

Em relação ao programa implementado na primeira aplicação, fazendo pequenas adaptações e ajustes neste, seria possível também, quantificar as partículas de WC de maneira similar. Mas para isto, seria necessário efetuar nas amostras um ataque químico seletivo para salientar os contornos das mesmas.

Como foi comprovado na segunda aplicação, os métodos ilustrados através de micrografias particulares generalizam-se com muita facilidade em imagens similares, para obter um grande número de dados o que permite o tratamento estatístico dos dados de interesse.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à FAPESP pelo suporte financeiro concedido.

#### **6. REFERÊNCIAS**

- Kurzydowski, K. J., Brunel, B. R., 1995, “The Quantitative Description of the Microstructure of Materials”, CRC Press: Boca Raton, 432 p.
- Parker, J. R., 1996, “Algorithms for Image Processing and Computer Vision”, John Wiley: New York, 417 p.
- Russ, J. C., 1990, “Computer Assisted Microscopy”, Plenum Press: New York, 453 p.
- Russ, J. C., 1995, “The Image Processing Handbook”, CRC Press: Boca Raton, 2<sup>a</sup>. ed., 674 p.
- Serra, J., 1982, “Image Analysis and Mathematical Morphology”, Academic Press, vol. 1, Paris.
- Silva, F. A., 1996, “Aplicação das Técnicas de Processamento Digital de Imagens na Caracterização de Materiais”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 284 p.
- Silva, F. A., Hein, L. R. O., Ammann, J. J. and Nazar, A. M. M., 1998, “Quantitative Characterization of Multi-Phase Materials by Digital Image Processing”, Practical Metallography, 35, pp. 499-508.

## 5. AGRADECIMENTOS

A CAPES pelo auxílio financeiro a J.C.S.Pires, (Convênio DS-44/97).

A FAPESP pelo suporte financeiro para os gastos com análises químicas entre outros (Processo nº 97/10654-3).

## 6. REFERÊNCIAS

- ABRAFE –Associação Brasileira dos Produtores de Ferroligas e Silício Metálico, Anuário da indústria brasileira de ferroligas e de silício metálico,1998.
- Bathey, B.R., Cretella, M.C., 1982, Review: “Solar Grade Silicon”, *Journal of Materials Science*, v.17, p. 3077-3096.
- Braga, A.F.B., Otubo, J., Mei, P.R., 1998(a), “The electron beam melting influence on the metallurgical-grade silicon purification for solar-grade silicon”. In: 9<sup>th</sup> CIMTEC international meeting, jun, Florença, Itália.
- Braga, A.F.B., Otubo, J., Mei, P.R., 1998(b), “The purification of leached metallurgical grade silicon by electron beam melting”. In: The Third Pacific Rim International Conference on Advanced Materials and Processing, jul, Honolulu, Hawaii, USA, v.1, p.1057-1062.
- Casenave, D., Gauthier, R. e Pinard, P., 1981, “A study of the purification process during the elaboration by electron bombardeament of polysilicon ribbons designed for photovoltaic conversion”, *Solar Energy Materials*, v.5, p.417-423.
- Choudhury, A., Hengsberger, E., 1992, Review: “Electron beam melting and refining of metals and alloys”, *ISIJ International*, v.32, n.5, p.673-681.
- Ikeda, T., Maeda, M., 1996, “Elimination of boron in molten silicon by reactive rotating plasma arc melting”, *Materials Transactions, JIM*, v.37, n.5, p.983-987.
- Ikeda, T., Maeda, M., 1992, “Purification of metallurgical silicon for solar grade silicon by electron beam button melting”, *ISIJ International*, v.32, n.5, p.635-642.
- Ikeda, T., Maeda, M., 1993, “Refining of silicon for solar cells”, In: First International Conference on Processing Materials For Properties, nov, Honolulu, Hawaii, USA, p.441-445
- Norman, C.E., Absi, E.M., Thomas, R.E., 1985, “Solar grade silicon substrates by a powder-to-ribbon process”, *Canadian journal of Physics*, v.63, p.859-862.
- Pizzini, S., 1982, “Solar grade silicon as a potential candidate materials for low-cost terrestrial solar cells”, *Solar Energy Materials*, v. 6, p. 253-297.
- Sakagushi, Y., Ishizaki, M., Kawahara, *et al.*, 1992, “Production of high purity silicon by carbothermic reduction of silica using AC-arc furnace with heated shaft”, *ISIJ International*, v.32, n.5, p. 643-649.
- Suzuki, K., Kumagai, T., Sano, N., 1992, “Removal of boron from metallurgical-grade silicon by applying the plasma treatment”, *ISIJ International*, v. 32, n. 5, p. 630-634.

segregação muito próximo da unidade. Da mesma forma a purificação por evaporação é mais efetiva para aqueles elementos que possuem uma pressão de vapor próxima ou mais alta que a do silício que é da ordem de  $5 \times 10^{-1} \text{ Pa}$  a  $1500^\circ\text{C}$ . Valores da pressão de vapor para algumas impurezas presentes no Si-GM podem ser observados na tabela 3.2. Na figura 3.3 pode ser visto um gráfico mostrando a eficiência de remoção dessas impurezas em função de suas pressões de vapor. Observa-se claramente o que todos os elementos com pressão de vapor mais elevada ou próxima da pressão de vapor do silício tiveram alta eficiência de remoção durante as fusões no FFE em alto vácuo. Apenas o boro não foi extraído pois sua pressão é muito baixa.

Tabela 3.2 Valores de pressão de vapor de algumas impurezas presentes no silício.

Elemento	Pressão de vapor a $1500^\circ\text{C}$ (Pa)
Si	0,5
Fe	5
Al	70
Ca	$10^5$
B	$10^{-4}$
Ti	$8 \times 10^{-3}$
P	$>10^5$
Cu	30
Mn	$2 \times 10^3$
V	$8 \times 10^{-3}$
Mg	$10^6$

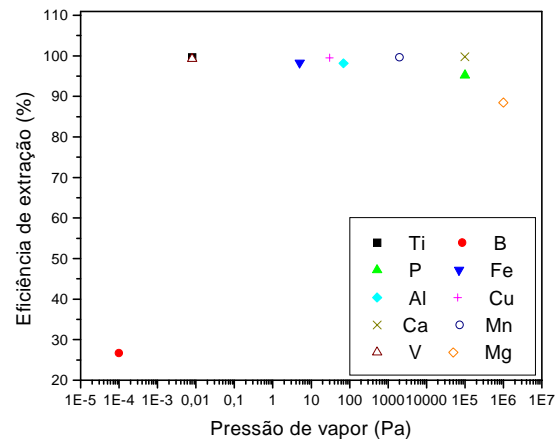


Figura 3.3 Gráfico mostrando a eficiência de extração das impurezas em função de suas pressões de vapor.

Nesse trabalho obteve-se ótima extração do ferro e do titânio e uma extração parcial do boro. Este fato não foi observado por Ikeda *et al.* (1992 e 1993) que não removeram estes elementos, do Si-GM, durante a purificação no FFE. Segundo Ikeda *et al.* (1996) o conteúdo de boro no silício deve ser menor que 1ppm, pois este é um dos elementos dopantes no silício para células solares. Segundo Suzuki *et al.* (1992), o processo normalmente utilizado para a remoção de boro é o plasma com um meio oxidante,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$  ou  $\text{H}_2\text{O}$ . Segundo Ikeda *et al.* (1996) em trabalho onde eles utilizaram um plasma de argônio e vapor de água, o conteúdo de boro caiu de 12 para menos de 1ppm em 15 minutos de tratamento. Portanto um tratamento com plasma em meio oxidante, anterior ao FFE, seria necessário para a remoção deste elemento.

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados demonstram que o a fusão de silício em FFE é capaz de produzir um material com baixa concentração de impurezas. Porém as várias fusões sucessivas não melhoram a pureza final do material.

Analisando os resultados da tabela 3.1 verifica-se que não houve grandes diferenças entre os processos estático e dinâmico e que os resultados finais foram bastante parecidos. Como o processo dinâmico é mais trabalhoso, com relação à preparação da barra a ser fundida, o processo estático passa a ser mais vantajoso e mais prático.

Com relação ao processo estático apenas duas refusões seriam necessárias para atingir o limite de extração das impurezas.

A rápida extração de calor pelo fundo do disco de silício, provocada pelo cadinho de cobre refrigerado, fornece uma estrutura de grãos colunares que crescem na direção do topo da amostra. Isso pode ser visualizado pela macrografia apresentada na figura 3.2 onde a estrutura é revelada sem o uso de nenhum tipo de ataque químico.

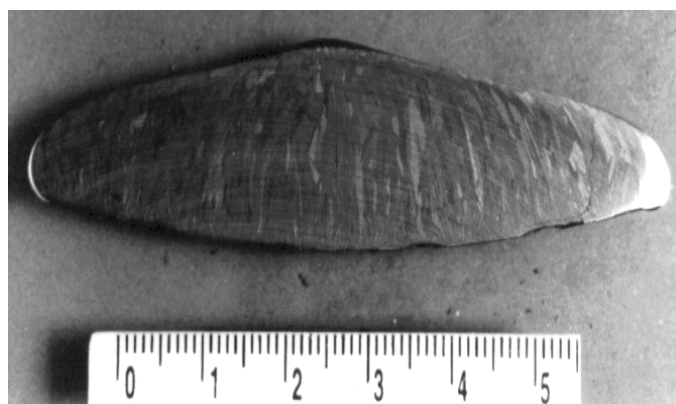


Figura 3.2 – Corte longitudinal de um disco de silício mostrando a estrutura de grãos colunares.

### 3.2 Concentração das impurezas

As impurezas presentes no silício, após cada fusão, foram analisadas pelo método Espectrometria de Massa por Descarga Incandescente. Os resultados para as principais impurezas presentes nos discos de silício obtidos nas diferentes fusões são mostrados a seguir.

Tabela 3.1 – Resultados de análises químicas para os diferentes processos. Os valores estão em ppm

Elemento	Si-GM Lixiviado	E-01	E-02	E-02-R1	E-02-R2	E-02-R3	D-01-R1	D-01-R2
Al	53	0,09	0,95	0,028	0,007	0,008	0,09	0,003
B	15	10	11	9,9	9,7	11	11	11
Cu	1,8	0,014	0,008	0,016	0,007	0,004	0,008	0,076
Fe	31	0,031	0,53	0,16	0,046	0,021	0,21	0,006
Na	480,0	0,043	0,086	0,024	0,006	0,01	0,01	0,009
P	23	0,41	1,1	0,016	0,002	0,002	0,004	0,004
Ti	3	0,002	0,01	0,006	0,001	0,001	0,016	0,001
Outros	253,18	1,25	4,16	1,65	1,17	1,15	1,37	1,29
Total	859,98	11,84	17,85	11,80	10,94	12,2	12,71	12,39
Pureza(%)	99,91	99,9988	99,9982	99,9988	99,9989	99,9987	99,9987	99,9987

Levando-se em conta os valores finais de eficiência, nota-se que a extração das impurezas foi expressiva em ambos os processos. A purificação por feixe de elétrons é viável para a obtenção de silício com um grau de pureza bastante elevado. É possível observar que todas as impurezas foram extraídas quase que totalmente a menos do boro que precisa ser melhor estudado.

Segundo Ikeda *et al.* (1992) a purificação de silício via fusão em FFE ocorre pela ação de dois processos simultâneos. Um resultante da segregação de impurezas para o topo do disco durante a solidificação e outro devido a evaporação das impurezas no vácuo. Porém a purificação devido à segregação de impurezas é efetiva apenas para aquelas que possuem um baixo coeficiente de segregação ( $k$ ). Esse não é o caso do boro que possui um coeficiente de

Tabela 2.2 – Parâmetros experimentais utilizados nas fusões.

Tempo de Fusão (min)	20
Potência do Feixe (kW)	14 a 17
Pressão interna da câmara (Pa)	$10^{-4}$ a $10^{-2}$

## 2.2 Processo estático e processo dinâmico.

O processo estático consiste em carregar todo o material no cadinho de uma única vez, neste caso o cadinho funciona também como lingoteira. O formato da amostra depende do cadinho utilizado. No caso foi utilizado uma lingoteira de cobre em forma de calota obtendo-se amostras em forma de disco. No processo dinâmico o material foi alimentado de maneira contínua sob a incidência do feixe de elétrons e fundido na forma de gotas que eram recolhidas na mesma lingoteira de cobre. Em ambos os processos de purificação trabalhou-se com um vácuo na ordem de  $10^{-3}$  Pa que favoreceu a extração das impurezas por evaporação. O cadinho de cobre utilizado nas fusões foi refrigerado a água diminuindo os riscos de contaminação das amostras.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 3.1 Discos de silício obtidos no FFE

Em ambos os processos, as amostras obtidas no FFE apresentaram a forma de um disco com diâmetro de aproximadamente 90mm e espessura em torno de 30mm. A geometria do cadinho e o fato deste ser refrigerado favoreceram a formação de gradientes de temperatura do fundo para o centro do disco. Isso pode ser visualizado pelos anéis formados na superfície demonstrando que houve uma frente de solidificação da borda para o topo da amostra, que é a última região a se solidificar. Outro detalhe que pode ser observado nos discos de silício é a saliência formada no centro pela expansão durante a solidificação, esta é uma característica do silício que ao contrário dos metais se expande ao se solidificar. A figura 3.1 apresenta uma amostra obtida no FFE. Nesta figura pode-se observar uma vista do topo e uma vista do fundo da amostra, nota-se que, devido ao contato desta com o cadinho de cobre refrigerado, o fundo do disco não se apresentou perfeitamente fundido.

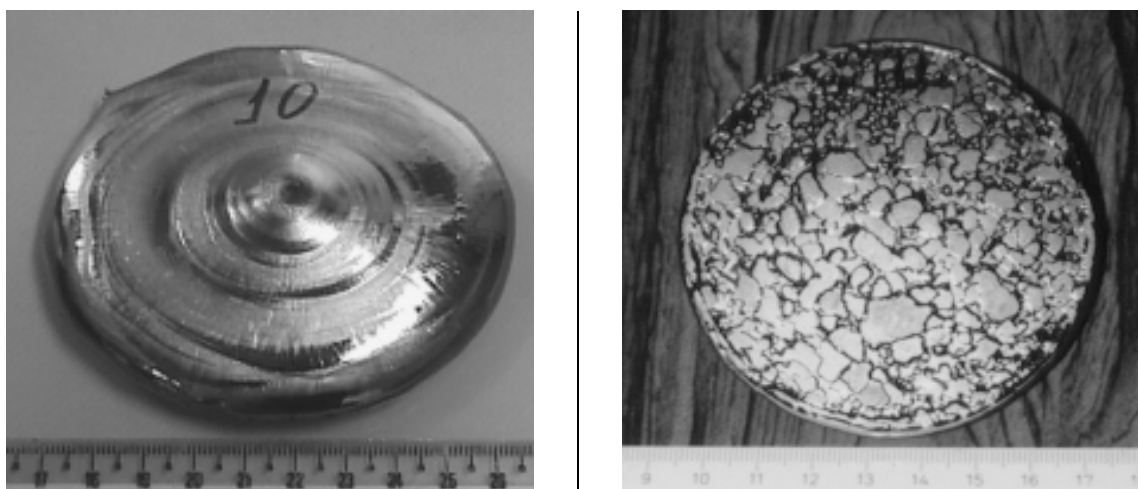


Figura 3.1 – Vistas do topo e do fundo de um disco de silício obtido em uma fusão estática no FFE.

## 2.1 Experiências realizadas

Esse trabalho foi realizado em duas etapas. Na primeira etapa utilizou-se o processo estático e realizaram-se as experiências E-01 e E-02 partindo-se de Si-GM lixiviado na forma de pó, com 99,91% de pureza. Na segunda etapa utilizaram-se os processos estático e dinâmico para as refusões das amostras obtidas nas experiências E-01 e E-02. Nessa etapa foram realizadas as experiências E-02-R1, E-02-R2 e E-02-R3 que são as refusões da amostra E-02 e as experiências D-01-R1 e D-01-R2 que são as refusões da amostra E-01. Um resumo das experiências realizadas pode ser visto na tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Resumo das experiências realizadas nesse trabalho.

	Experiências	Processo	Material de partida
1ª etapa	E-01	Estático	Pó de Si-GM lixiviado
	E-02	Estático	Pó de Si-GM lixiviado
2ª etapa	E-02-R1	Estático	Amostra E-02 sem a parte central
	E-02-R2	Estático	Amostra E-02-R1 sem a parte central
	E-02-R3	Estático	Amostra E-02-R2 sem a parte central
	D-01-R1	Dinâmico	Amostra E-01 sem a parte central
	D-01-R2	Dinâmico	Amostra D-01-R1 sem a parte central

O procedimento experimental utilizado em todas as experiências pode ser visto na figura 2.1. Os parâmetros de processo estão mostrados na tabela 2.2.

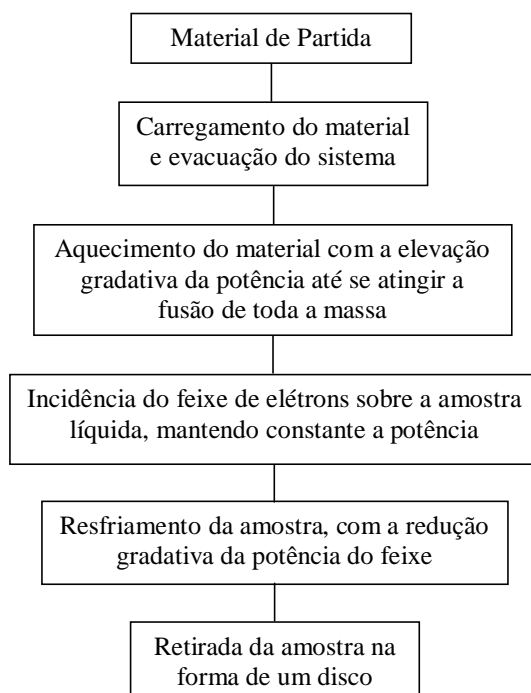


Figura 2.1 Procedimento experimental utilizado durante as experiências desse trabalho.

em massa de impurezas pode ser usado para produzir células solares com uma eficiência mínima de 11,5%. Outra definição para o silício grau solar é dada por Pizzini *et al.* (1982) e também está relacionada à eficiência de conversão da célula. Segundo eles, a definição de silício grau solar é puramente operacional. O material deve permitir a produção de células com eficiência de conversão de energia superior a 10%. Essa eficiência além de estar relacionada à composição química e à presença de defeitos estruturais no silício, também é decorrente do processo de fabricação da célula solar.

Segundo Choudhury *et al.* (1992), a fusão em Forno de Feixe de Elétrons (FFE) vem se apontando como uma rota satisfatória e capaz de purificar silício, devido as suas características como:

- Fusão em alto vácuo, na faixa de  $10^{-4}$  a  $10^{-2}$  Pa, em cadinho de cobre refrigerado a água e livre de contaminação.
- Alta flexibilidade de taxa de fusão e condições para remoção de elementos voláteis.
- Temperaturas de fusão quase ilimitada.
- Alta densidade de potência, da ordem de  $10^3$  a  $10^6$  W/cm<sup>3</sup> disponível para superaquecimento local.

Apesar das características inerentes a esse processo, o FFE não foi bastante explorado nas últimas duas décadas. Casenave *et al.* (1981) e Norman *et al.* (1985) utilizaram esse processo para a purificação de fitas de silício policristalino. Na década de 90, Ikeda *et al.* (1992 e 1993) purificaram silício grau metalúrgico em forno de fusão por feixe de elétrons obtendo amostras na forma de calotas com 50 gramas. Um trabalho mais recente utilizando a técnica de purificação de silício grau metalúrgico em FFE foi realizado por Braga *et al.* (1998a e 1998b). Nestes trabalhos os autores apresentam resultados da purificação de amostras de 280g de Si-GM lixiviado, na forma de pó de 150 a 250µm com 99,97% de pureza, fundidas em cadinho de cobre refrigerado a água. Os autores estudaram a influência de algumas variáveis como a potência do feixe e o tempo de incidência deste sobre a amostra para avaliar a eficiência do processo. A pressão no interior da câmara foi mantida na faixa de  $10^{-2}$  Pa durante os experimentos. Os autores observaram a segregação de impurezas como o Fe, Al, Ca para o centro da amostra que é a última região a se solidificar. Obtiveram também ótima extração das impurezas por volatilização, inclusive o Fe e Ti que não foram removidos no trabalho de Ikeda *et al.* (1992 e 1993). Observou-se também a dificuldade de remoção do boro devido as suas propriedades, como: coeficiente de segregação próximo de 1 e sua baixa pressão de vapor em relação ao silício ( $10^{-4}$  Pa para o boro e  $10^{-1}$  Pa para o silício, a 1500°C). Como resultado final eles obtiveram uma pureza de 99,999% próximo as bordas da amostra.

Neste trabalho foram realizadas várias fusões e refusões de Si-GM lixiviado na forma de pó com 99,91% de pureza, visando estudar o limite de purificação em FFE.

## **2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

Seguindo a mesma linha de pesquisa iniciada pelo grupo do Departamento de Engenharia de Materiais da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, continuou-se o estudo da purificação de silício via fusão em um forno de feixe de elétrons. O forno utilizado foi o modelo EMO 80, 80 kW de potência, marca LEW, fabricado na Alemanha. Esse forno é bastante versátil permitindo o processamento de materiais de alto ponto de fusão e produtos de algumas gramas até lingotes de 100mm de diâmetro por 800mm de comprimento. Existem algumas possibilidades de fusão de materiais neste forno. As duas utilizadas neste trabalho para a purificação do silício foram a fusão em cadinho refrigerado (processo estático) e a fusão com alimentação contínua de silício (processo dinâmico).

# OBTENÇÃO DE SILÍCIO GRAU SOLAR VIA FUSÃO EM FORNO DE FEIXE DE ELÉTRONS

**José Carlos S. Pires**

**Paulo R. Mei**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica Departamento de Engenharia de Materiais, Cx. P. 6122 - 13083-970, Campinas, SP.

**Adriana F. B. Braga**

Universidade São Francisco, Faculdade de Engenharia, Itatiba, SP.

**Jorge Otubo**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Centro Técnico Aeroespacial, 12228-900, S. J. dos Campos, SP.

## Resumo.

A purificação de silício via fusão por feixe de elétrons é um processo viável, possibilitando obter silício grau solar (Si-GSo) a partir do silício grau metalúrgico (Si-GM). Além disso este processo pode eliminar a etapa de purificação química o que contribui para a minimização do impacto ambiental. Neste trabalho Si-GM lixiviado com 99,91% em massa foi purificado em forno de fusão por feixe de elétrons sob um vácuo de  $10^{-3}$ Pa. Ti e V, que são impurezas danosas à eficiência da célula, foram efetivamente removidos. Obteve-se boa remoção de B, Fe, P, Al e Ca. Os resultados demonstram uma pureza em torno de 99,999% em massa de Si. As amostras foram submetidas a várias refusões sendo fixados os parâmetros do processo como potência e tempo de exposição das amostras ao feixe de elétrons.

**Palavras-chave:** Silício grau metalúrgico, Silício grau solar, Fusão por feixe de elétrons, Purificação.

## 1. INTRODUÇÃO

O Brasil possui uma das maiores reservas de quartzo ( $\text{SiO}_2$ ), matéria prima básica para a produção de silício grau metalúrgico (Si-GM) e é um dos maiores produtores e exportadores desse produto. Segundo a Associação Brasileira de Produtores de Ferro-ligas e Silício Metálico (ABRAFE, 1998), existem atualmente, no país, sete empresas produtoras de Si-GM, com uma capacidade instalada para a produção de aproximadamente 200.000 t/ano. O Si-GM produzido no Brasil apresenta melhor qualidade se comparado com o disponível no mundo devido a matéria prima nacional (sílica e carvão vegetal) ser de ótima qualidade. Alguns pesquisadores, Sakaguchi *et al.* (1992), relataram em seus trabalhos o uso de Si-GM com 98% a 99% de pureza, enquanto que o silício brasileiro apresenta de 99% a 99,5%. Portanto, a produção de silício grau solar policristalino a partir do silício grau metalúrgico, produzido no Brasil, é uma rota capaz de reduzir o custo de fabricação de células solares.

Existem algumas controvérsias com relação à definição de silício para produção de células solares. Bathey *et al.* (1982) estabeleceram que o silício contendo cerca de 120ppm



# IMPORTÂNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE UM GÁS INERTE E DO SUPERAQUECIMENTO NA TRANSIÇÃO COLUNAR/EQUIAXIAL DO ALUMÍNIO E DO EUTÉTICO Al-33Cu

**Otávio Fernandes Lima da Rocha**

**Antonio Luciano Seabra Moreira**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Pará, Coordenação de Metalurgia e Materiais, 66.000-000, Belém, Pa, Brasil. E-mail: [orocha@amazon.com.br](mailto:orocha@amazon.com.br)

## Resumo

É sabido que um dos maiores objetivos da metalurgia física nas últimas décadas tem sido o desenvolvimento de técnicas capazes de controlar a dimensão, geometria, distribuição e orientação dos grãos cristalinos de produtos fundidos, visando a obtenção de estruturas de solidificação compatíveis com as propriedades mecânicas exigidas. Logo, observa-se a real dependência dessas propriedades em função também da estrutura obtida. Assim, verifica-se que, em quase todas as aplicações práticas, com raras exceções, procuram-se produzir fundidos com estruturas constituídas de grãos equiaxiais refinados pois as mesmas, por serem isotrópicas, apresentam propriedades superiores. Considerando o exposto, este trabalho apresenta como principal objetivo o desenvolvimento de um estudo experimental sobre a influência da convecção forçada, promovida pelo borbulhamento do gás Hélio, a partir de diferentes níveis de superaquecimento, na transição da zona colunar para a zona equiaxial central no alumínio e no eutético Al-33Cu. Para tanto foram levadas em conta, durante o vazamento, variações de vazão do gás inerte correspondentes a zero, 0,2, 0,4 0,6, 0,8 e 1,0 l/min e superaquecimentos equivalentes a zero, 10% e 20% acima da temperatura de solidificação dos referidos materiais.

**Palavras-chave:** Alumínio, Solidificação, Grão, Vazão, Superaquecimento.

## 1 . INTRODUÇÃO

Podemos entender como transição da zona colunar para zona equiaxial de um material como sendo a obtenção de estruturas fundidas constituídas por grãos de dimensões bastantes reduzidas, distribuídos por toda a seção da peça e sem orientação preferencial de crescimento, isto é, a formação dessas estruturas implica necessariamente na supressão da zona colunar, geralmente presente inicialmente nas mesmas (Ohno, 1976 e Rocha, 1998).

A ativação dos mecanismos de formação da zona equiaxial depende, basicamente, de parâmetros de natureza operacional, ou seja, superaquecimento do metal líquido, presença de convecção forçada, composição do material, forma de extração de calor do sistema metal/molde, espaçamento interdendrítico, dimensões e geometria do molde, etc (Appolaire et al, 1997; Quaresma,1999; e Wang & Beckermann, 1996). Na prática, são apontados os mecanismos de nucleação extensiva, inoculação de substratos e da multiplicação cristalina como sendo os de maior importância na utilização de processos de refino de grão de materiais

metálicos, os quais encontram-se classificados com base nos seguintes métodos (Peralta, 1998 e Siqueira, 1998):

Método Térmico: consiste em controlar o fluxo de extração de calor do sistema metal/molde impondo ao metal líquido que solidifica flutuações térmicas por convecção/condução, gradientes de temperaturas e cinéticas de solidificação (Santos, 1997).

Método Mecânico: consiste em controlar os movimentos convectivos da massa líquida, através da vibração do molde, irradiação ultra-sônica do banho, agitação eletromagnética, agitação gasosa, controle da geometria e superfície de alimentadores (Vives, 1996).

Método Químico: consiste essencialmente em interferir físico-quimicamente na massa líquida do metal que solidifica, através da adição de elementos de liga, inoculação de agentes nucleantes e compostos químicos adequados (Robert, 1983).

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Foram realizados vazamentos com superaquecimentos correspondentes a  $\Delta T = 0\%$ ,  $10\%$  e  $20\%$  acima da temperatura de fusão dos materiais, ou seja,  $660\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $725\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $790\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para o alumínio e  $548\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $602\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $657\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para o eutético Al-33Cu. O sistema completo de injeção de gás (Rocha, 1998), é composto por um cilindro de alta pressão, rotâmetro, regulador de pressão, molde cilíndrico de aço ABNT 1045 e um tubo injetor de gás de aço inoxidável. As vazões de Hélio no metal líquido para produzir o borbulhamento, corresponderam a zero, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8 e 1,0 l/min. Após o processo de obtenção dos lingotes, estes foram cortados e faceados. Em seguida, os mesmos foram submetidos a um tratamento superficial e posteriormente atacados com reagente químico adequado (Rocha, 1998) o que possibilitou a obtenção de suas respectivas macroestruturas. Posteriormente, para a verificação do tamanho do grão e porcentagem de área refinada, amostras de alumínio e do eutético foram retiradas da região central de cada lingote e preparadas visando a análise micrográfica. As mesmas foram atacadas com reagente químico constituído de  $10\%$  de ácido fluorídrico concentrado e  $90\%$  de água destilada. Finalmente, as microestruturas das amostras foram reveladas e fotografadas e os grãos foram contados através do método do Intercepto de contagem de grãos equiaxiais de materiais metálicos, baseado no Processo Heyn, conforme norma ABNT – NB 1323 (Rocha, 1998 e Peralta, 1998).

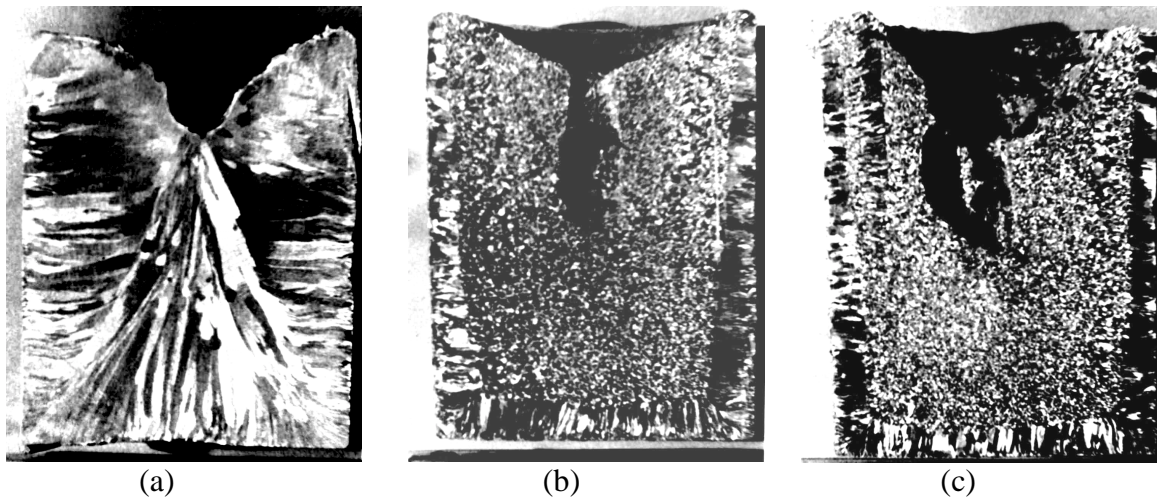
## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nas figuras 1 e 2 são apresentadas, para efeito de ilustração, algumas macroestruturas encontradas para o alumínio e o eutético Al-33Cu em determinadas condições de solidificação assumidas neste trabalho.

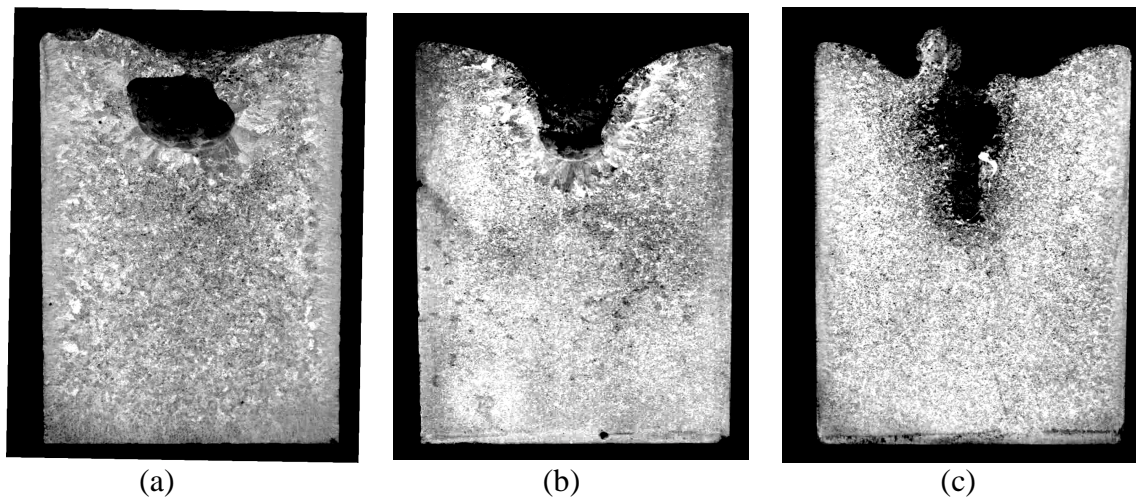
A figura 3 apresenta os resultados da quantidade percentual de zona equiaxial formada em função da vazão de gás, a partir de diferentes níveis de superaquecimento, para o alumínio e a liga eutética Al-33Cu. Para o alumínio, podemos observar, para os menores valores de vazão do gás, a convecção forçada como importante mecanismo de formação da zona equiaxial central. No entanto, apesar do aumento progressivo da vazão do gás, verifica-se que a quantidade de zona equiaxial constituída mantém-se praticamente constante ao longo do processo em todos os níveis de superaquecimento considerados. No caso do eutético analisado, notamos um comportamento bastante diferente do observado no alumínio bem como daquele previsto pelas teorias que estudam o assunto (Ohno, 1976), ou seja, o aumento da vazão do gás contribui para a diminuição da zona equiaxial formada principalmente na presença de baixos graus de superaquecimento.

Na figura 4 são mostrados os resultados da quantidade percentual de zona equiaxial formada em função do superaquecimento, a partir de diferentes níveis de vazão do gás para o

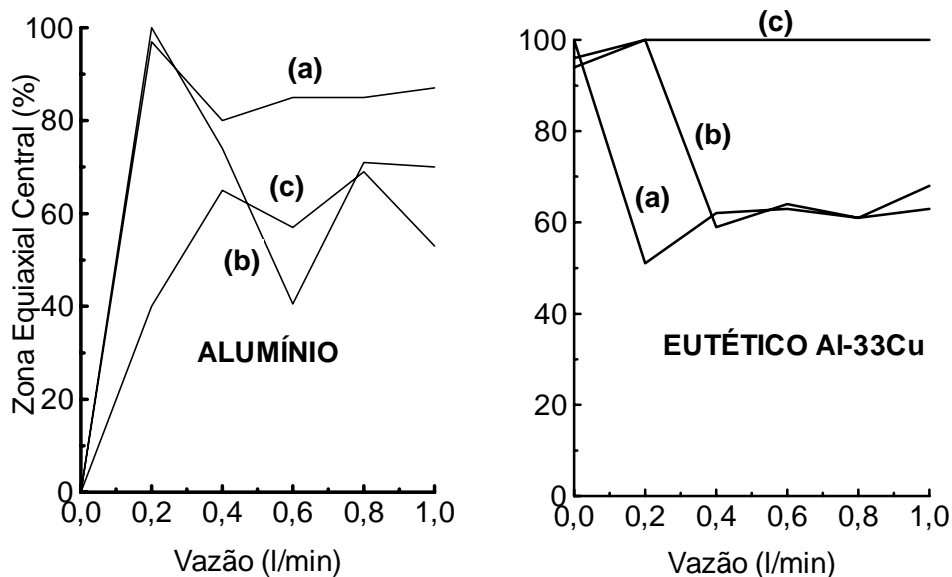
alumínio e a liga eutética Al-33Cu. No caso do alumínio, podemos observar que aumentos no superaquecimento, para os valores de vazão de gás assumidos, atuam como fatores inibidores do processo em questão, conforme previsto pelas teorias propostas. Por outro lado, para o



**Figura 1.** Macroestruturas obtidas para o alumínio solidificado com superaquecimento de 10% acima da temperatura de fusão e vazões de gás correspondentes a (Redução 3x):  
( a ) Nula;  
( b ) 0,4 l/min  
( c ) 0,8 l/min

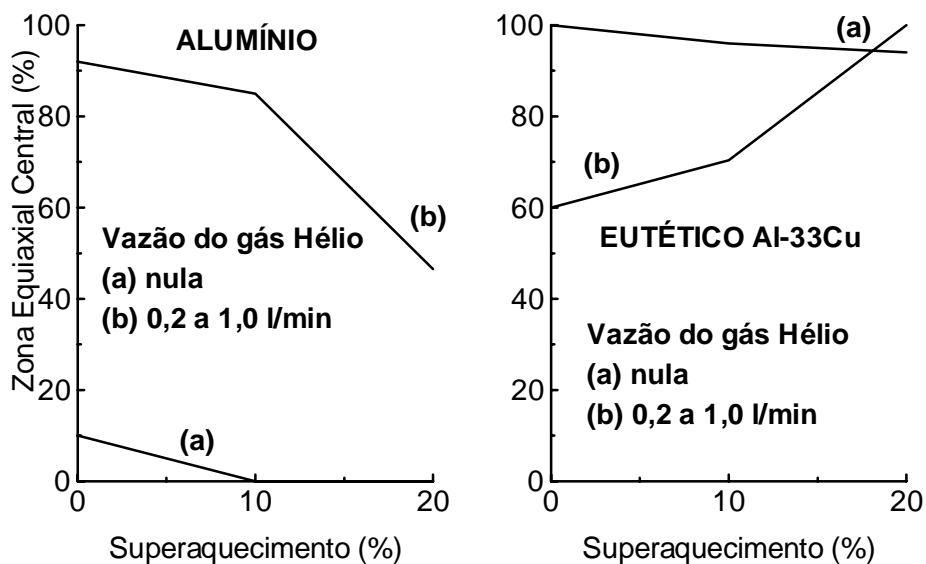


**Figura 2.** Macroestruturas obtidas para o eutético Al-33Cu solidificado com superaquecimento de 20% acima da temperatura de fusão e vazões de gás correspondentes a (Redução 3x):  
( a ) Nula;  
( b ) 0,4 l/min  
( c ) 0,8 l/min



**Figura 3.** Efeito da vazão de gás inerte na formação da zona equiaxial central para o alumínio e o eutético Al-33Cu solidificados a partir de diferentes níveis de superaquecimento.

- (a) nulo
- (b) 10% acima da temperatura de fusão
- (c) 20% acima da temperatura de fusão



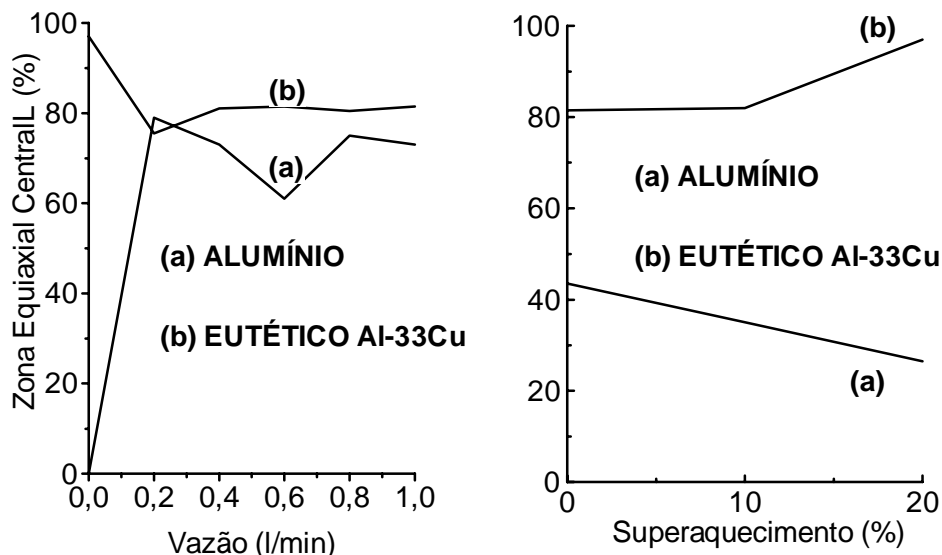
**Figura 4.** Efeito do superaquecimento na formação da zona equiaxial central para o alumínio e o eutético Al-33Cu solidificados a partir de diferentes valores de vazão do gás Hélio.

eutético estudado, notamos, igualmente, um comportamento contrário do verificado no alumínio bem como daquele previsto pelas mesmas teorias (Ohno, 1976), isto é, a presença de

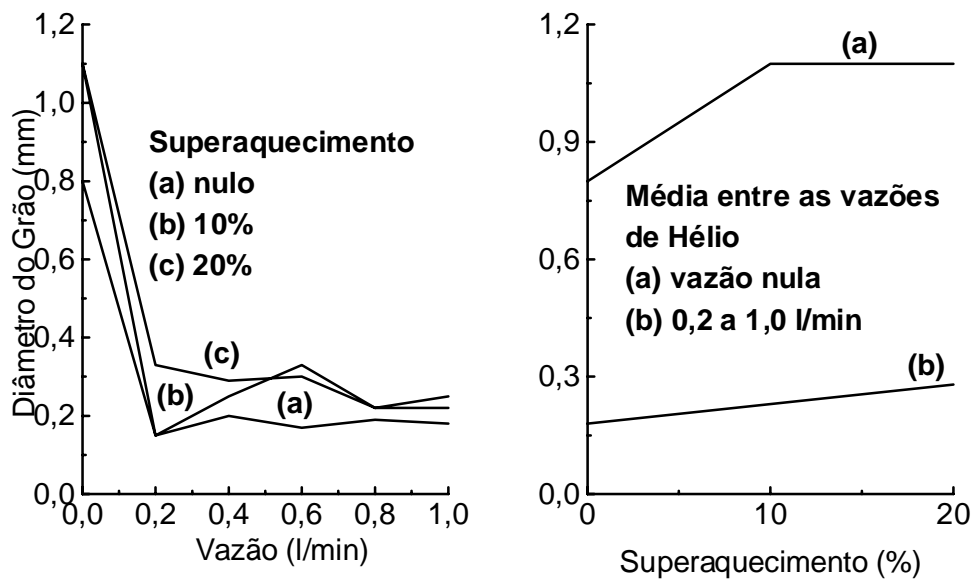
elevados níveis de superaquecimento, para os valores de vazão de gás considerados, estimulam a transição colunar/equiaxial no referido material.

A figura 5 apresenta, respectivamente, a variação da formação da zona equiaxial central em função da vazão e do superaquecimento para o alumínio e para o eutético Al-33Cu. Podemos notar, no que se refere à vazão de gás, um comportamento diferente para ambos os materiais na formação da zona estrutural em questão, isto é, à medida que aumenta a vazão do gás verificamos, para o caso do alumínio, uma significativa influência da mesma na formação da zona equiaxial central. No que se refere ao eutético, solidificado nas mesmas condições, notamos que as vazões de gás assumidas não influenciam a formação da citada zona estrutural uma vez que ao aumentarmos progressivamente a vazão do gás ocorre uma discreta diminuição na formação da mesma. Da mesma forma, notamos que os níveis de superaquecimento aplicados proporcionam um comportamento bastante divergente na formação da zona equiaxial central nestes materiais, isto é, o aumento da temperatura de vazamento implica, para o alumínio, na diminuição da formação da zona equiaxial, no entanto, no caso do eutético os superaquecimentos considerados estimulam a formação da zona estrutural em análise.

Na figura 6 são apresentados, respectivamente, a variação do diâmetro médio do grão do alumínio em função da vazão de Hélio e do superaquecimento. Pode-se observar, claramente, a influência dos efeitos impostos pela injeção de gás, nos diferentes níveis de superaquecimento assumidos, no sentido de reduzir bastante o tamanho do grão equiaxial do alumínio, sendo que estes efeitos são discretamente inibidos à medida que o superaquecimento se eleva. Finalmente, podemos notar que aumentos progressivos da temperatura de vazamento, mesmo na presença de maiores vazões de gás, tendem a estimular o crescimento do grão equiaxial do alumínio.



**Figura 5.** Análise comparativa dos efeitos da vazão de gás inerte (médias das curvas apresentadas na figura A/B) e do superaquecimento (médias das curvas apresentadas na figura C/D) na formação da zona equiaxial central do alumínio e do eutético Al-33Cu.



**Figura 6.** Variação do diâmetro médio do grão em função da vazão de gás e do superaquecimento para o alumínio.

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos para o alumínio, em todas as condições de solidificação adotadas, encontram-se de acordo com as teorias existentes na literatura, pois as mesmas comprovam os importantes efeitos da convecção forçada provocada pela injeção de gases inertes na transição da zona colunar para a zona equiaxial central do alumínio. No caso da liga eutética Al-33Cu, no entanto, os resultados obtidos mostram um comportamento contrário àqueles encontrados para o alumínio comercialmente puro, pois quando a mesma é submetida ao borbulhamento do gás nos níveis de superaquecimento nulo e 10% acima da temperatura de fusão, a convecção forçada não constitui um fator importante à formação da zona equiaxial. Por outro lado, quando este eutético é submetido ao superaquecimento de 20% acima da temperatura de solidificação o borbulhamento do gás proporciona uma elevada eficiência na transição colunar/equiaxial da liga em questão. Logo, os efeitos da convecção promovida pela injeção de gases inertes, no processo de transição colunar/equiaxial de materiais metálicos, pode não ser inquestionável. Assim, de acordo com os resultados obtidos neste trabalho, podemos concluir que algumas teorias propostas anteriormente e atualmente aceitas, formuladas a partir de determinados tipos de mecanismos que visam estimular esta transição não são genéricas, ou seja, podem ser restritas somente a certos materiais submetidos a condições específicas de solidificação.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Appolaire, B.; Combeau, H & Lesoult, G., 1997. "Modelling growth with convection". Proceedings of the 4<sup>th</sup> Decennial International Conference on Solidification Processing, Sheffield, p. 295-298,.
- Ohno, A., 1976. "The Solidification of Metals", Chijin Shokan, Co. Ltd. , Japan.

- Peralta, J. L., 1998. “Influência do superaquecimento e da vazão de um gás inerte no refino de grão do Zn e do eutético Zn-5Al”, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, DEM/CT/UFPA, 121p.
- Quaresma, J. M. V., 1999. “Correlação entre condições de solidificação, microestrutura e resistência mecânica”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 180p.
- Robert, M. H., 1983. “Refino de estruturas de alumínio pela adição de nióbio, zircônio e titânio via sais halogenados, e implicações nas suas propriedades mecânicas e elétricas”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 225p.
- Rocha, O. F. L., 1998. “Influência do superaquecimento e da vazão de um gás inerte na formação da macroestrutura de solidificação do alumínio e do eutético Al-33Cu”, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Belém, Pa, Brasil, 159p.
- Santos, C. A., 1997. “Influência da taxas direcionais de resfriamento na evolução da solidificação em sistemas metal/molde”, Tese de Mestrado, 125p
- Siqueira, C. A. F., 1998. “Influência da pressão e da vazão de um gás inerte na macroestrutura de solidificação do alumínio em lingoteiras de dimensões variadas”, Universidade Federal do Pará, Belém, Pa, Brasil, 168p.
- Vives, C., 1996. “Effects of Forced Eletromagnetic Vibrations during the Solidification of Aluminium Alloys”: Part I e II, Metallurgical Transactions, v. 27 B, p.445-454,
- Wang, C.Y.; Beckermann C., 1996. “Equiaxed Dendritic Solidification with Convection”, Metallurgical Transactions., v. 27 A, p. 2754-2792.

# **DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA E GRAU DE CURA NO PROCESSO DE PULTRUSÃO UTILIZANDO UM MODELO TRIDIMENSIONAL PARABÓLICO**

**Aluisio Viais Pantaleão**  
**Cláudia Regina de Andrade**  
**Edson Luiz Zaparoli**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, Pça Marechal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: zaparoli@mec.ita.br

**Francisco M.C. Dias**

Cenic, Avenida Marginal B, 1648, Chácaras Reunidas, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: cenicfra@iconet.com.br

## **Resumo**

O processo de pultrusão tem sido utilizado nas indústrias para reforçar fibras de vidro e carbono, devido ao seu baixo custo de implementação e vasta aplicação. Consiste basicamente de um sistema de tracionamento a velocidade constante, onde a fibra é impregnada em um banho de resina passando posteriormente por um molde aquecido. Neste trabalho simula-se numericamente o processo de pultrusão de fibras de vidro reforçadas com resina éster-vinil, utilizando moldes de seção transversal retangular. As equações de energia e cinética de cura do material composto, simplificadas em um modelo parabólico, são resolvidas pelo método de elementos finitos de Galerkin. O sistema de equações diferenciais é discretizado utilizando uma malha triangular não-estruturada sendo que as equações algébricas resultantes são resolvidas iterativamente. Analisou-se o efeito da velocidade de tração da barra no grau de cura final do material composto. Verificou-se que para a utilização de velocidades mais altas necessita-se de maiores temperaturas e/ou maior extensão do molde.

**Palavras-chave:** Pultrusão, Material Composto, Fibra de Vidro, Resina Éster-Vinil

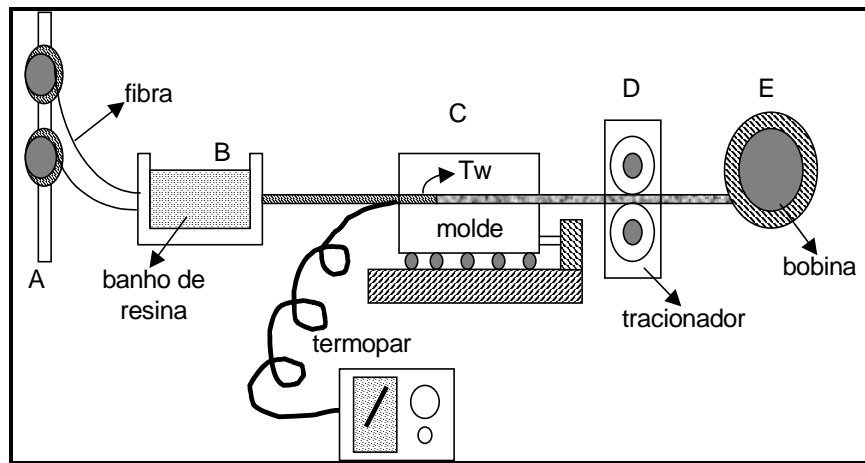
## **1. INTRODUÇÃO**

O processo de pultrusão é uma das muitas técnicas de manufatura de materiais compostos cujo interesse industrial vem crescendo devido ao seu baixo custo de implementação e sua alta taxa de produtividade, além do vasto campo de aplicação tecnológica. Este processo, ilustrado pela figura 1, permite a produção de componentes estruturais de seção transversal constante obtidos através de um sistema de tracionamento a velocidade uniforme, onde a fibra é impregnada em um banho de resina passando posteriormente por um molde aquecido que fornece energia térmica para ativação de reações químicas exotérmicas que provocam a polimerização do material composto. Este processo é aplicado para a fabricação de materiais compostos dos tipos termofixos e termoplásticos.

O estudo e o controle dos parâmetros da pultrusão é uma parte fundamental do processo. A velocidade de pultrusão, a fração em volume das fibras, o perfil axial de temperatura do molde, o tipo e a qualidade das fibras e resinas, as propriedades térmicas do composto e os dados da reação química de polimerização da resina são importantes parâmetros que determinam a qualidade e performance do produto final.



Existem vários estudos sobre pultrusão na literatura, incluindo tanto modelos matemáticos como ensaios experimentais. Podemos destacar entre os trabalhos teóricos o estudo computacional de Gorthala et al. (1994) que utilizaram a técnica de diferenças finitas para analisar um processo de pultrusão, considerando um modelo bidimensional em regime estacionário, com o objetivo de produzir materiais compostos de seção transversal cilíndrica.



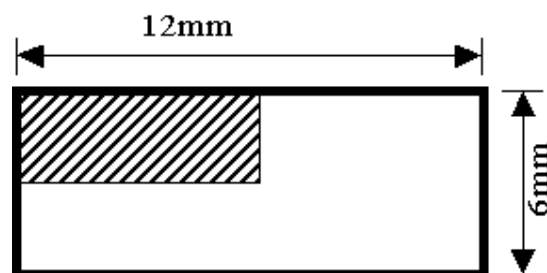
**Figura 1.** Representação esquemática do processo de pultrusão.

O trabalho de Suratno et al. (1998) trata da simulação numérica do processo de pultrusão de fibras de carbono reforçadas com resina epóxi, utilizando uma solução baseada no método de elementos finitos. Foram obtidos perfis de temperatura e grau de cura na linha de centro do material composto.

Chachad et al. (1996) realizaram uma simulação do processo de pultrusão calculando a distribuição de temperatura e do grau de cura em regime não permanente. As equações foram resolvidas pela técnica de volumes finitos.

O processo de pultrusão de compostos termofixos foi modelado por Kim et al. (1997) para calcular a distribuição de temperatura e grau de cura no interior da barra pultrusada através do método de elementos finitos. Paralelamente, a força necessária para tracionar a barra através do molde foi avaliada por um modelo proposto por estes autores.

No presente trabalho estuda-se, com um modelo tri-dimensional parabólico, o processo de pultrusão de uma barra de seção transversal retangular para a fabricação de materiais compostos de fibra de vidro e resina da família éster-vinil. Na figura 2 é representado um esquema da seção transversal da barra e do domínio computacional (área hachurada).



**Figura 2.** Seção transversal da barra retangular.

O modelo matemático é constituído por uma equação da energia (transferência de calor) e uma equação relativa à cinética da reação química de cura (polimerização). Foram obtidas as variações da temperatura e grau de cura ao longo do eixo e da seção transversal da barra, permitindo o dimensionamento do molde e das características do sistema de aquecimento.

## 2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

### 2.1 Modelo de cinética de cura para a resina éster-vinil

Durante o processo de pultrusão, a cinética das reações químicas de cura da resina envolve fenômenos relativamente complexos. Para a simulação desse processo são utilizados modelos aproximados. Neste trabalho são adotadas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- 1- Todas as propriedades do material (calor específico, densidade e condutividade térmica) são constantes durante o processo, independente do estado de cura e da temperatura;
- 2- Supõe-se regime permanente;
- 3- A convecção devido ao escoamento da resina é desconsiderada.
- 4- A condução na direção axial é desconsiderada, que reduz o modelo elíptico a um modelo parabólico.

A cinética de cura (taxa de cura igual a variação do grau de cura com o tempo) é calculada por um modelo apropriado para a resina em estudo. Os modelos empregados nos trabalhos sobre pultrusão utilizam uma equação de Arrhenius de primeira ordem para calcular a taxa de cura. O grau de cura alfa ( $\alpha$ ) é definido com a razão entre a energia liberada pela reação até um instante de tempo ( $t$ ) e a energia total liberada em toda a reação de cura.

A taxa de calor liberada pela reação de cura ( $\dot{q}$ ) é dada por:

$$\dot{q} = \rho_r (1 - FV) \Delta H \frac{D\alpha}{Dt} \quad (1)$$

onde:

$\rho_r$  é a densidade da resina;

$FV$  é a fração em volume da fibra;

$\Delta H$  é a energia total de reação;

$$\frac{D(\ )}{Dt} = u \frac{\partial(\ )}{\partial x};$$

$u$  é a velocidade na direção axial ( $x$ );

A variação do grau de cura com o tempo é calculada por:

$$\frac{D\alpha}{Dt} = C \frac{D\beta}{Dt} \quad (2)$$

com  $C = C_0 + C_1 T$ , para  $T \leq 480 K$ ;  
 $C = 1$  para  $T > 480 K$ .

$$\frac{D\beta}{Dt} = \left[ A_1 \exp\left(\frac{E_1}{T}\right) + A_2 \exp\left(\frac{E_2}{T}\right) (\beta)^m \right] (1 - \beta)^n \quad (3)$$

sendo

$A_1$  e  $A_2$  - coeficientes pré-exponenciais;  
 $E_1$  e  $E_2$  – energias de ativação;  
 $m$ ,  $n$ ,  $C_0$  e  $C_1$  – parâmetros da equação de cinética de cura;  
 $\beta$  - grau de cura isotérmico.

Os coeficientes das Eqs. (2) e (3) acima, referentes à reação de cinética de cura dos compostos, são obtidos através de medidas experimentais realizadas com calorímetros diferenciais (DSC- *Differential Scanning Calorimetry*) como discutido em Dusi et al. (1987).

## 2.2 Modelo para a transferência de calor

O processo de transferência de calor que ocorre no interior do material composto (seção aquecida do molde, módulo C da Fig. 1) foi modelado de acordo com a expressão:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} - k \nabla^2 T = \dot{q} \quad (4)$$

$$\text{onde } \nabla^2(\ ) = \frac{\partial^2(\ )}{\partial y^2} + \frac{\partial^2(\ )}{\partial z^2}$$

com as seguintes condições de contorno:

$$\text{em } x = 0 \text{ (entrada do molde)} \Rightarrow T = T_e \quad (4a)$$

$$\text{na superfície externa da barra } T = T_w(x) \quad (4b)$$

onde  $\rho$  é a densidade média do composto calculada pela equação abaixo, que leva em conta a fração em volume da fibra ( $FV$ ) utilizada:

$$\rho = \frac{1}{\frac{M_f}{\rho_f} + \frac{M_r}{\rho_r}}, \quad \text{com } M_f = \frac{FV}{FV + \left( \frac{\rho_r}{\rho_f} (1 - FV) \right)} \quad (5)$$

onde  $M_f$  é a fração em massa da fibra,  $M_r$  é a fração em massa da resina e  $\rho_f$  é a densidade da fibra. De maneira análoga, tem-se uma condutividade térmica média ( $k$ ) expressa por:

$$k = \frac{1}{\frac{M_f}{k_f} + \frac{M_r}{k_r}} \quad (6)$$

onde  $k_f$  e  $k_r$  são as condutividades térmicas da fibra e da resina, respectivamente.

Utilizando a fração em volume da fibra ( $FV$ ) determinou-se o calor específico médio  $C_p$  da seguinte forma:

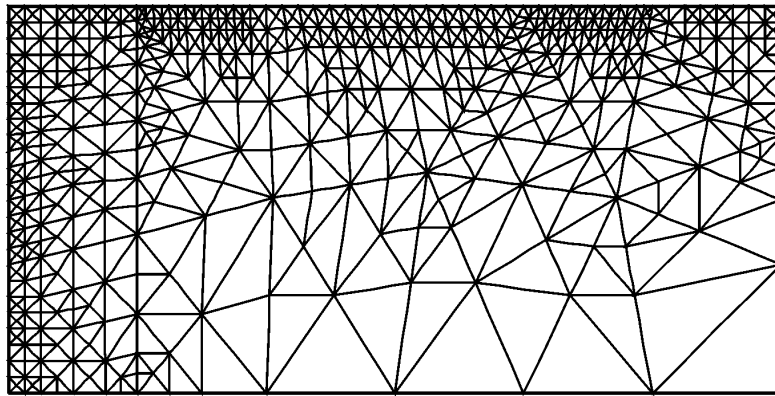
$$C_p = FV C_{p_f} + (1 - FV) C_{p_r} \quad (7)$$

onde  $C_{p_f}$  e  $C_{p_r}$  são os calores específicos da fibra e da resina, respectivamente.

### 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

A solução do problema de pultrusão esquematizado na Fig. 1 foi obtida por meio de simulações numéricas, utilizando um sistema de coordenadas cartesianas. O sistema de equações diferenciais parciais foi discretizado no plano transversal aplicando a técnica de elementos finitos de Galerkin, com uma malha triangular não-estruturada de seis nós por elemento utilizando polinômios de interpolação do 2<sup>o</sup> grau. O sistema resultante de equações algébricas foi resolvido iterativamente de uma forma acoplada (não-segregada) combinando os métodos do Gradiente Conjugado e Newton-Raphson (Ferziger, 1981). Utilizou-se também um procedimento de refinamento adaptativo da malha computacional, nas regiões de maiores gradientes das variáveis que estão sendo calculadas. O processo de solução parte da posição  $x = 0$  e evolui até o final do molde,  $x = L$ .

Na Fig. 3 é apresentada uma malha computacional intermediária do processo de solução, aplicada à área hachurada da seção transversal em uma posição axial  $x$ . Foi simulada apenas a região do material composto (módulo C - resina+fibra) que está sendo aquecido à temperatura  $T_w$  e tracionado à velocidade constante  $u$ . É importante lembrar que  $T_w$  (temperatura na interface molde e material composto) é variável ao longo da direção axial.



**Figura 3.** Malha computacional intermediária do processo de solução.

### 4- RESULTADOS

Neste trabalho todas as simulações do processo de pultrusão estudado foram realizadas com  $FV = 0,7$ . Os parâmetros indicados na Tabela 1 referem-se aos coeficientes que aparecem na Eq. 3 enquanto na Tabela 2 são indicadas as propriedades da fibra e da resina utilizadas.

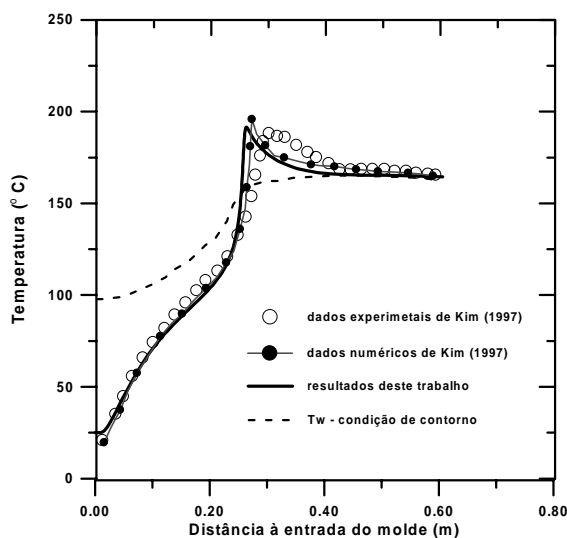
**Tabela 1.** Parâmetros da cinética de cura para a resina éster-vinil

$C_0$	-8,8466
$C_1$	0,02639 (1/K)
$A_1$	$2,805 \cdot 10^8$ (1/s)
$A_2$	$3,406 \cdot 10^9$ (1/s)
$E_1$	$- 1,0484 \cdot 10^4$ (K)
$E_2$	$- 9,50558 \cdot 10^3$ (K)
$m$	0,693
$n$	1,327
$\Delta H$	$2,79 \cdot 10^5$ (J/kg)

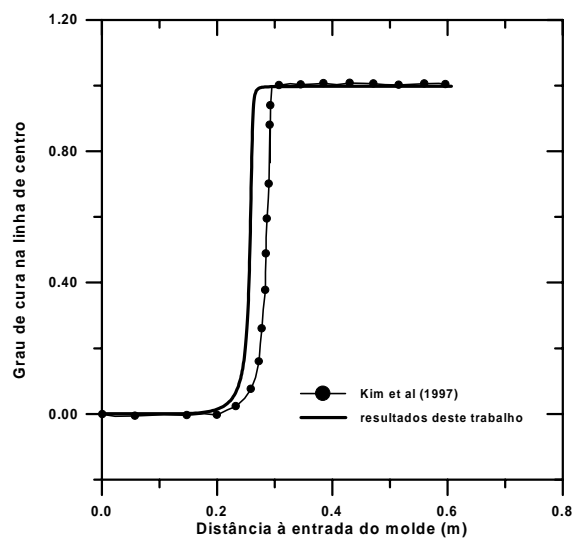
**Tabela 2.** Valores numéricos utilizados para as propriedades da fibra e resina

	fibra de vidro	resina éster-vinil
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1030	2540
$k$ (w/m·K)	0,76	0,193
$C_p$ (J/kg·K)	835	1900

Para efeito de validação do modelo utilizado, foram comparados os resultados numéricos obtidos para o perfil de temperatura e grau de cura na linha de centro com os dados do trabalho de Kim et al. (1997), apresentando uma boa concordância (Figs. 4 e 5). Verificou-se, tanto nos resultados experimentais quanto nos numéricos, a presença de um pico no valor da temperatura. Este fato deve-se ao comportamento da reação de cinética da resina utilizada. Notou-se no intervalo  $0,2 \text{ m} < x < 0,4 \text{ m}$  uma rápida ativação da reação exotérmica provocando um valor da temperatura na linha de centro superior à temperatura na interface com o molde (linha tracejada da Fig. 4). Neste intervalo também ocorreu um crescimento muito acentuado do grau de cura na linha de centro, como apresentado na Fig. 5, liberando energia na região central da barra, o que provoca temperaturas mais elevadas no interior da barra.



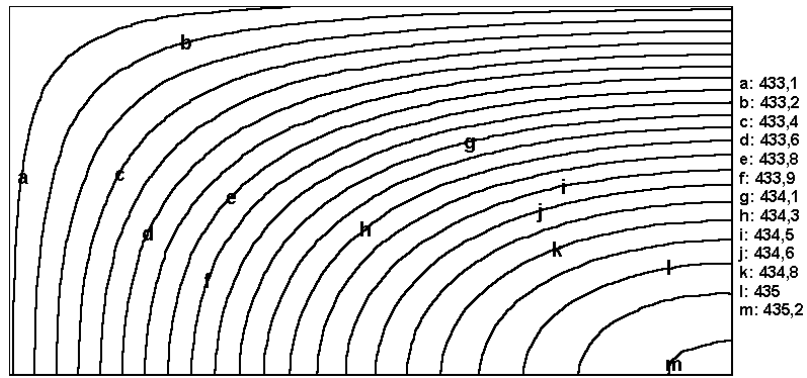
**Figura 4.** Perfis de temperatura ao longo da barra pultrusada com  $u = 0,29/60 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$



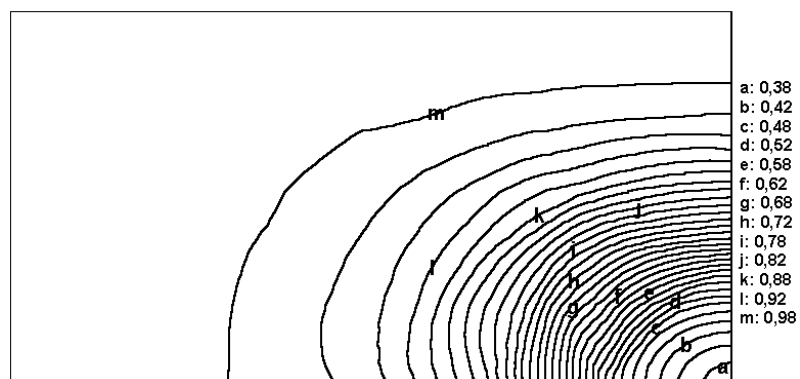
**Figura 5.** Grau de cura na linha de centro da barra pultrusada com  $u = 0,29/60 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$

Os resultados obtidos no presente trabalho também permitiram um conhecimento mais detalhado do processo. Na Fig. 6 são apresentadas as isotérmicas em uma seção transversal da barra pultrusada (correspondente à área hachurada da Fig. 2).

A análise das isotérmicas permite prever as regiões onde o processo de cura termicamente ativado será mais rápido ou mais lento, dependendo dos níveis de temperatura. Os contornos do grau de cura na seção transversais da barra são mostrados na Fig. 5, permitindo avaliar se os níveis desejados de cura foram atingidos através da evolução do processo de polimerização em todo o domínio.

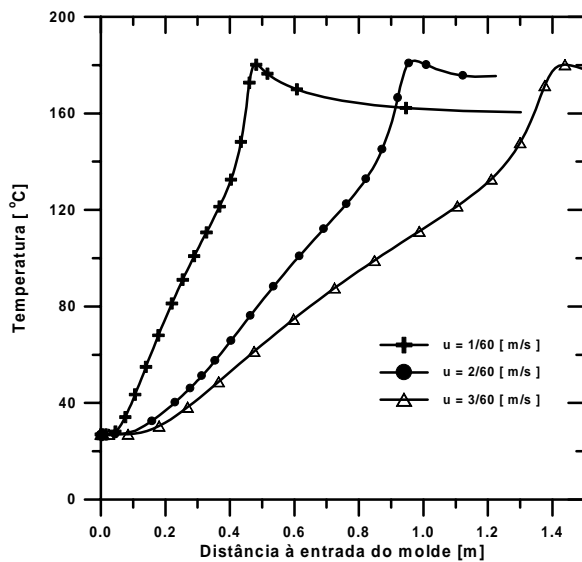


**Figura 6.** Distribuição de temperatura na seção transversal da barra.

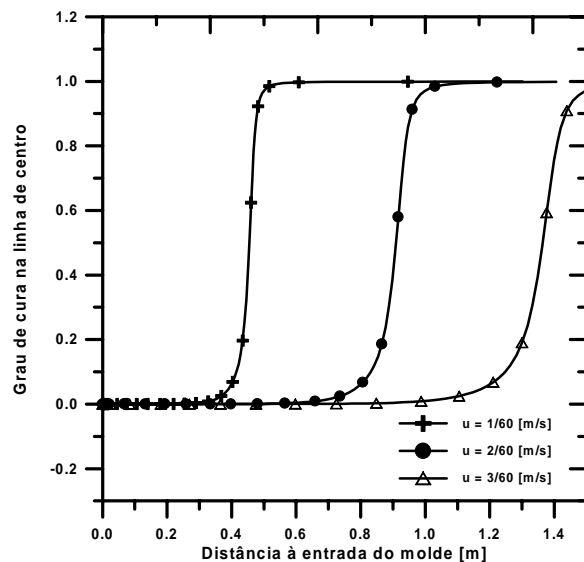


**Figura 7.** Distribuição do grau de cura na seção transversal da barra.

Como exemplo, nas Figs 8 e 9 analisa-se o efeito da velocidade de tração axial nos perfis de temperatura e no grau de cura na linha de centro da barra.



**Figura 8.** Perfil de temperatura na linha de centro da barra em função da velocidade de tração com  $FV = 0,7$



**Figura 9.** Grau de cura na linha de centro da barra em função da velocidade de tração com  $FV = 0,7$

Com o aumento da velocidade verifica-se um retardamento nos picos de temperatura e na posição em que ocorre o “salto” no grau de cura. Este comportamento mostra que, fixando-se os demais parâmetros, o dimensionamento do molde depende do grau de cura desejado na saída e da velocidade de tração.

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho, o processo de fabricação de materiais compostos de fibra de vidro com resina da família éster-vinil em barras de seção transversal retangular foi simulado numericamente utilizando um modelo tri-dimensional parabólico. Na comparação com os resultados disponíveis na literatura obteve-se uma boa concordância. Mostrou-se que a velocidade de tração é um dos parâmetros importantes que controlam o grau de cura e influenciam na qualidade do produto fabricado. A metodologia adotada mostrou-se adequada para analisar o efeito desses parâmetros, podendo inclusive ser aplicada para outras fibras e diferentes resinas, permitindo assim, um melhor dimensionamento dos equipamentos térmicos envolvidos no processo de pultrusão de materiais compostos.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – processo nº 99/03471-5) e ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – processo nº 146405/1999-4) pelo apoio para o desenvolvimento deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Chachad, Y. R., Roux, J.A., Vaughan, J.G. e Arafat, E. S, 1996, "*Thermal Model for Three - Dimensional Irregular Shaped Pultruded Fiberglass Composites*", Journal of Composites Materials, 30(6): 692-721.
- Dusi, M. R., Lee, W. I., Ciriscioli, P. R. e Springer, G. S., 1987, "*Cure Kinetics and Viscosity of Fiberite 976 Resin*", Journal of Composites Materials, 21: 243-261.
- Ferziger, J.H., 1981, "*Numerical Methods for Engineering Application*", John Wiley & Sons.
- Gorthala, R., Roux, J.A. e Vaughan, J.G., 1994, "*Resin Flow, Cure and Heat Transfer Analysis for Pultrusion Process*", Journal of Composites Materials, 28(6): 486-506.
- Kim, D. W., Han, P. G., Jin, G. H. e Lee, W. I., 1997, "*A Model for Thermosetting Composite Pultrusion Process*", Journal of Composites Materials, 31: 2105-2122.
- Suratno, R. B., Ye, L. e Mai, Y. W. 1998, "*Simulation of Temperature and Curing Profiles in Pultruded Composites Rods*", Composites Science and Technology, 58: 191-197.

# INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROCESSO NA QUALIDADE DE PEÇAS RETIFICADAS

Celso Minoru Hara

Anselmo Eduardo Diniz

Amauri Hassui

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Fabricação, 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail:

anselmo@fem.unicamp.br

## Resumo

A retificação é o processo de usinagem menos conhecido pelo pessoal que com ele trabalha no meio produtivo. O objetivo deste trabalho é entender a relação entre parâmetros de qualidade da peça retificada (rugosidade) e parâmetros do processo (velocidade da peça, avanço e espessura equivalente) em processo de retificação cilíndrica de mergulho. Para a consecução destes objetivos, retificou-se aço ABNT 52100, variando-se a velocidade da peça e o avanço. Após a retificação, as peças tinham suas rugosidades medidas. Dentre as várias conclusões, as principais foram: apesar de ter havido leve tendência de crescimento da rugosidade ao longo do tempo total de corte, pode-se afirmar que não houve relação direta entre rugosidade e velocidade da peça e nem entre aquela e o avanço; comparando-se condições diferentes de usinagem com espessuras de corte equivalente iguais, verificou-se que a rugosidade não se manteve constante.

**Palavras-chave:** Retificação, Monitoramento, Rugosidade

## Introdução

Os resultados aqui apresentados fazem parte de um trabalho mais amplo, em que a principal finalidade foi verificar a eficácia da utilização de redes neurais artificiais “Back Propagation” para a análise de sinais provenientes de diferentes sensores. Esses sensores eram acoplados ao rebolo no processo de retificação cilíndrica de mergulho de aços, com o fim de se aumentar a confiabilidade da decisão automática do momento de dressagem do rebolo. Um segundo objetivo, que será objeto deste trabalho, foi verificar o comportamento de um parâmetro de qualidade da peça (rugosidade) à medida que se variavam a velocidade da peça, o avanço e o estado de afiação do rebolo. Para isso, diversos ensaios foram realizados, retificando-se aço ABNT 52100 endurecido por têmpera em diferentes condições de usinagem. O tempo de centelhamento adotado em cada corpo de prova foi de 10 segundos, que se revelou suficiente para a finalidade de medição da rugosidade da peça. Este tempo garantia que em todas as condições testadas o centelhamento fosse completamente realizado. As principais conclusões foram: não se observou nenhuma relação direta entre a rugosidade e velocidade da peça e nem entre aquela e o avanço; além disso, a



rugosidade não se manteve constante para condições de ensaio que apresentaram espessuras de corte equivalente iguais, ao contrário do que afirma a literatura.

### **Crítérios de Fim de Vida do Rebolo**

O fim de vida dos rebolos pode ser estabelecido através do surgimento de algum tipo de comportamento que implique dificuldade de remoção de material. BIANCHI, 1990, relacionou os principais critérios utilizados para definição do fim de vida do rebolo:

- perda da integridade superficial da peça: causada pelo aumento de temperatura da peça retificada;
- erros de forma: causados por distorções térmicas na peça (o que é típico de rebolos duros) ou perda diametral do rebolo não uniforme (típico de rebolos moles);
- vibração: se o rebolo se desgasta de uma maneira não uniforme, há a variação nas forças de corte, que gera aumento de vibração do sistema;
- rugosidade da peça retificada: quando os poros e vazios do rebolo são preenchidos com cavacos, a superfície é danificada, aumentando sua rugosidade. A vibração também pode ser geradora de um aumento da rugosidade;
- aumento excessivo das forças de corte: à medida que os grãos abrasivos se desgastam e os poros são preenchidos com cavacos, o atrito aumenta, causando o aumento nas forças de corte, com menor remoção de material.

HASSUI, 1997, mostrou que a rugosidade média pode ser usada como critério de fim de vida do rebolo, pois em seu trabalho ocorreu um crescimento de seus valores à medida que o rebolo se desgastava. No entanto, a circularidade não indicou o fim de vida do rebolo, levando-se em conta a regra prática de que a tolerância de forma é igual à metade da tolerância dimensional.

### **Espessura equivalente de corte ( $h_{eq}$ )**

A espessura equivalente de corte pode ser interpretada fisicamente como a espessura da camada de material que é removida pelo rebolo, com a velocidade periférica deste, e cuja taxa de remoção específica equivale à taxa de material que é retirada da peça no tempo. Em outras palavras, trata-se da espessura que teria uma fita de cavaco caso fosse possível retirá-la na retificação. Tal parâmetro pode ser definido pela expressão (1) (SNOEY et alli, 1971 – apud SHAW, 1996):

$$h_{eq} = a \frac{V_w}{V_s} \quad (1)$$

onde  $a$  é o avanço ( $f$ ) na retificação cilíndrica de mergulho e a espessura de penetração ( $a_e$ ) na retificação plana tangencial [mm],  $V_w$  é a velocidade periférica da peça [m/s] e  $V_s$  = velocidade periférica do rebolo [m/s]

PETERS e DECNEUT, 1975, apud VIEIRA, 1992, afirmam que esse parâmetro é o principal caracterizador da retificação, já que contempla três parâmetros de processo cujas influências isoladas sobre os resultados da retificação podem ser conhecidas. Como exemplo, a velocidade  $V_s$  é responsável pela chamada “dureza dinâmica” do rebolo. Quando se aumenta essa velocidade, o ângulo de penetração do

grão na peça diminui, fazendo com que os grãos abrasivos sejam menos sujeitos a esforços de corte, propiciando maior vida do rebolo. Assim, o comportamento do rebolo é tido como “mais duro”, já que os grãos ficariam mais tempo ligados à banda de corte do rebolo. No caso inverso, diminuindo-se  $V_s$ , o comportamento é o oposto e o rebolo pode ser tido como “mais mole”.

Diversos autores, citados por VIEIRA, 1992, concluíram que para quaisquer valores de processo que se escolham, pode-se antever os resultados da retificação, fixando-se o valor de  $h_{eq}$  desejado, pois forças de corte, vidas de ferramenta e rugosidade deveriam se manter dentro de uma mesma faixa de valores para um determinado valor de  $h_{eq}$ , independentemente dos valores de  $a$ ,  $V_w$  e  $V_s$ .

## **Materiais, Equipamentos e Procedimento Experimental**

O experimento foi dividido em duas etapas: a primeira variando-se o avanço e a velocidade da peça com critério de fim de ensaio de 40 peças (cerca de 6 mm de comprimento de avanço) e a segunda verificando a repetibilidade de algumas condições de usinagem.

Os ensaios consistiram na retificação cilíndrica de mergulho de aço 52100 endurecido por têmpera, com dureza de 58 HRc, quando se retirava um sobremetal de 0,3 mm no diâmetro e com as seguintes condições de corte:

- velocidade periférica da peça: 15 m/min, 17,5 m/min e 20 m/min
- avanço: 0,004 mm, 0,0055 mm e 0,007 mm

O rebolo utilizado teve as seguintes características:

- especificação: AA80J5V11
- dimensões: (406 x 125 x 50) mm
- velocidade do rebolo: 45 m/min

Condições de dressagem:

- velocidade de avanço de dressagem: 253,6 mm/min
- largura de atuação de dressagem  $b_d = 0,578$  mm
- grau de recobrimento do rebolo  $U_d = 5,0$

A rugosidade média  $R_a$  era medida num rugosímetro *Mitutoyo Surf test 211* com *cut-off* ajustado em 0,8 mm a cada cinco peças retificadas com a mesma condição de usinagem, tendo sido realizadas três medições em pontos equidistantes na mesma peça e efetuada sua média aritmética como valor representativo.

A figura 1 representa esquematicamente a montagem experimental.

## **Análise dos resultados de retificação cilíndrica**

### **Comportamento da Rugosidade ( $R_a$ )**

Conforme pode ser visto na figura 2 (Rugosidade ( $R_a$ ) versus Volume Específico de Cavaco), as seguintes tendências foram verificadas:

- houve uma leve tendência de crescimento do valor de Ra ao longo do tempo total de corte para quase todas as velocidades da peça, devido à perda de afiação dos grãos de rebolo. Porém, pode-se notar em alguns casos que a rugosidade não cresceu com o volume de cavaco removido (como quando  $V_w = 20$  m/min e  $f = 0,0055$  mm) ou cresceu e depois voltou a cair ( $V_w = 20$  m/min e  $f = 0,004$  mm).;

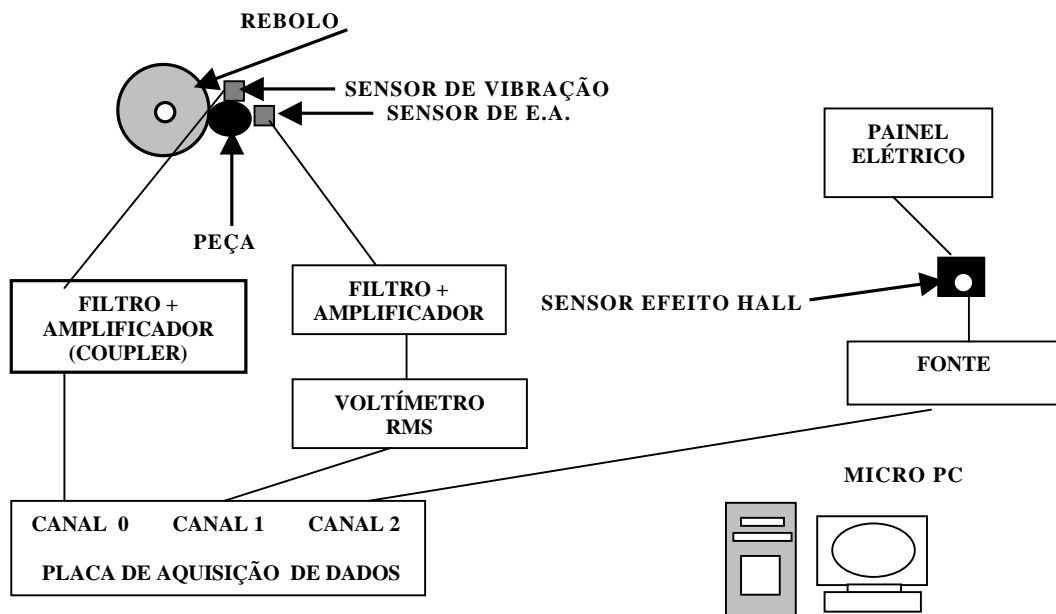


Figura 1 - montagem experimental

- não se observou nenhuma relação direta entre rugosidade e velocidade da peça. Vê-se que à maior velocidade (20 m/min) não se verificaram rugosidades maiores, ficando seus valores em uma faixa intermediária entre as duas menores velocidades até um volume específico de  $240 \text{ mm}^3/\text{mm}$ . A partir de então, a essa velocidade foram correspondidas as menores rugosidades observadas;

- igualmente, não se notou relação entre rugosidade e avanço. A comparação entre as curvas mostrou que para uma mesma velocidade o aumento do avanço não refletiu necessariamente em aumento da rugosidade. Ao invés disso, para as três velocidades ensaiadas, o efeito verificado pelo aumento do avanço de 0,004mm, passando por 0,0055 mm e por fim, 0,007 mm foi totalmente aleatório, não revelando nenhum tipo de padrão de comportamento identificável;

- esta independência da rugosidade com relação aos parâmetros de corte está ligada principalmente à etapa de faiscamento do rebolo. Como se sabe, ao fim do ciclo de retificação, o rebolo fica rodando parado na mesma posição radial (avanço igual a zero), mas, mesmo assim, a remoção de material continua, diminuindo a cada volta da peça, até atingir zero. Isto é devido à recuperação elástica do eixo do rebolo e da peça, deformados no início do ciclo, logo após o rebolo ter entrado em contato com a peça (MALKIN, 1989). Assim, no final da remoção de cavaco, quando o acabamento superficial da peça é definido, a operação não está mais com o avanço que teve durante todo o ciclo, mas sim com um avanço decrescente, que depende da rigidez do sistema;

- mesmo após as 40 peças usinadas (cerca de 6 mm de comprimento de avanço), a rugosidade ainda está em um nível bastante aceitável. Somente na condição  $V_w = 17,5$  m/min

e  $f = 0,0055$  mm houve um crescimento acentuado do valor de Ra, fazendo com que este parâmetro ultrapassasse  $0,6 \mu\text{m}$ , que é um valor tido como limite em operações de retificação. Nesta condição, pode-se levantar os seguintes pontos:

- 1) havia pouco macroefeito de dressagem no rebolo desde o início de corte (já que o grau de recobrimento do rebolo, era  $U_d = 5$ ). Assim, a rugosidade começa a crescer desde o início do ensaio, não havendo uma queda inicial devido à perda do macroefeito;
- 2) ao que parece, o grão do rebolo perde microefeito, e também ocorre empastamento do rebolo ao longo do tempo (a observação visual do rebolo, embora não seja totalmente confiável, pareceu corroborar com esta afirmação), o que gerou aumento na vibração e crescimento na rugosidade;
- 3) apesar disso a rugosidade se manteve em valores relativamente baixos (sempre abaixo de  $0,60 \mu\text{m}$ , mesmo com a tendência crescente).

Esses comportamentos citados 1) a 3) ocorreram em menor escala na maioria dos ensaios realizados. Porém, em alguns dos ensaios, esta tendência de crescimento não ocorreu, como no caso em que a condição era  $V_w = 20$  m/min e  $f = 0,0055$  mm, em que Ra se manteve praticamente constante ao longo de todo o ensaio. Muito provavelmente nestes casos, por alguma razão que não pôde ser observada, o empastamento do rebolo não ocorreu, possibilitando a estabilidade dos valores de Ra.

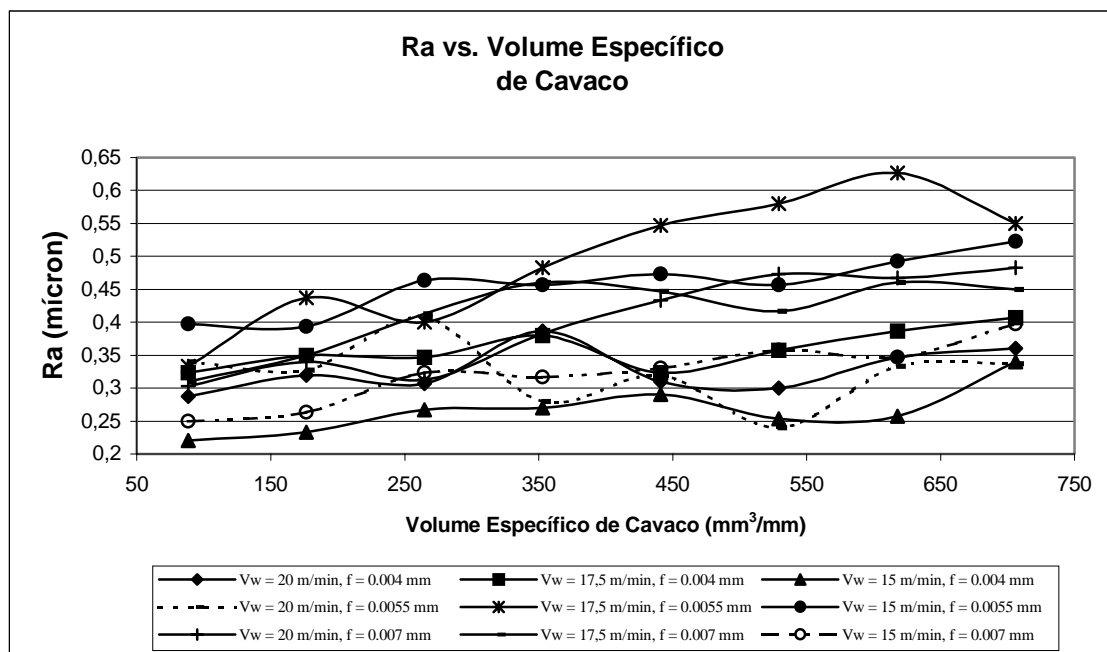


Figura 2 - Rugosidade ( $\mu\text{m}$ ) versus Volume específico de cavaco ( $\text{mm}^3/\text{mm}$ )

### Espessura de Corte Equivalente ( $h_{eq}$ ) X Rugosidade (Ra)

Quatro condições de usinagem puderam ser agrupadas em 2 pares específicos, já que ambos os pares apresentaram espessuras de corte equivalentes ( $h_{eq}$ ) muito próximas entre si, podendo-se aceitá-las como que quase idênticos.

O primeiro par com espessuras equivalentes aproximadamente iguais, refere-se às condições  $V_w = 20$  m/min,  $f = 0,0055$  mm e  $V_w = 15$  m/min e  $f = 0,0070$  mm, com  $h_{eq}$

aproximadamente igual a  $3,9 \times 10^{-5}$  mm (ver figura 3), e o outro par atende às seguintes condições:  $V_w = 20$  m/min,  $f = 0,004$  mm e  $V_w = 15$  m/min e  $f = 0,0055$  mm, com  $h_{eq}$  aproximadamente igual a  $3,0 \times 10^{-5}$  mm (ver figura 4). Dessas duas figuras, depreende-se que:

- apesar das espessuras de corte equivalentes serem praticamente iguais em ambos os pares de condições, a rugosidade não apresentou valores semelhantes em nenhum dos dois casos. Na figura 3, vê-se que os valores iniciais e as tendências das duas curvas foram distintas, havendo uma dispersão muito grande dos valores. Na figura 4, a ordem de grandeza da diferença entre os valores médios das duas curvas é relativamente alta, confirmando o que foi afirmado acima;

- Isto contraria a literatura que afirma que, dado um determinado valor de  $h_{eq}$ , a rugosidade se mantém constante, independentemente dos valores dos parâmetros que o formam ( $f$ ,  $V_w$  e  $V_s$ );

- A comparação entre as figuras 3 e 4 mostra que os valores de  $R_a$  estão em uma mesma faixa (entre 0,25 e 0,5  $\mu$ m), não importando a espessura equivalente utilizada. Isto demonstra que, para esta faixa,  $h_{eq}$  não influencia a rugosidade.

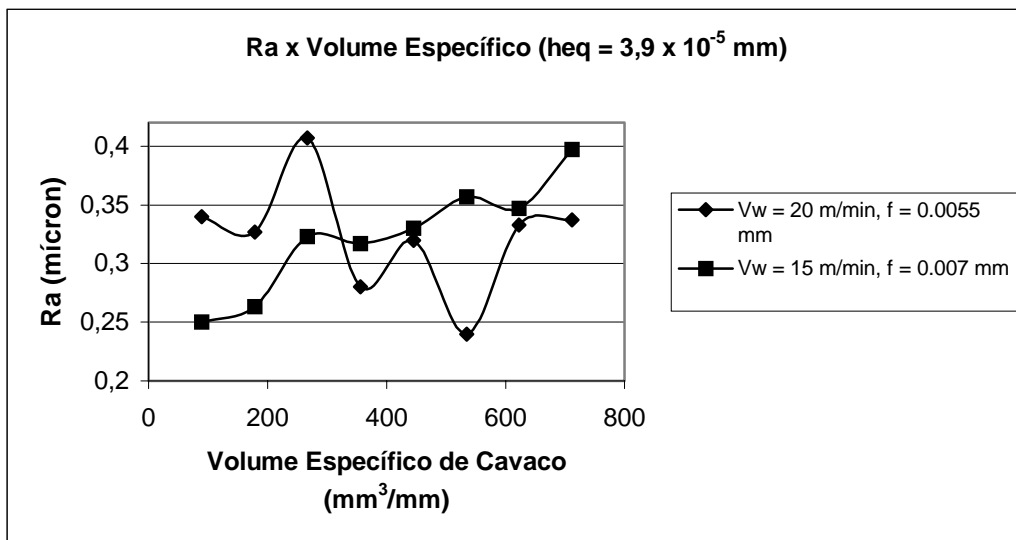


Figura 3 –  $R_a$  versus Volume de Cavaco (espessuras de corte semelhantes)

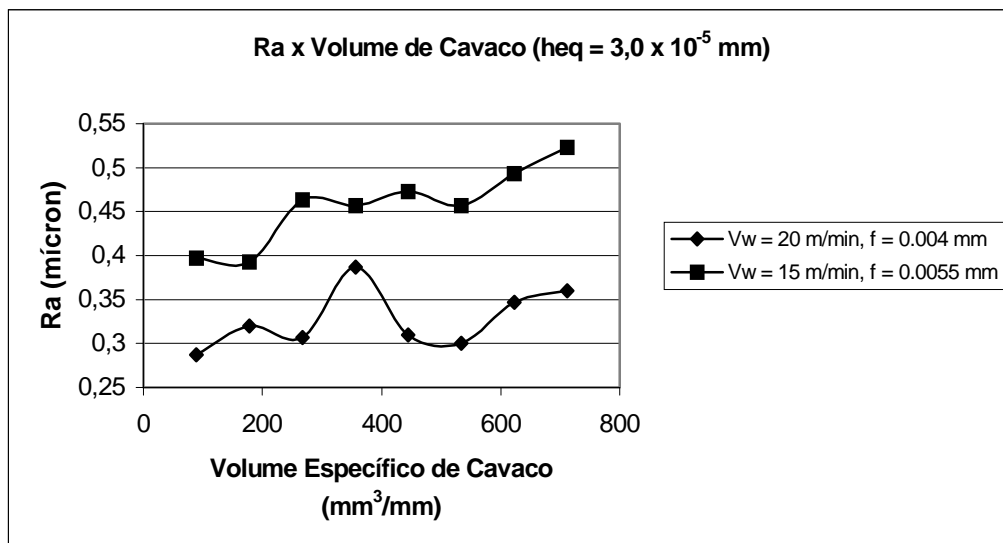


Figura 4 –  $R_a$  versus Volume de Cavaco (espessuras de corte semelhantes)

## Ensaio de Repetição (Segunda Etapa Experimental)

A figura 5 mostra a rugosidade (Ra) para uma das condições de ensaio repetidos em função do volume específico de cavaco removido e mostra que a repetitibilidade em processos de retificação cilíndrica de mergulho é muito difícil de ser obtida. Pode-se verificar, no entanto, que todas as curvas apresentaram tendências similares de crescimento de Ra com o volume específico de cavaco removido, apesar de estarem com níveis de Ra diferentes.

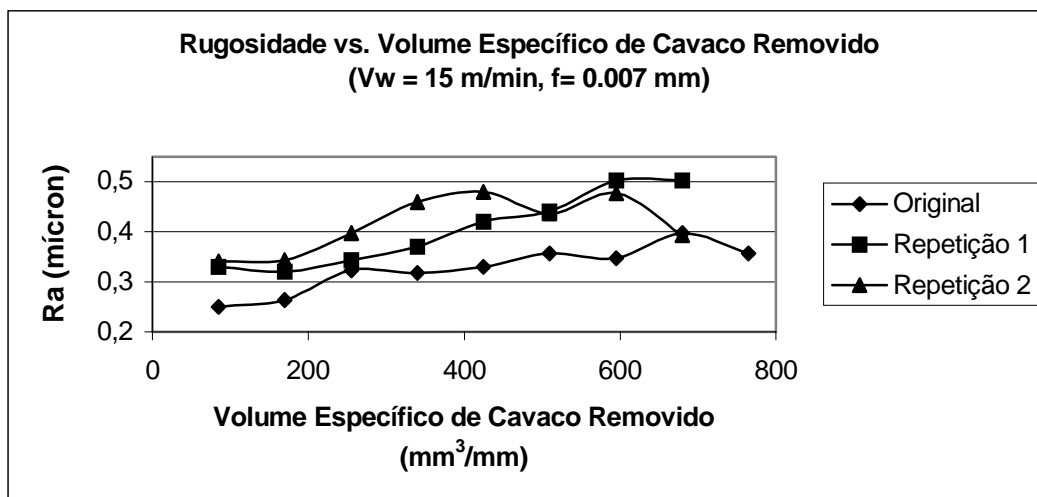


Figura 5 – Rugosidade x Volume Específico de Cavaco (ensaios de repetição)

## Conclusões

A partir do que foi visto, algumas conclusões se destacam e podem ser extraídas para as condições testadas neste trabalho:

- Houve leve tendência de crescimento da rugosidade com a evolução do tempo total de corte para a maioria das condições de usinagem testadas, causada pela perda da afiação dos grãos do rebolo;
- No entanto, em algumas condições, a rugosidade não cresceu com o volume de cavaco removido, apresentando um comportamento aleatório. Isso condiz com a conclusão de alguns autores e reforça a idéia de que a retificação é um processo difícil de ser controlado;
- Não houve relação direta entre rugosidade e velocidade da peça e nem entre rugosidade e avanço. Velocidades e avanços mais elevados não corresponderam necessariamente a maiores valores de rugosidade. Nenhum padrão de comportamento nítido foi observado;
- Não foram observados valores semelhantes de rugosidade para condições de usinagem com espessuras de corte equivalentes ( $h_{eq}$ ) iguais em nenhuma vez. Isso contraria a literatura, que afirma que nesses casos, os valores de rugosidade deveriam ser iguais;
- A rugosidade foi definida na fase de faiscamento, quando se processa a recuperação total das deformações elásticas do sistema. Dessa forma, a rugosidade independe totalmente das condições de usinagem, pois o é feito sem as mesmas condições de usinagem do restante do ciclo.

## **Agradecimentos**

Os autores deste trabalho prestam seus mais sinceros agradecimentos à FAPESP, pelo seu suporte financeiro, que possibilitou a consecução dos objetivos propostos.

## **Referências Bibliográficas**

BIANCHI, Eduardo Carlos, 1990, “Ação das Condições de Dressagem na Vida de Rebolos na Retificação de Precisão”, São Carlos: EESC, Universidade de São Paulo, Dissertação de Mestrado.

HASSUI, Amauri, 1997, “Comparação sobre a Utilização de Diferentes Sensores no Monitoramento do Processo de Retificação”, UNICAMP, Campinas (S.P.), Dissertação de Mestrado, , 103 pp.

MALKIN, Sergei, 1989, “Grinding Technology Theory and Applications of Machining with Abrasives”, Chichester: Ellis Horwood Limited, 275 pp.

SHAW, Milton C., 1996, “Principles of Abrasive Processing”, Clarendon Press Oxford, N.Y., USA.

VIEIRA JR., Mílton, 1992, “Metodologia para Determinação das Condições de Usinagem e de Operação no Processo de Retificação”, Dissertação de mestrado, EESC, Universidade de São Paulo.

# INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE POSIÇÃO SECUNDÁRIO E DA APLICAÇÃO DE UM PEQUENO VOLUME DE FLUIDO NO ACABAMENTO DE SUPERFÍCIES USINADAS EM PRESENÇA DE ARESTA POSTIÇA DE CORTE

**Alexandre Martins Reis**

**Bergson Merchiorato Ferreira Maia**

**Márcio Bacci da Silva**

UFU – Universidade Federal de Uberlândia

Faculdade de Engenharia Mecânica

Campus Santa Mônica

CEP: 38400-902 Uberlândia, MG, Brasil

E-mail: [amreis@mecanica.ufu.br](mailto:amreis@mecanica.ufu.br)

## Resumo

Este trabalho analisa a influência do ângulo de posição secundário da ferramenta ( $\chi'$ ) sobre o acabamento de peças de aço ABNT 1045, torneadas em condições de APC (aresta postiça de corte). Utilizou-se ferramentas de aço rápido com cunhas cortantes de mesma geometria, variando-se apenas o  $\chi'$ . A medida do Ra das superfícies usinadas a seco praticamente não variou com o  $\chi'$ . O Ra teórico foi menor que o medido para valores de  $\chi'$  menores que  $15^\circ$ , e o contrário para  $\chi'$  maiores. Analisou-se também o efeito conjunto do  $\chi'$  e da aplicação de fluido por gotejamento (vazão = 12ml/min), no acabamento. O fluido, gotejado sobre a peça próxima à ponta da ferramenta, diminui o Ra principalmente para  $\chi'$  pequenos. A forma de aplicação e o pequeno volume de fluido sugerem um mecanismo de lubrificação onde o fluido melhora o acabamento sem penetrar na interface cavaco-ferramenta e eliminar a APC.

**Palavras-chave:** Acabamento de Superfícies Usinadas, Ângulo de Posição Secundário, Aresta Postiça de Corte, Fluido de corte.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo do acabamento das superfícies de peças usinadas é muito importante, pois este afeta as condições de funcionamento e a confiabilidade dos componentes mecânicos. O acabamento da superfície usinada é composto de quatro elementos (Machado et al, 1993): rugosidade, ondulações, marcas de avanço, falhas. Estes quatro elementos podem ser assim definidos :

- Rugosidade : São irregularidades finas resultantes da ação inerente do processo de corte (marcas de avanço), e que são medidas em um pequeno comprimento denominado “cut – off”.
- Ondulações : Consistem de todas irregularidades superficiais cujos espaçamentos são maiores que o “cut – off”.



- Marcas denotando direções das irregularidades : Apontam as direções predominantes das irregularidades superficiais. Elas dependem da orientação da peça e da ferramenta de corte na máquina e da natureza do movimento relativo entre as duas.
- Falhas : São interrupções na topografia típica da superfície de um componente. São não intencionais, inesperadas e indesejáveis.

Entre eles o mais usado na caracterização do acabamento da superfície usinada é a rugosidade, que por sua vez pode ser medida por vários parâmetros, sendo mais comuns os seguintes :

- $R_a$  : É o valor médio aritmético de todos os desvios do perfil de rugosidade da linha média dentro do comprimento de medição “L” (ISO 4287/1, Din4768). Este valor é obtido medindo-se os desvios dos picos e vales em relação a uma linha de centro ( Machado et al, 1993), calculado através da equação 1. Esta linha de centro é tal que as áreas abaixo e acima do traço do perfil são iguais.

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |Y(x)|.dx \quad (1)$$

- $R_{max}$  : É a distância entre duas linhas paralelas à linha média que tangenciam o perfil no pico mais alto e no vale mais profundo, em um comprimento de amostragem definido.

Os valores teóricos de  $R_a$  e  $R_{max}$ , no torneamento, podem ser calculados em função da geometria do processo de acordo com as equações 2 e 3 respectivamente. Estes valores são chamados de teóricos porque só levam em consideração a influência geométrica do avanço (f) e do raio de ponta da ferramenta (r)( Shaw, 1986).

$$R_a = \frac{f^2}{18\sqrt{3}r} \quad , \text{ onde: } f = \text{avanço (mm/volta);} \quad (2)$$

$r = \text{raio de ponta (mm).}$

$$R_{max} = \frac{f^2}{8.r} \quad , \text{ onde: } f = \text{avanço (mm/volta);} \quad (3)$$

$r = \text{raio de ponta (mm).}$

Para ferramentas sem raio de ponta (Figura 1) , os valores teóricos de  $R_a$  e  $R_{max}$  no torneamento, podem ser calculados em função do avanço, do ângulo de posição principal ( $\chi$ ) e do ângulo de posição secundário ( $\chi'$ ), através das equações 4 e 5 (Machado e da Silva, 1993).

$$R_a = \frac{f}{4(\cot\chi + \cot\chi')} \quad (4)$$

$$R_{max} = \frac{f}{(\cot\chi + \cot\chi')} \quad (5)$$

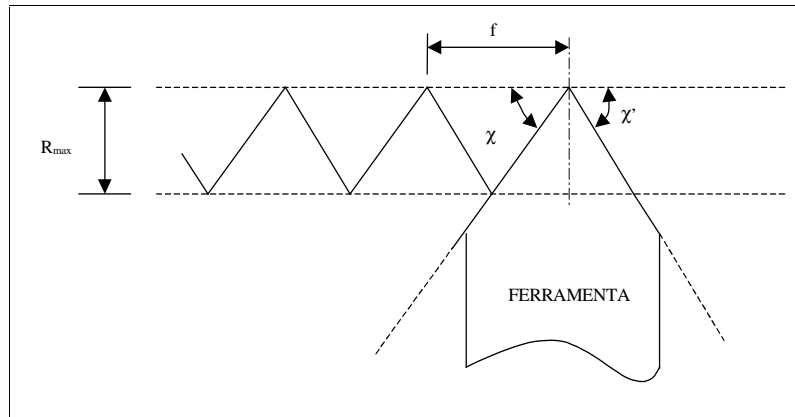


Figura 1 - Ferramenta sem raio de ponta.

O tipo de rugosidade produzida pela operação de torneamento, é altamente dependente da geometria da ferramenta de corte, principalmente dos ângulos de posição principal ( $\chi$ ) e secundário ( $\chi'$ ).

Quando um bom acabamento da superfície usinada é desejado, a operação de usinagem é normalmente realizada em elevadas velocidades de corte. Isto porque em baixas velocidades de corte ocorre a formação de APC (aresta postiça de corte) que é uma das principais causas da pobre qualidade da superfície nestas condições. Entretanto, ainda existem operações tais como brochamento, rosqueamento e furação de pequenos diâmetros, onde o emprego de velocidades de corte elevadas não é viável.

O melhoramento conhecido do acabamento da superfície usinada, pela aplicação de fluido de corte em baixas velocidades é freqüentemente atribuído ao efeito da lubrificação da superfície de saída da ferramenta que previne a formação da APC. Entretanto testes realizados por da Silva (1998) mostraram que a lubrificação não tem efeito sobre o tamanho e a forma da APC, mesmo assim influencia o acabamento da superfície usinada.

Assim, este trabalho tem dois objetivos principais: 1) Verificar a influência do  $\chi'$  sobre o acabamento das superfícies de peças de aço ABNT 1045, torneadas em condições de APC ( $V_c = 28$  m/min); 2) Analisar o efeito conjunto do  $\chi'$  e da aplicação de fluido por gotejamento (vazão = 12ml/min), sobre o acabamento da superfície usinada.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste trabalho, usando-se um torno IMOR Max XI – II – 520, foram realizados testes de torneamento em barras de aço ABNT 1045, com dimensões iniciais  $\phi = 100$ mm e  $L=350$ mm e com a seguinte composição química (% em massa) : 0,48% C; 0,24% Si; 0,70% Mn; 0,10% Cr; 0,07% Ni; 0,02% Mo; 0,04% Cu; 0,027% Al; 0,024% P; 0,020% S .

Para verificar o efeito do ângulo de posição secundário, sobre o acabamento da superfície usinada, foram utilizadas ferramentas de aço rápido cujas cunhas cortantes possuíam a mesma geometria ( $\alpha = 5^\circ$ ,  $\gamma = 5^\circ$ ,  $\lambda = 0$ ,  $\chi = 45^\circ$ ), diferenciando-se apenas pelo ângulo de posição secundário ( $\chi' = 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ ).

Os testes foram divididos em duas etapas principais : 1) a seco; 2) com fluido de corte em pequeno volume (na posição sobre cabeça).

Na segunda etapa, o fluido utilizado foi um óleo mineral integral com aditivos de extrema pressão, recomendado para uma ampla faixa de operação, de condições de corte leves a pesadas nos processos de torneamento, fresamento e furação, apresentando boas propriedades

lubrificantes e anticorrosivas. Este fluido foi gotejado, com uma vazão de 12 ml/min, sobre a peça visando molhar a superfície usinada próximo à ponta da ferramenta.

As condições de corte utilizadas foram as seguintes :  $V_C = 28\text{m/min}$ ;  $a_p = 2\text{mm}$ ;  $f = 0,095, 0,116, 0,141\text{ mm}$  . Para cada ferramenta foram feitos testes com cada avanço, usinando um comprimento de 15mm sobre a peça.

Após os testes, o parâmetro Ra das superfícies usinadas foram medidos, na direção perpendicular as marcas de avanço, com um rugosímetro portátil Mitutoyo/SurfTest F 211. Foram tomadas 4 medidas de rugosidade para cada teste e tirada a média dos valores. Amostras das superfícies usinadas com cada uma das ferramentas ( $f = 0,116\text{mm}$ ) foram analisadas em um Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV), Mod. Leo 940 A. Fab. Zeiss.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As condições de corte utilizadas neste trabalho favorecem à formação de APC, para todos os testes, de acordo com resultados experimentais encontrados na literatura. No entanto, a presença ou não de APC pode ser verificada por várias maneiras, uma delas é a simples observação da superfície inferior do cavaco (Nakayama et al, 1956)(Sata, 1963).

Analisando a superfície inferior dos cavacos provenientes de todos os testes realizados, inclusive daqueles com fluido de corte, observou-se a presença de riscos paralelos à direção longitudinal do cavaco e de partículas de APC em forma de linhas perpendiculares à direção de corte. Estes resultados já eram esperados devido a baixa velocidade de corte utilizada e a forma de aplicação do fluido (pequena quantidade e com a pressão atmosférica), que não permite a penetração do mesmo na interface cavaco-ferramenta e conseqüentemente a eliminação da APC.

Observando o gráfico da rugosidade média (Ra) em função do  $\chi'$ , para os três avanços usados nos testes à seco (Figura 2 a), nota-se que a rugosidade aumenta com o aumento do avanço, como era de se esperar pela equação teórica (equação 4). Nesta mesma figura, nota-se também que a rugosidade tem uma tendência muito leve a diminuir com a redução do  $\chi'$ . Esse resultado foi de uma certa forma surpreendente, pois esperava-se que a rugosidade aumentasse bastante com o aumento do  $\chi'$ , isso porque valores elevados destes ângulos levam a um aumento na profundidade dos vales, aumentando por conseqüência a rugosidade média (Ra).

A Figura 2 b) mostra os valores teóricos da rugosidade média (Ra) em função do  $\chi'$ , comparados com os valores práticos medidos nos testes à seco com avanço  $f = 0,116\text{mm/volta}$  (vale ressaltar que gráficos semelhantes foram obtidos com os demais avanços). Nesta figura observamos que para valores de  $\chi'$  menores que  $15^\circ$ , a rugosidade teórica foi menor que a rugosidade medida, para valores de  $\chi'$  maiores que  $15^\circ$  ocorreu o contrário. Este resultado pode estar relacionado com a geometria das marcas de avanço e com a disposição de partículas aderidas à superfície usinada. As Figura 3 a) e 3 b) mostram um esquema da geometria da superfície usinada por ferramentas com  $\chi'$  grande e pequeno, respectivamente, procurando ressaltar as marcas de avanço e partículas aderidas à superfície. Este esquema sugere que para  $\chi'$  grande, partículas aderidas à superfície da peça, “camuflam” a profundidade real dos vales, fazendo com que a leitura do rugosímetro indique valores de Ra menores que o teórico. Para  $\chi'$  pequeno, estas partículas agem de forma oposta e a leitura do rugosímetro indica valores de Ra maiores que o teórico.

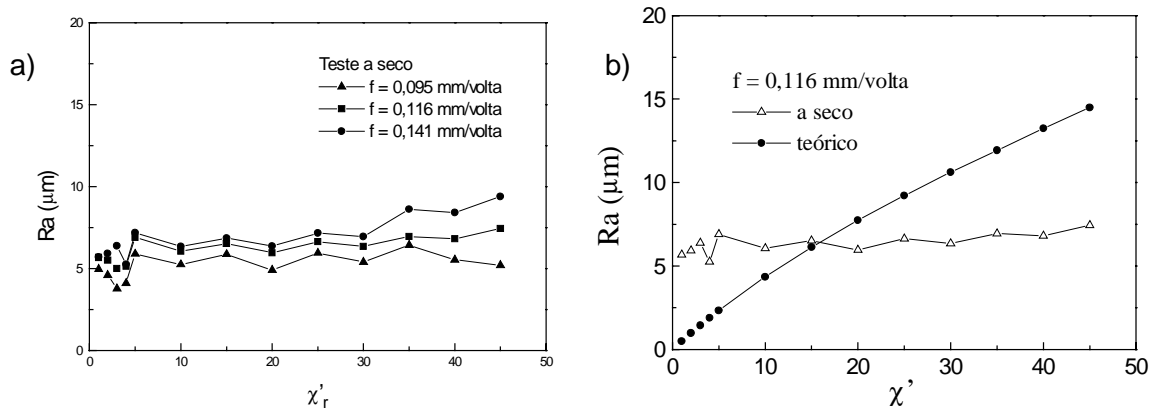


Figura 2 – a) Rugosidade média (Ra) em função do  $\chi'$ , para os três avanços, nos testes à seco; b) Valores teóricos de Ra em função do  $\chi'$ , comparados com os valores práticos medidos nos testes à seco com avanço  $f = 0,116\text{mm/volta}$ .

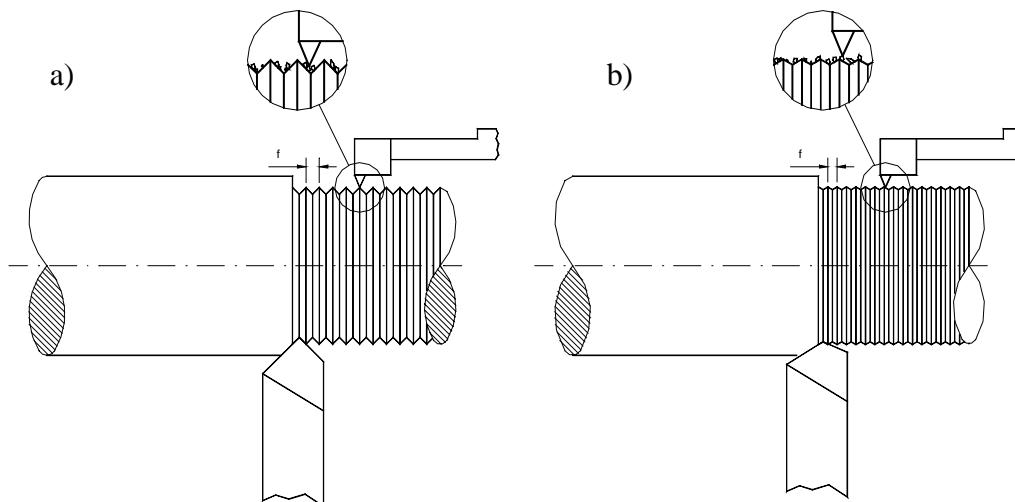


Figura 3 – Esquema da geometria da superfície usinada por ferramentas com  $\chi'$  : a) grande e b) pequeno.

Quando se usou pequenas quantidades de fluido de corte (vazão = 12 ml/min), gotejado sobre a peça, de tal forma que a superfície usinada fosse molhada, obteve-se alguns resultados interessantes. A Figura 4 mostra o gráfico comparativo de Ra em função de  $\chi'$ , para as condições de usinagem à seco e com fluido de corte. Neste gráfico pode-se perceber que o uso do fluido de corte, de uma maneira geral, melhorou o acabamento da superfície usinada em termos do Ra. Porém, esta melhora se deu de maneira mais acentuada para valores de  $\chi'$  pequenos ( $\chi' = 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$ ).

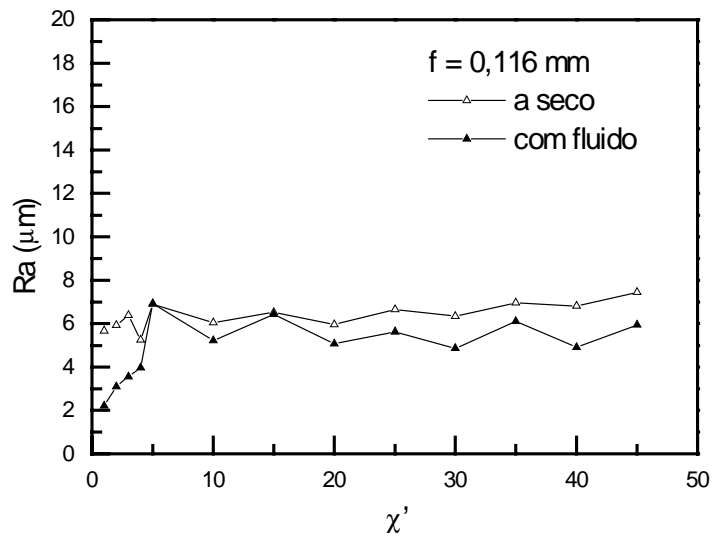


Figura 4 - Gráfico comparativo de Ra em função de  $\chi'$ , para usinagem à seco e com fluido,  $f=0,116$  mm.

Amostras retiradas das superfícies usinadas foram analisadas no MEV, na tentativa de identificar possíveis diferenças entre elas. Em todas as amostras analisadas, foram encontradas algumas das características das superfícies usinadas listadas por Field et al (1971), tais como deformações plásticas, trincas, sulcos, lascas, e também as marcas de avanço. A Figura 5a) mostra uma foto (tirada no MEV, com uma ampliação de 200X), da superfície da amostra usinada por uma ferramenta com  $\chi' = 45^\circ$ , na condição a seco. Nesta figura, nota-se que as marcas de avanço são bem visíveis sobre a superfície, mas em alguns pontos elas são cobertas por partículas que parecem ter sido depositadas sobre a superfície recém usinada da peça. Isso porque estas partículas apresentam sob elas, riscos paralelos as marcas de avanço, sugerindo que a ferramenta em um passo subsequente à formação da superfície usinada, tenha comprimido estas partículas sobre a superfície. Tais partículas, que serão chamadas aqui de partículas T, também foram visualizadas por Da Silva (1998), que as identificou como sendo partículas de APC. Este autor sugere que a APC se deforma na direção da aresta de corte, aderindo à superfície usinada da peça, após esta ser formada. Ao se desprenderem do corpo da APC, as partículas T caem entre a aresta de corte secundária da ferramenta e a superfície da peça em usinagem secundária, sendo comprimidas pela ponta da ferramenta contra esta última. Assim as partículas T são atritadas contra a superfície recém usinada da peça e se aderem periodicamente à ela na direção perpendicular à direção de corte. Desta forma tais partículas contribuem para modificar a geometria da superfície.

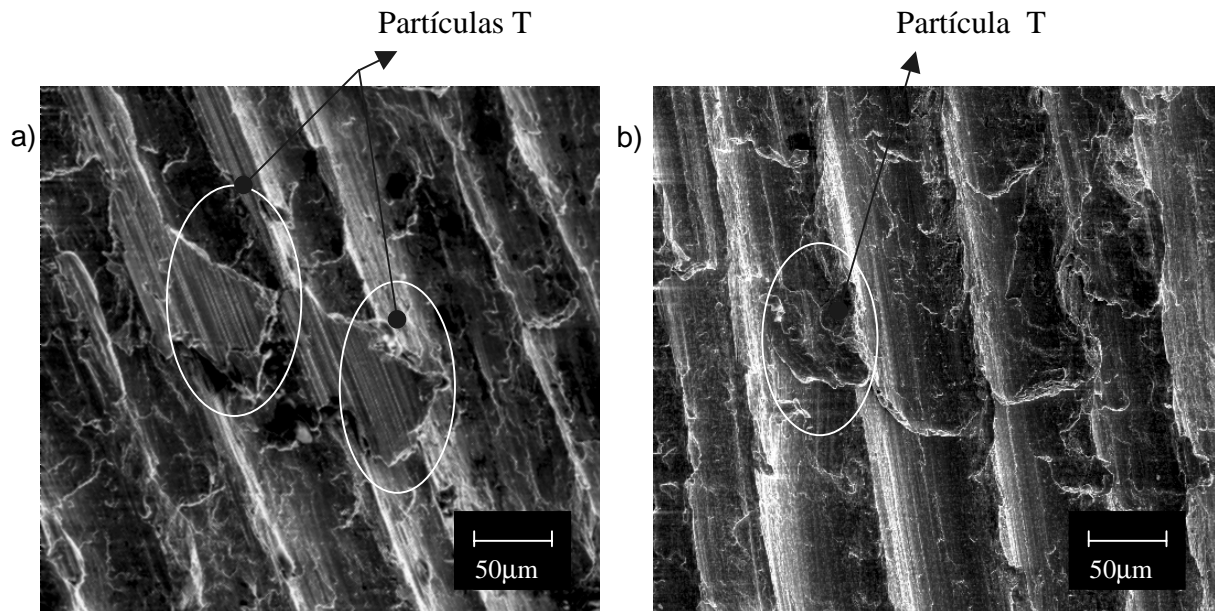


Figura 5 – Superfícies usinadas à seco (ampliação 200X) por ferramentas: a)  $\chi' = 45^\circ$ , b)  $\chi' = 1^\circ$ .

As partículas T foram observadas em todas as superfícies usinadas a seco, independentemente, do  $\chi'$  da ferramenta de corte utilizada. Cabe ressaltar porém que estas partículas apresentaram larguras menores nas amostras usinadas com ferramentas onde o  $\chi'$  é grande ( $\chi' = 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ ). Já nas amostras usinadas por ferramentas com o  $\chi'$  pequeno ( $\chi' = 5^\circ, 4^\circ, 3^\circ, 2^\circ, 1^\circ$ ), as partículas T se confundem com outros tipos de partículas de APC que caem pela superfície principal de folga e são aderidas a peça ao longo da direção de corte. A Figura 5 b) mostra uma foto (tirada no MEV, com uma ampliação de 200X), da superfície da amostra usinada por uma ferramenta com  $\chi' = 1^\circ$ , na condição a seco. Comparando-se a Figura 6 a), que mostra a foto (tirada no MEV, com uma ampliação igual a 200X) da superfície usinada por uma ferramenta com  $\chi' = 1^\circ$ , usando uma pequena quantidade de fluido de corte, com a figura 5 b), percebe-se que as partículas T de APC aderidas sobre a superfície usinada desapareceram, quando se usou fluido de corte. Apesar da Figura 6 a) não mostrar nenhuma partícula T, na análise de outras regiões desta mesma superfície, consegue-se identificar uma pequena quantidade de partículas T aderidas. Este fato pode ter ocorrido devido ao efeito conjunto do fluido de corte, que diminui a aderência das partículas T sobre a superfície formada, com  $\chi'$  pequeno, que permite o “raspamento” da superfície, retirando desta forma as partículas T aderidas sobre ela. Isto explica de uma certa forma a redução do Ra das superfícies usinadas por ferramentas com  $\chi'$  pequeno. Por outro lado, comparando-se a foto da superfície usinada por uma ferramenta com  $\chi' = 45^\circ$ , usando fluido de corte, mostrada na Figura 6 b), com a foto mostrada na Figura 5 a), nota-se que as partículas T, mesmo na usinagem com a aplicação de fluido de corte, ainda estão presentes sobre a superfície da peça em uma quantidade considerável. Nestas condições, o fluido de corte continua atuando, mas como  $\chi'$  é grande o efeito de “raspamento” diminui bastante. Esta ação solitária do fluido não foi suficiente para diminuir de maneira satisfatória a quantidade de partículas T aderidas sobre a superfície da peça. Isto explica porque o Ra variou muito pouco com a aplicação do fluido nos testes com  $\chi'$  grande.

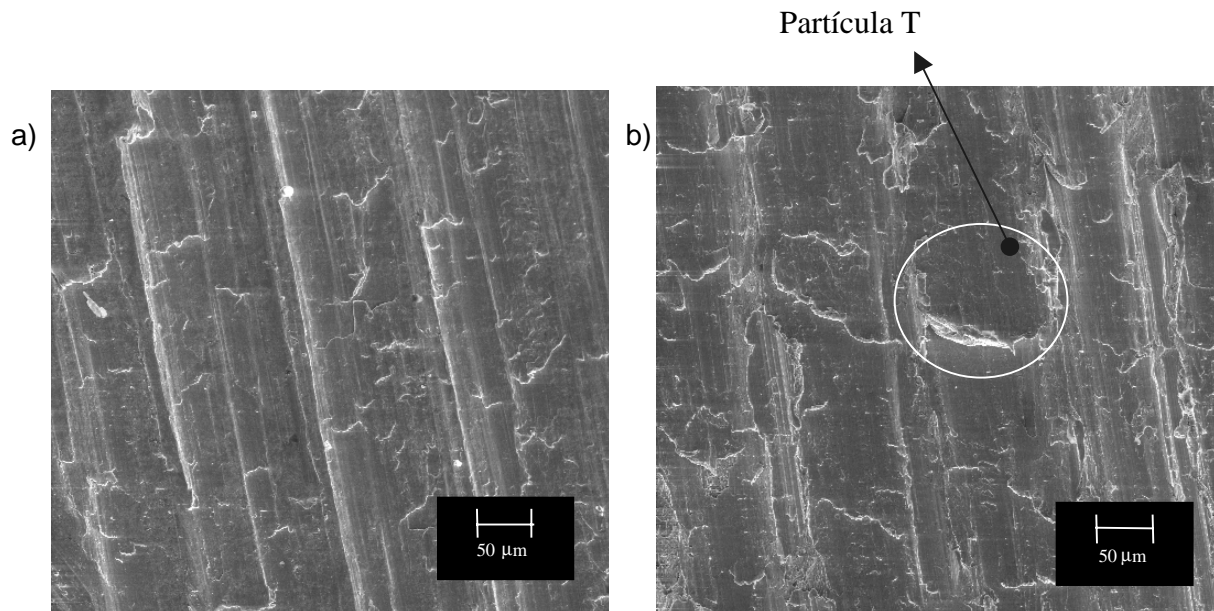


Figura 6 – Amostra usinada com fluido (ampliação 200X) por ferramentas: a)  $\chi' = 1^\circ$ , b)  $\chi' = 5^\circ$ .

#### 4. CONCLUSÕES

Os testes realizados permitiram que se chega-se às seguintes conclusões :

- A rugosidade medida praticamente não variou com o  $\chi'$  , nos testes realizados a seco. Este resultado contraria a teoria, pois segundo esta o Ra deveria aumentar consideravelmente com o aumento do  $\chi'$  . Desta forma, a medida do parâmetro Ra não se mostrou eficaz na determinação da influência do  $\chi'$  sobre o acabamento da superfície usinada em condições de APC.
- Para valores de  $\chi'$  menores que  $15^\circ$  a rugosidade teórica foi menor que a rugosidade medida, e para  $\chi'$  maiores que  $15^\circ$  ocorreu o contrário. Este fato está relacionado com a geometria das marcas de avanço e com a disposição de partículas de APC aderidas à superfície usinada.
- As análises no MEV das superfícies usinadas, permitiram identificar, além das características típicas das superfícies usinadas (lascas, trincas, rebarbas, fluxo lateral de material da peça, e partículas de APC aderidas à superfície da peça na direção de corte), partículas de APC aderidas sobre a peça na direção perpendicular a direção de corte e que alteram o perfil de rugosidade da superfície usinada nesta direção e são denominadas neste trabalho de partículas T .
- O uso do fluido de corte, gotejado sobre a peça, melhora o acabamento da superfície usinada em termos de Ra, pela lubrificação da superfície recém usinada diminuindo a aderência de partículas T sobre esta superfície. Esta melhora se dá de maneira muito mais acentuada para valores pequenos de  $\chi'$  .

## **Referências Bibliográficas**

Machado, A. R., Da Silva, M. B., 1993, “Usinagem dos Metais”, Apostila, DEEME – UFU, 174p.

Shaw, M. C., 1986, “Metal Cutting Principles”, Oxford University Press, New York, .

Da Silva, M. B., 1998, “Lubrication in Metal Cutting Under Built-Up Edge Conditions”, PhD Thesis, University of WarWick, England, UK, 235p.

Sata, T., 1963, “ Surface Finish in metal cutting”, Annals CIRP, Vol 12, pp.190-197.

Field, M., kahles, J. F., 1971, “Review of Surface Integrity of Machined Components”, Annals of the CIRP, Vol. 20/2, pp. 153 – 163.



# DETERMINAÇÃO DA EQUAÇÃO DE TAYLOR EXPANDIDA ATRAVÉS DAS TÉCNICAS DE ANÁLISE DIMENSIONAL E DE OTIMIZAÇÃO DE ENSAIOS

**Sandro Cardoso Santos**

**Júlio César Giubilei Milan**

**Márcio Bacci da Silva**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-000, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil. E-mail: [scsantos@mecanica.ufu.br](mailto:scsantos@mecanica.ufu.br)

## Resumo

Este trabalho tem como objetivo apresentar os resultados da equação de Taylor expandida, obtidas para o estudo da usinabilidade de um aço para fabricação de moldes. Uma das amostras do aço foi tratada com cálcio, com o objetivo de ter sua usinabilidade melhorada, enquanto a outra foi obtida através de tratamento convencional. As amostras tiveram a equação de Taylor expandida, para o fresamento de topo, obtidas através das técnicas de análise dimensional e de otimização de ensaios. Ambas as técnicas apresentaram resultados com desvios significativos para a predição do fim da vida das ferramentas. Como indicadores da usinabilidade, as equações obtidas apresentaram resultados satisfatórios.

**Palavras chave:** Equação de Taylor, usinabilidade

## 1. Introdução

A evolução do desgaste da ferramenta é responsável por alterações nas características do corte, tais como aumento do nível de vibração, aumento da força de usinagem, piora no acabamento superficial, perda do controle dimensional das peças produzidas e aumento da temperatura na interface cavaco-ferramenta. Quando as alterações provocadas pelo desgaste se tornam críticas, diz-se que a ferramenta de corte atingiu o fim de vida. Desta forma a vida de uma ferramenta de corte pode ser definida como o período durante o qual o seu desempenho segue critérios previamente estabelecidos, conhecidos como critérios de fim de vida. Os critérios de fim de vida são fixados com base na alteração de uma ou mais das características citadas anteriormente.

A vida da ferramenta pode ser expressa através da curva de vida, que representam a vida da ferramenta em função da velocidade de corte, conhecida como equação de Taylor. Estas curvas são fundamentais no estudo das condições econômicas de corte. Uma análise mais completa relaciona a vida da ferramenta com os demais parâmetros de corte, resultando na chamada equação de Taylor expandida (Machado et al., 1998).

A equação de Taylor expandida é um dos mais eficientes indicadores da usinabilidade de um material, por estabelecer uma relação entre a vida da ferramenta, os parâmetros de usinagem e o critério de fim de vida adotado. A equação de Taylor expandida pode ser representada na forma:

$$T = k \cdot v_c^{x1} \cdot f_z^{x2} \cdot a_p^{x3} \cdot VB_B^{x4} \quad (1)$$

Onde:

T = vida da ferramenta

k = constante

$v_c$  = velocidade de corte  
 $f_z$  = avanço por dente  
 $a_p$  = profundidade de corte  
 $VB_B$  = desgaste de flanco médio

De modo geral, os trabalhos que têm por objetivo estudar a usinabilidade de materiais o fazem através da determinação da equação de Taylor expandida (Lourenço, 1996; Milan, 1999).

Uma dificuldade encontrada para o equacionamento da vida da ferramenta é o fato de envolver a medida do desgaste, que apresenta caráter sistêmico, de modo que o relacionamento de todas as variáveis que influenciam o fenômeno é uma tarefa de difícil realização. Como a equação de Taylor expandida não envolve todos os parâmetros que afetam o desgaste, é natural que os resultados indicados apresentem desvios em relação aos reais. Este fato tem justificado a realização de trabalhos cujo objetivo é desenvolver recursos computacionais que permitam a obtenção da equação de Taylor expandida através da realização de um número mínimo de ensaios (dos Santos, 1996).

Este trabalho tem por objetivo apresentar a equação de Taylor expandida obtida através de duas técnicas distintas: a análise dimensional e um programa computacional desenvolvido especificamente para este fim (dos Santos 1996).

O programa computacional otimiza os ensaios experimentais, de modo que sejam realizados um número mínimo de experimentos. A princípio são fornecidos ao programa as faixas de velocidade de corte, avanço e profundidade de corte, admissíveis para o par ferramenta-peça. Com base nestes valores, o programa fornece quatro condições de corte. Para cada condição, deve-se criar uma matriz cujas colunas correspondem às condições de corte e ao valor do desgaste, medido ao longo da vida das ferramentas. A partir dos dados obtidos com as quatro primeiras condições, o programa calcula os coeficientes da equação de Taylor expandida, o erro correspondente e fornece uma nova condição de corte. Alimenta-se o programa com a matriz obtida a partir desta nova condição e um novo valor do erro. O programa continua fornecendo novas condições de corte até que o erro obtido convirja para um valor, o procedimento é então encerrado. Este método de cálculo dos coeficientes da equação de Taylor expandida apresenta como aspecto positivo o grande número de valores utilizados nos cálculos, de modo que os resultados tendem a se tornar mais confiáveis. Outro ponto positivo do método é que os procedimentos são encerrados após a convergência do valor do erro, ou seja, há a garantia de que novos experimentos realizados a partir daí não reduzirão o erro. Um ponto negativo é o fato de que o método não permite o planejamento prévio dos experimentos, pois o número de testes a serem realizados é, a princípio, desconhecido.

A análise dimensional é uma técnica que, aplicada ao estudo de um experimento, permite a sistematização da coleta de dados e a redução do número de variáveis para o equacionamento de um fenômeno físico. A análise dimensional é fundamentada no teorema de Buckingham (Murphy, 1984; Carneiro, 1996) que diz que “se uma operação envolvendo  $k$  variáveis é completa, então esta equação pode ser reduzida a  $k - m$  números independentes adimensionais, onde  $m$  é o número de variáveis primárias”. A aplicação do teorema de Buckingham além de reduzir o número de variáveis envolvidas permite a verificação da influência isolada de cada uma das variáveis no fenômeno físico, através das chamadas equações componentes, que combinadas formam a equação descritiva do fenômeno. A técnica tem como aspecto positivo o fato de os testes poderem ser planejados previamente e o menor número de dados necessários para o cálculo. O aspecto negativo da técnica é que os resultados podem apresentar grandes erros devido ao fato de serem utilizados um número menor de pontos para a determinação dos coeficientes da equação.

## 2. Procedimentos Experimentais

### 2.1 Materiais utilizados

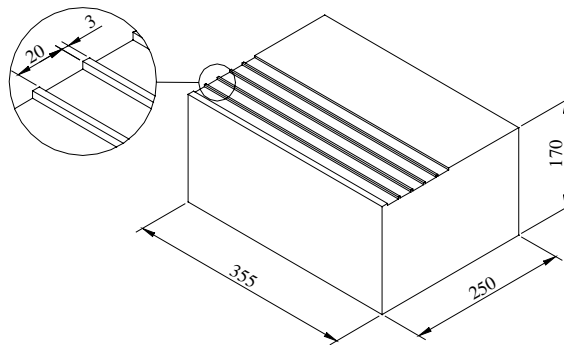
Foram utilizados dois tipos de aço para matrizes, VP20 e VP20 UF, cuja composição química é apresentada na tabela 1. Os dois materiais apresentam a mesma composição química e faixa de dureza, diferenciando-se entre si apenas pelo tratamento ao cálcio, pelo qual o VP20 UF foi submetido com o objetivo de melhorar a sua usinabilidade.

Tabela 1 -Composição química dos aços

Elem. químico	C	Mn	Cr	Mo	Ni
Teor (%)	0,36	1,30	1,80	0,20	1,00

### 2.2 Peça

A preparação do material consistiu em cortar os blocos nas dimensões mostradas na figura 1. Em seguida o material foi colocados na mesa de trabalho da máquina, onde suas superfícies, inferior e superior, foram aplainadas através de fresamento frontal, com o objetivo de garantir a planicidade e o paralelismo destas superfícies.



**Figura 1.** Dimensões dos blocos utilizados nos ensaios

Todos blocos foram utilizados inicialmente nestas dimensões, e os canais foram feitos no sentido da maior dimensão (355 mm). A cada 10 canais, com distância de 3mm entre eles, a superfície do bloco foi aplainada com uma fresa frontal para que não houvesse qualquer tipo de interferência (rebarbas) dos canais anteriormente usinados sobre a superfície da ferramenta.

### 2.3 Ferramentas

As ferramentas utilizadas nos ensaios de vida no fresamento de topo foram as R215.44-09 02 08M-WH 4030, pastilhas de metal duro com revestimento múltiplo de TiN, TiC e Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, classe P25 . A fresa utilizada foi a R215 44 20 BD 09C, fresa de topo de 20 mm de diâmetro com 03 pastilhas intercambiáveis.

### 2.4 Equipamentos utilizados

Os ensaios para determinação da vida da ferramenta foram realizados em uma Fresadora CNC ROMI INTERACT IV, com 22 cv . (16 KW) de potência. O desgaste foi medido em um microscópio ferramenteiro desenvolvido no LEPU, especificamente para medição de desgaste em ferramentas multicortantes. A figura 2 mostra, de forma esquemática, o equipamento utilizado para a medida do desgaste.

## 2.5 Metodologia

A metodologia adotada para o desenvolvimento do trabalho consistiu basicamente na medida do desgaste de flanco médio ao longo da vida das ferramentas, em diferentes condições de corte.

As condições de cortes adotadas para a realização dos ensaios foram tomadas dentro das faixas de valores indicadas pelo fabricante da pastilha. A tabela 2 apresenta esses valores.

Tabela 2. Faixa de condições de corte indicada pelo fabricante.

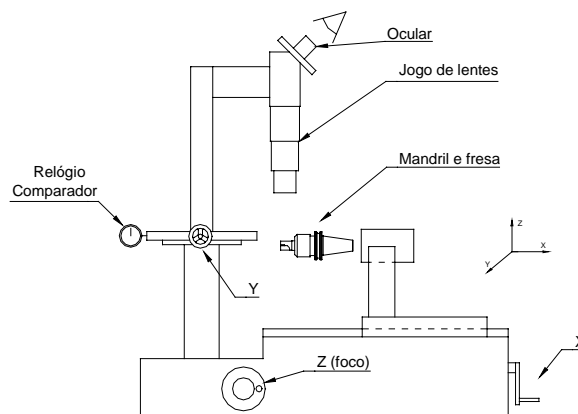
	Mín.	Máx.
$V_c$ (m/min)	120	220
$a_p$ (mm)	1,0	3,0
$f_z$ (mm/dente)	0,075	0,15

Os valores apresentados na tabela 2 alimentaram o programa de otimização de ensaios que forneceu as seguintes condições de corte iniciais:

- 1 -  $v_c = 123$  m/min -  $f_z = 0,141$  mm/dente
- 2 -  $v_c = 196$  m/min -  $f_z = 0,098$  mm/dente
- 3 -  $v_c = 208$  m/min -  $f_z = 0,090$  mm/dente
- 4 -  $v_c = 128$  m/min -  $f_z = 0,084$  mm/dente

condições de corte adicionais:

- 5 -  $v_c = 220$  m/min -  $f_z = 0,082$  mm/dente
- 6 -  $v_c = 220$  m/min -  $f_z = 0,091$  mm/dente
- 7 -  $v_c = 220$  m/min -  $f_z = 0,093$  mm/dente
- 8 -  $v_c = 120$  m/min -  $f_z = 0,113$  mm/dente



**Figura 2.** Esquema de funcionamento do microscópio ferramenteiro utilizado na medição do desgaste.

O intervalo de medição do desgaste da ferramenta varia de acordo com a severidade dos testes. O parâmetro utilizado como critério de fim de vida foi o desgaste de flanco médio  $VB_B = 0,4$  mm. Assim que apenas uma ou mais pastilhas atingiu este valor ou valor superior o ensaio foi encerrado.

## 2.6 Determinação dos $\pi$ -termos

O cálculo dos termos adimensionais ( $\pi$ -termos) utilizados na determinação da equação de Taylor é apresentado a seguir:

A – Levantamento das variáveis que influenciam o fenômeno:

$$\mathbf{T} = \mathbf{f}(\mathbf{v}_c, \mathbf{f}_z, \mathbf{VB}_B), \text{ onde:}$$

T = vida da ferramenta (min)

$v_c$  = velocidade de corte (m/min)

$f_z$  = avanço por dente (mm/dente)

$VB_B$  = desgaste de flanco médio (mm)

Foi verificada a não influência da profundidade de corte no fenômeno (Milan, 1999).

B – Determinação dos  $\pi$ -termos

Análise dimensional

$$[T]^a \cdot [v_c]^b \cdot [f_z]^c \cdot [VB_B]^d = 1 \rightarrow [T]^a \cdot [L \cdot T^{-1}]^b \cdot [L]^c \cdot [L]^d = 1$$

$$k = 4; m = 2 \rightarrow 2 \pi\text{-termos}$$

$$T \rightarrow a - b = 0$$

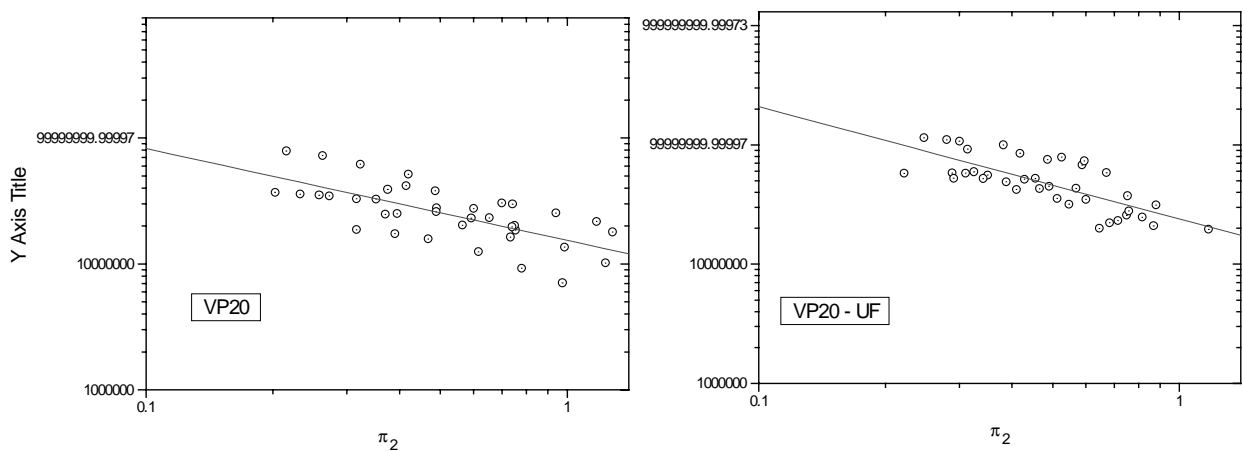
$$L \rightarrow b + c + d = 0$$

$$\pi_1 : a = 1 \rightarrow b = 1 ; d = 0 \rightarrow c = -1 \rightarrow \pi_1 = T \cdot v_c / f_z$$

$$\pi_2 : a = 0 \rightarrow b = 0 ; c = 1 \rightarrow d = -1 \rightarrow \pi_2 = f_z / VB_B$$

### 3. Resultados e Discussões

Os gráficos da figura 3 mostram as curvas de regressão obtidas para os  $\pi$ -termos referentes aos dois materiais analisados. As curvas apresentam um comportamento esperado para estudo de fenômenos relacionados com o desgaste. Pode-se verificar que os pontos ocupam uma faixa de valores ao longo da reta de regressão. Este comportamento pode ser explicado pela dificuldade de se determinar a medida exata do desgaste.



**Figura 3.** Curva de regressão para os  $\pi$ -termos referentes à vida dos aços VP20 e VP20-UF

As equações referentes à vida das ferramentas, obtidas pela análise dimensional são apresentadas abaixo:

Para o aço VP20:

$$T = 15,374 \cdot 10^6 \cdot v_c^{-1} \cdot f_z^{0,27103} \cdot VB_B^{0,72897} \quad (2)$$

Para o aço VP20-UF

$$T = 23,912 \cdot 10^6 \cdot v_c^{-1} \cdot f_z^{0,05907} \cdot VB_B^{0,94093} \quad (3)$$

As equações fornecidas pelo método de otimização de ensaios são:

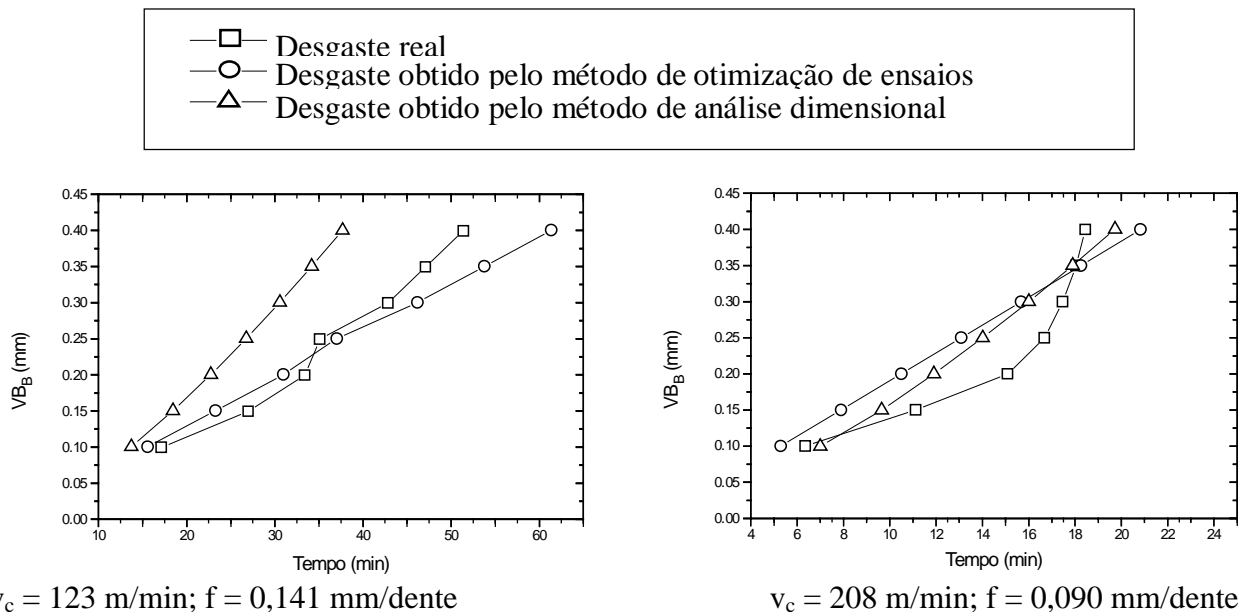
Para o aço VP20:

$$T = 6,72 \cdot 10^6 \cdot v_c^{-2,3746} \cdot f_z^{-0,3723} \cdot VB_B^{0,99887} \quad (4)$$

Para o aço VP20-UF

$$T = 3,974 \cdot 10^6 \cdot v_c^{-1,3639} \cdot f_z^{0,7991} \cdot VB_B^{1,8865} \quad (5)$$

Os gráficos das figuras 4 e 5 mostram a comparação entre as curvas de desgaste obtidas a partir das duas técnicas com o valor real medido durante os ensaios.

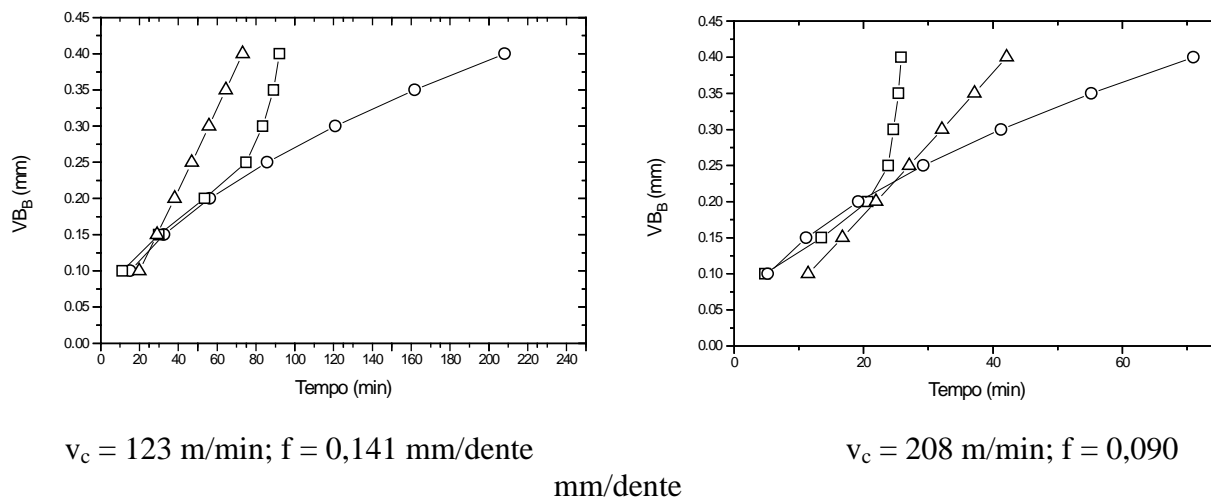


**Figura 4.** curvas de evolução do desgaste obtidas para o aço VP20

As curvas mostradas nas figuras 4 e 5 mostram que os valores de desgaste calculados apresentam menores desvios em relação aos obtidos experimentalmente no início da vida das ferramentas. Nota-se que os desvios tornam-se maiores com o desenvolvimento do desgaste. Isto ocorre devido ao fato de que à medida que o desgaste torna-se maior, a camada de revestimento é

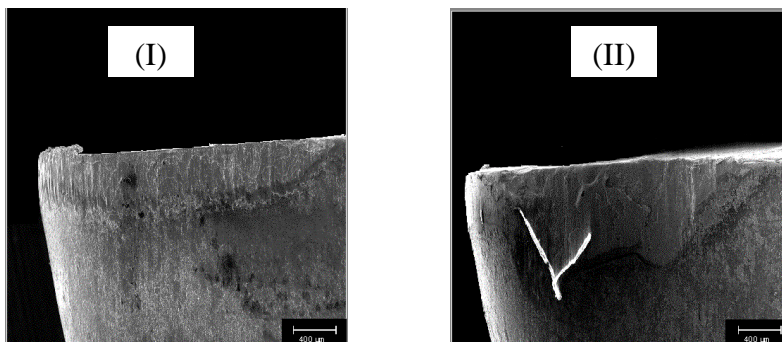
removida e com isso o substrato da ferramenta passa a entrar em contato direto com a peça. O aumento da taxa de desgaste observado na curva de desgaste real a partir do momento em que a ferramenta atinge um desgaste de aproximadamente 0,2 mm evidencia a perda do revestimento. Pode-se definir então duas regiões distintas, com taxas de desgaste diferentes.

Os resultados obtidos a partir do método de otimização de ensaios foram mais próximos dos valores experimentais para a menor velocidade de corte adotada. Para a velocidade de corte de 208 m/min e avanço de 0,090 mm/dente os resultados obtidos através das duas técnicas apresentaram valores de desvios próximos.



**Figura 5.** Curvas de evolução do desgaste obtidas para o aço VP20- UF

A figura 6 mostra o aspecto das superfícies de folga desgastadas, obtidas através de um microscópio eletrônico de varredura.



**Figura 6.** Desgaste de flanco na usinagem do VP20 (I) e VP20-UF (II) ( $v_c = 123 \text{ m/min}$ ,  $f_z = 0,141 \text{ mm/dente}$ ,  $a_p = 1,7 \text{ mm}$ ).

O aspecto irregular da superfície desgastada em ferramentas utilizadas na usinagem de dos dois tipos de aço dificulta o estabelecimento de uma medida exata para o desgaste de flanco médio, o que contribui para que os valores dos erros encontrados no equacionamento sejam elevados. A tabela 3 mostra os valores dos tempos de vida para as ferramentas para os dois materiais usinados, tendo como critério de fim de vida o desgaste de flanco médio de 0,4 mm.

Os valores de vida das ferramentas, para a usinagem de um mesmo material nas mesmas condições de corte apresentam diferenças, por motivos já discutidos. Os resultados encontrados para a usinagem dos diferentes materiais em condições de corte idênticas, mostram que a vida das ferramentas é consideravelmente maior quando se usina o aço VP20-UF, independente do método utilizado para se obter estes valores. Isto qualifica a equação de Taylor expandida como uma ferramenta eficiente no “ranqueamento” da usinabilidade de diferentes materiais, independente da técnica utilizada para a sua obtenção.

**Tabela 3.** Tempo de vida das ferramentas – critério de fim de vida  $VB_B = 0,4$  mm

Material	Condição de corte	Vida da ferramenta (min)		
		Real	Técnica de otimização de ensaios	Técnica de análise dimensional
VP20	$v_c = 123$ m/min, $f_z = 0,141$ mm/dente	51,39	61,37	37,69
	$v_c = 208$ m/min; $f_z = 0,090$ mm/dente	18,45	20,83	19,73
VP20 - UF	$v_c = 123$ m/min $f_z = 0,141$ mm/dente	92,07	208,08	73,12
	$v_c = 208$ m/min $f_z = 0,090$ mm/dente	25,81	70,99	42,11

#### 4. – Conclusões

Com base nos resultados obtidos pode-se concluir que:

- A análise dimensional, apesar de ser uma técnica relativamente simples, permite a estimação da equação de Taylor, sem apresentar erros significativamente maiores que o apresentado pela técnica de otimização de ensaios.
- Valores elevados de erro relativo são verificados para ambas as técnicas analisadas, principalmente em valores elevados de desgaste, que ocorre devido às características próprias do fenômeno, como a remoção da camada de revestimento e geometria irregular do desgaste.
- Os resultados mostram a dificuldade de obter um modelo matemático associado à vida da ferramenta e justificam a tentativa de se obter equações que correspondam melhor aos valores experimentais.
- As equações obtidas não apresentaram bons resultados no que se refere à predição do fim de vida da ferramenta, porém se mostraram eficientes na classificação de usinabilidade dos diferentes materiais.

#### 5. – Referências Bibliográficas

- dos Santos, A. L. B. 1996, “Otimização de Ensaios Utilizados na Determinação dos Coeficientes da Equação de Taylor Expandida”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- Carneiro, F. L. 1996, “Análise Dimensional e Teoria da Semelhança de Modelos” 2ª edição Ed. UFRJ Rio de Janeiro.
- Lourenço, C. J., 1996, “A Usinabilidade do Aço Inoxidável Austenítico ABNT 304, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.



- Machado, A. R., da Silva, M. B., 1998, “Usinagem dos Metais” Ed. UFU Uberlândia.
- Milan, J. C. G., 1999 “Usinabilidade de Aços para Matrizes de Injeção de Plásticos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- Murphy, G., 1984 “Similitude in Engineering” The Ronald Press Company New York.

# SOLDA A LASER EM CHAPAS FINAS DE AÇO BAIXO CARBONO

**Luiz Carlos Vicentin**  
**Maria Clara F. Ierardi**  
**Amauri Garcia**

Universidade Estadual de Campinas, Departamento de Engenharia de Materiais, CP 6122,  
13083-97, Campinas, SP, Brasil. E-mail vicentin@fem.unicamp.br

## Resumo

Foi utilizado um laser pulsado de Nd:YAG para a produção de blanks de aço baixo carbono soldados. Os parâmetros de soldagem adotados asseguraram um cordão de solda com penetração total em toda sua extensão. O bico de gás projetado promoveu a eliminação do plasma e a proteção do cordão de solda da oxidação. A relação entre a microdureza da zona fundida / metal base foi de 1,3. O ensaio de embutimento realizado nas chapas soldadas mostrou que houve uma redução de 9,4% na profundidade da calota em relação à chapa sem solda.

*Palavras-chave:* Solda a laser, Chapas finas, Laser pulsado, Nd:YAG.

## INTRODUÇÃO

Muitas propriedades dos materiais dependem das características estruturais dos mesmos como tamanho de grão, microestrutura dendritica, variações de composição, tensões residuais, corrosão e características que determinam o comportamento mecânico em uso. A otimização de todas estas propriedades no volume inteiro de um componente fabricado não é sempre a melhor solução. Técnicas de modificação superficial emergem como uma alternativa para o melhoramento das propriedades superficiais. Nas últimas duas décadas, modificações controladas da microestrutura ou da composição química próxima à superfície foram alcançadas com a utilização do laser (*cladding*, *alloying* e tratamento térmico no estado sólido), etc [Ierardi,1999 – Gadag,1995]. Tais modificações aumentam a vida útil e a confiabilidade dos componentes, além de prevenir a inicialização de trincas na superfície.

A soldagem a laser oferece uma combinação única de alta velocidade e precisão de soldagem e provê uma consistente integridade de soldadura e baixa distorção de calor quando comparada com soldagem convencional. Esta combinação de vantagens é particularmente atraente para a indústria automobilística, até mesmo quando comparada a outras técnicas de soldagem alternativas como solda com feixe de elétrons [Riches, 1993 - Wang, 1194]. A solda a laser é utilizada para a fabricação de componentes automotivos como: transmissão, alternadores, injetores de combustível, filtros de combustível e ar e particularmente a solda a laser de chapas finas de aço baixo carbono (*blanks*) usadas na indústria automobilística. Um *blank* inclui duas ou mais chapas finas de aço com materiais idênticos ou dissimilares, e diferentes espessuras soldadas. As vantagens principais deste processo são: método efetivo de fabricação para alguns componentes do corpo do carro, habilidade para unir materiais de espessuras diferentes, uso de material dissimilar, fusão e zona afetado pelo calor (ZTA)

estreitas, associadas com pequena distorção e o alto grau de automação [Riches, 1993 – Saunders, 1996]. Desvantagens incluem custos elevados relacionados com a preparação da solda e o equipamento de laser.

Com o aumento da potência dos equipamentos de laser de Nd:YAG e com a possibilidade em transmitir o feixe de laser por um cabo de fibra ótica é cada vez mais viável o uso do laser de Nd:YAG na indústria automobilística [Riches, 1993]. A qualidade da solda a laser depende geralmente de uma reunião de exigências, como: geometria de solda, penetração completa e pequena zona afetada pelo calor entre outras. A solda laser envolve vários parâmetros de controle como: potência, velocidade de deslocamento do feixe, desfocagem e proteção do cordão. Estes parâmetros afetarão a profundidade de penetração, forma e estrutura final da zona fundida (ZF), que em troca influenciará nas propriedades mecânicas da solda [Baysore, 1995 - Batahgy, 1997]. O objetivo do trabalho presente é estudar a estampabilidade das chapas finas de aço soldadas com laser usadas pela indústria automobilística.

## PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### Materiais

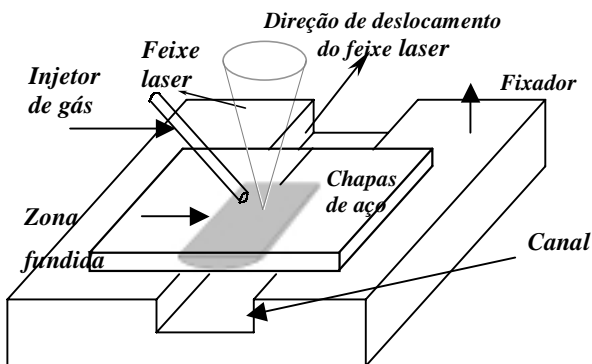
As chapas de aço baixo carbono utilizadas para a confecção dos *blanks*, com composição química descrita na Tabela I, podem ser classificadas como EEP (estampagem extraprofunda, resistente ao envelhecimento) de acordo com a norma NBR5915/1984.

Foram preparados corpos de prova com as chapas de aço com espessura de 1 mm, largura de 40 mm e comprimento de 150 mm, sendo que uma de suas laterais foi usinada para que as mesmas tivessem um bom contato. Este contato proporcionou um *GAP* entre os corpos de prova menor que 0,1 mm, o que não interferiu na qualidade do cordão de solda pela falta de material. Na Figura 1 é visualizado o suporte desenvolvido para a fixação das chapas. O suporte mostrou-se eficiente, pois as chapas soldadas não apresentaram distorções.

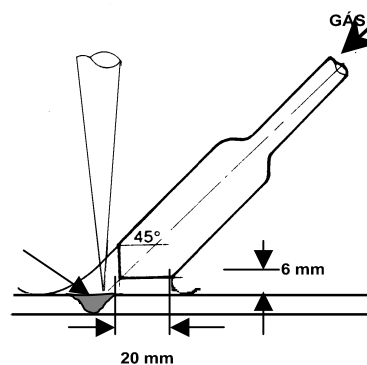
Para prevenir a contaminação e eliminação do plasma utilizou-se o gás argônio, com vazão de 20 l/min, através de um bico injetor como se pode observar na Figura 2, mantendo-se assim a qualidade da solda.

**Tabela I – Composição química do aço (wt %).**

%C	%S	%Mn	%Si	%P
0,08	0,010	0,21	0,13	0,019



**Figura 1 – Suporte de fixação.**



**Figura 2 – Bico injetor de gás.**

### ***Fonte laser***

Um laser pulsado de Nd:YAG com potência média de 300 W, pertencente ao CTM em São Paulo, foi utilizado para a realização deste trabalho. Os parâmetros de operação do laser adotados para a realização dos experimentos estão descritos na Tabela II.

**Tabela II - Parâmetros de soldagem.**

Intensidade do pulso	14 J
Duração do pulso	3,5 ms
Desfocagem	0 mm
Distância focal da lente	150 mm
Diâmetro do feixe laser	0,6 mm
Velocidade de soldagem	4,8 mm/s
Frequência de pulsação	20 Hz
Sobreposição	80 %

### ***Microscópio óptico e eletrônico de varredura***

Depois de soldados os corpos de prova foram submetidos a cortes transversais na direção de soldagem. Foram examinadas as microestruturas da região fundida e ZTA, através do microscópio óptico e microscópio eletrônico de varredura (MEV). A microdureza transversal ao cordão de solda foi analisada através do medidor de microdureza com carga de 20g acoplado ao Microscópio Óptico *Neophot 32*.

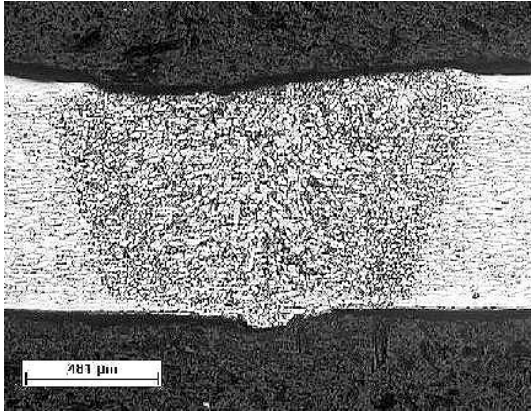
### ***Estampabilidade***

O ensaio de embutimento consiste em deformar, com um penetrador provido de um extremo esférico, um corpo de prova com lubrificante recomendado pela norma ASTM E 643-84. O corpo de prova é preso a uma matriz e a um anel de fixação, até ocorrer o início da ruptura e neste momento, determina-se a profundidade da calota produzida. Foram realizados seis ensaios para a determinação do índice de embutimento (IE).

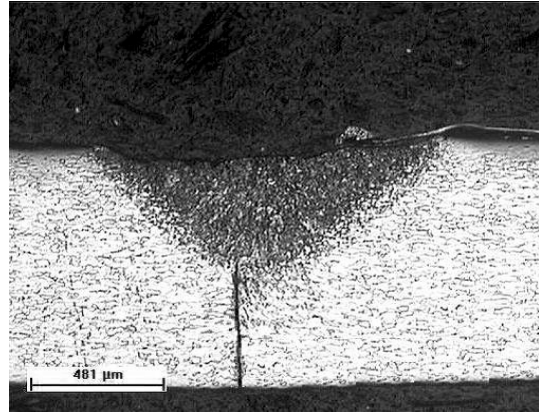
## **RESULTADOS E DISCUSSÕES**

A avaliação da qualidade da solda baseou-se na análise de profundidade de penetração total da zona fundida e superfície do cordão de solda. Na Figura 3 é apresentada uma micrografia da secção transversal do cordão de solda obtido com os parâmetros da Tabela II. Pode ser visto que o desenvolvimento do cordão de solda é essencialmente simétrico sobre o eixo do feixe laser. A velocidade de deslocamento do feixe laser pode ser considerada baixa, devido às limitações do equipamento utilizado. A profundidade de penetração diminui nitidamente com variações na intensidade e duração do pulso. Uma redução de cerca de 50% foi observada quando a intensidade do pulso foi diminuída para 10 J e a duração do pulso foi aumentada para 4 ms, como pode ser visto em Figura 4.

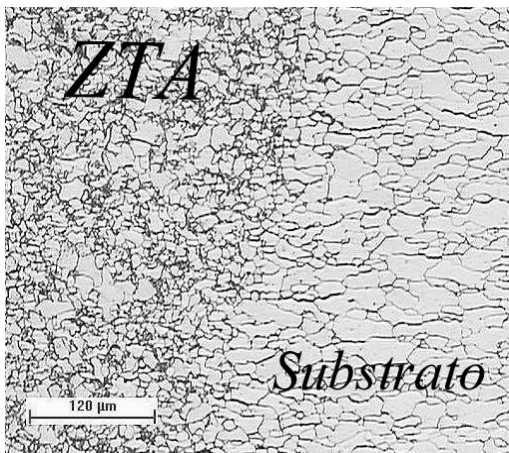
Na Figura 5 é observada uma micrografia típica de soldagem a laser. Na Figura 5a, interface metal base / ZTA, visualiza-se claramente os grãos de ferrita alongados na direção da laminação a frio, como também a microestrutura recozida da ZTA, que consiste em grãos de ferrita com carbonetos nos limites de grão. A microestrutura da ZF, mostrada na Figura 5b, é constituída essencialmente de ferrita fina acicular e bainita.



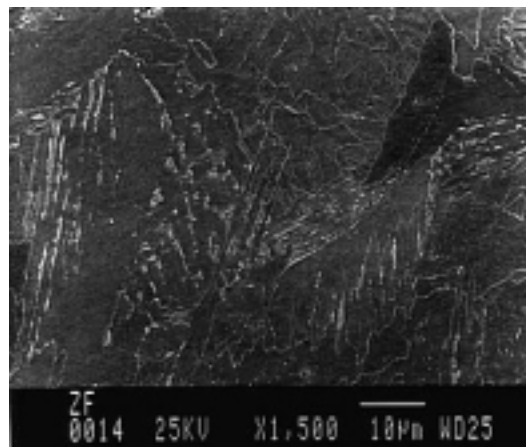
**Figura 3 - Micrografia da secção transversal do cordão de solda a laser, parâmetros de soldagem da Tabela II.**



**Figura 4 - Micrografia da secção transversal do cordão de solda a laser, parâmetros de soldagem da Tabela II, alterando-se a intensidade (10 J) e duração (4 ms) do pulso.**



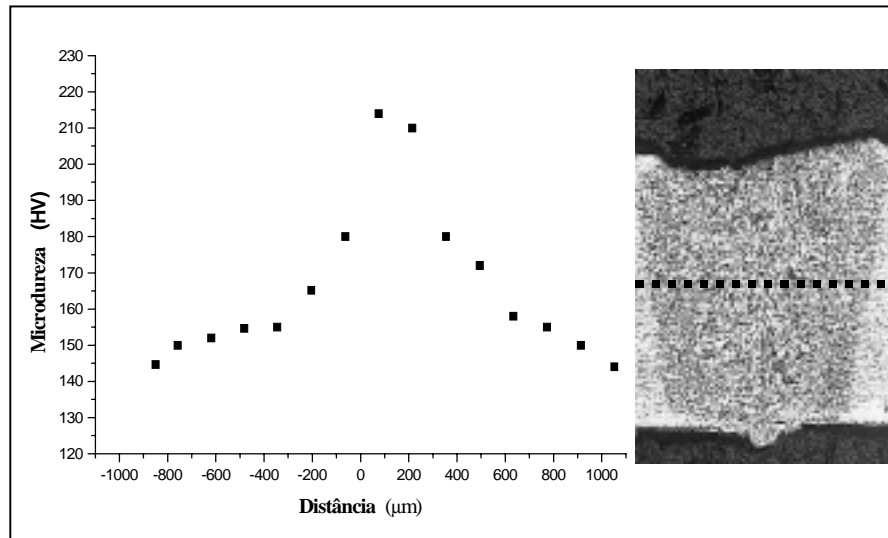
a)



b)

**Figura 5 – Micrografia de solda a laser: (a) material base e zona afetada pelo calor (ZTA) e (b) zona fundida (ZF).**

Para caracterizar a largura da zona de solda, a microdureza foi medida ao longo da secção transversal, com resultados típicos apresentados na Figura 6. Os dados informados são a média de quatro resultados individuais. Valores até 30% maiores que a dureza encontrada no substrato (150 - 160 HV) foram medidos na zona de fusão da solda. Medidas de microdureza ao longo de uma linha vertical no centro da zona de fusão indicaram que o valor máximo observado (aproximadamente 200 HV) é essencialmente constante ao longo da solda. A plasticidade das partes soldadas a laser pode ser avaliada pela relação entre zona fundida / metal base e, de acordo com a literatura, uma relação máxima de 2,0 foi estabelecida como aceitável [Baysore, 1995] (no caso presente esta relação é aproximadamente 1,3).



**Figura 6 - Microdureza típica em soldas a laser.**

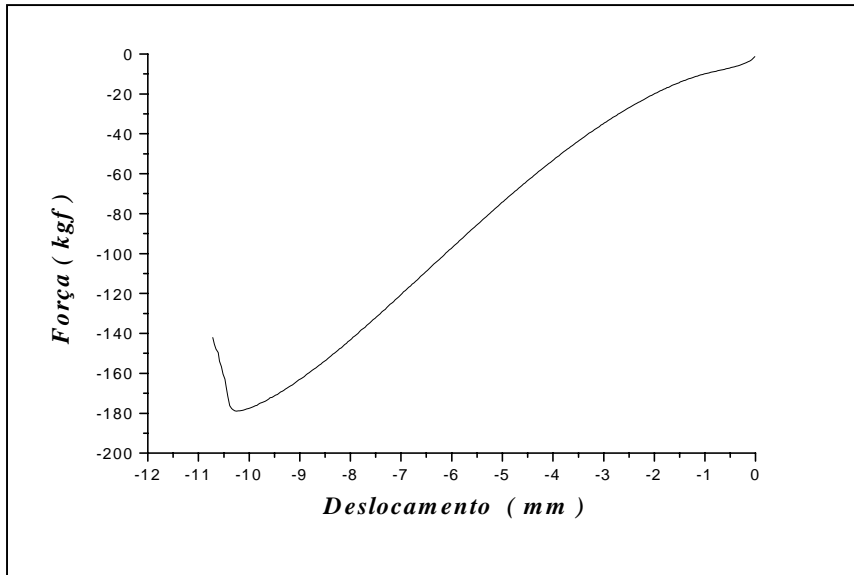
### ***Estampabilidade***

O resultado obtido nos ensaios de estampabilidade por estiramento *Erichsen* é apresentado de acordo com a norma ASTM E 643-84 e visualizado na Tabela III. Na Figura 7 pode-se visualizar o gráfico de um dos ensaios de *Erichsen* realizados neste trabalho. Este gráfico determina o índice de embutimento para um dos testes executados. Na Figura 8 visualiza-se a ruptura das chapas soldadas quando submetidas ao ensaio de embutimento.

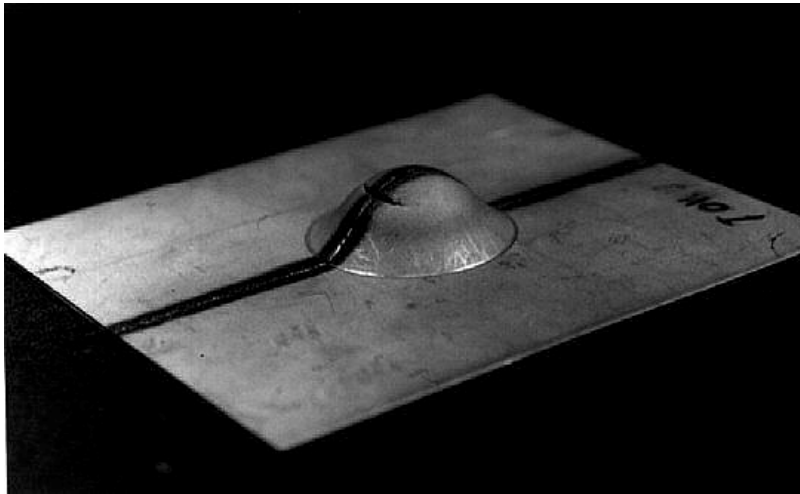
**Tabela III - Resultado obtido no ensaio *Erichsen***

Identificação do material	Chapas de aço baixo carbono EEP
Espessura	1 mm
Método da determinação de ruptura	Computadorizado
Numero de teste	6
Tipo de lubrificação	NIKAL
Valor médio do IE sem solda	11,06 mm
Valor médio do IE	10,02 mm
Carga média máxima (se souber)	170 kgf
Força nos corpos de prova	Proporcional
Força de fixação nos corpos de prova (se souber)	não

A profundidade da calota foi diminuída 9,4% pela presença do cordão de solda a laser (não soldadas 11,06 mm e soldadas 10,02 mm). Esta redução em ductilidade exibida pelas chapas soldadas pode ser considerada aceitável em termos de conformação. Nos ensaios de embutimento realizados observou-se que a ruptura nos corpos de prova ocorreu transversalmente ao cordão de solda, como mostrado na Figura 8.



**Figura 7 – Curva característica do deslocamento do penetrador durante testes de estampabilidade.**



**Figura 8 - Calota resultante do ensaio de embutimento.**

## CONCLUSÃO

O laser de Nd:YAG utilizado nos ensaios de solda produziu *blanks* com qualidade e alcançou uma penetração completa do cordão. O bico injetor de gás proveu a supressão do plasma e protegeu o cordão de solda contra a oxidação. A microdureza observada ao longo da secção soldada apresenta uma relação de dureza, zona fundida / metal base de 1,3, indicando que a plasticidade está de acordo com a relação aceitável sugerida na literatura. O ensaio de deformação usado para avaliar a plasticidade indicou uma redução de 9,4% na profundidade da calota pela presença da solda de laser.

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- Akgun, O. V. e O. T. Inal, *J. Mater. Sci.*, **30**, 6097 (1995)
- Batahgy, A. M., *Materials Letters*, **32**, 155 (1997)
- Baysore, J. K., M. S. Williamson, Y. Adonyi and J. L. Milian, *Welding Research Supplement*,
- Gadag, S. P., Srinivasan, M. N. and Mordike, B. L., *Mater. Sci. Eng.*, **A196**, 145 (1995)
- Ierardi, M. C., A. Garcia, A. R. Costa and R. Vilar, *Lasers in Eng.*, **9**, 47 (1999)
- Riches, S. T., *Welding and Metal Fabrication*, 79, March (1993)
- Saunders, F. I. and R. H. Wagoner, *Metall. Mater. Trans.*, **27 A**, 2605 (1996)
- Postacioglu, N., P. Kapadia and J. M. Dowden, *J. Phys. D: Appl. Phys.*, **30**, 2304 (1997)  
345, October (1995)
- Yoshida, M., Y. Yamasaki, S. Kabasawa and M. Ono, *NKK Technical Review*, **No. 72**, 28
- Wang, P. C. and K. M. Ewing, *Welding Research Supplement*, 210, September (1994)  
(1995)



# **ESTUDO DO EFEITO DA DIREÇÃO DE SOLDAGEM E DO ENTALHE NA ENERGIA ABSORVIDA NO ENSAIO DE IMPACTO CHARPY DE CORDÕES DE SOLDA**

**Alexandre Gondim Pereira**

**Alexandre Queiroz Bracarense**

Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: [gondim@demec.ufmg.br](mailto:gondim@demec.ufmg.br)

## **Resumo**

Dentre os vários ensaios mecânicos existentes, o ensaio de impacto Charpy tem sido muito utilizado para avaliar metais de solda. Neste ensaio, geralmente são utilizados corpos de prova de tamanho padrão e extraídos de depósitos de passes múltiplos. Já outros pesquisadores, têm escolhido corpos de prova de tamanho reduzido e extraídos de depósitos de passes simples. Este trabalho foi realizado para verificar o efeito da direção de solidificação e do entalhe na energia absorvida durante o ensaio de impacto de corpos de prova de tamanho reduzido e, posteriormente, de tamanho padrão. Cordões de solda foram depositados em chanfro e os corpos de prova foram extraídos para o ensaio de impacto Charpy. Os resultados mostraram que corpos de prova com entalhe na direção contrária à direção de soldagem apresentaram energia absorvida, em média, 10% superior àqueles com entalhe na direção de soldagem, para corpos de prova de ambos os tamanhos.

**Palavras-chave:** Ensaio de impacto Charpy, Solidificação em soldagem.

## **1 INTRODUÇÃO**

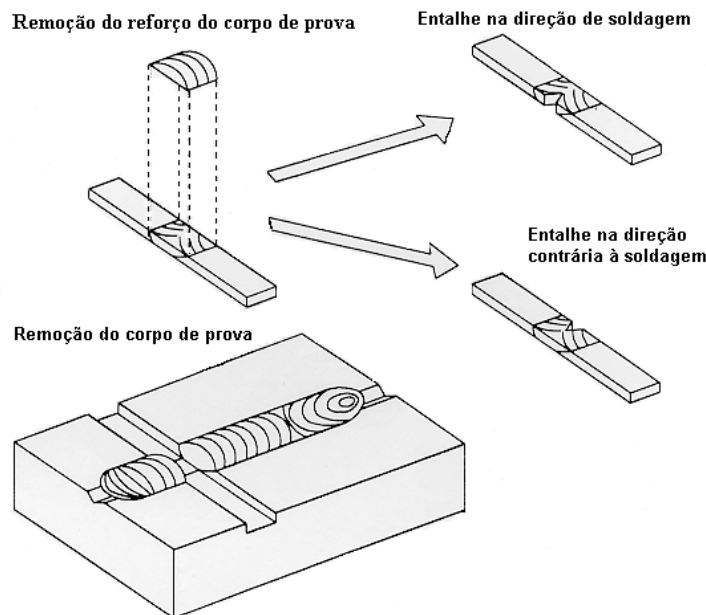
Muitos tipos de ensaios e análises são utilizados para determinar o comportamento dos materiais sob solicitações dinâmicas. Dentre estes ensaios, um dos mais utilizados é o ensaio de impacto em barras entalhadas. Os ensaios de impacto são normalizados e dentre as diversas modalidades destaca-se o ensaio do tipo Charpy.

Tendo em vista a importância que o ensaio de impacto Charpy tem no campo da soldagem e também pelo fato dele estar sendo vastamente utilizado para a caracterização de metais de solda, acredita-se que uma avaliação sistemática do efeito da direção do entalhe e da direção de soldagem na energia absorvida durante o ensaio de corpos de prova de impacto Charpy seja de grande importância.

Os resultados desta pesquisa são úteis principalmente para estabelecer critérios mais precisos na escolha adequada do tamanho do corpo de prova a ser utilizado, e também para chamar a atenção para os valores ou comparações entre os valores que estão sendo utilizados, os quais podem estar comprometidos ou podem comprometer a qualidade do metal de solda.

Apesar deste tipo de ensaio apresentar muitas facilidades na sua execução, tais como rapidez e baixo custo, ele fornece informações limitadas a respeito do comportamento mecânico dos materiais. Em vista disto, tem-se procurado desenvolver testes de impacto instrumentalizados que possam fornecer um número maior de informações.

O objetivo desse trabalho é de verificar o efeito da direção de solidificação e do entalhe na energia absorvida durante o ensaio de impacto de corpos de prova de tamanho reduzido e, posteriormente, de tamanho padrão. Pela figura 1, é possível observar como é feito a retirada dos corpos de prova e a confecção do entalhe.



**Figura 1** – Remoção do corpo de prova e confecção do entalhe

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução

Por muitos anos o teste de impacto Charpy vem sendo utilizado pela comunidade científica como teste de aceitação de produtos de aço, principalmente para controle de qualidade na verificação da resistência à fratura frágil.

Na área de soldagem, apesar do teste ser extremamente utilizado como critério para comparação entre metais de solda produzidos por diferentes condições de soldagem e/ou diferentes composições químicas quanto à fratura a diferentes temperaturas e, conseqüentemente, como critério para escolha de metal de base e de adição que sejam compatíveis para uma determinada aplicação [1,2], pouca atenção tem sido dada às principais variáveis inerentes ao próprio processo de soldagem e que podem afetar os resultados do teste [3-5].

### 2.2 Ensaio de Impacto

Basicamente, os ensaios de impacto consistem em criar um entalhe em um corpo de prova do material que se deseja analisar, com a finalidade de localizar o ponto no qual se deseja a ruptura e produzir assim, um estado triaxial de tensões. Este corpo de prova é submetido a um impacto produzido por um martelo pendular. Após a ruptura do corpo de prova, o pêndulo sobe até uma altura que é inversamente proporcional à energia absorvida

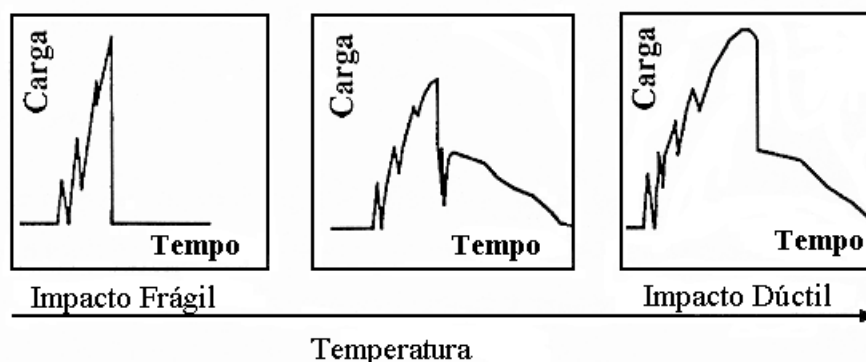
pela fratura. Esta energia é lida diretamente em um mostrador (dial) calibrado da máquina de ensaio.

Neste tipo de ensaio, os dados não fornecem, necessariamente, indicações precisas sobre o comportamento do material quando submetido ao impacto, uma vez que o único resultado quantitativo é a medida de energia absorvida. Utiliza-se ainda, a observação da superfície da fratura, para se determinar se a fratura é dúctil ou frágil, ou uma mistura destas duas. A superfície da fratura frágil possui elevada refletividade e, conseqüentemente, aparência brilhante, enquanto que a superfície da fratura dúctil é fibrosa (composta de pequenas cavidades, *dimples*) e absorve a luz incidente, tendo assim, uma aparência escura e fosca. Informações adicionais, com valores dos vários componentes de tensões existentes, não são possíveis de serem obtidos nestes ensaios convencionais.

Tendo em vista as limitações do ensaio Charpy convencional, procurou-se nas últimas duas décadas desenvolver algum tipo de instrumentação, com a finalidade de permitir a obtenção de um maior número de informações. Basicamente, todos os sistemas desenvolvidos consistem em criar uma célula de carga que mede a reação do corpo de prova durante impacto e registrar estas medidas em um gráfico de carga versus tempo ou energia versus tempo.

Uma das informações que pode ser obtida através do formato da curva de carga versus tempo é uma noção do tipo de fratura no corpo de prova. A figura 2 mostra os vários formatos de curvas que ocorrem para um material genérico que tem seu comportamento variando de frágil para dúctil.

Outra informação importante que pode ser extraída dessas curvas é a possibilidade de decomposição de energia total absorvida pelo corpo de prova em outros dois valores de energia: energia para iniciação ( $E_i$ ) e energia para propagação ( $E_p$ ) de trinca. A energia para iniciação de trinca é a que corresponde à área sob a curva do instante inicial do impacto até o ponto de carga máxima e a energia para propagação de trinca é a que correspondente à área sob a curva deste ponto até o final do impacto. Estes valores dão uma dimensão muito maior para o conhecimento das propriedades do material sob impacto, criando-se melhores condições para se prever o comportamento do material.



**Figura 2** - Curvas esquemáticas de carga versus tempo, mostrando a transição de um impacto frágil para um impacto dúctil [10] .

### 3 MATERIAIS E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.

Para garantir o repetibilidade de resultados, além do completo domínio sobre as variáveis de soldagem, o processo GMAW (*gas metal arc welding*) foi utilizado. Para manter a repetibilidade e homogeneidade dos cordões de solda, o equipamento de

soldagem foi acoplado a um sistema mecanizado, responsável pelo deslocamento da tocha de soldagem, a qual permitiu garantir constância na velocidade de soldagem e *stick-out*.

Para a realização das soldagens foram feitos testes preliminares a fim de determinar as condições de soldagem que melhor favoreciam o aparecimento acentuado de crescimento colunar de grãos nos cordões de solda a partir do crescimento epitaxial. A partir de análises metalográficas dos cordões de solda, definiu-se a melhor combinação de parâmetros para a soldagem das chapas que estão mostradas na tabela 1, respectivamente para soldagem das chapas para extrair CP's de tamanho reduzido e de tamanho padrão.

Como metal de base utilizou-se o aço 1020 de baixo teor de carbono, não impedindo que o estudo seja futuramente estendido para outros materiais. Para o depósito de cordões de solda, no caso dos corpos de prova de tamanho reduzido, foram preparadas chapas de 8 mm de espessura, 145 mm de largura e 250 mm de comprimento. Em cada chapa foi feito um chanfro de 60° com 5 mm de profundidade no sentido longitudinal, paralelo a direção de laminação. No caso de corpos de prova de tamanho padrão, foram preparadas chapas com 12,7 mm de espessura, 32 mm de largura e 250 mm de comprimento. O ângulo de bisel escolhido foi 45°, de tal forma que quando unidas topo a topo, as chapas formassem um chanfro em “V” de 90°. O nariz do chanfro foi de 1 mm.

Executadas as soldas, a direção de soldagem foi marcada nas chapas. O início e o final do cordão de solda (cratera) foram descartados, o reforço das chapas foi retirado e a espessura das chapas foi reduzida à 2,8 mm, no caso dos corpos de prova de tamanho reduzido e para 10,8 mm, no caso de corpos de prova de tamanho padrão.

Os corpos de prova foram confeccionados segundo Norma ASTM E-23 [6], tipo C (entalhe em V) e com as dimensões de 55x10x10 mm (no caso dos corpos com tamanho padrão - extraídos de passes múltiplos) e 55x10x2,5 mm (no caso de corpos com tamanho reduzido - extraídos de passes simples). De cada chapa, tentou-se extrair o maior número possível de corpos de prova. Cada corpo de prova levou uma identificação da posição em que foi retirado da chapa e da direção de soldagem.

**Tabela 1** -Parâmetros utilizados na soldagem das chapas para extração de corpos de prova.

<b>Corpos de prova de tamanho reduzido – Passe único</b>					
<b>Parâmetros variados</b>					<b>Valores constantes</b>
Corrente (A)	Voltagem (V)	Stick Out (mm)	Velocidade (mm/s)	Velocidade do arame (m/min)	Vazão do gás: 12 l/min Argônio+16% CO <sub>2</sub> +2% O <sub>2</sub> Arame: ER70S6 com 1,2 mm de diâmetro
250	30	10	3,7	5,8	
<b>Corpos de prova de tamanho padrão – Múltiplos passes</b>					
<b>Parâmetros que foram variados</b>					<b>Valores constantes</b>
Corrente (A)	Voltagem (V)	Stick Out (mm)	Velocidade (mm/s)	Velocidade do arame (m/min)	Vazão do gás: 12 l/min Argônio + 20% CO <sub>2</sub> Arame: ER70S6 com 0,8 mm de diâmetro
130	30	10	3.13	8,22	

Os corpos de prova foram atacados com uma solução de nital de 2% para determinar a posição exata do cordão de solda. Com o cordão revelado, realizou-se os entalhes utilizando uma brochadeira. Os entalhes obedeceram a seguinte distribuição: para os CP's com numeração ímpar, o entalhe foi feito na direção contrária à de soldagem e para os CP's com numeração par, o entalhe foi feito na mesma direção de soldagem. A forma com que foram feitos os entalhes, fez com que eles abrangessem uma mesma região do

cordão. Este procedimento ajudou a minimizar diferenças de um corpo de prova para o outro, permitindo a comparação entre os corpos de prova sucessivos.

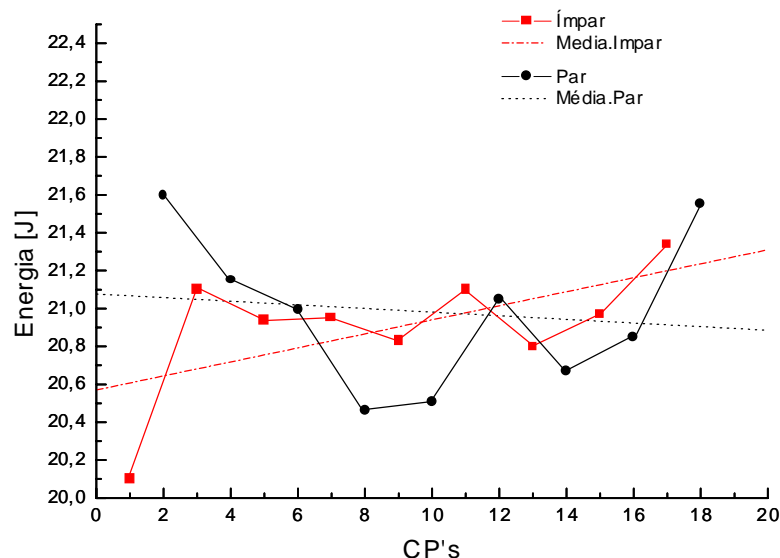
Para o ensaio dos corpos de tamanho reduzido foi utilizada uma máquina de capacidade reduzida, de até 30 J. Para o ensaio dos corpos de tamanho padrão foi usada uma máquina de ensaio Charpy marca AMETEK, de capacidade máxima de 325 J, modelo PI-2. Além das máquinas serem diferentes em tamanho, a utilizada para ensaiar os corpos de tamanho padrão é instrumentalizada. As condições de ensaio foram: temperaturas de 23°C e abertura do suporte de 40 mm. O ensaio foi feito a uma temperatura ambiente porque não se desejava verificar a faixa de temperatura de transição e sim, o efeito da direção do entalhe em relação a direção de soldagem.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Corpos de Prova com Tamanho Reduzido

Os valores da energia absorvida pelos corpos de prova de tamanho reduzido no ensaio de impacto Charpy estão apresentados na figura 3. Vale ressaltar que os corpos de prova com numeração par tiveram seus entalhes feitos na direção de soldagem e os de numeração ímpar tiveram seus entalhes na direção contrária à de soldagem.

Pela forma que foram feitos os entalhes é possível comparar os valores de energia absorvida dos CP's 1 e 2, 3 e 4, 5 e 6, 7 e 8, 9 e 10, 11 e 12, 13 e 14, 15 e 16, 17 e 18. A observação da figura confirma que existem diferenças entre os valores da energia absorvida pelos corpos de prova com entalhes nas diferentes direções. Como esperado, os valores de energia absorvida são, em média, até 10% maiores para os corpos de prova com entalhe na direção oposta a de soldagem. Nos CP's 1 e 2, os valores de energia refletem um padrão diferente do observado. Este fato pode ser previsto quando se analisa as condições da placa no momento da soldagem. Como estes CP's foram retirados próximo do início da solda ou da região feita quando a placa ainda está fria, a rápida perda do calor para o metal de base pode ter dado origem a uma microestrutura diferente da desejada.



**Figura 3** – Valores médios de energia absorvida pelos corpos de prova de tamanho reduzido no ensaio de impacto Charpy.

A análise da fratura dos corpos de prova com entalhes em diferentes direções (figura 4) revela que existe uma diferença entre as superfícies das fraturas. Os corpos de

prova com entalhe na direção contrária à de soldagem (figura 4a) revelaram uma superfície de fratura com aspecto mais rugoso (áspero) enquanto que os corpos de prova com entalhe na direção de soldagem (figura 4b) revelaram um superfície mais polida. Estes resultados novamente confirmam os resultados obtidos no ensaio, reforçando a evidência de que a direção de soldagem e do entalhe podem mascarar os valores do ensaio.

## 4.2 Corpos de Prova com Tamanho Padrão

Como já foi dito anteriormente, a segunda etapa do projeto foi feita usando uma máquina de ensaio Charpy instrumentalizada. Com isto conseguiu-se obter curvas de energia absorvida em função do tempo em vez de valores fornecidos pelo dial da máquina.

A forma das curvas encontradas revelam que a fratura em todos os corpos de prova foi do tipo dúctil. O perfil das curvas encontradas para cada corpo de prova é compatível com o esperado para o aço 1020, mesmo a fratura sendo numa região solda.

De um modo geral, pode-se notar que as curvas para corpos de prova com entalhe na direção contrária à de soldagem são bastante parecidas com aquelas para corpos de prova com entalhe na direção de soldagem, diferenciando apenas nos valores de energias. Os corpos de prova ímpar apresentam uma área abaixo da curva maior do que dos corpos de prova pares, indicando que o primeiro absorve mais energia que o segundo. Outras indicações são os valores de cargas máximas e cargas no final da propagação da trinca, os corpos ímpares apresentam cargas máximas e cargas no final da propagação maiores que os corpos pares.

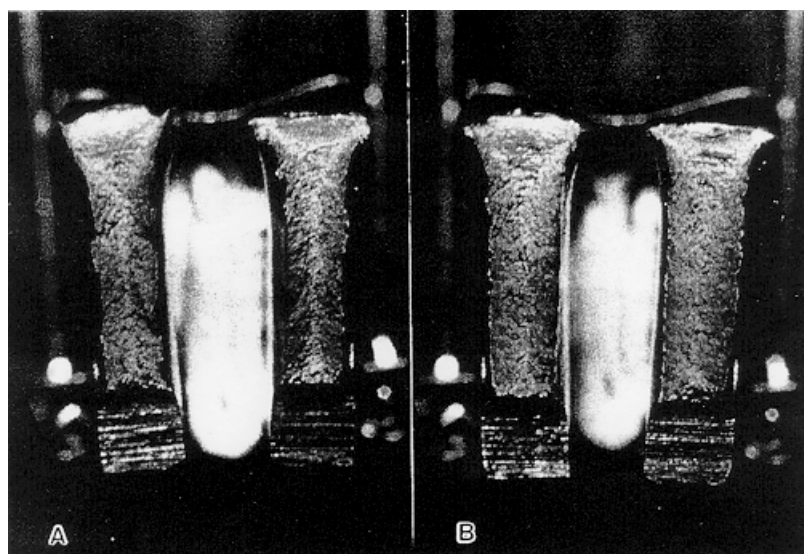
O gráfico da figura 5 mostra a variação estatística de todos os corpos de prova. Cada ponto no gráfico corresponde a uma média dos valores das energia alcançadas nas quatro placas para uma mesma posição na placa. Com a curva de regressão linear, pode-se verificar que o valor do coeficiente de correlação linear (R) e o valor de desvio padrão (SD) foram de:

$R = 0.9082$	$SD = 2.70687$
--------------	----------------

para valores da curva referentes aos corpos de prova com entalhe na direção contrária à de soldagem, e de:

$R = 0.97739$	$SD = 2.50249$
---------------	----------------

para valores da curva referentes aos corpos de prova com entalhe na direção de soldagem. Com base nesses valores pode-se verificar que houve pouca dispersão dos valores.



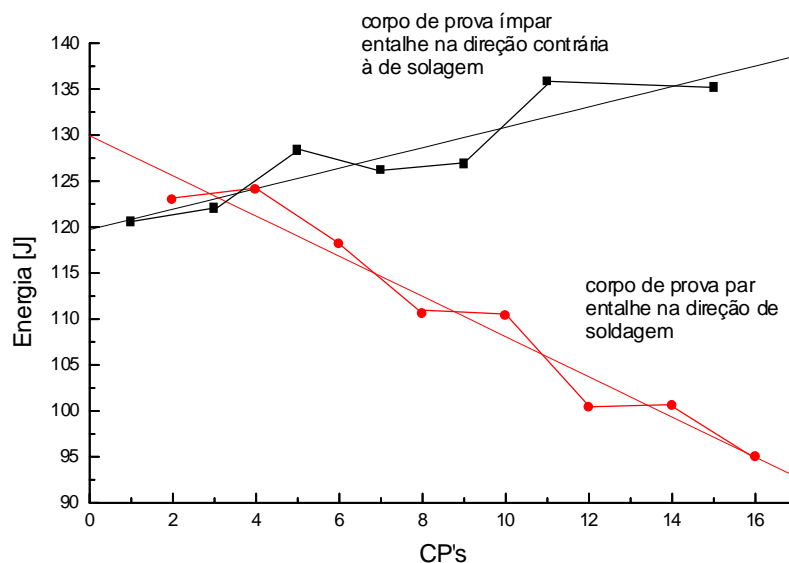
**Figura 4** – Vista da superfície de fratura de corpos de prova com entalhe na direção contrária à de soldagem (a) e na direção de soldagem (b).

No gráfico da figura 5, pode-se verificar que realmente ocorre um aumento de diferença dos valores de energia a medida que caminha-se ao final da chapa.

Este fenômeno de aumento da diferença entre os valores de energia à medida que se chega ao final da chapa, talvez seja devido à evolução dos campos de temperatura ao longo do cordão de solda durante a soldagem. No começo da soldagem a taxa de resfriamento é maior e portanto tem-se grãos colunares menores e no final eles são maiores, facilitando a discrepância de energia

No início da chapa tem-se um maior número de grãos equiaxiais e grãos colunares menores, já no fim do cordão estas quantidades se invertem. A trinca, no início da chapa, propaga-se por entre os grãos equiaxiais, tanto nos corpos pares quanto nos ímpares. Em direção ao fim da chapa a quantidade de grãos colunares aumenta e com isso, nos corpos pares (entalhe na direção de soldagem), a energia tende a diminuir, certamente devido ao fato da trinca se propagar numa direção facilitada pela orientação dos grãos colunares. Já os corpos ímpares (entalhe na direção contrária à de soldagem), a trinca tende a se propagar numa direção contrária à orientação dos grãos colunares, resultando com isso num aumento da energia absorvida.

As figuras 6a e 6b comparam as superfícies de fratura de dois corpos de prova, um par e um ímpar (CP's 14 e 15 da placa 01), respectivamente. Através de inspeção visual pode-se notar que na superfície de fratura dos corpos pares, aparece com mais frequência uma região brilhante, indicada por uma seta, indicando provavelmente a propagação da trinca contornando os grãos colunares intergranulares. Deve-se ressaltar que se a região brilhante observada no CP 14 for um defeito de soldagem, ele apareceria no CP seguinte, o que não aconteceu.



**Figura 5** - Curva de valores médios de energia versus CP's para todas as placas

Esta observação pode ser explicada pelo fato da trinca tender a acompanhar os contornos de grãos colunares, absorvendo menos energia. Nos corpos ímpares, onde a direção do entalhe é contrária à direção de soldagem a trinca tem tendência a penetrar os grãos (transgranular) absorvendo mais energia. O plano brilhante, quando aparece nesses corpos de prova é menos evidente que nos corpos de prova pares.

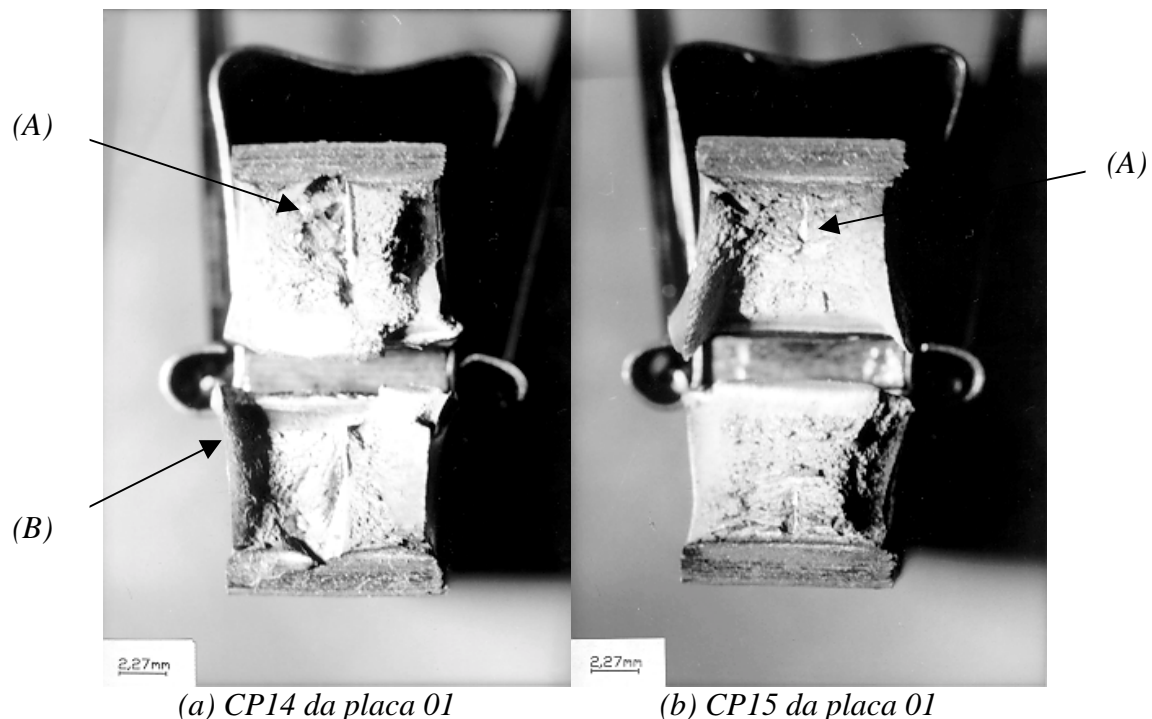
Na formação desses planos brilhantes, há uma tendência de que eles fiquem mais evidentes em direção ao fim das chapas, ou seja, nos corpos de prova com numeração maior. Isso talvez possa ser explicado pela formação de uma microestrutura mais grossa no final do cordão de solda devido ao aumento dos campos de temperatura. Observou-se

também a ocorrência da formação de “orelhas” nas superfícies fraturadas, indicadas por setas na figura 6. Nos corpos ímpares, essas “orelhas” são mais bem formadas e localizam-se em uma das metades do corpo de prova. Nos corpos de prova pares, elas não são tão bem definidas e, na maioria das vezes, cada “orelha” aparece em uma das superfícies.

## 5 CONCLUSÕES

Os resultados obtidos corresponderam ao esperado. Tanto nos corpos de prova de tamanho reduzido, onde foram utilizados passes simples, quanto nos corpos de prova de tamanho padrão, onde foram utilizados passes múltiplos, encontrou-se os maiores valores de energia absorvida nos corpos de prova com entalhe na direção contrária a de soldagem.

Em média, o valor de energia absorvida para corpos de prova com entalhe na direção contrária à de soldagem, podem apresentar valores até 10% maior do que os corpos de prova com entalhe na direção de soldagem. Sugere-se então que na preparação de corpos de prova, de ambos os tamanhos estudados nesse trabalho, utilize-se como prática colocar os entalhes na direção de soldagem, pois esta é a condição de menor energia, portanto mais crítica.



**Figura 6** - Superfície de fratura dos corpos de prova. (A) Região brilhante e (B) “orelha” conforme comentado no texto.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Xi, W., “A Mathematical Treatment for Impact Test”, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol 52, N° 2, pp 199-204, 1995.
- [2] S. Kou, “Welding Metallurgy”, *John Wiles & Sons*, 1987.
- [3] Siewert, T. A. e Vigliotti, D. P. , “The Effect of Charpy V-Notch Striker Radii on the Absorbed Energy”, *Pendulum Impact Machines: Procedures and Specimens for Verification*, ASTM STP 1248, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1995.



- [4] Fink, D.A., “Quantitative Comparison and Evaluation of Various Notch Machining Methods and How They Affect ASTM E 23 and ISO R442 Testing Equipment Results”, *Charpy Impact Test: Factors and Variables*, ASTM STP 1072, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1990.
- [5] Lowe, A.I., “Factors Influencing Accuracy of Charpy Impact Test Data”, *Symposium on Charpy Impact Test: Factors and Variables*, ASTM STP 1072, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1990.
- [6] “E 23-93a Standard Test Method for Notch Bar Impact Testing Of Metallic Materials”, *ASTM Standards*.
- [7] J. F. Lancaster. “Metallurgy of Welding”, 5th Edition, *Chapman & Hall*, 1993.
- [8] ASM, “Welding, Brazing and Soldering”, *Metals Handbook*, Vol 6, American Society for Metals, 1994.
- [9] K Easting, “Introduction to the Physical Metallurgy of Welding”, 2<sup>nd</sup> Edition, Butterworth – Heinemann, 1992.
- [10] Quinan, M. A. D., Análise de Ensaio Instrumentado de Impacto Charpy, Universidade Federal de Minas Gerais, Dissertação de Mestrado N° 89 , Belo Horizonte, 1996, 98p.

# PROCESSAMENTO DIGITAL DO SINAL DE EMISSÃO ACÚSTICA PARA A DETECÇÃO DA QUEIMA NO PROCESSO DE RETIFICAÇÃO

**Paulo R de Aguiar**

Departamento de Engenharia Elétrica – FE

Unesp – Bauru – SP – aguiarpr@bauru.unesp.br

**Peter Willett**

**Zhen Wang**

Electrical and Systems Engineering Department

U-157, University of Connecticut

Storrs, CT 06269, USA– willett@enr.uconn.edu

**John Webster**

Unicorn International Grinding Technology Centre

Tuffley Crescent, Gloucester, GL1 5NG, U.K.

## Resumo

O emprego de sinais de emissão acústica (EA) no monitoramento de processos de fabricação vem se tornando cada vez mais frequente, e um número considerável de artigos tem sido publicado a esse respeito nos últimos cinco anos. Isto se deu em virtude do método direto baseado em técnicas de EA ser aplicável no monitoramento de diversos fenômenos ocorridos durante as operações de usinagem utilizando um único sensor. Porém, um grande desafio ainda é o de obter uma metodologia segura e exequível para as indústrias em determinar a ocorrência de danos causados nas peças. Nesse sentido, o presente trabalho objetivou estudar a ocorrência da queima superficial através do processamento digital dos sinais de EA, para dois tipos de materiais (aço 52100 e Inconel 718). Os ensaios foram realizados numa retificadora plana de alta performance e velocidade, com um rebolo superabrasivo. Os sinais de EA foram coletados a partir de um único sensor de EA (PAC U80D-87) montado diretamente na mesa da retificadora próximo da peça usinada. Um sistema de alta frequência de amostragem (2.56 MHz) foi utilizado para amostrar o sinal puro de emissão acústica ao invés do valor médio quadrático ou simplesmente RMS frequentemente utilizado. Os resultados obtidos mostraram indicação da ocorrência da queima no domínio da frequência, do tempo e na correlação entre as rotações do rebolo.

**Palavras Chave:** Emissão Acústica, Processo de Usinagem, Retificação, Queima, monitoramento

## 1. INTRODUÇÃO

Os processos de manufatura de precisão, especialmente a retificação, tem requerido grande habilidade de sensoriamento e experiência do operador humano para assegurar boa qualidade superficial das peças e manter as precisões à elas exigidas. A falta de operadores habilidosos nos últimos anos vem acelerando a necessidade em estabelecer sistemas de retificação autônomos que minimizem a intervenção humana (Inasaki, 1985). Muitas pesquisas tem sido conduzidas de forma a avaliar a viabilidade do uso de sistemas de sensoriamento para o controle e monitoramento nos processos de fabricação de precisão.

Os danos causados na retificação tem sido investigados por métodos de medidas, tais como força através de dinamômetros, e a potência pelo uso de células de carga e controladores eletrônicos acoplados às máquinas retificadoras, os quais são capazes de monitorar a potência

e a força no eixo árvore do rebolo. No entanto, esses sistemas ainda falham em produzir um monitoramento satisfatório e confiável dos processos e das peças fabricadas.

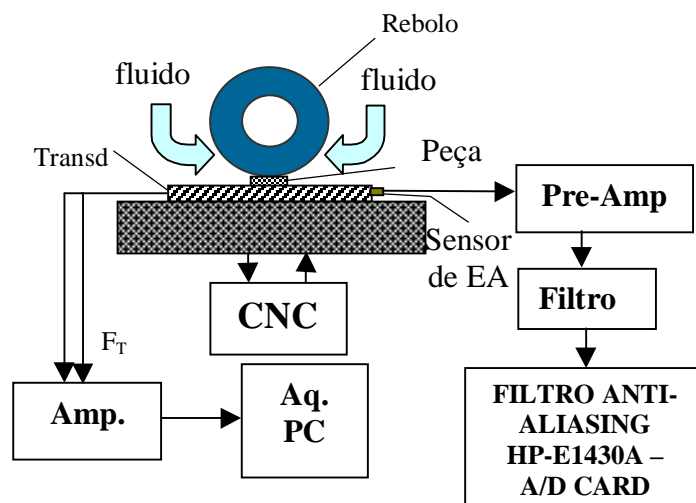
O uso da Emissão Acústica (EA) para o monitoramento e controle do processo de retificação é uma tecnologia relativamente recente (Benett, 1994), porém é muito mais sensível às variações das condições de usinagem do que as medidas de força e potência (Webster et. al, 1994), fornecendo uma técnica promissora para o monitoramento do processo. A relativa facilidade do processamento do sinal médio quadrático (RMS) de emissão acústica (AErms) tem encorajado abordagens que se utilizam desse parâmetro. Entretanto, embora o sinal AErms contenha muita informação de interesse, as operações inerentes de média envolvidas na determinação desse o faz de certo modo insensível à eventos impulsivos tais como a queima e trincas na peça (Bennett, 1994). O presente trabalho é diferenciado dos demais por investigar a queima superficial de peças no processo de retificação plana usando um conversor analógico digital de alta frequência de amostragem (2.56 MHz) acoplado com uma unidade robusta de armazenamento de dados, através do processamento do sinal puro de EA. São apresentados os ensaios definitivos realizados para dois tipos de materiais, aço 52100 e Inconel; as configurações e instrumentações utilizadas nos referidos ensaios; e os resultados de integridade superficial pós-retificação das peças usinadas. Em seguida, são apresentados os resultados a partir de diversas ferramentas de processamento de sinais utilizadas, dando-se ênfase para aquelas que são de amplitude independente, onde as características não são afetadas pela potência do sinal de EA. Isto se justifica devido ao fato de que a potência do sinal de EA pode sofrer variações durante o processo de usinagem que tenham relações menos expressivas com a condição da peça do que com a sua geometria. A Análise dos resultados advindos do processamento dos sinais bem como uma discussão do trabalho são apresentadas.

## 2. EXPERIMENTAÇÃO

Os ensaios experimentais foram realizados numa máquina retificadora plana de alta performance do fabricante Edgetek Machine Corp., onde dados do sinal puro de emissão acústica foram coletados para treze (13) experimentos diferentes, à uma frequência de amostragem de 2.56 MHz. A constante de integração utilizada no circuito amplificador do sinal de emissão acústica foi de 1 ms. Dois tipos diferentes de materiais foram utilizados, um deles sendo relativamente difícil de usinar (Inconel 718) e o outro de fácil usinabilidade (Aço 52100). A maioria dos parâmetros foi mantida constante ao longo dos ensaios. Entretanto, a profundidade de corte foi variada de graus denominados de bem suave até agressivo. Todas as peças foram submetidas à testes pós-retificação, e os sinais de queima foram assinalados. A configuração experimental para esses ensaios é mostrada conforme figura 1.

Os parâmetros de usinagem incluem:

- Velocidade periférica do Rebolo : 75.8 m/s (aprox. 7500 rpm)
- Velocidade da peça: 12.7 mm/s
- Tipo de fluido refrigerante: Master Chemical VHP 200
- Vazão do fluido: 109.78 l/min = 29 gal/min
- Tipo do Rebolo: WOLFCO, CBN 1012, 100/120-CBN, M.O.S. 6115
- Diâmetro do Rebolo: 0.1905 m = 7.5 pol
- Dimensões da Peça: 52100  $\Rightarrow$  78.0 x 6.0 x 9.0 mm  
Inconel  $\Rightarrow$  76.5 x 12.0 x 24.0 mm



**Figura 1.** Configuração Experimental

Os dados foram coletados a partir do sensor de emissão acústica do Fabricante Physical Acoustics, modelo PAC U80D-87 e do transdutor de força do fabricante Piezo-Instrumentation Kistler, os quais foram montados diretamente na mesa da máquina. O sistema de aquisição de dados da HP foi configurado para trabalhar numa frequência de amostragem de  $2.56 \times 10^6$  amostras por segundo, com uma precisão de 16 bits por amostra.

A tabela 1 mostra os detalhes dos ensaios realizados para o aço Inconel e a tabela 2 para o aço 52100.

**Tabela 1.** Ensaios para o Aço Inconel

AÇO INCONEL 718			
Ensaio no.	Profundidade de Corte ( $\mu\text{m}$ )	Localização da Queima (mm)	Observação
1	635.00	65.00	Queima branda
2	254.00	68.00	Queima muito branda
3	127.00	-	Sem queima visível
4	889.00	62.00	Queima
5	1143.00	50.00	Queima severa
6	1143.00	60.00	Queima severa – corte com ângulo

**Tabela 2.** Ensaios para o Aço 52100

AÇO 52100			
Ensaio no.	Profundidade de Corte ( $\mu\text{m}$ )	Localização da Queima (mm)	Observação
1	508.00	-	Sem queima Visível
2	254.00	-	Sem queima Visível
3	508.00	-	Sem queima visível
4	762.00	71.00	Queima branda
5	1016.00	68.50	Queima branda
6	1270.00	66.00	Queima branda
7	1778.00	60.00	Queima severa

Para as amostras de aço 52100, a queima da peça foi analisada visualmente e através de testes de laboratório denominados *Nital Etch* e microdureza superficial. A tabela 3 mostra o sumário desses testes. No caso das amostras de Inconel 718, a queima superficial nas mesmas pôde ser analisada apenas visualmente.

**Tabela 3.** Sumário dos Danos Térmicos para as amostras de aço 52100. Amolecimento Metalúrgico é denotado por TB e camada de martensita endurecida por RL.

Ensaio no.	Início	Meio	Fim	Todo
1	Leve TB e RL	Leve TB e RL	Leve TB e RL	Satisfatório
2	Leve TB	Leve TB e RL	Leve RL	Satisfatório
3	Levíssimo TB	Leve TB	Levíssimo TB+ RL	Bom
4	Levíssimo TB	Leve TB+RL	Levíssimo TB	Bom
5	Moderado TB	Pouco TB	Moderado TB	Pobre
6	Moderado TB	Moderado TB	Ruim TB	Severo
7	Ruim TB	Não testado	Péssimo TB+RL	Muito Severo

### 3. PROCESSAMENTO DE SINAIS

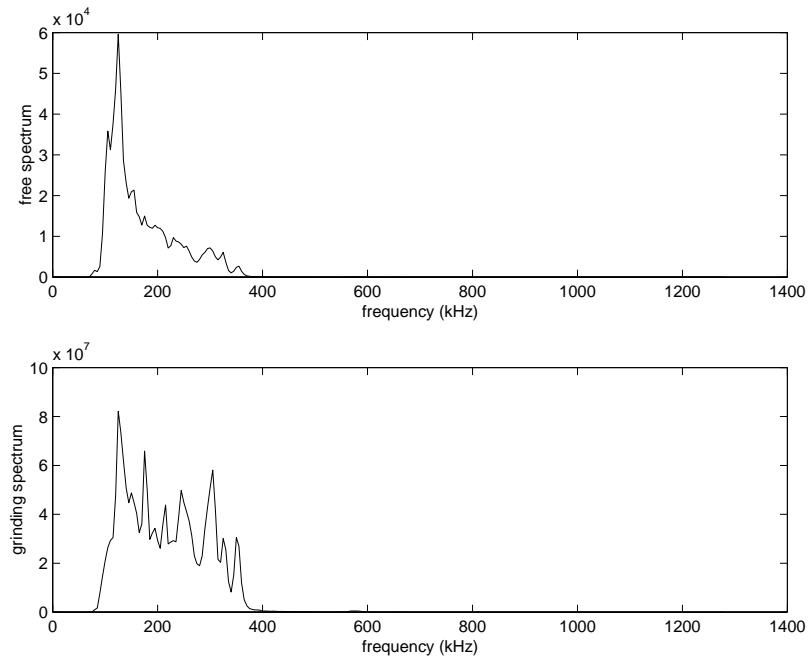
Um número de ferramentas estatísticas de processamento de sinais foram aplicadas nos dados coletados de EA. Muitas dessas, tais como momentos (Kurtosis) e preditibilidade (saída de um *Wiener Whitener* adaptativo), não correlacionaram bem com a qualidade de usinagem, e portanto não foram reportados no presente trabalho.

Para a maioria das amostras, procurou-se normalizar o sinal com relação à potência do sinal de EA, uma vez que a potência ou valor RMS do sinal de EA possui oscilações que não estão relacionadas com a queima da peça.

#### 3.1 O Espectro de Potência do Sinal de EA

O conteúdo em frequência de qualquer sinal que está sendo investigado tem um papel importante no processamento de sinais. Para calcular o espectro de potência do sinal de EA foi utilizado a transformada rápida de Fourier (FFT), com comprimento de 1024, e a raiz quadrada de sua magnitude foi realizada conforme o procedimento de Bartlett (Proakis, 1992). As densidades espectrais de potência do sinal de EA antes do contato com o rebolo e durante uma usinagem normal são mostradas na Figura 2. Pode ser observado com nitidez que a área de usinagem, para o caso “antes do contato”, é caracterizada por amplitudes elevadas para uma faixa estreita de frequências, enquanto que para o caso da usinagem normal pode-se observar que as amplitudes, além de serem maiores do que aquelas antes do contato, variam bastante para uma faixa de frequência bem maior. Isso pode ser entendido tendo-se em mente que quando da usinagem, um maior número de variáveis são envolvidas, isto é, contato do rebolo com a peça, geração de cavacos, fluxos de calor, desgaste do rebolo, maior vibração da máquina, deformações e tensões na peça usinada entre outras. O espectro inclui evidentemente todo o sistema, inclusive o sensor de EA.

Também foi computado o espectro normalizado de potência para um tempo curto, isto é, o espectro de potência estimado para blocos de dados de 1024 pontos cada, dividido pela média da potência do sinal de emissão acústica. Utilizou-se uma função gráfica do MATLAB para a obtenção dos gráficos mostrados nas Figuras 3 e 4. As áreas mais claras nesses gráficos representam níveis maiores de potência requerida na usinagem para uma dada frequência



**Figura 2.** Acima: Um típico espectro de potência do sinal de Emissão Acústica observado antes do contato rebolo-peça. Abaixo: Um típico espectro de frequência durante uma usinagem normal.

num determinado tempo. Escalas logarítmicas foram utilizada nos gráficos para evitar problemas de ajuste dinâmico. As figuras 3 e 4 mostram esses resultados para duas das amostras ensaiadas.

### 3.2 Estatística de Nuttall

Uma das ferramentas muito atrativas em processamento de sinais que vem sendo empregada ultimamente é a Lei Estatística de Nuttall (Nuttall, 1994), cuja forma é dada por:

$$T(x) = \frac{\sum_k |X_k|^5}{\left[ \sum_k |X_k|^2 \right]^{2.5}} \quad (1)$$

onde  $X(k)$  é a  $k$ -ésima FFT, e a soma é sobre qualquer faixa de frequência especificada. O denominador da equação 1 reforça o fato de se tratar de uma função estatística independente da potência. O expoente do numerador foi escolhido de maneira que se obtivesse uma robustez para a maioria das aplicações.

Essencialmente, a estatística de Nuttall mede um momento no domínio da frequência. Na verdade, se os expoentes da equação 1 fossem 4 ao invés de 2 e 5 ao invés de 2.5, a equação acima representaria Kurtosis (Bennett, 1994). A Estatística de Nuttall foi derivada a partir de várias análises as quais mostraram que o seu nível é consideravelmente aumentado quando eventos transitórios, em geral de qualquer natureza, estão presentes nos blocos de dados que estão sendo processados. Na usinagem por abrasão, fenômenos físicos tais como *Film Boiling*, fraturas ou trincas, ou simplesmente a passagem de um grão abrasivo pela superfície da peça sendo usinada (mecanismo de desgaste normal) podem ser entendidos como eventos transitórios de energia, explicando a motivação em explorar esse tipo de estatística neste trabalho. Nas Figuras 3 e 4 são mostrados os resultados para dois ensaios.

### 3.3 Correlação do Período do Rebolo

Pela observação de uma auto-correlação típica do sinal de emissão acústica a qual não pode ser incluída aqui por falta de espaço, pode-se notar com clareza que a característica do sinal de emissão acústica para uma revolução do rebolo sobre a peça que está sendo usinada é muito semelhante da característica do sinal na revolução seguinte. Isto ocorre devido ao perfil de corte deixado pelo rebolo, o qual permanece praticamente constante ao longo da usinagem.

Utilizou-se o valor da correlação do pico do sinal como uma forma de estatística, e também como uma medida do período do rebolo. Para as medidas das magnitudes e das posições dos picos, foi utilizado a interpolação parabólica de três pontos. Dos resultados dessa correlação, vale salientar que o sinal de emissão acústica pode, portanto, ser utilizado como uma medida muito precisa da velocidade de rotação do rebolo.

A autocorrelação do período do rebolo foi implementada conforme técnica alternativa descrita por Proakis (Proakis, 1992).

Especificamente, calcula-se

$$\hat{r}(m) = \frac{1}{2N} \sum_{k=0}^{2N-1} |X_k|^2 e^{j2\pi km / 2N} \quad (2)$$

Para qualquer  $m \in \{0, \dots, N-1\}$ , onde

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-j2\pi kn / 2N} \quad (3)$$

As Figuras 3 e 4 mostram a autocorrelação normalizada pela potência do sinal de emissão acústica para duas das amostras ensaiadas.

### 3.4 Correlação da Potência do Período do Rebolo

Considerando que a correlação do Período do Rebolo anteriormente descrita é muito sensível aos efeitos randomicos de sinais, tais como ruído de fase (É improvável que uma revolução do rebolo corresponda a um número de integrais dos pontos amostrados do sinal de emissão acústica) e escorregamento dos grãos abrasivos (uma pequena deformação do rebolo pode resultar numa perda considerável da correlação), resolveu-se implementar as mesmas operações acima descritas, porém o sinal puro de emissão acústica na equação (4) é substituído por

$$y_n = \left( \sum_{l=L+1}^{L-1} \left( 1 - \frac{|l|}{L} \right) x_{n+l}^2 \right) - \bar{y} \quad (4)$$

Pode-se dizer previamente que essa estatística fornece uma avaliação mais precisa e robusta do perfil do rebolo do que a correlação anterior. Para a presente implementação, foi utilizado o valor de  $L=10$ .

Os resultados para a presente estatística são mostrados nas Figuras 3 e 4.

## 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

As estatísticas dos ensaios com inconel 6 (com ângulo e queima), e do ensaio 7 com aço 52100 são mostrados nas Figuras 3 e 4, respectivamente. Pode-se observar do espectro normalizado que para uma usinagem normal, isto é, sem queima, o espectro apresenta uma

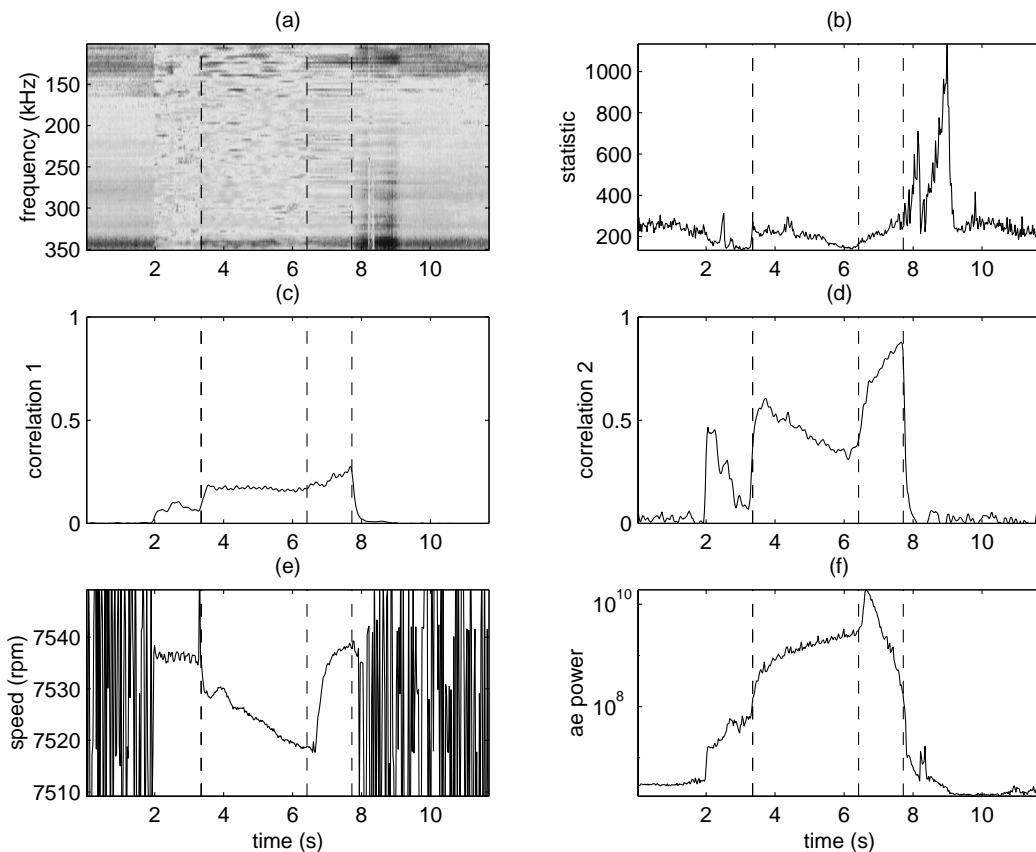
desordem visual. Porém no início da queima, o espectro permanece de alguma forma consistente. Apesar de ser notório esta característica, é ainda difícil dizer que esta estatística seja útil para a detecção da queima.

Da Lei de Estatística de Nuttall, não é evidente qualquer indicação que poderia ser útil na avaliação da integridade superficial da peça. Ela revelou-se pobre mesmo em transmitir informação concernente ao ruído gerado quando a peça não está sendo usinada.

Para a correlação do período do rebolo, nota-se que a queima pode ser efetivamente caracterizada. Isto é mais evidente, como esperado, quando observamos a correlação da Potência do Período do Rebolo (Potência Filtrada). Pode-se dizer que este fenômeno é devido a um amolecimento metalúrgico durante a usinagem, isto é, o rebolo atrita e escorrega sobre a superfície da peça ao invés de usinar, e sua variação de uma revolução para outra é conseqüentemente menor. Evidências sobre esse mesmo fenômeno podem ser observadas pelos dados da velocidade do rebolo, onde é bem caracterizado o aumento da velocidade do rebolo – o tempo entre os picos da correlação é menor – quando a queima ocorre. Salienta-se neste ponto que este efeito poderia ser medido também usando outras técnicas menos sofisticadas do que um sistema de emissão acústica de alta frequência de amostragem, mas este fenômeno foi observado pela primeira vez num trabalho sobre EA.

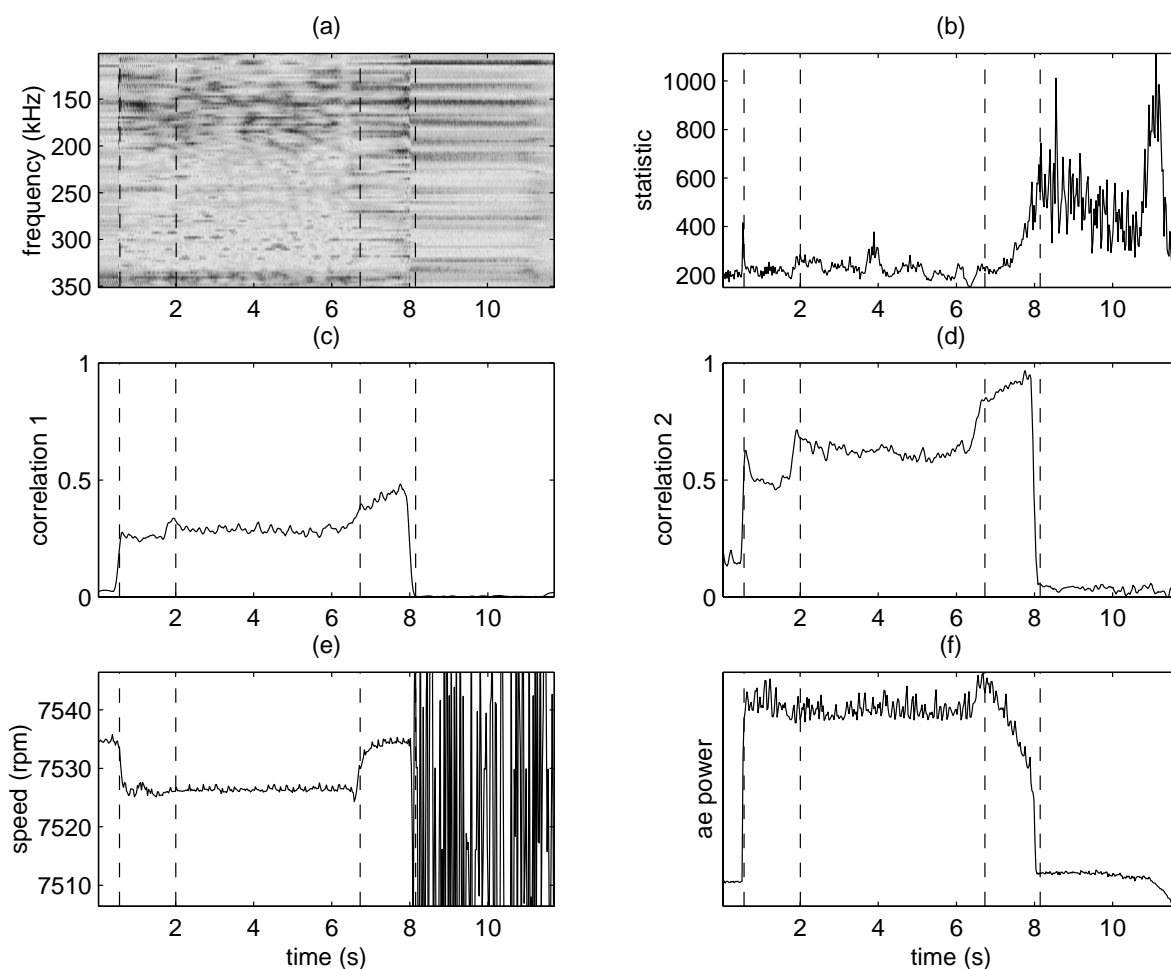
Comparando-se os gráficos de Inconel e aço 52100 observa-se que a correlação é maior no último do que no primeiro. Isto é esperado, uma vez que o aço 52100 é relativamente macio.

Se a correlação do Período do Rebolo for empregada como um indicador da queima da peça, um aumento relativo do nível do sinal deve ser pesquisado.



**Figura 3.** Dados do Ensaio 6 com Inconel. a) Espectro de Frequência Normalizado. b) Estatística de Nuttall. c) Correlação do Período do Rebolo. d) Correlação da Potência do Período do Rebolo. e) Velocidade do Rebolo medida a partir do sinal de EA. f) Potência do sinal de EA. As linhas pontilhadas representam: primeiro contato, queima, último contato. Este foi um corte em rampa, sendo que o primeiro e o último contato coincidem-se.





**Figura 4.** Dados do Ensaio 7 com aço 52100. a) Espectro de Frequência Normalizado. b) Estatística de Nuttall. c) Correlação do Período do Rebolo. d) Correlação da Potência do Período do Rebolo. e) Velocidade do Rebolo medida a partir do sinal de EA. f) Potência do sinal de EA. As linhas pontilhadas representam: primeiro contato, contato pleno, queima, ultimo contato.

Salienta-se aqui que os demais resultados não foram apresentados devido à falta de espaço.

## 5 – CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizada uma análise dos dados de sinais de emissão acústica, amostrados em alta frequência, através do emprego de algumas ferramentas estatísticas como forma de indicar a ocorrência da queima superficial na peça retificada. Os resultados mostraram que o amolecimento metálico acompanhado de queima causam menos variação do sinal de emissão acústica entre revoluções do rebolo do que quando o metal não foi danificado. Isto foi observado pelo aumento do nível da correlação estatística, e também no grau de auto-similaridade entre espectros de curta duração temporal. Foi também observado, e de certa forma surpreendente, que a rotação do rebolo (velocidade rotacional) pode ser determinada precisamente a partir dos dados de emissão acústica.

## **6 – AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem o suporte financeiro dado ao pesquisador Paulo R. de Aguiar, bolsa de Pós-Doutrado, proc. FAPESP No. 98/00461-6, e também ao National Science Foundation, contrato DMI-9634859.

## **7 – REFERÊNCIAS**

- Inasaki, I. "Monitoring of Dressing and Grinding Process with Acoustic Emission Signals", Annals of the CIRP, Vol. 34/1/1985, pp. 277-280.
- Bennett, R. T. "Acoustic Emission in Grinding", Master of Science Thesis, University of Connecticut, 1994.
- Webster, J., Marinescu, I. & Bennett, R. "Acoustic Emission for Process Control and Monitoring of Surface Integrity during Grinding", Annals of the CIRP, Vol. 43/1/1994, pp. 299-304.
- Proakis, J., C. Rader, F. Ling, E C. Nikias, 'Advanced Digital Signal Processing', MacMillan, 1992.
- Nuttall, A. "Detection Performance of Power-Law Processors for Random Signals of Unknown Location, Structure, Extent, and Strength," Naval Undersea Warfare Center Technical Report 10751, 1994.

# ESTUDO DA DETECÇÃO DE CONTATO ENTRE REBOLO E PEÇA-OBRA ATRAVÉS DE EMISSÃO ACÚSTICA

**Paulo Roberto de Aguiar**

Unesp – Bauru, SP, Brasil – DEE-FE – E-mail: aguiarpr@bauru.unesp.br

**Zhen Wang**

**Peter Willett**

Electrical and Systems Engineering Department, U-157, University of Connecticut, Storrs, CT 06269, USA – Email: willett@enr.uconn.edu

**John Webster**

Unicorn International Grinding Tech Centre, Tuffley Crescent, Gloucester, GL1 5NG, U.K.

## Resumo

O presente trabalho faz um estudo da aplicação do sinal de EA para a detecção de contato entre rebolo e peça de trabalho, diferenciando-se de outros por analisar o sinal puro de emissão acústica ao invés do sinal RMS e, também por explorar a detecção do contato dos primeiros grãos abrasivos com a peça em vez do contato rebolo-peça. Os sinais de EA foram medidos por um único sensor de EA (PAC U80D-87) montado diretamente na mesa da retificadora plana utilizada. Um sistema de aquisição de dados de alta frequência de amostragem (2.56 MHz) foi utilizado. Os resultados das avaliações experimentais são apresentados. Vários métodos estudados incluem Kurtosis, Skew, MVD, ROP, Cruzamento Zero e Teste de Page.

**Palavras-Chave:** Detecção de Contato, Retificação, Emissão Acústica, Monitoramento

## 1. INTRODUÇÃO

O processo de retificação é o principal dentre os processos de fabricação, perfazendo 25 % do gasto total referente aos processos de usinagem (Malkin, 1989). Além disso, embora a retificação seja empregada para alguns materiais como uma escolha ou opção, para outros como as cerâmicas avançadas não se tem outra alternativa. Essa importância industrial e o fato da usinagem por retificação ser de alto custo e demandar muito tempo, a faz apropriada para estudos de otimização.

Um aspecto dessa otimização é o da eliminação do espaço de tempo entre o contato do rebolo e da peça à ser usinada. Os dois elementos devem se encontrar, porém se a velocidade de aproximação for muito alta pode haver choque (Dong et al, 1995), enquanto que para velocidades muito baixa perde-se tempo com o rebolo girando livremente. Existindo um sinal rápido de alerta ou controle no momento do contato entre rebolo e peça, então poder-se-ia diminuir a velocidade de avanço do rebolo a tempo de não ocorrer qualquer dano. O presente trabalho versa exatamente sobre esse aspecto da usinagem.

O uso do sinal de emissão acústica (EA) tem sido inicialmente usado como uma técnica para detectar pulsos de energia devido à esforços causados por deformações, desenvolvimento de trincas e mudanças de fases nos materiais sólidos (Aburatani et al, 1996), para detecção de contato (Dornfeld et al, 1984; Inasaki et al, 1985; Dong et al, 1997), e tem se mostrado um método mais conveniente e sensível do que aqueles que utilizam força e potência (Dong et al, 1995; Inasaki et al, 1985; Kakino et al, 1982). Entretanto, analisando os trabalhos de pesquisa anteriores, observa-se que a maioria deles utilizou-se o sinal RMS de emissão acústica (EARms) e o sinal bruto tem recebido pouca atenção. Devido a sua natureza de média

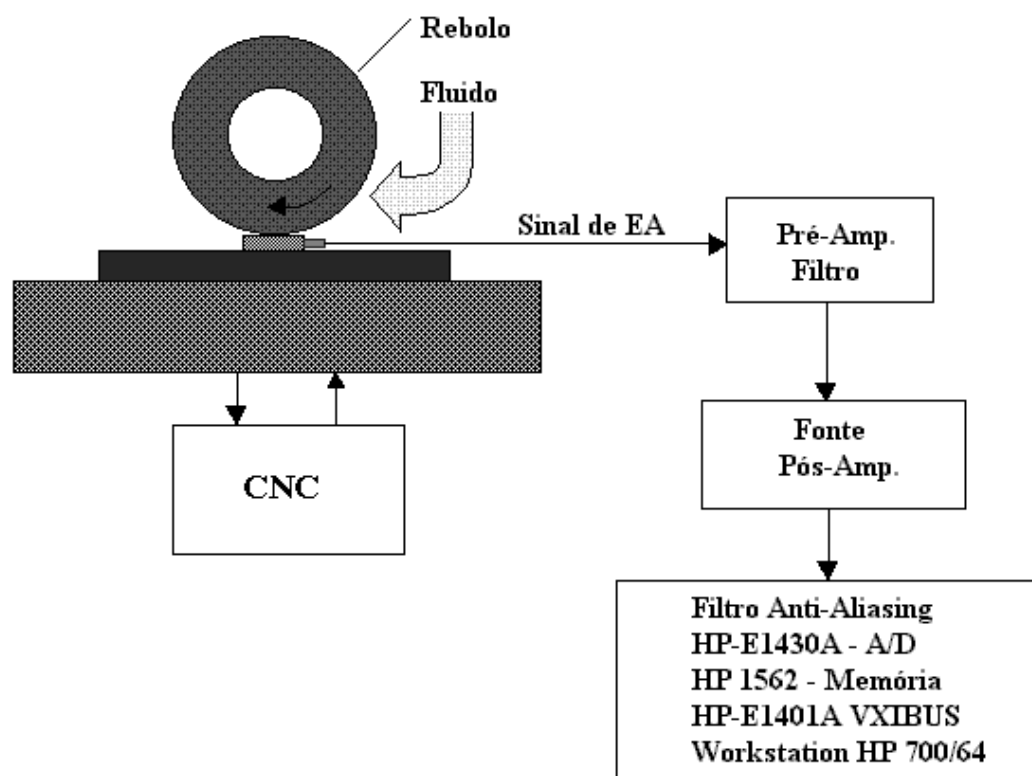
estatística, o sinal EArms não traz algumas características importantes, e talvez, o instante inicial do contato dos grãos do rebolo com a peça seja perdido.

Nas próximas seções, serão apresentados brevemente o banco de ensaio e as bases teóricas empregadas. Em seguida, é apresentado na secção 3 um número de alternativas ao sinal EArms baseadas em estatísticas para a detecção de contato, onde pode ser visto que todas as alternativas oferecem um aprimoramento considerável em termos de tempo de alerta.

## 2. PARTE EXPERIMENTAL

Os ensaios foram realizados numa máquina retificadora superabrasiva do fabricante Edgetek, onde se utilizou o material Inconel 718. A figura 1 mostra a configuração utilizada para os ensaios. O sinal de EA foi monitorado por um sensor do tipo U80D-87 do fabricante Physical Acoustics Corp, cuja resposta em frequência é conhecida, e montado diretamente na peça-obra. O sistema consiste do sensor, um pré-amplificador, um pós-amplificador e um sistema de aquisição de dados, modelo HP E1430A, o qual amostrou o sinal em modo contínuo à uma frequência de 2.56 MHz. Os parâmetros de usinagem foram:

- Velocidade rotacional do rebolo: 7500 rpm
- Velocidade de avanço do rebolo: 12,7 mm/s
- Diâmetro do Rebolo: 190,5 mm
- Fluido Refrigerante: Master Chemical VHP 200
- Vazão do Fluido: 1,83 litros/s
- Rebolo: 100/120-CBN

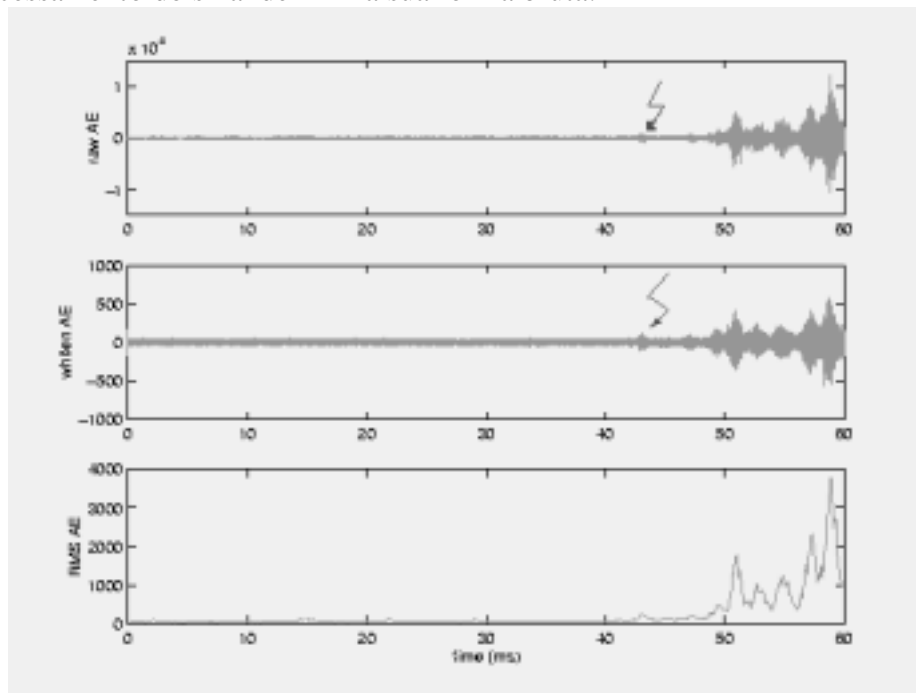


**Figura1.** Configuração utilizada para os Ensaios

O contato entre rebolo e a peça tem dois estágios. Um deles pode ser denominado de “contato do grão”, significando que os grãos mais proeminentes no rebolo realizando contatos

intermitentes com a peça produzem uma característica do tipo *burst* no sinal de EA. O outro estágio é o “contato do rebolo” no qual o rebolo está continuamente em contato com a peça, resultando num sinal bastante variável e de maior amplitude de EA. Portanto, é muito mais útil detectar-se o “contato do grão”, o qual está milissegundos à frente do contato pleno do rebolo com a peça e o possível e concomitante choque.

A figura 2 mostra um exemplo do sinal de emissão acústica em torno da região de contato para um dos ensaios realizados. Pode-se observar claramente que existe uma pequena espessura da energia acústica antes do engajamento pleno do rebolo na peça, possivelmente causado pelo contato do grão abrasivo do rebolo. Este fenômeno é um objetivo que o trabalho pretende alcançar. Também pode ser notado na mesma figura que o processamento do sinal pela técnica denominada *Whitening*, a qual é a deconvolução da resposta em frequência do sistema, traz um melhoramento dessa característica. Por outro lado, essa característica não é obviamente observada no sinal EArms. Entretanto, a observação que se faz, em geral, é sobre a amplitude do sinal, e naturalmente a magnitude do sinal EArms. Na verdade, a espessura observada na Figura 2 não pode ser considerada neste ponto como representativa do primeiro contato do rebolo e peça. O objetivo, portanto, é extrair características pelas quais esse contato dos grãos presumido seja de fato evidenciado mais fortemente, sendo necessário para isso, o processamento do sinal de EA na sua forma bruta.



**Figura 2.** Dados de EA em torno da região de contato para um dado ensaio. Acima: Sinal bruto de EA. Meio: Sinal de EA após *Whitening*. Abaixo: Sinal EArms com um filtro de 5 kHz. As setas indicam o contato inicial dos grãos abrasivos.

### 3. PROCESSAMENTO DE SINAIS

O critério utilizado por Webster (Webster et al, 1996) para a detecção de contato estabelece que o sinal EArms esteja acima de um limite de potência para um dado limite de tempo, de forma a evitar alarmes falsos e geralmente detectados quando do contato pleno do rebolo com a peça-obra. Nos próximos itens, sugere-se ferramentas de processamento de sinais as quais trazem algum aprimoramento. Algumas técnicas, tais como a “Estatística da Lei da Potência no Domínio da Frequência” de Nuttall, (Nuttall, 1997) não apresentaram bons resultados, e portanto, não foram aqui apresentadas.

### 3.1 Kurtosis e Skew

As estatísticas de Kurtosis e Skew, as quais são respectivamente as medidas do quarto e terceiro momento normalizado, tem despertado grande interesse entre pesquisadores (Otman, 1998). Em termos estatísticos, tem-se

$$K = \frac{\varepsilon\{X^4\}}{\varepsilon\{X^2\}^2} \quad ; \quad S = \frac{\varepsilon\{X^3\}}{\varepsilon\{X^2\}^{3/2}} \quad (01)$$

onde  $\varepsilon$  é a média estatística, e naturalmente ela pode ser obtida pela média empírica dos dados de EA. No caso da ausência do sinal bruto de EA, é ainda possível estimar Kurtosis e Skew diretamente do sinal EA<sub>rms</sub> (Otman, 1998), através das equações:

$$K(r,s) = \frac{6((r-s)^2(r+s+1) - rs(r+s+2))}{rs(r+s+2)(r+s+3)} \quad ; \quad S(r,s) = \frac{2(s-r)(r+s+1)^{1/2}}{(r+s+2)(rs)^{1/2}} \quad (02)$$

onde  $r$  e  $s$  são:

$$r = \frac{A\hat{E}rms}{\sigma^2} (A\hat{E}rms - A\hat{E}^2rms - \sigma^2) \quad ; \quad s = \frac{1 - A\hat{E}rms}{\sigma^2} (A\hat{E}rms - A\hat{E}^2rms - \sigma^2) \quad (03)$$

onde AErms são os dados empíricos RMS do sinal de EA e  $\sigma^2$  é a variância empírica do sinal EA<sub>rms</sub>. Utilizou-se blocos de 256 amostras para o processamento dos sinais, isto é, de duração de 0.1 ms.

### 3.2 Cruzamento Zero

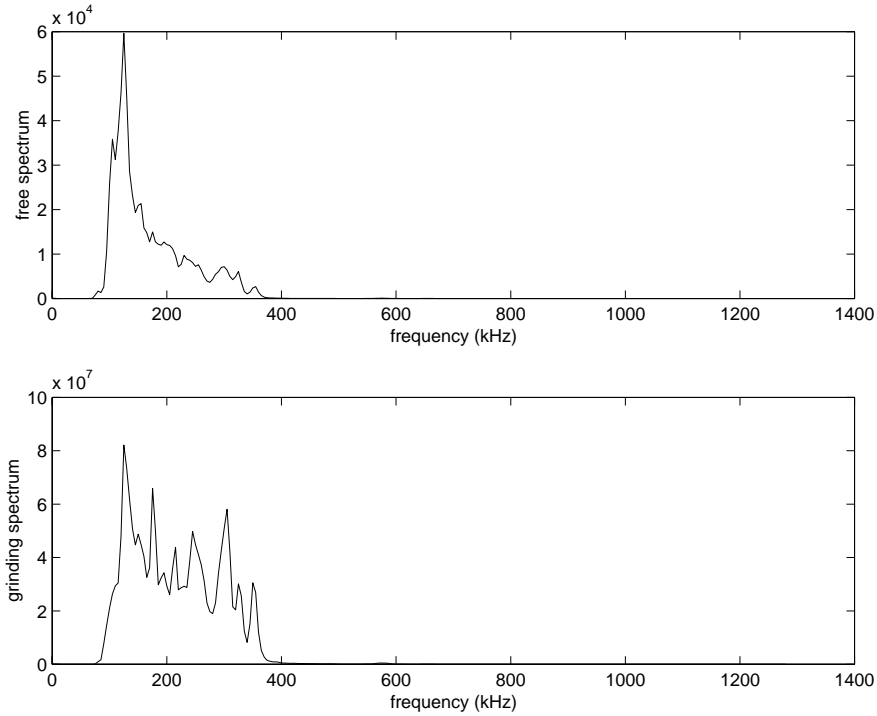
Para um sinal monocromático, o tempo entre os cruzamentos zero é o recíproco da frequência. Para formas de ondas mais complexas a interpretação é menos óbvia, porém é razoável esperar que uma variação entre o estado de ruído e o estado em regime (antes do contato) pode ter um efeito na taxa de cruzamento zero (Ying, 1987). Como o próprio nome sugere, conta-se o número de eventos que cruzam o nível zero do sinal bruto de emissão acústica  $x(n)$  durante cada bloco de tempo  $T$ . Escolheu-se aqui  $T = 0.1$  ms, o que corresponde blocos de 256 amostras por contagem.

### 3.3 Relação de Potência (ROP)

O conteúdo espectral do sinal de EA é destacadamente diferente antes e após o contato, como pode ser visto na Figura 3. A estatística ROP é útil nesse aspecto, isto é, mede a quantidade relativa de potência para um dada largura de banda espectral em relação a potência total. A expressão para essa estatística é dada por

$$ROP = \frac{\sum_{k=n_1}^{n_2} |X_k|^2}{\sum_{k=0}^{N-1} |X_k|^2} \quad (04)$$

onde  $N$  é o número de pontos escolhidos para o cálculo da FFT,  $X_k$  é a  $k^{\text{th}}$  FFT, e a somatória é sobre um intervalo de frequência especificado e representado por  $n_1$  e  $n_2$ . No presente trabalho, utilizou-se a faixa de frequência de 300 a 400 kHz.



**Figura 3.** Exemplo de conteúdo espectral do sinal de EA antes (acima) e após o contato (abaixo).

### 3.4 Dispersão Do Valor Médio (MVD)

A forma usual dessa estatística é dada pela expressão:

$$MVD(X) = \sum_{k=0}^{N-1} \log \left( \frac{\frac{1}{N} \sum_{l=0}^{N-1} X_l}{X_k} \right) \quad (05)$$

onde  $X(k)$  denota a  $k^{\text{th}}$  FFT de um bloco de  $N \times n$ , o sinal bruto de EA. O teste MVD é baseado no conceito estatístico de *overdispersion* (Chen et al, 1998), mas pode ser entendido como sendo um teste de homogeneidade dentre as amostras de FFT de magnitudes quadráticas, uma identidade aparentemente violada pelo contato dos grãos abrasivos. A estatística MVD não requer normalização pela potência do ruído, mas é baseada na hipótese que o espectro do sinal antes do contato é branco. Como não se tem aqui um espectro dessa natureza, utilizou-se portanto uma versão de banda limitada da estatística MVD. Assim, a forma adaptada é representada por

$$MVD(X) = \sum_{k=n_1}^{n_2} \log \left( \frac{\frac{1}{n_2 - n_1 + 1} \sum_{l=n_1}^{n_2} X_l}{X_k} \right) \quad (06)$$

A banda de frequência é determinada por  $n_1$  e  $n_2$ . Utilizou-se duas bandas de frequência, de 600-650 kHz e 1200-1280 kHz.

### 3.5 Teste de Page

Até certo ponto, o contato do rebolo com a peça dispara uma chave de um modo estatístico (principalmente o som do fluido refrigerante) para outro (a retificação propriamente dita). Assume-se que nesse intervalo existe um seguimento independente de observação  $x_n$  e um chaveamento no tempo desconhecido  $n_0$  para o qual

$$x_n \text{ possui densidade } \begin{cases} f_0(x_n), & \text{se } n \leq n_0 \\ f_1(x_n), & \text{se } n \geq n_0 \end{cases} \quad (07)$$

O teste de Page (Page, 1954) é geralmente aceito como uma técnica rápida para problemas de detecção. Toda vez que a estatística CUSUM

$$Z_n = \max(0, Z_{n-1} + g(x_n)), \text{ com } Z_0 = 0 \quad (08)$$

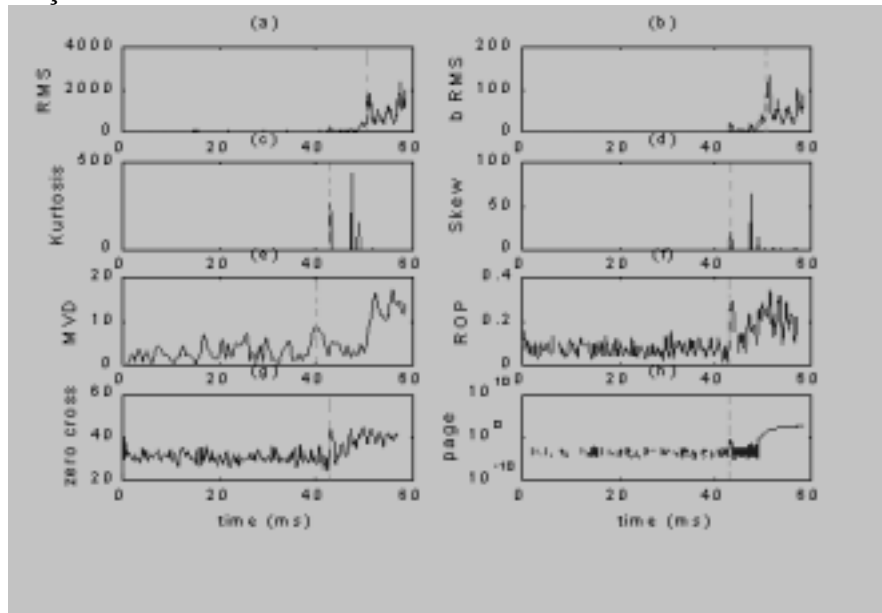
passa pelo *threshold*  $h$ , a detecção é declarada. Para o presente trabalho, escolheu-se

$$g(x_n) = x_n^2 - 0.5 \max_{\text{no contact}} \{x_n^2\} \quad (09)$$

no qual o último termo refere-se à um segmento de dados antes do contato e que seguramente o mesmo não ocorreu.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A figura 4 mostra os resultados obtidos para um exemplo, ensaio 2 utilizando Inconel, empregando as estatísticas apresentadas anteriormente. Observa-se que a linha hachurada assinala a detecção do contato.



**Figura 4.** Resultados do ensaio 2 com Inconel. (a) AE RMS. (b) AE RMS (300<f<400 kHz). (c) Kurtosis. (d) Skew. (e) MVD com banda limitada. (f) ROP (300<f<400 kHz). (g) Cruzamento Zero. (h) Teste de Page. As linhas hachuradas verticais indicam o tempo da detecção do contato.



As estatísticas implementadas são comparadas com o método tradicional RMS o qual foi implementado em banda larga e banda limitada de frequência. Notar que ambos os sinais RMS trazem a mesma informação, e portanto, utilizou-se aqui apenas o sinal em banda larga. No método de Cruzamento Zero, um filtro foi usado como ultimo estágio na implementação. Observa-se na Figura 4 (c) e (d) nas estatísticas de Kurtosis e Skew que o primeiro pico está relacionado com o contato do grão e o segundo com o contato do rebolo propriamente dito. Para as outras estatísticas, o contato do grão também apresenta-se impulsivo, enquanto que o contato do rebolo é caracterizado por um crescimento sustentado do sinal. Para cada uma das estatísticas empregadas, um *threshold* mínimo foi escolhido convenientemente de forma a evitar falsos alarmes. Este valor foi referido como o valor médio da estatística antes do contato. O tempo de contato ( $t$ ) é comparado com aquele do método RMS para se avaliar a eficiência da estatística empregada. Os resultados são mostrados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Detecção do Contato usando os diferentes Métodos

Método	Threshold $h$	$t$ (ms)	$t_{RMS} - t$ (ms)
RMS	$10E(v_b)=850$	50.6	-
Kurtosis	$100E(v_b)=35$	42.9	7.7
Skew	$100E(v_b)=37$	42.9	7.7
MVD	$1.3E(v_b)=15$	42.8	7.8
ROP	$5E(v_b)=0.45$	43.0	7.6
Cruz. Zero	$1.4E(v_b)=42$	43.0	7.6
Page	0.01-0.1	42.9	7.7

As estatísticas discutidas foram aplicadas para seis ensaios com Inconel como mostra a Tabela 2, onde  $t_{RMS}-t$  é o atraso de contato  $T$ ,  $E(T)$  traduz o atraso médio empírico e  $\sigma^2$  corresponde a variância. Observa-se que a diferença do valor do “threshold” para os diferentes testes está dentro dos 10 % para os métodos MVD, ROP, Cruzamento Zero e Page.

**Tabela 2.** Detecção do Contato para 6 diferentes ensaios

Método	$E(T)$ (ms)	$\sigma^2$	Min( $T$ )	Max( $T$ )
Kurtosis	3.3	5.7	1.2	7.7
Skew	3.3	5.7	1.2	7.7
MVD	5.8	12.0	1.6	10.0
ROP	4.4	7.8	1.3	7.6
Cruz. Zero	3.6	5.1	1.3	7.6
Page	4.4	8.1	1.2	7.7

Observa-se que o método RMS apresentou o maior tempo de detecção do contato, o que significa que é o menos sensível, e que as outras estatísticas contribuem de forma mais rápida e segura para a detecção de contato no processo de retificação.

## 5. CONCLUSÃO

O objetivo do presente trabalho foi investigar a detecção de contato entre rebolo e peça-obra através do processamento do sinal bruto de emissão acústica. A técnica tradicional é observar o crescimento da potência acústica, isto é, o cruzamento do sinal  $EA_{RMS}$  por um *threshold*. Pela sua natureza, o sinal  $EA_{RMS}$  é sensível às variações em larga escala, isto é, o contato pleno entre o rebolo e a peça-obra. Devido à sua inerente característica em calcular a média, esse sinal é insensível à eventos menores, tal como a passagem dos primeiros grãos abrasivos do rebolo pela peça.

Foram exploradas várias estatísticas usando-se o sinal bruto de EA amostrado em alta frequência para avaliar a detecção de contato. Em todos os ensaios testados, as estatísticas se revelaram oferecer uma melhora no tempo de detecção de contato em comparação à tradicional abordagem do sinal  $EA_{RMS}$ .

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro dado ao pesquisador Paulo R. de Aguiar, bolsa de Pós-Doutorado, proc. FAPESP No. 98/00461-6, e também ao National Science Foundation, contrato DMI-9634859.

## 7. REFERÊNCIAS

- Malkim, S., 1989, "Grinding Technology, Theory and Application of Machining with Abrasives", Ellis Horwood Limited, Chichester, England.
- Dong, J., Webster, J. & Willett, P., 1995, "Application of AE to Wheel/Work and Wheel/Truer Contact Detection in High-Speed Cylindrical Operations", Report 3, CGRD, University of Connecticut, USA.
- Aburatani, H. & Uchino, K., 1996, "Acoustic Emission Measurement Technique in Piezoelectric Ceramics", Jpn. J. Appl. Phys., Vol. 35, pp. 516-518.
- Dornfeld, D. A. & Cai, H. G., 1984, "An Investigation of Grinding and Wheel Loading using Acoustic Emission", Trans. Of the ASME, Journal of Engineering For Industry, Vol. 106, 1984, pp. 28-33.
- Inasaki, I. & Okamura, K., 1985, "Monitoring of Dressing and Grinding Processes with Acoustic Emission Signals", Annals of the CIRP, Vol 34, pp. 277-280.
- Dong, J., Webster, J. & Willett, P., 1997, "Laboratory and Industrial Testing of a Micro-Processor-Based Acoustic Emission System for Gap Elimination and Dressing Verification", CGRD, University of Connecticut, USA.
- Kakino, Y., Eda, H. & Kishi, K., 1982, "Detection of Starting Time of Grinding by Making use of Acoustic Emission", Journal of the Japan Society of Mechanical Engineering, Vol. 48, No. 3, pp. 50-54.
- Webster, J., Dong, J. & Lindsay, R., 1996, "Raw Acoustic Emission Signal Analysis of Grinding Process", Annals of the CIRP, Vol. 45/1.
- Jemielniak, K. & Otman, O., 1998, "Tool Failure Detection Based on Analysis of Acoustic Emission Signals" Jr. of Materials Proc. Technology, Vol. 76, pp. 192-197.
- Nuttall, A., 1997, "Performance of Power-Law Processor with Normalization for Random Signals of Unknown Structure", NUWC-NPT Technical Report 10,760.
- Chen, B., Willett, P. & Streit, R., 1998, "A Test of Overdispersion in a Data Set with Application to Transient Detection" Proceedings of the CISS, Princeton, NJ.
- Page, E. S., 1954, "Continuous Inspection Schemes" Biometrika, Vol. 41, pp. 100-114.

# INFLUÊNCIA DE CARREGAMENTOS CÍCLICOS NAS TENSÕES RESIDUAIS INTRODUZIDAS POR SHOT PEENING EM JUNTAS SOLDADAS DE TUBULAÇÃO

**Maria da Penha Cindra Fonseca** (cindra@metalmat.ufrj.br)<sup>1</sup>

**Joel Regueira Teodósio** (teodosio@metalmat.ufrj.br)<sup>1</sup>

**João Marcos Alcoforado Rebelo** (jmarcos@metalmat.ufrj.br)<sup>1</sup>

**António Barata Correia da Cruz** (accruz@isq.pt)<sup>2</sup>

- 1- Universidade Federal do Rio de Janeiro – COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, C.P. 68505 – CEP21945-970 – Rio de Janeiro – Brasil
- 2- Instituto de Soldadura e Qualidade – ISQ, Taguspark, Apartado 119, 2781 Oeiras Codex, Portugal

## Resumo

Foi estudado o comportamento das tensões residuais de compressão introduzidas por shot peening em juntas soldadas de tubulação de aço API 5L X-70, durante ciclos de fadiga. Foram analisados os encontros dos cordões de solda de fabricação do tubo com os cordões de solda circunferenciais de montagem da tubulação. Os ensaios de fadiga controlada por tensão foram feitos com cargas equivalentes a 60%, 70% e 80% do limite de escoamento do metal de base. As tensões residuais foram medidas por difração de raios-X, com os métodos de  $\sin^2\psi$  e o de dupla exposição. Verificou-se que para carga de 60% do limite de escoamento, as tensões de compressão permanecem estáveis para um elevado número de ciclos até a fratura, enquanto que para 80% são aliviadas e tornam-se de tração para um baixo número de ciclos. Para cargas de 70% do limite de escoamento houve alívio parcial das tensões de compressão.

**Palavras-chave:** tensões residuais, fadiga, shot peening.

## 1. Introdução

A resistência mecânica, particularmente a resistência à fadiga das estruturas e equipamentos, depende entre outros fatores, do estado de tensões residuais nas camadas superficiais do material.

A falha por fadiga não era um problema usualmente associado às tubulações de gasodutos e oleodutos. Entretanto, a utilização dos aços de alta resistência, tem levado a um aumento dos níveis de tensão em operação e, conseqüentemente, a uma necessidade de maiores estudos nesta área (James *et Al.*, 1971).

Geralmente considera-se que, os campos de tensões residuais de tração facilitam o surgimento e a propagação de trincas de fadiga, enquanto que os campos de tensões residuais de compressão dificultam o surgimento destas trincas (Wanab & Nguyen, 1994 e Gurney, 1977).

As tensões residuais são tensões auto-equilibradas existentes nos materiais em condições de temperatura uniforme e sem carregamento externo. Tais tensões são sempre produzidas, se regiões de um material sofrem deformação plástica ou elástica heterogêneas [4]. As tensões residuais existem em praticamente todas as peças rígidas, metálicas ou não. Elas são o produto da história metalúrgica e mecânica de cada ponto da peça ou da peça como um todo e, geralmente, surgem durante os tratamentos mecânicos, termomecânicos e térmicos dos processos de fabricação (Lu *et Al.*, 1994 e Benning, 1989).

O método de shot peening de tratamento superficial dos metais é largamente utilizado para aumentar a resistência à fadiga. Este aumento da resistência à fadiga é explicado considerando que na camada superficial do material, durante o jateamento, surgem tensões residuais de compressão. As tensões residuais diminuem o nível das tensões de tração aplicadas e, conseqüentemente aumentam o limite de resistência à fadiga do material (Esterman *et Al.*, 1996). Considerando que as trincas de fadiga não se iniciam ou se propagam em uma zona de tensões de compressão, o tratamento superficial por shot peening produziria considerável aumento na sobrevida em fadiga da estrutura ou do componente (Diepart, 1994).

Neste trabalho, analisa-se a evolução de estado de tensões residuais compressivas, introduzidas por shot peening, em juntas soldadas de tubulação de aço API5LX-70, durante o desenvolvimento de ciclos de fadiga. Foram analisados os encontros das juntas soldadas de fabricação do tubo com as juntas soldadas circunferenciais de montagem da tubulação.

## 2. Materiais e Métodos

No presente trabalho foi usado o aço de alta resistência e baixa liga (ARBL), fabricado conforme a norma API 5L X-70, por laminação a quente, usado em tubulação de gasodutos. A composição química e as propriedades mecânicas do aço são apresentadas nas Tabelas 1 e 2.

**Tabela 1** – Composição química, especificada e analisada, do aço (% em peso).

Máximo	C	Mn	P	S	Nb	Ti	V	Ni
Chapa – Norma API 5L X70	0,076	1,512	0,016	0,002	0,048	0,018	0,046	-
Chapa – analisada	0,07	1,54	0,010	0,002	0,048	0,019	0,042	0,025
Metal de Solda Longitudinal	0,06	1,71	0,028	0,010	0,030	0,010	0,029	0,026
Metal de Solda Circunferencial	0,06	1,19	0,009	0,009	0,010	0,008	0,014	0,024

**Tabela 2** – Propriedades mecânicas do aço.

	Limite de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência (MPa)	Alongamento (%)
Norma API 5L X70	575	637	40

A soldagem longitudinal dos tubos foi feita pelo processo de arco submerso, com três arames e três fontes em um passe interno e outro externo. A soldagem circunferencial da tubulação foi executada com parâmetros qualificados, semelhantes aos usualmente utilizados na montagem de campo de gasodutos, compreendendo um passe de raiz executado pelo processo TIG e subsequentes passes de enchimento realizados pelo processo de soldagem com eletrodo revestido.

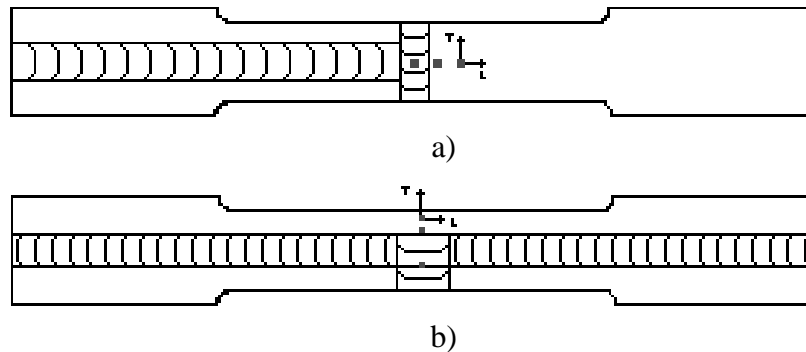
Antes do tratamento de shot peening, foi realizado um tratamento térmico de alívio de tensões a 620°C, por 2 horas, em forno a vácuo, com posterior arrefecimento no forno. O processo de shot peening foi realizado utilizando uma intensidade Almen de 0,016A e cobertura de 200%.

Após o shot peening as tensões residuais foram medidas para verificação do estado inicial, antes dos carregamentos em fadiga e estes valores equívalem a N=0 nos gráficos apresentados.

Os ensaios de fadiga foram realizados a tração-tração. Utilizou-se uma máquina servo-hidráulica, com capacidade dinâmica de 250kN, à temperatura ambiente, em atmosfera normal de laboratório, em carregamento controlado com onda em forma senoidal, razão de carga de 0,1,

com frequência de 10Hz e interrompidos para a medição das tensões, conforme os parâmetros apresentados na Tabela 3.

As tensões residuais foram medidas por difração de raios-X, pelos métodos de  $\text{sen}^2\psi$  e de dupla exposição, utilizando radiação  $\text{CrK}\alpha$ . A figura 1 mostra os pontos, no metal de base (MB), na zona termicamente afetada (ZTA), no metal de solda (MS) e as direções de medição das tensões residuais (L - direção longitudinal e T - direção transversal ao corpo de prova). As medições de tensões foram sempre realizadas com o corpo de prova descarregado, após a aplicação do número correspondente de ciclos.



**Figura 1** – Esquema dos corpos de prova contendo encontros de cordões de solda.

- a) encontro do cordão de solda de fabricação do tubo longitudinal, com o cordão de solda circunferencial de montagem da tubulação, transversal ao corpo de prova.
- b) encontro do cordão de solda de montagem da tubulação longitudinal, com o cordão de solda de fabricação do tubo, transversal ao corpo de prova.

**Tabela 3** – Parâmetros dos ensaios de fadiga.

Corpo de prova	Tensão (MPa) - %LE	$F_{\text{máx}}$ (kN)	$F_{\text{min}}$ (kN)	$F_{\text{méd}}$ (kN)	$F_{\text{alt}}$ (kN)	Frequência $f$ (Hz)
A (b)	322 – 56%	57	5,7	31	27	10
	345 – 60%	62	6,2	34	28	10
B (b)	403 – 70%	47	4,7	26	21	10
	460 – 80%	53	5,3	29	24	10
C (a)	247 – 43%	45	4,5	25	20	10
	345 – 60%	62	6,2	34	28	10
D (a)	460 – 80%	72	7,2	40	32	10
E (a)	403 – 70%	59	5,9	32	26	10

### 3. Resultados e Discussões

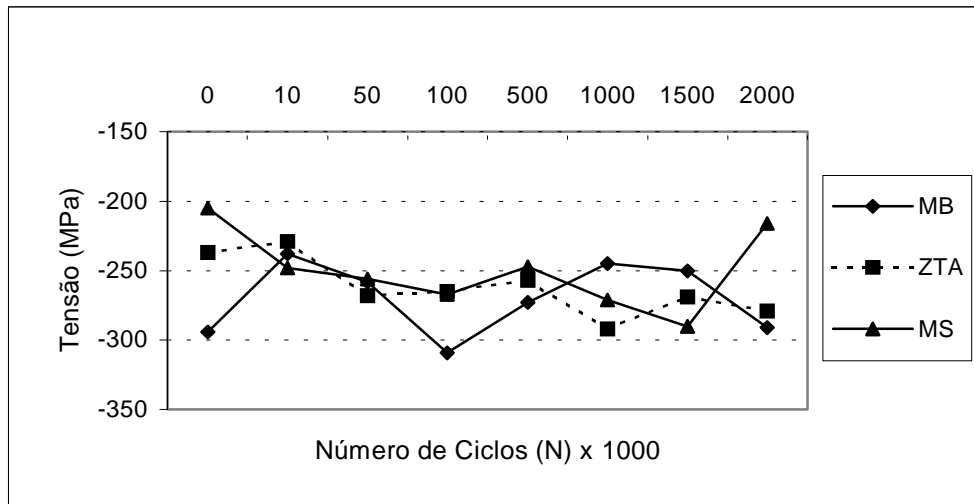
O primeiro corpo de prova testado, CpC, foi inicialmente submetido à fadiga até 2.000.000 de ciclos, usando um nível de carga equivalente à 43% do limite de escoamento do material de base. Os ensaios de fadiga foram interrompidos para medição das tensões residuais superficiais. As tensões residuais não apresentaram nenhuma variação significativa em nenhum dos pontos medidos (fig.2), razão pela qual a tensão usada para cálculo do carregamento foi aumentada para 60% do limite de escoamento do material, permanecendo inalterados os demais parâmetros de ensaio.

Os ensaios continuaram e verificou-se que as tensões começaram a sofrer algumas alterações consideráveis quando atingiu 3.000.000 de ciclos e somente na direção longitudinal (fig.3).

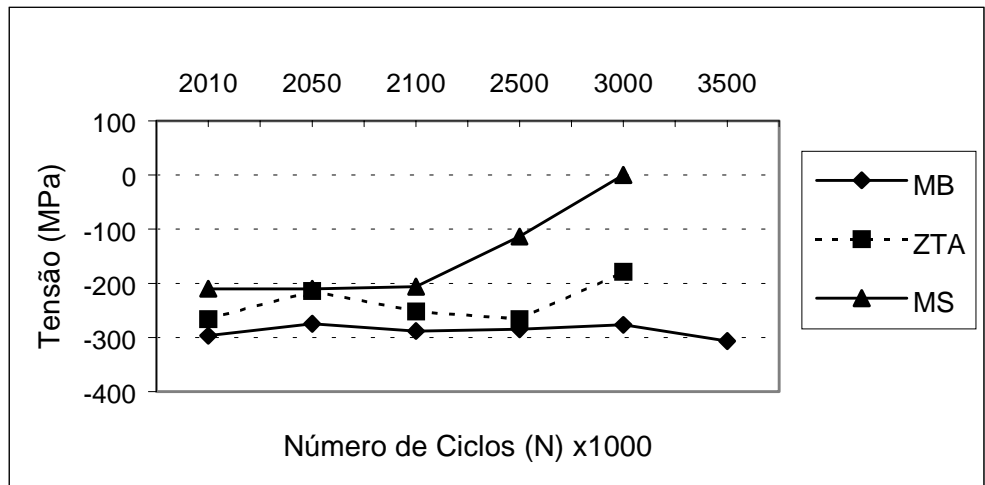
A fratura ocorreu na região do encontro dos cordões de solda. O corpo de prova fraturou com 3.380.500 ciclos de fadiga.

Simultaneamente ao CpC, foi testado o CpA. Foi utilizado um nível de carga maior e equivalente a 56% do limite de escoamento do material. Os ensaios de fadiga foram interrompidos para medição das tensões residuais superficiais. Entretanto, verificou-se após 2.000.000 de ciclos de fadiga que as tensões residuais não sofreram alterações relevantes, (fig. 4). Então, o nível de carga foi ajustado para 60% do limite de escoamento do material, permanecendo os demais parâmetros inalterados.

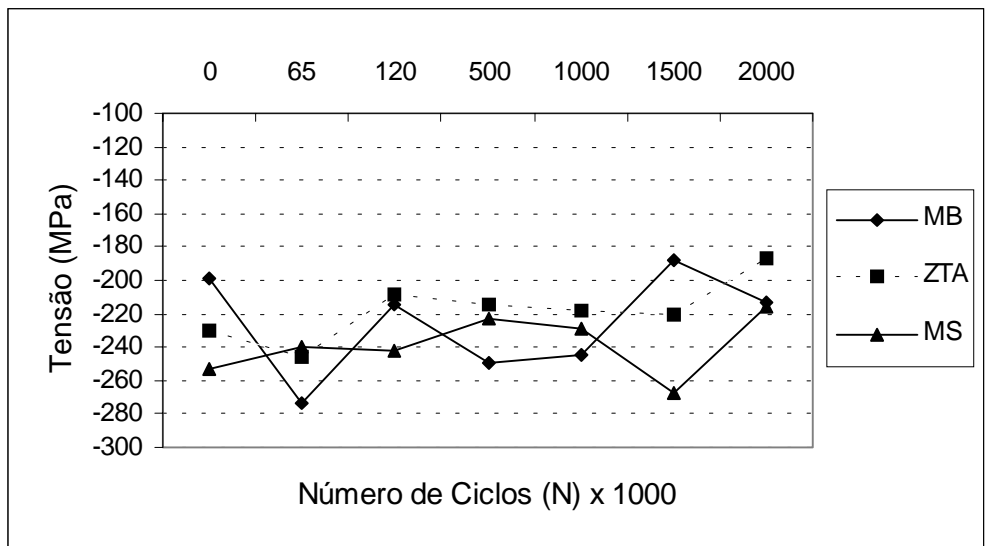
O corpo de prova CpA rompeu a 2.716.000 ciclos fora da zona útil. As tensões, que estavam sendo medidas na região do encontro dos cordões, permaneceram nos mesmos níveis, isto é, não se modificaram (fig. 5).



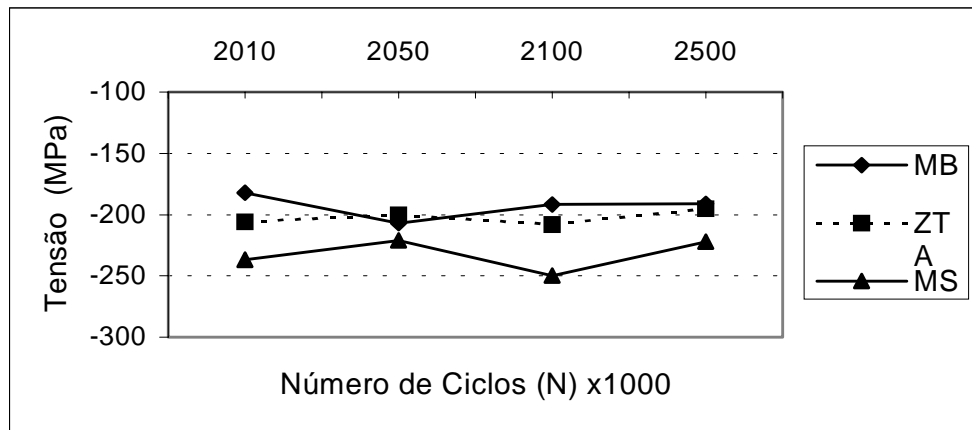
**Figura 2** – Evolução das tensões residuais longitudinais, no corpo de prova CpC, com carga equivalente a 43% do limite de escoamento do material de base.



**Figura 3** – Evolução das tensões residuais longitudinais no corpo de prova CpC, com carga equivalente a 60% do limite de escoamento do material de base, até a fratura.

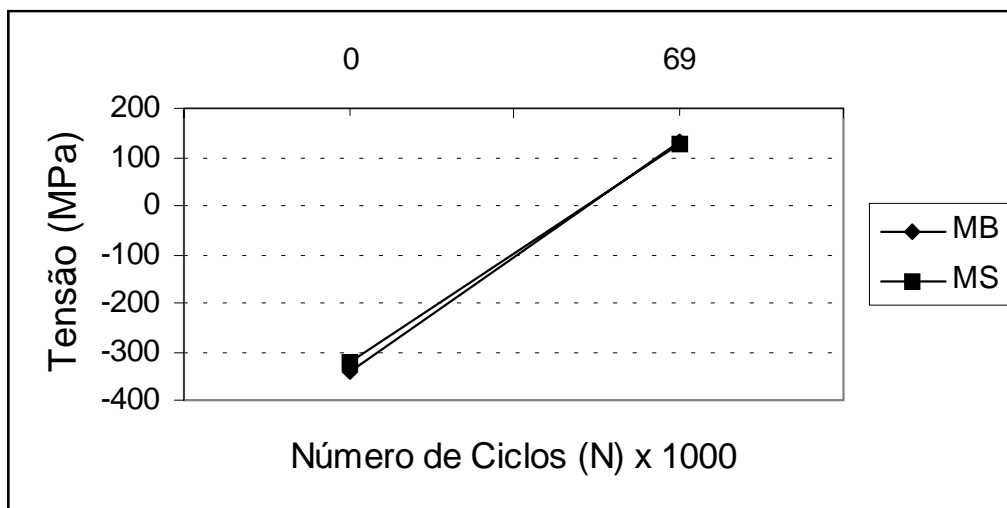


**Figura 4** – Evolução das tensões residuais longitudinais, no corpo de prova CpA, com carga equivalente a 54% do limite de escoamento do material de base.



**Figura 5** – Evolução das tensões residuais longitudinais, no corpo de prova CpA, com carga equivalente a 60% do limite de escoamento do material de base, até a fratura.

Após estes resultados e usando como referência os valores de tensão usados nos testes dos gasodutos, optou-se por usar cargas equivalentes a 80% do limite de escoamento do material. As tensões residuais modificaram-se abruptamente e o corpo de prova fraturou na região do encontro dos cordões, onde as tensões estavam sendo medidas, com apenas 69.000 ciclos de fadiga (corpo de prova CpD, fig 6 ).

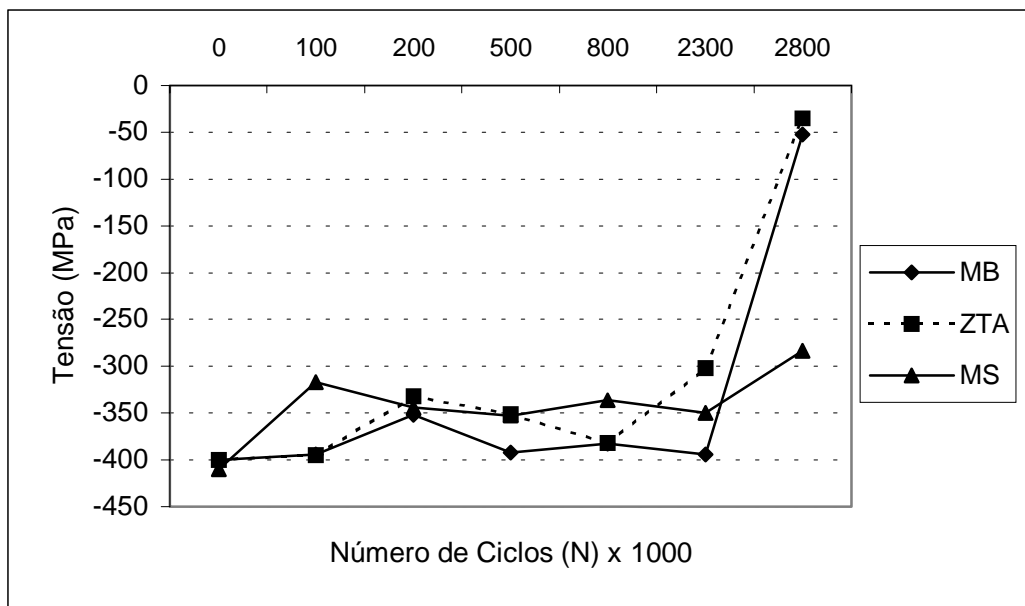


**Figura 6** – Evolução das tensões residuais no corpo de prova CpD com carga equivalente a 80% do limite de escoamento do material de base, até a fratura.

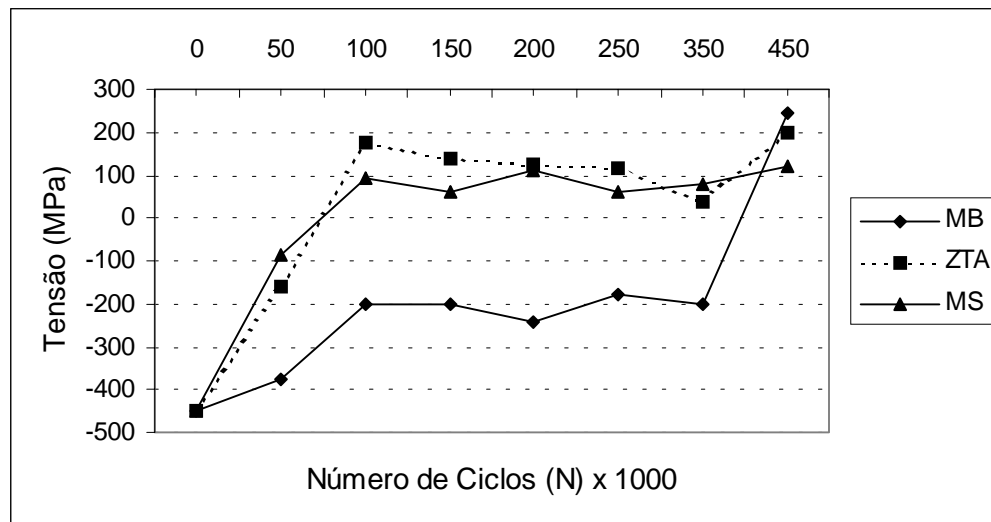
Dois novos corpos de prova foram então testados utilizando-se um nível de carga intermediário e equivalente a 70% do limite de escoamento do material, a fim de possibilitar uma variação não tão lenta quanto a 60% do LE utilizada inicialmente, e menos lenta que os 80%. Estes corpos de prova (CpB e CpE - fig.7 e fig.8), tiveram um comportamento completamente diferentes entre si. O primeiro resistiu a cerca de 3.000.000 de ciclos de fadiga, enquanto que o



segundo suportou apenas 450.000 ciclos, fraturando na zona dos encontro dos cordões, onde as tensões residuais estavam sendo medidas.



**Figura 7** – Evolução das tensões residuais no corpo de prova CpB, com carga equivalente a 70% do limite de escoamento do material de base, até a fratura.



**Figura 8** – Evolução das tensões residuais no corpo de prova CpE, com carga equivalente a 70% do limite de escoamento do material de base, até a fratura.

#### 4. Conclusões

Foi analisado o comportamento das tensões residuais de compressão introduzidas por shot peening em juntas soldadas de tubulação de aço API5LX-70, durante o desenvolvimento de ciclos de fadiga, em corpos de prova contendo o encontro de cordões de solda de fabricação do tubo com os cordões de solda circunferenciais de montagem da tubulação. Os resultados indicam que:

1. Para cargas tração-tração equivalentes a 60% do limite de escoamento do metal de base, as tensões residuais permanecem compressivas e estáveis para um elevado número de ciclos, até a fratura;
2. Para cargas tração-tração equivalentes a 80% do limite de escoamento do metal de base, as tensões residuais compressivas tornam-se de tração, para um pequeno número de ciclos;
3. Para cargas tração-tração equivalentes a 70% do limite de escoamento do metal de base, as tensões residuais permanecem compressivas, mas diminuem de valor absoluto durante o desenvolvimento dos ciclos de fadiga.

#### 6. Referências Bibliográficas

- 1) Benning, I.O. 1989, "Non-destructive determination of Load and Residual Stresses by the X-ray stress method", The Rigaku Journal, v. 6, n. 2.
- 2) Diepart, C.P., 1994, "Modelling of Shot Peening Residual Stresses - Practical Applications", Materials Science Forum v. 163-165, pp. 457-464.
- 3) Esterman, M., Navares, I.M., Ishii, K., Nelson, D.V., 1996, "Robust Design for Fatigue Performance: Shot Peening". In: Proceedings of the 1990 ASME Engineering Technical Conference and Computers on Experimental Mechanics Engineering, Irvine, USA.
- 4) Gurney, T.R., 1977, "Some Recent Work relating to the Influence of Residual Stresses on Fatigue Strength", International Conference on Residual Stress in Welded Construction and their Effect, v. 1, pp.151-164, London.
- 5) James, D.P., Edward, D.C., Christian, J.R., 1971, Proc. Conf. "Improving Welded Product Design" The Welding Institute, 16-18 Nov, v.1.
- 6) Lu, J., Bouhelier, C., Lieurade, H.P., et al., 1994, "Study of Welding Residual Stress Using The Step-by-Step Hole Drilling and X-Ray Diffraction Method", Welding in the World, v. 33, n. 2, pp. 16- 26.
- 7) Macherauch, E., Kloos, K. H., 1987, "Origin, Measurements and Evaluation of Residual Stress in Science and Technology" Ed. By E. Macherauch, V. Hauk, DGM Verlag.
- 8) Wanab, M. A., Nguyen, T. N., 1994, "Effect of Residual Stresses Produced by Mechanical Means on the Fatigue Life of Welded Structures". Second Australian International Conference on Surface Engineering, Coatings and Surface Treatments in Manufacturing, Adelaide, Austrália.

MODELO ANALÍTICO DE CÁLCULO  
DE TENSÕES RESIDUAIS EM SOLDA CIRCUNFERENCIAL

Guilherme Victor Peixoto Donato<sup>1</sup> ; Joel Regueira Teodósio<sup>2</sup>

1 – PETROBRAS – Centro de Pesquisas e Desenv. Leopoldo A. Miguez de  
Mello < [donato@cenpes.petrobras.com.br](mailto:donato@cenpes.petrobras.com.br) >

2- COPPE/EE – Universidade Federal do Rio de Janeiro  
< [teodosio@metalmat.ufrj.br](mailto:teodosio@metalmat.ufrj.br) >

RESUMO

Foi desenvolvido um modelo analítico para o cálculo de tensões residuais externas e internas, em solda circunferencial de tubos. O modelo permite calcular as tensões circunferenciais ao tubo (longitudinais ao cordão de solda) e axiais (transversais ao cordão de solda). Os resultados previstos pelo modelo foram comparados com dados experimentais obtidos por outros autores, bem como com tensões residuais medidas por difratometria de raios-X. Os resultados indicam que o modelo adapta-se bem aos dados experimentais.

LISTA DE SÍMBOLOS

$c_p$	calor específico do metal depositado
$E$	módulo de elasticidade do material na temperatura ambiente
$f$	fator da tensão de escoamento para equilibrar as tensões residuais
$I$	corrente aplicada no passe depositado
$k$	coeficiente de condutividade térmica do metal depositado
$L_1, L_2, L_3$	dimensões limites para a distribuição de tensões
$R$	raio médio da tubulação
$S_y$	tensão de escoamento do material na temperatura ambiente
$t$	tempo após iniciado o depósito do passe analisado

$t_c$	espessura do cilindro
$T$	temperatura de equilíbrio após soldagem
$T_n$	temperatura no ponto distando “r” do centro do passe depositado
$q$	“input” de calor durante o processo de soldagem
$v_p$	velocidade de soldagem no passe
$V$	voltagem aplicada no passe depositado
$x, y, z$	coordenadas do sistema cartesiano utilizado
$y(x)$	deslocamento radial médio da tubulação
$y''(x)$	segunda derivada da função deslocamento $y(x)$ ,
$\beta$	fator geométrico = $[3.(1 - \nu^2) / (R^2.t_c^2)]^{1/4}$
$\kappa = \frac{E.t_c}{R^2}$	
$\lambda = \frac{\rho c_p}{2k}$	
$\eta$	eficiência da troca térmica no processo de soldagem
$\nu$	coeficiente de Poisson
$\xi = z - v_p.t = 0$	
$\rho$	densidade do metal depositado
$\sigma_H(x)$	distribuição de tensões residuais em uma chapa soldada de tampo
$\sigma_\theta(x,z)$	distribuição de tensões circunferenciais na tubulação
$\sigma_a(x,z)$	distribuição de tensões axiais na tubulação
$\tau$	temperatura necessária para alcançar a plastificação do material

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização de elementos finitos para a previsão de tensões residuais em juntas soldadas depende da análise de grande quantidade de dados e a utilização intensiva de recursos computacionais, o que torna prolongado o tempo de resposta. O desenvolvimento de uma solução analítica para o cálculo de tensões residuais para uma geometria definida, possibilita a obtenção de resultados que, apesar de simples, permitem o estudo adequado de parâmetros de soldagem.

No presente trabalho foi desenvolvido um modelo analítico baseado na formulação de Vaidaynathan *et al* (1973). Este autor considera que o estado final de tensões residuais é o resultado de uma configuração geométrica onde os deslocamentos e rotações, após o equilíbrio, procuram minimizar a energia elástica armazenada durante o processo de soldagem.

Na medida em que se alcançam temperaturas elevadas durante a soldagem e, apesar dos tempos de resfriamento reduzidos, o material sofre um alívio em pontos de mais altas restrições. Estas alterações geométricas ficam orientadas no sentido de minimizar a energia total do sistema de tensões atuantes. A configuração final é resultado de uma distribuição de tensões residuais conhecida, que é alterada de forma a reduzir a energia, compatibilizando deslocamentos e rotações.

O modelo proposto considera as seguintes variáveis : propriedades mecânicas e físicas dos materiais de base e metal de adição (tensão de escoamento, módulo de elasticidade, coeficiente de expansão térmica, temperatura de fusão, coeficiente de condutividade térmica, calor específico,...), parâmetros de soldagem (corrente, velocidade de deposição e voltagem), distribuição de temperaturas no tubo, eficiência da troca térmica, velocidade de resfriamento, dimensões do tubo, temperatura de equilíbrio após soldagem e um campo inicial de tensões residuais auto-equilibrado.

Assume-se que apenas o primeiro e o último passes contribuem para a formação do estado final de tensões residuais.

## 2. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A metodologia empregada por Vaidaynathan *et al* (1973)], utiliza uma distribuição de tensões residuais, longitudinais ao cordão de uma solda de topo, em uma chapa plana. Para uma geometria cilíndrica esta distribuição é alterada como a seguir.

1- Tensão circunferencial (longitudinal ao cordão de solda):

$$\sigma_{\theta}(x, z) = \sigma_H(x) - \frac{E \cdot y(x)}{R} + \nu \cdot \sigma_a(x, z) \quad (1)$$

2- Tensão axial (transversal ao cordão de solda):

$$\sigma_a(x, z) = \frac{E}{(1-\nu^2)} \cdot y'' \cdot z \Rightarrow y'' = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (2)$$

A equação final da energia de deformação pode ser escrita como abaixo:

$$\bar{U} = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\sigma_H(x)^2 \cdot t_c}{2 \cdot E} \cdot dx - \int_{-\infty}^{\infty} \sigma_H(x) \cdot \frac{y(x) \cdot t_c}{R} \cdot dx + \int_{-\infty}^{\infty} \frac{E \cdot y(x)^2 \cdot t_c}{2R^2} \cdot dx + \int_{-\infty}^{\infty} \frac{E \cdot (y'')^2 \cdot t_c^3}{24 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot dx \quad (3)$$

Com a função deslocamento dada por.

$$y(x) = \int_1^{\infty} \frac{p(x)\beta}{2\kappa} \cdot e^{-\beta \cdot (x-1)} \cdot (\cos \beta \cdot (x-1) + \sin \beta \cdot (x-1)) dx + \int_{-\infty}^1 \frac{p(x)\beta}{2\kappa} \cdot e^{-\beta \cdot (1-x)} \cdot (\cos \beta \cdot (1-x) + \sin \beta \cdot (1-x)) dx \quad (4)$$

Para a obtenção do campo de tensões residuais final na estrutura, é necessária a utilização de um modelo de distribuição de temperaturas e o cálculo do valor máximo alcançado em cada ponto. O centro de geração da energia térmica, é considerado como o ponto central do cordão de solda depositado. A relação entre a temperatura máxima e a distância do ponto, escolhida para o desenvolvimento do trabalho, é dada por Rosenthal *et al* (1941):

$$T_n = \frac{\eta \cdot q \cdot e^{-\lambda \cdot vr}}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot r} \quad (5)$$

O modelo térmico baseia-se em uma função  $f(T) \propto e^{-r/r}$ , diferentemente do estudo original de Vaidyanathan, que relaciona a dimensão com o inverso da temperatura, ou seja  $f(T) \propto 1/r$ , o que altera a distribuição de tensões residuais após soldagem.

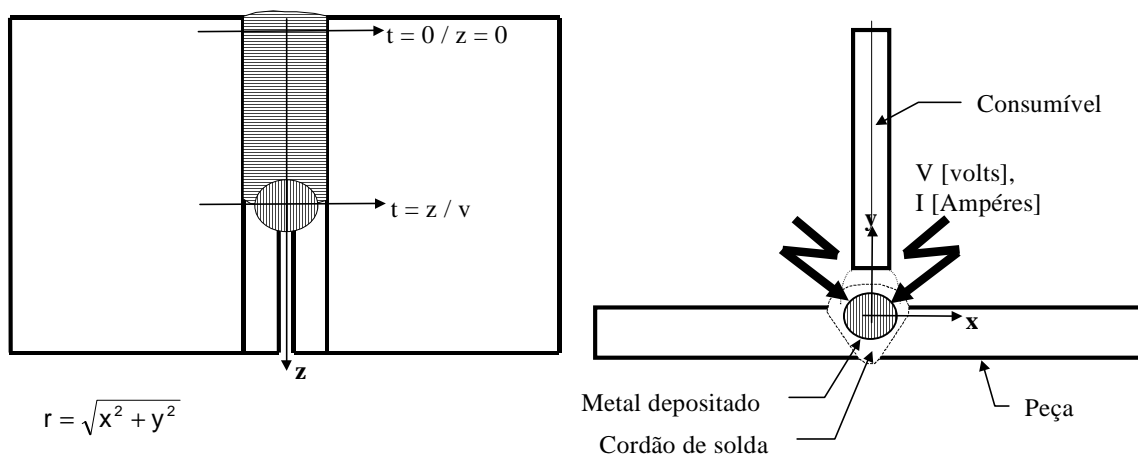


Figura 1 - Sistema de coordenadas envolvido no modelo térmico

A distribuição de tensões residuais inicial utilizada é indicada pela figura 2. Essa distribuição de tensões é simplificada, permitindo uma solução analítica sem a utilização de cálculos numéricos na integração das funções.

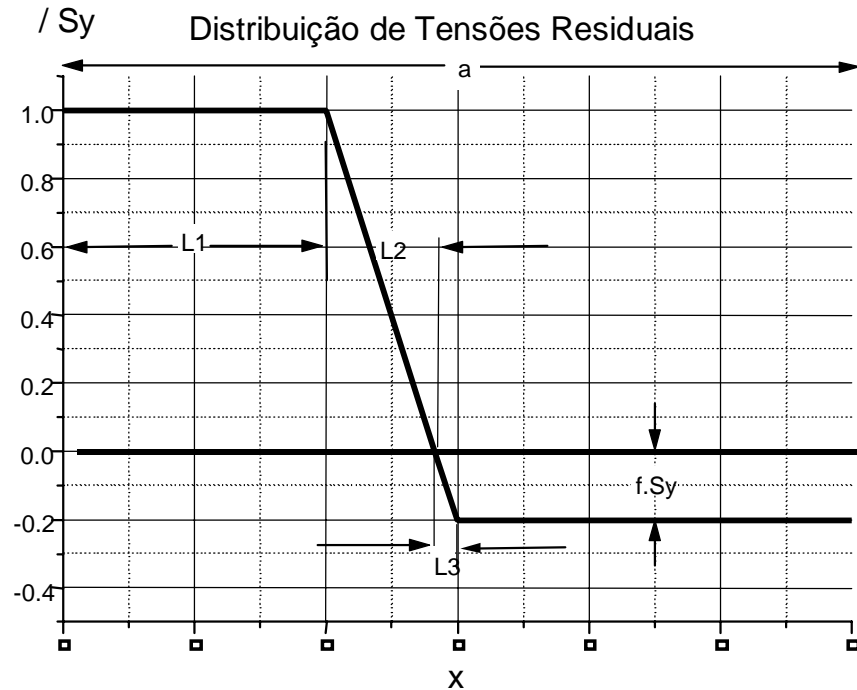


Figura 2 - Distribuição de tensões residuais equilibradas  $\sigma_H(x)$  em solda de tôpo

Da equação (5), obtêm-se as expressões para os limites ( $L_1$ ,  $L_2$  e  $L_3$ ) de distribuição das tensões residuais  $\sigma_H(x)$ .

$$(T + 2.\tau) = \frac{\eta.q.e^{-\lambda v L_1}}{2.\pi.k.L_1} \quad (6)$$

$$(T + \tau) = \frac{\eta.q.e^{-\lambda v(L_1+L_2)}}{2.\pi.k.(L_1 + L_2)} \quad (7)$$

$$(T) = \frac{\eta.q.e^{-\lambda v(L_1+L_2+L_3)}}{2.\pi.k.(L_1 + L_2 + L_3)} \quad (8)$$

Com esses limites, é possível a definição das funções que representam a curva de distribuição de tensões indicada na figura 2. É garantida a condição de equilíbrio dessa distribuição de tensões residuais, ao longo do eixo longitudinal da chapa, através da determinação do fator "f".

A função deslocamento  $y(x)$ , dada pela equação (4), é resultado da integração, ao longo do eixo longitudinal do tubo, em pontos discretos, aproximando-se por uma sucessão de segmentos de reta ligando os valores

calculados. Após a obtenção de  $y(x)$  e suas derivadas, é possível calcular a distribuição de tensões residuais que minimizam a energia elástica do sistema.

A figura 3 compara os resultados calculados pelo modelo desenvolvido, indicando a adaptação aos resultados experimentais obtidos por Vaidyanathan *et al* (1993).

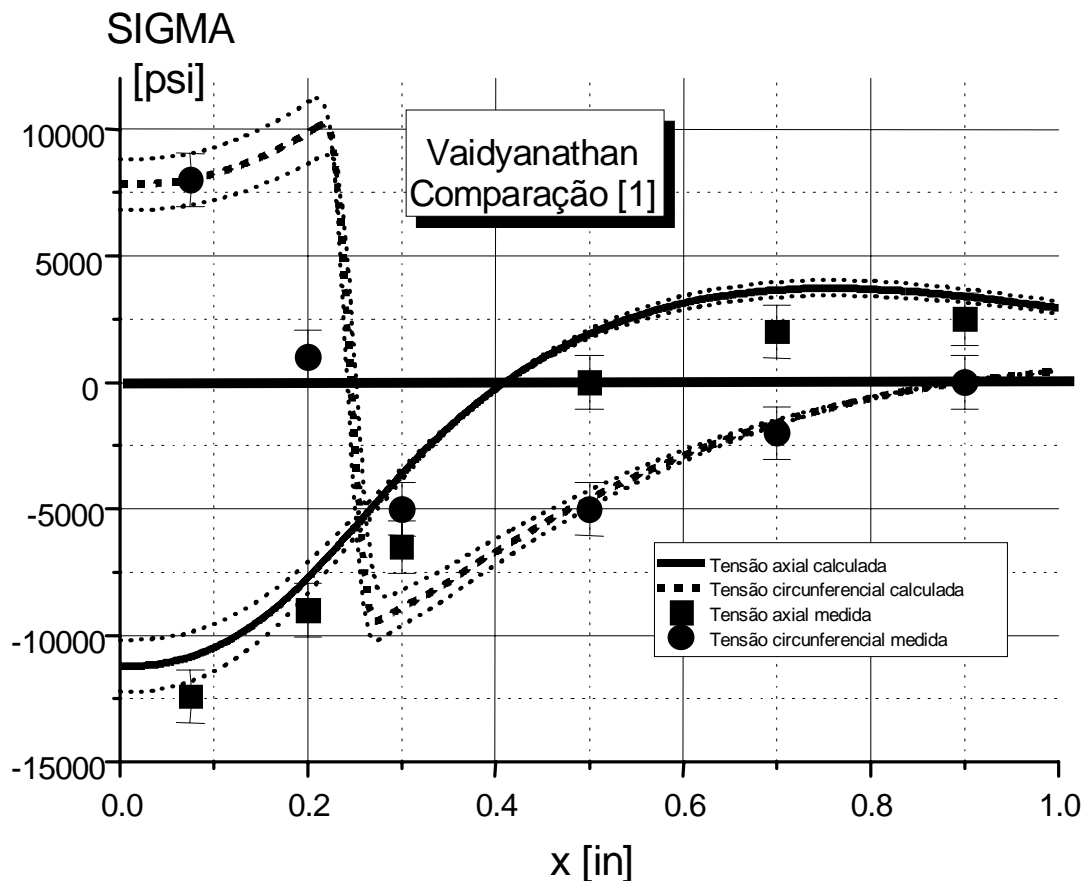


Figura 3 - Tensões axiais e circunferenciais no tubo

As figuras 4 e 5, mostram a comparação das curvas previstas pelo modelo desenvolvido, com os resultados experimentais obtidos por Fujita *et al* (1980). As figuras indicam uma boa adequação dos valores calculados, com exceção dos pontos próximos ao centro do cordão de solda. Isto se deve ao valor do escoamento do metal de solda superior ao do metal de base, que pode se alterar com a introdução de um fator de correção nos cálculos.



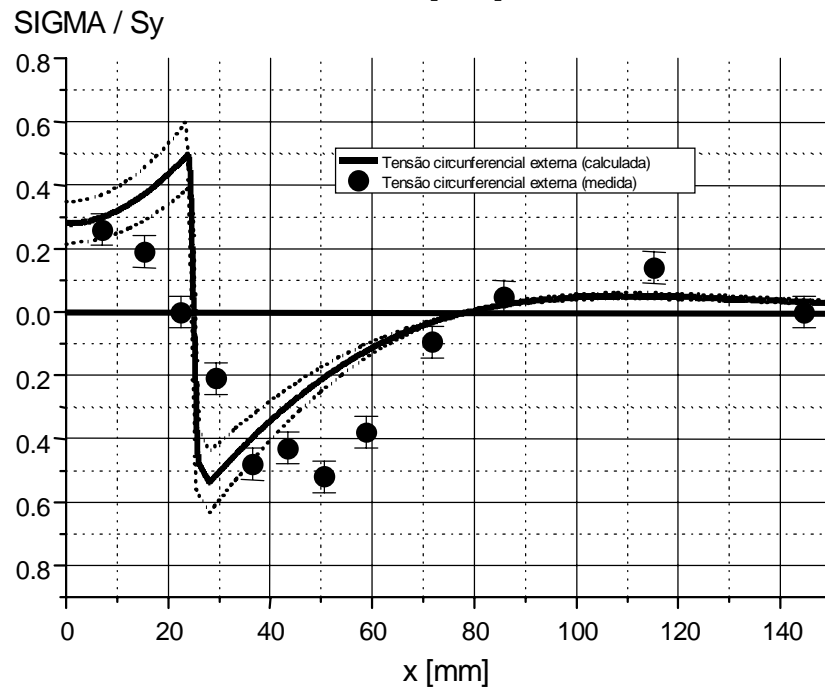
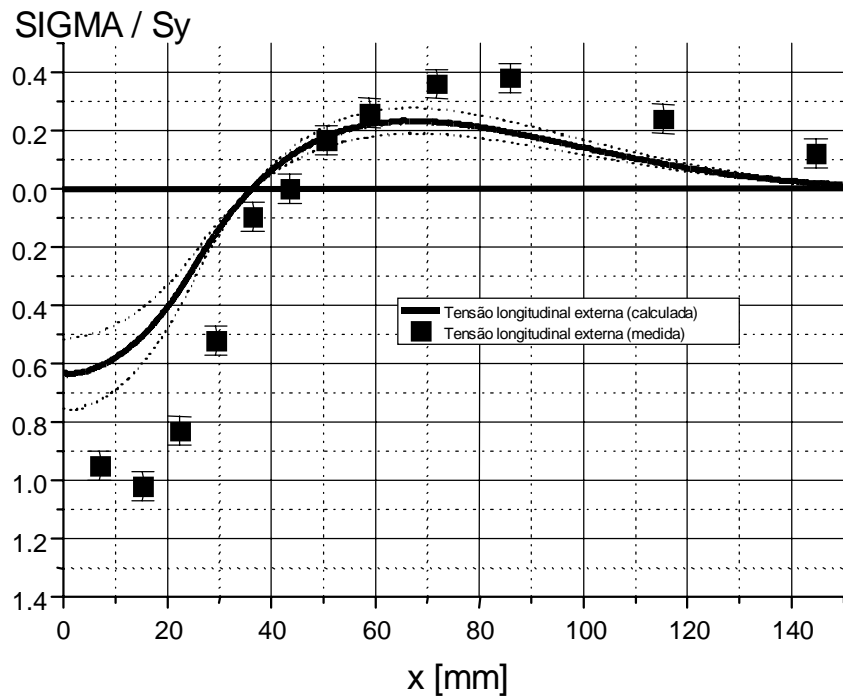


Figura 4 – Tensões residuais axiais e circunferenciais externas

A figura 6, compara as curvas previstas pelo modelo desenvolvido, com resultados experimentais, em solda circunferencial de tubo, obtidos através de difratometria de raios-X, utilizando-se o equipamento portátil descrito por Donato *et al* (1999).

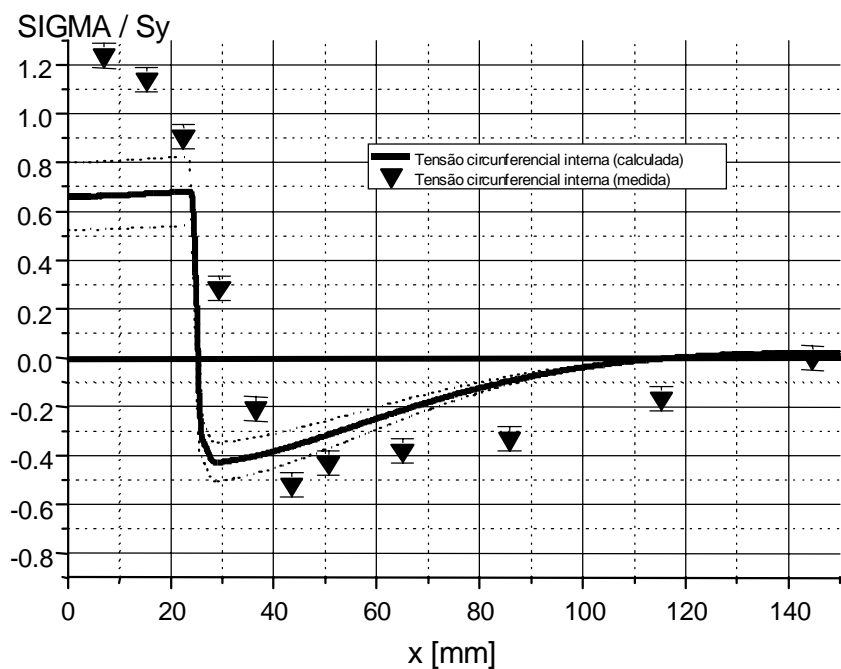
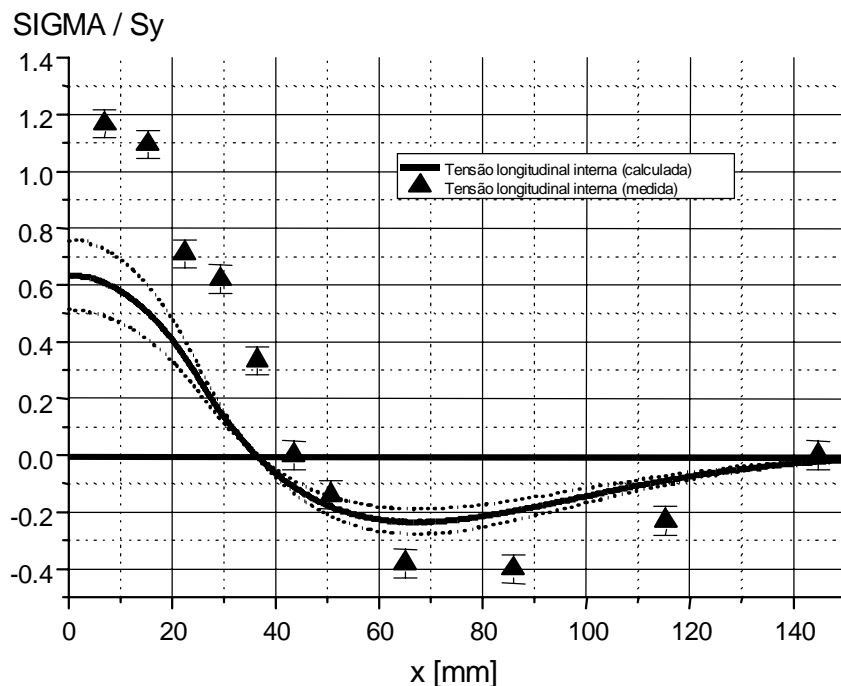


Figura 5 - Tensões residuais axiais e circunferenciais internas

O tubo é de material SA -106 Gr. B e o metal de adição foi o ER-70S3, com a utilização do processo de soldagem TIG. O tubo possui 50,8 mm de diâmetro e 5,54 mm de espessura. Nos cálculos foram utilizados os valores de escoamento do metal de solda e do metal de base. É obtida uma boa adequação entre os resultados experimentais e os calculados pelo modelo, inclusive no cordão de solda.

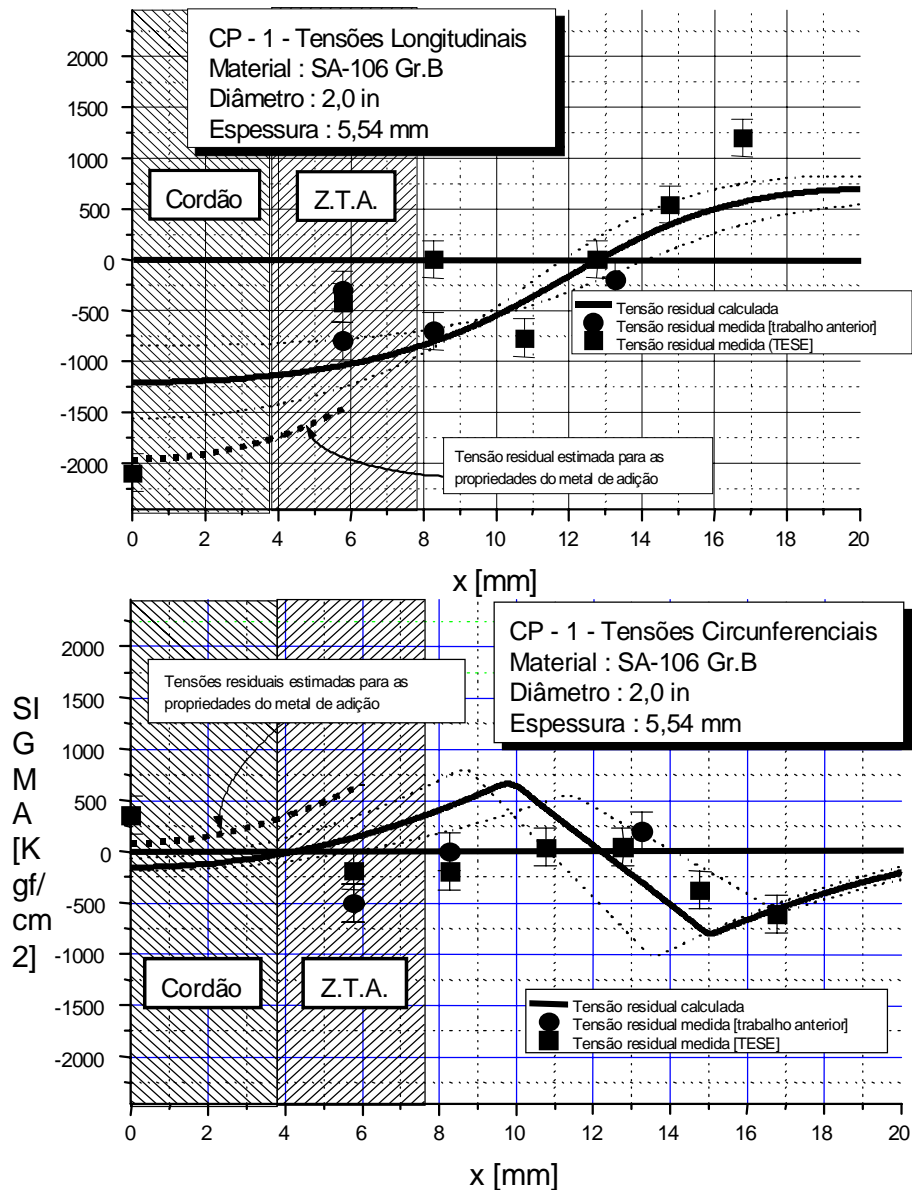


Figura 6 - Tensões Longitudinais e Circunferenciais no corpo de prova n.1

### 3. CONCLUSÕES

- 1 – Foi desenvolvido um modelo analítico que permite calcular com precisão, as tensões residuais internas e externas de solda circunferencial em tubo;
- 2 – Os valores calculados pelo modelo foram comparados com resultados experimentais obtidos por difração de raios-X, e com resultados experimentais obtidos por outros autores. Os valores calculados coincidem.
- 3 - Para pontos localizados no cordão de solda, é necessário utilizar o limite de escoamento do metal de solda no cálculo das tensões.

#### **4. REFERÊNCIAS**

Donato, Guilherme V. P., 1999, “Previsão de Tensões Residuais em Juntas Circunferenciais de Tubulações”, Tese de Doutorado, COPPE – Universidade Federal do Rio de Janeiro, 195p.

Fujita Y., Nomoto T. and Hasegawa H., 1980, “Deformations and Residual Stresses in Butt-Welded Pipes and Spheres”, IIW DOc.X, pp-963-980.

Rosenthal D., 1941, “Mathematical Theory of Heat Distribution During Welding and Cutting”, Welding Journal Research Supplement, pp.220-234.

Vaidyanathan S., Todaro A.D., Finniew I., 1973; “Residual Stresses due to circumferential welds”, Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME, pp 233-237.

## CONTACT ON TOOL FLANK FACE IN MACHINING

**Bergson Merchiolato Ferreira Maia**

**Alexandre Martins Reis**

**Marcio Bacci da Silva**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Bloco 1M Campus Santa Mônica, 38400-089, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: mbacci@mecanica.ufu.br

### **Abstract**

It is probable and has been observed that during machining there is contact between the machined surface and tool flank face due to spring back of the material passing the cutting edge. This recovery suggests that a minimum depth of cut is expected. The contact length and the minimum depth of cut is estimated in this work using theoretical relationship and experimental measurements from residual cutting forces (ploughing forces). These forces are obtained measuring the cutting forces for different feed rates and then extrapolating back to zero feed rate. The theoretical calculation of the contact using the equation derived for the static situation does not give consistent results, both for the length of the contact and the stress involved in the process. However there is some experimental evidence that indicates the proportion of the contact, which could be due to elastic recovery of the material.

Keywords: Machining, Mechanical Contact, Tribology

### **1. INTRODUCTION**

The majority of work in metal cutting admits contact between the workpiece and the tool flank face only if there is flank wear and the tool is not sharp. The focus of attention is the region of contact on the rake face. Therefore in a turning operation with a single point tool three forces are considered: the cutting force in the direction of cutting speed; feed force in the direction of feed and thrust force in the direction perpendicular to the feed. These forces are a consequence of the force necessary to shear the material on the primary shear plane to form the chip and the new machined surface and the force necessary to overcome the resistance to chip movement on the rake face of the tool, the secondary shear zone. The contact on the flank face is not taken into account concerning the distribution of force.

Considering that the material machined is not a perfect plastic material, there could be some elastic deformation involved in the process. In fact the temperature achieved by the cutting zone and the high strain rate can affect the behaviour of the material during cutting. Because the strain rates during machining are so high, and there are no means to test a material under such conditions, the fundamental behaviour of the material is unknown. However for most ductile materials some elastic deformation during cut could be considered. Thus this elastic behaviour of the material suggests a contact of the machined surface with the tool flank face. It means that the tool needs to penetrate a specific depth into the material before starting to cut it. In other words, there is a minimum depth of cut that will depend on many factors, but mainly on the properties of the material. For values less than this minimum the material will not be cut, just be deformed.

Some authors named the forces due to the contact between workpiece surface and tool flank face residual cutting forces or ploughing force, Albrecht (1960), and believe that they are independent of feed rate. Therefore considering that there is no BUE the residual forces

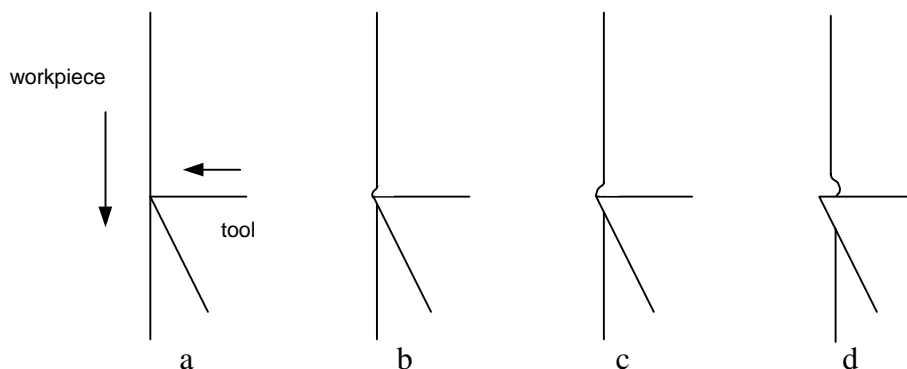
can be calculated by means of extrapolation of a curve of cutting forces back to zero feed rate. This is done assuming that the residual forces, and so the contact length on the flank face, will not change with feed. Thus the forces during cutting are composed of the force necessary to shear the material and form chip and new surface on the shear zone, the force to overcome friction (and shear the chip) on the rake face and the residual forces on the flank face.

When there is a BUE, depending on its size and shape the situation can change. The BUE formed avoids contact with the flank face, but there is still elastic recovery after the material passes the BUE. However if extrapolation of the forces as above is used to calculate the residual cutting forces, the results will be misleading, because the conditions in the cutting zone will change with the feed rate when a BUE is present.

## 2. CONTACT LENGTH ON THE FLANK FACE

The usual representation of orthogonal cutting considers that the machined surface is being formed exactly at the cutting edge and will not have contact with the tool flank face. It is reasonable to consider chip formation by shearing action along a plane inclined with the direction of cut.

In the orthogonal cutting when the tool touches the workpiece, before it starts to cut some elastic deformation takes place. As the tool advances towards the workpiece the elastic limit of the material is reached and it starts to flow plastically. At this point there is no plastic deformation of the material but elastic deflection and no cutting. Eventually point is reached where the plastic deformation above the cutting edge compels the material to shear along the primary shear plane, and starts the chip formation. This contact with the tool rake face has a great effect on machining and the secondary shear zone. Figure 1 illustrates these situations.



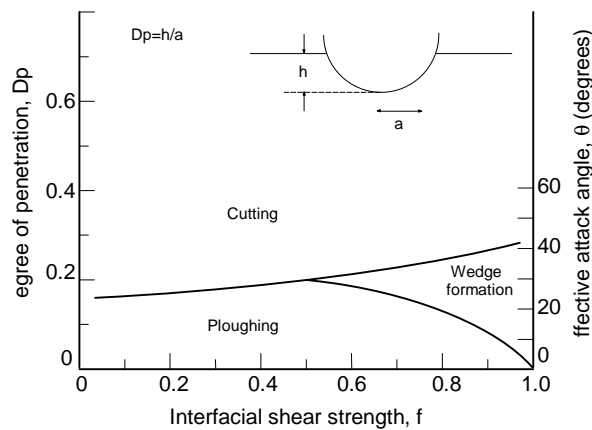
**Figure 1.** Initiation of cut: a-tool touches the workpiece; b-elastic deformation; c-plastic deformation; d-about to start to cut.

After the cut has started the situation can change and either there is no more contact on the flank face or the contact can continue independent of what happens above the cutting edge. Wallbank (1978) found evidence of this contact below the cutting edge when cutting different materials, suggesting that the contact can still exist during the cut.

Considering a tool with a rounded cutting edge instead of sharp wedge, when it touches the workpiece, and before it starts to cut, the movement is similar to the ploughing action of a hard particle sliding against a rigid plastic body. In this case the ridge of deformed material is pushed along ahead of the slider, no material is removed from the surface, instead the material flows beneath the particle. Three modes of sliding can be distinguished: cutting, wedge formation, and ploughing. The attack angle (inclination of the rake face) of the slider (particle in abrasion) and the conditions of the interface determine the transition between them. In experiments using a single particle as abrasive, the inclination of the cutting face determines whether material is removed or not, Sedricks et al. (1963).

When the sliding action results in removal of material the attack angle is the angle between the rake face and the direction of cutting speed. However, considering a rounded cutting edge at the moment when the tool touches the surface of the workpiece (without cutting) this angle is zero. As the tool penetrates into the surface this angle varies from zero to the attack angle of the tool. Therefore if the tool edge geometry is a cylinder then the depth of penetration will control the attack angle. Consequently the mode of sliding will depend on the penetration.

Figure 2 illustrates the effect of the attack angle or depth of penetration in the sliding mode for three materials. A sphere sliding against a plane surface. The interfacial shear strength,  $f$ , is the ratio between the shear stress at the interface (tangential force necessary to continue the movement) and the shear yield stress of the material of the plane surface.



**Figure 2.** Modes of deformation observed in the sliding of a hard spherical indenter on  $\alpha$ -brass, plain carbon steel (0.45% C) and an austenitic stainless steel (AISI 304), Hokkirigawa et al., 1988 (after Hutchings, 1992).

The mode of sliding depends on the force (normal load), radius of the indenter, and shear strength of the contact. According to the experimental results at low speeds, the transition from one mode of sliding to another depends on the lubrication. For experiment in Hokkirigawa et al. (1988) the load was about 0.7N and the radius of the indenter 27 $\mu$ m (and 62 $\mu$ m).

This above graph (figure 2) shows the condition at the rake face at the start of cutting. For example if there is complete adherence the cut starts when the attack angle is higher than 40 degrees, or degree of penetration is 0.3. When there is perfect lubrication however, the degree of penetration necessary to start cutting is less than 0.2.

In this experiment an interesting result was obtained that over a certain value of  $D_p$  the coefficient of friction is the same for both conditions, lubricated or dry.

The contact length could be estimated if the value of the forces acting on the contact is known. Direct measuring of the load  $F$  in cutting is not possible because it will be necessary to adjust the depth of cut to the minimum value, which is unknown. However there are other methods to estimate this force. Supposing the contact does not depend on feed rate it is possible to measure this force for various feeds and then extrapolate back to zero feed rate as in Chu (1998). Gordon (1967) used a split cutting tool device to measure and separate the forces acting on the rake face and flank face, but some extrapolation is still needed for values close to the cutting edge.

### 3.EXPERIMENTAL WORK

The machining process used was external turning of an AISI1040 rolled steel with an average hardness of 199Hv. The composition of the material was:

0.43%C 0.83%MN 0.19%Si 0.035%S 0.007%P 0.19%Cu 0.11%Ni 0.14%Cr 0.05%Mo 0.027%Al 0.04%Ti

The tool was cemented carbide designated ISO M35 with a TiN-TiC-TiN coating. It has geometry given by SNMG 120404. When mounted in the tool holder the approach angle was 45 degrees, the rake angle was 5 degrees, the clearance angle 5 degrees and zero inclination of the cutting edge. This tool has rounded cutting edges with a radius of 0.0425mm measured in the optical microscope.

Three cutting speeds were used: 22, 30, and 40m/min. Cutting forces are measured for several feed rates (0.005, 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05, 0.10, 0.15mm/rev) and then extrapolated to zero feed. These cutting speeds are in the region of BUE formation (for the highest feed rates), which could affect the extrapolation, however at low feed rates there is no BUE.

### 4.RESULTS AND DISCUSSION

The results of the force measurements (cutting force and feed force) and the curve used to fit them are shown in figure 3, as well as the correlation factor, which is very good, for each curve.

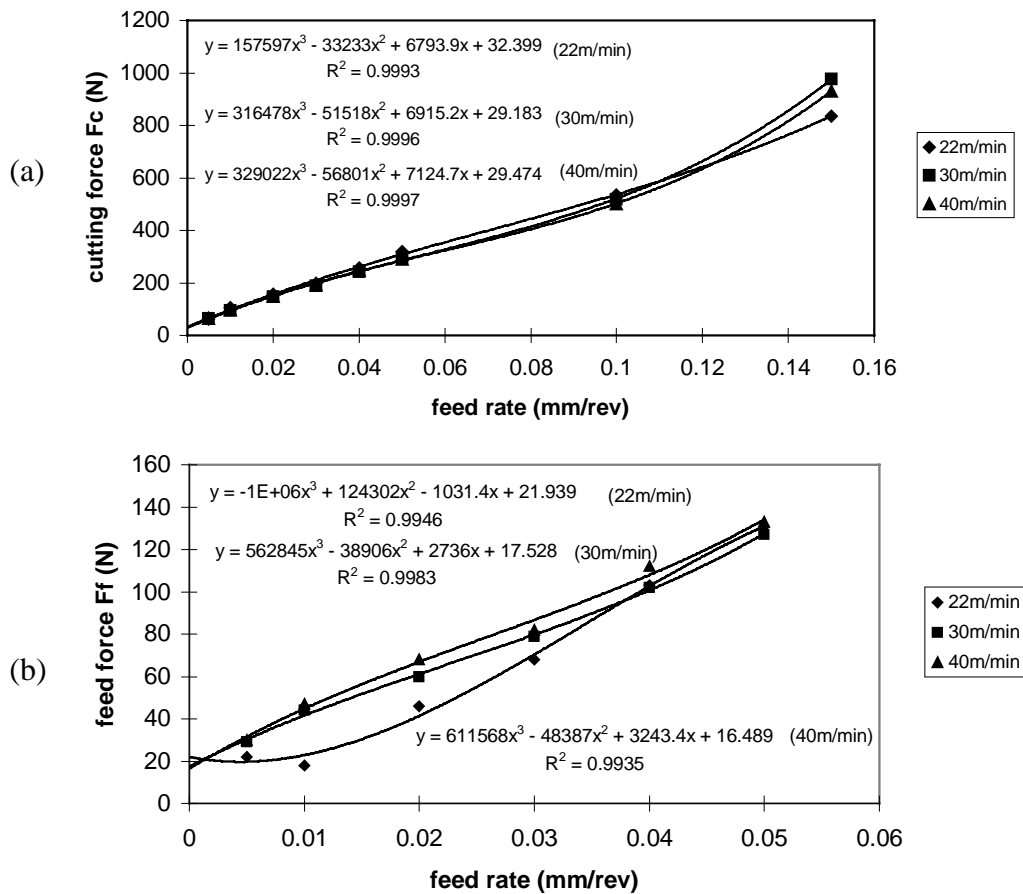


Figure 3. Residual cutting forces. a-cutting force  $F_c$ , b-feed force  $F_f$ .



According to these graphs the following residual forces are obtained:

Vc (m/min)	Fc (N)	Ff (N)
22	32	23
30	29	25
40	29	31

Feed force is the result of the measurement but resolved in the direction of the chip flow, which means the extrapolated value divided by  $\sin(45^\circ)$ .

In the case of zero feed rate, the movement of the tool against the workpiece can be considered as a mechanism of metallic friction. The force required to move the slider (tool) is considered to be the force to shear the junctions that form between the surfaces and the force necessary to displace the material of the workpiece from the front of the tool, Bowden et al. (1958).

According to the theory, the ploughing force depends on the width of the track. In the case of machining the width of the cut is the depth of cut, or the length of the cutting edge that is in action.

Wallbank (1978) measured a contact length of approximately 0.180mm for mild steel and dry conditions using a special quick stop device where the tool moves horizontally. The minimum depth of cut for a contact length of 0.180mm is approximately 10 $\mu$ m. This value is obtained by the geometry of the tool. The area of contact is then approximately 0.6mm<sup>2</sup>, which gives a normal stress of 42N/mm<sup>2</sup> (25/0.6). Considering Young's modulus of 20x10<sup>4</sup> N/mm<sup>2</sup> for steel, the engineering strain causing such deformation should be in the order of 10<sup>-3</sup>. The same calculation for all conditions indicates an engineering strain between 10<sup>-4</sup> to 10<sup>-3</sup> (the strain at the limit of proportionality in a normal tension test is of the order 3x10<sup>-3</sup> for steels), depending on the cutting speed. This suggests that a minimum depth of cut of 10 $\mu$ m (generating a contact on the flank face of 0.180mm) could well be elastic deformation of the workpiece.

For the static situation, the theory predicts that plastic deformation begins when the mean pressure is 1.1Y, where Y is the uniaxial yield stress of the material. This value is about 350N/mm<sup>2</sup> for the AISI1040. Assuming that cutting will start at the onset of plastic deformation the results of the tests gives very high values for the mean pressure to start chip formation.

Form et al. (1970) consider that there will be a contact length below the cutting edge on the flank face, but this contact is formed by a dead material that adheres and envelopes the cutting edge. This dead material is similar to a BUE extended to the flank face. He suggests that the new surfaces (machined surface and chip) are formed by cracks that initiate at the extremity of this dead zone which have to exist independent of the cutting conditions, otherwise separation of material is not possible. In the experiments of Wallbank (1978) using a horizontal quick stop, there is no sign of fracture on the contact band, which would be expected if the contact is formed by dead zone of material adhered to the tool. However this can be a mechanism of formation of the surfaces when there is BUE. Depending on the shape of the BUE formed it can extend into the workpiece, changing the tool edge geometry (edge rounding) and avoiding contact between machined surface and tool.

To calculate the contact length using expressions for the static situation it is assumed that when pressing the tool against the material the contact will persist when the tool starts to move. At this point it is interesting to recall that the hardness indentation will leave a mark in the material that depends on the ductility. For example, if we use a pyramidal indenter the

shapes shown on figure 4 are possible, and the last one are typical of ductile materials.

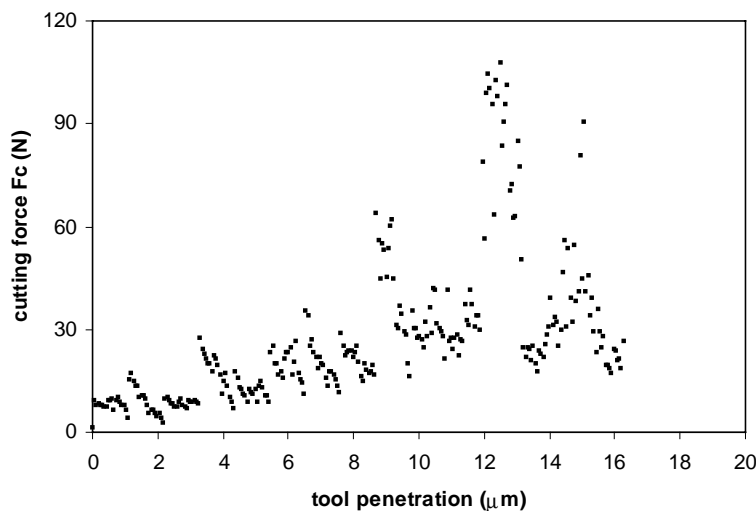


**Figure 4** Exaggerated shapes left on the material by a pyramidal indenter, Dieter (1976).

If this could persist when the indenter moves, the contact length on flank face will certainly be higher than the ones obtained by the theoretical calculations.

In the experiments of Sedricks (1963) to simulate the abrasive process, a pyramidal indenter was used as the tool. It was observed that the normal force is supported just by the friction of the chip with the rake face and therefore no contact with the flank face. The contact existed just for the static situation.

Assuming that it is true that the tool has to penetrate a certain depth to start to cut material and that the residual forces represents the forces acting on the cutting edge just before the cut starts it is possible to give experimental evidence of this critical penetration. In the graph of cutting force against time, the time necessary for the force to reach the mean value (and oscillate around it), represents the time since the tool first touches the surface until it is removing material at a constant undeformed chip thickness. As an example, the graph of figure 5 presents the behaviour of cutting force against time for  $V_c=22\text{m/min}$  and  $f=0.001\text{mm/rev}$ , for the same material and depth of cut used in this work.



**Figure 5.** Cutting force against time, 22m/min, 0.001mm/rev.

The diameter of the workpiece was 180mm, which means that the angular speed was 39rpm. The feed speed is therefore 0.04mm/min, or 0.0007mm/s. It takes about 13s for the force to reach the mean value. The force in this graph was measured at a frequency of  $12\text{ s}^{-1}$ . At this frequency and for the feed speed it means that the force was measure every time the tool travelled  $0.05\mu\text{m}$  in the direction of the feed. According to the graph the value of 32N, which is the residual cutting force for 22m/min, is reached when the tool had penetrated more than  $9\mu\text{m}$ . This value is very close to the one that would give a contact length on the flank face of 0.18mm.

If this contact persists unchanged during the cut, it will generate heat to increase the temperature of the workpiece and tool. Part of the heat generated on the primary shear plane to form the chip is dissipated into the workpiece increasing its temperature. After forming the

chip, there is the contact with the tool flank face and heat generation, and a further increase in the workpiece temperature will be seen. Therefore, when using the relationship to calculate the temperature of the workpiece due to heat coming from the primary shear plane, like the one proposed for Boothroyd et al. (1989), another term due to the contact with the flank face has to be added.

## **5.CONCLUSIONS**

This work shows some evidence for contact between machined surface and tool flank face. Direct measurement of this contact is very difficult, if not impossible, but it seems reasonable to expect that it will happen in machining. There is some experimental evidence that indicates the proportion of the contact, which could be due to elastic recovery of the material.

## **6.REFERENCES**

Albrecht, P., 1960, "New Developments in the Theory of the Metal-Cutting Process – Part 1. The Ploughing Process in Metal Cutting", Trans. of ASME, Journal of Engineering for Industry, November, pp 348-358.

Boothroyd, G. and Knight, W.A., 1989, "Fundamentals of Machining and Machine Tools", Marcel Dekker, Inc, 2<sup>nd</sup> edition, New York, USA.

Bowden, F.P. and Tabor, D., 1958, "The Friction and Lubrication of Solids", Oxford University Press, London, UK.

Chu, T.H., 1998, "An Experimental Study of the Workpiece Temperature on the Machined Surface During Metal Cutting", PhD thesis, University of Warwick, UK.

Dieter, G.E., 1976, "Mechanical Metallurgy", McGraw-Hill, Inc., New York, USA.

Form, G.W. and Beglinger, H., 1970, "Fundamental Considerations in Mechanical Chip Formation", Annals of the CIRP, vol. XVIII, pp 153-167.

Hokkirigawa, K. and Kato, K., 1988, "An Experimental and Theoretical Investigation of Ploughing, Cutting and Wedge Formation During Abrasive Wear", Tribology International, February, vol. 21, n 1, pp 51-57.

Gordon, M.B., 1967, "The Applicability of the Binomial Law to the Process of Friction in the Cutting of Metals" - Wear, vol. 10, pp 274-290.

Hutchings, I.M., 1992, "Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials", Edward Arnold, London, UK.

Sedricks, A.J. and Mulhearn, T.O., 1963, "Mechanics of Cutting and Rubbing in Simulated Abrasive Processes", Wear, vol. 6, pp 457-466.

Wallbank, J., 1978, "Flow at the Cutting Edge and the Generation of New Surfaces During Metal Cutting", PhD Thesis, University of Birmingham, UK.

## MICROESTRUTURA DA LIGA EUTÉTICA Sn-Pb SUPER-RESFRIADA

**Walman Benício de Castro**

**Manuel de Lucena Maia**

Universidade Federal da Paraíba – Centro de Ciências e Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica, Caixa Postal 10069, 58109-970, Campina Grande, PB, Brasil.  
E-mail: walman@dem.ufpb.br

### Resumo

A Solidificação Rápida pode ser estabelecida pela aplicação de altas taxas de resfriamento ( $10^2 - 10^6$  K/s) ou pela aplicação de altos níveis de super-resfriamento, os quais ocorrem quando sítios de nucleação heterogênea são reduzidos ou eliminados. Várias técnicas tem sido desenvolvidas com o objetivo de reduzir ou eliminar sítios de nucleação heterogênea como é o caso da técnica de fluxo usada neste trabalho. O objetivo do presente trabalho foi verificar a influência do nível de super-resfriamento na morfologia da liga de composição eutética do sistema Sn-Pb, utilizando a Técnica de Fluxo. Quando o super-resfriamento aumentou de 6 para 23 graus foi observado uma transição na morfologia de eutético lamelar para eutético anômalo. Morfologia de eutético anômalo é típico de um processo de solidificação rápida. Isto mostra que, com o aumento do super-resfriamento, mais rápido é o crescimento das fases presentes no estágio inicial de solidificação, provocando com isso mudanças morfológicas em suas microestruturas.

**Palavras-chave:** Liga eutética Pb-Sn, Super-resfriamento, Solidificação.

### 1. INTRODUÇÃO

O processo de solidificação rápida de metais e ligas metálicas pode produzir estruturas com características bem particulares e de grande interesse tecnológico tais como grãos refinados, estruturas homogêneas sem segregações, soluções sólidas supersaturadas, fases metaestáveis, e estruturas amorfas (Perepezko *et al.*, 1995). Um processo de solidificação rápida pode ser alcançada através da aplicação de altas taxas de resfriamento ( $10^2 - 10^6$  K/s) ou pela imposição de altos níveis de super-resfriamento através da minimização ou eliminação de agentes nucleantes. As técnicas que reduzem os agentes nucleantes com alto potencial catalítico possibilitam a obtenção de altos graus de super-resfriamentos com baixas taxas de resfriamento, da ordem de 1 K/s, como também possuem a vantagem de um monitoramento preciso da temperatura, inclusive a medida da temperatura de nucleação e conseqüentemente o super-resfriamento do metal líquido. Os agentes nucleantes que promovem a nucleação heterogênea podem estar presentes nos materiais usados para

confeção da liga, podem ser do resultado de reações molde/metalo, ou ainda podem ser formados durante a operação de fusão por oxidação de elementos do metal ou liga. A própria parede do cadinho pode atuar como um substrato para ocorrência da nucleação heterogênea, caso o ângulo de molhamento entre o metal fundido e a parede do cadinho for pequeno, sendo esta uma das formas mais eficientes de sítios catalíticos (Tewari, 1987). Dentre as técnicas que utilizam o princípio da minimização ou eliminação de agentes nucleantes, se encontra a técnica de Fusão em Presença de Fluxo, que consiste em fundir e resfriar o metal ou liga envolto em um fluxo. Esse fluxo, que além de evitar o contato do metal fundido com as paredes do cadinho que são sítios de nucleação, pode atuar como agente de limpeza, absorvendo óxidos superficiais e/ou impurezas que possam vir a atuar como agentes de nucleação heterogênea (Kelton, 1991). A técnica de fluxo é a que apresenta melhores perspectivas de aplicação tecnológica por ter relativa simplicidade e por não ser restrita a pequenos volumes, como algumas técnicas que utilizam o mesmo princípio. O fluxo utilizado deve possuir algumas características adequadas (Bingbo *et al.*, 1991), tais como: temperatura de amolecimento inferior a temperatura de fusão do metal utilizado, taxa de contração também inferior para que tensões de compressão possam ser evitadas, apresentar boa molhabilidade com o metal e não deve reagir com o metal nem com o cadinho. Esta técnica já foi aplicada com êxito na produção de palhetas de turbina para obtenção de estrutura monocristalina através de solidificação controlada de superligas à base de níquel super-resfriadas (Ludwing *et al.*, 1994). Esta técnica também foi aplicada com sucesso por Kui *et al.* (1984), onde obtiveram a formação de estrutura sólida amorfa para um volume de  $10^{-2} \text{ cm}^3$  da liga  $\text{Pd}_{40}\text{Ni}_{40}\text{P}_{20}$ , usando  $\text{B}_2\text{O}_3$  como fluxo e taxa de resfriamento de apenas 1 K/s.

Para uma grande variedade de ligas de composição eutética de sistemas como Ag-Cu, Al-Cu, Ni-Sn, Co-Sb, Co-Sn e Ni-Si (Leonhardt *et al.*, 1997), uma transição morfológica de eutético lamelar para eutético anômalo tem sido observado em amostras solidificadas rapidamente.

O objetivo do presente trabalho foi verificar a influência do super-resfriamento na microestrutura da liga eutética Pb-61,9%Sn utilizando a técnica de fusão e solidificação em presença de fluxo.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A liga com Pb-69,1% (composição eutética) em peso de Sn foi preparada a partir de Chumbo (Pb) e Estanho (Sn) da Aldrich Chemical Company, E.U.A, com pureza de 99,998%. Os metais foram pesados de acordo com a respectiva composição e colocados em ampolas de quartzo para em seguida serem seladas sob vácuo. Como existe uma diferença de densidades entre Sn e Pb,  $7,29 \text{ g/cm}^3$  e  $11,34 \text{ g/cm}^3$  (Shackelford, 1996) respectivamente, foi utilizado para preparação da liga um forno que possui um movimento do tipo “gangorra”, para evitar que houvesse uma segregação do metal mais pesado e para uma melhor homogeneização da liga. Para possibilitar a oscilação unidade de aquecimento, a mesma foi conectada a uma manivela excêntrica, que por sua vez era acionada através de um motor de corrente contínua. O sistema junto com as ampolas seladas foram inicialmente aquecidos até 773 K para uma total fusão dos metais, para em seguida ser ligado o sistema de oscilação. O tempo de preparação e homogeneização foi de 10 horas.

Amostras de  $0,27 \text{ cm}^3$  (2g) da liga junto com o fluxo à base de 30% $\text{P}_2\text{O}_5$ 20% $\text{SnO}$ 50% $\text{SnF}_2$  (% mol), foram colocados em cadinho de quartzo e submetidos a ciclos aquecimento, até a temperatura acima a de fusão e resfriamento até a ocorrência de nucleação. Considerando que uma maximização da taxa de resfriamento é desejável e que a vida útil do forno pode ser comprometida com os ciclos aquecimento-resfriamento contínuos, o sistema experimental é concebido de tal maneira que o forno possui uma base onde é fixado

o cadinho e que pode ser transladado verticalmente. Assim, o resfriamento se dá sem o resfriamento do forno, mas sim pelo abaixamento desta base, expondo ao ar o cadinho com a amostra, como é mostrado na Figura 1. O aquecimento para o próximo ciclo fusão/solidificação se dá pelo levantamento desta base, resultando em rápido aquecimento.

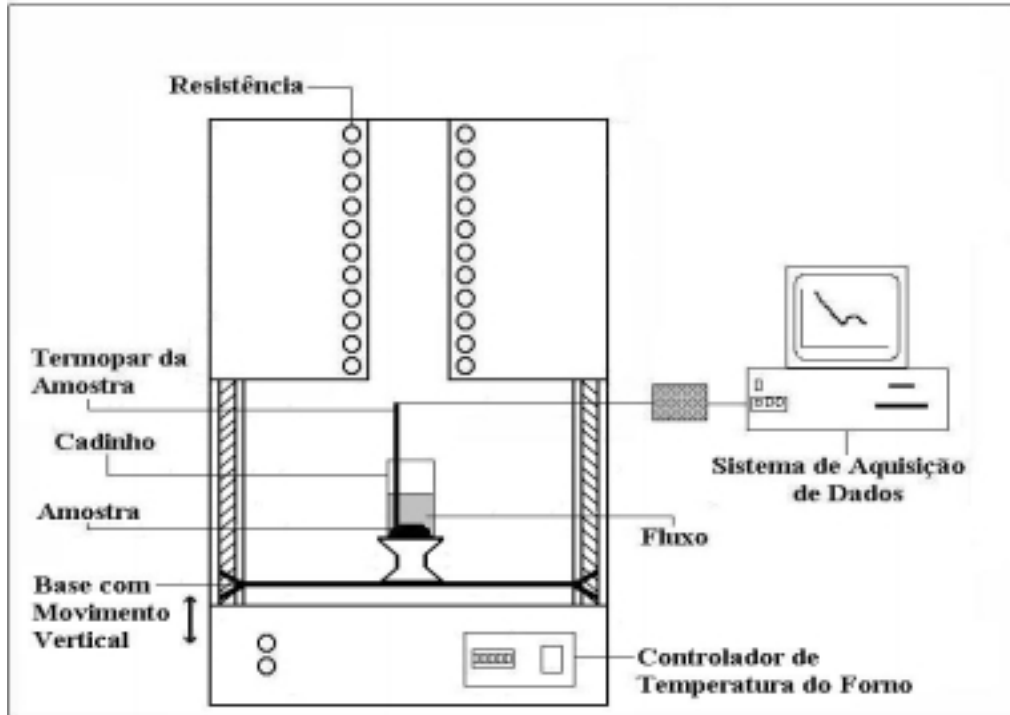


Figura 1- Detalhes do sistema experimental.

A temperatura de nucleação foi detectada por uma inflexão da curva de temperatura versus tempo de resfriamento, inflexão esta causada pela liberação do calor latente de solidificação (recalescência). O monitoramento da temperatura e a aquisição de dados durante os experimentos foram feitas por um termopar tipo J (cobre-constantan) e por um sistema de aquisição computadorizado, com uma aquisição média de 100 pontos/seg. As microestruturas das amostras solidificadas, a partir do estado super-resfriado, foram analisadas, sem ataque metalográfico, via microscopia eletrônica de varredura (MEV), por retroespalhamento.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Tabela 1 apresenta os resultados do nível de super-resfriamento, onde  $T_{ne}$  é a temperatura de nucleação do eutético e  $\Delta T_e$  é o nível de super-resfriamento do eutético.

Tabela 1- Resultados de super-resfriamento da liga eutética Pb-Sn.

LIGA Pb-Sn	$T_e$ (K)	Amostras	$T_{ne}$ (K)	$\Delta T_e = T_e - T_{ne}$ (K)	Figuras
61,9	456	A	450	6	2a
		B	449	7	2b
		C	433	23	2c

A Figura 2 mostra a microestrutura das amostras super-resfriadas, onde a fase clara é Pb e a fase escura é  $\beta$ Sn. Observa-se uma mudança na morfologia quando o nível de super-resfriamento aumenta. Quando o nível de super-resfriamento é em torno de  $\Delta T = 6$  graus, o eutético lamelar é a única morfologia que cresce com espaçamento lamelar da ordem de  $1\mu\text{m}$ , mas quando o super-resfriamento aumenta para  $\Delta T = 23$  graus, apenas a morfologia de eutético anômalo é observada. Morfologia de eutético anômalo é típico de um processo de solidificação rápida, enquanto eutético lamelar forma em condições de solidificação lenta (Wei & Herlach, 1997).

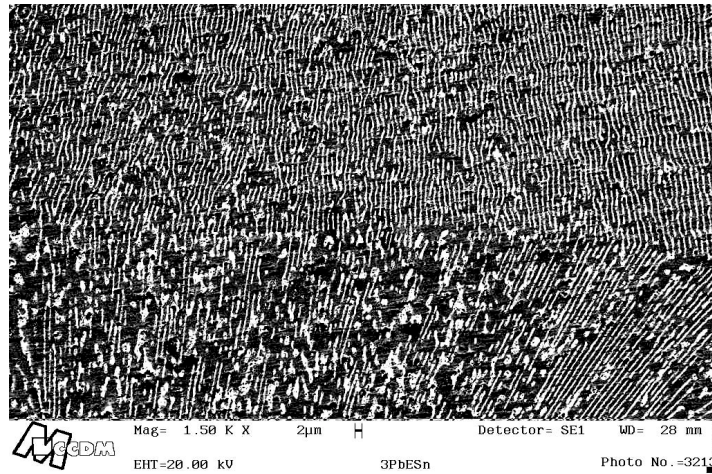
Observa-se na microestrutura da amostra A da liga de composição eutética que a morfologia do eutético é completamente lamelar quando o super-resfriamento ( $\Delta T_e$ ) é de 6 graus (Figura 2a), enquanto na microestrutura do eutético da amostra B a morfologia do eutético apresenta-se mista de eutético lamelar e eutético anômalo quando o super-resfriamento ( $\Delta T_e$ ) é de 7 graus (Figura 2b). Diante disso, podemos concluir que existe no sistema Pb-Sn um super-resfriamento crítico para o eutético,  $\Delta T_e^*$ , onde: se o super-resfriamento crítico for menor que 7 graus,  $\Delta T_e^* < 7$  K, a morfologia de eutético lamelar é a única microestrutura que cresce, e se o super-resfriamento crítico for maior que 7 graus,  $\Delta T_e^* > 7$  K, eutético anômalo é a morfologia que predomina na microestrutura.

A formação de eutético anômalo é sempre acompanhado por uma recalescência marcante, enquanto que eutético lamelar cresce induzido apenas por uma baixa recalescência. Isso é comprovado pelas curvas de resfriamento das amostras apresentadas nas Figura 3, e justifica a suposição de que a morfologia de eutético anômalo é típico de um processo de solidificação rápida, enquanto eutético lamelar forma em condições de solidificação lenta.

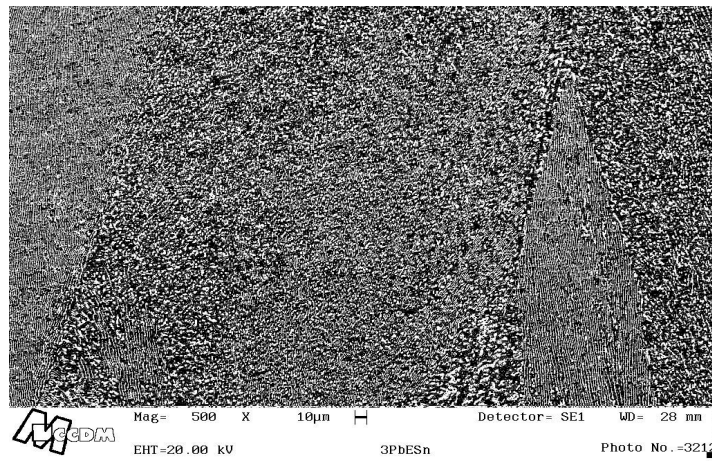
Numa liga eutética super-resfriada, uma maior quantidade de energia interfacial é armazenada na estrutura eutética lamelar em comparação com o ganho de energia de volume. A redução da energia interfacial age como uma força motriz para a atuação do mecanismo de fragmentação, levando a uma transformação da microestrutura de eutético lamelar para uma microestrutura de eutético anômalo. A redução da energia interfacial age como uma força motriz (Diferença da energia livre de Gibb's entre o sólido e o fundido super-resfriado) para a atuação do mecanismo de fragmentação, levando a uma transformação da morfologia de eutético lamelar para uma morfologia de eutético anômalo [Goetzinger *et al.*, 1998]. Segundo Wei & Herlach (1994), as possíveis condições necessárias para que a morfologia de eutético anômalo seja a única microestrutura de solidificação são: com o aumento do super-resfriamento (1) a nucleação do eutético pode ocorrer de maneira não-recíproca, ou seja, nenhuma fase influencia na nucleação da outra, não favorecendo o crescimento cooperativo do eutético lamelar e ambas as fases Pb e  $\beta$ Sn são capazes de nuclear independentemente; e (2) o número de grãos eutéticos anômalos e suas velocidades de crescimento sejam suficientemente altas para provocar a fragmentação das lamelas.

#### 4- CONCLUSÃO

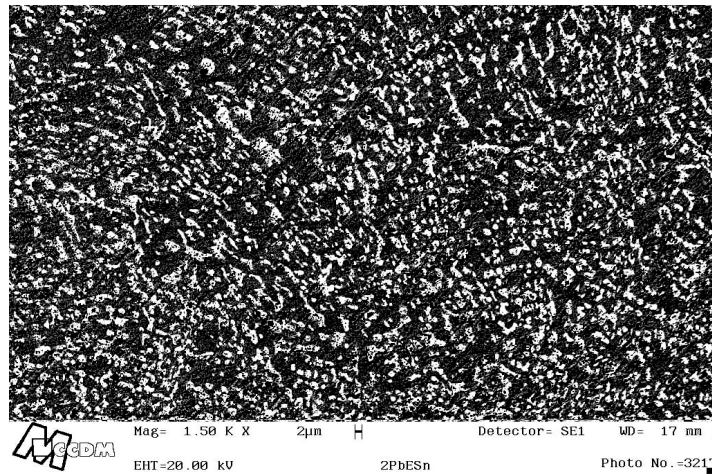
Amostras da liga de composição eutética do sistema Pb-Sn foram solidificadas rapidamente a partir do estado super-resfriado utilizando a técnica de fusão fluxo. Observou-se uma mudança na morfologia do eutético, onde uma tendência para uma transição de microestrutura regular lamelar para uma microestrutura eutética anômala foi favorecida com o aumento do nível de super-resfriamento. Quando o super-resfriamento crítico era  $\Delta T_e^* < 7$  K, a morfologia do eutético foi tipicamente regular lamelar, enquanto que para o super-resfriamento crítico de  $\Delta T_e^* > 7$  K, a morfologia do eutético tornou-se completamente anômala. Morfologia de eutético anômalo é típico de um processo de solidificação rápida. Isso mostra que as microestruturas eutéticas de solidificação são totalmente degeneradas quando aumenta-se o nível de super-resfriamento durante a solidificação.



(a)



(b)



(c)

Figura 2- Transição microestrutural do eutético com o aumento do super-resfriamento. (a)  $\Delta T_e = 6$  K, apresenta uma morfologia completamente lamelar; (b)  $\Delta T_e = 7$  K, apresenta uma morfologia mista de eutético lamelar e eutético anômalo. (c)  $\Delta T_e = 23$  K, apresenta uma morfologia completamente anômala.



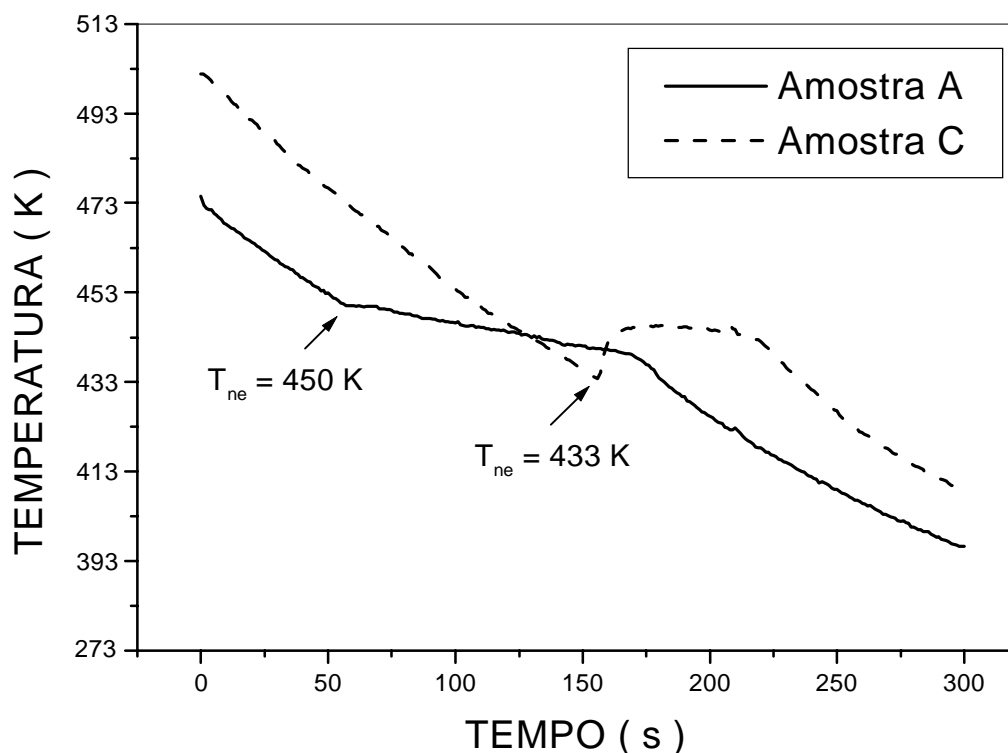


Figura 3- Curva de resfriamento das amostras da liga eutética, mostrando a liberação do calor latente durante a nucleação.

## 5- REFERÊNCIAS

- Bingbo, W., Gencang, Y. and Yaohe, Z., 1991, "High undercooling and rapid solidification of Ni-32.5%Sn eutectic alloy", *Acta Metallurgical Materialia.*, vol. 39, n. 6, pp. 1249-1258.
- Goetzinger, R., Barth, M. and Herlach, D. M., 1998, "Mechanism of formation of the anomalous eutectic structure in rapidly solidified Ni-Si, Co-Sb and Ni-Al-Ti alloys", *Acta Materialia*, vol. 46, n. 5, pp. 1647-1655.
- Kelton, K. F., 1991, "Crystal nucleation in liquids and glasses", *Solid State Physics*, vol. 45, pp. 75-177.
- Kui, H. W., Greer, A. L. and Turnbull, D., 1984, "Formation of bulk metallic glass by fluxing", *Applied Physics Letters*, vol. 45, pp. 615-616.
- Leonhardt, M., Hermann, R., Lindenkreuz, H.-G and Löser, W., 1997, "Undercooling and Rapid Solidification Processing of Eutectic Nb-Al Melts", *Proceedings of the 4th Decennial International Conference on Solidification Processing*, July 7-10, Sherffield, vol.1, pp. 472-476.
- Ludwing, A., Wager, I., Laakmann, J. and Sahn, P. R., 1994, "Undercooling of superalloys melts: basic of a new manufacturing technique for single-crystal turbine blades", *Materials Science and Engineering*, vol. 178A, pp. 299-303.
- Perepezko, J. H. & Uttormark, M. J., 1995, "Undercooling and nucleation during solidification", *ISIJ International*, vol. 35, pp. 580-588.
- Shackelford, J. F., 1996, "Introduction to Materials Science for Engineers", Ed. By Prentice-Hall, USA.

- Tewari, S. N., 1987, "Effect of undercooling on the microstructure of Ni-35 At. Pct. Mo (eutectic) and Ni-38 At. Pct Mo (hypereutectic) alloys", *Metallurgical Transactions A*, vol. 18A, pp. 525-539.
- Wei, B. & Herlach, D. M., 1994, "Rapid dendritic and eutectic solidification of undercooled Co-Mo alloys", *Materials Science and Engineering*, vol. 41, pp. 1150-1157.
- Wei, B. & Herlach, D. M., 1997, "Dendrite growth during rapid solidification of Co-Sb alloys", *Materials Science and Engineering*, vols. 226A-228A, pp. 799-803.

## RESISTÊNCIA A *SCUFFING* DE AÇO CARBONO NITRETADO

Adelci Menezes de Oliveira<sup>1</sup>

Deniol Katsuki Tanaka<sup>1</sup>

Amiltom Sinatora<sup>1</sup>

Glauco Vargas Castilho<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universidade de São Paulo, Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica, 05508-900, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: adelci@yahoo.com

### Resumo.

Foi estudada a resistência a “*scuffing*” de amostras nitretadas. Utilizou-se como critério para identificação da iminência de “*scuffing*”, visualização da fumaça proveniente da queima de óleo lubrificante e medição do nível de vibração dos mancais da máquina de ensaios, através de acelerômetro. Os ensaios foram realizados em uma máquina projetada e construída no Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) – EPUSP. As amostras foram construídas de aço AISI 1020 (para pastilha) e AISI 1045 (para anel) e nitretadas em banho de sais e em atmosfera gasosa, na temperatura de 570 °C por 4 horas. Os ensaios foram realizados em amostras nitretadas nas rotações de 1000, 3000 e 4500 rpm. A aplicação de carga foi realizada através de degraus com patamares com duração de 5 minutos cada. A resistência a “*scuffing*” foi medida como sendo a máxima carga suportada pelas amostras antes da queima do óleo lubrificante ou aumento brusco na aceleração dos mancais. As amostras nitretadas em banho de sais apresentaram maior resistência à “*scuffing*” que as nitretadas a gás. O fenômeno segue uma lei  $PV^n = \text{constante}$ , como citado na literatura, embora uma lei exponencial,  $P = a.e^{b.V}$ , tenha melhor se ajustado aos resultados.

**Palavras-chave:** Nitretação, “*Scuffing*”, Desgaste, Vibração, Queima de óleo.

## 1. INTRODUÇÃO

Componentes mecânicos geralmente quando em funcionamento sob movimento relativo são submetidos a desgaste progressivo e, em alguns casos, podem sofrer danos severos. Para o primeiro tipo de dano, há modelos capazes de prever vida, pelo menos de forma aproximada. Para o último caso, de dano severo, uma predição já é mais complicada.

São considerados como danos severos, “*scuffing*”, “*galling*”, “*scoring*” e “*seizing*”. Segundo Park e Ludema (1994), “*seizing*” representa um dano em que ocorre parada total dos corpos em contato, o elemento motor do sistema não sendo capaz de vencer a força de atrito existente entre corpo e contra-corpo. “*Galling*” é o processo de aumento de rugosidade da superfície de contato proveniente das altas pressões de contato, em baixa velocidade, sem lubrificante, a não ser os lubrificantes de natureza óxida ou de gases adsorvidos nas

superfícies. “*Scuffing*” e “*scoring*” são referidos a danos em sistemas bem lubrificados, em que a temperatura do contato e o coeficiente de atrito sobem repentinamente. São modos de falha diferentes, muito embora o mecanismo de início do dano seja o mesmo.

“*Scuffing*” normalmente ocorre em sistemas came-seguidor, engrenagens, anel de segmento/cilindro em máquinas com movimento alternado e enfim em sistemas em que haja uma componente de deslizamento entre corpo e contra-corpo.

No presente trabalho será estudada a resistência a “*scuffing*” de aço carbono nitretado a gás e em banho de sais, citando-se as formas de detecção utilizadas, para o dano, bem como será apresentada uma discussão do mecanismo de dano.

## 2. “SCUFFING”

Muitos autores têm atribuído ao “*scuffing*” a natureza adesiva, como é o caso de Hersey (1966), Kang e Ludema (1986) e Park e Ludema (1994), enquanto outros atribuem ao “*scuffing*” um dano da natureza de fadiga de baixo ciclo, como é o caso de Jiajun *et al.* (1990). Hofer, apud Hersey (1966), concluiu, em 1931, que a carga de “*scuffing*” é inversamente proporcional à velocidade, tal como uma lei  $PV^n = \text{cte}$ .

Blok, apud Lee e Cheng (1991), postulou que quando a temperatura de contato entre dois corpos atinge um valor crítico, ocorre “*scuffing*”. Genkin e co-autores, apud Hersey (1966), verificaram que a temperatura crítica de Blok era excedida quando prevaleciam condições de alta pressão hidrodinâmica, no contato. Isto também foi confirmado por Lee e Cheng (1991). Este fenômeno está baseado na influência da pressão e temperatura na concentração de compostos adsorvidos nas superfícies de contato.

Existem outros critérios para predição de “*scuffing*”. Existe o critério  $\lambda$  que declara que quando a espessura do filme lubrificante, no contato, for menor que a rugosidade das superfícies compósitas, ocorrerá “*scuffing*”. Existe, ainda, o critério do índice de plasticidade, que declara que “*scuffing*” ocorrerá quando as asperezas deformarem plasticamente durante o contato, numa pequena extensão de 2 %, de acordo com Wilson e Sheus (1988). Parece que o critério que melhor explica o fenômeno de “*scuffing*” é aquele que leva em consideração a influência da pressão e temperatura do contato.

Normalmente, quando são realizados ensaios para identificar a carga de “*scuffing*” para um determinado sistema tribológico, é aplicada carga em degraus, com uma duração finita. No momento em que o coeficiente de atrito e a temperatura do contato sobem rapidamente, a carga aplicada é a carga crítica de “*scuffing*”. Nesse momento, ou ligeiramente antes, ocorre queima do lubrificante, um fenômeno denominado “*white smoke*”, como observado por Soejima *et al.* (1995).

Associada ao aumento brusco de temperatura do contato, aumento brusco do coeficiente de atrito, queima de lubrificante, está a mudança de fases que podem sofrer os corpos em contato durante a ocorrência de “*scuffing*”. Torrance e Cameron (1974) verificaram austenitização, transformação martensítica bem como subsequente revenimento.

## 3. MATERIAIS E MÉTODOS

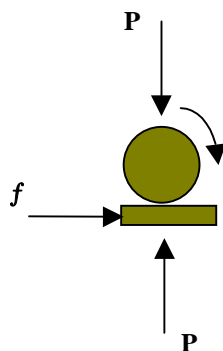
Foram utilizadas amostras de aço AISI 1045 (para anel) e AISI 1020 (para pastilha). A configuração do contato entre estes corpos pode ser vista na Figura 1. O contato ocorreu entre uma pastilha (corpo inferior) e um anel (corpo superior), buscando simular um sistema came-seguidor. Este sistema foi montado em uma máquina de ensaios projetada e construída no LFS (Laboratório de Fenômenos de Superfície) – EPUSP. Esta máquina é constituída, fundamentalmente, por bloco estrutural e um cabeçote, no qual são montadas as amostras, um motor AC para acionamento do eixo-árvore, um sistema de lubrificação constituído de reservatório, bomba de óleo de deslocamento positivo, filtro de óleo, condutos e manômetro

para monitorar a pressão do lubrificante. Ainda são utilizados inversores de frequência que permitem controlar e monitorar a rotação do eixo-árvore e da bomba de óleo. No bloco é montado o sistema de aplicação de carga (P), através da compressão de uma mola helicoidal.

Os corpos de prova tinham as seguintes dimensões: pastilha tinha diâmetro de 25 mm por 7 de altura; o anel tinha 37 mm de diâmetro por 5 de espessura. O acabamento superficial das amostras foi um acabamento de torneamento mecânico ( $R_a$  aproximadamente  $5 \mu\text{m}$ ).

As amostras após usinagem foram submetidas à limpeza em ultrassom, sob banho de álcool PA, com finalidade de que resíduos de fluido refrigerante e cavacos de usinagem fossem eliminados. Após limpeza foi procedido o tratamento de nitretação gasosa e em banho de sais, em temperatura de  $570 \text{ }^\circ\text{C}$ , por 4 horas.

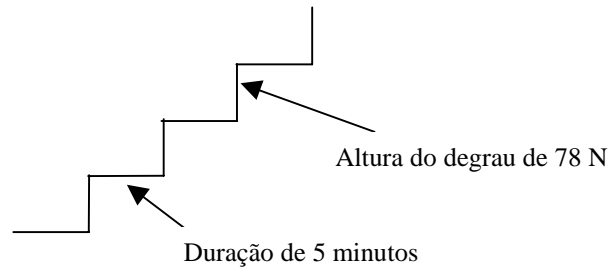
Anteriormente a cada ensaio, as amostras foram submetidas a outra fase de limpeza, ultrassonicamente em álcool PA. As amostras, então, foram montadas no eixo-árvore e no porta-pastilha. O carregamento foi efetuado em degraus, cada degrau com duração de 5 minutos, até que a carga crítica de “*scuffing*” fosse atingida. A forma de carregamento pode ser vista na Figura 2.



**Figura 1.** Desenho esquemático das amostras utilizadas, representando as forças envolvidas: força normal e de atrito.

O processo de “*running-in*” foi realizado por um período de 5 minutos, sob carga mínima de contato. As amostras foram lubrificadas através do método de lubrificação padrão utilizado em motores de combustão interna (vazamento lateral dos mancais hidrodinâmicos, do eixo-árvore). Em geral o processo de “*running-in*” é realizado sob carga mínima de contato, monitorando-se a evolução do coeficiente de atrito, até que este atinja um valor estável. No presente equipamento não foi possível realizar este procedimento, visto o fato de, ainda, não ser possível medir o coeficiente de atrito.

Para o monitoramento do início do processo de “*scuffing*” foi utilizado um acelerômetro e inspeção visual da queima de lubrificante, “*white smoke*”. O acelerômetro foi um sensor alternativo, visto o fato de não ter sido possível medir coeficiente de atrito e temperatura de contato. O princípio que direcionou a detecção do início de “*scuffing*” através de acelerômetro, foi aquele de que a natureza do fenômeno é adesiva, e que durante o início de “*scuffing*”, “soldas” intermitentes ocorreriam entre os corpos em contato. Estas soldas intermitentes atuariam como sinal perturbador, levando os mancais e estrutura da máquina a modificarem abruptamente o comportamento dinâmico. No instante que iniciava o dano por “*scuffing*”, conhecia-se a carga crítica para aquele sistema tribológico, que era a carga limite acima da qual ocorreria o dano.



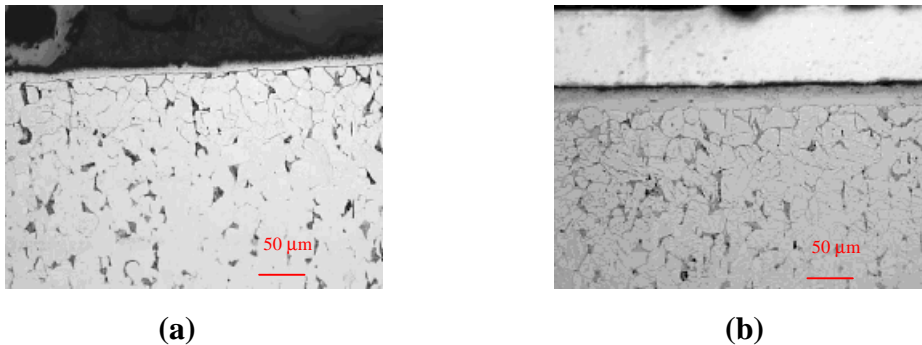
**Figura 2.** Representação da forma de carregamento, até se atingir a carga crítica de “scuffing”.

Os ensaios foram realizados em rotações de 1000 rpm (1,94 m/s), 3000 rpm (5,81 m/s) e 4500 rpm (8,72 m/s).

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

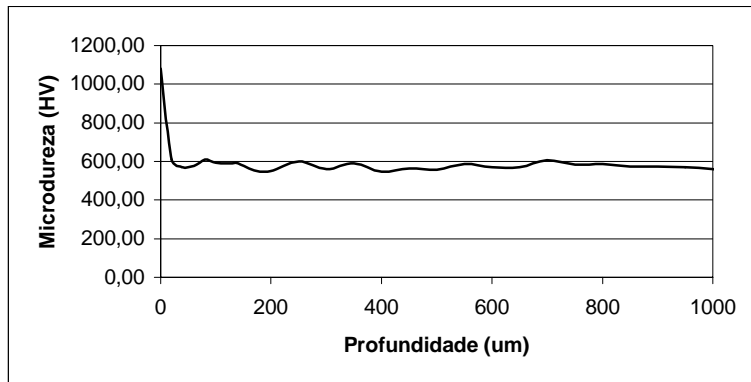
Na Figura 3 pode-se visualizar as amostras nitretadas a gás e nitretadas em banho de sais.

A espessura de camada de compostos (camada branca) para amostra nitretada a gás é em média duas vezes a espessura para a amostra nitretada em banho de sais, sendo cerca de 30  $\mu\text{m}$  e 15  $\mu\text{m}$ , respectivamente. Na amostra nitretada a gás a camada de compostos é formada por duas fases: uma externa porosa e uma interna compacta. Esta camada porosa pode ser o nitreto  $\epsilon$ , enquanto a compacta pode ser  $\gamma'$ . Na amostra nitretada em banho de sais há, predominantemente, apenas um tipo de nitreto na camada composta, o nitreto  $\epsilon$ . A existência de uma camada dupla na amostra nitretada em atmosfera gasosa, através das propriedades diferentes que têm as fases, cria uma zona de tensão na interface, que pode acelerar o processo de dano, de “scuffing”.

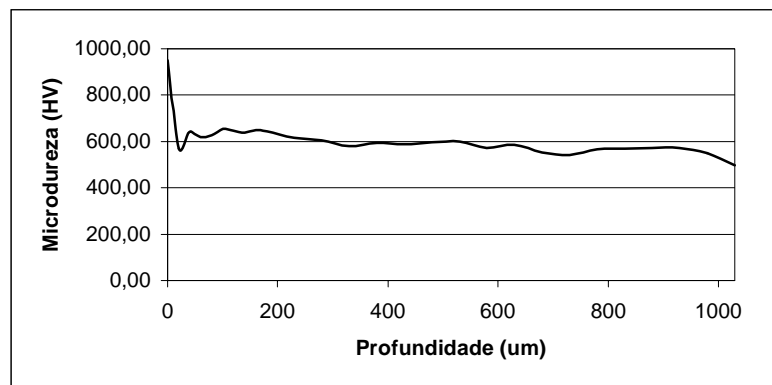


**Figura 3.** Amostras nitretadas. (a) banho de sais e (b) a gás. 500x.

As camadas apresentam microdureza superficial de 1000 a 1100 HV0,05 e em torno de 600 HV0,05 no substrato, para ambas amostras (Figuras 4 e 5).

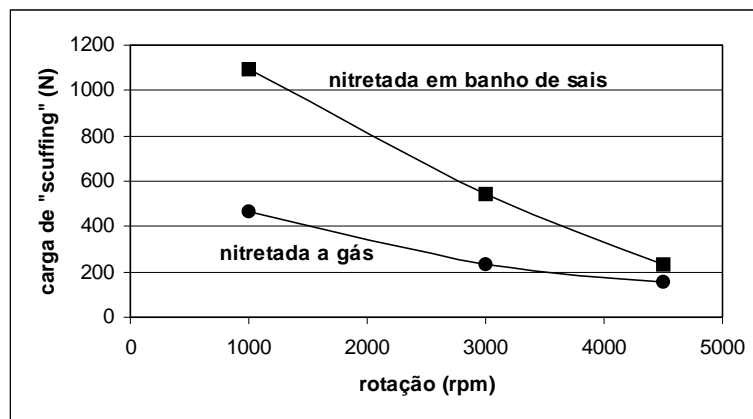


**Figura 4.** Perfil de microdureza para amostra nitretada em gás.



**Figura 5.** Perfil de microdureza para amostra nitretada em banho de sais.

Na Figura 6 pode-se visualizar a resposta das amostras nitretadas em banho de sais e a gás, referente à carga crítica de “*scuffing*”.



**Figura 6.** Resposta de amostras nitretadas a gás e em banho de sais à carga crítica de “*scuffing*”.

Os resultados apresentados na Figura 6 confirmam os resultados de Hofer, de que a carga crítica de “*scuffing*” é inversamente proporcional à velocidade em que os ensaios são realizados. Uma análise do comportamento das curvas também confirmam os resultados de

Hofer, no sentido de que  $PV^n = \text{constante (k)}$ . No entanto um comportamento  $P = a.e^{b.V}$  tem-se ajustado melhor aos resultados, conforme pode-se verificar nas Tabelas 1 e 2.

Onde

(P) – Carga crítica de “*scuffing*” (N).

(V) – Velocidade de ensaio (m/s).

(n), (k), (a) e (b) – Constantes que dependem do sistema tribológico.

(e) – Base exponencial, característica de processos termicamente ativados.

**Tabela 1.** Comparação de ajustes para amostras nitretadas a gás.

	<b>k</b>	<b>N</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
<b>Proposto por Hofer</b>	763,14	-0,7103			0,9930
<b>Exponencial</b>			630,06	-0,1630	0,9962

**Tabela 2.** Comparação de ajustes para amostras nitretadas em banho de sais.

	<b>k</b>	<b>N</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>R<sup>2</sup></b>
<b>Proposto por Hofer</b>	2193,19	-0,9428			0,9315
<b>Exponencial</b>			1780,15	-0,2246	0,9793

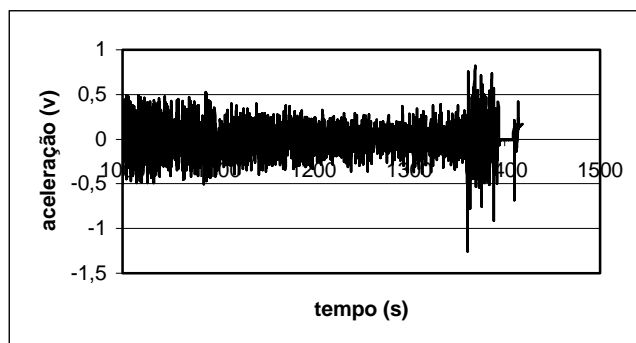
O comportamento exponencial sugere que o dano por “*scuffing*” seja um fenômeno de natureza termicamente ativada, uma vez que a temperatura de contato é função da velocidade, dentre outras variáveis, tais como propriedades dos materiais das amostras. Isto confirma qualitativamente o modelo de Lee e Cheng (1991) que contempla a influência da pressão hidrodinâmica e a temperatura do contato, e portanto, a natureza adesiva do fenômeno.

A melhor resposta das amostras nitretadas em banho de sais pode ser devida à interação mecânica e química entre as superfícies, provavelmente composta de nitretos diferentes daqueles formados na superfície das amostras nitretadas a gás. Uma outra possibilidade pode ser o fato de que a maior espessura de camada das amostras nitretadas a gás, composta por nitretos diferentes, seja um elemento que facilite sua fratura, quebra, permitindo a remoção dos compostos formados (provenientes da ação mecânica e química dos contatos lubrificadas) e o contato entre substratos seja efetivado, acelerando portanto o fenômeno de “*scuffing*”.

Um aspecto que deve ser observado é a carga crítica de “*scuffing*” para os dois tipos de amostras, para ensaios realizados em alta velocidade (4500 rpm). Esta resposta mostra que pode haver uma velocidade crítica, na qual a atuação dos sistemas tribológicos em estudo é idêntica, independente dos compostos intermetálicos (nitretos) formados e dos compostos provenientes da ação mecânica e química dos contatos.

As cargas críticas de “*scuffing*” foram determinadas através de dois métodos. Um método visual, através do qual podia-se ver uma fumaça branca, “*white smoke*”, proveniente da queima do óleo lubrificante. Esta fumaça era um indicativo da queda na eficiência do lubrificante, da remoção dos compostos moleculares protetores das superfícies. O segundo método foi o monitoramento da aceleração dos mancais do eixo-árvore. A utilização de acelerômetro foi baseada na hipótese de que o fenômeno de “*scuffing*” era de natureza adesiva e que no momento de sua ocorrência as “soldagens” intermitentes entre as superfícies em contato seriam traduzidas através de um aumento na aceleração dos mancais. Na Figura 7 é apresentada uma curva de resposta do acelerômetro instalado sobre os mancais do eixo árvore. Este sinal é um indicativo do início de “*scuffing*”, através do aumento brusco na aceleração dos mancais. É uma confirmação adicional da natureza adesiva do fenômeno de “*scuffing*”.





**Figura 7.** Resposta do acelerômetro sobre mancais do eixo árvore. Um dos métodos usados para identificação de início de “*scuffing*”.

Trabalhos futuros estão sendo realizados, no sentido de verificar a influência dos nitretos formados e da espessura de camada branca sobre a carga crítica de “*scuffing*”.

## 5. CONCLUSÕES

Deste trabalho pode-se concluir:

Nitretados em banho de sais apresentam maior eficiência no que diz respeito à carga de “*scuffing*” em relação às amostras nitretadas a gás. Isto pode ser devido à influência das fases formadas, da espessura da camada de compostos ou ainda da interação entre estes dois fatores.

O comportamento exponencial dos resultados sugere que o fenômeno é termicamente ativado. Sendo assim, a teoria de remoção de camadas protetoras moleculares (compostos adsorvidos nas superfícies) e atuação adesiva entre as superfícies é confirmada.

A partir de uma dada rotação de ensaio os sistemas tribológicos em estudo parecem atuar de forma idêntica, independente do tipo de tratamento utilizado, dos compostos formados e da espessura de camada branca (camada de compostos).

É possível identificar início de “*scuffing*” através de medição da aceleração dos mancais, o que mais uma vez fortalece a hipótese da natureza adesiva, para fenômeno de “*scuffing*”.

## 6. Agradecimentos

Agradecemos à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo apoio financeiro, concedido através da bolsa de doutorado do pesquisador Adelci M. Oliveira.

## 7. REFERÊNCIAS

HERSEY, M.D. Theory and Research in Lubrication – foundations for future developments. John Wiley & Sons, Inc, 1966. 487p. p. 320-367.

JIAJUN, L.; ZHIQIANG, L. and YINQIAN, C. The Study of Scuffing and Pitting Failure of Cam-Tappet Rubbing Pair. Wear, v.140, p.135-147, 1990.

KANG,S.C. and LUDEMA, K.C. The “Breaking-in” of Lubricated Surfaces. Wear, vol. 108, p.375-384, 1986.

LEE, S.C. and CHENG, H.S. Correlation of Scuffing Experiments with EHL Analysis of Rough Surfaces. Transactions of the ASME, v.113, p.318-326, 1991.

LEE, S.C. and CHENG, H.S. Scuffing Theory Modeling and Experimental Correlations. Journal of Tribology, v.113, p.327-334, 1991.

PARK, K.B. and LUDEMA, K.C. Evaluation of the Plasticity Index as a Scuffing Criterion. Wear, vol. 175, p. 123-131, 1994.

SOEJIMA, M. et al. Scuffing Characteristics of Cam and Tappet. Japanese Journal of Tribology, v. 40, n.8, p.761-775, 1995.

TORRANCE, A.A. and CAMERON, A. Surface Transformations in Scuffing. Wear, v.28, p. 299-311, 1974.

WILSON, W.R.D. and SHEU, S. Influence of Surface Topography on Viscoplastic Asperity Lubrication. Wear, p.311-325, 1988.

# **CONSTRUÇÃO E ENSAIO DE PÁS PARA MISTURA DE GRANULADOS NUM MISTURADOR DE CORPO FIXO**

**Célio Losnak**

**Geraldo Luiz Palma**

**Augusto Ronchi Junior**

**Luiz Eduardo de Ângelo Sanches**

Universidade Estadual Paulista UNESP, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, s/n, CEP 17033-360, Cx. Postal 473, Bauru, SP, Brasil.

E-mail: losnak@bauru.unesp.br

## **Resumo**

Em anos recentes a homogeneização de sólidos particulados tornou-se mais importante em razão de crescentes exigências, principalmente no processo de sinterização utilizado na indústria mecânica. A homogeneidade da mistura de sólidos particulados depende de características do misturador e das partículas como: granulometria, densidade, umidade, carga eletrostática, taxa de enchimento, entre outras. No misturador de corpo fixo, utilizado neste trabalho, a qualidade da mistura depende também da forma das pás, da área e da rotação. Na indústria farmacêutica a homogeneidade é um requisito mais exigente devido a necessidade das drogas cumprirem padrões internacionais de qualidade. O objetivo deste trabalho foi de construir e experimentar um jogo de pás com formato diferente dos convencionais. Essas pás receberam o nome de “pás curvas com abas”, com mesma área de outras já ensaiadas. As abas limitam o volume de material que é levado para a superfície livre onde ocorre seu lançamento e conseqüente homogeneização. Variou-se o tempo e manteve-se a rotação. Avaliou-se então o desempenho das pás em função da homogeneidade alcançada pela mistura. Para a realização deste trabalho foram utilizadas partículas de arenito e cloreto de sódio com granulometrias e densidades próximas. O melhor resultado, com desvio em relação à mistura ideal de 0,07%, ocorreu aos 15 segundos e taxa de enchimento 40%. Constatou-se ainda que o espaço livre acima do material granulado é um fator muito importante na operação de mistura.

**Palavras-chave: Formato das pás, Misturador de pós, Pás misturadoras.**

## **1. INTRODUÇÃO**

A homogeneização de sólidos particulados é um fenômeno bastante complexo, principalmente quando os elementos a serem misturados possuem características diferentes.

Os misturadores, classificam-se em: de corpo móvel e de corpo fixo. Os de corpo móvel são divididos em: duplo cone, em V, em Y, em cubo, cilíndricos horizontal e inclinado. Os misturadores mais usados são os de corpo móvel pois funcionam com baixa rotação e exigem baixa potência, no entanto exigem mais tempo de operação. Neles, os elementos a serem misturados são colocados em proporções desejadas no seu interior e quando o corpo do misturador gira os componentes vão se misturando através de queda livre e escorregamento.

No misturador de corpo fixo obtém-se homogeneização em tempo reduzido, entretanto exigem-se maiores rotação e potência. Estes misturadores são constituídos por um cilindro horizontal estático e no seu interior um eixo rotativo com pás ou tiras helicoidais movimentam as partículas. Uma mistura é perfeita quando o resultado de um estudo estatístico feito com amostras, indica a mesma proporção em que foram colocadas no misturador.

Várias características dos sólidos particulados influem na operação de homogeneização. As mais relevantes são: a) Distribuição quanto ao tamanho- é a proporção de diferentes tamanhos dos vários componentes; b) Densidade- é a massa por unidade de volume de uma quantidade de partículas sólidas; c) Formato- existem vários tipos como os ovais, cubos, esferas, flocos, cavacos, barras, filamentos cristais ou formas irregulares; d) Características superficiais- isto inclui área superficial, tendência a reter cargas eletrostáticas e rugosidade; e) Habilidade friável- tendência do material em dividir-se em pedaços menores no decorrer da operação. Existem testes quantitativos especialmente desenvolvidos para certos materiais como carvão, podendo ser usado para estimar essas propriedades; f) Estado de aglomeração- refere-se ao estado das partículas moverem-se independentes ou aderidas a outras, em blocos. Este tipo de aglomeração e o grau de energia empregada durante a mistura afetarão a extensão da quebra do aglomerado e dispersão de partículas; g) Umidade ou líquido nos sólidos- freqüentemente uma pequena quantidade de líquido pode ser adicionada para diminuir poeira ou exigências especiais. O produto resultante pode ter tanto a aparência de um sólido seco quanto o de pasta; h) Limitadores de temperatura dos ingredientes- são alguns efeitos não usuais quando há mudança de temperatura podendo ocorrer alteração ou reação.

O conhecimento sobre uma mistura de partículas sólidas é feito através de ensaios e avaliando-se as amostras. O grau de homogeneidade das misturas é mensurado a partir do número de amostras. Na composição das amostras podem ocorrer diferenças devido ao local e do procedimento da retirada e da técnica da análise.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Dankwerts (1953), cita que a importância da operação de mistura em um processo químico é diferente de um processo mecânico. Destacou a necessidade de estabelecer dois parâmetros distintos para se obter uma mistura perfeita: segregação e grau de mistura. A segregação descreve o estado de subdivisões em grupos. O grau de mistura é para expressar as diferenças de composições dentro da mistura e verificar entre os elementos constituintes os que apresentam a menor variação entre eles, comparando com as taxas de enchimento em várias condições. Esses dois parâmetros indicam que a melhor mistura é tanto melhor quanto menor forem seus valores.

Brumber & Maritz (1953), foram os primeiros pesquisadores que trabalharam com mistura e apresentaram as primeiras definições baseadas em conceitos estatísticos citando que a estimativa de homogeneidade é um processo complexo.

Carley et al. (1964) citam que durante a avaliação do tempo ideal de mistura, esta operação passa a apresentar um outro fenômeno característico, a separação dos componentes.

Wang & Fan (1972), afirmam que o estado final da mistura pode ser analisada como um equilíbrio dinâmico. É um processo reversível entre a segregação e a homogeneidade, da qual depende a qualidade do produto. Definiu que a segregação é o processo que produz separação das partículas. Uma mistura é perfeita, quando em uma amostra existem as mesmas espécies de partículas que as introduzidas inicialmente e na mesma proporção da carga inicial.

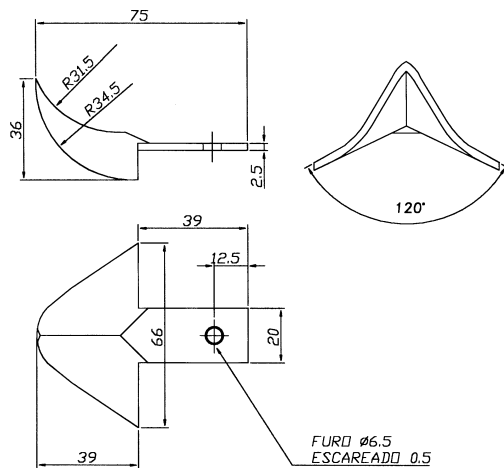
Para Quaglia (1992), o grau de mistura consiste em verificar entre os elementos que fazem parte da mistura os que apresentam a menor variação em relação às proporções das

taxas de enchimento em várias condições. Cita ainda que uma mistura uniforme ocorre após determinado tempo de funcionamento do misturador.

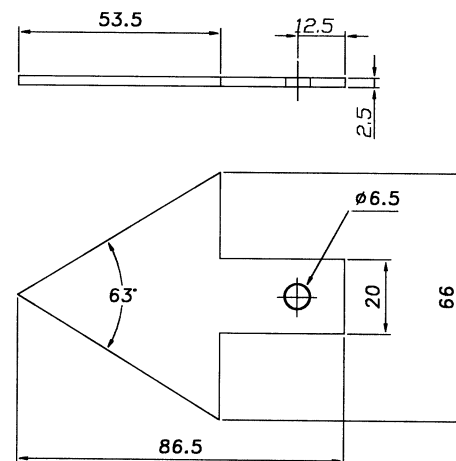
Losnak, (1996), constatou que ao misturar pós com mesma granulometria em misturador de corpo fixo, a pá de menor área apresentou menor consumo de potência, mas não tão eficiente para homogeneização quanto as pás de áreas maiores.

Losnak, (1999), realizou pesquisa de homogeneização de grãos nitrogenados (N) com diâmetros de 2 a 4 mm e densidade aparente  $829\text{kg/m}^3$ ; grãos fosfáticos (P) entre 2,36 e 4,75 mm e densidade aparente  $1.179\text{ kg/m}^3$  e grãos potássicos (K) entre 0,355 e 1,4 mm e densidade aparente  $1.263\text{ kg/m}^3$ , levados à estufa com temperatura de  $75\text{ }^\circ\text{C}$  por 24 horas. Foram pesadas as amostras nas porcentagens de 20% (N), 50% (P) e 30% (K) da mistura e colocadas no misturador em ordem granulométrica de (NPK), perfazendo 50% da capacidade útil do misturador. A rotação do misturador foi de 500 rpm durante 6 intervalos de tempo definidos; 15, 30, 45, 60, 75 e 90 segundos, onde para cada tempo foram coletadas 4 amostras. Após o processo de mistura foi realizada a separação dos elementos e pesados novamente para a quantificação da mistura por amostra. Concluiu-se que o tempo ótimo para a formulação de fertilizantes granulados ocorreram nos tempos 30 e 90 segundos e que no intervalo de tempo entre 45 e 75 segundos ocorreu segregação de partículas. Isto é uma característica cíclica durante o processo de homogeneização.

Losnak (1999), ensaiou misturador de corpo fixo, com eixo-árvore girando a 330 rpm, adaptando-se no rotor dois tipos de pás com formatos diferentes, sendo pá curva angular e reta. A pá curva angular, vista na figura 1, com formato aiveca possui uma curvatura frontal e curvaturas laterais. No movimento giratório, as faces das pás atuam nos granulados movimentando-os radialmente e lateralmente no interior do misturador promovendo a homogeneização do particulado. A pá reta, como apresentada na figura 2, é aquela que no movimento giratório, a face frontal atua sobre os granulados no sentido de arrastá-los,



**Figura 1.** Pá curva angular

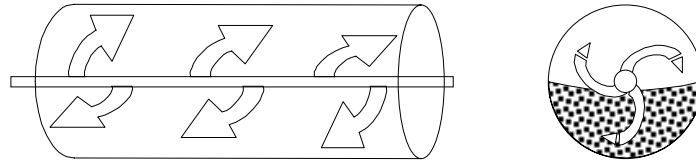


**Figura 2.** Pá reta

permitindo seu escorregamento e realizando homogeneização dos granulados. Com a pá curva angular, os melhores resultados foram alcançados com taxas de 40% e 50% do volume útil do misturador, nos primeiros 30 segundos. Com a pá reta, com taxa de enchimento de 40% e 50% obteve-se bons resultados a partir de 90 segundos.

### 3. MATERIAL E MÉTODOS

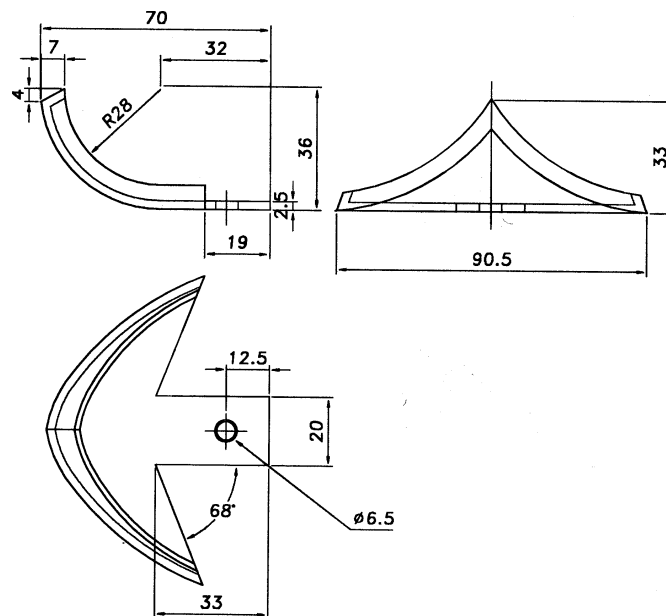
O equipamento utilizado nos experimentos foi um misturador de corpo fixo para pós, descrito em Losnak (1995) e esquematizado parcialmente na figura 3.



**Figura 3.** Esquema do cilindro com pás misturadoras.

Foram utilizados ainda: motor elétrico trifásico, tacômetro eletrônico digital, temporizador eletro-mecânico, peneiras, vibrador para peneiras, balanças eletrônicas, estufa, coletor de amostras, bandejas, funis, béquer, pisseta e filtros de papel. Os materiais a serem misturados foram cloreto de sódio e arenito, ambos com diâmetro 0,30 mm.

Foi construído um jogo de 6 de pás com áreas iguais as já ensaiadas e com formato de ataque diferente. A pá curva com abas, mostrada na figura 4, atua no sentido radial e frontal.



**Figura 4.** Pá curva com abas.

As pás fixadas ao rotor giram e passam a carregar o material a ser homogeneizado que está no fundo do misturador. As abas não permitem escorregamento lateral dos pós. Quando a pá chega na superfície livre acima do particulado, os pós são atirados no espaço livre. No fundo do misturador ocorre escorregamento do material preenchendo o sulco deixado. Assim tem-se um processo de homogeneização com o lançamento de material pela pá no espaço livre e outro por escorregamento no fundo do misturador.

Os sólidos utilizados nesse trabalho foram cloreto de sódio e arenito após terem passado pelo controle granulométrico apresentado em Losnak (1998). Utilizou-se taxas de enchimento de 40, 50 e 60% da capacidade útil do misturador. Cada taxa de enchimento era

composta de 50% de cloreto de sódio e 50% de arenito. No experimento utilizou-se um jogo composto de 6 pás curvas com abas.

A mistura ideal é de 50% de arenito e 50% de cloreto de sódio em cada amostra. A rotação do rotor do misturador foi de 330 rpm. As pás foram confeccionadas no Laboratório de Mecânica e os ensaios foram realizados no Laboratório de Misturas, ambos do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP, Campus de Bauru.

As amostras foram retiradas aos 30, 60, 90, 120, 150 e 180 segundos de operação e cada ensaio foi repetido 3 vezes, calculando-se a média dos resultados. As densidades aparentes ( $\rho$ ) do cloreto de sódio e do arenito foram calculadas pela equação (1)

$$\rho = M_{cr} / V_{ur} \quad (1)$$

onde:  $M_{cr}$  = Massa contida no recipiente e  $V_{ur}$  = Volume do recipiente.

O desempenho de cada jogo de pás foi avaliado por gráficos, através das proporções nas amostras em função do tempo e da rotação. A mistura ideal é a que contém 50% de cada elemento da amostra.

As análises da mistura foram realizadas pelos seguintes processos: pesagem, filtragem e secagem. Foram calculadas as porcentagens de mistura pelas equações (2), (3), (4), (5) e (6).

$$Ml = F_{tt} - F1 \quad (2)$$

$$Ma = Fa - F1 \quad (3)$$

$$Ms = Ml - Ma \quad (4)$$

$$Pa = (Ma / Ml) 100 \quad (5)$$

$$Ps = (Ms / Ml) 100 \quad (6)$$

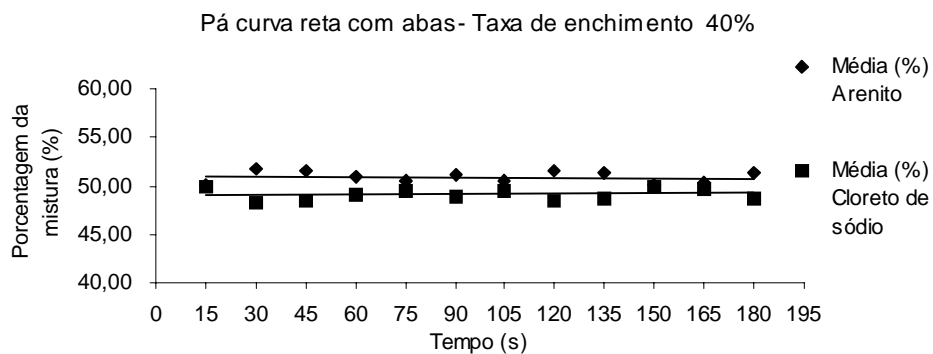
onde:  $Ml$  – massa líquida;  $F_{tt}$  – massa total (filtro+areia+cloreto de sódio);  $F1$  – massa do filtro;  $Ma$  – massa de arenito;  $Fa$  – massa (filtro + arenito);  $Ms$  – massa de cloreto de sódio;  $Ps$  – porcentagem de cloreto de sódio e  $Pa$  – porcentagem de arenito.

#### 4. RESULTADOS

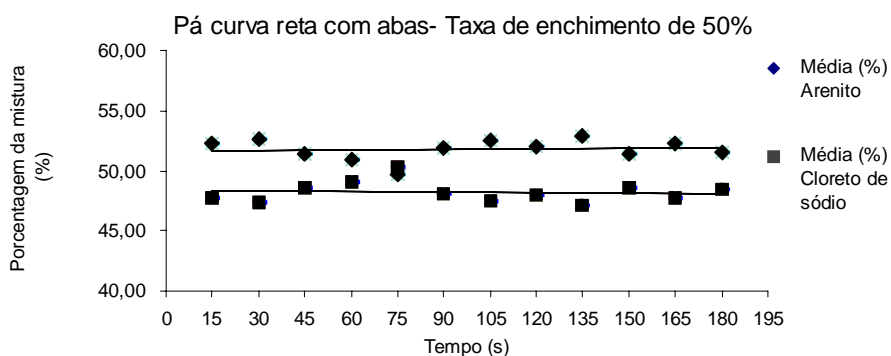
Com taxa de enchimento de 40% no misturador pode-se constatar que aos 15 segundos e depois somente ao 150 segundos a homogeneização se mostrou satisfatória, com desvio em relação à mistura ideal de 0,07%. A figura 5, mostra que após os 30 segundos apresentou segregação, voltando a ocorrer homogeneização aos 75 segundos, mantendo segregação e homogeneização até aos 135 segundos. Pela reta de linearização nota-se que aumentando o tempo de mistura existe tendência em manter um desvio médio de 0,90% da mistura ideal.

Aumentando a taxa de enchimento do misturador para 50%, a homogeneização desse ensaio foi apresentada aos 75 segundos como a melhor mistura com diferença da mistura ideal em 0,70 e depois passou a apresentar segregação. A média da diferença da mistura ideal foi de 1,98%. Como apresenta a figura 6, se a operação de mistura for prolongada por muito tempo, a tendência é de permanência da mesma média.

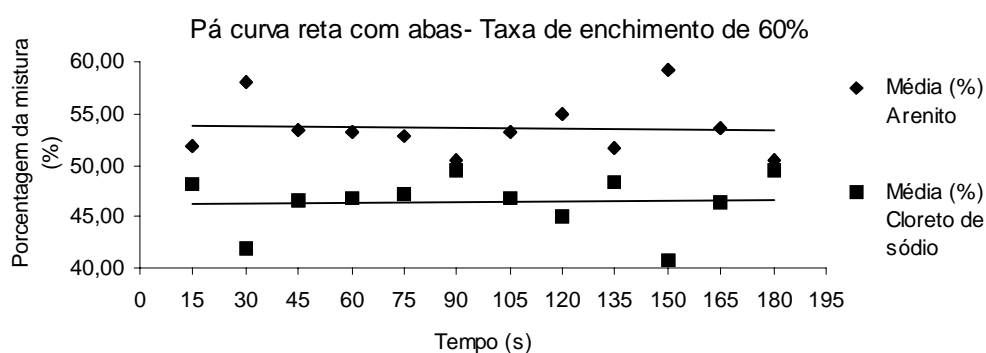
Com a taxa de enchimento de 60% começou a homogeneização e depois passou a apresentar segregação até os 75 segundos. Aos 90 segundos apresentou homogeneização satisfatória. Voltou a segregar novamente até os 165 segundos. Já aos 180 segundos voltou a apresentar a melhor homogeneização desse ensaio como mostra a figura 7. Se continuasse com mais tempo de operação as retas de linearidade tenderiam a se cruzar e aí teríamos uma mistura ideal.



**Figura 5.** Porcentagem da mistura em função do tempo.



**Figura 6.** Porcentagem da mistura em função do tempo.



**Figura 7.** Porcentagem da mistura em função do tempo.

## 5. CONCLUSÕES

A melhor homogeneização ocorreu com a taxa de 40% de enchimento aos 15 segundos, com diferença da mistura ideal em 0,07%.



Constata-se que o espaço livre do misturador é preponderante. Com esse tipo de pá as abas limitam o volume de material a ser levado para o espaço para ocorrer a pulverização. Pelas retas de linearização nota-se que aumentando a taxa de enchimento, consequentemente diminui o espaço livre, daí a diferença da mistura ideal foi aumentando perdendo a qualidade da homogeneização.

Assim podemos afirmar que o escorregamento do material no fundo do misturador não influenciou na homogeneização. Constatamos ainda que na operação de mistura de pós com esse tipo de misturador, ocorre a homogeneização nos primeiros minutos. Quando as retas de linearização permanecerem paralelas, isso indica que mesmo o aumento do tempo de operação não melhora a qualidade da mistura.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Blumber, G. ; Maritz, J. S., 1953, “ Mixing of solid particles. Chemical Engineering Science” Vol.2, September. p. 240-246
- Carley, K.W. & Donald, M.B., 1964, “The mixing of solids in tumbling mixers- II”. Chemical Engineering Science . v.19. p 191-199.
- Danckwerts, P.V. 1953, “Theory of mixtures and mixing. Research: Science and its application in industry.” Vol.6, n.9, p.355-361.
- Quaglia, G. Sienza e Tecnologia de Alimenti. Milão: Chiciotti Editori, 1992. P. 328-330.
- Losnak, C.,1996, “Avaliação da potência consumida em misturador de corpo fixo”. XXV Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola e II Congresso Latinoamericano de Ingenieria Agrícola. Inserida no CD-ROM, nº MAG 034 dos ANAIS do XXV CONBEA- - Bauru/SP.
- Losnak, C. & Sanchez, L.E.A, 1998, “Avaliação de um agitador de peneiras para controle granulométrico”. In Anais. Poços de Caldas: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, p. 31-33.
- Wang.R.H.; Fan,L.T.(1977) Stochastic modelling of segregation in a motionless mixer. Chemical Engineering Science, v. 32, p. 695–701.
- Losnak, C. 1999, Palma, G. L., Sanchez, L.E.A. “Comparação da eficiência do ataque frontal das pás do misturador rápido de corpo fixo para homogeneização de pós. IV Congreso Iberoamericano de Ingenieria Mecanica/CIDIM 99. Santiago–CHILE - Vol.1- Manufatura.

# **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DAS FORÇAS DEVIDAS AO VENTO EM EDIFICAÇÕES: EFEITO DA SOMBRA AERODINÂMICA EM GEOMETRIAS BIDIMENSIONAIS**

**Roberto F. Bobenrieth Miserda**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte, 70910-900, Brasília, DF, Brasil, E-mail: roberto@enm.unb.br

**Alessandra F. de M. Falcão**

**Juliana Maria Duarte Mol**

Instituto Nacional de Meteorologia, Eixo Monumental, Via S1, 70610-400, Brasília, DF, Brasil

## **Resumo**

O objetivo deste trabalho é a adaptação e utilização de um código numérico para realizar uma análise preliminar do carregamento aerodinâmico sobre estruturas com geometrias simples bidimensionais. Para isto, são simuladas as grandes escalas da esteira turbulenta de edificações na presença de um escoamento uniforme, i.e., sem considerar o gradiente de velocidade vertical presente na camada limite atmosférica. O código numérico que serve de base foi desenvolvido por Bobenrieth (1996) e o mesmo resolve o campo de grandes escalas de escoamentos turbulentos utilizando um modelo compressível simplificado e específico para as condições de parede adiabática e baixo número de Mach. Neste trabalho são analisadas geometrias bidimensionais com e sem sombra aerodinâmica, com ênfase no efeito de forma para geometrias sem sombra aerodinâmica e os efeitos de distância relativa para geometrias com sombra aerodinâmica.

**Palavras-chaves:** Turbulência, Carregamento Dinâmico, Edificação, Sombra Aerodinâmica

## **1. INTRODUÇÃO**

A simulação numérica de fenômenos físicos não lineares e não permanentes, como é o caso do vento natural sobre edificações, é uma ferramenta poderosa de análise que permite resolver problemas de engenharia associados a estes tipos de fenômenos. O cálculo do carregamento aerodinâmico em edificações, para um determinado número finito de condições, pode ser obtido utilizando-se normas reguladoras. Estas normas são conservativas, isto é, fornecem carregamentos aerodinâmicos superiores aos reais, que oneram substancialmente o custo estrutural da edificação. Uma alternativa interessante para o cálculo do carregamento aerodinâmico é a utilização de recursos computacionais que, a um custo relativamente baixo, permitam determinar com maior precisão as forças da ação do vento natural sobre edificações. Neste caso é prioritário determinar as forças e momentos resultantes, já que estas resultantes aerodinâmicas são parâmetros fundamentais no projeto estrutural de edificações.

O objetivo deste trabalho consiste em realizar uma análise preliminar do carregamento aerodinâmico sobre estruturas com geometrias simples, concentrando a análise no efeito do parâmetro de forma, em edificações sobre as quais não existe o efeito de outra edificação,

bem como, nos efeitos da sombra aerodinâmica, isto é, os efeitos da esteira turbulenta gerada pela primeira edificação sobre a segunda. Neste último caso, o parâmetro estudado é a distância relativa entre as duas edificações.

É importante mencionar que é realizada uma análise preliminar do carregamento aerodinâmico sobre estruturas com geometrias simples, já que está fora do escopo deste trabalho a simulação computacional do vento natural, dada a complexidade teórica e prática deste tipo de simulação. Em conseqüência, a ênfase está sobre a aerodinâmica de corpos rombudos bidimensionais, onde os parâmetros de forma e distância relativa são determinantes.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

Neste trabalho é utilizado o modelo proposto por Bobenrieth (1996) para simular as grandes escalas presentes em escoamentos turbulentos para baixos números de Mach. Este modelo consiste em uma formulação compressível para as equações governantes, isto é, a densidade não é constante nas equações de continuidade, Navier-Stokes e energia. Para obter-se o campo de grandes escalas, este sistema de equações governantes é filtrado utilizando-se o “filtro de caixa” clássico (Silveira Neto, 1993). Este processo matemático de filtragem tem como subprodutos tensores e vetores submalha, e neste modelo, somente são utilizados o tensor e o vetor de Reynolds, provenientes da filtragem dos termos de transporte convectivo das equações de Navier-Stokes e energia, respectivamente. Utilizando-se a notação de Einstein, as equações governantes filtradas podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \underline{u}_i) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \underline{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \underline{u}_i \underline{u}_j) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\underline{\mu} + \underline{\mu}_t) \underline{s}_{ij}], \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left\{ \bar{\rho} \left[ e + \left( \underline{u}_j^2 / 2 \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[ e + \left( \underline{u}_j^2 / 2 \right) \right] \underline{u}_i \right\} = \\ = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{p} \underline{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\underline{\mu} \underline{s}_{ij} \underline{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_i} [(\underline{k} + \underline{k}_t / \gamma) (\partial \underline{T} / \partial x_i)], \end{aligned} \quad (3)$$

onde o tensor taxa de deformações é dado por

$$\underline{s}_{ij} = \left( \frac{\partial \underline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \underline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \underline{u}_k}{\partial x_k}. \quad (4)$$

Para permitir o fechamento deste sistema, é usado o modelo de turbulência submalha de Smagorinsky (1963):

$$\underline{\mu}_t = \bar{\rho} (C_s \Delta)^2 \sqrt{\underline{s}_{ij} \underline{s}_{ij}} \quad (5)$$

## 3. MÉTODO NUMÉRICO

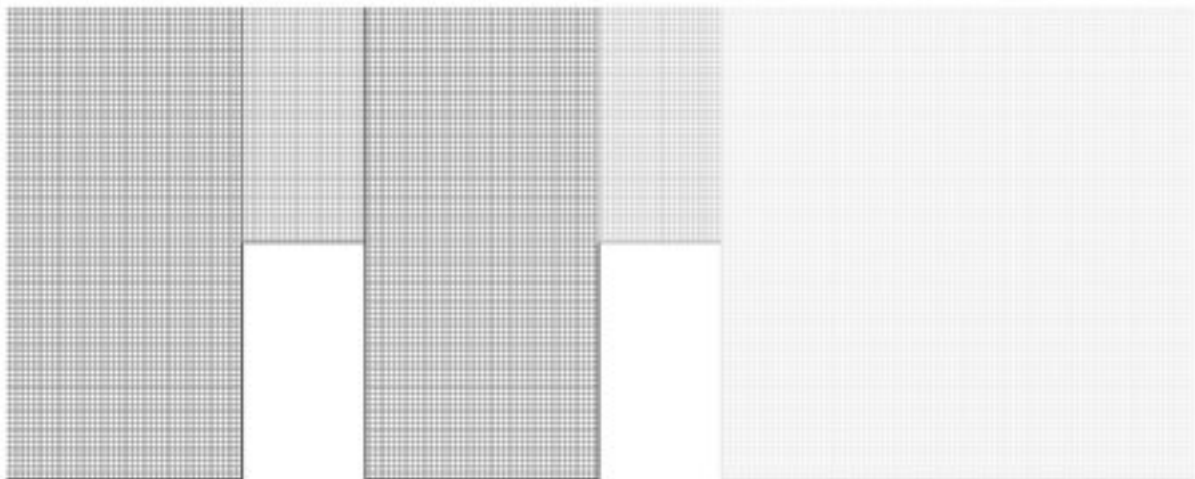
Para integrar numericamente este modelo matemático, é utilizado o método preditor-corretor de MacCormack na sua formulação de volumes finitos (Hirsch, 1990). Como trata-se de um método explícito, com um custo computacional baixo por iteração, é ideal para simular o campo de grandes escalas do escoamento turbulento nas geometrias estudadas, já que este campo é não permanente. Isto significa que é necessário realizar um número muito grande de iterações, para que as propriedades médias calculadas sejam estatisticamente representativas,

e conseqüentemente, para viabilizar este tipo de análise, é fundamental que o custo computacional de cada iteração seja baixo.

#### 4. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Primeiramente, foi feita a geração das malhas computacionais para a edificação simplificada bidimensional para os casos com e sem sombra aerodinâmica. Devido à presença do prédio, onde não há o efeito de outra edificação, fez-se necessária a criação de três malhas computacionais, correspondentes às regiões anterior, superior e posterior ao prédio. Para a situação com sombra aerodinâmica, devido à presença de dois prédios, fez-se necessária a criação de cinco malhas computacionais, correspondentes às regiões anterior, superior e posterior ao primeiro prédio e superior e posterior ao segundo prédio (figura 1).

O código computacional que serviu como base foi desenvolvido para simular o escoamento em torno de várias geometrias bidimensionais e tridimensionais. Neste trabalho, foi necessário modificar este código para simular as geometrias estudadas. O código resultante foi escrito em Fortran 90 e executado em uma estação de trabalho DEC AlphaStation 333/500 que utiliza UNIX como sistema operacional. A visualização dos resultados foi feita utilizando-se o software TECPLOT 7.0.



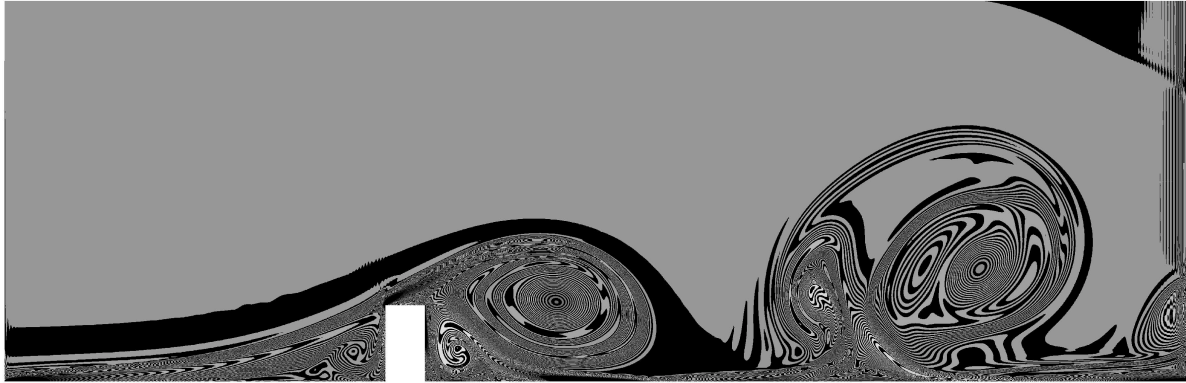
**Figura 1:** Malha computacional típica para um caso com sombra aerodinâmica.

#### 5. RESULTADOS

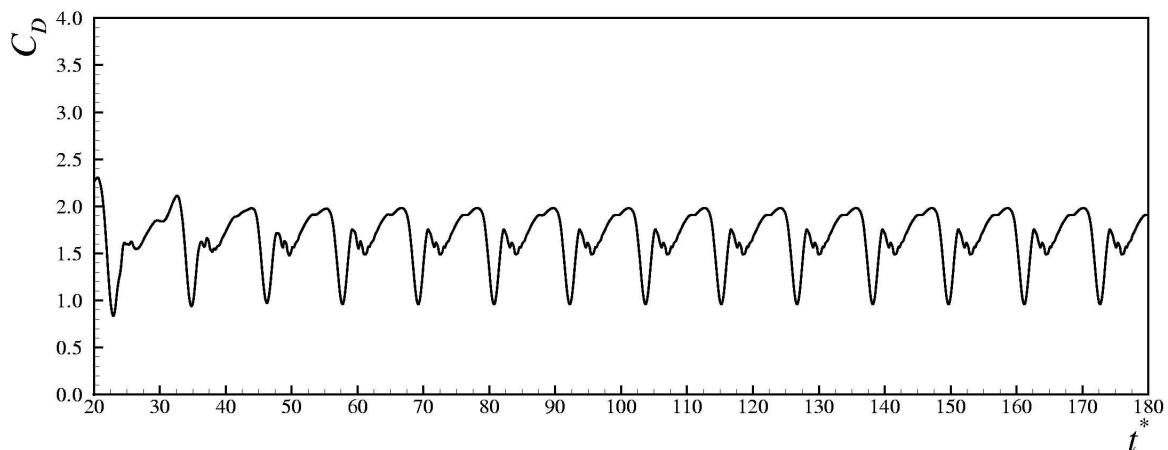
Foram estudados quatro casos: dois sem sombra aerodinâmica e dois com sombra aerodinâmica. A velocidade do escoamento não perturbado utilizada para todos os casos foi de  $U_{\infty} = 50,0$  m/s, valor máximo para a velocidade básica do vento no Brasil (NBR 6123, 1987). O número de Reynolds, calculado em todos os casos com base na altura dos prédios na direção ortogonal ao escoamento não perturbado, foi de  $3,19 \times 10^8$ . A malha utilizada em todos os casos é regular e possui 50 elementos ao longo da altura ( $H = 100$  m) da estrutura.

Nos casos sem sombra aerodinâmica foi estabelecida uma razão de forma, definida como a razão entre a altura e a largura da geometria retangular da estrutura, medidas na direção ortogonal e paralela ao escoamento não perturbado, respectivamente. Foram estudadas duas razões de forma, com valores 2,0 (figura 2) e 0,5 (figura 4). Estas figuras apresentam o campo de vorticidade instantâneo. Em particular, na figura 2, pode-se observar o crescimento de um grande vórtice junto à estrutura, assim como a evolução de outro pelo domínio, que também foi gerado pela estrutura em um tempo anterior. Na figura 4, junto ao canto superior direito da

estrutura, pode-se observar a separação da camada limite e o enrolamento da mesma na direção horária, indicando o nascimento de um novo vórtice na presença de outro já maduro que começa a deslocar-se. Comparando-se as duas figuras, pode-se observar o efeito da redução da razão de forma sobre a topologia dos grandes vórtices, provocando a transformação das linhas de isovorticidade concêntricas em onduladas, aumentando o tamanho dos vórtices gerados e diminuindo a intensidade do campo de vorticidade.



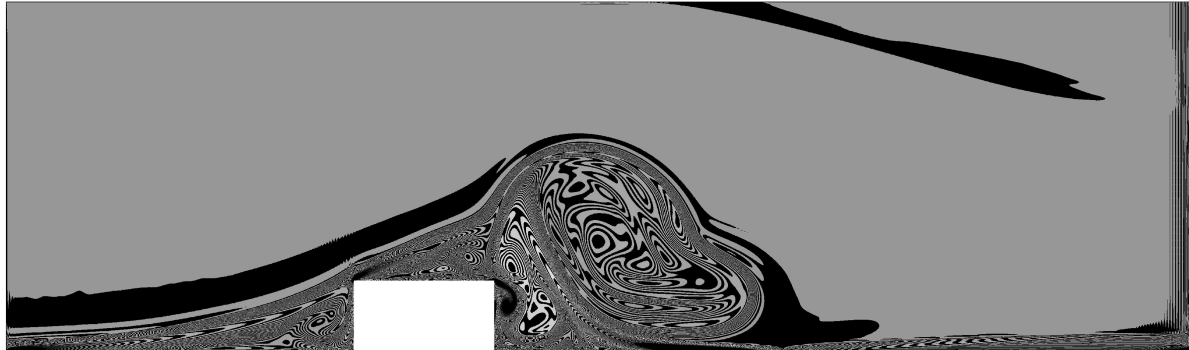
**Figura 2:** Campo de vorticidade adimensional para o tempo  $t = 89,0 H/U_{\infty}$ . Valor mínimo de  $-10$  e máximo de  $10$ . Razão de forma igual a  $2,0$ .



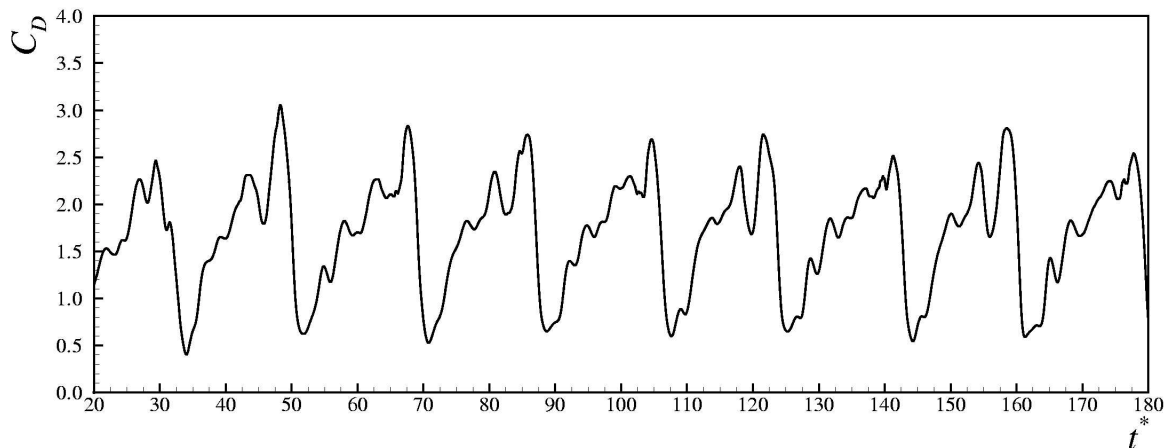
**Figura 3:** Distribuição temporal do coeficiente de arrasto. Razão de forma  $2,0$ . Coeficiente de arrasto médio de  $1,79$ .

Integrando-se numericamente a distribuição superficial de pressão e tensão superficial para o campo de velocidade médio, obtém-se que o coeficiente de arrasto médio é de  $1,79$  para a razão de forma igual a  $2,0$ , e de  $1,68$  para a razão de forma igual a  $0,5$ , correspondendo a um carregamento médio de  $26,83 \text{ ton/m}$  e  $25,18 \text{ ton/m}$ , respectivamente. A amplitude da variação do coeficiente de arrasto instantâneo é de  $1,06$  para o primeiro caso (figura 3), e de  $2,28$  para o segundo (figura 5), correspondendo a uma amplitude de carregamento instantâneo de  $15,89 \text{ ton/m}$  e  $34,18 \text{ ton/m}$ , respectivamente. Nota-se que, quanto menor a razão de forma, menores são os valores do coeficiente de arrasto médio e maiores são as amplitudes do coeficiente de arrasto. Isto ocorre pelo fato de que as estruturas vão se tornando mais complexas, e portanto, o ciclo de geração das grandes escalas e as oscilações dos valores de coeficiente de arrasto instantâneo aumentam, resultando em uma maior solicitação da edificação.

O tempo de CPU necessário para simular o primeiro caso (razão de forma igual a 2,0) foi de 97,5 horas e para o segundo (razão de forma igual a 0,5) foi de 105,0 horas. Uma análise das figuras 3 e 5, permite verificar que o tempo total de simulação é suficiente para estabelecer estatisticamente as médias temporais.

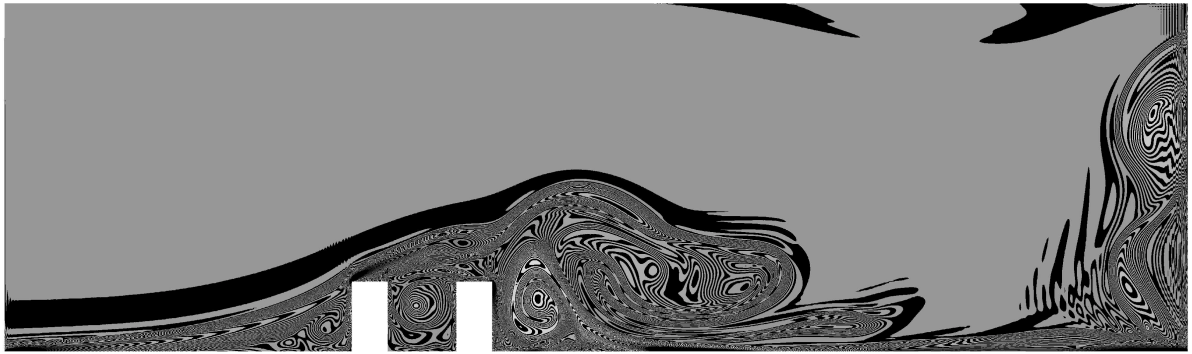


**Figura 4:** Campo de vorticidade adimensional para o tempo  $t = 50,0 H/U_\infty$ . Valor mínimo de -10 e máximo de 10. Razão de forma igual a 0,5.

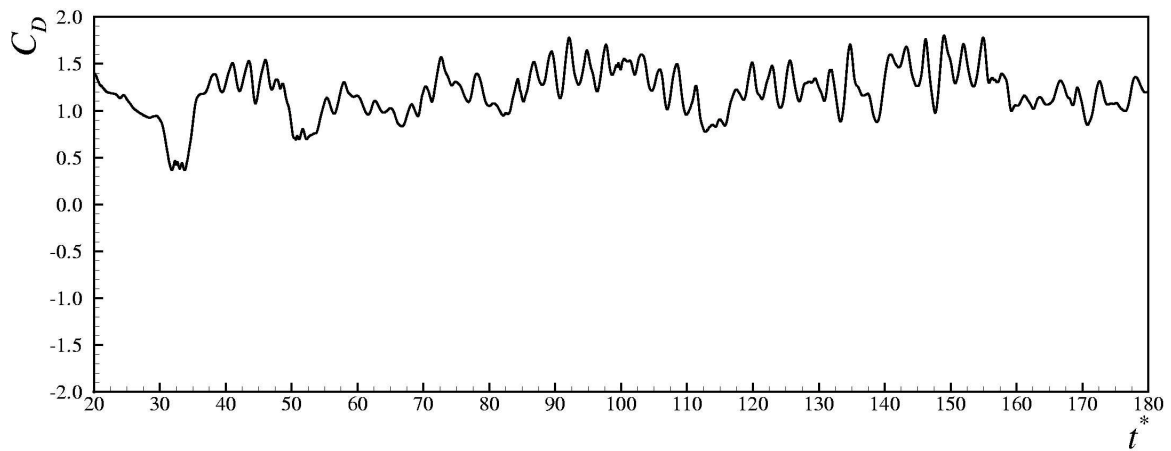


**Figura 5:** Distribuição temporal do coeficiente de arrasto. Razão de forma 0,5. Coeficiente de arrasto médio de 1,68.

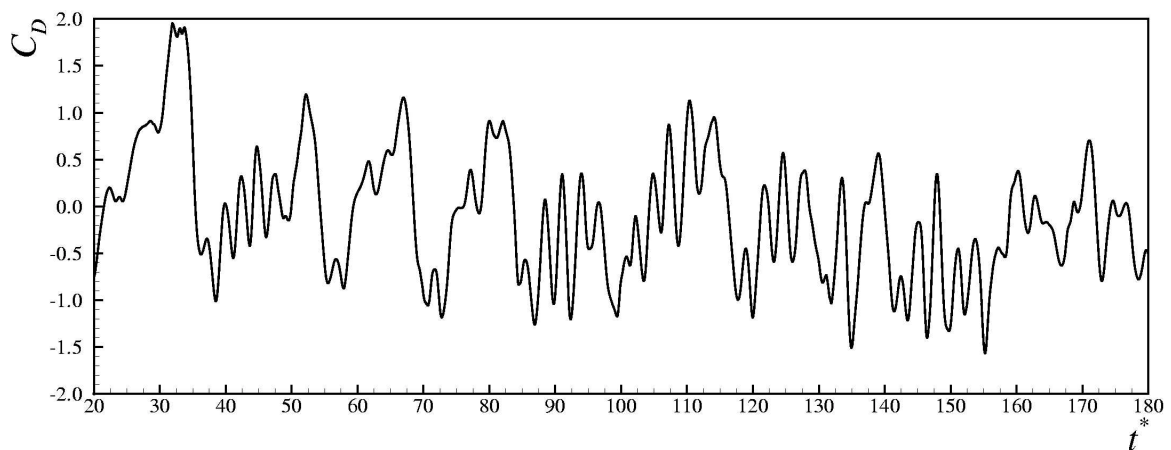
Para estudar o efeito da sombra aerodinâmica, foram selecionados dois parâmetros de distância relativa, definida neste trabalho como a razão entre a distância entre os dois prédios e a altura do primeiro. No primeiro caso, a distância relativa entre os dois prédios corresponde ao comprimento da altura do primeiro prédio (figura 6) e no segundo, corresponde a três vezes a altura do primeiro prédio (figura 9). A altura é a mesma para ambas as edificações. Para todas as estruturas dos casos com sombra aerodinâmica, a razão de forma utilizada foi igual a 2,0. Em ambos os casos, há a formação e convecção de vórtices com comprimentos característicos da ordem do tamanho dos prédios. Observa-se que, para o segundo caso, o comprimento dos vórtices é menor, proporcionando uma maior dissipação da energia cinética de turbulência e conseqüentemente, o ciclo de geração e movimentação dos vórtices pelo domínio computacional também é menor.



**Figura 6:** Campo de vorticidade adimensional para o tempo  $t = 65,0 H/U_{\infty}$ . Valor mínimo de  $-10$  e máximo de  $10$ . Distância entre os prédios igual à altura dos mesmos.



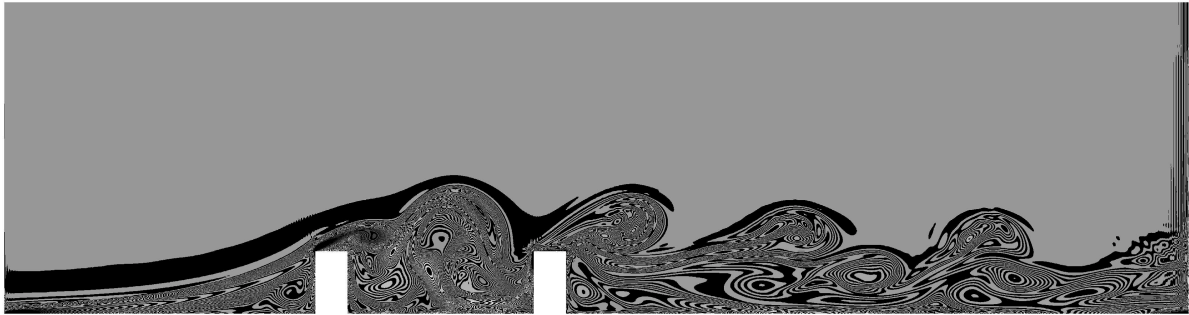
**Figura 7:** Distribuição temporal do coeficiente de arrasto para o primeiro prédio. Distância entre os prédios igual a altura dos mesmos.



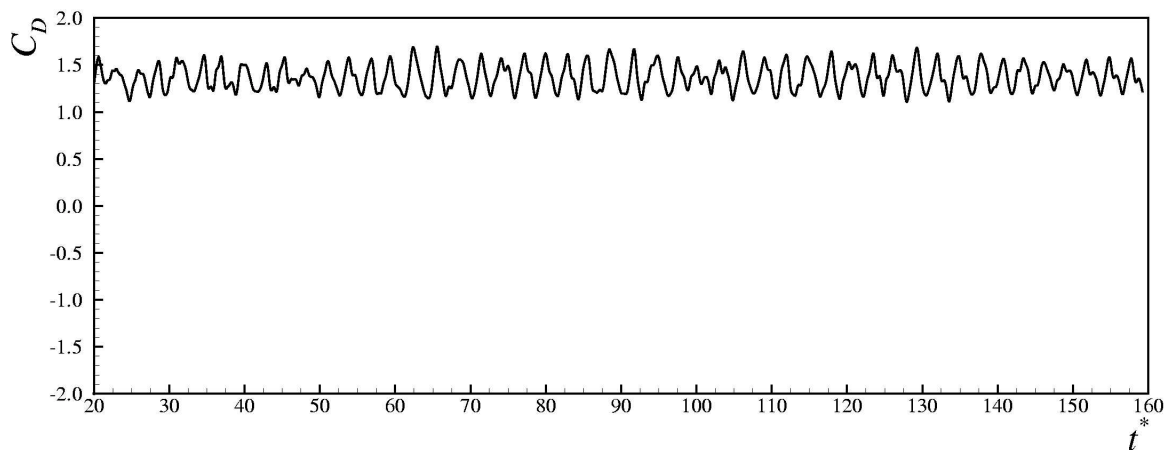
**Figura 8:** Distribuição temporal do coeficiente de arrasto para o segundo prédio. Distância entre os prédios igual a altura dos mesmos.

Para o caso onde a distância relativa entre os prédios é igual a  $1,0$ , o coeficiente de arrasto médio foi de  $1,34$  para o primeiro prédio, e de  $-2,0$  para o segundo. Estes valores correspondem a um carregamento médio de  $20,1$  ton/m e  $-3,0$  ton/m, respectivamente. A amplitude do coeficiente de arrasto instantâneo foi de  $1,13$  e  $2,58$  para a primeira e segunda

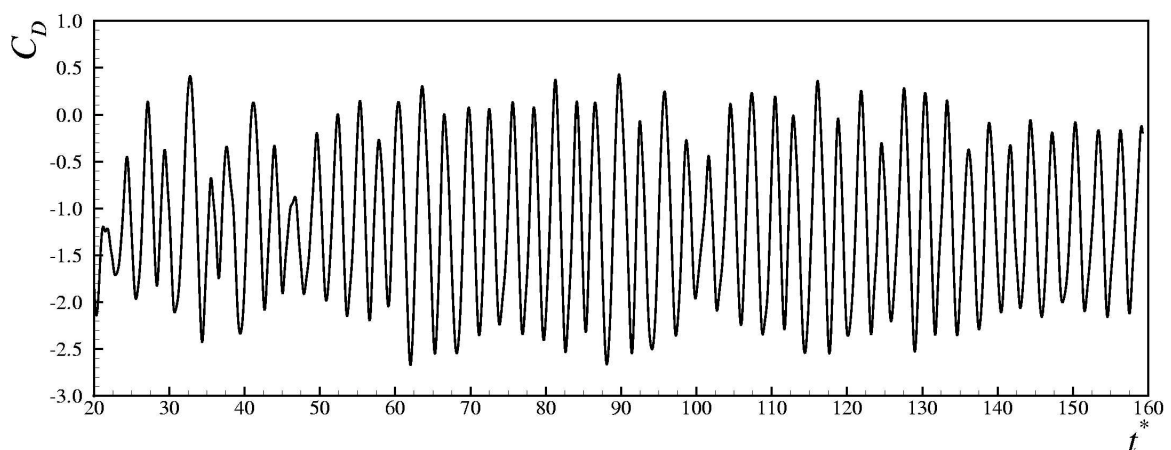
edificação, respectivamente, correspondendo a uma amplitude de carregamento instantâneo de 16,94 ton/m e 38,67 ton/m (figuras 7 e 8).



**Figura 9:** Campo de vorticidade adimensional para o tempo  $t = 87,0 H/U_\infty$ . Valor mínimo de  $-10$  e máximo de  $10$ . Distância entre os prédios igual a três vezes a altura dos mesmos.



**Figura 10:** Distribuição temporal do coeficiente de arrasto para o primeiro prédio. Distância entre os prédios igual a três vezes a altura dos mesmos.



**Figura 11:** Distribuição temporal do coeficiente de arrasto para o segundo prédio. Distância entre os prédios igual a três vezes a altura dos mesmos.

Para o caso em que a distância relativa é igual a 3,0, o coeficiente de arrasto médio foi de 1,57 para o primeiro prédio, e de  $-1,07$  para o segundo, o que corresponde a um



carregamento médio de 23,53 ton/m e  $-16,04$  ton/m, respectivamente. A amplitude do coeficiente de arrasto foi de 0,61 e 3,11 para a primeira e segunda edificação, respectivamente (figuras 10 e 11), correspondendo a um carregamento instantâneo de 9,14 ton/m e 46,62 ton/m.

O tempo de CPU necessário para simular o primeiro caso (distância relativa igual a 1,0) foi de 119,0 horas e para o segundo (distância relativa igual a 3,0) foi de 94,0 horas. Uma análise das figuras 7, 8, 10 e 11 permite verificar que o tempo total de simulação é suficiente para estabelecer estatisticamente a médias temporais.

Comparando-se as figuras 3, 7 e 10, pode-se observar que o efeito da segunda estrutura sobre a primeira é de reduzir a solicitação estrutural sobre a mesma. Isto se manifesta na redução do coeficiente de arrasto médio e na redução da amplitude do coeficiente de arrasto instantâneo. No caso do coeficiente de arrasto, esta redução diminui com a distância relativa, enquanto que, para a amplitude do coeficiente de arrasto instantâneo, esta redução aumenta com a distância relativa.

Comparando-se as figura 3, 8 e 11, pode observar que o efeito da primeira estrutura sobre a segunda é de aumentar significativamente a solicitação estrutural sobre a mesma. Apesar de que em ambos os casos, o coeficiente da arrasto médio cai para valores negativos, este benefício é superado pelo aumento significativo na amplitude do coeficiente de arrasto instantâneo, caracterizando um carregamento dinâmico de grande amplitude e alta frequência. Comparando-se as figuras 8 e 11, pode-se observar que este aumento de amplitude e frequência é maior quando a distância relativa é menor.

## 6. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos mostram que, para estruturas bidimensionais simples, estar na sombra aerodinâmica de outra estrutura do mesmo tipo resulta em um aumento significativo da solicitação estrutural. Isto acontece apesar da queda do coeficiente de arrasto médio, já que a amplitude e a frequência do coeficiente de arrasto instantâneo aumentam.

O carregamento aerodinâmico é cíclico tanto para edificações sem sombra como para edificações com sombra. Neste último caso, o coeficiente de arrasto médio se apresenta negativo ou quase nulo para a segunda edificação, mas são encontrados elevados valores da amplitude do coeficiente de arrasto instantâneo. Este fato, ressalta a importância do cálculo deste carregamento utilizando a simulação numérica de grandes escalas, já que um coeficiente de arrasto médio perto de zero pode corresponder a um carregamento dinâmico intenso, justificando o custo computacional deste tipo de simulação.

## 7. REFERÊNCIAS

- Bobenrieth, R. F. M. “Simulação Numérica de Grandes Escalas de Escoamentos Turbulentos através de uma Formulação Compressível para Baixos Números de Mach”, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, São Paulo, 1996.
- Hirsch, C. “Numerical Computation of Internal and External Flows”, John Wiley & Sons, New York, 1990.
- Silveira Neto, A., Grand, D., Métais, O., Lesieur, A. “A Numerical Investigation of the Coherent Vortices in Turbulence behind a Backward-Facing Step”, J. Fluid Mech., Vol.256, pp.1-25, 1993.
- Smagorinsky, J., “General Circulation Experiment with the Primitive Equations”, I. The Basic Experiment, Monthly Weather Review, Vol. 91, pp. 99-164, 1963.

# ESTUDO NUMÉRICO DE UM JATO COMPRESSÍVEL DE AR INCIDENTE SOBRE UMA PLACA PLANA AQUECIDA

**Jorge Wilson Pereira da Silva**

**Milton Biage**

**Paulo Lopes Silva Júnior**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, CEP-38400-902, Av. João Naves de Ávila 2160, Campus Santa Mônica, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: [jwps@mecanica.ufu.br](mailto:jwps@mecanica.ufu.br)

## Resumo

Neste trabalho estudou-se os efeitos de um jato de ar incidente sobre uma placa plana aquecida, utilizando-se a técnica de elementos espectrais. Jatos são usados em processos de aquecimento, resfriamento ou secagem de superfícies, tais como: secagem de papel; têmpera de vidro; aquecimento (resfriamento) de metais e resfriamento de hélices de turbinas e componentes eletrônicos. O escoamento do jato foi considerado bidimensional, turbulento e compressível. Desenvolveu-se um programa computacional capaz de descrever o comportamento qualitativo e quantitativo das estruturas do escoamento, em função das condições de aquecimento da placa e da velocidade de saída do jato. Os resultados apresentados descrevem o comportamento da distribuição do número de Nusselt local na placa aquecida. Adicionalmente, realizou-se estudos sobre as estruturas que predominam no escoamento. Constatou-se que escoamentos com grandes valores de Reynolds e de Mach, as estruturas predominantes são de grandes escalas, e completamente coerentes mesmo para o caso em que o fluido encontra-se confinado.

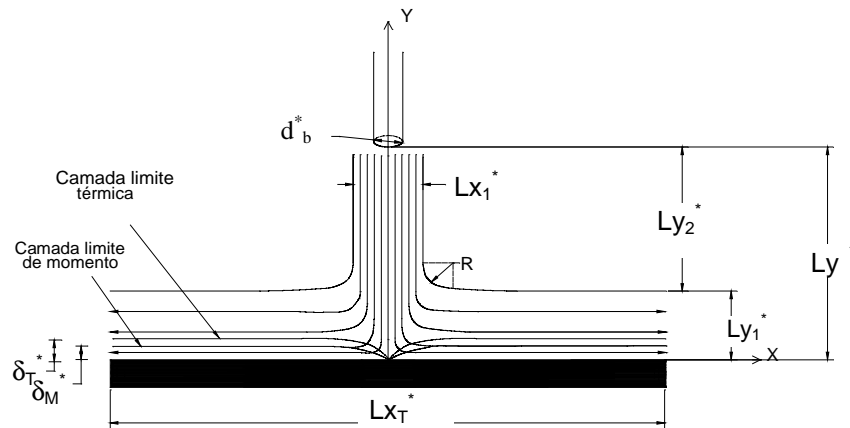
**Palavras-chave:** Escoamentos de jatos, Estruturas do escoamento, Técnica dos elementos espectrais.

## 1. INTRODUÇÃO

Os trabalhos publicados recentemente indicam um crescente interesse no estudo de jatos incidentes. Nas pesquisas apresentadas, na literatura, têm-se preocupado em analisar as características de transferência de calor e massa, tanto em um conjunto de jatos incidentes como em único jato, além de analisar a influência da forma com que o fluido utilizado é descartado para o ambiente.

Uma revisão sobre escoamentos de jatos incidentes revela a existência de um grande número de trabalhos que investigam os vários aspectos envolvidos na mudança da estrutura do escoamento. Os resultados destes trabalhos estão resumidos nos artigos publicados por Martin (1977) e no trabalho de Downs e James (1987). Os trabalhos citados incluem descrições dos diversos parâmetros que influenciam a troca de calor ou de massa em jatos incidentes. Estes parâmetros podem ser classificados em geométricos e não geométricos. Os parâmetros geométricos mais importantes são: o diâmetro do bocal do jato ( $d_b^*$ ), a distância entre o bocal do jato e a placa aquecida ( $L_{YT}^*$ , “*spacing*”), a forma da seção transversal do jato (cilíndrica, retangular, oval), o ângulo de incidência do jato, a curvatura da

superfície da placa, a rugosidade da superfície, o comprimento da placa ( $Ly_T^*$ ) e a espessura da região de expansão do jato ( $Ly_1$ ). E os parâmetros não geométricos pode citar: o número de Reynolds “Eq.1”, a temperatura da placa ( $\theta_p^*$ ) a temperatura de entrada do fluido ( $\theta_p^*$ ) e a intensidade de turbulência inserida no escoamento. Na “Fig. 1” mostra-se alguns dos parâmetros geométricos mais importantes no estudo de jatos incidentes sobre placas aquecidas, nesta figura  $\delta_T$  e  $\delta_M$  representam as espessuras das camadas limites térmica e de momento, respectivamente.



**Figura 1** - Diagrama esquemático de jatos incidentes (Detalhes geométricos).

Stevens e Webb (1991) estudaram a troca de calor em jatos líquidos, analisando os efeitos causados pela variação da razão entre o diâmetro do jato e a distância do bocal do jato à placa sólida e a razão entre a distância radial do ponto de estagnação e o diâmetro do jato, estabelecendo-se um conjunto de correlações entre o número de Nusselt e estes parâmetros geométricos. Neste trabalho, percebeu-se que o número de Nusselt varia proporcionalmente a  $Re^{1/3}$ , onde  $Re$  é o número de Reynolds baseado no diâmetro do jato definido na equação que se segue:

$$Re = \frac{U_{\infty}^* \cdot d_b^*}{\nu} \quad (1)$$

onde  $U_{\infty}^*$  é a velocidade da corrente livre,  $d_b^*$  é o diâmetro do bocal do jato e  $\nu$  é a viscosidade cinemática.

Além do mais, na região de  $0 \leq x/d_b^* \leq 0,75$ , o coeficiente de transferência de calor local manteve-se constante. A variação da distância do bocal à placa pouco interferiu no coeficiente de troca de calor. Percebeu-se, também, que o diâmetro do bocal tem influência sobre o coeficiente de transferência de calor e que esta dependência foi estabelecida em termos do gradiente da velocidade da corrente livre, e nestes casos, o termo  $U_{\infty}^*/d_b^*$  foi introduzido na correlação.

Martin (1977) em seu extenso trabalho de revisão também menciona, sem apresentar dados numéricos, que a presença de uma componente circunferencial na velocidade de um jato incidente não produz alterações significativas na troca de calor ou massa. No entanto, Ward e Mahmood (1982), apresentam conclusões opostas às de Martin (1977), indicando que a presença do escoamento espiralado reduz, significativamente, a troca de calor ou massa. Este trabalho é limitado, pois, o mesmo apresenta resultados de troca de calor local para apenas um valor do número de Reynolds do jato. Adicionalmente, neste trabalho é apresentada uma correlação para o número de Nusselt médio em função da distância adimensional do jato à placa, do número de Prandtl, do número de Reynolds e da intensidade do escoamento espiralado. A precisão desta correlação deve ser verificada, visto que ela foi construída com dados de apenas dois valores do número de Reynolds.

Realizou-se ao longo desta seção a apresentação de alguns problemas típicos de jatos incidentes apresentados na literatura, os quais apresentam fortes relações com problemas tecnológicos. Contudo, pretendeu-se ao longo desta descrição evidenciar os vários fatores que interferem na estrutura do escoamento e principalmente, na caracterização da troca de calor entre a placa e o escoamento. Esta revisão é bastante limitada, contudo, ela permitirá situar o leitor dentro do contexto da pesquisa realizada.

O presente trabalho teve como objetivo principal estudar os efeitos de um jato incidente sobre uma placa plana aquecida, utilizando a técnica de elementos espectrais em um problema que envolve coordenadas curvilíneas.

Na etapa atual da pesquisa serão estudadas as estruturas dos escoamentos em função da temperatura da placa sólida, em função do número de Reynolds (e Mach). De forma semelhante será observado o comportamento dos parâmetros de troca de calor em função, também, da temperatura da placa sólida e do número de Reynolds (e Mach).

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Como observado na seção anterior, trata-se, neste trabalho, do estudo das características de transferência de calor em um jato de ar que incide, a alta velocidade, sobre uma placa aquecida. Para tal, deve-se proceder uma série de cálculos através das equações de conservação (massa, momento e energia) e equações constitutivas que são acopladas pelas condições de contorno e iniciais, além das equações de interface para cada balanço. Contudo, para que se proceda os cálculos desejados, faz-se necessária a montagem prévia de uma malha estruturada sobre o domínio em questão. Esta discretização estruturada caracteriza-se pelo fato dos volumes elementares serem formados por linhas (ou superfícies) curvilíneas. Então é necessário, dependendo da geometria do domínio de cálculo, gerar um sistema de coordenadas curvilíneas que se adapte a esta geometria. A primeira questão que surge é quanto à natureza do sistema de coordenadas: ortogonal ou não-ortogonal. A grande vantagem do sistema ortogonal está na aplicação das condições de contornos que envolvem as derivadas normais das funções na fronteira. Neste caso, a derivada normal da função está relacionada com apenas uma das coordenadas, simplificando consideravelmente o processo de cálculo.

Um outro problema está no fato que as equações de conservação estão definidas em coordenadas cartesianas que se aplicadas no sistema de coordenadas curvilíneas podem acarretar erros de aproximação a níveis inaceitáveis. Além do mais, o pacote numérico que resolve as equações é baseado no método dos elementos espectrais da colocação. Esta técnica exige a determinação prévia de pontos de colocação na malha, e também, que as superfícies que determinam as interfaces dos elementos sejam planas.

Por isto, faz-se necessário trabalhar com um domínio físico (x,y) e outro computacional ( $\xi,\eta$ ), sendo o primeiro um sistema de coordenadas curvilíneas e o segundo um sistema de coordenadas cartesianas, sendo que, o último relaciona-se com o primeiro, através de equações elípticas de transformação de coordenadas Maliska (1995).

Neste trabalho utilizou-se equações de conservação (massa, momento e energia total) na forma vetorial, adimensional e bidimensional (x,y) e ainda desprezou-se a influência das forças de campo.

Os grupos adimensionais usados para a adimensionalização estão apresentados abaixo, onde a presença do sobre-índice \* mostra a grandeza dimensional e a ausência deste sobre-índice mostra as grandezas adimensionais:

$$x = \frac{x^*}{Lx_T^*/2}; y = \frac{y^*}{Ly_T^*/2}; d_b = \frac{d_b^*}{Lx_T^*/2}; v_{xk} = \frac{v_{xk}^*}{U_\infty^*}; v_{yk} = \frac{v_{yk}^*}{U_\infty^*} \quad (2,3,4,5,6)$$

$$t = \frac{t^* \cdot U_\infty^*}{Lx_T^*/2} E_k = \frac{E_k^*}{U_\infty^{*2}}; q_k = \frac{q_k^* \cdot cp_k^* \cdot Lx_T^*}{k_\infty^* \cdot U_\infty^{*2}}; h_k = \frac{h_k^*}{k_\infty^* / Lx_T^*} \quad (7,8,9,10)$$

$$\rho_k = \frac{\rho_k^*}{\rho_\infty^*}; k_k = \frac{k_k^*}{k_\infty^*}; \mu_k = \frac{\mu_k^*}{\mu_\infty^*}; P_k = \frac{P_k^*}{\rho_\infty^* \cdot U_\infty^{*2}}; \theta_k = \frac{\theta_k^*}{\theta_\infty^*} \quad (11,12,13,14,15)$$

## 2.1. Equações Constitutivas

Para obter o fechamento do sistema de equações, faz-se necessário estabelecer uma relação entre as variáveis termodinâmicas  $P_k$  (campo de pressão),  $\rho_k$  (densidade do fluido),  $\theta_k$  (temperatura) e  $E_k$  (energia total=energia cinética +energia interna), assim como estabelecer uma relação entre os parâmetros de transporte  $\mu_k$  (viscosidade do fluido) e  $k_k$  (condutividade térmica do fluido), em função da temperatura. Portanto, o campo de pressão foi calculado através da equação de estado para gases perfeitos, conforme demonstrado em Silva Júnior (1998). Para calcular as propriedades de transporte em função da temperatura ao longo do escoamento, utilizou-se a fórmula de Sutherland para a viscosidade dinâmica e para a condutividade térmica, onde as constantes  $c_1, c_2, s_1$  e  $s_2$  são dadas em (White, 1988):

$$\mu_k = c_1 \frac{\theta_k^{3/2}}{\theta_k + c_2} \text{ e } k_k = s_1 \frac{\theta_k^{3/2}}{\theta_k + s_2} \quad (16,17)$$

O sub-índice  $k$  refere-se ao elemento de cálculo para uma determinada propriedade.

## 2.2. Condições de Contorno e Iniciais

Para realizar os cálculos sobre as equações de conservação acima citadas, deve-se definir as condições de contorno e condições iniciais que completam as informações necessárias para o cálculo das equações de balanço acima citadas.

Portanto, as seguintes condições de contorno serão aplicadas, as quais são adimensionalizadas utilizando os grupos anteriormente especificados e apresentadas na seguinte ordem: na entrada do bocal, nas bordas externas do escoamento e na interface placa-jato.

Na região de entrada do jato definiu-se um perfil parabólico para o vetor velocidade, dado pela equação adimensional de um escoamento completamente desenvolvido, denominado de Hagen-Poiseuille (White 1988):

$$\bar{V}_k = \frac{Re^*}{2 \cdot d_b^*} \frac{(Lx_T^*)^2}{Ly_T^*} \cdot \frac{-dP_k/dy}{4} \cdot (r_b^2 - x^2) \quad (18)$$

onde  $r_b$  é o raio do bocal ( $d_b/2$ ) adimensionalizado por  $Lx_T^*/2$ .

Considera-se, também, nesta região um perfil uniforme para a temperatura e a pressão do tipo  $\theta_k^* = \theta_\infty^*$  e  $P_k^* = P_\infty^*$ , respectivamente. Similarmente, adota-se as propriedades físicas uniformes para essa região:  $k_k^* = k_\infty^*$ ,  $cp_k^* = cp_\infty^*$  e  $\mu_k^* = \mu_\infty^*$ . Contudo, a densidade  $\rho_\infty^*$  é determinada pela equação de estado para gases perfeitos explicitando agora a densidade.

Nas regiões envolvendo as bordas externas do escoamento assume-se que todas as propriedades são mantidas constantes.

Na região de interface entre a placa e o jato assume-se que as componentes do vetor velocidade são nulas e que o campo de pressão é ajustado iterativamente no tempo. Contudo, o campo de temperatura é definido como condição de temperatura constante sobre toda a placa.

As condições iniciais usadas serão agora expostas as quais referem-se ao campo de pressão, ao campo de temperatura e para o campo de velocidade.

Campo de pressão foi considerado constante em todo o domínio. A temperatura na placa foi considerada constante e impõe-se numa região muito próxima da placa uma diminuição exponencial do perfil de temperatura e ainda, nas demais regiões adotou-se temperatura de entrada do jato. No que diz respeito as componentes da velocidade fez-se a componente horizontal (u) igual a zero e a componente vertical (v) igual ao valor da velocidade de entrada do jato.

### 2.3. Procedimentos de Cálculo

Para a solução da maioria dos problemas de dinâmica dos fluidos é necessária a resolução de um sistema de equações diferenciais parciais não lineares. A resolução deste sistema só se torna possível através de métodos numéricos apropriados. Alguns aspectos importantes sobre os métodos numéricos mais utilizados na literatura foram discutidos em Fernandes (1998) e Silva Júnior (1998). Para escolher uma das técnicas existentes, deve-se levar em consideração aspectos físicos importantes do problema e as limitações das máquinas de cálculo.

Neste trabalho usou-se o método espectral para a solução de equações diferenciais parciais, onde apenas a discretização espacial é espectral. Sendo assim, para se obter uma solução estacionária estável, separa-se completamente as discretizações no tempo e no espaço. Primeiro discretiza-se os termos espaciais, obtendo-se desta forma uma equação diferencial ordinária no tempo.

O método numérico utilizado para discretização espacial das equações é o método de elementos espectrais da colocação, com polinômios de Chebyshev, cujos coeficientes no espaço transformado são calculados através da técnica de multiplicação de matrizes. O método de Runge-Kutta de ordem 4 é aplicado para a discretização temporal das equações de conservação.

## 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

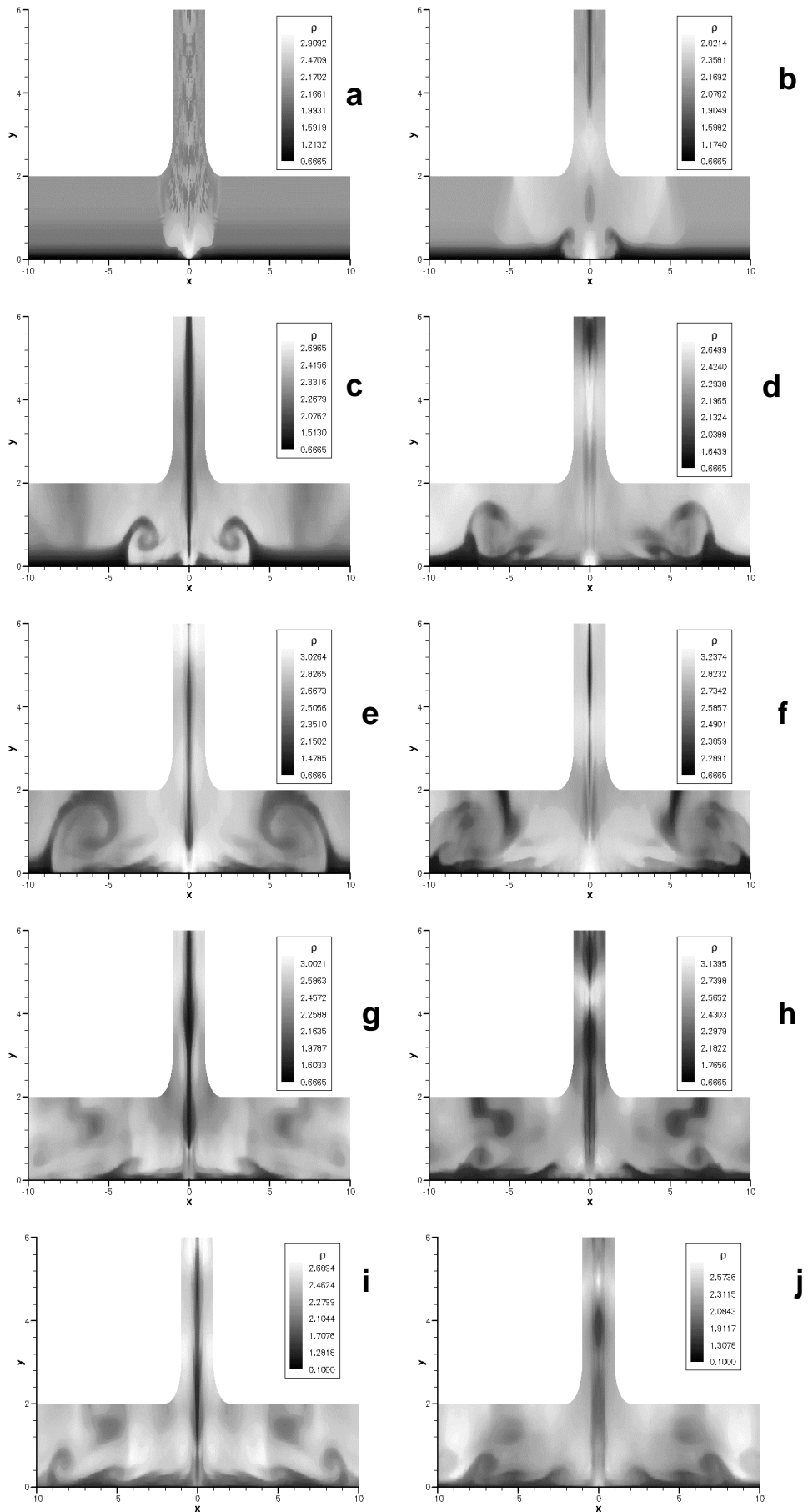
### 3.1. Análise das Estruturas dos Jatos Obtidos na Simulação Numérica

Na “Fig.2” está mostrada a evolução do campo de densidade onde adotou-se os seguintes parâmetros:  $Re=3,1744 \times 10^5$ ,  $M=1,1521$ ,  $\theta_p=1000$  K e  $\theta_\infty=300$  K, onde  $Re$  é o número de Reynolds e  $M$  é o número de Mach dado pelas “Eqs. (19) e (20)”, respectivamente:

$$Re^* = \frac{\rho_\infty^* \cdot U_\infty^* \cdot d_b^*}{\mu_\infty^*}; M = \frac{U_\infty^*}{\sqrt{\gamma_\infty^* R \theta_\infty^*}} \quad (19,20)$$

onde  $U_\infty^*$  é a velocidade de entrada do jato,  $\gamma_\infty^*$  é o coeficiente de expansão térmica,  $R$  é a constante particular dos gases e  $\theta_\infty^*$  é a temperatura de entrada do jato e  $\mu_\infty^*$  é a viscosidade do ar à  $\theta_\infty^*$ .

Na “Fig. 2” observa-se nos gráficos (a) à (d) uma região de baixa densidade ao longo da placa aquecida e uma distribuição de densidade com valores relativamente maiores, nas regiões distantes da placa e no duto vertical. Este fato pode ser explicado pela alta temperatura da placa aquecida que impõe um alto gradiente negativo de densidade nas proximidades da mesma, dando origem à formação nítida de vórtices que expandem-se equilateralmente. A formação destes vórtices deve-se, basicamente, a dois fatores: o choque do jato com a placa que causa uma forte desaceleração do escoamento nesta região e a intensa troca de calor com a placa aquecida. Portanto, observa-se nitidamente na “Fig. 2” que o campo de densidade evolui ao longo do tempo, formando, inicialmente, uma grande estrutura coerente que se propaga em direção à saída do domínio e saindo no gráfico (f) da “Fig.2”. Este vórtice ocupa, praticamente, toda a região de escape do domínio do escoamento, o qual, claramente, propaga-se ao longo do canal de saída, até ocorrer a sua dissipação na saída do domínio.



**Figura 2** - Evolução do campo de densidade ( $Re=3,1744 \times 10^5$ ,  $M=1,1521$ ,  $\theta_p=1000K$ ,  $\theta_\infty=300 K$ ). Onde (a)  $t^*=0,0006s$ , (b)  $t^*=0,0031s$ , (c)  $t^*=0,0094s$ , (d)  $t^*=0,0188s$ , (e)  $t^*=0,0312s$ , (f)  $t^*=0,0375s$ , (g)  $t^*=0,0625s$ , (h)  $t^*=0,0688s$ , (i)  $t^*=0,0875s$  e (j)  $t^*=0,1188s$ .

Contudo, evidencia-se na “Fig. 2” o transporte de estruturas complexas periódicas formadas na região de choque, como pode ser nitidamente observado no gráficos de (h) à (j). Observa-se então, que à medida com que o escoamento tende a um regime, para as condições simuladas, forma-se uma região próxima da placa em que evidencia-se a formação de uma camada de mistura espacial.

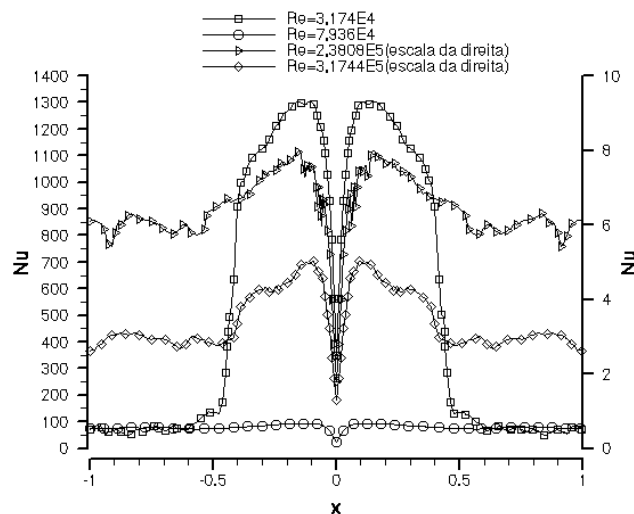
### 3.2. Análise do Número de Nusselt Local

A análise para os perfis do número de Nusselt será feita com base em dois parâmetros: o número de Reynolds e a temperatura da placa refletora. Nas “Figs 3 e 4” trata-se dos perfis do número de Nusselt para a variação do número de Reynolds e da temperatura da placa, respectivamente.

De forma geral o que se observou foi uma diminuição dos patamares dos perfis do número de Nusselt ao se aumentar o número de Reynolds. A “Eq. (21)” mostra a equação para o número de Nusselt local usada no problema.

$$Nu = \frac{h_k \cdot x}{k_k} = \frac{\left(\frac{\partial \theta_k}{\partial y}\right) \cdot x}{\theta_p - 1} \quad (21)$$

Conforme observado na “Fig. 3” os patamares dos perfis do número de Nusselt, de forma geral, diminui com o aumento do número de Reynolds. Este fato pode ser explicado fazendo-se uma análise sobre a condutividade térmica e o coeficiente de transferência de calor por convecção. Observa-se que ao aumentar o número de Reynolds, maiores componentes de velocidade do escoamento na região da camada limite são obtidas e com isso, é realizado um maior transporte de energia térmica da placa para o fluido, a qual é rapidamente transportada para o escoamento externo, na região central do canal de saída do jato. Este aspecto do transporte de energia faz com que ocorra uma maior homogeneização de energia térmica no escoamento do jato no canal de saída deste, e com isso maiores temperaturas serão atingidas pelo fluido nas regiões da camada limite e, principalmente, nas zonas bem próximas da placa sólida, caracterizando um pronunciamento de aumento da convecção nesta região. Por outro lado, com o aumento da temperatura nas proximidades da placa sólida, também, ocorre um aumento na condutividade térmica do fluido nesta zona. Portanto, pode-se afirmar que com o aumento no número de Reynolds ocorre um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção e um aumento na condutividade térmica do fluido nas proximidades da placa sólida.

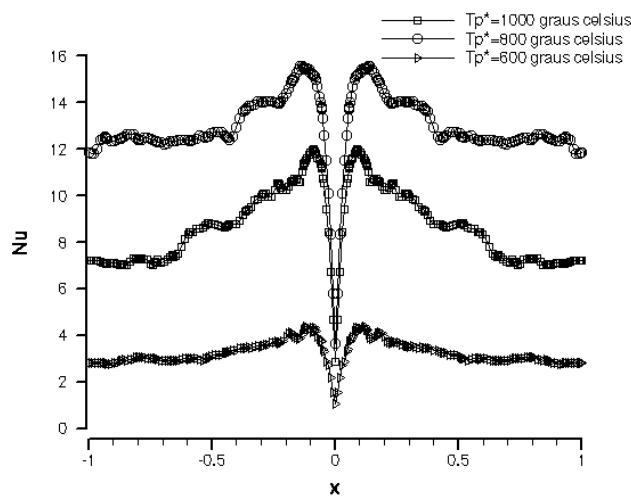


**Figura 3** - Evolução do número de Nusselt em função do número de Reynolds para o tempo dimensional 0,125s.



Estes dois fatores contribuem inversamente sobre os valores assumidos pelo número de Nusselt, ou seja, o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção faz com o número de Nusselt aumente e um aumento do coeficiente de condutividade térmica do fluido faz com o número de Nusselt diminua, conforme mostrado pela “Eq.(21)”. Portanto, o que deve ser observado é qual destes fatores interferem de forma mais intensa no número de Nusselt, quando o número de Reynolds aumenta. Neste trabalho como as temperaturas na placa aquecida são relativamente altas (1000 K) acarretando nas proximidades da placa um aumento no valor da condutividade térmica muito maior do que o aumento no coeficiente de convecção.

Uma segunda análise pode ser feita na que diz respeito à influência da temperatura da placa sobre o comportamento do número de Nusselt local. Este aspecto pode ser observado na “Fig. 4”, neste gráfico mostra-se os resultados obtidos na simulação de 3 casos distintos onde as temperaturas da placa, para cada caso, foram de 600, 800 e 1000 para o tempo de 0,1667s. A influência do aumento da temperatura da placa sólida aquecida atua no sentido de aumentar intensidade do número de Nusselt médio, pois a diminuição da temperatura da placa faz com que ocorra uma diminuição da temperatura do fluido na região da camada limite, consequentemente, diminuindo a condutividade térmica do fluido. Por outro lado, a diminuição da temperatura da placa sólida diminui a energia que é absorvida pelo fluido, induzindo menores temperaturas no fluido nas proximidades da placa, mas, também, induzindo menores gradientes de temperatura, nas proximidades da placa. Assim, ao observar a “Eq. 21”, pode-se conjecturar que nas proximidades da placa ocorre uma diminuição no coeficiente de transferência de calor por convecção, o qual, em contrapartida, deverá interferir com maior intensidade no número de Nusselt que o aumento causado neste pela condutividade térmica do fluido.



**Figura 4** - Perfil do Número de Nusselt para diferentes temperaturas da placa,  $t^* = 0,1667$  segundos, para  $Re = 2,3808 \times 10^5$  e  $M = 0,86411$ .

## REFERÊNCIAS

- Downs, S. J., and James, E. H., 1987, “Jet Impingement Heat Transfer-A Literature Survey”, ASME Paper N<sup>o</sup>. 87-HT-35.
- Fernandes, M., 1998, “Simulação Numérica de Camadas de Mistura em Desenvolvimento Temporal e Espacial, Usando a Técnica Espectral da Colocação”. Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia.
- Liu, X., Gabour, L. A . e Lienhard, J. H., 1993, “Stagnation-Point Heat Transfer During Impingement of Laminar Liquid Jets: Analysis Including Surface Tension”, ASME J. Heat Transfer, pp. 99-105.

- Maliska, C. R., 1995, “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”. Livros técnicos e científicos.
- Martin, H., 1977, “Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces”, in: *Advances of Heat Transfer*, pp. 1-60.
- Silva Júnior, P. L., “Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos Compressíveis 1-D e 2-D, utilizando a técnica de Elementos Espectrais”. Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 1998.
- Slayzak, S. J., Viskanta, R., and Incropera, F. P., 1994a, “Effects of Interaction Between Adjoining Rows of Circular, Free-Surfaces Jets on Local Heat Transfer from the Impingement Surface”, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 88-95.
- Stevens, J. and Webb, B. W., 1991, “Local Heat Transfer Coefficients Under an Axisymmetric, Single-Phase Liquid Jet”, *Journal of Heat Transfer*, Vol 113, pp. 71-78.
- Ward, J. and Mahmood, M., 1982, “Heat Transfer From a Turbulent Swirling Jet”, *Proc. 7<sup>th</sup> Int. Heat Mass Transfers Conference*, pp. 401-408.
- White, F. M. “Viscous Fluid Flow”. McGraw-Hill, 1974
- Zumbrennen, D. A., Aziz, M., 1993, “Convective Heat Transfer Enhancement Due to Intermittence in na Impinging Jet ” , *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp 91-98.

# **AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A RECOVERABLE ORBITAL PLATFORM AT HIGH SPEED FLOWS**

**Algacyr Morgenstern Jr.**

**Paulo Moraes Jr.**

*Divisão de Sistemas Espaciais - CTA/Instituto de Aeronáutica e Espaço*

*CEP 12228-904 São José dos Campos, SP, Brasil - E-mail: algacyr@iae.cta.br and*

*moraes@iae.cta.br*

## **Abstract**

The main aerodynamic parameters involved in the design of a capsule returning from space are force coefficients, moment coefficients, and their variation with Mach number and angle of attack. The aim of the present study is to evaluate these parameters for the configuration of the Recoverable Orbital Platform SARA under development at IAE-CTA, with better accuracy than possible with the use of engineering methods. The three-dimensional, viscous governing equations are solved numerically by employing a LU-SGS algorithm based on a finite volume discretization. Results are obtained for angles of attack ranging from zero to 10 degrees, and Mach numbers ranging from 2 to 6. The results from the numerical computations are compared with calculations applying engineering methods for verification purposes. Validation is further obtained by comparing the bow shock wave detachment position, and shock shape numerically computed with the results of calculations using semi-empirical formulas.

**Keywords:** aerodynamic coefficients; supersonic flow; orbital platform.

## **1. INTRODUCTION**

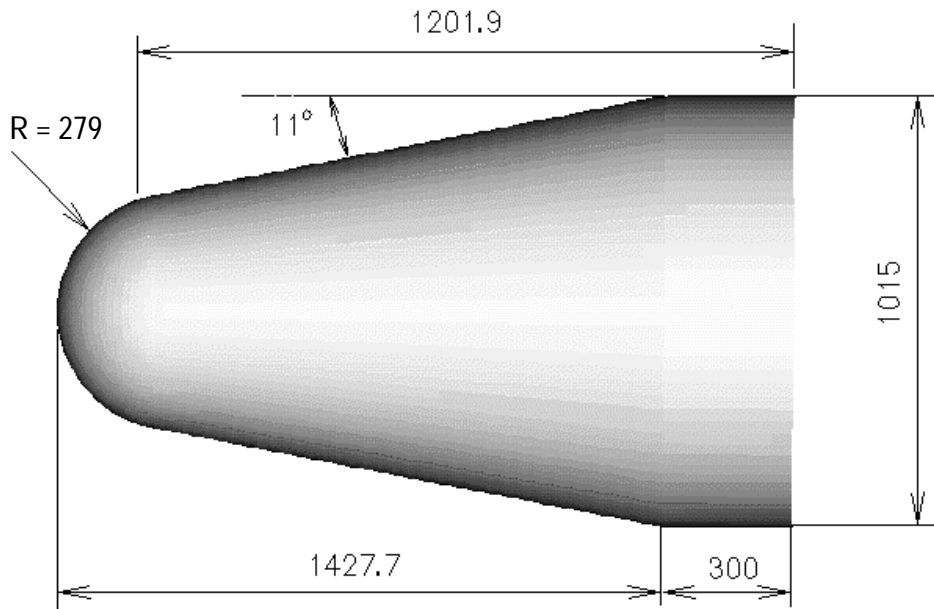
Knowledge of the aerodynamic behavior of a capsule returning from space is of paramount importance to determine its trajectory and to establish its stability characteristics. The main parameters involved are force coefficients, moment coefficients, and their variation with Mach number and angle of attack. In the beginning of a design process, engineering methods are used to approximate these parameters. However, as design evolves, more accurate evaluations of these parameters are necessary. Hence more sophisticated methodologies must be used for this purpose. The usual methods employed to refine the accuracy of the aerodynamic parameters comprise numerical simulations and wind tunnel tests. The former involves the solution of the complete set of governing equations in 3-D formulation for the whole range of Mach numbers and angles of attack. The latter is then employed for verification and further refinement.

The aim of the present study is to evaluate the aerodynamic parameters for the configuration of the Recoverable Orbital Platform SARA under development at IAE-CTA (Moraes,1998), with better accuracy than possible with the use of engineering methods. The three-dimensional, viscous governing equations are solved numerically by employing a LU-SGS algorithm based on a finite volume discretization. To perform the numerical computations a plane of symmetry, corresponding to the plane of varying angle of attack, is employed. Hence only half domain is discretized. Results are obtained for angles of attack ranging from zero to 10 degrees, and Mach numbers ranging from 2 to 6. The results from the numerical computations are compared with calculations applying engineering methods for verification purposes. Validation is further obtained by comparing the bow shock wave detachment position, and shock shape numerically computed with the results of calculations using semi-empirical formulas.

## 2. PROBLEM DEFINITION AND SOLUTION APPROACH

### 2.1 Body Geometry

The geometry of the configuration used in the present study is shown in Fig. 1.



**Figure 1.** Geometry of the configuration. Dimensions in mm.

The capsule is a blunt hemisphere-cone-cylinder with dimensions given in mm, with an  $11^\circ$  cone half angle.

### 2.2 Flow Conditions

Freestream Mach number ranged from 1.55 up to 6.63, Reynolds number per meter  $2.48 \times 10^6$ , and angles of attack varying from  $0^\circ$  to  $10^\circ$ . The flow conditions were selected to represent the reentry trajectory of the capsule from the lower hypersonic regime to the supersonic regime.

## 2.3 Engineering Calculations

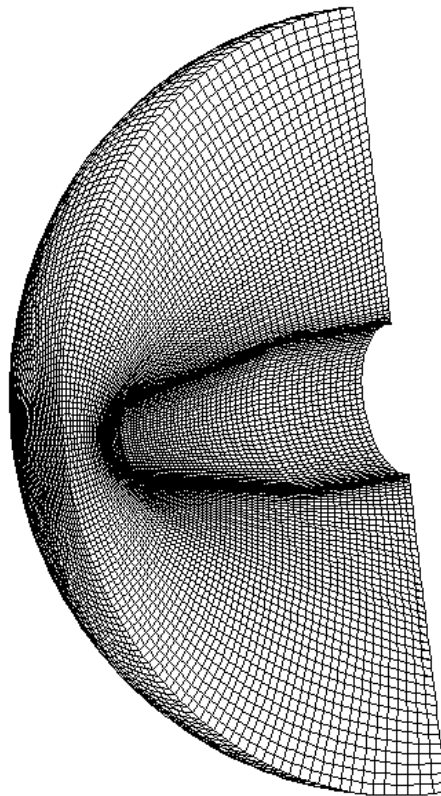
To perform the engineering calculations, two different methodologies have been applied which are based on analytical formulations enhanced by empirical data calibration.

The determination of the stability derivatives, normal force and pitch moment coefficients, and later the longitudinal position of the center of pressure, makes essentially use of experimental data in form of load distributions along the individual components. These component-wise computations are then combined and integrated to give the complete configuration results (Faggiano *et al.*, 1985).

Drag coefficients are calculated using a procedure based on analytical formulations for the several drag components, corrected with wind tunnel data, specially with respect to the base drag contribution. The Reynolds number influence is also taken into account with the use of Standard atmosphere data (Delprat, 1992).

## 2.4 Computational Grid

The three-dimensional computational grid employed in this study is presented in Figure 2. A two-block grid was used where the number of grid points in the axial, circumferential, and radial, directions are  $17 \times 22 \times 53$  and  $60 \times 52 \times 53$ , respectively. The grid was constructed exploiting the symmetry characteristics of the flowfield in the x-z plane. Hence, only half plane of the physical domain was discretized.



**Figure 2.** Computational grid,  $17 \times 22 \times 53$  and  $60 \times 52 \times 53$  grid points

## 2.5 Numerical Algorithm

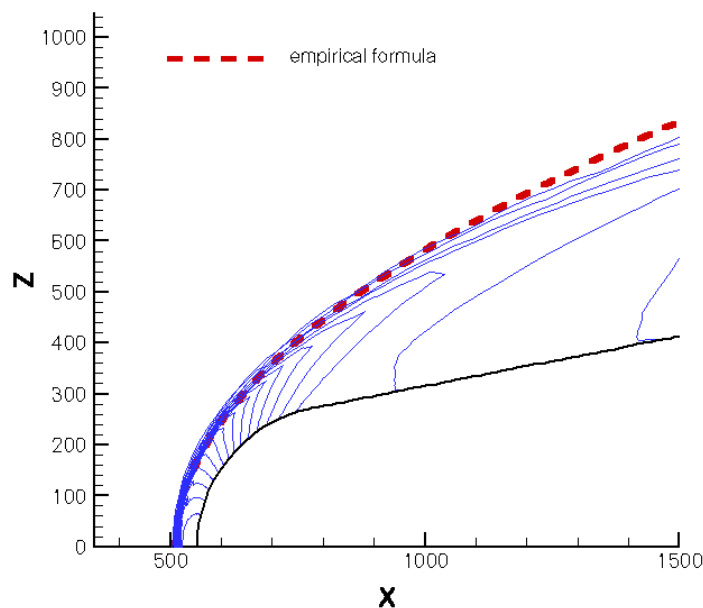
The compressible laminar flow under consideration over a capsule returning from the upper atmosphere is governed by the Navier-Stokes equations, which are written in strong conservation law form in a generalized coordinate system. The equations are solved using the lower-upper symmetric-Gauss-Seidel factorization scheme proposed by Yoon, S. and Kwak, D. (1992). The advantage of this factorization scheme is that the construction of the diagonal of the L and U matrices permits a scalar inversion, leading to a very efficient and vectorizable algorithm.

## 2.6 Initial and Boundary Conditions

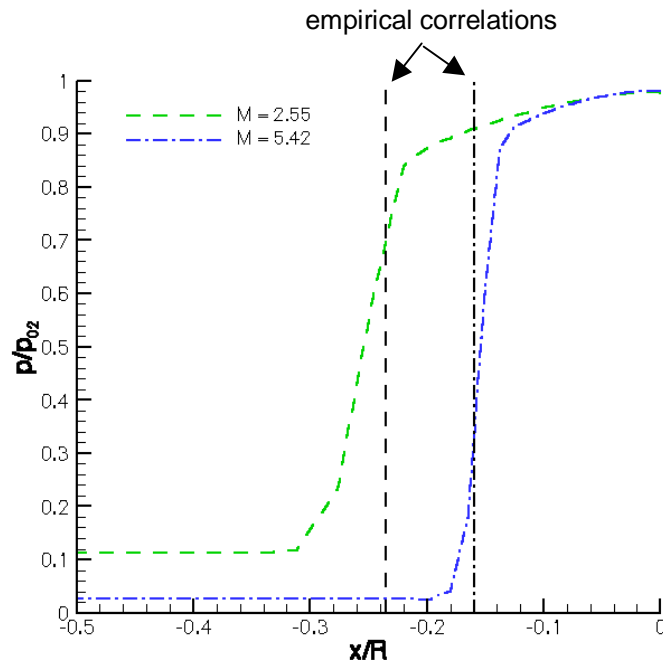
The initial flowfield is set to be freestream everywhere. All variables are extrapolated at the outflow boundary and nonslip wall condition is applied on the surface of the body. Adiabatic wall condition is imposed at the wall.

## 3. RESULTS AND DISCUSSION

The axisymmetric flow at zero angle of attack was computed and the principal flow features were compared with results calculated by empirical formulas given by Anderson (1989). Figure 3 shows the comparison of the computed shock shape with that given by the empirical formula. The comparison between the numerical results and the empirical formula show good agreement. Figure 4 shows the pressure distribution along the stagnation line for Mach numbers 2.55 and 5.42. Also shown in Fig. 4 as vertical lines, the position of the standoff distances computed by the empirical formulas for the two Mach numbers considered. The agreement between the numerical and empirical formulas results is good. Nevertheless, the shock for the lower Mach number presents a less steep pressure jump when compared with the higher Mach number case. This is attributed to the spacing of the grid distribution in that region, since the standoff distance for the lower Mach number is further away from the body



**Figure 3.** Computed pressure contours vs. shock shape correlation.  $M=6.63$ .

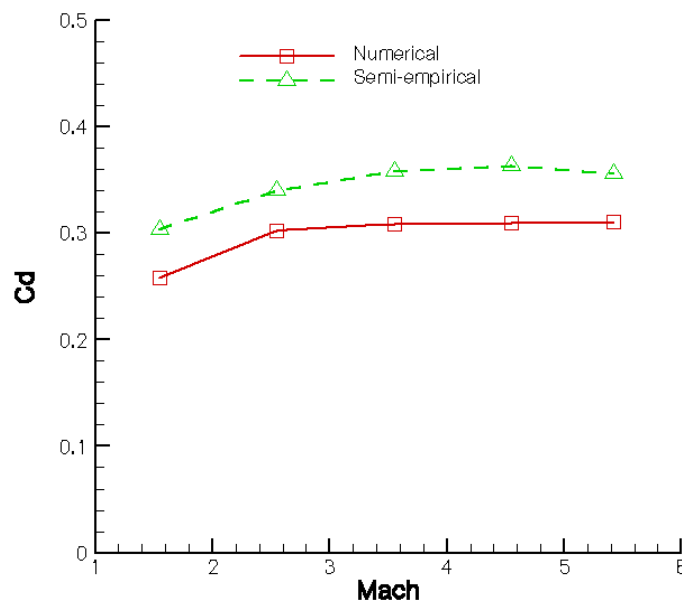


**Figure 4.** Shock standoff distance comparison.

nose, and the computational grid gets coarser with increasing distance from the body.

The drag coefficient  $C_d$  is presented in Fig. 5. The numerical computations include both pressure and viscous contributions. However, the contribution from the base region is not included, i.e., the pressure in the base region is assumed to have the freestream value when computing the drag coefficient. The agreement between the results can be considered good due to the fact that the computational model did not consider the flow in the base region of the vehicle.

The derivative of the normal force coefficient  $C_N$  with respect to angle of attack  $\alpha$ ,  $C_{N\alpha}$ ,



**Figure 5.** Drag coefficient,  $\alpha = 0^\circ$ .

is shown in Fig. 6 as a function of the Mach number. While the results obtained with the semi-empirical calculation method show an almost constant behavior, the results coming from the numerical simulation presents larger decreasing values for the low supersonic regime. This is probably due to the capture of transonic features of the flow. For higher Mach numbers the

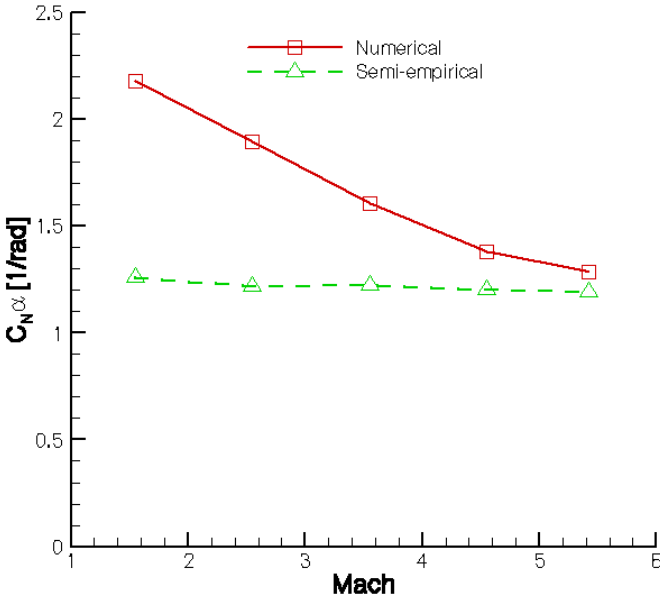


Figure 6.  $C_{N\alpha}$  vs. Mach number.

differences practically disappear between both results and converge to an agreement.

The longitudinal position of the center of pressure  $X_{cp}$ , related to the total length of the vehicle  $L_{ref}$ , and plotted as function of the Mach number, is shown in Fig. 7. Both results show similar behavior while the differences are still large. The center of pressure is

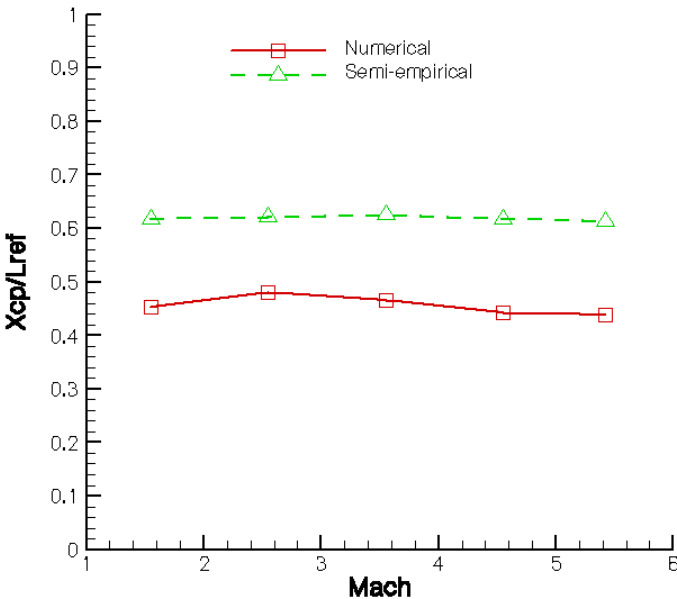


Figure 7. Longitudinal position of the center of pressure,  $X_{cp}$ , vs. Mach number.



determined by the ratio of the derivatives of pitching moment to normal force coefficients. The differences are probably due to the non-agreement of  $C_{N\alpha}$  shown in the previous Fig. 6.

#### 4. CONCLUSIONS

The main aerodynamic parameters, force coefficients, moment coefficients, and their variation with Mach number and angle of attack, for the configuration of the Recoverable Orbital Platform SARA were calculated numerically and with the use of engineering methods. The main features of the flow field compared very well with those obtained by empirical formulas. The comparison of integral results for forces and their variation with angle of attack showed the same curve trends in both methodologies employed. Although the numerical values obtained presented some large discrepancies, those differences are attributed to the lack of accounting for the base flow in the numerical computations. Nevertheless, further investigation is necessary to validate the numerical results, comparing them with experimental data.

#### 5. REFERENCES

- Anderson, J. D. Jr., "Hypersonic and High Temperature Gas Dynamics," McGraw-Hill Book Company, ISSB 0-07-001671-2, 1989.
- Delprat, O., 1992, "DRAG – Programa de Cálculo de Arrasto. Manual de Manutenção," CTA/IAE, RT-012/ETP-AED/92 (internal report), São José dos Campos, SP
- Faggiano, C., Barbosa, S. A., Moraes, P. Jr., 1985, NORFOR. "Programa de Cálculo das Características Aerodinâmicas Estáticas Longitudinais de Veículos Axissimétricos Multi-Estágios," IAE/ASE, RT-002/ETP-AED/85 (internal report), São José dos Campos, SP
- Moraes, P. Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", 8o Congreso Chileno de Ingenieria Mecánica, Concepción, Chile.
- Yoon, S. and Kwak, D., "Implicit Navier-Stokes Solver For Three-Dimensional Compressible Flow", *AIAA Journal*, vol. 30, pp. 2653-2659, November 1992.

# UTILIZAÇÃO DAS FUNÇÕES ESTATÍSTICAS NA ANÁLISE DO ESCOAMENTO TURBULENTO NO INTERIOR DO CAPACITOR TÉRMICO

**Julio César Costa Campos**

**Milton Biage**

Centro Universitário do Triângulo, Departamento de Ciências Exatas, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [jjccampos@uol.com.br](mailto:jjccampos@uol.com.br).

Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [biage@mecanica.ufu.br](mailto:biage@mecanica.ufu.br)

## Resumo

O presente trabalho consiste num estudo experimental, realizado com a finalidade de prever o comportamento dinâmico de um escoamento no interior do capacitor térmico. Utilizou-se um sistema de amplificação de microtermopares, com compensação automática da temperatura da junta fria para realização de medidas de temperaturas em vários pontos do capacitor. Este estudo foi realizado para três números de Reynolds, na direção axial, azimutal e radial. Com o objetivo de estudar a propagação de pulsos de temperatura ao longo do duto, construiu-se um gerador de pulso controlado por computador, que permite introduzir pulso com amplitudes e frequências diferentes. Na análise do escoamento foram utilizadas as funções estatísticas, tais como: autocorrelação, correlação cruzada e o espectro de energia. Estas medidas foram obtidas utilizando-se microtermopares tipo T. Os resultados obtidos são consistentes de acordo com a literatura.

**Palavras-chave:** Escoamento turbulento, Funções estatísticas, Temperaturas, Capacitor térmico.

## 1. INTRODUÇÃO

O capacitor térmico é caracterizado, geometricamente, por um bojo cilíndrico ou retangular, inserido em uma instalação térmica, de forma a armazenar massa que servirá como elemento de amortecimento das flutuações de temperatura.

O capacitor térmico é utilizado em processos industriais onde se tem flutuação indesejável de temperatura, como por exemplo: em caldeiras, em fornos, em câmaras de umidificação, de secagem, de combustão e de descarga em túneis de vento supersônicos, ou mesmo em ambientes onde se deseja temperaturas absolutamente constantes, como em laboratórios de controle de dados.

A utilização de um capacitor térmico provoca o amortecimento das flutuações devido ao efeito da mistura da massa que entra no cilindro com a massa já existente no mesmo. Nas regiões de recirculação resultam grandes gradientes de velocidade, e conseqüentemente, uma alta intensidade turbulenta. O processo físico no interior do capacitor térmico é caracterizado por um jato em expansão livre. As bordas do jato, da entrada até aproximadamente o centro do capacitor, apresentam vórtices pares. Após a região central, o escoamento divide-se em duas partes: uma zona envolvendo a linha do centro do capacitor, cujo escoamento contrai-se

gradualmente até a saída do fluido no capacitor e uma zona secundária, situada próxima da parede, onde ocorre uma recirculação do fluido que realimenta o processo de mistura ao longo do corpo do jato livre, Lesieur (1986).

Escoamentos no interior de um capacitor são caracterizados por uma série de fenômenos que não são ainda totalmente compreendidos. A formação da grande estrutura coerente, presente no escoamento e a evolução destes vórtices é caracterizadas pelos mecanismos de instabilidades espaciais e temporais. A compreensão dos mecanismos de formação da estrutura deste escoamento pode fornecer várias informações que permitem compreender os aspectos de formação da turbulência tridimensional, permitindo a calibração de modelos turbulentos e verificar o comportamento de métodos numéricos na simulação deste problema. Por outro lado, também, é possível utilizar as informações adquiridas em experimentos para otimizar os projetos industriais de capacitores.

Normalmente, o escoamento no interior de um capacitor térmico é tridimensional, por este fato, procurou-se efetuar um conjunto de medidas de flutuações de temperaturas em vários planos e ao longo de todo o capacitor, de forma que permitam analisar os aspectos tridimensionais da turbulência. Contudo, devido às limitações experimentais estudou-se escoamentos, cujos números de Reynolds são compreendidos no intervalo  $12000 \leq Re \leq 134500$ , os quais possibilitam estabelecer importantes conclusões sobre as características da turbulência neste escoamento.

O objetivo deste trabalho é apresentar um estudo experimental de um escoamento turbulento em um capacitor térmico, analisando o comportamento das flutuações de temperatura, utilizando funções estatísticas. As principais funções estatísticas a serem utilizadas como ferramentas neste estudo são: autocorrelação, intercorrelação e o espectro de potência.

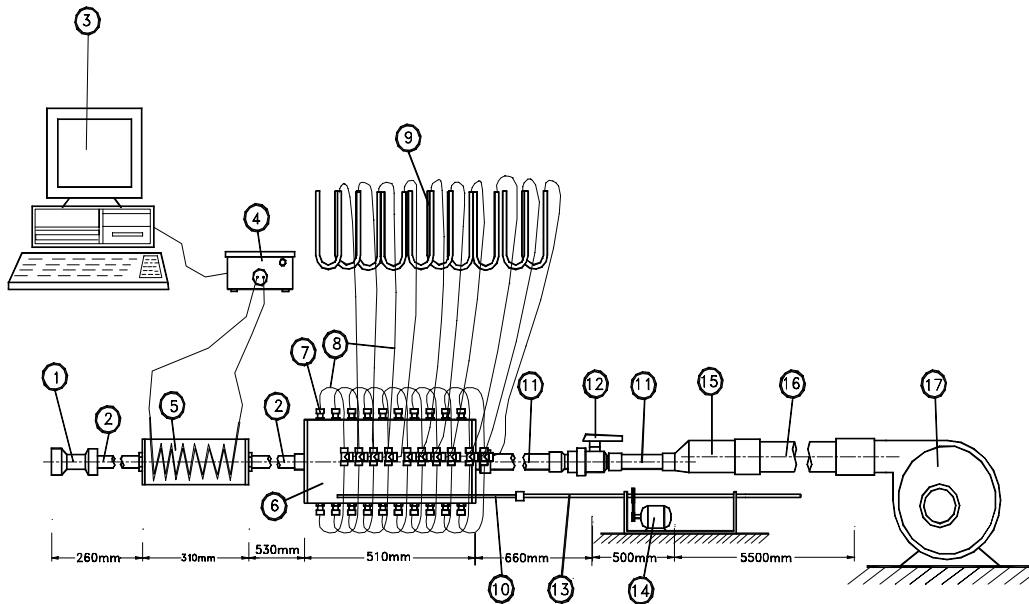
Autocorrelação e intercorrelação permitem verificar o grau de similaridade das oscilações em vários pontos do escoamento, possibilitando caracterizar o grau de dissipação destas no espaço. Adicionalmente, a intercorrelação permite obter a velocidade de propagação dos fenômenos oscilantes.

O espectro de potência representa decomposições de funções temporais não lineares, no espaço de Fourier, contendo diferentes modos frequências, dentro de uma banda, cuja largura depende do grau de determinismo do fenômeno. O espectro de potência fornece a distribuição de energia média das oscilações, com suas frequências características Arpacı & Larsen (1984). Contudo, a distribuição do espectro de potência, caracteriza fisicamente, a maneira pela quais oscilações de diferentes frequências trocam energia entre elas. A troca de energia entre oscilações com diferentes escalas constitui uma das análises que será apresentada neste estudo, procurando evidenciar os aspectos da turbulência, e em particular, verificar tanto o processo de alimentação de energia das pequenas escalas para as grandes, como os mecanismos de dissipação energia pelas pequenas escalas. Adicionalmente, pode-se dizer que o espectro de potência constitui um dos diagnósticos de maior sensibilidade para caracterizar o comportamento dinâmico de escoamentos. Historicamente, a análise das características do espectro de potência tem sido objeto de grande atenção, pois é possível extrair informações sobre a inclinação do espectro, o que permite estabelecer teorias e modelos de turbulência Miller & Dimotakis (1996).

## **2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

Nesse estudo foi construído um aparato experimental que permite analisar o comportamento dinâmico de um escoamento no interior do capacitor térmico. Esse dispositivo experimental é composto de uma seção de testes que constitui-se de um cilindro de acrílico com 200mm de diâmetro e 510mm de comprimento. Uma seção de aquecimento

acoplada à secção de testes por meio de uma tubulação de ferro de 42.30mm de diâmetro e 530mm de comprimento. Um bocal de bronze com coeficiente de descarga igual a 0.98 é utilizado para determinar a vazão volumétrica através do capacitor.



**Figura 1:** Representação do Sistema, (1) Bocal de Bronze; (2) Tubulação de Ferro; (3) Computador Pentium 120MHz; (4) Gerador de pulso; (5) Cilindro recheado com Resistências; (6) Capacitor Térmico (secção de testes); (7) Tomadas de Pressão na parte superior; (8) Mangueiras conectando a tomada de pressão superior com a inferior; (9) Manômetros Tipo U; (10) Deslocador de sonda anemométrica a fio quente, com movimentos lineares e azimutais, controlados por motor de passo; (11)Tubulação de PVC; (12) Válvula de controle; (13) Fuso de deslocamento de sonda; (14) Motor de Passo; (15) Tubulação de PVC de 3 polegadas; (16) Mangueira Flexível de 4 polegadas; (17) Ventilador de 12.5 cv, 3510 rpm, 34A.

O fluxo através do sistema experimental é introduzido, utilizando-se um ventilador centrífugo de alta potência, com 12.5 cv e 3510 rpm. A descarga do escoamento através do capacitor é controlada por uma válvula controladora de vazão que permite uma variação gradual, possibilitando-se estabelecer escoamentos com variados números de Reynolds.

Uma haste é introduzida no interior da secção de testes que permite mover um conjunto de microtermopares ou sondas anemométricas a fio quente, ao longo das direções axiais, radiais e azimutais, sem, entretanto, perturbar o escoamento, uma vez que, as medidas são realizadas à jusante da haste. A Fig. 1 mostra detalhadamente o sistema experimental (todas as medidas estão em mm).

Para o aquecimento do fluido foi utilizado um sistema de resistências em forma espiraladas, distribuídas horizontalmente na tubulação de alimentação do escoamento e preenchendo todo o corpo cilíndrico da secção de aquecimento. As resistências são aquecidas, variando a tensão de alimentação dos resistores de aquecimento do ar, por meio de pulsos digitais, com amplitudes e frequências definidas em programas computacionais. Estes pulsos são convertidos em pulsos analógicos, utilizando conversores D/A, o qual é amplificado através de um circuito TRIAC. A construção deste sistema possibilita introduzir aquecimentos flutuantes ou constantes na entrada do capacitor, com intuito de verificar-se o comportamento da distribuição espacial de temperatura, em vários números de Reynolds.

### 3. ANÁLISE ESTATÍSTICA

Conforme Bendat & Piersol (1986), as propriedades estatísticas mais importantes no tratamento dos fenômenos com um certo grau de aleatoriedade são: a média, o desvio padrão, os valores quadráticos médios (variância), funções de autocorrelação, funções de correlação cruzada e funções de densidade espectral. Todas estas funções foram utilizadas no presente trabalho com o intuito de evidenciar a estrutura de um escoamento no interior do capacitor térmico.

Quando se tem dois registros de dois processos aleatórios diferentes, o estudo da função coeficiente de correlação cruzada é uma outra propriedade bastante importante. Neste trabalho utilizou-se a definição da função de correlação cruzada para identificar o sentido e a velocidade de propagação dos fenômenos envolvidos no sistema.

Pode-se definir uma função coeficiente de correlação cruzada,  $C_{xy}(\tau)$ , de duas amostras  $x(t)$  e  $y(t)$ , da seguinte forma:

$$C_{xy}(\tau) = \frac{R_{xy}(\tau)}{\sqrt{R_{xx}(0)R_{yy}(0)}} \quad (1)$$

Onde  $R_{xy}(\tau)$  é a função correlação cruzada e  $R_{xx}(\tau)$ ,  $R_{yy}(\tau)$ , são, respectivamente, autocorrelação de duas diferentes amostras, para  $\tau=0$ .

A melhor maneira de determinar a função de autocorrelação, na Eq.(1), é através da transformada rápida de Fourier da função de densidade espectral bilateral, cujo procedimento conduz à seguinte equação resultante:

$$\hat{R}_{xx}^s(r\Delta t) = \begin{cases} \frac{(N-r)}{N} \hat{R}_{xx}(r\Delta t) & r = 0, 1, \dots, N-1 \\ \frac{(r-N)}{N} \hat{R}_{xx}[(2N-r)\Delta t] & r = N, N+1, \dots, 2N-1 \end{cases} \quad (2)$$

onde  $\hat{R}_{xx}(\tau)$ , com  $\tau = r\Delta t$  ou  $\tau = (2N-r)\Delta t$ , representa a função de autocorrelação estimada, sem a presença de erros sistemáticos,  $\hat{R}_{xx}^s(\tau)$ , com  $\tau = r\Delta t$ , representa a função de autocorrelação com a presença de erros sistemáticos e  $\Delta t$  é o tempo de amostragem (aquisição).

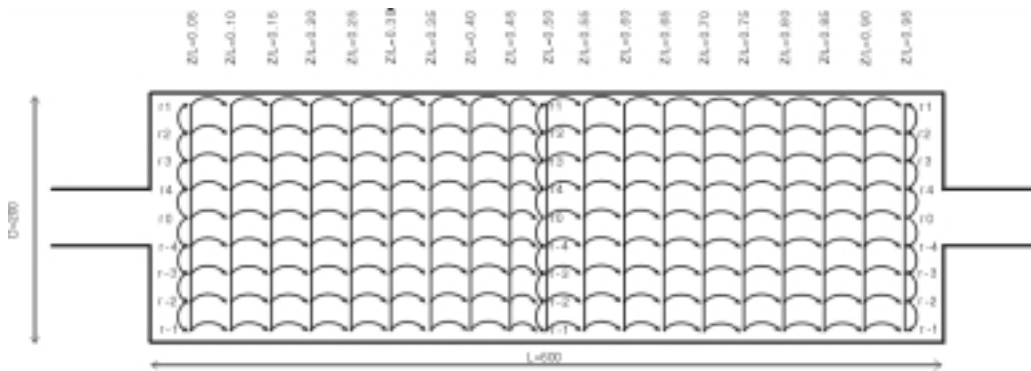
A função de densidade espectral unilateral,  $G_{xx}(f, T)$ , de uma amostra  $\{x_i\}$  é definida como sendo:  $G_{xx}(f, T) = 2S_{xx}(f, T)$ , para  $0 \leq T \leq \infty$  e caso contrário é igual a zero. Sendo que  $S_{xx}(f, T)$  é dado da seguinte maneira:

$$S_{xx}(f, T) = \frac{1}{N_m n_d \Delta t} \sum_{i=1}^{n_d} |X_i(t)|^2 \quad (3)$$

Onde  $N_m$  é o número de pontos em cada subconjunto que compõe a amostra,  $n_d$  é o número de subconjuntos,  $\Delta t$  é o intervalo de amostragem e  $X_i(t)$  é a transformada de Fourier de  $x(t)$ .

#### 4. RESULTADOS E CONCLUSÕES

A Fig. 2 representa a distribuição de termopares, através de uma sonda, ao longo da direção axial e radial do capacitor térmico. Na direção axial foram feitas varias medidas de temperatura nas posições,  $z/L$ , conforme evidenciado nesta figura. Na direção radial,  $r/D$ , os termopares foram distribuídos, igualmente, a uma distância de 19,44 mm. Nesta direção os termopares foram distribuídos do centro da sonda,  $r_0$ , em direção as paredes do capacitor,  $r_1$  e  $r-1$ , conforme Fig.2. As Figs.3 e 4 mostram o comportamento das funções coeficiente de correlação cruzada de duas amostras de flutuações temporais de temperatura de  $z/L=0.05$  à  $z/L=0.95$  adquiridas na direção axial para  $r_4$ ,  $r-4$ ,  $r_3$ ,  $r-3$ ,  $r_1$  e  $r-1$ , conforme Fig.2, para  $Re=12000$ ,  $Re=134000$ , respectivamente,  $\theta=0^\circ$ .



**Figura 2:** Representação da distribuição de termopares ao longo da direção axial e radial do capacitor térmico.

Observa-se na Fig. 4.(e,f) para  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$ , situado próximo a parede do capacitor,  $r_1$  e  $r-1$ , que a coerência do sinal decai a medida que se desloca na direção axial. Isto é evidenciado pelos valores dos picos secundários nas funções coeficiente de correlação,  $C_{xy}$ , que são menores quando comparados aos valores dos picos secundários apresentados na Fig.4. (a, b). Conjectura-se que isto ocorre devido a acontecer uma forte quebra da estrutura da turbulência nesta região, que apresenta uma brusca mudança geométrica, causando um processo turbulento bem mais irregular Blanco & Moller (1994).

Uma outra importante característica observada na Fig. 4 é que as flutuações de temperatura se correlacionam por longos intervalos de tempo, conforme caracterizado pelos coeficientes de correlações dos picos secundários, os quais mantêm-se aproximadamente constantes por um longo tempo (o eixo horizontal representa um tempo de 12,5 segundos), para uma mesma função de correlação cruzada. Isto evidencia que a flutuação de temperatura apresenta uma forte similaridade ao longo do tempo, o que indica que estas se preservam quando o tempo transcorre, indicando um grande grau de determinismo do fenômeno. Isto caracteriza a existência de fenômenos de grandes escalas no escoamento, características das flutuações de temperaturas introduzidas no escoamento, conforme explicado anteriormente.

Percebe-se na Fig. 4.(a,b) para  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$ , que as flutuações de temperatura apresentam um maior grau de similaridade ao longo do tempo, evidenciada por uma maior homogeneidade nos níveis de coerência dos picos secundários.

Diferentemente das observações feitas com relação à Fig. 4, para  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$  a correspondente Fig. 3, para  $Re=12000$ ,  $\theta=0^\circ$  onde o escoamento não apresenta uma turbulência completamente desenvolvida, ocorre um forte amortecimento das flutuações, tanto espacialmente, e na direção axial do capacitor, como ao longo do tempo. Esta conclusão é extraída, observando-se que pico principal apresenta um elevado coeficiente de correlação

cruzada,  $C_{xy}$ , e os demais picos ilustrados ao longo do eixo horizontal, se dissipam, tornando baixos os coeficientes de correlação. Fato pelo qual tem-se um baixo coeficiente de correlação na direção axial. Deve salientar-se que as flutuações de temperaturas introduzidas neste estudo com  $Re=12000$ ,  $\theta=0^\circ$  foram exatamente a mesma que a introduzida no estudo com  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$ . Este fato é compreensível se considerar que em baixo número de Reynolds, o efeito dissipativo do escoamento é muito maior, amortecendo com maior intensidade as oscilações presentes no escoamento, tanto de velocidades como de temperatura, pois estes campos são totalmente acoplados.

Adicionalmente, se comparar a Fig. 3, para  $Re=12000$ ,  $\theta=0^\circ$  com a Fig. 4, para  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$ , observa-se uma significativa diferença de comportamento da estrutura térmica do escoamento quando o número de Reynolds aumenta. Observa-se na Fig.4 que as flutuações de temperatura se correlacionam por longos intervalos de tempo, conforme caracterizado pela relação entre os coeficientes de correlações dos picos secundários com o pico principal, a qual mantém-se dentro de um intervalo variando de 0,5 próximo à parede do capacitor até 1 na região central do capacitor. Isto evidencia que as flutuações de temperatura apresentam uma forte similaridade ao longo do tempo e no espaço, o que indica que essas flutuações se preservam quando o tempo transcorre, indicando um grau de determinismo do fenômeno. Isto caracteriza a existência de fenômenos de grandes escalas no escoamento, características das flutuações de temperaturas introduzidas no escoamento, conforme explicado anteriormente.

Como é conhecida a distância entre as duas posições referentes aos sinais correlacionados, conclui-se que a velocidade de propagação das flutuações de temperatura é igual esta distância dividida pelo tempo de atraso do pico principal. Assim, conclui-se que a velocidade de propagação das flutuações são menores quando o número de Reynolds é menor, devido a maior dissipação nesse escoamento.

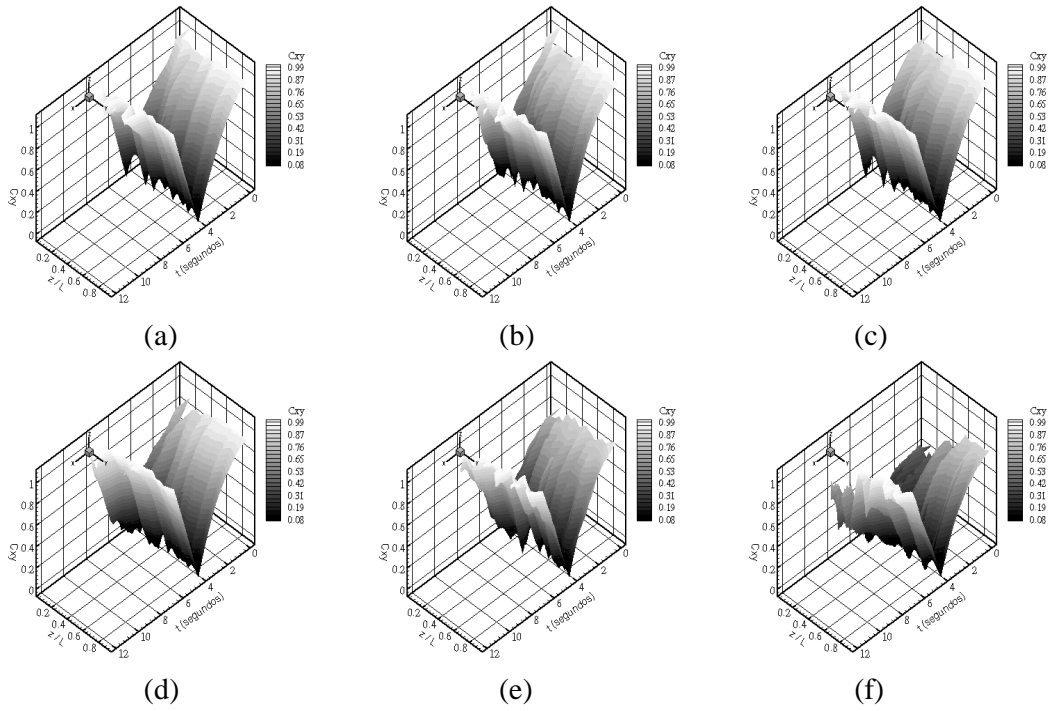
Portanto, a estimação da velocidade de propagação instantânea das flutuações de temperatura na direção axial, mencionada no parágrafo anterior, é dada pela seguinte equação;

$$V = \frac{d}{\tau_0} \quad (4)$$

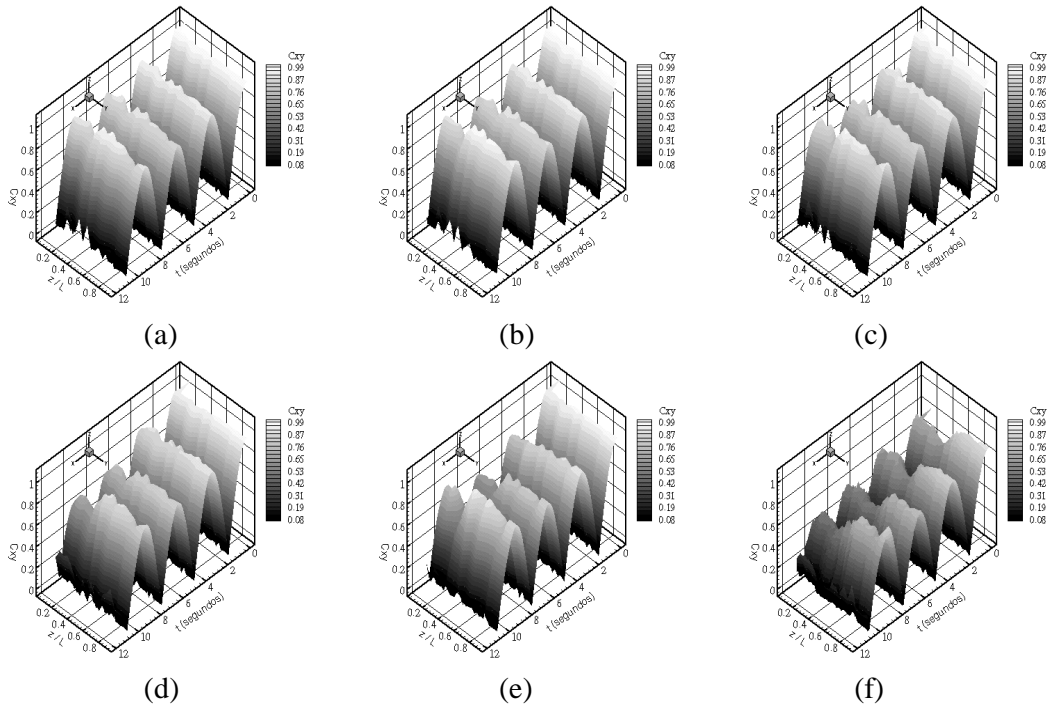
Onde  $d$  é a distância, em metros, entre as posições referentes aos sinais correlacionados e  $\tau_0$  é o tempo de atraso do pico principal, em segundos.

Observa-se nas Figs. 5 e 6 para  $Re=12000$  e  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$ , que a estrutura do escoamento obedece uma lei de potência para a sub-região inercial no espectro de energia,  $k^{-5/3}$ , com uma inclinação da curva do espectro de energia igual a  $-5/3$ , onde  $k$  é a constante de Kolmogorov, independente do número de Reynolds e da posição espacial, na qual os dados foram adquiridos. Esta lei é conhecida como lei de Kolmogorov, segundo Hinze (1975), o que caracteriza uma estrutura de escoamento turbulento, tipicamente, tridimensional.

Os números de Reynolds utilizados neste trabalho, para caracterizar a sub-região convectiva-inercial no espectro de energia térmico, foram obtidos na faixa de  $25 \times 10^3 \leq Re \leq 134 \times 10^3$ . Para estes números de Reynolds, conforme evidenciado nas Figs. 5 e 6, não foram observadas diferenças, significativas, do espectro de energia térmico. Isto evidencia, quando a turbulência é completamente desenvolvida, que o espectro de energia é independente do número de Reynolds.

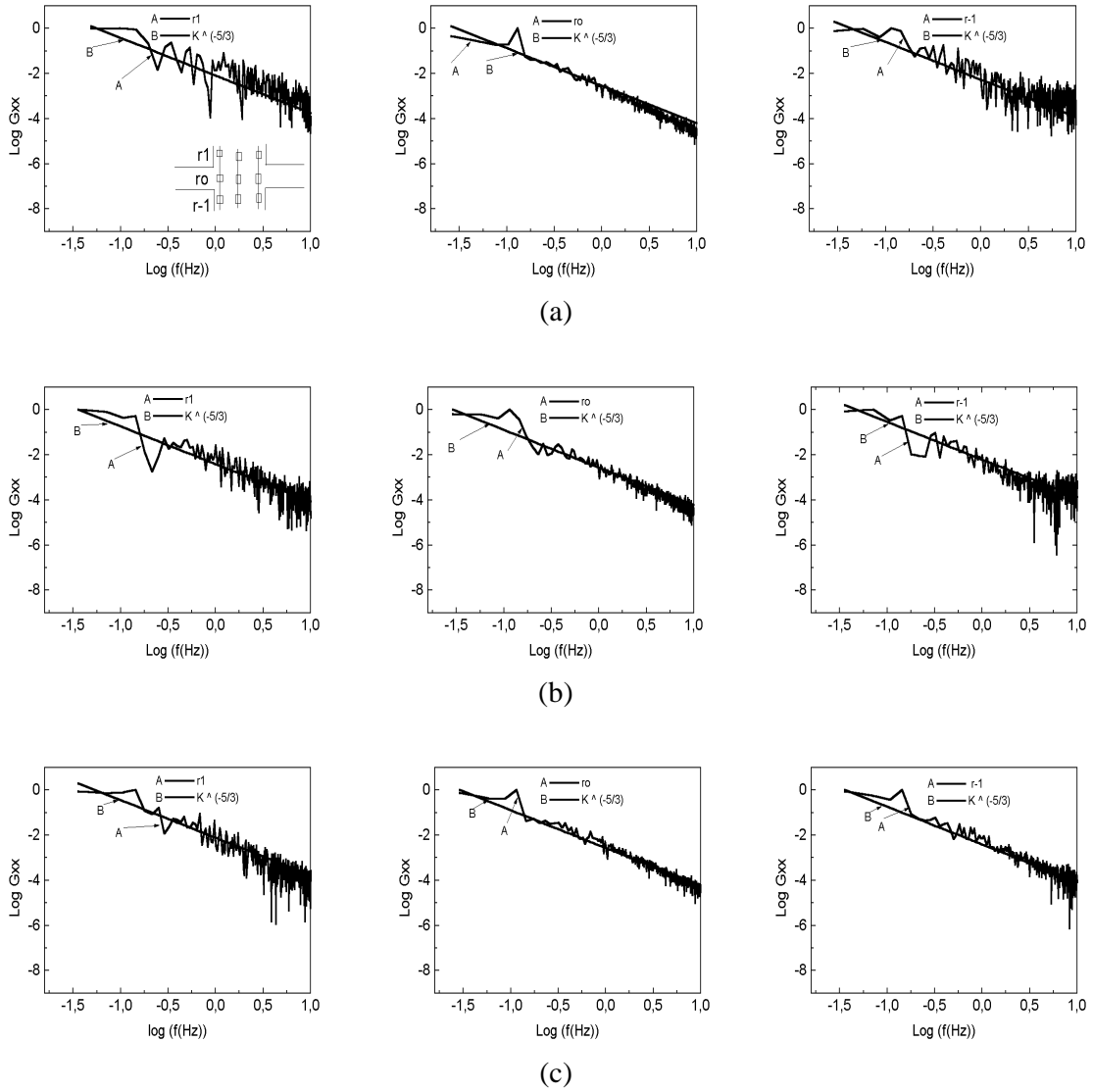


**Figura 3:** Representação do coeficiente de correlação cruzada na direção axial,  $Re=12000$ ,  $\theta=0^\circ$  conforme Fig. 2: (a) r4 ; (b) r-4; (c) r3; (d) r-3 ; (e) r1; (f) r-1.

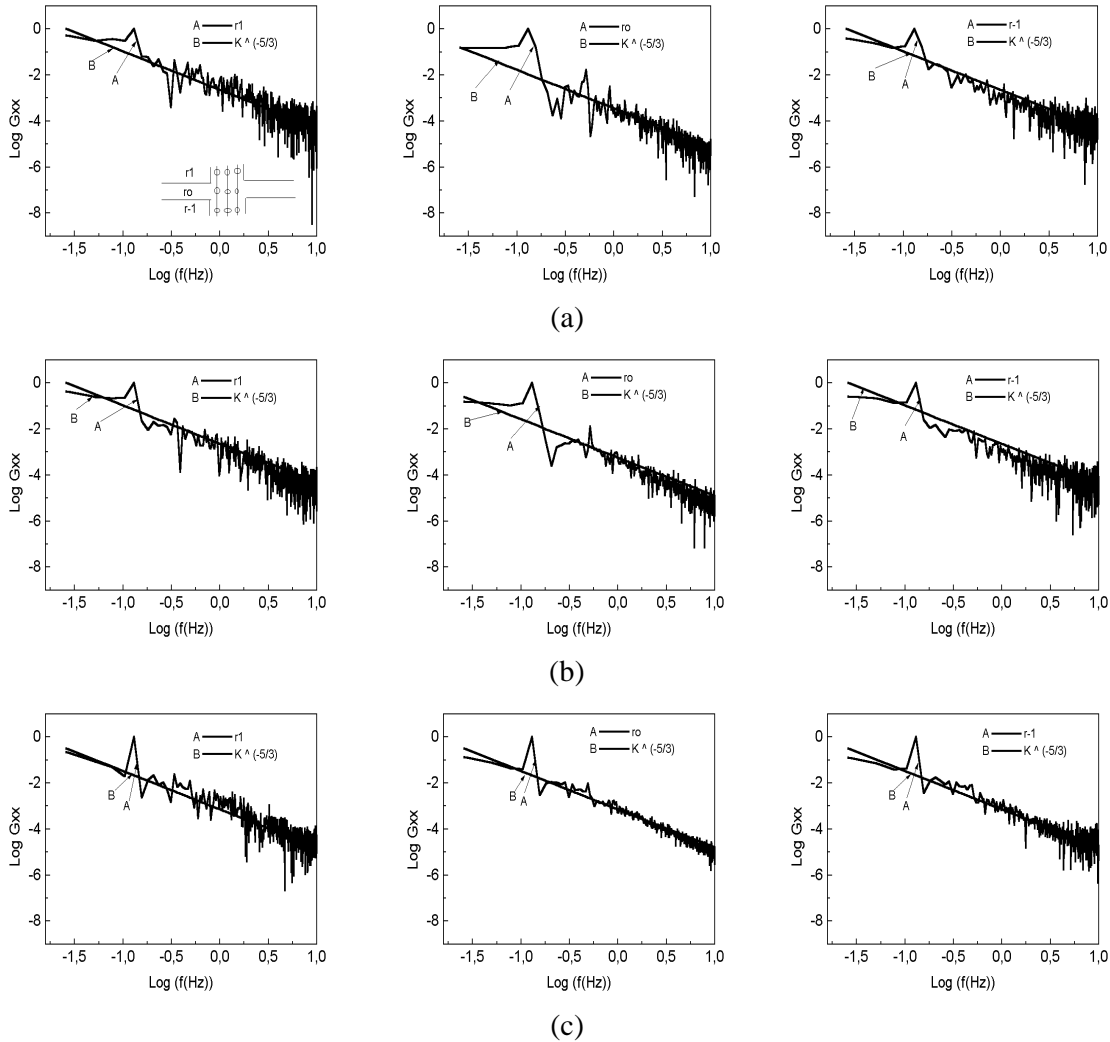


**Figura 4:** Representação do coeficiente de correlação cruzada na direção axial,  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$  conforme Fig. 2: (a) r4 ; (b) r-4; (c) r3; (d) r-3 ; (e) r1; (f) r-1





**Figura 5:** Representação do espectro de energia no interior do capacitor térmico para  $Re=12000$ ,  $\theta=0^\circ$ ; (a)  $z/L=0.05$ , (b)  $z/L=0.50$ , (c)  $z/L=0.95$ .



**Figura 6:** Representação do espectro de energia no interior do capacitor térmico para  $Re=134000$ ,  $\theta=0^\circ$ ; (a)  $z/L=0.05$ , (b)  $z/L=0.50$ , (c)  $z/L=0.95$ .

## 5. REFERÊNCIAS

- Arpaci, Vedat S. e Larsen, Poul S., 1984, “Convection Heat Transfer”, Prentice-Hall, Inc., Englewoods Cliffs.
- Bendat, Julius S., e Piersol, Allan G., 1986, “Random Data: Analysis and Measurement Procedures”, John Wiley e Sons, New York.
- Blanco, R.L.D., e Moller, S.V., 1994, “Análise Espectral de Flutuações de Temperatura em Escoamentos Turbulentos em Dutos Circulares”, Anais do 2º Simpósio Latino Americano sobre Tubulações e Vasos de Pressão”, Rio Grande do Sul, Brasil, pp 396-405.
- Hinze, J. O., 1975, “Turbulence”, Mcgraw-Hill
- Lesieur, Marcel, 1986, “Turbulence in Fluids: Stochastic and Numerical Modelling”, Kluwer Academic Publishers, London.
- Miller, Paul L., e Dimotakis, Paul E., 1996, “Measurements of Scalar Power Spectra in High Schmidt Number Turbulent Jets”, Journal Fluid Mechanical, Vol. 308, pp 129-146.

# UMA LEI DO ATRITO PARA ESCOAMENTOS TURBULENTOS SANGUÍNEOS: UTILIZANDO O MODELO REOLÓGICO DE CASSON

**Daniel Onofre de Almeida Cruz.**

**Jerson Rogério Pinheiro Vaz**

**Emanuel Negrão Macêdo**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica,  
66075-900, Belém, Pa, Brasil. E-mail: [doac@ufpa.br](mailto:doac@ufpa.br)

## **Resumo**

A análise de escoamentos turbulentos de fluidos não-Newtonianos permanece, ainda hoje, como um dos grandes problemas da mecânica dos fluidos. Apesar de sua importância, poucos trabalhos são encontrados na literatura que estudam detalhadamente os fenômenos relativos ao escoamento de fluidos não-Newtonianos em regime turbulento. Dentre os principais fenômenos envolvidos com esse tipo de análise, destaca-se o fluxo sanguíneo em veias e artérias. O estudo do fluxo de sangue é de grande importância não apenas do ponto de vista científico, como também na análise de questões mais práticas envolvendo o projeto e construção de órgãos artificiais e, o diagnóstico de enfermidades. Vários modelos reológicos são empregados na modelagem do escoamento de sangue, dentre eles podemos destacar o de Casson como estando entre os mais populares. No presente trabalho, uma extensão da equação do atrito para fluidos Newtonianos aplicável nos escoamentos turbulentos em dutos será desenvolvida para o caso do escoamento de sangue, utilizando o modelo reológico de Casson. O fator importante desta nova lei do atrito é a influência do escoamento empistonado no fator de atrito. Será mostrado, que a formulação proposta envolve uma relação logarítmica que contém a expressão clássica Newtoniana como um caso particular. Uma comparação com dados experimentais será feita apresentando boa concordância.

**Palavras-Chave:** Hemodinâmica, Turbulência, Lei do Atrito

## **1. INTRODUÇÃO**

A análise do escoamento turbulento de fluidos não-Newtonianos, apresenta um grande desafio a ciência da mecânica dos fluidos. Dentre os principais problemas relativos a esse tipo de fenômeno, está o escoamento de sangue em veias e artérias. A descrição adequada desse tipo de escoamento vem se tornando cada vez mais importante, principalmente na obtenção do diagnóstico de patologia e no dimensionamento e confecção de órgãos artificiais. Apesar dessa importância são poucos os trabalhos encontrados na literatura que tratam do fluxo sanguíneo, especialmente no caso turbulento. Uma grande dificuldade da análise do fluxo de

sangue turbulento, é devido a maioria dos parâmetros e relações características do escoamento turbulento, como por exemplo, a conhecida correlação de Colebrook (1938) para escoamento em dutos, terem sido obtidas utilizando a hipótese Newtoniana como modelo reológico. Vários resultados experimentais (Liesch 1986 Rodkiewicz, C.M 1990) indicam que o sangue deve se comportar como fluido não Newtoniano mesmo em largas artérias a que o fluxo sanguíneo somente pode ser tratado de modo semelhante ao caso Newtoniano quando submetido a elevadas tensões de cisalhamento (Caro, C. G. et al. 1978)

No presente trabalho será apresentada uma versão da lei da parede válida para escoamentos de sangue, deduzida utilizando o modelo reológico de Casson (1959) para a descrição das tensões moleculares. O modelo de Casson tem sido largamente utilizado nas simulações numéricas do fluxo sanguíneo mostrando bons resultados (S. Oka, 1965. A. Brasil *et al.* 1998). Na obtenção dessa lei será utilizada uma nova velocidade característica a qual contém a clássica velocidade de fricção como caso particular (Cruz & Vaz 1999). A dedução do resultado será feita sem a utilização de um modelo de turbulência para a descrição das tensões de Reynolds. Uma relação para o cálculo da perda de carga do escoamento turbulento de sangue no interior de dutos, fundamentada na lei da parede proposta, será mostrada, nessa nova relação os efeitos da região de escoamento empistonado no centro do duto serão considerados. Os resultados obtidos serão comparados com o caso Newtoniano visando analisar a influência do limite de escoamento do fluido sobre o escoamento.

## 2. A LEI DA PAREDE SANGUÍNEA

O escoamento de sangue pode ser analisado como sendo uma suspensão de partículas (células) em um líquido (plasma). A descrição das tensões moleculares nesse tipo de fluxo é bastante complexa, tendo motivado a criação de vários modelos reológicos para a descrição do fenômeno. Dentre esses modelos a equação constitutiva proposta por Casson (1959) destaca-se como estando entre as mais populares. Nessa formulação as tensões moleculares são descritas, no presente caso, de acordo com a expressão:

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\tau_0} + \sqrt{\bar{\lambda} \frac{\partial u}{\partial y}} \quad (1)$$

onde  $\tau$  é a tensão na de cisalhamento,  $\tau_0$  é o limite de escoamento do fluido,  $\bar{\lambda}$  representa a viscosidade e  $u$  e  $y$  são a velocidade tangente a superfície sólida e a coordenada normal a essa superfície respectivamente. Será deduzido abaixo uma expressão para o perfil médio de velocidade do escoamento turbulento próximo a superfícies sólidas. No presente caso o escoamento ocorre de forma incompressível, obedecendo as condições de deslizamento e não penetrabilidade, atendendo as hipóteses de camada limite, ou seja:

$$\frac{\partial}{\partial y} \gg \frac{\partial}{\partial x} \quad (2)$$

Como primeiro passo para a obtenção da lei da parede deve-se, inicialmente, descobrir as variáveis características do escoamento próximo a superfície sólida. Isto pode ser feito analisando-se o perfil de velocidade do escoamento na subcamada viscosa, muito próximo a parede. Nessa região, o transporte de quantidade de movimento ocorre, causado principalmente pelas tensões moleculares, uma vez que o transporte de quantidade de movimento por convecção e pelas tensões turbulentas são desprezíveis devido as condições de

não deslizamento e não penetrabilidade. Portanto nessa região as equações da conservação da quantidade de movimento, podem ser escritas da seguinte forma, de acordo com a Eq.(2):

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

Substituindo a Eq.(1) em (3) e resolvendo a integral, tem-se:

$$\frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\tau_o}{\rho} + 2\sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}} \lambda \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \lambda \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (4)$$

onde  $\tau_w$  é a tensão na parede,  $\rho$  é a massa específica e  $\lambda = \bar{\lambda}/\rho$ .  $\bar{u}$  representa o perfil de velocidade médio de escoamento. Desenvolvendo-se a Eq.(4) para o gradiente médio de velocidade obtém-se a seguinte relação:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \frac{\left( \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}} \right)^2}{\lambda} \quad (5)$$

A qual fornece após a integração e a aplicação da condição de não deslizamento, a seguinte relação para o perfil de velocidade na subcamada viscosa:

$$\bar{u} = \frac{\left( \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}} \right)^2}{\lambda} y \quad (6)$$

A Eq.(6) pode ser rescrita da seguinte forma adimensional:

$$\frac{\bar{u}}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}} = \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}}{\lambda} y \quad (7)$$

A relação (7) mostra que a velocidade média do escoamento de sangue na subcamada viscosa varia linearmente, de modo semelhante ao caso Newtoniano. Contudo, a velocidade característica utilizada na adimensionalização do perfil médio de velocidade fica, neste caso, sendo descrita pela relação abaixo:

$$u_c = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}} \quad (8)$$

onde  $u_c$  representa a velocidade característica a qual se reduz à relação válida para o caso Newtoniano quando  $\tau_o = 0$ , ou seja:

$$u_c = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (9)$$

A mesma análise é válida para o caso do comprimento característico, utilizado na adimensionalização da coordenada normal à parede, o qual é dado por:

$$L_c = \frac{\lambda}{u_c} \quad (10)$$

Uma vez obtidos os parâmetros característicos do escoamento na subcamada viscosa, pode-se então, utilizando argumentos de análise dimensional, avaliar o comportamento do perfil médio de velocidade na região, onde as tensões turbulentas são as principais responsáveis pelo transporte de quantidade de movimento (Rosenhead, 1988) que a vorticidade média  $\bar{w}$  deve ser função dos seguintes parâmetros:

$$\bar{w} = f(\bar{w}_p, L_c, y) \quad (11)$$

onde  $\bar{w}_p$  é a vorticidade média na parede, isto implica que a vorticidade média na região completamente turbulenta junto à superfície sólida deve ser descrita por:

$$\bar{w} = \frac{1}{k} \frac{\bar{w}_p L_c}{y} \quad (12)$$

onde  $1/k$  é um coeficiente de proporcionalidade ( $k=0,41$ ) e utilizando a hipótese de camada limite podemos rescrever a relação (12) da forma:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \frac{1}{k} \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}}{y} \quad (13)$$

Resolvendo a equação acima obtêm-se a seguinte relação para o perfil de velocidade:

$$\bar{u} = \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - \sqrt{\frac{\tau_o}{\rho}}}{k} \left[ \ln \left( \frac{y}{L_c} \right) + 2,2 \right] \quad (14)$$

Na expressão acima, a constante de integração foi obtida assumindo-se que a equação (14) deve descrever o caso Newtoniano quando  $\tau_o = 0$ .

### 3. A EQUAÇÃO DO ATRITO

Uma relação para o coeficiente de atrito do fluxo sanguíneo no interior de um duto de raio  $R$  pode ser obtida utilizando-se a equação (14) na sua forma adimensional, a qual é mostrada abaixo para  $y = R - a$ :

$$\frac{1}{\sqrt{f} - \sqrt{\frac{2Y}{Re}}} = 4,0743 \log \left[ (1 - \tilde{a}) \left( \sqrt{\frac{Re^2 f}{8}} - \sqrt{\frac{Re Y}{4}} \right) \right] + \frac{5,5}{\sqrt{2}} - \frac{(1 - \tilde{a})(3 + \tilde{a})}{k\sqrt{8}} \quad (15)$$

onde,  $f$  é o fator de atrito de Fanning,  $\tilde{a}$  é o raio adimensional da região de escoamento empistonado,  $Y$  é o limite de escoamento adimensional e  $Re$  é o número de Reynolds, baseado no diâmetro do duto ( $D$ ) e na velocidade média  $V$ . A obtenção da equação (15) foi feita de modo semelhante a dedução da equação de Nikuradse para tubos lisos e fluidos Newtonianos. Sendo que neste caso uma nova velocidade característica foi introduzida a qual depende do limite de escoamento do fluido. Além disso, a equação (15) leva em consideração o efeito da região de escoamento empistonado representada por  $\tilde{a}$ , onde este parâmetro é função de o limite de escoamento adimensional  $Y$  do fluido.

$$\tilde{a} = \frac{2Y}{f Re} \quad (16)$$

onde, o limite de escoamento adimensional é dado por:

$$Y = \frac{\tau_o D}{\lambda V} \quad (17)$$

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

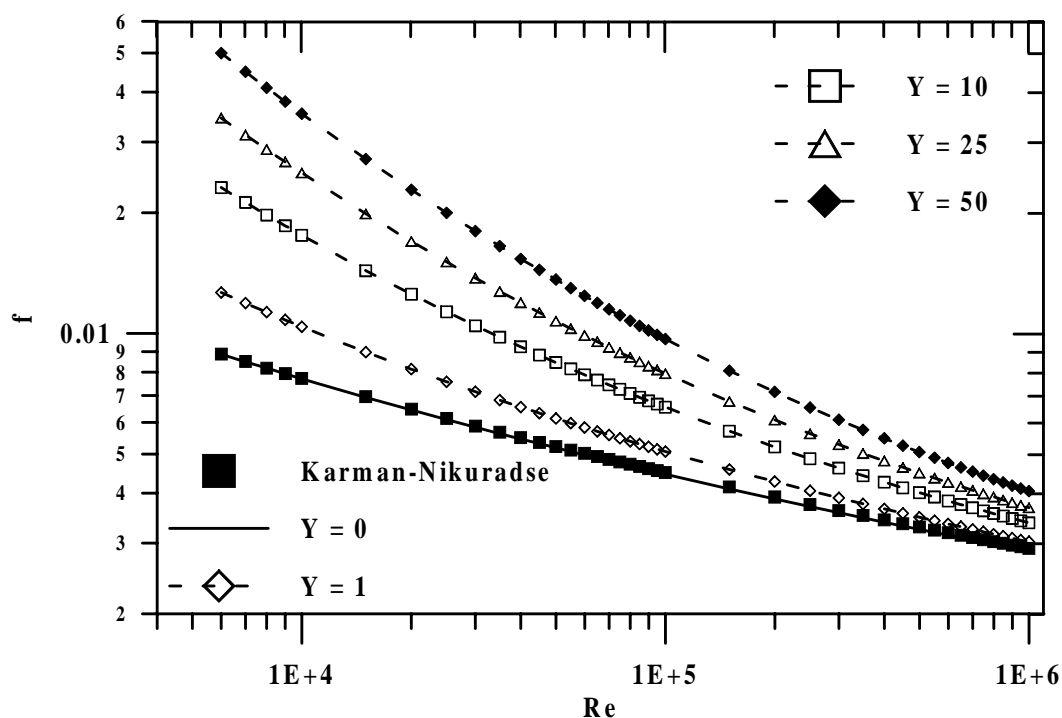
Nesta fase, será feita uma análise da influência do limite de escoamento do fluido sobre a tensão na parede e no perfil de velocidade da equação (14). Na tabela 1 é mostrada a variação do fator de atrito de Fanning para vários valores do número de Reynolds e do limite de escoamento adimensional  $Y$ .

Nota-se o crescimento do fator de atrito provocado pelo aumento do limite de escoamento causando uma maior dificuldade do escoamento do sangue. Este fato indica que para valores elevados do limite de escoamento o trabalho desenvolvido por uma bomba (coração) para proporcionar o escoamento do sangue deve também ser elevado principalmente em dutos de pequenos diâmetros ou baixos números de Reynolds como pode ser visto na tabela 1. Outra importante consequência, seria os danos causados pelo aumento de pressão necessário para permitir o escoamento de sangue com grandes fatores de atrito. Este fato poderia causar o rompimento de veias ou artérias levando a graves consequências. Neste caso a equação (15) poderia ser utilizada para a obtenção de valores ou intervalos aceitáveis do limite de escoamento relacionando-se a pressão necessária para o escoamento com os valores máximos de tensão suportáveis pelas paredes das artérias.

**Tabela 1.** Fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds (  $Re$  ) e do limite de escoamento adimensional (  $Y$  )

Re	Y				
	0	1.	10	25	50
10000	7.7078E-3	1.0391E-2	1.7562E-2	2.5136E-2	3.5311E-2
50000	5.1851E-3	6.1360E-3	8.4656E-3	1.0740E-2	1.3628E-2
100000	4.4564E-3	5.0735E-3	6.5446E-3	7.9420E-3	9.6792E-3

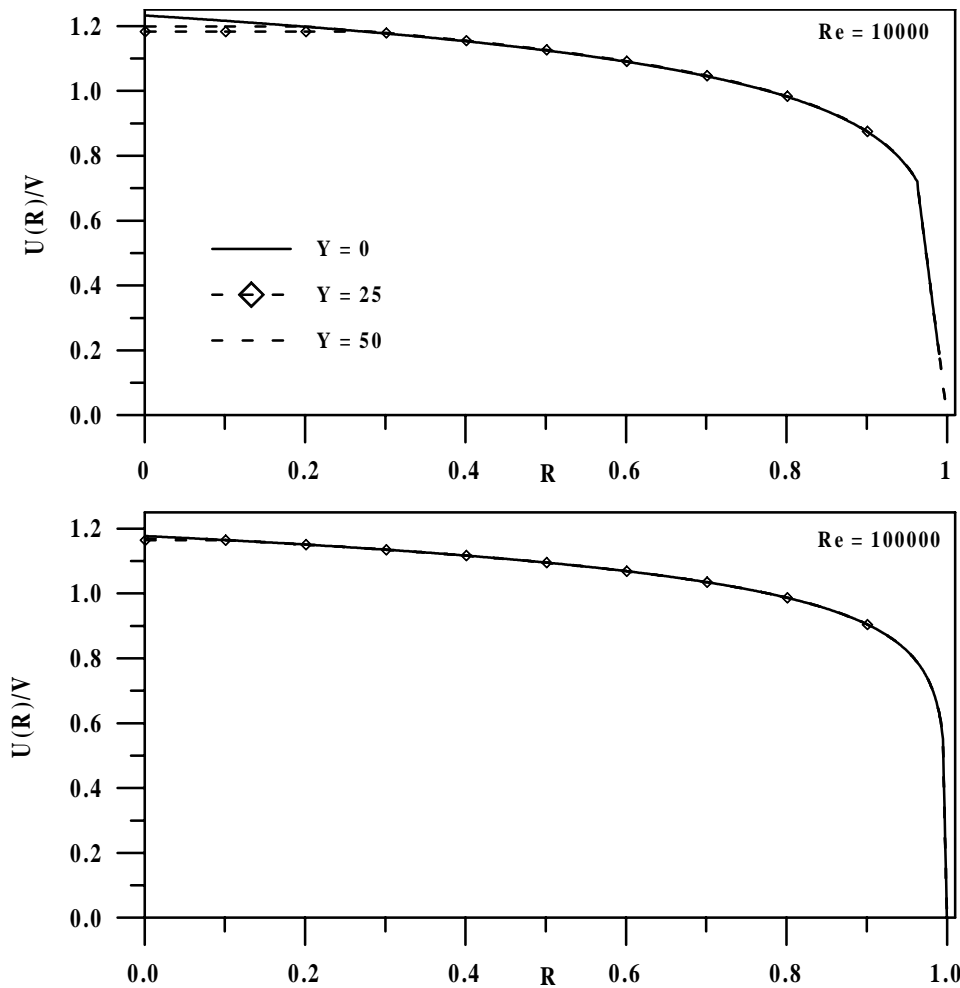
Na figura 1 é mostrada a distribuição do fator de atrito de Fanning em função do número de Reynolds para vários valores do limite de escoamento adimensional (  $Y$  ), assim como a comparação com os resultados da equação de Karman-Nikuradse. Pode-se observar uma excelente concordância dos resultados para  $Y = 0$  com os de Karman-Nikuradse. É notado uma forte influência do parâmetro  $Y$  no fator de atrito.



**Figura 1.** Fator de Atrito de Fanning em função do número de Reynolds (  $Re$  ) e do Limite de Escoamento Adimensional do Fluido (  $Y$  ).

Na figura 2 é mostrada uma comparação entre os perfis de velocidade. Pode-se notar que a influencia da região de escoamento empistonado no centro do duto é menos efetiva para grandes números de Reynolds. Este fato pode ser também notado observando-se a equação (16) na qual aparece claramente a relação inversa entre o parâmetro  $\tilde{a}$  e o número de Reynolds.





**Figura 2.** Perfis de Velocidade para  $Re = 10000$  e  $100000$  e  $Y = 0, 25$  e  $50$ .

## 5. CONCLUSÃO

No presente trabalho uma análise do escoamento turbulento de sangue próximo a superfícies sólidas foi apresentada, utilizando o modelo reológico de Casson para descrever o comportamento das tensões viscosas. Foi deduzida uma expressão para descrever a variação da velocidade média na região completamente turbulenta, sem a utilização de um modelo de turbulência para descrever as tensões turbulentas. Através dessa equação, foi deduzida uma relação para o fator de atrito de Fanning válida para o escoamento turbulento de sangue em dutos a qual considera os efeitos da região de escoamento empistonado no centro do duto. Foi mostrado que o acréscimo da tensão inicial provoca um aumento do fator de atrito o que pode causar diversas patologias.

A Eq. (16) pode ser utilizada em diversas aplicações, desde condição de contorno para escoamentos turbulentos complexos como os que ocorrem no interior do coração e através de válvulas, artificiais ou não, até casos mais simples como o cálculo da queda de pressão provocada pelo escoamento de sangue no interior de dutos. Vale ressaltar que uma comparação detalhada com dados experimentais deve ser feita, principalmente para a determinação do limite de escoamento.

## REFERÊNCIAS

- Colebrook, C. F., 1938, Turbulent flow in Pipes, vol. 11, pp. 133-156, London.
- Casson, N., 1959, In rheology of disperse systems, P. 84, ed. Pergamon Press C. C. Mill, New York.
- Oka, S., 1965, In Proc. of the Fourth International Congress on Rheology, ed. AL. Copley, part. 4, PP. 81-92, Wiley, New York.
- Brasil, A. C. P. J., Rosa, O. L. S. e Severo, C. A., 1998, Simulação por elementos finitos de escoamento de sangue, V Congresso Norte Nordeste de Engenharia Mecânica, Ceará.
- Rosenhead, L., 1988, Laminar boundary layers, ed. Dover Publications, Inc., New York.
- Stoltz, J.F., Strelfe, F Largan, A., 1970 Étude des courbes d'écoulement pour un fluide obéissant à l'équation de Casson. Application au sang, Vol.9, N 1 Journal de Mécanique.
- Rodkiewicz, C.M., Sinha, P. And Kennedy, J.S., 1990 On the Application of a Constitutive Equation for whole human blood, vol. 112, Journal of Biomechanical Engineering ASME.
- Liepsch, D. W., 1986 Flow in Tubes and Arteries A comparison, Biorheology, vol 23, p. 395.
- Caro, C. G., Pedley, T.J., Schroter, R.C. and Seed, W. A. 1978 The Mechanics of Circulation Chapter 10, p. 177 Oxford University Press Oxford.

# ANÁLISE DE MÉTODOS NUMÉRICOS USADOS NO ESTUDO DO ESCOAMENTO EM TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO

**Paulo Eduardo Lopes Barbieri**  
**Marcos Rogério Barbazelli**  
**João Batista Aparecido**  
**André Luiz Seixlack**

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil. Email: [barbieri@dem.feis.unesp.br](mailto:barbieri@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

No presente trabalho são analisados e comparados os métodos de integração numérica de Runge-Kutta de 4ª ordem com passo constante, de Runge-Kutta 5ª ordem com passo adaptativo e de Predição e Correção de 5ª ordem utilizados na solução das equações governantes do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. O modelo homogêneo é usado na modelagem do escoamento bifásico ao longo do tubo capilar. Nesse modelo as equações da conservação da quantidade de movimento e da energia para o tubo capilar são integradas na região de escoamento monofásico e bifásico. Na linha de sucção a equação da conservação da energia é integrada para se obter a temperatura do fluido refrigerante. Como o objetivo do problema é calcular a vazão em massa de refrigerante este conjunto de equações diferenciais ordinárias constituem um problema inverso, no qual a vazão em massa e a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção devem ser estimadas. Para essa estimativa foram comparados e analisados o método de Newton-Raphson, tradicionalmente utilizado, com o processo de estimativa de parâmetros que utiliza o método de minimização de Levenberg-Marquardt.

**Palavras-chaves:** tubo capilar, Runge Kutta, Newton-Raphson, Levenberg-Marquardt.

## 1. INTRODUÇÃO

O escoamento do refrigerante ao longo de um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção constitui um problema de valor inicial, uma vez que os parâmetros, tais como a pressão e o grau de sub-resfriamento, são conhecidos na entrada do tubo capilar. Além disso esse escoamento é fortemente unidirecional e portanto as informações são transmitidas em apenas um sentido, o que equivale a dizer que o escoamento é parabólico para efeito de solução.

A solução das equações diferenciais, tanto na região monofásica como na região bifásica ao longo do tubo capilar e do trocador de calor, é obtida por integração numérica. O modelo usado neste trabalho calcula a vazão em massa,  $\dot{m}$ , conhecidos o comprimento do tubo e as condições de operação. O procedimento de cálculo é iterativo, uma vez que as equações de conservação, conforme descritas em Mezavila (1995), dependem da vazão em massa e, além disso, não se conhece a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção

( $T_{s,o}$ ). Dessa forma, inicialmente os valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  são estimados e o comprimento calculado do tubo capilar ( $L_{calc}$ ), juntamente com o valor da temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção ( $T_{s,i}$ ), são comparados com os seus respectivos valores medidos. Em seguida, os valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  são corrigidos usando-se um método de estimativa de parâmetros até que a convergência seja obtida. A análise dos métodos de solução, apresentada neste trabalho, utiliza o modelo proposto por Mezavila (1995), cujas equações são:

*Região Monofásica:*

i) Conservação da Quantidade de Movimento para o Tubo Capilar

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_L G^2 v_L}{2 d_{int}} \quad (1)$$

na qual  $z$  é a distância ao longo do tubo,  $p$  é a pressão,  $G$  é o fluxo de massa,  $v_L$  é o volume específico do líquido,  $d_{int}$  é o diâmetro interno do tubo capilar e  $f_L$  é o fator de atrito de Darcy, calculado neste trabalho pela equação de Churchill (1977).

ii) Conservação da Energia para o Tubo Capilar – Região do Trocador de Calor

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{cs}) (T - T_s) \quad (2)$$

na qual  $c_p$  é o calor específico a pressão constante,  $T$  é a temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar,  $T_s$  é a temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção,  $\dot{m}$  é a vazão em massa e  $UA'_{cs}$  é o coeficiente global de transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção.

iii) Conservação da Energia para o Tubo Capilar – Regiões de Entrada e de Saída

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{ca}) (T - T_a) \quad (3)$$

na qual  $T_a$  é a temperatura do meio ambiente e  $UA'_{ca}$  é o coeficiente global de transferência de calor entre o tubo capilar e o meio ambiente.

iv) Conservação da Energia para a Linha de Sucção

$$\frac{dT_s}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} \left[ (UA'_{cs}) (T - T_s) + U_{sa} \pi D_s (T_a - T_s) \right] \quad (4)$$

na qual  $D_s$  é o diâmetro externo da linha de sucção e  $U_{sa}$  é o coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o meio ambiente.

*Região Bifásica:*

i) Conservação da Quantidade de Movimento para o Tubo Capilar

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{\frac{f_B}{2} \frac{G^2 v_m}{d_{int}} - G^2 \frac{dv_m}{dz} + G^2 (v_v - v_L) \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 \left[ x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_L}{dp} \right]} \quad (5)$$

na qual  $v_m = [(1-x)v_L + xv_v]$  é o volume específico da mistura líquido-vapor,  $v_L$  é o volume específico do líquido,  $v_v$  é o volume específico do vapor,  $x$  é o título e  $f_B$  é o fator de atrito na região bifásica, calculado pelo modelo apresentado por Mezavila (1995).

ii) Conservação da Energia para o Tubo Capilar – Região do Trocador de Calor

$$\frac{dx}{dz} = \frac{-\frac{1}{\dot{m}} \frac{dq_{cs}}{dz} - \left\{ x \frac{dh_v}{dp} + (1-x) \frac{dh_L}{dp} + G^2 v_m \left[ x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_L}{dp} \right] \right\} \frac{dp}{dz}}{h_{LV} + G^2 v_m v_{LV}} \quad (6)$$

na qual  $h_L$  é a entalpia do líquido,  $h_v$  é a entalpia do vapor, o sub-índice LV indica a diferença entre o valor da propriedade no estado de vapor saturado e no estado de líquido saturado e  $q_{cs}$  é o calor trocado entre o tubo capilar e a linha de sucção, dado por  $q_{cs} = (UA'_{cs})(T - T_s)$ .

iii) Conservação da Energia para o Tubo Capilar – Regiões de Entrada e Saída

$$\frac{dx}{dz} = \frac{-\frac{1}{\dot{m}} \frac{dq_{ca}}{dz} - \left\{ x \frac{dh_v}{dp} + (1-x) \frac{dh_L}{dp} + G^2 v_m \left[ x \frac{dv_v}{dp} + (1-x) \frac{dv_L}{dp} \right] \right\} \frac{dp}{dz}}{h_{LV} + G^2 v_m v_{LV}} \quad (7)$$

na qual  $dq_{sa} = U_{sa}(\pi D_s dz)(T_a - T_s)$ , representa o calor trocado por convecção natural entre o capilar e o meio ambiente.

## 1.1 Solução das equações diferenciais

Um método bastante tradicional usado na solução de problemas parabólicos é o método de Runge Kutta de 4ª ordem, através do qual a função integrante é calculada quatro vezes em cada intervalo de integração ( $\Delta z$ ), antes da obtenção do valor final da variável dependente na saída do intervalo.

Uma versão mais elaborada é o método de Runge Kutta de 5ª ordem de passo adaptativo, que apresenta melhor eficiência, pois utiliza passos que atendam a um erro local estipulado. O maior inconveniente do passo adaptativo é, justamente, como controlar o passo, ou seja, o critério adotado para aumentar ou reduzir o intervalo de integração. O método de Runge Kutta de 5ª ordem de passo adaptativo aqui avaliado é descrito por Chapra e Canale (1988).

Além dos métodos anteriores, foi avaliado o método de Predição e Correção de 5ª ordem usando o método de Adams-Bashforth explícito como preditor e o método de Adams-Moulton implícito como corretor. A grande vantagem do método de predição e correção é o uso de informações de passos anteriores o que melhora sua eficiência. A utilização de informações de passos anteriores impõe o uso de um outro método, normalmente o de Runge-Kutta, para gerar os  $n$  pontos necessários para inicializar o procedimento de solução.

Os três métodos anteriores, em conjunto com os métodos de determinação de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$ , a serem discutidos no próximo item, foram testados e os resultados são apresentados no Item 2.

## 1.2 Métodos de estimativa de parâmetros

Um método bastante usado na realização da estimativa dos valores para  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  é o método de Newton-Raphson. Entretanto, em alguns casos, esse método apresenta grande instabilidade, fazendo com que o processo de cálculo oscile em torno de um ponto ou não convirja em outros casos. Na tentativa de eliminar o problema da instabilidade é usado o método de Levenberg-Marquardt, apresentado no item a seguir.

### 1.2.1 Estimativa de parâmetros não-lineares: Método de Levenberg-Marquardt

Considerando o problema de minimização de uma função  $f$  de duas variáveis, o procedimento de cálculo consiste em encontrar primeiramente uma direção adequada ( $t$ ), dado um vetor  $s$ , conhecido como “semente”, tal que:  $f(s+\phi t)$  minimize a função, sendo  $\phi \in \mathbb{R}$  e  $\mathbb{R} = \{\phi: a \leq \phi \leq b\}$ .

No método dos mínimos quadrados, a função  $f$  deve possuir a seguinte forma quadrática,

$$F(s) = \sum_{i=2}^m f_i^2 \quad (8)$$

na qual  $f(s)$  e  $F(s)$  são, respectivamente, definidos como:  $f(s) = [f_1(s), f_2(s)]^T$  e  $F(s) = [f^T(s) f(s)]$ .

No caso em estudo, o vetor  $s$  e a função  $F(s)$  são, respectivamente, representados por,

$$s = [\dot{m}^*, T_{s,o}^*]^T \quad (9)$$

$$F(s) = [L(\dot{m}^*, T_{s,o}^*) - L_A]^2 + [T_{s,in}(\dot{m}^*, T_{s,o}^*) - T_{s,inA}]^2 \quad (10)$$

nas quais  $\dot{m}^*$  é a vazão em massa estimada,  $T_{s,o}^*$  é a temperatura estimada na saída da linha de sucção,  $L$  é o comprimento do tubo capilar,  $T_{s,i}$  é a temperatura calculada na entrada da linha de sucção. O subíndice  $A$  indica valores medidos.

A direção  $t_k$  é a solução do sistema linear dado por,

$$\left( J_k^T J_k + \phi_k I \right) t_k = -J_k^T f_k, \quad \phi_k \geq 0 \quad (11)$$

na qual  $f_k$  é vetor das duas funções (Eq. 10),  $J_k$  é a matriz Jacobiana das duas funções,  $\phi_k$  é o parâmetro de Levenberg-Maquardt, inicialmente igual a 0,01 e  $I$  é a matriz identidade da mesma ordem que o número de variáveis da função.

Uma vez encontrada a direção  $t_k$ , o próximo ponto, considerando  $\phi = 1$ , é dado por,

$$s_{k+1} = s_k + t_k \quad (12)$$

O método utiliza a norma do vetor gradiente em cada iteração como critério de parada, comparando-a com uma tolerância  $\xi$  pré-estabelecida.

O método de Levenberg-Maquardt utiliza um parâmetro  $\phi_k$ , que no algoritmo é associado a um outro parâmetro  $\gamma=5$ , que é aplicado utilizando-se o critério dado por,

$$\begin{aligned} F(s_{k+1}) \geq F(s_k) &\Rightarrow \phi_{k+1} = \phi_k \gamma \\ F(s_{k+1}) < F(s_k) &\Rightarrow \phi_{k+1} = \phi_k / \gamma \end{aligned} \quad (13)$$

Assim, quando  $\phi_k \rightarrow 0$ ,  $t_k$  é o mesmo do método Gauss-Newton e quando  $\phi_k \rightarrow \infty$ , o termo  $\phi_k I$  domina o termo  $J_k^T J_k$  e, portanto,  $t_k = -J_k^T f_k / \phi_k$  representa um passo infinitesimal na direção da descida máxima.

O procedimento computacional, utilizando o método de Levenberg-Marquardt, sendo que  $s_o$ ,  $n_g$  e  $\xi$  são, respectivamente, a semente, a norma do vetor gradiente e a tolerância desejada, é dado por,

- 1) Entre com os valores de:  $s_o$  e  $\xi$ , ajuste  $\phi_o=0,01$  e  $\gamma=5$  e faça  $\phi_k = \phi_k / \gamma$
- 2) Encontre  $t_k$  resolvendo a equação:  $\left( J_k^T J_k + \phi_k I \right) t_k = -J_k^T f_k$
- 3) Calcule  $s_{k+1}$ , fazendo:  $s_{k+1} = s_k + t_k$

- 4) Determine  $F_{k+1}$
- 5) Se  $F_{k+1} > F_k$ , faça  $\phi_k = \phi_k \gamma$ , e volte ao passo 3;
- 6) Se  $F_{k+1} < F_k$ , faça  $\phi_{k+1} = \phi_k$ ;
- 7) Calcule o módulo de  $n_{g,k+1}$
- 8) Se  $\|n_{g,k+1}\| < \xi$ , volte ao passo 2;
- 9) Se  $\|n_{g,k+1}\| \geq \xi$ , fim do algoritmo.

## 2. RESULTADOS E ANÁLISE

Nos testes realizados, os métodos de integração numérica e os de estimativa de parâmetros foram combinados originando seis casos. A nomenclatura abaixo indica o tipo de método de estimativa de parâmetros e o método de integração numérica,

1. NR-RK 4<sup>a</sup> - Newton-Raphson + Runge-Kutta de 4<sup>a</sup> ordem;
2. NR-RK 5<sup>a</sup> - Newton-Raphson + Runge-Kutta de 5<sup>a</sup> ordem com passo adaptativo;
3. NR-PC - Newton-Raphson + Predição e Correção;
4. LM-RK 4<sup>a</sup> - Levenberg-Marquardt + Runge-Kutta de 4<sup>a</sup> ordem;
5. LM-RK 5<sup>a</sup> - Levenberg-Marquardt + Runge-Kutta de 5<sup>a</sup> ordem com passo adaptativo;
6. LM-PC - Levenberg-Marquardt + Predição e Correção.

Os resultados calculados usando-se as combinações anteriores foram comparados com os resultados experimentais de Melo *et al.* (1998) e Peixoto (1994). Vinte e oito resultados experimentais de Melo *et al.* (1998) foram inicialmente utilizados para a comparação dos resultados calculados pelas seis combinações entre os métodos. Em todos os casos testados uma diferença inferior a 0,3% foi encontrada entre os valores de vazão em massa calculados.

Na Tab. 1 são apresentados seis das comparações realizadas, mostrando-se as vazões em massa experimentais, vazões em massa calculadas e o tempo de processamento dos casos testados. Percebe-se claramente que independente das combinações entre os métodos de integração e os métodos de estimativa de parâmetros utilizados, os resultados calculados são muito próximos entre si e apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais.

A principal diferença entre os métodos testados está no tempo de processamento, que pode variar de alguns segundos até mais de uma hora (vide Tab. 1).

Dentre os métodos comparados, os que apresentaram menor tempo de processamento foram os casos 2 e 5 (NR-RK 5<sup>a</sup> e LM-RK 5<sup>a</sup>), ou seja, os programas que utilizaram como método de integração numérica o método de Runge-Kutta de 5<sup>a</sup> ordem com passo adaptativo. Em comparação com o método de Runge-Kutta de 4<sup>a</sup> ordem, que usualmente é usado em modelos de escoamento em tubos capilares, o método de Runge-Kutta de 5<sup>a</sup> ordem com passo adaptativo chega a apresentar-se, em média, quatro vezes mais rápido.

De um modo geral, no escoamento ao longo de tubos capilares, o tamanho do passo de integração precisa ser refinado apenas no início da região de escoamento bifásico, sendo possível então, um maior passo de integração durante grande parte do escoamento. O método de Runge-Kutta de 5<sup>a</sup> ordem com passo adaptativo atende a esse processo de ajuste do tamanho do passo de integração, apresentando, por isso, menor tempo de processamento.

Analisando-se os dados da Tab. 1 e a Fig. 1, na qual o tempo de processamento é apresentado em função da vazão em massa calculada, observa-se que o método de Newton-Raphson é o mais rápido na maioria dos casos. Para comprovar esse fato, comparou-se os métodos de estimativa de parâmetros de Newton-Raphson e Levenberg-Marquardt, usando-se vários casos experimentais apresentados por Peixoto (1994). Tais casos apresentam uma extensão da região bifásica maior que os casos experimentais de Melo *et al.* (1998) e, em alguns casos, até o fenômeno de recondensação total é observada. Uma maior região bifásica e a ocorrência de recondensação total dificultam a convergência dos valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$ , implicando em um tempo de processamento maior.

Tabela 1. Comparação entre as vazões em massa calculadas por seis combinações entre os métodos de estimativa de parâmetros e os métodos de resolução de equações diferenciais com os resultados experimentais de Melo *et al.* (1998).

Caso experimental	$\dot{m}_{exp}$ (kg/h)	$\dot{m}_{calc}$ (kg/h)					
		Tempo de processamento (s)					
		NR-RK 4 <sup>a</sup>	NR-RK 5 <sup>a</sup>	NR-PC	LM-RK 4 <sup>a</sup>	LM-RK 5 <sup>a</sup>	LM-PC
C15H028	7,29	7,82 / 105	7,81 / 45	7,82 / 71	7,82 / 2826	7,81 / 69	7,82 / 3949
C15H033	5,58	5,74 / 125	5,74 / 65	5,74 / 713	5,74 / 369	5,74 / 76	5,75 / 2498
C15H040	5,44	5,77 / 169	5,76 / 52	5,77 / 65	5,77 / 1318	5,77 / 45	5,76 / 3413
C13H065	1,81	2,18 / 278	2,18 / 58	2,18 / 334	2,18 / 960	2,18 / 84	2,18 / 870
C13H066	2,55	3,13 / 184	3,12 / 24	3,13 / 132	3,13 / 837	3,12 / 70	3,12 / 2200
C13H070	2,62	3,17 / 214	3,16 / 65	3,17 / 92	3,17 / 542	3,16 / 77	3,17 / 4090

Na Tab. 2 observa-se que, dentre os métodos de estimativa de parâmetros, existem casos em que o método de Newton-Raphson apresenta-se mais eficaz na determinação dos valores da vazão em massa e da temperatura da saída da linha de sucção, em função de sua convergência quadrática, ou seja, em algumas situações esse método converge com maior rapidez. O método de Levenberg-Marquardt, por ser mais "robusto", não apresenta os problemas de divergência e de oscilação em torno de um ponto, que algumas vezes o método de Newton-Raphson apresenta.

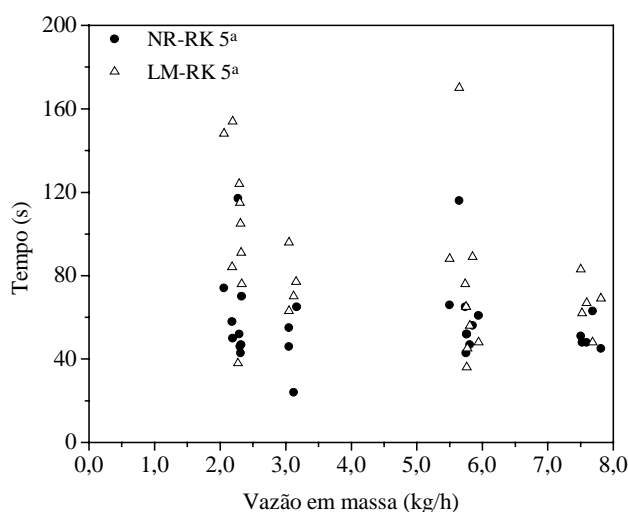


Figura 1. Comparação entre os tempos de processamento por faixa de vazão em massa calculada pelos casos NR-RK 5<sup>a</sup> e LM-RK 5<sup>a</sup>.



A Tab. 2 apresenta o tempo de convergência computacional para cinco resultados experimentais de Peixoto (1994). Nesses casos, manteve-se fixa a temperatura de entrada da linha de sucção ( $T_{s,in}=-4,7$  °C), a pressão de entrada ( $p_e=1150$  kPa) e as características físicas do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção ( $L=2,057$  m;  $L_e=0,533$  m;  $L_{tc}=1,003$  m) e variou-se o grau de sub-resfriamento ( $\Delta T_{sub}$ ).

Tabela 2. Comparação entre as vazões em massa calculadas pelos casos NR-RK 5<sup>a</sup> e LM-RK 5<sup>a</sup> com os resultados experimentais de Peixoto (1994).

$\Delta T_{sub}$ (°C)	$\dot{m}_{exp}$ (kg/h)	$\dot{m}_{calc}$ (kg/h) Tempo de processamento(s)	
		NR-RK 5 <sup>a</sup>	LM-RK 5 <sup>a</sup>
1,25	7,00	$\frac{5,57}{741}$	$\frac{5,57}{266}$
1,81	7,77	$\frac{5,82}{825}$	$\frac{5,82}{416}$
4,31	9,00	$\frac{6,86}{674}$	$\frac{6,86}{291}$
5,93	8,33	$\frac{7,07}{19}$	$\frac{7,07}{221}$
7,62	9,28	$\frac{7,21}{11}$	$\frac{7,21}{149}$
8,31	8,31	$\frac{7,28}{17}$	$\frac{7,28}{48}$

Na Fig. 2 mostra-se o perfil do título ao longo do tubo capilar para um caso experimental de Peixoto (1994), no qual  $\Delta T_{sub}=2,41$  °C. Nesse caso, a vazão em massa calculada e a vazão em massa medida são, respectivamente, iguais a 6,09 kg/h e 7,53 kg/h. Após a recondensação total, observa-se uma pequena diferença entre os perfis de título calculados, mas não o suficiente para afetar os valores de vazão em massa calculados.

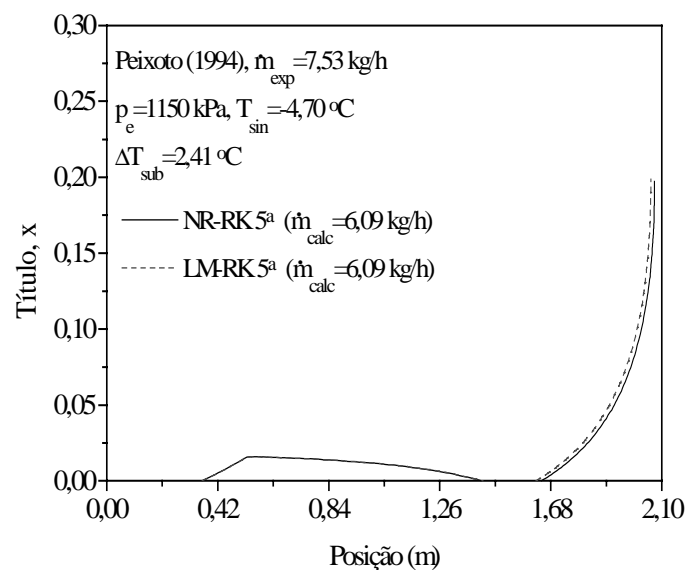


Figura 2. Perfil de título ao longo do tubo capilar.

Na Tab. 3 apresentam-se os resultados de vazão em massa e respectivos tempos de processamento quando a vazão em massa, inicialmente arbitrada ("semente"), é alterada, mantendo-se fixos os demais parâmetros e usando as combinações entre os métodos NR-RK 5<sup>a</sup> e LM-RK 5<sup>a</sup>, para um caso experimental apresentado por Melo *et al.* (1998). Verifica-se que ambos apresentam regiões de valores de vazões em massa em que um método é mais eficaz do que o outro.

Tabela 3. Influência da vazão em massa estimada inicialmente: caso C15H022 (Tubo capilar A, trocador de calor 01) (Melo *et al.*, 1998).

Vazão Estimada Inicialmente (kg/h)	$\dot{m}_{\text{calc}}$ (kg/h) / Tempo de processamento(s)	
	NR-RK 5 <sup>a</sup>	LM-RK 5 <sup>a</sup>
7,24	$\frac{7,58}{58}$	$\frac{7,59}{55}$
6,00	$\frac{7,58}{73}$	$\frac{7,59}{76}$
4,76	$\frac{7,58}{77}$	$\frac{7,59}{50}$
8,48	$\frac{7,58}{59}$	$\frac{7,59}{63}$
9,72	$\frac{7,58}{65}$	$\frac{7,59}{55}$

Nas Figs. 3 e 4 são apresentadas, respectivamente, uma análise de confiabilidade das combinações NR-RK 5<sup>a</sup> e LM-RK 5<sup>a</sup>. Usando-se essas combinações e escolhendo-se o caso experimental C15H022 (Melo *et al.*, 1998), as soluções são inicialmente obtidas a partir dos mesmos valores arbitrados da vazão em massa e da temperatura de saída da linha de sucção ("sementes") e o resultado final é considerado como exato. Foram criados dois conjuntos de dez elementos cuja média é zero e a variância ( $\sigma^2$ ) da ordem da incerteza de medição da vazão em massa (0,03 kg/h) e da temperatura de saída da linha de sucção (0,2 °C). Esses conjuntos de valores foram somados, respectivamente, à vazão em massa e à temperatura de saída da linha de sucção, arbitrados inicialmente ("sementes"), e o programa computacional foi executado dez vezes para cada combinação. Os resultados foram então plotados como valores estimados e apresentaram-se muito próximos do valor exato, ou seja, não houve grande dispersão dos pontos, demonstrando que os métodos apresentam boa confiabilidade (vide Figs. 3 e 4).

Os valores das vazões em massa e das temperaturas de saída da linha de sucção calculadas a partir dos valores originalmente arbitrados para o caso NR-RK 5<sup>a</sup> foram, respectivamente, 7,5840 kg/h e 36,4758 °C e para o caso LM-RK 5<sup>a</sup> foram, respectivamente, 7,5937 kg/h e 36,1974 °C. O valor médio para a vazão em massa calculada e a variância para o caso NR-RK 5<sup>a</sup> são, respectivamente, 7,5841 kg/h e 0,084 e para o caso LM-RK 5<sup>a</sup> são, respectivamente, 7,5838 kg/h e 0,019. O valor médio para  $T_{s,o}$  calculado e a variância para o

caso NR-RK 5ª são, respectivamente, 36,4759 °C e 0,0108 e para o caso LM-RK 5ª são, respectivamente, 36,1970 °C e 0,0408.

É importante salientar que todos os resultados foram obtidos usando-se um computador com a configuração Pentium II, 450 MHz e 64 Mb RAM.

Após a análise das Tabs. 1 a 3 e das Figs. 1 a 4 verifica-se que o caso LM-RK 5ª apresentou um melhor conjunto de resultados e maior estabilidade numérica que o método de Newton-Raphson sendo, portanto, sua utilização aconselhável na modelagem do escoamento em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção usando-se o modelo homogêneo.

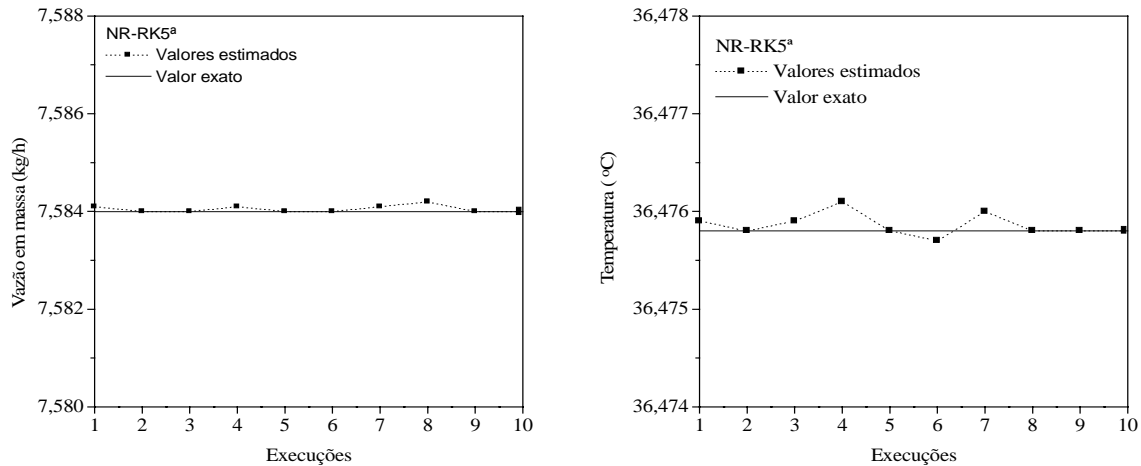


Figura 3. Teste de confiabilidade do caso NR-RK 5ª.

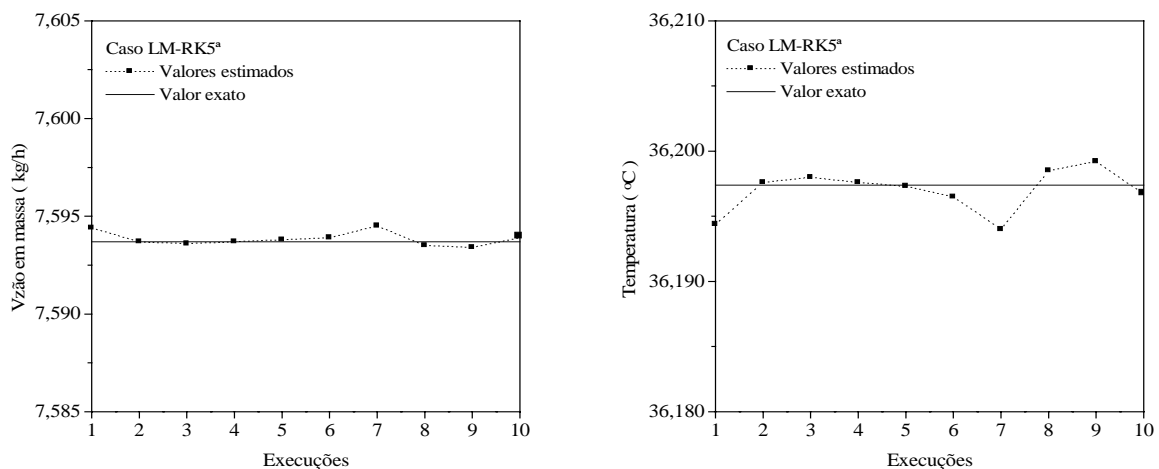


Figura 4. Teste de confiabilidade do caso LM-RK 5ª.

### 3. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo suporte financeiro para a realização deste trabalho.

### 4. REFERÊNCIAS

- Chapra, C.S. and Canale, P.R., 1988, "Numerical Methods for Engineers", Editora McGraw-Hill Ltda, 2ª edição, EUA.
- Churchill, S. W., 1977, "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, vol. 84, pp. 91-92.

- Mezavilla, M.M., 1995, "Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 120 p.
- Melo, C., Mendonça, K.C. e Mezavila, M.M., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Lateral: Simulação e Experimentos", Anais – V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste – VCEM-NNE, Vol. 3, pp. 195-202.
- Peixoto, R.A., 1994, "Análise Teórico-Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 185p.

# MAXIMUM AND AVERAGE VELOCITIES IN PIPE FLOWS - AN EXPERIMENTAL STUDY

**Rudnei José Wittmann**

**Alexis George de Borges Pan**

**Alex Guimarães Azevedo, and**

**Maurício Pazini Brandão**

Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE) e Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA)  
12228-904 - Centro Técnico Aeroespacial (CTA) – São José dos Campos, SP, Brasil.

E-mail: pazini@aer.ita.cta.br

## **Summary**

This work deals with an experimental study of fully developed isothermal turbulent gas flows inside a 47 mm diameter pipe, with Reynolds numbers in the range  $1,000 < Re < 100,000$  and Mach number  $M < 0.13$ . This Reynolds number range encompasses the laminar and turbulent flow regimes. Instead of just correlating traditional pipe flow variables with Reynolds number, as usually found in the literature, the present work correlates the average velocity with the velocity in the center of the pipe cross section. These velocities have been both obtained experimentally, by using flow meters and Pitot tubes. It has been observed that, for each pair temperature-pressure, there is a one-to-one relation between these velocities, provided we have fully developed flows.

**Keywords:** Pipe Flows, Isothermal Flows, Laminar and Turbulent Flows, Experimental Correlation.

## **1. INTRODUCTION**

The flow inside pipes is a physical problem that inspires high economic interest from different industrial branches. Among applications of this problem, we can quote, for example, the transportation of petroleum and its derivatives through pipe systems covering extensions of hundreds of kilometers. Another similar example is the transportation of natural gas through pipe systems of international range. We can also mention several segments of the oil industry, the supply of natural gas to consumers, and general flows of gases or liquids in refrigeration systems.

In this work, we consider an experiment where air passes through a pipe in steady state and at low velocities. Within this framework, the isothermal and incompressible hypotheses are adequate representative physical models for the flows. For this purpose, after laying down theoretical considerations for the laminar and turbulent flow of incompressible fluids, the methodology for the experiment is described. In the sequel, the collected data is displayed and analyzed. From this analysis, it can be concluded that a Pitot tube can be used with advantages with respect to traditional laminar flow meters by providing essentially the most valuable information with lower head losses and at lower costs.

## 2. THEORETICAL BACKGROUND

### 2.1. Incompressible fluid theory

The fully developed isothermal flow of an incompressible fluid inside a horizontal tube of constant cross section may be described by a simplified form of the Navier-Stokes equations. Let us consider, for the purpose of analysis, a Cartesian coordinate system whose  $x$ -axis is aligned with the tube centerline. In this one-dimensional flow problem, the fluid has no velocity in the  $y$  and  $z$  directions. Then, the  $v$  and  $w$  fluid velocity components are considered as non-existing. Only the velocity component  $u$ , in the  $x$ -direction, is allowed to vary as a function of the flow itself. Furthermore, the flow is considered here steady. Thus, all derivatives of fluid variables with respect to time vanish. Finally, the flow is fully developed, meaning that the  $u$  velocity component does not change along the  $x$  direction.

Under the hypothetical conditions just described, if we use another set of cylindrical coordinates  $(x, r, \theta)$ , where  $x$  is the direction of the tube centerline – coincident with the  $x$  rectangular coordinate – the continuity equation becomes

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{or} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \dot{r}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

From the analysis of this equation, we reach the conclusion that in this fully developed isothermal flow there is only one velocity component,  $u = u(r)$ , not existing any flow in the radial direction. Such flow is said to be axisymmetric.

The momentum differential equation in cylindrical coordinates now reduces to

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{dp}{dx} + \rho g_x + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \tau) \quad (2)$$

where  $\tau$  can represent either laminar or turbulent shear,  $\rho$  is the air specific mass,  $p$  is the static pressure, and  $g$  is the local gravity acceleration.

With a straightforward procedure, we can integrate equation (2) to find out the shear distribution across the pipe, by using the fact that  $\tau = 0$  at  $r = 0$ . The result of this procedure is

$$\tau = \frac{1}{2} r \frac{d}{dx}(p + \rho g z) = (\text{constant}) (r) \quad (3)$$

Thus, this result shows that the shear varies linearly from the centerline to the wall, for either laminar or turbulent flows.

For internal flows in ducts, another important non-dimensional number, obtained through dimensional analysis considerations, is the Darcy friction factor  $f$ . This factor can be represented in many ways. In this work it will assume the following form:

$$\frac{8 \tau_w}{\rho V^2} = f = F \left( \text{Re}, \frac{\varepsilon}{d} \right) \quad \text{Re} = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (4)$$

where  $d$  is the diameter of the tube cross section,  $V$  is the average velocity of the flow,  $\tau_w$  is the shear at the tube wall, and  $\text{Re}$  stands for the flow Reynolds number.

### 2.2. Laminar flow case

If one solves this problem for the fully developed pipe flow in the laminar case, one obtains an exact expression for the velocity profile, which is given by

$$u = \frac{-1}{4\mu} \frac{dp}{dx} (R^2 - r^2) \quad (5)$$

In this result,  $R$  is the radius of the pipe and  $\mu$  is the fluid viscosity coefficient.

If one solves the problem for the average and the maximum velocities, we obtain that the first is half of the second, i.e.

$$V = \frac{1}{2} u_{\max} \quad (6)$$

There is an exact theoretical relation for the laminar Darcy friction factor, which is given by

$$f = \frac{64 \mu}{\rho V d} = \frac{64}{\text{Re}} \quad (7)$$

### 2.3. Turbulent flow case

For turbulent flows, it is much harder to solve the differential equations displayed in section 2.1. This higher difficulty is an intrinsic characteristic of the very nature of turbulent flows. In a certain moment of the calculation process, we obtain two indefinite constants, whose values should be defined empirically. A first reasonable proposal for their values has been made by Nikuradse (1933). In this work we have used the values  $k = 0.41$  and  $B = 5.0$  for these constants, as suggested by Knudsen (1958):

$$\frac{u(r)}{u^*} \cong \frac{1}{k} \ln \frac{(R-r) u^*}{\nu} + B \quad u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (8)$$

In consequence, we obtain

$$V = \frac{u_{\max}}{1 + 1.33\sqrt{f}} \quad (9)$$

The turbulent Darcy friction factor cannot be obtained theoretically in this case. Moody, in 1944, as described by Shames (1973) and by White (1994), plotted, over several experiments, what is now known as the Moody chart for pipe friction. This chart can be obtained through the following formula:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left( \frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.55}{\text{Re} f^{1/2}} \right) \quad (10)$$

This result is an accepted design formula for turbulent friction. Its accuracy is known to be  $\pm 15$  percent for design calculations of flows where the Reynolds numbers  $\text{Re} < 10^8$  and  $0.05 < (\epsilon/d) < 10^{-6}$ . Here,  $\epsilon$  is a parameter associated to the roughness of the wall.

There is an alternate formula, given in an explicit way, that yields results less than 2 percent different from those provided by equation (10). This formula reads as follows:

$$\frac{1}{f^{1/2}} \approx -1.8 \log \left( \frac{6.9}{\text{Re}} + \left( \frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right) \quad (11)$$

### 3. EXPERIMENTAL METHODOLOGY

For the present experimental investigation, a continuous atmospheric airflow generator, designed and built in the Aeronautical Systems Division at the Aeronautics and Space Institute (ASA-IAE), has been used. This generator channels the flow through an aeronautic tube that is 30 m long, until the flow gets to the outflow regulator valve. This valve is responsible for the manual control of the flow in the test line. This apparatus makes the flow to be continuous and facilitates the attainment of the steady state. Permanent regimes are quickly obtained, in a matter of few seconds.

The next step consists in making the flow to pass through the element being tested. The test specimen is a tube smooth in the interior, with constant cross section, where a Pitot probe is conveniently mounted in the central longitudinal axis. This Pitot probe provides us with the proper means of measuring the flow maximum velocity. After this, the flow passes through a laminar flow element, called Meriam. Figure 1 presents photos of these main experimental devices. Further details of the laminar flow meters and of the entire set-up used in the experiment are given in Figures 2 and 3.

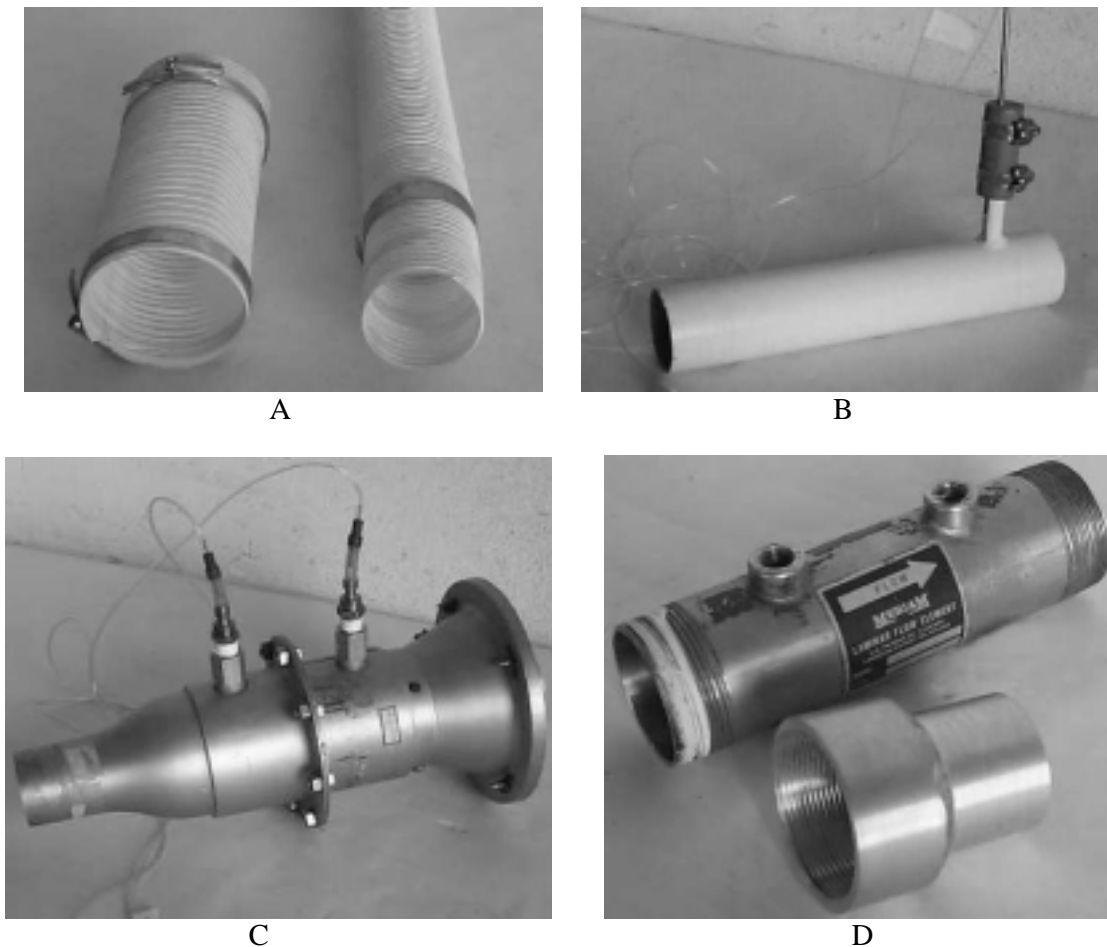


Figure 1. Main devices used in the experiment: A) aeronautical hoses; B) Pitot probe installed in a rigid tube; C) Laminar flow meter Meriam 50MC2-2SF; D) Laminar flow meter Meriam 50MH10-2.



Since there is no source or sink of air in the way between the valve and the laminar element, and since the flow is steady, the airflow rate is the same at each cross section along the test line. This airflow rate divided by the area of the cross section gives the average velocity of the flow in the section.

Therefore, by knowing the dimensions of the pipe cross section where the Pitot probe is located, we can get the maximum air velocity from the Pitot data, as well as the average velocity from the airflow data in that cross section.

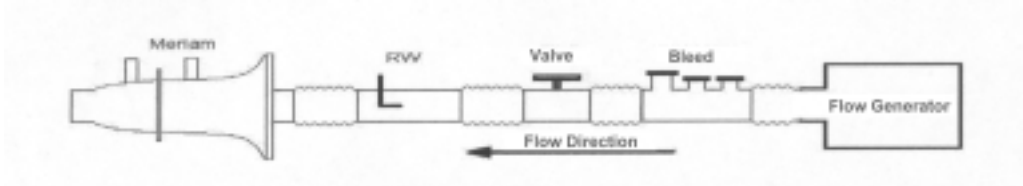


Figure 2. Experimental set-up without honeycomb and with the laminar flow meter Meriam 50MC2-2SF.

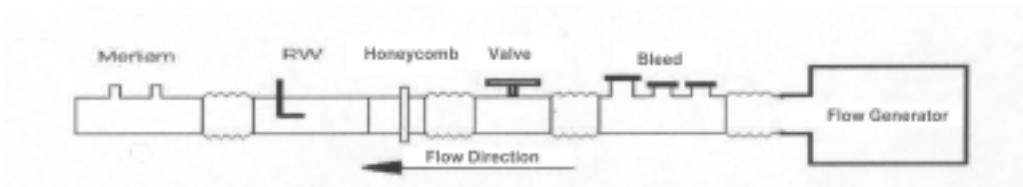


Figure 3. Experimental set-up with honeycomb and with the laminar flow meter Meriam 50MH10-2.

The measurement techniques used in this experiment have followed the recommendations given by Doebelin (1983) and Figliola (1995). More details about the experimental set-up can be obtained from a report by Pan (1999).

Four different experiments have been conducted, as described in Table 1:

Table 1 : Scheme of the experiments conducted.

Experiments	Laminar Element	Use of honeycomb?
1 and 2	50MH10-2	no / yes
3 and 4	50MC2-2SF	no / yes

Honeycomb may be used to turn more homogeneous the flow inside the pipe. In order to determine the influence of this option, Table 1 shows that the use of two different laminar elements has been repeated with and without honeycomb. The results obtained in the four experiments are described in the next section` .

#### 4. DATA AND ITS CALCULATION

Both the Pitot tube and the laminar elements collect data and furnish as output, in each case, a pressure difference  $\Delta p$ . This difference is evaluated by a pressure transducer together with a voltmeter, both coupled to a stabilized current generator.

The pressure transducer has been calibrated using a Betz manometer of 0.05 mm H<sub>2</sub>O precision as a standard reference. The laminar elements have their own calibration curves provided by the manufacturer

In summary, the steps taken to obtain the desired measurements are:

1. read, from the laminar element, in the voltmeter, a voltage in mV, deducting the zero value;
2. with the calibration curve of the transducer, the associated pressure difference  $\Delta p$  is obtained;
3. with  $p$  and  $T$  (ambient values) and the Meriam calibration curve, we get the flow rate in cubic meters per minute;
4. if we divide the previous result by the tube cross sectional area, we get the flow average velocity;
5. the steps 1 and 2 are repeated, but now taking readings from the Pitot tube;
6. with  $p$  and  $T$  (ambient values again) we obtain the maximum velocity; and
7. a correction for low Reynolds numbers following Anderson (1991) is applied and the final maximum velocity value is obtained.

## 5. RESULTS

The velocity range that has been used in the experiment was from 0 to 43 m/s, corresponding to Mach numbers from 0 to 0.13. The tube had a diameter  $d$  of 0.047 m. The associated Reynolds number range was  $10^3 < Re < 10^5$ . Within this framework, the incompressible flow theory can be used with propriety.

According to White (1994), the roughness  $\epsilon$  inside the tube is about 0.15 mm. So, the relation  $\epsilon/d$  becomes 0.003 (0.3%). If we apply this parameter value in equation (10), and, then, subsequently in equation (8), we obtain the theoretical relation between  $Re$  and  $V/u_{\max}$ , for this experimentation.

The relation between  $\Delta p$  for the Pitot tube (called  $\Delta R$ ) and  $\Delta p$  for the laminar elements (called  $\Delta M$ ) can be shown in Figure 4. Notice that the relation between these pressures yields a well-defined curve, and that the adherence of the experimental measurements to this curve varies from 98% to 99.5%. These observations serve to validate the present experimental method.

The relation between  $V$  and  $u_{\max}$  obtained experimentally is shown in Figure 5. It can be noted that again both curves are well defined from the experimental points, something that reinforces the validity of the experimental method.

Regardless of Reynolds number variations, a one-to-one relation between  $V$  and  $u_{\max}$  has been obtained and the usage of the Pitot tube has been shown to have high accuracy for the desired use. Therefore, it can replace laminar elements with advantages, keeping a good dependability, low deviation, and smaller costs, by a factor of ten.

The difference between the curves implies probably a discrepancy in the calibration of at least one of the laminar elements. The use of both elements at the same time was not imagined in the beginning of the experiment planning, but can be easily implemented in order to find a correction for the deviation between them.

The relation between the Reynolds number and the velocity ratio  $V/u_{\max}$  obtained in the experiments is shown in Figure 6, where the value obtained from theory is also plotted. The agreement between experiment and theory starts at  $Re = 8,000$ , and the variations, according to the Reynolds number, are up to 6% (for the 50MH10-2 Meriam laminar element) and 11% (for the 50MC2-2SF Meriam laminar element).

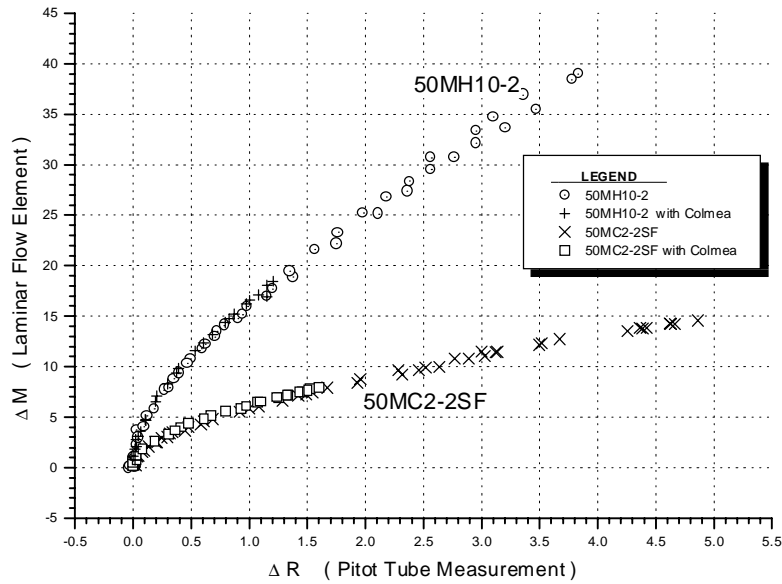


Figure 4 – Pressure differences at the Pitot and the flow meters.

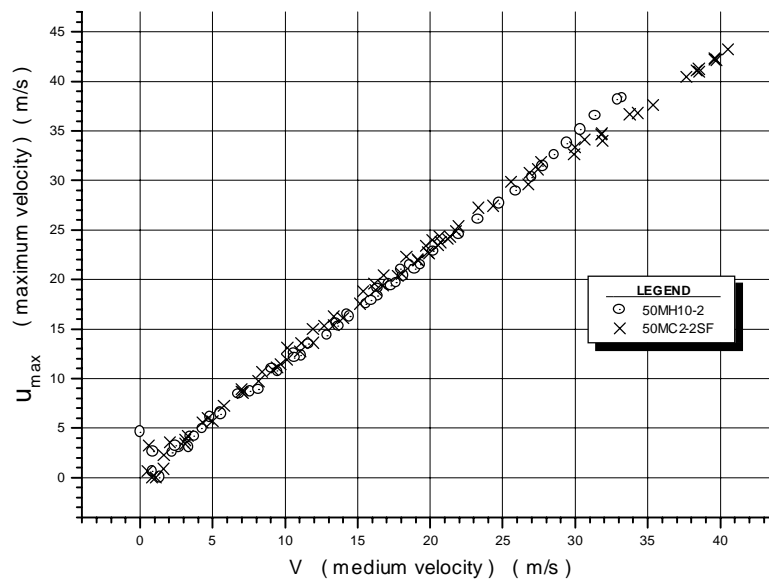


Figure 5 – Relation between the average and maximum velocities.

The data sharpness obtained by the sequencing of the experimental points suggests that its response is good, with 1 until 2% precision, since the standard instruments used give the reality of the phenomena involved.

## 6. CONCLUDING REMARKS

The relation between the average velocity  $V$  and the maximum velocity  $u_{\max}$  obtained experimentally in this work has shown good alignment and precision of about 1% in the Pitot's data reading. It seems to have a little deviation error in the calibration of the laminar element 50MC2-2SF for Reynolds numbers greater than 70,000.

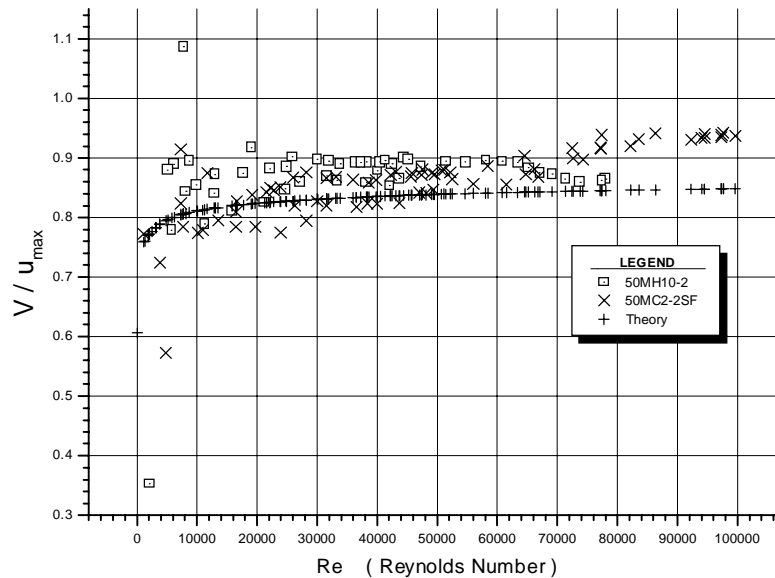


Figure 6 – The influence of the Reynolds number on the average to maximum velocity ratio.

The main conclusion is that the Pitot tube can be used as an alternative equipment for flow measurements of this type with advantages, the major of them being the lower costs and the decrease in head losses. The utility range for this method starts at Reynolds number 8,000 and goes up indefinitely, since a superior limit has not been found in the present experiments. On the other hand, no valid results have been obtained for the laminar flow range.

For future works, it is suggested a new calibration of the laminar elements (Meriam), used here, with a primary standard, in order to couple both experimental curves. Furthermore, it is suggested the expansion of this experiment for fluids of low and high densities, as well as a deeper investigation into the laminar flow range.

## 7. ACKNOWLEDGEMENTS

This work has been supported by the Brazilian Command of Aeronautics, via its Department of Research and Development (DEPED). The last author also acknowledges support from the National Council for Scientific and Technological Development (CNPq), under grant No. 300675/96-8, and from the São Paulo State Foundation for Research Support (FAPESP).

## 8. BIBLIOGRAPHY

- Anderson Jr., J.D., 1991, “Fundamentals of Aerodynamics”, 2<sup>nd</sup> edition, McGraw-Hill, New York.
- Doebelin, E.O., 1994, “Measurement Systems”, 4<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill, New York.
- Figliola, R.S. and Beasley, D.E., 1995, “Theory and Design for Mechanical Measurements”, 2<sup>nd</sup> Edition, John Wiley & Sons, New York.
- Knudsen, J.G., 1958, “Fluid Dynamics and Heat Transfer”, McGraw-Hill, New York.
- Nikuradse, J., 1933, “Strömungsgesetze in Rauhen Röhren”, VDI Forschungsh. 361; English translation, NACA Tech. Mem. 1292.
- Pan, A.G.B., 1999, “Estudo Experimental de um Mensurador de Fluxo de Ar”, Internal Report, ITA-CTA, São José dos Campos, Brazil.
- Shames, I.H., 1973, “Mechanics of Fluids”, McGraw-Hill, New York.
- White, F.M., 1994, “Fluid Mechanics”, 3<sup>rd</sup> Edition, McGraw-Hill, New York.

# VALIDAÇÃO DE CÓDIGO CHIMERA TRIDIMENSIONAL COM APLICAÇÕES PARA O VLS

**Edson Basso**

**Alexandre Pequeno Antunes**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Centro Técnico Aeroespacial, CTA/ITA/IEA,  
12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [basso@iae.cta.br](mailto:basso@iae.cta.br), [alex@iae.cta.br](mailto:alex@iae.cta.br)

**João Luiz F. Azevedo**

Instituto de Aeronáutica e Espaço, Centro Técnico Aeroespacial, CTA/IAE/ASE-N,  
12228-904, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [azevedo@iae.cta.br](mailto:azevedo@iae.cta.br)

## Resumo

No presente trabalho são apresentadas simulações do escoamento aerodinâmico sobre o primeiro Veículo Lançador de Satélites brasileiro, VLS, durante o voo de seu primeiro estágio. Para o cálculo das propriedades dentro do domínio computacional utiliza-se a técnica Chimera, a qual é baseada em malhas estruturadas de múltiplos blocos sobrepostos. A presente abordagem é baseada na solução das equações de Euler tridimensionais em coordenadas curvilíneas generalizadas. O método de diferenças finitas é aplicado nestas equações, utilizando uma discretização espacial centrada. Nestas equações são adicionados termos de dissipação artificial baseados em um modelo escalar não isotrópico. O processo de marcha no tempo é realizado através de um esquema de Runge-Kutta de cinco estágios e segunda ordem de precisão. Os resultados foram validados utilizando-se dados experimentais de ensaios em túnel de vento disponíveis para o VLS.

**Palavras-chave:** Técnica multibloco, Chimera, VLS, Diferenças finitas, Validação.

## 1 Introdução

No presente trabalho são apresentados os resultados obtidos de simulações do escoamento aerodinâmico sobre a configuração do primeiro veículo lançador de satélites brasileiro, VLS. Este trabalho está inserido no esforço de desenvolvimento de ferramentas computacionais necessárias para simular escoamentos aerodinâmicos em geometrias aeroespaciais, especialmente aquelas relacionadas com o sistema VLS (Azevedo, Menezes & Fico, 1995, Azevedo, Menezes & Fico, 1996, Azevedo, Strauss & Ferrari, 1997, Strauss & Azevedo, 1999). O VLS apresenta uma configuração geométrica muito complexa, a qual é constituída de quatro foguetes laterais em torno de um corpo central (Azevedo & Buonomo, 1999). Os quatro foguetes laterais são dispostos simetricamente em torno do corpo central compondo o primeiro estágio do veículo. A geração de malhas para simulação do escoamento durante o voo do primeiro estágio pode ser um processo muito laborioso tanto para a abordagem estruturada como para a não estruturada.

Atualmente, ambas as abordagens para a geração de malha são utilizadas pelo grupo de trabalho, porém os resultados que serão aqui apresentados são relativos à abordagem estruturada. Malhas multiblocos justapostas foram utilizadas nas tentativas iniciais para discretização

da configuração completa do VLS. Entretanto, dentro do contexto da utilização destas técnicas, não foi possível gerar malhas de qualidade suficiente para que se conseguisse obter resultados satisfatórios nas simulações. Isto levou, portanto, à busca de uma outra forma de abordagem do problema. Uma vez que o grupo de trabalho obteve experiência suficiente com o uso de malhas estruturadas aplicadas a veículos lançadores (Azevedo, Zdravistch & Silva, 1991, Azevedo & Buonomo, 1999), o próximo passo na tentativa de se obter malhas com a qualidade desejada foi a utilização de uma abordagem Chimera. O código para a simulação do escoamento sobre o VLS com a abordagem multibloco foi obtido pela continuação do desenvolvimento de um código já disponível para simulações em bloco único (Bigarelli, Mello & Azevedo, 1999). O código de bloco único baseia-se em uma formulação tridimensional de Euler e foi validado usando-se dados experimentais do VLS e outros foguetes de sondagem desenvolvidos no Instituto de Aeronáutica e Espaço, IAE (Bigarelli, Mello & Azevedo, 1999). No presente caso, a técnica de malhas multibloco sobrepostas ou Chimera (Wang & Yang, 1994, Wang, Buning & Benek, 1995), é usada para simular escoamentos sobre o VLS completo. Esta técnica provê a capacidade de se utilizar malhas estruturadas para a discretização do domínio de cálculo para configurações realisticamente complexas. Além disto, a abordagem Chimera permite um refinamento de malha comparável àquele atingido em malhas não estruturadas.

## 2 Formulação Teórica

Assume-se que o escoamento de interesse no presente trabalho pode ser representado pelas equações de Euler em três dimensões. Estas equações podem ser escritas em forma conservativa para um sistema de coordenadas curvilíneas gerais como

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial \tau} + \frac{\partial \bar{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial \zeta} = 0, \quad (1)$$

onde  $\bar{Q}$  é o vetor de variáveis conservadas, definido como

$$\bar{Q} = J^{-1} [\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e]^T. \quad (2)$$

Nestas equações,  $\rho$  é a densidade,  $u, v, w$  são as componentes cartesianas da velocidade e  $e$  é a energia total por unidade de volume. Os vetores de fluxo não viscosos são representados por  $\bar{E}$ ,  $\bar{F}$  e  $\bar{G}$ . O jacobiano da transformação,  $J$ , é representado por

$$J = (x_\xi y_\eta z_\zeta + x_\eta y_\zeta z_\xi + x_\zeta y_\xi z_\eta - x_\xi y_\zeta z_\eta - x_\eta y_\xi z_\zeta - x_\zeta y_\eta z_\xi)^{-1}. \quad (3)$$

Expressões para os vetores de fluxo não viscosos podem ser encontrados em Vieira *et al.* (1998), juntamente com outras referências. A pressão pode ser obtida da equação de estado para um gás perfeito como

$$p = (\gamma - 1) \left[ e - \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 + w^2) \right]. \quad (4)$$

Uma adimensionalização (Pulliam & Steger, 1980) adequada para as equações governantes, Eqs. 1, é utilizada. Em particular, os valores das propriedades do escoamento são adimensionalizados com respeito às quantidades de escoamento não perturbado, como descrito em Pulliam & Steger (1980).

As equações governantes foram discretizadas em um contexto de diferenças finitas em malhas estruturadas de hexaedros, as quais se conformam aos corpos do domínio computacional. Uma vez que um esquema de diferenças centradas para discretização espacial está sendo usado, termos de dissipação artificial devem ser adicionados a formulação no sentido de controlar instabilidades não lineares. Os termos de dissipação artificial aqui usados são baseados no modelo escalar de Turkel e Vatsa (1994), sendo que este modelo é não linear e não isotrópico, com o escalonamento

dos operadores de dissipação artificial em cada direção coordenada ponderados pelos correspondentes raios espectrais das matrizes jacobianas de fluxo. Na presente implementação, o operador de resíduo é definido como

$$RHS_{i,j,k}^n = -\Delta t(\delta_\xi E_{i,j,k}^n + \delta_\eta F_{i,j,k}^n + \delta_\zeta G_{i,j,k}^n). \quad (5)$$

Aqui, os termos  $\delta_\xi$ ,  $\delta_\eta$ , e  $\delta_\zeta$  representam os operadores de diferença centrada de ponto meio nas direções  $\xi$ ,  $\eta$  e  $\zeta$ , respectivamente. Os vetores de fluxo numérico são definidos como

$$\begin{aligned} E_{i\pm 1/2,j,k} &= \frac{1}{2}(\bar{E}_{i,j,k} + \bar{E}_{i+1,j,k}) - d_{i\pm 1/2,j,k}, \\ F_{i,j\pm 1/2,k} &= \frac{1}{2}(\bar{F}_{i,j,k} + \bar{F}_{i,j+1,k}) - d_{i,j\pm 1/2,k}, \\ G_{i,j,k\pm 1/2} &= \frac{1}{2}(\bar{G}_{i,j,k} + \bar{G}_{i,j,k+1}) - d_{i,j,k\pm 1/2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Os operadores de dissipação artificial,  $d_{i\pm 1/2,j,k}$ ,  $d_{i,j\pm 1/2,k}$  e  $d_{i,j,k\pm 1/2}$  são definidos precisamente como em Turkel & Vatsa (1994).

Sendo soluções de estado estacionário o maior interesse do presente estudo, um procedimento de passo no tempo variável para aceleração de convergência foi implementado (Azevedo, Zdravistch & Silva, 1991). O processo de marcha no tempo é baseado num algoritmo de Runge-Kutta de 5 estágios e segunda ordem de precisão (Jameson, Schmidt & Turkel, 1981), onde

$$\begin{aligned} \bar{Q}_i^{(0)} &= \bar{Q}_i^n, \\ \bar{Q}_i^{(l)} &= \bar{Q}_i^{(0)} - \alpha_l RHS^{(l-1)}, \quad l = 1, \dots, 5, \alpha_1 = \frac{1}{4}, \alpha_2 = \frac{1}{6}, \alpha_3 = \frac{3}{8}, \alpha_4 = \frac{1}{2}, \alpha_5 = 1, \\ \bar{Q}_i^{n+1} &= \bar{Q}_i^{(5)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Deve-se enfatizar que apenas o operador convectivo dentro do termo  $RHS$  da Eq. 7 é realmente avaliado em cada passo no tempo. Os termos de dissipação artificial são avaliados no primeiro e segundo estágios do processo de marcha no tempo. Pode ser mostrado que isto provê amortecimento suficiente para manter a estabilidade não linear (Jameson, Schmidt & Turkel, 1981) e, por outro lado, leva a um esquema numérico mais eficiente. As condições de contorno utilizadas no presente trabalho são semelhantes àquelas descritas em Yagua & Azevedo (1999).

### 3 Técnica Chimera

A distribuição de pontos sobre o domínio físico no qual o escoamento é calculado é sempre um aspecto crítico para o sucesso destes cálculos. A distribuição de pontos deve ser suficientemente bem balanceada para cobrir todo o campo do escoamento, evitando regiões pouco refinadas. Por outro lado, pontos devem ser aglomerados em regiões nas quais fenômenos, tais como expansões e ondas de choque ocorrem, sem exceder desta forma os recursos computacionais. As malhas computacionais usadas em cada um dos blocos no presente trabalho foram geradas por métodos algébricos. Para a configuração completa do VLS, foram geradas cinco malhas, uma para cada corpo. A Fig. 1 mostra a malha para o corpo central do foguete. Detalhes desta malha na região frontal do veículo são mostrados na Fig. 2.

Deve-se enfatizar que, embora o presente trabalho concentre-se principalmente na solução das equações de Euler, algumas destas malhas tem uma grande concentração de pontos nas proximidades das paredes sólidas. Este refinamento se deve às tentativas de captura do choque e suas reflexões nas regiões próximas aos propulsores laterais. Outro importante aspecto é a necessidade de se ter um número de pontos suficiente entre a superfície lateral dos propulsores laterais e o corpo central do foguete para se obter um comportamento adequado do processo de “cavar buracos” característico da abordagem Chimera. Neste processo, pontos de ambas as malhas são eliminados do conjunto de pontos ativos de cada malha por estarem fora da região de interesse do escoamento ou para evitar uma região de sobreposição muito grande.

Este processo é realizado com muito cuidado de forma a permitir a existência de uma área de interpolação entre pontos de malhas adjacentes. A existência de um grande número de pontos nestas áreas sobrepostas produz um aumento na precisão da informação trocada através das malhas. As trocas de informações entre cada ponto de fronteira interior das malhas são realizadas utilizando-se um procedimento de interpolação trilinear.

O código que realiza atualmente o processo de “cavar buracos” é uma ferramenta desenvolvida pelo próprio grupo. No caso das malhas do VLS, o código realiza uma eliminação lógica dos pontos da malha que se encontram no interior de outros corpos e, desta forma, fora do domínio de cálculo. O processo de solução do escoamento essencialmente segue os seguintes passos:

1. Uma condição inicial é imposta em todas as malhas;
2. Uma ordem de operação através de todas as malhas é definida;
3. O resíduo é calculado na primeira malha;
4. Uma nova solução é calculada para os pontos interiores da primeira malha;
5. Condições de contorno são atualizadas para a primeira malha;
6. Pontos dispostos na fronteira do buraco são atualizados em todas as malhas, as quais possuem alguma região sobreposta a primeira malha;
7. O processo é reiniciado no passo 3 para a próxima malha.

Este processo é repetido até que todas as malhas tenham atingido a nova solução no tempo  $(n + 1)\Delta t$ . Logo após, a convergência da solução é testada. Se o critério de convergência não é atingido, o processo é reiniciado a partir do passo três.

## 4 Resultados e Discussões

Os resultados aqui apresentados referem-se ao escoamento sobre o VLS durante o vôo de seu primeiro estágio. Os resultados específicos aqui incluídos são relativos ao caso de número de Mach de escoamento livre igual a 2 e ângulo de ataque igual a zero. Além do mais, como o tempo de vôo em baixa atmosfera para estes lançadores de satélite é muito pequeno e como o veículo está em velocidade supersônica durante a maior parte do seu vôo, parece apropriado selecionar uma condição de vôo supersônica para a presente discussão. Desta forma, o propósito do presente trabalho é mais voltado a descrição da capacidade implementada, ao invés de demonstrar os detalhes do escoamento aerodinâmico sobre o VLS. No regime supersônico de velocidade muitos aspectos interessantes da tecnologia multibloco podem ser observados e analisados, tais como a comunicação de informação através da fronteira interna entre os blocos, sendo que existem descontinuidades das propriedades do escoamento. Deve-se observar que algumas simulações 3-D, utilizando a técnica Chimera, já foram realizadas pelo grupo (Yagua & Azevedo, 1999), mas estas consideraram apenas geometrias bastante simples. No presente caso, uma configuração complexa e bastante realística está sendo considerada, a qual traz a evidência de que é possível o uso desta capacidade para atividades práticas de projeto de veículos lançadores.

O domínio de cálculo da configuração completa foi dividido em cinco malhas. A malha que discretiza o domínio computacional em torno do corpo central utiliza  $120 \times 65 \times 33$  pontos nas direções  $\xi$ ,  $\eta$  e  $\zeta$ , respectivamente. Quatro malhas idênticas foram utilizadas para os foguetes laterais, as quais apresentam  $120 \times 36 \times 33$  pontos nas direções longitudinal, normal e circunferencial, ou nas direções  $\xi$ ,  $\eta$  e  $\zeta$ , respectivamente. Desde que apenas condições de escoamento sem ângulo de ataque foram considerados até então, poderia estar sendo usado apenas meia malha e impor condições de simetria no plano de arfagem para a presente simulação. Entretanto, esta metodologia não foi adotada aqui e está sendo representado o veículo (VLS) completo. Além disso, como pode ser observado na Fig. 3, a parte traseira do veículo foi simplificada para as simulações aqui apresentadas. Esta simplificação foi realizada pois experiências prévias (Azevedo, Strauss & Ferrari, 1997)(Strauss & Azevedo, 1999) com escoamentos na região



traseira de veículos lançadores demonstrou a necessidade de uma formulação viscosa turbulenta para a captura adequada dos fenômenos relevantes nesta região.

A Fig. 4 apresenta uma visão tridimensional do conjunto de malhas do VLS, mostrando as malhas nas superfícies dos cinco corpos e um plano longitudinal para a malha do corpo central, juntamente com o plano inferior para o mesmo componente.

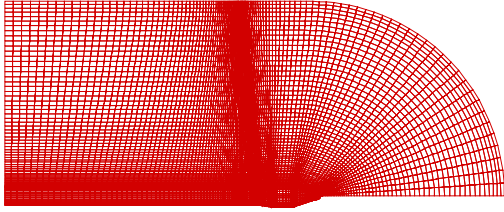


Figura 1: Malha computacional do corpo central.

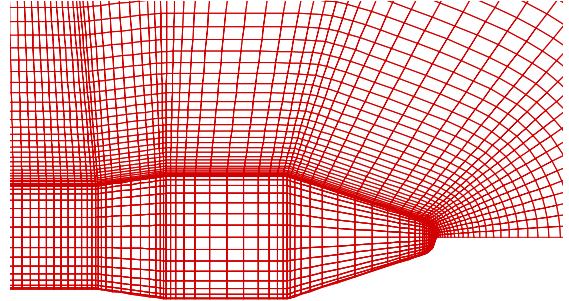


Figura 2: Detalhe da malha do corpo central na região da coifa do veículo.

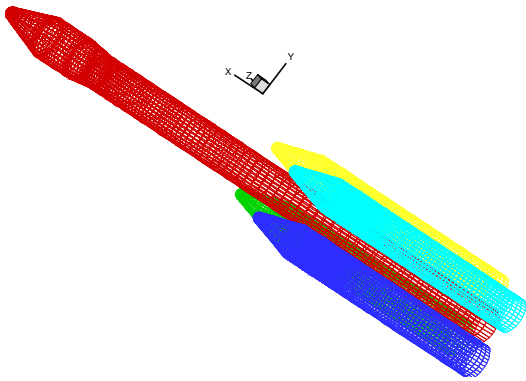


Figura 3: Detalhe da malha do VLS sobre as superfícies dos foguetes.

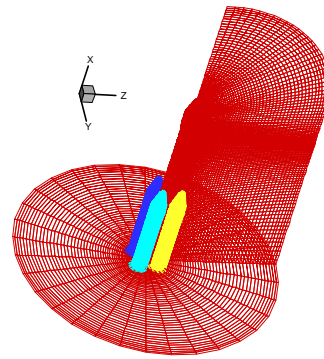


Figura 4: Vista tridimensional da malha do sistema VLS.

A Fig. 5 exibe uma vista tridimensional da malha do corpo central, indicando os buracos criados nesta malha para acomodar os foguetes laterais. Um detalhe da Fig. 5, mostrando a malha próximo ao plano longitudinal de saída, é representado na Fig. 6. Um controle da distribuição de pontos para todas as malhas foi exercitado de modo a garantir uma boa concentração de pontos próximo às paredes sólidas. Outro fator importante é a concentração de pontos em regiões de sobreposição. É importante garantir uma concentração suficiente de pontos nestas regiões de modo a minimizar os erros do processo de interpolação (Wang, Buning & Benek, 1995) entre as várias malhas.

Os contornos de número de Mach ao longo das paredes do corpo do veículo podem ser vistos na Fig. 7. Uma forte compressão no escoamento ocorre na área frontal do foguete, indicando regiões de estagnação do escoamento, como pode ser visto na Fig. 7.

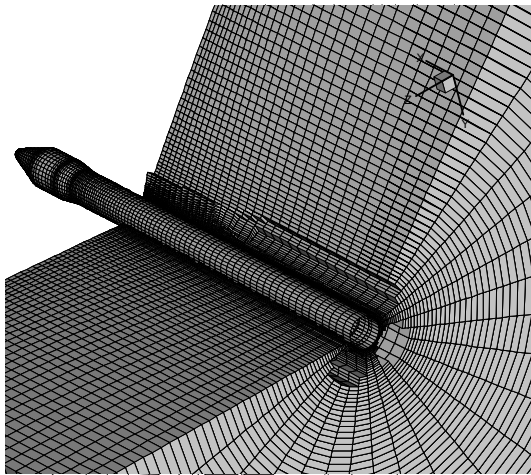


Figura 5: Malha computacional do VLS após o processo de “cavar buracos” numa visão tridimensional.

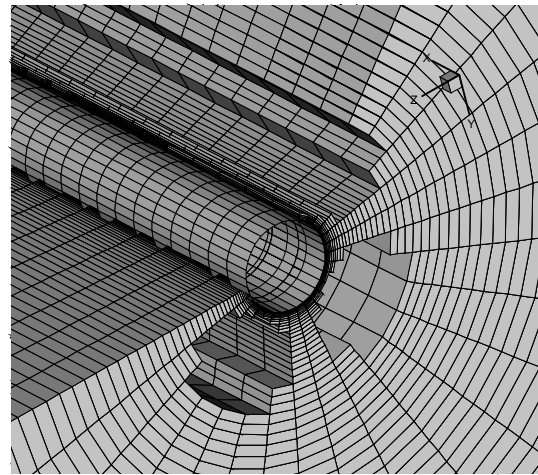


Figura 6: Detalhe da malha computacional na região posterior do VLS após o processo de “cavar buracos” numa visão tridimensional.

Uma análise detalhada da Fig. 7 pode também indicar que a extensão da região de baixa velocidade é maior na coifa do corpo central do que nas coifas dos foguetes laterais. Também se pode ver na Fig. 7 uma região de baixa velocidade ao longo da parede do corpo central, bem como a jusante das coifas dos foguetes laterais. Esta região está associada com as ondas de choque destacadas dos foguetes laterais, as quais convergem para o corpo central criando uma região de alta pressão e baixa velocidade. Esta região de alta pressão causa um desvio nas linhas de corrente para longe dos foguetes laterais. A Fig. 8 exibe os contornos de número de Mach ao longo da superfície do corpo central e dos foguetes laterais. Várias regiões afetadas pelo choque destacado dos propulsores laterais podem ser vistas na Fig. 8. Além do mais, pode-se claramente ver que a solução ao longo de cada um dos propulsores laterais é simétrica, como esperado para o caso onde o ângulo de ataque é zero.

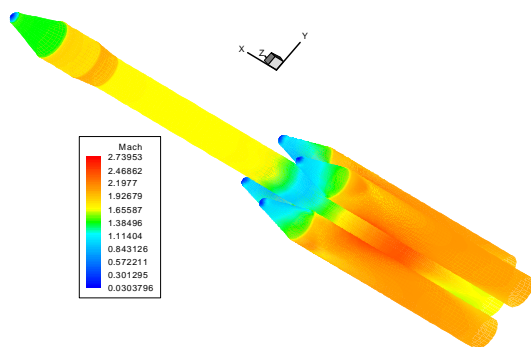


Figura 7: Contornos de número de Mach na superfície do VLS para número de Mach do escoamento livre igual a 2,0 e zero grau de ângulo de ataque.

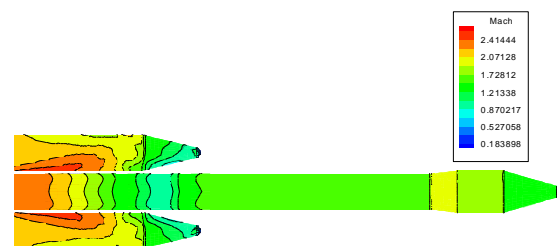


Figura 8: Contornos de número de Mach para a superfície do corpo central e dois foguetes laterais opostos ( $M_{\infty} = 2,0$  e  $\alpha = 0^{\circ}$ ).

Uma visualização da solução no campo e a solução sobre os corpos está representada na Fig. 9. Esta figura indica claramente um choque destacado à frente do veículo, uma expansão que ocorre na região frontal da intersecção do cone cilíndrico, uma região de expansão ao longo da coifa, e uma região de compressão à frente dos foguetes laterais. Deve-se também observar que existe um choque formado na intersecção da seção cônica com o cilindro traseiro, sobre o corpo central, devido à existência do canto de compressão na geometria do veículo. A complexidade

do escoamento nas regiões dos foguetes laterais pode ser observada na Fig. 9. Deve-se notar, entretanto, que a resolução da malha ainda não é adequada para a captura das reflexões dos choques entre o corpo central e os propulsores laterais.

Uma das razões para a seleção deste caso teste foi a existência de dados experimentais para esta condição de vôo. Estes dados experimentais e detalhes dos testes em túnel de vento são descritos em Moraes & Neto (1990). A Fig. 10 exibe uma comparação entre a distribuição do coeficiente de pressão calculado,  $C_p$ , ao longo do corpo central do veículo e os dados experimentais. Neste caso, um plano longitudinal que contém o corpo central e o eixo de dois foguetes laterais foi selecionado para comparação. Em outras palavras, a comparação está indicando a concordância entre os dados para o plano do corpo central correspondente ao corte indicado na Fig. 9. Pode-se observar que a concordância na parte frontal do veículo é muito boa. A concordância na região traseira, especialmente onde existe uma proximidade entre o corpo central e os foguetes laterais, não é tão boa. Entretanto, alguns aspectos dos resultados na região à jusante do veículo podem ser explicados e merecem maiores comentários. Primeiramente, deve-se observar que dados experimentais indicam a reflexão do choque destacado dos propulsores laterais na posição  $x/L$  aproximadamente igual a 0,6. Como previamente discutido, a resolução da malha não estava adequada o suficiente para capturar este fenômeno nos cálculos numéricos. A perceptível diferença entre os resultados a jusante da posição  $x/L \cong 0,92$  deve-se ao fato que o bocal do motor do corpo central não ter sido modelado nos cálculos presentes, apesar de estar presente no modelo do túnel de vento. Existe também uma grande diferença na distribuição de  $C_p$  na região  $0,75 < x/L < 0,90$ . Neste ponto os autores estão atribuindo esta diferença a falta de resolução da malha computacional nesta região. Estudos do refinamento de malha estão atualmente sendo executados de modo a se tentar resolver estas dificuldades.

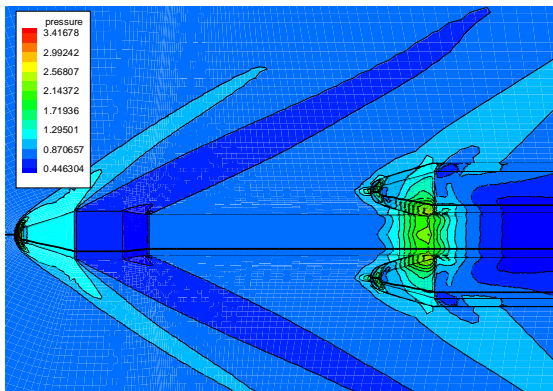


Figura 9: Contornos de pressão para um plano longitudinal com a presença de dois foguetes laterais ( $M_\infty = 2,0$  e  $\alpha = 0^\circ$ ).

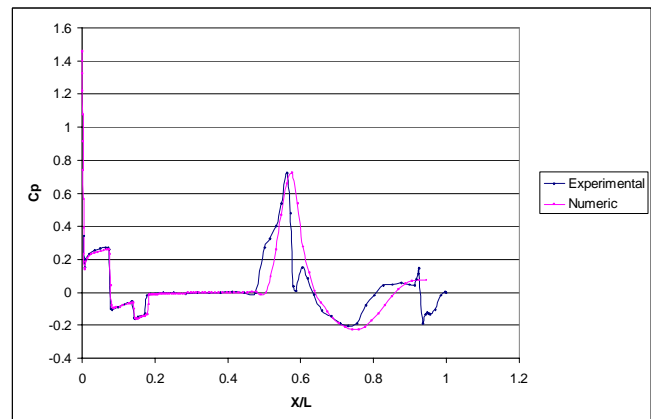


Figura 10: Comparação entre a distribuição do coeficiente de pressão calculado e experimental sobre a superfície do corpo central ( $M_\infty = 2,0$  e  $\alpha = 0^\circ$ ).

## 5 Comentários Finais

O trabalho apresentou resultados para simulações do escoamento sobre a configuração completa do primeiro Veículo Lançador de Satélites brasileiro, VLS, durante o vôo de seu primeiro estágio, utilizando a formulação de Euler tridimensional. Pelo conhecimento dos autores, esta é a primeira vez que uma simulação tão acurada e detalhada para o escoamento sobre o VLS foi realizada e apresentada. Um código multibloco estruturado foi implementado usando a abordagem Chimera para lidar com geometrias com configurações complexas. Um esquema de diferenças centradas, mais a adição de termos de dissipação artificial, foi utilizado na discretização espacial, e um esquema explícito de Runge-Kutta foi usado para a marcha no tempo. Detalhes

do processo de criação de buracos e outros aspectos da implementação da abordagem Chimera foram discutidos no trabalho. O procedimento implementado foi aplicado para simulação do escoamento em velocidades supersônicas para a configuração do voo do primeiro estágio do VLS, sendo que para o presente trabalho foram simulados escoamentos para  $M_\infty = 2$  e ângulo de ataque nulo. A concordância com os dados experimentais é muito boa nas porções frontais do veículo, mas claramente existe a falta de refinamento da malha para uma melhor resolução do campo de escoamento nas regiões traseiras do veículo. Não houve aparente degradação da qualidade da solução do escoamento devido ao fato de existirem ondas de choque atravessando fronteiras entre malhas sobrepostas.

## 6 Agradecimentos

O presente trabalho recebeu suporte parcial do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, através do Projeto Integrado de Pesquisa No. 522413/96-0. Suporte adicional foi recebido do CNPq em termos de bolsa de estudos de pós-graduação para o primeiro e segundo autores. Os autores também estão em débito com o NACAD-COPPE/UFRJ, o qual providenciou os recursos computacionais usados nas presentes simulações.

## 7 Referências

- Azevedo, J.L.F., 1990, "Euler Solution of Transonic Nozzle Flows," Anais do III Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Itapema, SC, Vol. 1, pp. 243-248.
- Azevedo, J.L.F., and Buonomo, C.A., 1999, "Axisymmetric Turbulent Simulations of Launch Vehicle Forebody Flows," AIAA Paper No. 99-3528, 30<sup>th</sup> AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, Norfolk, VA.
- Azevedo, J.L.F., Menezes, J.C.L., and Fico, N.G.C.R., Jr., 1995, "An Assessment of Boundary Layer Properties for Transonic and Supersonic Flows over the VLS," AIAA Paper No. 95-1769-CP, Proceedings of the 13<sup>th</sup> AIAA Applied Aerodynamics Conference, Part 1, San Diego, CA, pp. 41-51.
- Azevedo, J.L.F., Menezes, J.C.L., and Fico, N.G.C.R., Jr., 1996, "Accurate Turbulent Calculations of Transonic Launch Vehicle Flows," AIAA Paper 96-2484-CP, Proceedings of the 14<sup>th</sup> AIAA Applied Aerodynamics Conference, Part 2, New Orleans, pp. 841-851.
- Azevedo, J.L.F., Strauss, D., and Ferrari, M.A.S., 1997, "Viscous Multiblock Simulations of Axisymmetric Launch Vehicle Flows," AIAA Paper No. 97-2300-CP, Proceedings of the 15<sup>th</sup> AIAA Applied Aerodynamics Conference, Part 2, Atlanta, GA, pp. 664-674.
- Azevedo, J.L.F., Zdravistch, F., and Silva, A.F.C., 1991, "Implementation and Validation of Euler Solvers for Launch Vehicle Flows," Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Symposium on Computational Fluid Dynamics, Vol. 1, Davis, CA, pp. 42-47.
- Bigarelli, E.D.V., Mello, O.A.F., and Azevedo, J.L.F., 1999, "Three Dimensional Flow Simulations for Typical Launch Vehicles at Angle of Attack," Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, SP, Brazil.
- Jameson, A., Schmidt, W., and Turkel, E., 1981, "Numerical Solutions of the Euler Equations by Finite Volume Methods Using Runge-Kutta Time-Stepping Schemes," AIAA Paper No. 81-1259.
- Moraes, P., Jr., and Neto, A.A., 1990, "Aerodynamic Experimental Investigation of the Brazilian Satellite Launch Vehicle (VLS)," Proceedings of the 3<sup>rd</sup> Brazilian Thermal Sciences Meeting, Vol. 1, Itapema, SC, Brazil, pp. 211-215.
- Pulliam, T.H., and Steger, J.L., 1980, "Implicit Finite-Difference Simulations of Three-Dimensional Compressible Flow," AIAA Journal, Vol. 18, No. 2, pp. 159-167.

- Strauss, D., and Azevedo, J.L.F., “A Numerical Study of Turbulent Afterbody Flows Including a Propulsive Jet,” 1999, AIAA Paper No. 99-3190, Proceedings of the 17<sup>th</sup> AIAA Applied Aerodynamics Conference, Norfolk, VA, pp. 654-664.
- Turkel, E., and Vatsa, V.N., 1994, “Effect of Artificial Viscosity on Three-Dimensional Flow Solutions,” AIAA Journal, Vol. 32, No. 1, pp. 39-45.
- Vieira, R., Azevedo, J.L.F., Fico, N.G.C.R., Jr., and Basso, E., 1998, “Three Dimensional Flow Simulation in the Test Section of a Slotted Transonic Wind Tunnel,” ICAS Paper No. 98-R.3.11, Proceedings of the 21<sup>st</sup> Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, Melbourne, Australia.
- Wang, Z.J., Buning, P., and Benek, J., 1995, “Critical Evaluation of Conservative and Non-Conservative Interface Treatment for Chimera Grids,” AIAA Paper No. 95-0077, 33<sup>rd</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV.
- Wang, Z.J., and Yang, H.Q., 1994, “A Unified Conservative Zonal Interface Treatment for Arbitrarily Patched and Overlapped Grids,” AIAA Paper No. 94-0320, 32<sup>nd</sup> AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV.
- Yagua, L.C.Q., and Azevedo, J.L.F., 1999, “Application of the Chimera Technique for the Simulation of the 3-D Compressible Flow Equations,” Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, SP, Brazil.

# DESENVOLVIMENTO DE UM ESCOAMENTO TIPO CAMADA LIMITE ATMOSFÉRICA EM TÚNEL DE VENTO COM PEQUENAS DIMENSÕES

**Roberto M. Girardi**

**Mateus F. Santa Catarina**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), Praça Mal. Eduardo Gomes, 50,  
CEP.: 12.228-900, S. J. Campos, SP, Brasil. E-mail: girardi@aer.ita.cta.br

## Resumo

O objetivo do presente trabalho é relatar a metodologia usada para desenvolver um escoamento com perfil de velocidade tipo camada limite atmosférica, no interior de um túnel de vento, semelhante ao escoamento encontrado sobre a superfície do oceano. Normalmente, túneis de vento para este fim possuem comprimento de seção de testes relativamente grandes, para permitir o desenvolvimento de um escoamento tipo camada limite. No presente trabalho, foi implementada uma outra maneira de se obter o escoamento requerido, através da utilização de triângulos isosceles, colocados no início da seção de testes, conhecidos na literatura como *spires*. Além disto foi necessário a utilização de uma manta de bidim, fixada à superfície inferior da seção de testes, a qual possibilitou o ajuste do perfil de velocidades requerido. Perfis de velocidade média e de flutuação (valor RMS) foram medidos em diversas posições da seção de testes e para vários números de Reynolds, de maneira a se verificar alterações no escoamento em questão.

**Palavras-chave:** Camada Limite Atmosférica, Túnel de Vento, Métodos Experimentais

## 1. INTRODUÇÃO

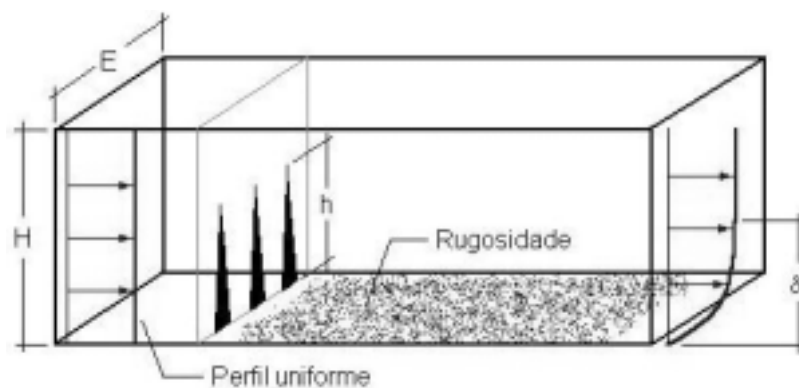
O relevo no Centro de Lançamento de Foguetes de Alcântara (CLA) lembra um degrau, pois o mar encontra um paredão com grande inclinação (falésia) que possui uma altura de aproximadamente 40 m, sendo o topo uma região relativamente plana. É nessa região, a cerca de 500m do paredão, que se encontra instalada a plataforma de lançamento. O vento marítimo que sopra do mar para a terra enfrenta a subida do paredão citado anteriormente, causando perturbações na posição da plataforma de lançamentos. A verificação da intensidade destas perturbações é a principal motivação do presente trabalho.

O primeiro passo desta pesquisa foi encontrar o método mais adequado para a simulação do vento atmosférico no interior de um túnel de vento com seção de testes com pequeno comprimento. Em geral, nos túneis onde as condições atmosféricas são simuladas, o vento flui ao longo de um piso rugoso de grande extensão. A desvantagem é que este processo exige um comprimento de cerca de 25 m para formar uma camada limite de 60 a 120 cm de altura, como posto por Blesmann (1973). Para este trabalho era requerida uma camada limite com espessura de aproximadamente 30 cm, porem, o túnel de vento disponível tem uma seção de testes com comprimento menor que 3 m. Existem diversos métodos para produção de um escoamento tipo camada limite

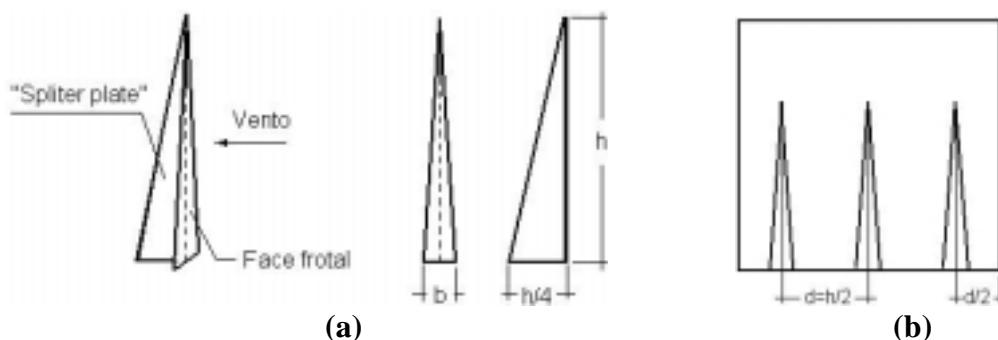
atmosférica. Alguns usam telas, outros barras paralelas dispostas horizontalmente e com espaçamento variável como usado por Owen e Zienkiewicz (1957). Blesmann (1973), em sua tese de doutorado, usou a técnica dos jatos transversais dispostos transversalmente à direção do vento. O método que se mostrou mais adequado e que foi utilizado para fazer a simulação, utilizou a técnica das *spires*, que são placas planas com o formato de triângulo isósceles, as quais são instaladas na entrada da seção de testes. Juntamente com as *spires* deve-se ter um piso com rugosidade, a qual tem papel fundamental no ajuste do perfil de velocidades requerido para a camada limite.

## 2. APARATO PARA SIMULAÇÃO DA CAMADA LIMITE ATMOSFÉRICA

O vento natural apresenta um perfil de velocidade média adimensional ( $U/V_\infty$ ), que varia exponencialmente com a altura adimensionalizada ( $Y/\delta$ ), onde  $\delta$  é espessura da camada limite atmosférica. Os valores do expoente  $\alpha$  e de  $\delta$  dependem do tipo de terreno, sendo que para vento marítimo os mesmos situam-se em torno de 0.15 e 280m respectivamente. A intensidade de turbulência, definida como a razão entre o valor *rms* das flutuações de velocidade e a velocidade na fronteira da camada limite ( $V_\infty$ ). Segundo Blesmann, a intensidade de turbulência para ventos marítimos é em torno de 0,08, independentemente da altura.



**Figura 1** Seção de testes do túnel com 3 *spires* e rugosidade no piso.



**Figura 2** (a) Características geométricas de uma *spire* e (b) vista frontal da seção de testes com as *spires* instaladas

As dimensões das *spires* (vide Fig. 2a) dependem do tipo de camada limite que se quer e das dimensões do túnel (vide Fig. 1). A altura das *spires* ( $h$ ) requeridas para a formação da camada limite deve levar em consideração a eq. (1). Esta relação é obtida a partir da recomendação, encontrada no trabalho de Irwin (1981), de que a distância entre uma *spire* e outra ( $d$ ) deve possuir a metade da altura (ver figs. 2b). Desta forma,

considerando-se que a seção de testes do túnel tem largura E e que  $n$  *spires* são instaladas, obtém-se

$$h = \frac{2.E}{n} \quad (1)$$

A relação entre h e  $\delta$  é dada pela seguinte relação empírica (vide Irwin, 1981):

$$h = 1,39 \left( \frac{\delta}{1 + \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (2)$$

A largura b (Fig. 2 a) é função da altura do *spires* (h), da relação H/ $\delta$  e do expoente  $\alpha$ , conforme pode ser visto nas equações apresentadas por Irwin (1981).

A câmara de ensaios do túnel de vento usado neste trabalho tem seção transversal quadrada, com lado igual a 460 mm e comprimento de 1200 mm. A velocidade pode ser variada na faixa entre 8 e 30 m/s e o nível de turbulência é de 0,5% para a máxima velocidade.

Considerando-se as características do túnel de vento e os valores para as alturas da falésia no CLA e da camada limite atmosférica sobre a superfície do oceano, discutidos anteriormente, adotou-se um fator de escala de 1:1000 para a confecção do modelo. Neste caso, a espessura da camada limite no interior do túnel de vento deve ter aproximadamente 280 mm de espessura.

Recorrendo-se a eq. (1), e considerando-se os valores para E e H apresentados acima, verifica-se que o número de *spires* (n) deve ser maior que 2. A eq. (2) permite a determinação da altura (h) das *spires*, a qual está relacionada com a espessura da camada limite ( $\delta$ ). Desta forma, considerando-se  $\alpha = 0,15$ , e variando-se o número de *spires* que devem ser instalados no túnel de vento, obtém-se os resultados apresentados na tabela 1.

**Tabela 1-** Valores possíveis para h e  $\delta$  em função do número de *spires* (n)

N	h (mm)	$\delta$ (mm)
3	307,7	237
4	230,0	178

Vê-se que para n=3 o valor de  $\delta$  mais se aproxima dos 280mm. Utilizando as equações apresentadas por Irwin (1981), obtém-se o valor da largura (b) da base das *spires*. Desta forma, três *spires*, com dimensões h=307,7 mm e b=32,6 mm, são utilizadas, neste trabalho, para a geração do perfil de velocidade requerido.

Segundo Irwin (1981), a camada limite estará bem formada a uma distância 6.h das *spires* que corresponde a 1840mm. Como a seção de testes apresenta um comprimento de 1200mm, foi necessário fazer um prolongamento da mesma.

O piso do túnel não é capaz de dar a contribuição de arrasto necessário para o ajuste da parte inferior do perfil da camada limite. Assim, deve-se modificar a superfície junto ao piso, de modo a incrementar esse arrasto. Normalmente utilizam-se paralelepípedos que introduzem uma rugosidade para produzir arrasto. Neste caso, pode-se aplicar a eq.



(3)

$$\frac{\tau}{\delta} = \exp\left\{\frac{2}{3} \ln\left(\frac{D}{\delta}\right) - 0,116 \left[\left(\frac{2}{C_f}\right) + 2,05\right]^{\frac{1}{2}}\right\} \quad (3)$$

onde  $\tau$  é a altura do paralelepípedo,  $D$  a distância entre eles e  $C_f$  é o coeficiente de fricção, que é relacionado com o parâmetro  $\alpha$  através da eq. (4).

$$C_f = 0,136 \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha + 1}\right)^2 \quad (4)$$

Entretanto, a eq. (3) é válida apenas no intervalo  $30 < \frac{\delta \cdot D^2}{\tau^3} < 2000$ . Neste caso, como  $\alpha = 0,15$ , obtém-se através da eq. (4) que  $C_f = 2,31 \cdot 10^{-3}$ . Variando o parâmetro  $D$  entre 10 e 200 mm obtém-se valores de  $\tau$  na faixa entre 0,85 e 6,3 mm, utilizando-se a eq. (3). Para estes valores obtém-se  $28.334 < \frac{\delta \cdot D^2}{\tau^3} < 28.474$ . Fica claro que a equação

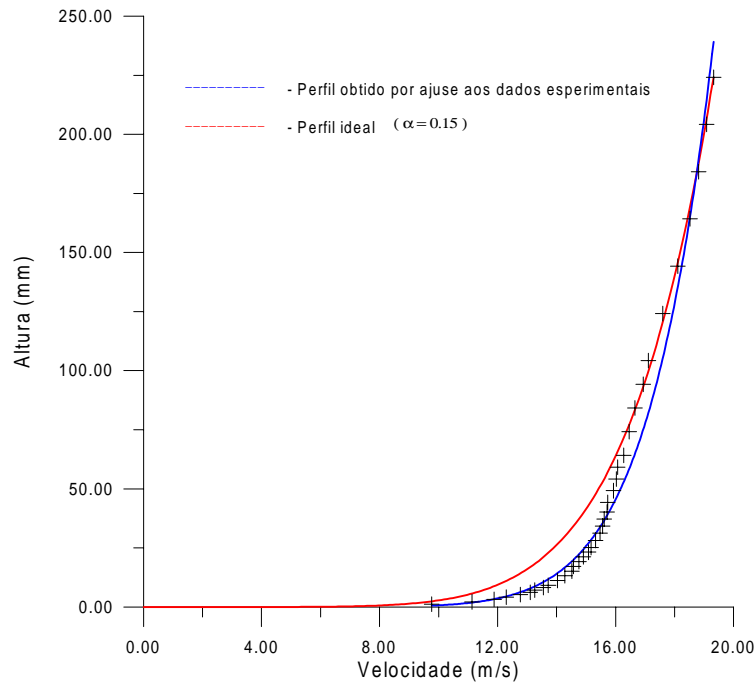
(3) não é válida para os valores de  $\alpha$  e  $\delta$  requeridos no presente trabalho. Desta maneira, o uso de paralelepípedos tornou-se inviável. Optou-se por usar um tapete rugoso, mais especificamente uma manta de bidim, usada na confecção de endredons (vide fig. 4), a qual é fixada na superfície inferior da seção de testes prolongada.

Para se medir o perfil de velocidade e a intensidade de turbulência utilizou-se um anemômetro de fio quente, cuja sonda foi instalada em um sistema de posicionamento de três eixos, que permite realizar posicionamentos com resolução de 0,1 mm. O sinal do anemômetro, depois de linearizado, foi enviado para um sistema de aquisição de dados, o qual determina os valores médio e *rms* da velocidade em cada ponto do perfil.

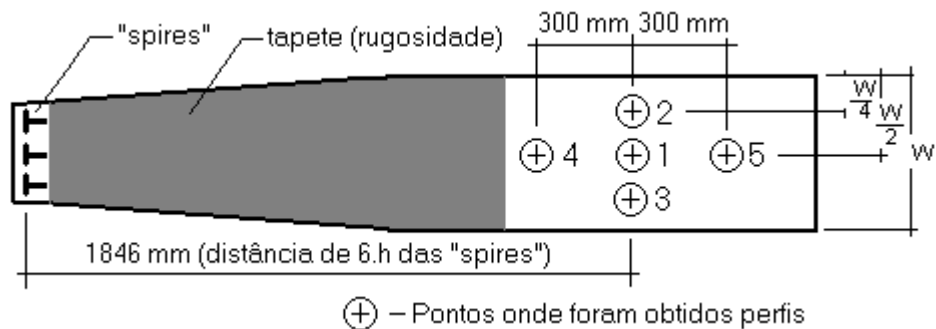
A análise de incerteza foi realizada através da metodologia proposta por **Kline e McClintock (1953)**. **Uma incerteza de 0.6% foi obtida para a velocidade adimensional e de 1% para o número de Reynolds.**

### 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

As *spires* sozinhas já produzem um perfil bastante próximo daquele para o qual ela foi projetada, sendo que a rugosidade serve como um ajuste. A rugosidade tende a aumentar o valor de  $\alpha$ , pois a mesma oferece resistência ao escoamento próximo ao solo. Portanto  $\alpha$  deve apresentar um valor menor que 0,15 para o caso das *spires* com ausência de rugosidade. Este foi o caso, conforme pode-se verificar na Fig. 3, na qual é apresentado o perfil de velocidades obtido em uma posição localizada à 6h das *spires*, com ausência de rugosidade. Considerando a região próxima ao solo, o perfil desejado ( $\alpha=0,15$ ) possui valores menores de velocidade, A outra curva contínua representa o perfil que melhor se ajustou aos resultados ( $\alpha=0,11$ ) e os símbolos são os resultados experimentais. Pode ser notado que a partir de aproximadamente 70mm de altura, os resultados experimentais concordaram bem com os requeridos. No entanto, para alturas inferiores, os valores experimentais de velocidade se mostraram acima daqueles requeridos, mostrando a necessidade de rugosidade.



**Figura 3** Perfil de velocidade média à 6h das *spires*, com ausência de rugosidade



**Figura 4-** Superfície inferior da seção de testes e definição das posições de medidas ( $W=440$  mm)

Para se analisar o escoamento produzido pelas *spires*, foram obtidos cinco perfis de velocidade com ausência de rugosidade no piso. Um destes perfis foi obtido no centro da seção de testes à uma distância 6.h das *spires*. Os perfis de velocidade nas posições 1, 2 e 3 (vide Fig. 4) foram obtidos para verificar a bidimensionalidade do escoamento gerado pelas 3 *spires*. Os perfis medidos nas posições 1, 4 e 5 foram usados para verificar se o escoamento sofre alterações significativas ao longo da direção longitudinal. Os resultados desta análise mostraram que o perfil de camada limite se manteve praticamente inalterado desde a posição 4 até a 5. Já a medição feita nos pontos 1, 2 e 3 evidenciou uma pequena discrepância (menor que 2% da velocidade máxima), a qual, na prática, pode ser desconsiderada.

Para encontrar a rugosidade ideal (comprimento ideal do tapete) seguiu-se a seguinte metodologia:

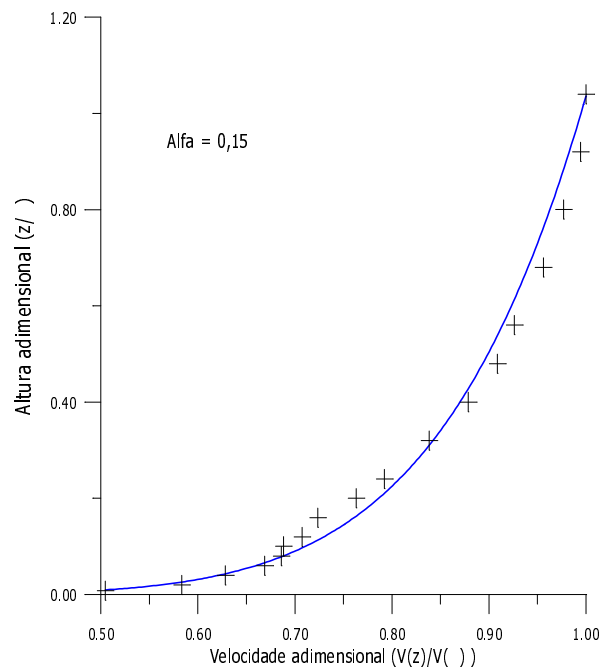
- Primeiramente cobriu-se 1570mm do piso do túnel (a partir das *spires*) com o tapete rugoso, mencionado anteriormente, e fez-se a obtenção de um perfil à distância de 6.h das *spires*. O valor de  $\alpha$  obtido foi por volta de 0,25, bem maior do que o pretendido, indicando a presença de muita rugosidade.

- Fez-se então cortes no tapete (para diminuir seu comprimento e conseqüentemente a rugosidade) seguidos da obtenção de perfis, até chegar no comprimento de tapete que fornecia a rugosidade ideal, de modo a produzir o perfil desejado ( $\alpha=0,15$ ).

Os resultados da metodologia precedente estão mostrados na tabela 2, onde pode-se verificar que um comprimento de 79 cm foi requerido para o ajuste do perfil de velocidades deste trabalho. As informações da tabela 2 também podem ser usadas para determinar o comprimento do tapete rugoso requerido para ajustar o perfil de velocidades da camada limite atmosférica que ocorre sobre outros tipos de superfícies (terrenos).

**Tabela 2-** Comprimentos do tapete de bidim e respectivos valores de  $\alpha$

Comprimento (mm)	1570	1390	1000	790	0
$\alpha$	0,26	0,20	0,17	0,15	0,11



**Figura 5** - Perfil de velocidade média obtido na posição 1, para  $Re = 3,04.10^5$

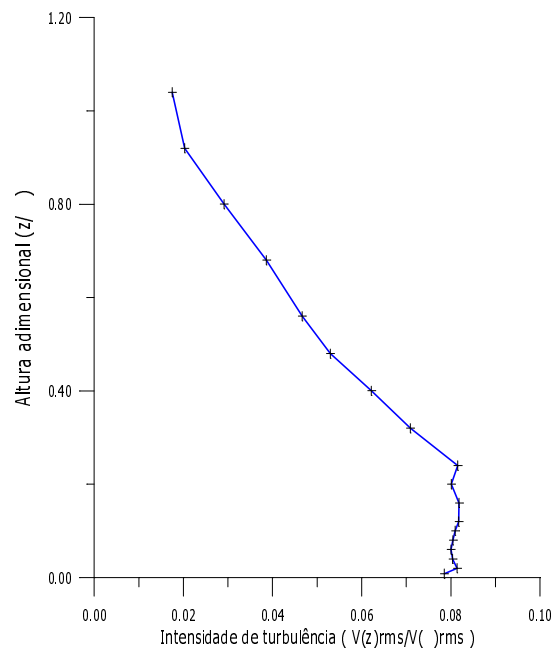
Após encontrada a rugosidade ideal, foram feitos ensaios para obter as características do escoamento. Foram obtidos perfis de velocidade média e intensidade de turbulência nas posições 1, 4 e 5 (vide figura 4). Ainda foram obtidos perfis na posição 1 para três diferentes velocidades (diferentes números de Reynolds) do escoamento, para ver se o perfil se modifica com o número de Reynolds.

Os resultados destes experimentos são mostrados nas Figs. 5 e 6 e nas tabelas 3 e 4. Pode-se observar que a curva com  $\alpha=0,15$  se ajusta bem aos resultados experimentais (Fig. 5) e que a intensidade de turbulência,  $I^*$ , (Fig. 6) é caracterizada por um valor aproximadamente constante até uma altura adimensional de 0,25. O decréscimo de  $I^*$  com a altura esta ligado a dois fatores: (i) a forma das *spires*, que causam menor perturbação na parte superior, devido ao menor bloqueio que acarretam no escoamento e

(ii) a presença do tapete rugoso, que incrementa o arrasto e, também, o nível de turbulência na região mais próxima da superfície inferior da seção de testes.

Os resultados apresentados na tabela 3 mostram que o expoente  $\alpha$  e a intensidade de turbulência ( $I^*$ ) decaem ligeiramente ao longo da direção longitudinal do escoamento. Esta observação mostra que sem o tapete rugoso o escoamento médio se modifica, tendendo a um escoamento com perfil uniforme e, como esperado, a turbulência gerada no tapete sofre um decaimento.

A variação do número de Reynolds praticamente não acarreta alterações nos valores de  $\alpha$  e  $I^*$ , como pode ser observado na tabela 4. Pode-se verificar somente uma pequena queda no valor de  $\alpha$ , a qual pode estar associada à variação do coeficiente de fricção ( $C_f$ ), do tapete rugoso, o qual, normalmente sofre um decréscimo com o aumento do  $Re$ .



**Figura 6:** Perfil de intensidade de turbulência obtido na posição 1, para  $Re = 3,04 \cdot 10^5$

**Tabela 3 -** Valores de  $\alpha$  e  $I^*$  em função da posição

Posição (vide Fig. 4)	$\alpha$	$I^*$	Reynolds
4	0,15	0,087	$3,04 \cdot 10^5$
1	0,15	0,080	$3,04 \cdot 10^5$
5	0,14	0,075	$3,04 \cdot 10^5$

**Tabela 4 -** Valores de  $\alpha$  e  $I^*$  em função do número de Reynolds

Posição (vide Fig. 4)	$\alpha$	$I^*$	Reynolds
1	0,15	0,080	$2,09 \cdot 10^5$
1	0,15	0,080	$3,04 \cdot 10^5$
1	0,14	0,082	$5,00 \cdot 10^5$

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A técnica que utiliza *spires* foi aplicada com sucesso para o desenvolvimento de um escoamento com perfil de velocidade tipo camada limite atmosférica, para o caso de um túnel de vento com pequenas dimensões.

O perfil de intensidade de turbulência não ficou uniforme como seria desejável, conforme relatado na literatura. Para melhorar esta característica, pode-se utilizar uma tela fina uniforme, posicionada à montante das *spires*, a qual introduziria uma turbulência uniforme no escoamento.

Os resultados dos experimentos para se encontrar a rugosidade ideal para este trabalho, podem ser usados para se obter outros tipos de perfil de velocidade, apropriados para o modelamento do escoamento atmosférico sobre outros tipos de terrenos. Ainda com relação a este aspecto, os valores de  $\alpha$  e  $I^*$  parecem estar ligados com o tipo de rugosidade do tapete colocado no piso da seção de testes. Desta forma, experimentos adicionais com tapetes diferentes, poderiam fornecer informações importantes para se obter qualquer tipo de combinação, requerida para os parâmetros mencionados acima.

Por fim, como mencionado anteriormente, esta pesquisa será continuada com a instalação de um degrau na seção de testes e com o estudo do escoamento na parte superior do mesmo.

## 5. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Ampara a Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), pelos recursos disponibilizados para a aquisição de equipamentos, através dos processos 95/05569-1 e 96/12147-9.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Blesmann, J., 1973, “Simulação da estrutura do vento natural em um túnel aerodinâmico”, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos, SP.
- Irwin, H.P.A.H., 1981, “The design of *spires* for wind simulation”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 7, pp. 361-366.
- Kline, S. J. & McClintock, F. A., 1953, “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments”, *Mechanical Engineering*.
- Owen, P.R. and Zienkiewicz, H.K., 1957, “The production of uniform shear flow in a wind tunnel”, *J. Fluid Mech.*, August, pp 521-531.

# INFLUÊNCIA DA PARTE FRONTAL DE UM MODELO DE ÔNIBUS SOBRE OS SEUS COEFICIENTES AERODINÂMICOS

**Luís Carlos Pires Videira**

**Roberto da Mota Girardi**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA, Divisão de Engenharia Aeronáutica, 12.228-901, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [luis@aer.ita.cta.br](mailto:luis@aer.ita.cta.br) e [girardi@aer.ita.cta.br](mailto:girardi@aer.ita.cta.br)

## Resumo

Pesquisas em túneis de vento mostram a alta influência da forma aerodinâmica dos veículos terrestres na redução do coeficiente de arrasto e como consequência, a diminuição no consumo de combustível. O objetivo do presente trabalho é determinar experimentalmente os coeficientes de arrasto, força lateral e momento de guinada de um modelo de ônibus cuja parte frontal pode ser modificada. Os ensaios foram realizados para ângulos de guinada na faixa de  $-15^\circ$  e  $12^\circ$  utilizando para estes ensaios de uma balança de 3 componentes especialmente projetada para obter os esforços aerodinâmicos. Foram testados cinco modelos de maneira a se determinar a influência das inclinações das superfícies lateral e superior. Os resultados são apresentados na forma de coeficientes aerodinâmicos em função do ângulo de guinada. Observou-se uma variação acentuada do  $C_D$  com as alterações na parte frontal do veículo. Os coeficientes de momento de guinada e de força lateral praticamente não sofreram modificação.

**Palavras-chave:** Aerodinâmica de ônibus, Corpo rombudo, Coeficientes aerodinâmicos

## 1. INTRODUÇÃO

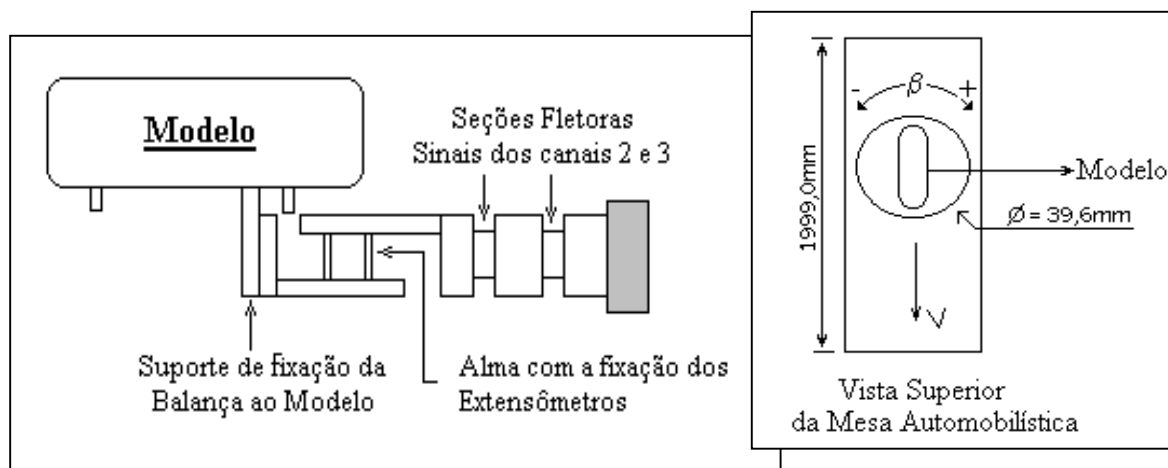
Segundo Wong (1978) a importância da economia de combustível vem aumentando o interesse no desenvolvimento de novos conceitos em aerodinâmica de veículos. Um coeficiente de arrasto elevado provoca um consumo excessivo de combustível, e como consequência direta desta, tem-se uma grande emissão de poluentes no ar atmosférico, tornando-se assim um importante item para a elaboração de um projeto. O custo para se reduzir o arrasto através de um melhor projeto aerodinâmico é relativamente baixo, comparado ao custo do desenvolvimento de motores com melhores rendimentos e menores consumos. Como exemplo, Hucho (1986), cita que um modelo de ônibus com a parte frontal com os cantos sem arredondamento, apresentou um  $C_D=0,88$ , enquanto que um modelo com a mesma frente mas com os cantos arredondados apresentou um  $C_D=0,36$ . Um terceiro modelo com um ângulo de inclinação frontal e arredondamento da frente do modelo apresentou um  $C_D=0,34$ . Portanto, pequenas alterações na forma do modelo podem provocar reduções significativas no coeficiente de arrasto.

Câmara (1993) foi o primeiro a trabalhar com o presente modelo obtendo uma redução expressiva do coeficiente de arrasto com o arredondamento das arestas do modelo. Este mesmo modelo foi usado como configuração básica na pesquisa desenvolvida por Moreira (1996), na qual foram realizados ensaios para diferentes ângulos de guinada ( $\beta$ ) e duas modificações na superfície frontal do modelo foram testadas. Nestas modificações foram alterados o ângulo da superfície frontal com relação ao plano horizontal.

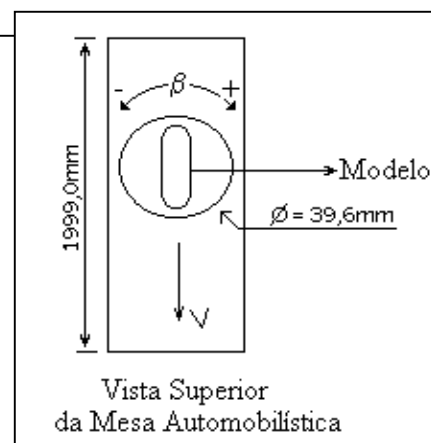
O presente trabalho é uma continuação da pesquisa realizada por Moreira(1996). Quatro modificações da configuração básica do modelo foram consideradas: duas para estudar o efeito da inclinação da superfície frontal com relação ao plano de simetria vertical do modelo e outras duas para verificar o impacto causado por modificações simultâneas com relação aos planos horizontal e vertical.

## 2. APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Segundo Gorecki (1989), num laboratório de ensaios aerodinâmicos, o túnel de vento é o principal equipamento para se realizar experimentos relacionados com a aerodinâmica. O túnel utilizado neste trabalho é do tipo soprador e circuito aberto. Este túnel aerodinâmico subsônico opera na faixa de 6 a 30 m/s, possui seção de ensaio com dimensões 460 x 460x 1200 mm, sendo que a área real de ensaio, isto é a área descontada dos cantos da seção do túnel é aproximadamente 0,2027m<sup>2</sup> e o nível de turbulência (NT) apresenta um valor de aproximadamente 0,5%, para a máxima velocidade.



**Figura 1.** Vista lateral da balança utilizada nos ensaios de força e momento.



**Figura 2.** Esquema da Mesa Automobilística

Foi utilizada uma balança que permite fazer medidas de 3 componentes conforme a Fig. 1. Esta é semelhante à balança utilizada em ensaios de modelos aeronáuticos. Extensômetros são utilizados como elementos sensores e são fixados: (i) em uma das almas do filtro mecânico da parte frontal da balança, o qual é usado para fazer os registros da força de arrasto; (ii) nas seções fletoras, cujos sinais de saída fornecem os momentos na seção fletora mais próxima ( $M_{FA}$ ) e mais afastada ( $M_{FB}$ ) do modelo. Estes momentos são causados pela força lateral ( $F_L$ ) e pelo momento de guinada ( $M_G$ ), em torno do ponto de fixação do modelo à balança. As relações entre estes parâmetros são dadas pelas equações abaixo:

e

onde  $L = 0,230\text{m}$ , é a distância do ponto de fixação do modelo à seção fletora mais próxima e  $\Delta = 0,095\text{m}$ , é a distância entre as seções fletoras (vide Fig. 1). Deve-se deixar claro que tanto o momento ( $M_G$ ) quanto o ângulo de guinada ( $\beta$ ) são considerados como sendo positivos no sentido horário, como pode ser visto na figura 2.

A calibração da balança foi realizada através da adição de blocos de massa-padrão obtendo-se assim um valor de força de arrasto, força lateral e momento de guinada em função da tensão fornecida pelos extensômetros.

O modelo utilizado foi construído em madeira e tem semelhança geométrica com o ônibus modelo Mercedes-Benz O 400 RSD. As dimensões do modelo (vide tabela 1) foram escolhidas para se ter uma razão de bloqueio inferior a 5%, de maneira a minimizar as interferências provocada pela fronteira do fluxo de ar proveniente do túnel de vento, pois os ensaios foi feito em uma seção de testes aberta. Deve-se mencionar que não foram feitas correções nos resultados experimentais, pois trata-se de um estudo comparativo.

Conforme mencionado anteriormente, a superfície frontal do modelo básico (denotado como configuração do modelo 1), foi modificada sistematicamente, alterando-se os ângulos com relação ao plano horizontal ( $\alpha$ ) e com relação ao plano de simetria vertical ( $\gamma$ ), como mostrados na figura 3. Na tabela 2 são fornecidos valores para  $\alpha$  e  $\gamma$  para as respectivas configurações do modelo. Deste modo, o conjunto (I) formado pelas configurações 1,2 e 3 é usado para se analisar as variações dos esforços aerodinâmicos devido a variação de  $\gamma$ . As configurações 1,4 e 5 formam um conjunto (II), com o qual variações simultâneas de  $\alpha$  e  $\gamma$  podem ser analisadas.

O modelo, a mesa automobilística e a balança são montado sem um suporte, o qual é posicionado na saída da seção de testes do túnel de vento. A superfície da mesa automobilística é posicionada um pouco acima da superfície inferior do túnel de vento. Desta forma, a camada limite que passa no vão entre a mesa e o modelo é pouco espessa, minimizando, assim, a interferência nos resultados.

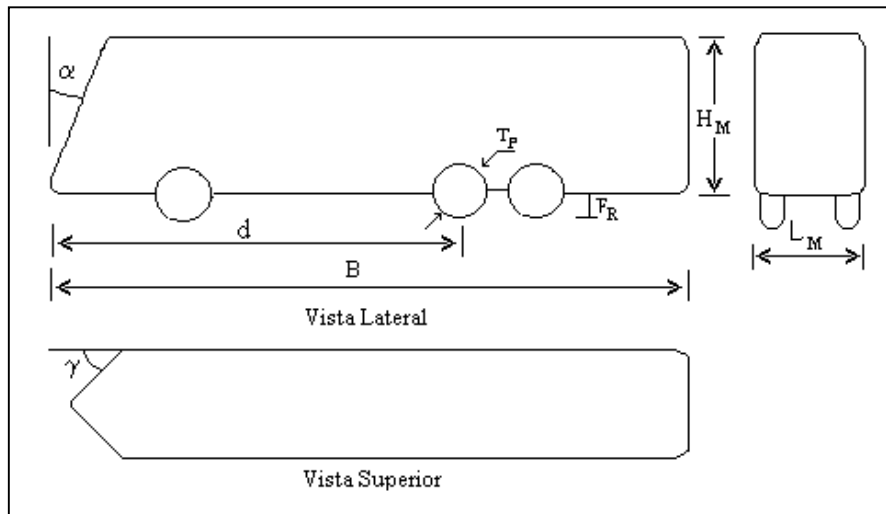
Para o cálculo do número de Reynolds (Re), mediu-se as pressões total e a estática em tomadas de pressão instaladas no início da seção de testes do túnel de vento. Com isso, é possível obter a pressão dinâmica que é lida por um transdutor de pressão, cujo sinal é amplificado, filtrado e, em seguida, transmitido para o sistema de aquisição de dados. Este sistema é constituído por um micro computador, placa de aquisição da *National Instruments* e pelo programa *LabView*, que controla o processo de medida e executa o pós processamento dos dados.

Os ensaios foram realizados com aproximadamente o mesmo valor de pressão dinâmica, de maneira a se obter o mesmo Reynolds, permitindo a comparação dos resultados dos modelos ensaiados. O número de Reynolds tem como o comprimento característico a altura do modelo  $H_M = 105,7\text{mm}$  (vide figura 3), por ser esta a dimensão característica normalmente usada na literatura.

O procedimento adotado para realizar os ensaios foi o seguinte: (i) após o alinhamento inicial do modelo com o auxílio de um teodolito, foi realizado o ajuste da pressão dinâmica do túnel de vento. (ii) Em seguida o ângulo de guinada ( $\beta$ ) foi variado, tomando valores no intervalo de  $-15^\circ$  e  $+12^\circ$  variando de 3 em 3 graus. Este intervalo foi estudado para se ter, pelo menos, duas medidas para cada ângulo e para verificar alguma possível assimetria do aparato experimental. (iii) Para cada ângulo  $\beta$ , foram lidos os sinais de tensão provenientes da medida



de pressão dinâmica e de cada canal da balança. (iv) No início e no final de cada ensaio mediu-se a pressão e a temperatura ambiente, com a finalidade de se obter a densidade do ar.



**Figura 3.** Esquema do modelo com inclinação do plano superior ( $\alpha$ ) e vertical ( $\gamma$ ).

**Tabela 1.** Dimensões do modelo básico.

Dimensão	Valores (mm)
Largura ( $L_M$ )	72,6
Altura ( $H_M$ )	105,7
Comprimento ( $B_M$ )	392,4
Vão ao solo ( $F_R$ )	10,0
Balanço dianteiro ( $G_M$ )	76,5
Distância do eixo auxiliar em relação à superfície frontal ( $E_{R1M}$ )	260,0
Distância do eixo motriz em relação à superfície frontal ( $E_{R2M}$ )	290,0
Espessura do pneu ( $S_{PM}$ )	10,5
Diâmetro do pneu ( $T_P$ )	21,0
Raio de arredondamento das arestas do modelo básico	10
Distância da superfície frontal ao ponto de fixação na balança ( $d$ )	262,4

**Tabela 2.** Ângulos de inclinação frontal ( $\alpha$ ) e lateral ( $\gamma$ ) para as diferentes configurações do modelo.

Modelo	Ângulo de inclinação frontal ( $\alpha$ )	Ângulo de inclinação lateral ( $\gamma$ )
Configuração 1	0°	0°
Configuração 2	0°	20°
Configuração 3	0°	40°
Configuração 4	20°	40°
Configuração 5	40°	40°

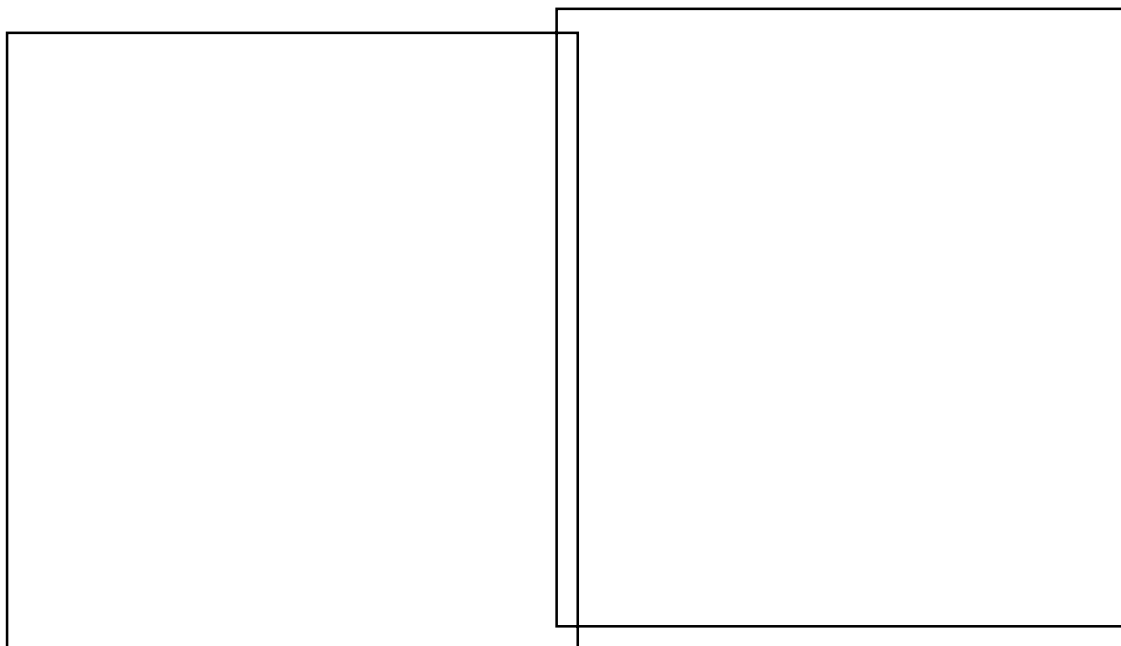
Por fim, a análise de incertezas dos resultados apresentadas neste trabalho foram tratadas segundo a metodologia apresentada por Kline & McClintock (1953). Nos cálculos de propagação das incertezas, utilizou-se o critério da distribuição de Gauss para um valor de desvio padrão ( $\sigma$ ) de 95%, isto é,  $\pm 2\sigma$ .

### 3. RESULTADOS

Para calcular os coeficientes de força lateral,  $C_{FL}$ , de momento de guinada e de arrasto, que atuam no ônibus utilizam-se as relações clássicas encontradas na literatura, Hucho(1986). A força lateral tem direção normal ao eixo longitudinal do veículo e o momento de guinada é medido em relação ao ponto de fixação da balança, apresentado na tabela 1. Em todos os coeficientes a área de referência utilizada é  $0,008114 \text{ m}^2$ , correspondente a superfície frontal do modelo e o comprimento de referência usado para determinar o coeficiente de momento de guinada é a distância entre os eixos, fornecida na tabela 1.

Para se evitar um congestionamento dos pontos experimentais, apresentou-se somente duas curvas que representam os limites inferior e superior desta variação. Analisando as curvas obtidas dos ensaios para os diferentes modelos, constatou-se uma variação muito pequena nos resultados do coeficiente de força lateral ( $C_{FL}$ ) e momento de guinada ( $C_M$ ) como pode ser visto respectivamente nas figura 5 e 6.

As incertezas obtidas para os ensaios do coeficiente de força lateral e momento de guinada apresentaram valores em torno de 0,2 para o  $C_{FL}$  e 0,35 para o  $C_M$ . Embora as incertezas obtidas para estes ensaios tenham sido elevadas, os resultados apresentaram uma dispersão muito pequena. Estes valores de incerteza justificam o fato de  $C_{FL}$  ser diferente de zero para ângulo de guinada igual a zero.



**Figura 5.** Curva do coeficiente de força lateral ( $C_{FL}$ ) para os diferentes modelos.

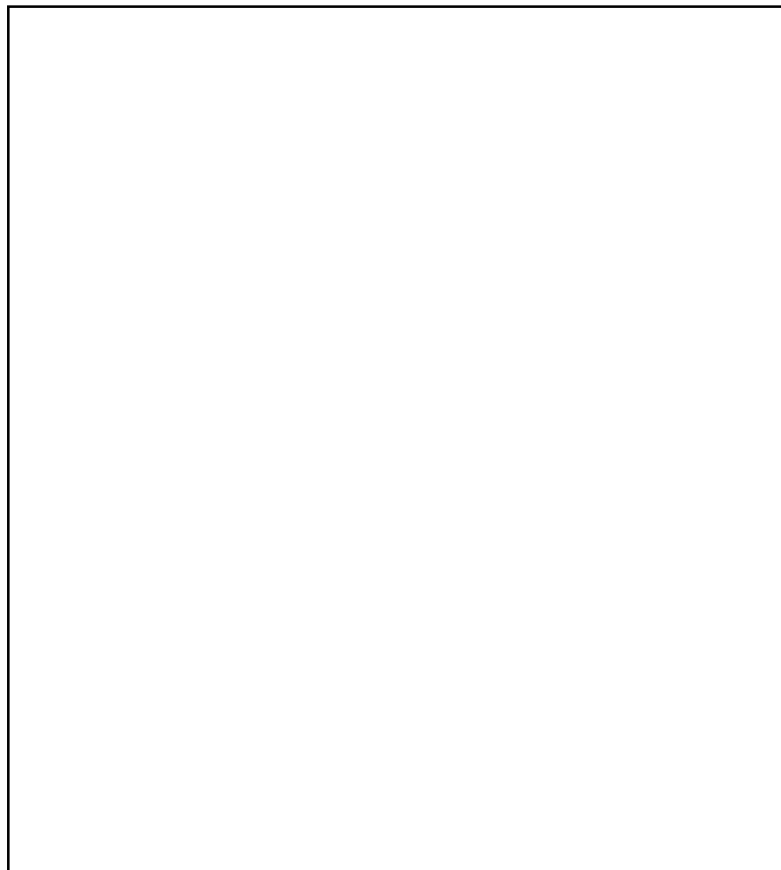
**Figura 6.** Curva do coeficiente de momento de guinada ( $C_M$ ) para os diferentes modelos.

Nas figuras 5 e 6 pode-se observar que os resultados para os coeficientes de força lateral e momento de guinada praticamente não se alteraram, mostrando que a modificação da parte frontal do veículo tem pouca influência nestes parâmetros. Para explicar este fato, deve-se pensar em termos de distribuição de pressão na superfície do modelo e das forças que

resultam desta distribuição. A força lateral e o momento de guinada são causados por uma assimetria na distribuição de pressão em relação ao plano de simetria vertical do modelo. Isto é, para  $\beta=0$  as distribuições de pressão nas superfícies laterais do modelo são idênticas e, portanto, a força lateral e o momento de guinada são nulos. Quando o modelo é submetido a um escoamento com ângulo de guinada diferente de zero, ocorre uma assimetria das distribuições de pressão nas superfícies laterais do modelo, que acarretam o aparecimento da força lateral e o momento de guinada.

Para a configuração básica, as distribuições de pressão nas superfícies frontal e traseira não fornecem contribuição para a força lateral e para o momento de guinada, pois as forças que atuam nestas superfícies são alinhadas com o eixo de simetria longitudinal do modelo (direção da força de arrasto). Neste caso, somente a força que atua na superfície lateral é responsável pela variação com  $\beta$ , que se observa nas Figs. 5 e 6.

As modificações na superfície frontal do modelo implicam no aparecimento de superfícies inclinadas, com relação ao plano de simetria vertical (vide vista superior na Fig. 3). Neste caso as forças que atuam nestas superfícies tem componentes nas direções das forças de arrasto e lateral. Desta forma, uma assimetria das distribuições de pressão, devido a  $\beta \neq 0$ , fornece uma contribuição para a força lateral e para o momento de guinada do modelo. No entanto, como a área da superfície frontal do modelo é bem menor que a área da superfície lateral, esta contribuição é pequena comparada com a aquela dada pela assimetria das distribuições de pressão nas superfícies laterais. Este raciocínio explica as pequenas variações encontradas nas inclinações das retas observadas nas Figs. 5 e 6.



**Figura 7.** Curva do coeficiente de arrasto ( $C_D$ ) para os diferentes modelos.

Inicialmente os resultados da figura 7 são analisadas para o caso do escoamento sem ângulo de guinada. Para o conjunto de modelos (I), constituído pelas configurações 1,2 e 3, verifica-se que o aumento do valor do ângulo  $\gamma$  acarreta em diminuição do  $C_D$ . Esta diminuição foi bem pronunciada no caso da configuração 2 e pode ser explicada pela redução acentuada na região de estagnação (onde  $C_p$  é aproximadamente igual a 1) na parte frontal do modelo, devido a inclinação das superfícies laterais da mesma. Esta explicação é baseada nos resultados do trabalho de Moreira (1996), que considerou a inclinação da superfície frontal, com relação ao plano horizontal e obteve uma redução de arrasto associada à explicação fornecida acima.

Para o conjunto de modelos (II), constituídos pelas configurações 1,4 e 5, observa-se uma redução do  $C_d$  devido à inclinação simultânea das superfícies laterais e superior. Não foi verificada variação do  $C_d$  devido ao aumento da inclinação da superfície superior ( $\alpha$ ). A pequena diferença encontrada para os valores de  $C_d$  das configurações 4 e 5 está dentro da faixa de incerteza da medida.

Ainda considerando o caso de  $\beta=0$ , pode-se verificar que as configurações 4 e 5 tem coeficiente de arrasto maior que as configurações 2 e 3. A expectativa inicial era encontrar o resultado oposto, pois era esperado que a região de estagnação na parte frontal do modelo com inclinações simultâneas fosse menor que nos modelos com inclinação lateral. Para fornecer uma explicação para este resultados são necessários ensaios de medida de distribuição de pressão e, também, a realização de visualização do escoamento, pois a causa do resultado mencionado acima pode estar na formação de vórtices longitudinais, com origem nas arestas inclinadas que aparecem nas interseções das superfícies laterais com a superfície superior da parte frontal do modelo. Estes vórtices ocasionam o chamado arrasto de vórtice, que certamente não existe no escoamento sobre as configurações 2 e 3.

Considerando-se a variação do coeficiente de arrasto em função do ângulo de guinada, verifica-se (vide Fig. 7) que a configuração 2 possui comportamento similar à configuração 1 (modelo básico). Este comportamento é alterado para as configurações 3, 4 e 5, para as quais se observa uma menor variação do  $C_d$  com  $\beta$ . Deve-se lembrar que as configurações 3, 4 e 5 tem uma característica em comum, pois possuem o mesmo valor para  $\gamma$ .

No trabalho de Moreira (1996) foi verificado que a variação do coeficiente de arrasto do modelo com o ângulo de guinada está fortemente associada à variação do coeficiente de arrasto de base, resultante da distribuição de pressão na superfície traseira do veículo. Por outro lado, esta distribuição de pressão é causada pelo escoamento na esteira próxima do modelo. Estas informações indicam que a parte frontal das configurações 3, 4 e 5 está influenciando o escoamento na esteira dos modelos, talvez, devido à elevada inclinação das superfícies laterais (ângulo  $\gamma$ ), que acabam evitando o descolamento na junção entre as partes frontal e lateral do modelo.

#### 4. CONCLUSÕES

A análise dos coeficientes aerodinâmicos é muito importante para ângulos de guinada  $\beta$  diferente de zero, pois um veículo trafegando em uma estrada, certamente estará sujeito a ventos na direção transversal a sua trajetória. Por este motivo, é muito interessante que um veículo tenha baixa variação do coeficiente de arrasto em função do ângulo  $\beta$ .

Nos resultados experimentais apresentados neste trabalho, pode-se observar que o  $C_{FL}$  e o  $C_M$  praticamente não variaram para as diferentes configurações o modelo básico. Este fato está associado à relação de áreas entre a superfície lateral do modelo e a projeção da parte frontal no plano de simetria vertical dos modelos. Do ponto de vista prático, este resultado mostra que a modificação da parte frontal do modelo, a qual pode acarretar redução significativa do consumo de combustível, quase não tem influência na estabilidade do ônibus.

Os modelos com parte frontal inclinada com relação ao plano de simetria vertical apresentaram coeficientes de arrasto menores que as configurações com inclinação simultânea das superfícies da parte frontal. Este resultado inesperado pode ser consequência da geração de um vórtice longitudinal (arrasto de vórtice), na aresta formada pela interseção das superfícies lateral com a superior da parte frontal do modelo. A análise deste problema pode ser realizada com experimentos adicionais, realizando-se visualização do escoamento e medidas da distribuição de pressão dos modelos estudados no presente trabalho.

A variação do coeficiente de arrasto com relação ao ângulo de guinada foi menor para os modelos com parte frontal inclinada com relação ao plano de simetria vertical. Este resultado parece estar associado com a configuração do escoamento na esteira próxima, o qual parece estar sendo influenciado pelo não descolamento do escoamento sobre a superfície lateral do modelo. Este descolamento ocorre normalmente na junção entre a parte frontal e o corpo do modelo. Para ângulo de derrapagem nulo ( $\beta=0$ ), observa-se um recolamento nas superfícies laterais e superior, entretanto, quando  $\beta \neq 0$  não ocorre este recolamento em uma das superfícies laterais. Aparentemente, este tipo de configuração não está ocorrendo para o modelo com maior inclinação da parte frontal, relativa ao plano de simetria vertical.

Por fim, deve-se lembrar que as variações adotadas para as inclinações da superfície frontal tem o objetivo de se compreender melhor o complexo escoamento sobre um veículo. Na prática, ângulos muito elevados para tais inclinações podem acarretar inconveniências em um projeto de ônibus. A questão da metodologia adotada para a calibração da balança, com a qual se obteve valores elevados das incertezas para os coeficientes de força lateral e momento de guinada, deve ser modificada. Uma alternativa para melhoria dos resultados seria fazer uma calibração tipo matricial.

## 5. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Ampara a Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), pelos recursos disponibilizados para a aquisição de equipamentos usados nesta pesquisa (processo 95/05569-1) e a Coordenadoria de Apoio a Pesquisa de Nível Superior (CAPES) pelo suporte do primeiro autor, na forma de bolsa de estudo.

## 6. REFERÊNCIAS

- Câmara, E.F., 1993, “Estudo Aerodinâmico do Escoamento sobre o Modelo de um Ônibus”, Tese de Mestrado, ITA.
- Doebelin, E.O., 1990, “Measurement Systems: Application and Design” Mc Graw-Hill, Inc.
- Gorecki, J.P., 1989, “Túneis Aerodinâmicos”, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos, SP.
- Hucho, W.H., 1986, “Aerodynamics of Road Vehicle”, Butterworths Co.
- Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments”, Mechanical Engineering.
- Manual – Dados Técnicos de Ônibus Rodoviários, O 400R, O 400RS, O 400RSL e O 400RSD”Mercedes Benz do Brasil S.A.
- Moreira Jr, O. e Girardi R.M., 1996, “Estudo Experimental da Inclinação da Superfície Frontal em Modelos de Ônibus”, VI Congresso Brasileiro de Ciências Térmicas, ENCIT 96.
- Wong, J.Y., 1978, “Theory of Ground Vehicles”, John Wiley & Sons Inc, 3 ed. pág 127 a 132.

# CALIBRAÇÃO DE UM DISPOSITIVO PARA ENSAIO EM VÔO DE AVIÕES: MEDIDA DE PESSÃO, VELOCIDADE E ATITUDE

**Roberto M. Girardi**

**Emerson Schmidt**

**Fábio H. Lameiras Pinto**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA)

12.228-900 São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [girardi@era.ita.cta.br](mailto:girardi@era.ita.cta.br)

## Resumo

A última fase do desenvolvimento do projeto de uma aeronave, assim como parte de sua certificação pelo órgão homologador, é feito com auxílio dos resultados de ensaios em vôo, os quais devem ter grande confiabilidade. Para se medir a velocidade do avião, a pressão estática do nível de vôo e os ângulos de ataque e de derrapagem, utiliza-se um dispositivo (boom) que é fixado no avião. O objetivo deste trabalho é descrever o resultado da calibração deste dispositivo em um túnel de vento. Para realizar tal calibração foram seguidos os seguintes passos: Desenvolvimento de um dispositivo para a fixação do boom na seção de saída do túnel de vento, que permite a variação dos ângulos de ataque e de rolamento do mesmo e ensaios para se obter as curvas de calibração, nos quais a pressão dinâmica e estática serão medidas para um conjunto de ângulos de ataque e de rolamento.

**Palavras-chave:** Ensaio em Vôo, Túnel de Vento, Calibração, Medida da velocidade

## 1. INTRODUÇÃO

A atividade de ensaio em vôo requer medidas exatas da velocidade, altitude e dos ângulos de ataque e derrapagem da aeronave ensaiada. Normalmente, os sensores embarcados utilizados na operação da aeronave, usados para obtenção dessas informações, apresentam erros de medida maiores que os máximos aceitáveis na atividade de ensaio, que fornece subsídios para a homologação da aeronave. Isto torna imprescindível a utilização de equipamentos mais precisos, como por exemplo, centrais inerciais, *boom* para ensaio em vôo e até DGPS.

O *boom* é essencialmente um tubo de Pitot, que possui sensores de direção para determinar os ângulos de ataque ( $\alpha$ ) e derrapagem ( $\beta$ ) da aeronave. Erros de pressão total e pressão estática são sistemáticos, podendo ser determinados através de uma calibração. Os demais erros envolvidos, por sua vez, são funções do projeto do *boom*, sua instalação e utilização, podendo também ser eliminados através de uma calibração. Uma vez que o vôo pode acontecer em altos ângulos de ataque e derrapagem, torna-se necessária a calibração do *boom* nestas condições, para que se possa determinar os erros das medidas de pressão, e consequentemente de velocidade., nestas situações típicas.

Este trabalho tem por objetivo a calibração do *boom* da *SpaceAge Control, Inc.*, usado pelo grupo de ensaios em vôo do CTA, quando sujeitado a escoamentos em altos ângulos de ataque e derrapagem.

No trabalho desenvolvido por Richardson & Pearson (1959) são relatados os resultados de calibração de um *boom* composto com transdutores de pressão, temperatura e direção do fluxo numa faixa de número de Mach entre 0,60 e 2,87. Segundo este trabalho, as variações na pressão estática devido ao ângulo de ataque são geralmente menores que 1% da pressão de impacto para ângulos de até 15°, enquanto a variação devido ao ângulo de derrapagem entre -10° e +10° pode estar entre 2% e 4%, variando conforme o número de Mach. Os efeitos de ângulos de ataque

entre  $-3^\circ$  e  $20^\circ$  e/ou ângulo de derrapagem de  $-10^\circ$  a  $10^\circ$  na medida de pressão total é menor que 0,5% da pressão de impacto.

Gracey (1956a) analisa o efeito da inclinação do escoamento nas pressões medidas por 54 diferentes tubos de pressão total, a ângulos de ataque de até  $60^\circ$ , em número de Mach na faixa de 0,26 a 1,62.. Explica que para tubos simples, a faixa utilizável de ângulos de ataque depende do formato da seção frontal, o tamanho da abertura da seção de impacto (relativa ao diâmetro do tubo), e o formato da câmara interna após a abertura de impacto. A melhor combinação destes termos leva a maior faixa utilizável ( $28^\circ$  a Mach 0,26)..Para fins de medição de velocidades em vôo, não é necessário que o tubo tenha uma faixa extensa de utilização em ângulos de ataque negativos. Assim, pode-se estender a faixa para maiores ângulos de ataque através de um novo perfil de bordo de ataque. O trabalho verificou também que o número de Mach tem efeito considerável sobre as medidas de pressão.

Em um segundo trabalho, Gracey (1956b) realiza a calibração em ângulo de ataque de um tubo com 11 tomadas de pressão estática (4 orifícios superiores e 7 inferiores) em diversos números de Mach (entre 0,20 e 0,68). Foi observado que o erro de pressão estática permaneceu dentro de 1% da pressão de impacto na faixa entre 0 e  $40^\circ$  de ângulo de ataque a  $M=0,20$  e entre 0 e  $18^\circ$  para  $M=0,68$ . Devido ao arranjo assimétrico dos orifícios, a sensibilidade dos tubos a ângulos de derrapagem é muito maior que para ângulos de ataque. Foi verificado que o erro permaneceu dentro de 1% da pressão dinâmica na faixa de  $-5^\circ < \beta < +5^\circ$  para  $M=0,20$ .

## 2. APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O boom utilizado foi o modelo 100600 da empresa americana *SpaceAge Control, Inc*; como mostrado na Figura 1. Ele tem o corpo construído em alumínio 2024-T351, com nariz inclinado (tomada de pressão total), feito em aço inoxidável. Possui aletas diretoras para medida de ângulos de ataque e derrapagem, e tomadas de pressão estáticas distribuídas de forma assimétrica. A massa aproximada do boom é de 1,6 kg. Os transdutores de pressão utilizados para medir as pressões total e estática foram os da série 1332/1333 de uso geral da Rosemount. Tais transdutores são do tipo capacitivo, tendo entrada de 28 VDC e sinal de saída de 0-5VDC. O fabricante do transdutor garante um erro estático na faixa de 0,10% da saída, incluindo histerese, repetibilidade, resolução e não-linearidade.

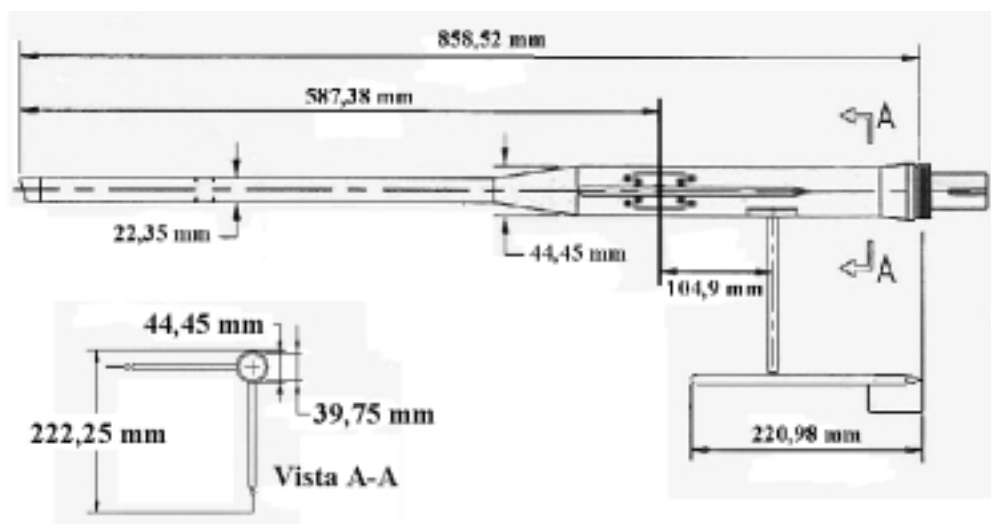


Figura 1: Características geométricas do boom modelo 100600 (vista lateral)

Para a calibração do boom foi utilizado o túnel de vento subsônico do Laboratório de Aerodinâmica do ITA. Este túnel é de sopro e sua seção de ensaio é quadrada com 460 mm de lado. A potência do túnel é 22 kw e o mesmo opera na faixa de velocidade entre 6 e 30 m/s. Na máxima velocidade o nível de turbulência é 0,5%. Com este tipo de túnel também é possível ensaiar modelos fora da seção de testes, aproveitando o fluxo de ar que sai do mesmo, sendo esta a configuração adotada neste trabalho.

Para o ensaio do *boom* no túnel de vento, foi necessário o projeto e a construção de um suporte que possibilitasse posicioná-lo na seção de testes. Este suporte possui um mecanismo de movimentação que permite ensaiar o *boom* numa dada faixa de  $\alpha$  e  $\beta$ . A principal qualidade de um suporte desse tipo é a de não influenciar o escoamento a montante, de modo a não alterar as medidas de pressão estática e total. Características desejáveis como a simplicidade de construção, e a possibilidade de utilização de um outro *boom* para ensaio em vôo nortearam o projeto do suporte. Além disto, foi estipulado que o suporte deveria promover a rotação do *boom* em torno de um ponto fixo: a tomada estática, que assim, permaneceria no mesmo ponto do escoamento do túnel durante todas as seqüências de tomada de valores.

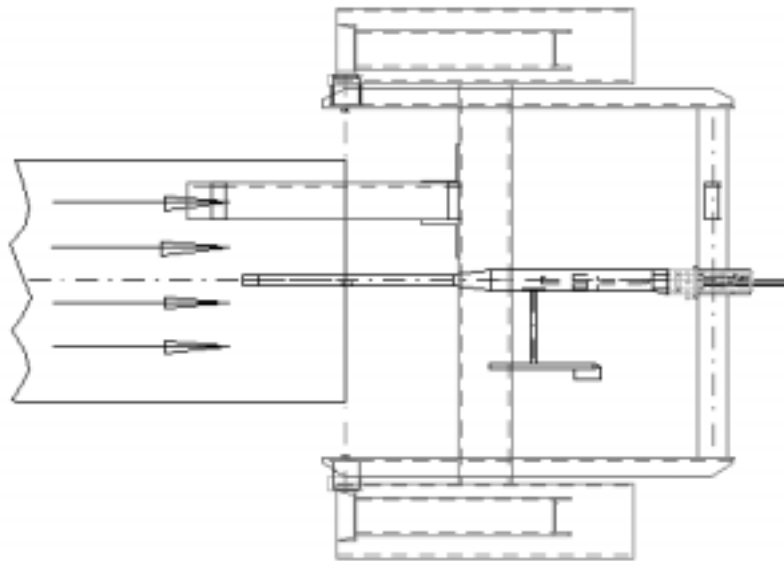


Figura 2: Vista superior do suporte com o *boom* instalado na saída do túnel de vento.

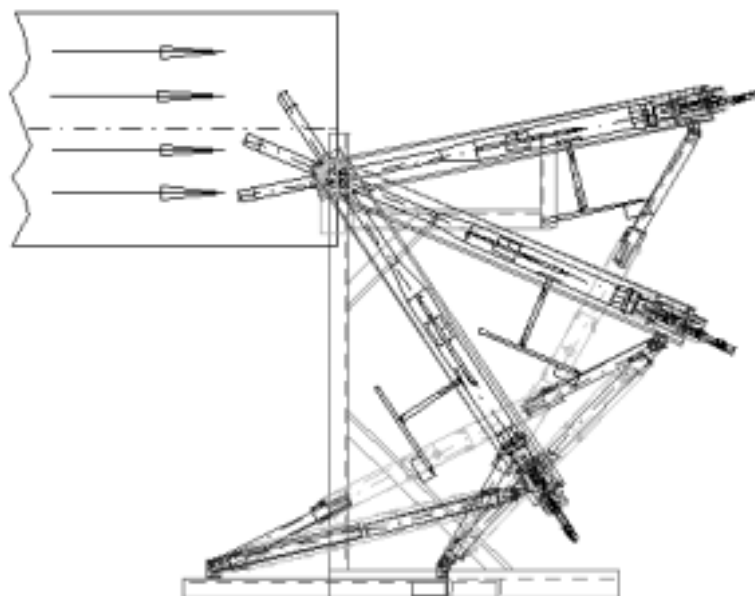


Figura 3: Vista lateral do suporte com o *boom* instalado na saída do túnel de vento



Dados empíricos obtidos por Gracey [3] mostram que as perturbações são notáveis a montante até em torno de 8 diâmetros. Assim, optou-se por fixar o *boom* num suporte em formato de garfo (vide Fig. 2), mantendo o centro de rotação fixo na tomada estática, como pode ser visto na Fig. 3. Na primeira concepção para o suporte do *boom* os ângulos de ataque e derrapagem verdadeiros eram fornecidos por meio de mecanismos que envolviam muitas partes móveis, cujas folgas acarretariam erros no posicionamento do *boom* com relação ao escoamento não perturbado do túnel de vento. Para resolver este problema, foi concebida a idéia de conjugar os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ , de modo a serem representados pelos ângulos  $\gamma$  e  $\theta$ , definidos, respectivamente, como a inclinação do *boom* com relação à direção do escoamento não perturbado e a rotações em torno do eixo longitudinal do *boom*. Esta “mudança de variáveis” é muito importante, pois facilitou o projeto do suporte, o qual pode ser construído com maior facilidade e com folgas bem pequenas, de maneira que as cargas aplicadas (aerodinâmicas) ao mesmo não acarretem em modificações nos ângulos requeridos para o ensaio de calibração. As relações entre as variáveis acima são dadas nas equações abaixo e sua dedução pode ser encontrada em Schmidt (1999).

$$tg(\gamma) \cdot \cos(\theta) = tg(\alpha) \quad (1)$$

$$tg(\gamma) \cdot \sen(\theta) = tg(\beta) \quad (2)$$

Para medir os ângulos  $\theta$  e  $\gamma$  foram fixados ao suporte dois potenciômetros. Através de uma calibração, foram obtidas as relações entre voltagem e rotação (ângulos  $\theta$  e  $\gamma$ ). As vantagens de se utilizar essa montagem são a facilidade de utilização e a rapidez da leitura dos valores. Este método também permite perceber ligeiras modificações nestes ângulos durante o experimento, devido à vibração ou mesmo às forças aerodinâmicas. Os potenciômetros têm como características principais a resistência de 500 ohms, e o sistema duplo de medição. São potenciômetros de uso aeronáutico, com grande resistência a vibração e variações de temperatura.

As medidas no laboratório foram precedidas de uma série de procedimentos, como determinação do perfil de velocidades do túnel, determinação do perfil de direção do escoamento, e elaboração de um suporte para fornecimento dos ângulos iniciais. Para a elaboração dos perfis de velocidade e direção, foram utilizados: (i) um dispositivo de posicionamento de três eixos, (ii) um sistema de anemometria de fio quente; (iii) condicionadores de sinais (amplificadores e filtros) e (iv) um sistema de aquisição de dados para coleta, armazenamento, tratamento e redução de dados, baseado em placas da empresa *National Instruments* e no programa *LabView*.

A medição dos valores iniciais de  $\theta$  e  $\gamma$  é um procedimento muito importante, pois os demais ângulos, obtidos através das leituras provenientes dos potenciômetros, são funções dos valores iniciais. Para realizar a medida da angulação inicial, foi necessário construir um aparato que fornecesse apoio a um “prumo eletrônico”, também conhecido por inclinômetro. O inclinômetro utilizado foi o *Pro 360 Digital Protractor*, que tem uma precisão de  $0,1^\circ$ . Para garantir que, inicialmente, o *boom* estivesse alinhado com o eixo do túnel de vento foi usado um teodolito. Para tanto, no primeiro passo o teodolito foi alinhado com o eixo do túnel. Em seguida, o *boom* foi alinhado usando-se os recursos disponíveis no teodolito.

Para se medir a pressão dinâmica (usada como padrão para a calibração do *boom*) e, portanto, a velocidade do escoamento na seção de testes do túnel de vento foram usadas tomadas de pressão localizadas no final da contração do túnel. Nesta posição, as pressões total e estática são influenciadas por uma distorção do escoamento causada pela curvatura das paredes da contração. Devido a este fato, foi necessário fazer uma calibração da pressão dinâmica com auxílio de um tubo Pitot padrão localizado na saída da seção de testes, na posição onde o *boom* foi instalado. A medida da pressão dinâmica foi realizada por um transdutor de pressão, conectado a um condicionador de sinais, cujo sinal foi enviado ao sistema de aquisição de dados descrito anteriormente.

A calibração do *boom* seguiu o seguinte procedimento experimental: Inicialmente é feito o alinhamento do *boom* e o ajuste do ângulo  $\theta$  (rotação em torno do eixo longitudinal do *boom*). Deve-se deixar claro que  $\theta = 0$  graus e o *boom* alinhado correspondem a  $\alpha = \beta = 0$  graus. Em seguida o túnel de vento é ligado e uma pressão dinâmica é definida e mantida fixa durante todo o ensaio. Com  $\theta$  fixo, é feita uma varredura para o ângulo  $\gamma$ . Para cada valor de  $\gamma$  são feitas as medidas de pressão dinâmica do túnel, pressão dinâmica e pressão estática do *boom* e dos valores de tensão provenientes dos potenciômetros, conectados aos ângulos  $\theta$  e  $\gamma$ . Todas as medidas são realizadas pelo sistema

de aquisição de dados. O procedimento acima é repetido para vários valores de  $\theta$ , de maneira a se ter dados para a formulação de uma carta de calibração do instrumento.

### 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Durante o ensaio em vôo de uma aeronave são medidos os ângulos de ataque ( $\alpha$ ) e de derrapagem ( $\beta$ ), a pressão dinâmica e a pressão estática. Neste trabalho, os resultados dos ensaios de calibração são fornecidos na forma de erros percentuais, definidos nas equações abaixo, em função dos ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ . Desta maneira, pode-se utilizar os resultados deste trabalho para verificar a faixa de ângulos para a qual o dados fornecidos pelo *boom* podem ser usados diretamente e, também, para corrigir os dados obtidos nos ensaios em vôo, quando os ângulos de ataque e derrapagem estão fora da faixa mencionada acima.

$$\Delta P = \frac{P_m - P_p}{P_p} \times 100 \quad (3)$$

$$\Delta q = \frac{q_m - q_p}{q_p} \times 100 \quad (4)$$

onde  $q$  e  $P$  são, respectivamente, as pressões dinâmica e estática, o sub índice “ $m$ ” indica valores medidos pelo *boom* e “ $p$ ” indica valores padrão, obtidos a partir do sistema anemométrico do túnel de vento. Desta forma,  $\Delta q$  e  $\Delta P$  são os desvios dos valores corretos, devido à posição do eixo longitudinal do boom relativa ao escoamento não perturbado.

#### Pressão Dinâmica Devido a Variação do Ângulo de Ataque.

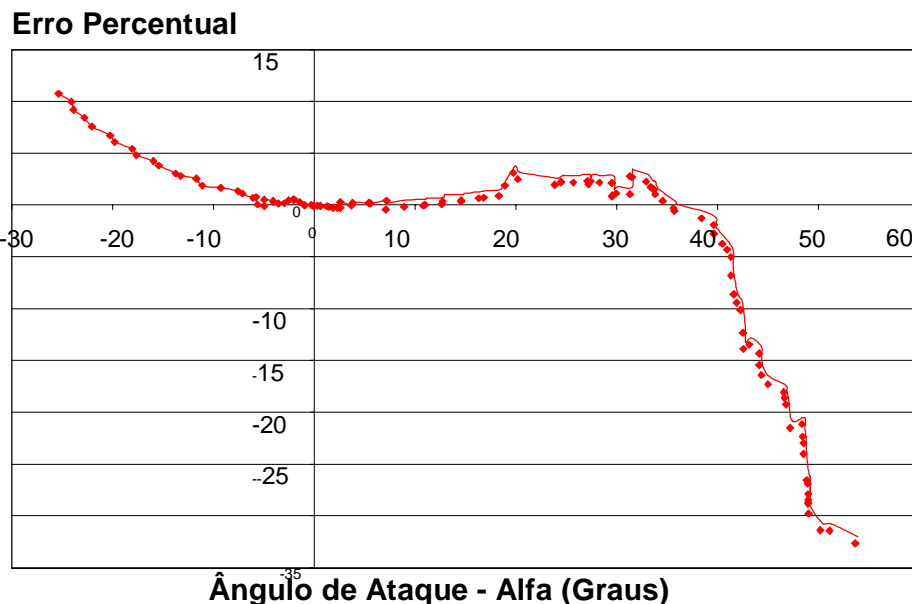


Figura 4: Efeito do ângulo de ataque sobre a pressão dinâmica, com ângulo de derrapagem nulo.

O erro percentual da pressão dinâmica, para a situação onde o ângulo de guinada é nulo, é mostrado na figura 4. Observa-se uma não simetria do resultados, justificada pelo fato da tomada de pressão total ser inclinada em relação ao eixo de simetria do *boom*, deslocando para o lado positivo a faixa de ângulos de ataque, para a qual o *boom* mede a

pressão total com desvio muito pequeno. O incremento do erro entre 20 e 30 graus é normalmente encontrado para tubos de Pitot e ocorre devido a um desvio na medida da pressão estática, pois a medida da pressão total é praticamente insensível até um ângulo de aproximadamente 40 graus. A pressão estática é alterada para altos ângulos de ataque porque surgem vórtices, cujo eixo é praticamente paralelo ao eixo do *boom*, os quais causam uma depressão que reduz o valor da pressão medida nas tomadas estáticas. Já para a pressão total, após cerca de 40 graus, ocorre descolamento no nariz do *boom*, isto é, na tomada de pressão total, reduzindo drasticamente a pressão total medida e provocando o comportamento observado na Fig. 4.

### Pressão Estática Devido a Variação do Ângulo de Derrapagem.

Erro Percentual

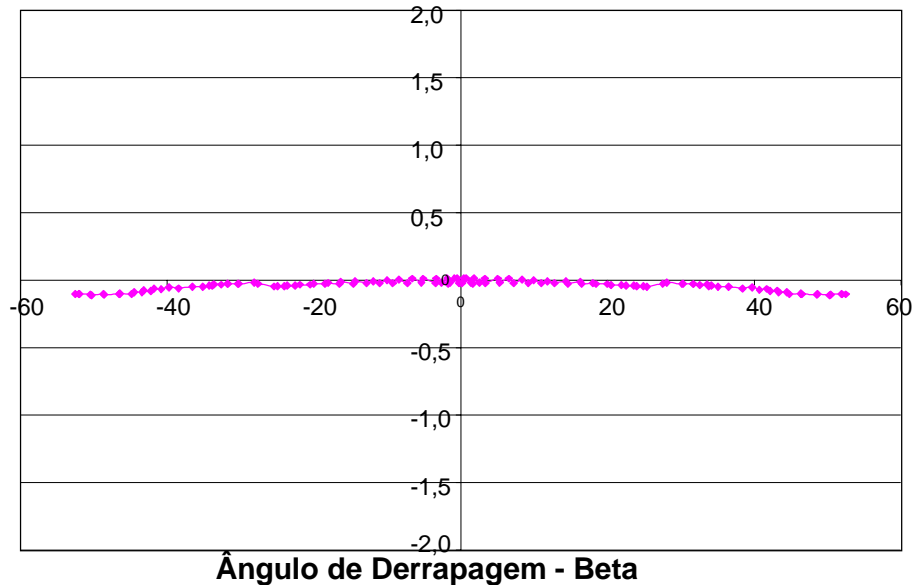


Figura 5: Efeito do ângulo de derrapagem sobre a pressão estática, para ângulo de ataque nulo.

### Pressão Dinâmica Devido a Variação do Ângulo de Derrapagem.

Erro Percentual

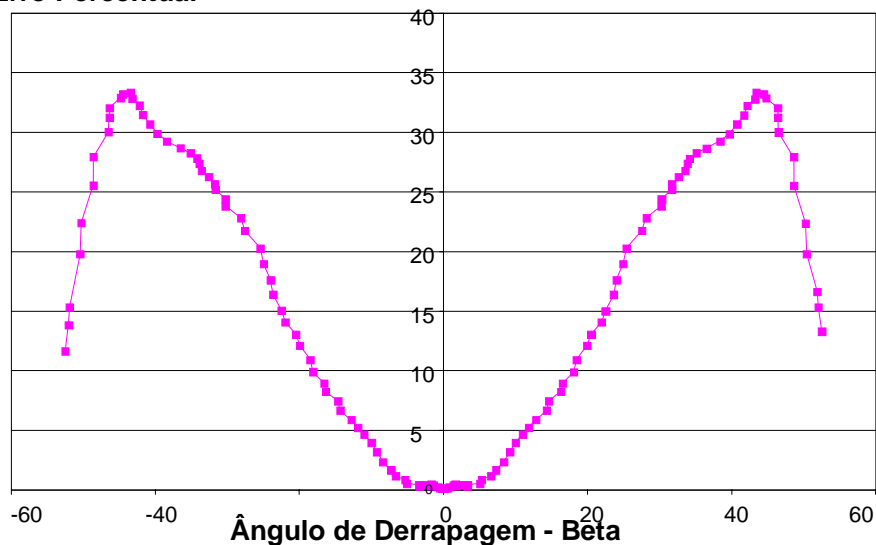


Figura 6: Efeito do ângulo de derrapagem sobre a pressão dinâmica, para ângulo de ataque nulo.

Para o caso onde o ângulo de ataque é mantido constante e igual a zero, verifica-se na Fig. 5 que o erro percentual da pressão estática começa a aumentar após aproximadamente 30 graus. Deve ficar claro, que o erro percentual na pressão estática é obtido com relação à pressão atmosférica local (cerca de 710 mm de Hg) e que a pressão dinâmica usada para se fazer os ensaios é muito pequena ( $q_{\infty} = 20$  mm de H<sub>2</sub>O). Portanto, os baixos valores de erro, observados na Fig. 5, não significam que a pressão estática sofre pouca variação com relação às mudanças do ângulo de guinada. Exatamente o oposto pode ser observado na Fig. 6, onde se verifica uma variação acentuada do erro da pressão dinâmica em função do ângulo de guinada, para o caso onde  $\alpha = 0$  graus. Esta variação ocorre justamente devido a uma redução da pressão estática medida pelo boom. Para  $\beta$  pouco maior que 40 graus ocorre o descolamento no nariz do boom, fato que provoca a redução do erro na pressão dinâmica.

Uma variação simultânea dos ângulos de ataque e derrapagem, isto é, variação em  $\alpha$  igual à variação de  $\beta$ , acarreta os resultados mostrados na Figura 7. Observa-se um comportamento semelhante aos casos anteriores para a pressão dinâmica, porém, com valores intermediários. Neste caso, verifica-se um erro máximo de aproximadamente 15% que é praticamente a metade do erro encontrado para o caso de variação de  $\beta$  com  $\alpha = 0$  graus.

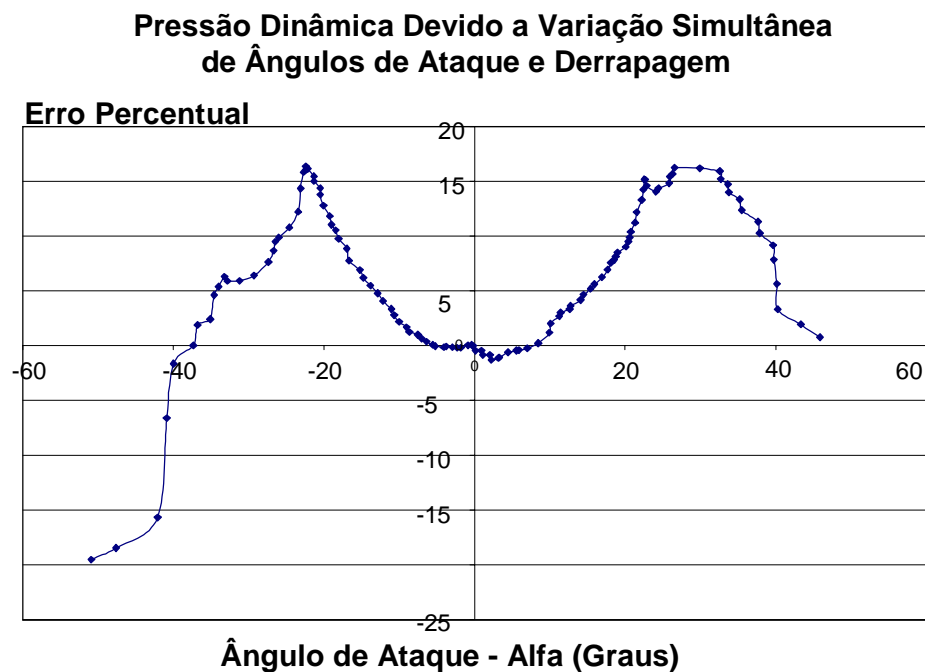


Figura 7: Efeito combinado dos ângulos sobre a pressão dinâmica.

#### 4. CONCLUSÕES

O suporte do boom projetado neste trabalho e a metodologia de ensaio permitiu a realização da calibração do mesmo, obtendo-se resultados com muito boa precisão e repetibilidade.

Os resultados mostraram que o boom empregado pelo grupo de ensaios em vô do CTA tem muito boas características, principalmente para o caso onde o ângulo de derrapagem é nulo, onde erros menores que 3% foram encontrados para a pressão dinâmica medida, na faixa de ângulos de ataque entre  $-10$  e  $+40$  graus. Esta faixa se reduz quando o ensaio é feito com ventos de través, acarretando em ângulo de derrapagem. Para ensaios em altos ângulos de ataque, alcançados pelas aeronaves de combate mais modernas, é necessário fazer correções nos dados obtidos diretamente nos ensaios em vô. Neste caso, ensaios de calibração, como os realizados neste trabalho, são fundamentais para fornecer os valores numéricos destas correções para cada valor de  $\alpha$  e  $\beta$ . No entanto, devido à limitação do túnel de vento usado, não foi possível verificar a variação dos resultados apresentados com relação aos números de Reynolds e Mach.

Para facilitar os ensaios de calibração seria interessante a instalação de um motor para variação do ângulo de ataque. Com isto, os ensaios poderiam ser feitos com maior rapidez e, portanto, com menor custo. Esta questão torna-se muito relevante no caso de se fazer ensaios com maiores números de Reynolds e Mach.

## 5. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Ampara a Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), pelos recursos disponibilizados para a aquisição de equipamentos usados nesta pesquisa (processo 95/05569-1) e ao Grupo de Ensaio em Vôo do CTA pelo apoio na construção do suporte do *boom*.

## 6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cheremisinoff, N.P., 1979, "Applied Fluid Flow Measurement - Fundamentals and Technology", Marcel Dekker.
- Cheremisinoff, N. P., and Cheremisinoff, P. N., 1988, "Flow Measurement for Engineers and Scientists", Marcel Dekker.
- Gracey, W., 1956a, "Wind-Tunnel Investigation of a Number of Total-Pressure Tubes at High Angles of Attack - Subsonic, Transonic, and Supersonic Speeds", NACA TN 3641.
- Gracey, W., 1956b, "Measurement of Static Pressure on Aircraft", NACA TN 4184.
- Gracey, W., 1981, "Measurement of Aircraft Speed and Altitude", John Willey & Sons.
- Pope, A., 1947, "Wind-Tunnel Testing". John Willey & Sons.
- Pope, A., and Harper, J.J., 1966, "Low-Speed Wind Tunnel Testing", John Willey & Sons.
- Richardson, N.R. and Pearson, A.O., 1959, "Wind-Tunnel Calibrations of a Combined Pitot-Static Tube, Vane-Type Flow-Direction Transmitter, and Stagnation-Temperature Element at Mach Numbers From 0,60 to 2,87", NASA TN-D 122.
- Schmidt, E., 1999, "Trabalho de Graduação, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos, SP, Brasil.

## ESTUDO DO ESCOAMENTO NA ESTEIRA DE UM CORPO ROMBUDO BIDIMENSIONAL

**Karina Diogo de Sousa**

**Roberto da Mota Girardi**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), Divisão de Engenharia Aeronáutica, 12.228-900, São José dos Campos, São Paulo, Brasil. E-mail: [girardi@era.ita.cta.br](mailto:girardi@era.ita.cta.br)

### Resumo

Este trabalho busca estudar o escoamento na esteira próxima à um corpo rombudo bidimensional, e os parâmetros que influenciam no mesmo. O mesmo está inserido dentro de um projeto de pesquisa mais amplo, no qual pretende-se otimizar um dispositivo de ventilação natural, que utiliza a depressão na base de um corpo rombudo, para realizar a sucção do ar do interior de uma instalação predial. Em uma primeira etapa, foi realizada a concepção do modelo a ser ensaiado (projeto e construção), bem como a preparação do experimento, onde são feitos mapeamentos dos campos de pressão, velocidade média e flutuante da esteira próxima do modelo, além da frequência de liberação dos vórtices e da vazão succionada pelo modelo. Com base nos resultados obtidos pode-se obter parâmetros importantes do escoamento, tais como o coeficiente de pressão na base, o número de Strouhal, a vazão succionada pelo corpo estudado e discutir a questão da definição do comprimento da região de formação.

**Palavras-chave:** Escoamento bidimensional, Esteira, Corpo rombudo, Ventilação natural

### 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de dispositivos de ventilação natural é muito importante não só por representar economia de energia, mas, também, por evitar adicionais agressões à ecologia devido à formação de represas e emissões de poluentes para a geração de energia elétrica. O dispositivo de ventilação natural estudado neste artigo foi proposto por Girardi (1999a) e é baseado na diferença de pressão entre a base de um corpo rombudo, sujeito ao vento atmosférico, e a região no interior de uma instalação predial. Essa diferença de pressão é induzida pela passagem de um escoamento externo que, contornando o dispositivo, gera uma zona de baixa pressão na base do corpo, causada basicamente pela presença de grandes vórtices na esteira próxima (região de formação) do mesmo. Desta forma, um fluxo de ar é estabelecido entre a região no interior da instalação predial e a base da placa, aberta a atmosfera, onde ocorre uma interação entre o fluxo interno e o escoamento externo, caracterizado pela formação e liberação de grandes vórtices.

Neste trabalho são relatados os primeiros resultados de uma pesquisa básica, cujo objetivo é estudar a interação entre o escoamento externo que passa por um corpo rombudo bidimensional e o fluxo ar proveniente da base do corpo, o qual é aspirado do ambiente devido à depressão que ocorre na esteira. Desta forma, pode-se entender melhor este tipo de escoamento e, com isto, melhorar a eficiência do dispositivo proposto. O objetivo específico do presente trabalho é apresentar e analisar os resultados referentes ao mapeamento dos

campos de velocidade (média e flutuante) e de pressão obtidos para o caso onde não há aspiração, os quais vão servir como base de comparação para os demais experimentos, onde a aspiração do ar será permitida. Além disto, também são analisados os resultados para o número de Strouhal com e sem fluxo interno, assim como a vazão succionada pelo corpo rombudo estudado.

Fage e Johansen (1928) estudaram as esteiras formadas por corpos de diferentes formas, sendo eles, um aerofólio, um cilindro e uma placa plana perpendicular ao escoamento entre outros. Foram obtidos resultados a respeito de características comuns a essas esteiras, a distribuição de velocidades nestas, e a largura média de cada uma delas. Esta largura foi usada para estabelecer a similaridade entre esteiras de corpos rombudos diferentes. Esta similaridade também foi verificada através do número de Strouhal, o qual se mostrou constante em relação à variações do número de Reynolds (Re).

Na região de formação observa-se uma flutuação significativa na medida das velocidades, a qual foi associada à presença de vórtices que são liberados em uma frequência bem definida. Bearman (1965) verificou que o máximo valor de velocidade flutuante (valor rms) é detectado na posição onde os vórtices alcançam sua maior intensidade (circulação) e, em seguida, são liberados para formar a chamada esteira de von Kármán. A distância entre este ponto e a base do corpo foi definida como comprimento da região de formação. Por outro lado, este parâmetro também pode ser definido através de medidas da distribuição de pressão estática ao longo da esteira. Roshko (1954) foi o primeiro a realizar este tipo de medida, verificando a presença de uma região onde a pressão alcança um valor mínimo, localizada na posição onde o vórtice tem a maior intensidade de circulação, isto é, o final da região de formação. Tanto medidas de velocidade de flutuação, como de pressão foram usadas por Sousa (1993) para o mesmo experimento, porém, verificou-se uma discrepância nos valores encontrados para o comprimento da região de formação, obtidos pelas técnicas usadas por Bearman (1965) e Roshko (1954). No presente trabalho são apresentados resultados que podem esclarecer este ponto, de maneira a aprimorar a definição do comprimento da região de formação.

A questão da bidimensionalidade do escoamento sobre um corpo rombudo foi bem discutida no trabalho de Bearman (1965), no qual foi introduzida a idéia do *end plate*, usado para minimizar a interação da camada limite das paredes laterais do túnel de vento com a esteira do corpo rombudo. Bearman (1965) mostrou que esta interação provoca uma distorção do escoamento nas extremidades do modelo, provocando uma tridimensionalidade que se propaga ao longo da envergadura do mesmo.

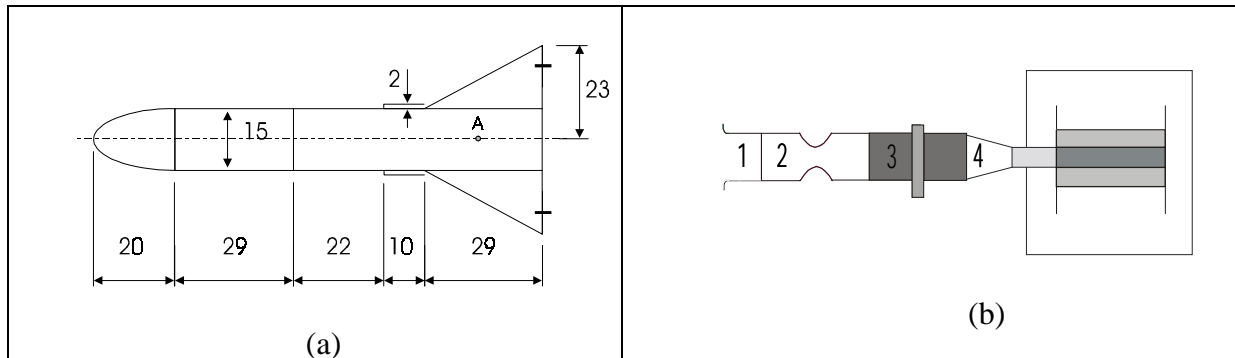
## 2. APARATO EXPERIMENTAL

Foi usado um túnel de vento de sopro, com seção de testes quadrada, com largura de 460 mm. A velocidade do escoamento pode ser variada na faixa entre 10 e 32 m/s e o nível de turbulência para velocidade máxima é de 0,5%.

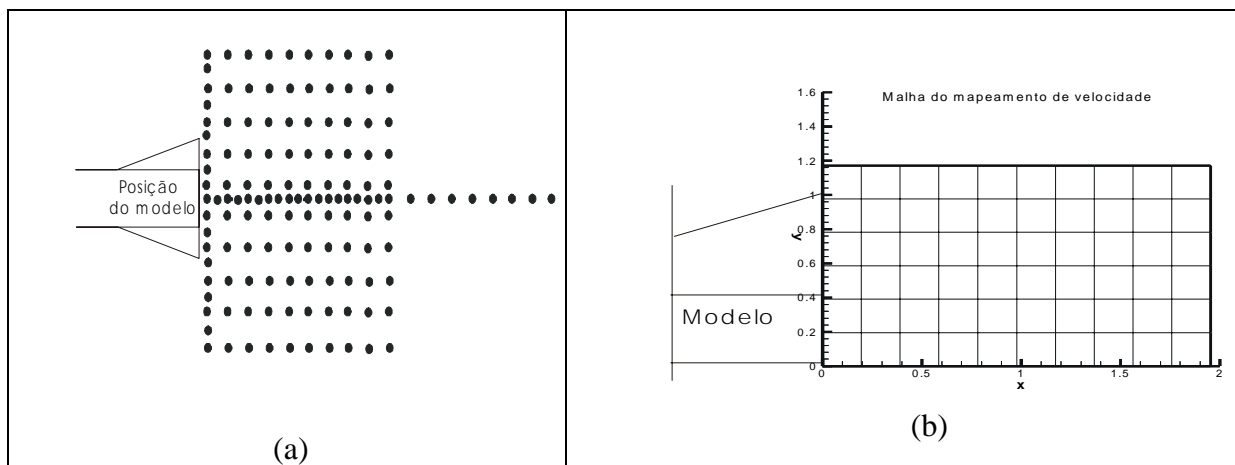
O projeto do modelo, mostrado na Fig. 1, teve como base as dimensões do túnel de vento e conceitos teóricos de aerodinâmica (vide Rae e Pope, 1984) que delimitam a melhor forma e tamanho dados ao protótipo. Uma consideração importante na elaboração do modelo é a razão de bloqueio deste em relação ao túnel, que não deve ultrapassar os 10%. Outra característica importante é a forma do modelo, constituído por: (i) um corpo central, necessário para a acomodação de telas e colméias em seu interior para uniformizar o fluxo de ar interno e (ii) uma cunha de 90 graus, localizada na parte traseira do corpo central, cuja função é aumentar a depressão na região da esteira. Deve ficar claro que este modelo é diferente do estudado por Bearman (1965), justamente pela presença da parte traseira em forma de cunha. A figura 1 b) mostra o modelo considerado junto com a aparelhagem que succiona o ar do ambiente externo. O trajeto percorrido pelo ar no interior da aparelhagem segue a indicação numérica:

proveniente do ambiente externo, entra pela peça indicada com o número 1, seguindo seu trajeto até entrar no modelo pela peça de número 4.

Para garantir a bidimensionalidade foram usados *end-plates*, que são placas fixadas às extremidades do modelo a ser ensaiado, cuja função é isolar o modelo da influência da camada limite das paredes laterais do túnel de vento. As dimensões dos *end-plates* foram calculadas utilizando as relações desenvolvidas por Kubo (1989). Para posicionar os *end-plates* com relação às paredes do túnel de vento é necessário conhecer a espessura da camada limite na seção de ensaio do mesmo. Esta informação foi obtida no trabalho de Sousa (1993), por meio da utilização da técnica de anemometria de fio quente.



**Figura 1:** (a) Vista lateral do modelo (todas as cotas estão em mm) e (b) vista de trás do modelo no interior do túnel de vento, com o duto para aspiração do fluxo de ar do ambiente.



**Figura 2:** (a) Posição das tomadas de pressão na superfície do *end-plate*. (b) Malha para medida dos campos de velocidade média e flutuante

Na superfície de um dos *end-plates* tem-se 136 tomadas de pressão, sendo que elas se situam cobrindo toda a região de formação, como mostrado na Fig. 2(a). Essas tomadas são distribuídas da seguinte maneira: (i) uma fileira vertical situada na base do modelo, com 11 tomadas igualmente espaçadas de 5 em 5mm; (ii) uma fileira horizontal central que começa na base do modelo e se estende até o final do *end-plate* com 27 tomada e (iii) um conjunto de tomadas, distribuídas em forma matricial 10 x 10, distanciados de 10 em 10 mm .

No modelo tem-se 20 pontos de tomada de pressão, onde 10 se situam na seção transversal central do modelo, espaçados de 2 em 2 mm e são usados para determinar a pressão na base do corpo. Outras 10 tomadas são posicionadas ao longo da envergadura do modelo e são usadas para verificar se o escoamento é bidimensional.



O mapeamento do campo de velocidades (média e flutuante) na esteira próxima do modelo foi realizado no plano de simetria do mesmo, no centro de sua envergadura, nos pontos definidos pelos nós da malha apresentada na Fig. 2(b). A medida de velocidade é feita com um anemômetro de fio quente (1 canal), fixando-se a sonda em um dispositivo de posicionamento da Dantec, cuja menor divisão é 0,1 mm. O fato da sensibilidade do anemômetro ser bastante elevada, determina uma boa precisão nas medidas de velocidade, mesmo de valores bastante baixos. Os dados foram coletados com o sistema de aquisição de dados e processados por um programa feito no *software Labview*, no qual o valor médio e o desvio padrão (valor rms) da velocidade são obtidos através de uma amostra da velocidade instantânea. Esse programa permite ao experimentador arbitrar parâmetros como o tempo de medida e a taxa de aquisição das mesmas.

As medidas de pressão foram feitas com a utilização de 4 válvulas seletoras (*scanivalves*), conectadas com 4 transdutores de pressão, as quais trabalham em paralelo, isto é, o sinal de cada um dos transdutores, após amplificado e filtrado, é ligado a um canal do sistema de aquisição de dados. Cada válvula seletora tem a capacidade de medir 48 tomadas de pressão. Para a coleta das medidas de pressão, foi feito um programa no ambiente do *software Labview* que controla automaticamente as válvulas seletoras, através de uma interface com reles, projetada e construída especialmente para este trabalho. No programa de aquisição dos dados e controle do experimento devem ser fixados os tempos de aquisição (60 segundos) e o tempo requerido para a estabilização da pressão, após a mudança de tomada de pressão realizada pela válvula. Após algumas experiências, verificou-se que 20 segundos é um tempo suficiente para a estabilização.

A frequência de liberação de vórtices, necessária para o cálculo do número de Strouhal, foi obtida através de uma amostra da velocidade instantânea medida com o anemômetro de fio quente. Através do sistema de aquisição de dados essa amostra é coletada e enviada a um analisador de espectro digital, existente no *software LabView*. Para este experimento, a sonda de fio quente é posicionada fora da esteira, a aproximadamente um comprimento característico da base do corpo, como feito por Bearman (1965). O ensaio foi feito para vários valores de velocidade do escoamento não perturbado, de maneira a se obter a variação do  $St$  com o  $Re$ .

A vazão succionada foi medida, para cada velocidade do túnel de vento, dentro da faixa permitida por este, com o auxílio do tubo de Venturi introduzido no duto de sucção durante os ensaios de vazão (vide Fig. 1b). Esse tubo de Venturi foi previamente calibrado (Girardi, 1999b) e um transdutor foi usado para medir a diferença de pressão nas tomadas do mesmo. O sinal de saída do transdutor de pressão é condicionado (amplificado e filtrado) e, em seguida, enviado ao sistema de aquisição de dados mencionado anteriormente.

A pressão dinâmica do escoamento não perturbado do túnel de vento é medida em tomadas de pressão, localizadas no início da seção de testes, através de transdutores de pressão, cujo sinal é condicionado e também enviado para o sistema de aquisição de dados. O valor desta pressão dinâmica é corrigido com base nos dados de uma calibração prévia.

### **3. ANÁLISE DOS RESULTADOS**

Neste trabalho são apresentados somente os resultados para o mapeamento de velocidade e de pressão para a configuração do modelo sem fluxo de ar succionado. Neste caso, foi feita a obstrução da entrada de ar (vide Fig. 1b), mantendo o modelo no interior do túnel de vento inalterado. Os resultados dos mapeamentos de velocidade (média e flutuante) são adimensionalizados pela velocidade do escoamento livre. As coordenadas X e Y são adimensionalizadas pela altura da base do modelo, que também é o comprimento característico usado na determinação do número de Reynolds.

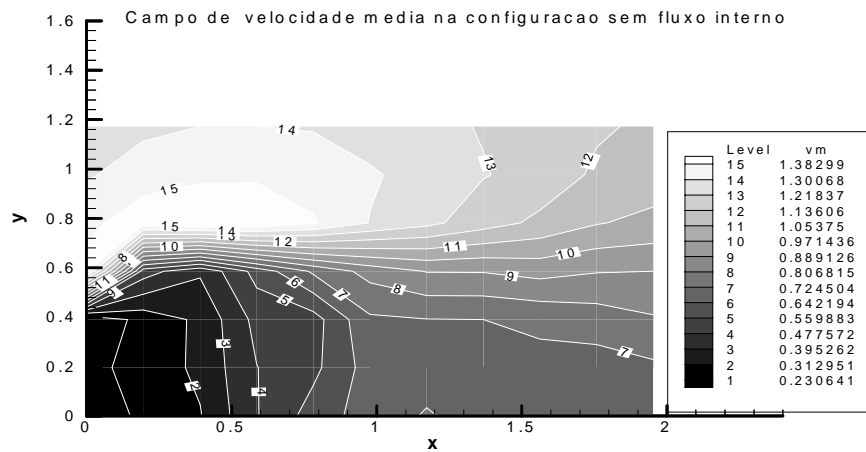
O campo de velocidade média é apresentada na Fig. 3. Pode-se observar que próximo à base do modelo as velocidades são muito baixas, evidenciando a chamada “região de água morta”. Próximo a  $Y=0,5$  (ponto de separação do escoamento) verifica-se a presença da camada de cisalhamento livre, caracterizada por altos valores do gradiente de velocidade (vorticidade).

Na Fig. 4, observa-se que a velocidade de flutuação ( $V'$ ) é incrementada a medida que se caminha ao longo da camada de cisalhamento livre. Para  $X \approx 0,75$  verifica-se que  $V'$  alcança um máximo, que se estende até  $X \approx 1,6$ . Este resultado deve ser explicado com base na velocidade induzida por um vórtice na sonda do anemômetro de fio quente. Logo após o ponto de separação, a vorticidade existente na camada de cisalhamento livre começa a se enrolar para formar um vórtice. Enquanto este vórtice caminha aproximadamente ao longo da camada de cisalhamento livre, sua intensidade (circulação) vai aumentando, acarretando maior flutuação da velocidade quando passa pela sonda de anemômetro de fio quente. Seguindo este raciocínio, verifica-se que a máxima flutuação deve ocorrer quando o vórtice tiver a máxima intensidade. A partir desta situação ocorre o desprendimento e a circulação do vórtice permanece aproximadamente constante, enquanto o mesmo é arrastado para jusante, para formar a chamada esteira de von Kármán. Neste caso, a região de máxima velocidade flutuante é o resultado da passagem do vórtice após ter ocorrido o desprendimento. A diminuição de  $V'$  para  $X > 1,6$  pode estar associada ao aumento do núcleo do vórtice, que ocorre devido à difusão da vorticidade por causa da viscosidade do fluido.

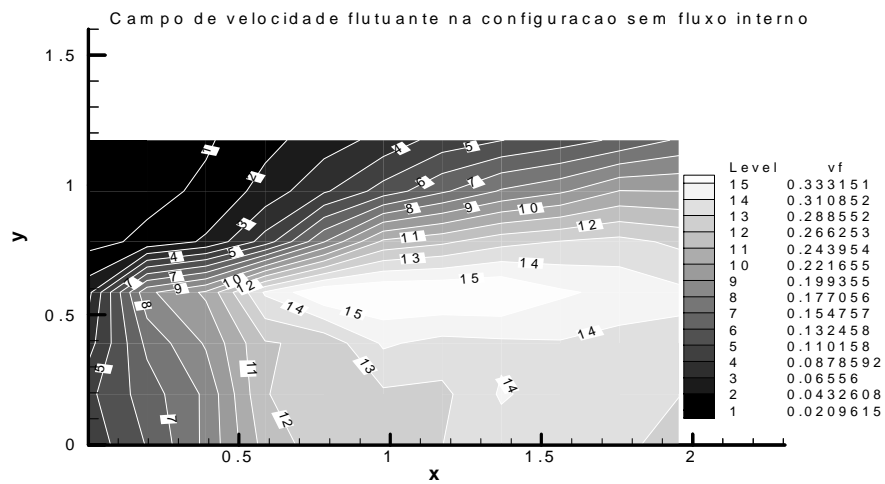
O coeficiente de pressão ( $C_p$ ) na superfície do *end plate* é mostrado na Fig. 5. Próximo à base do modelo, observa-se uma região de pressão constante, a qual é compatível com as baixas velocidades médias encontradas nesta região (vide Fig. 3). Na região entre  $X \approx 0,55$  e  $0,95$  verifica-se que o coeficiente de pressão alcança um valor mais baixo que aquele medido na base do modelo. O centro desta região é localizado em  $X \approx 0,75$  e, segundo Roshko (1954), este ponto é o final da região de formação. Esta afirmação é baseada no fato da pressão no núcleo do vórtice ser menor que a pressão na periferia, de modo que haja um balanço entre as forças de pressão e centrífuga em uma partícula fluida no interior do vórtice. Com base neste equilíbrio de forças, pode-se afirmar que um vórtice mais intenso (maior circulação) deverá ter pressão menor no seu núcleo. Assim, no final da região de formação obtém-se o menor valor de  $C_p$ .

Comparando as Figs. 4 e 5 verifica-se que região de máxima velocidade de flutuação é bem mais espalhada que a região de mínimo  $C_p$ . Levando-se em consideração as explicações dadas nos dois parágrafos precedentes, seria natural concluir que estas regiões coincidissem. Afinal, depois do desprendimento a circulação do vórtice é praticamente constante e a região de baixa pressão deveria se estender para jusante, ao longo da trajetória do mesmo. Esta aparente discrepância pode ser esclarecida recorrendo-se ao fato que o resultado para pressão é fruto de uma medida média, onde devem ser considerados os efeitos combinados dos vórtices liberados de cada fila da esteira e do tempo de permanência destes vórtices em uma região. Com base neste argumento, pode-se concluir que na região entre  $X \approx 0,55$  e  $0,95$  os vórtices levam um certo tempo interagindo entre si, maior que aquele gasto na região à jusante de  $X \approx 0,95$ , onde os vórtices passam de forma isolada, com uma velocidade pouco inferior à do escoamento não perturbado. No caso dos resultados para velocidade flutuante, que são obtidos com o anemômetro de fio quente, verifica-se duas regiões distintas, uma para cada fila de vórtices. Este tipo de medida está associada a passagem de um vórtice com uma determinada intensidade pelo ponto de medida, sendo, aparentemente, menos sensível a questão de tempo de residência discutido anteriormente.

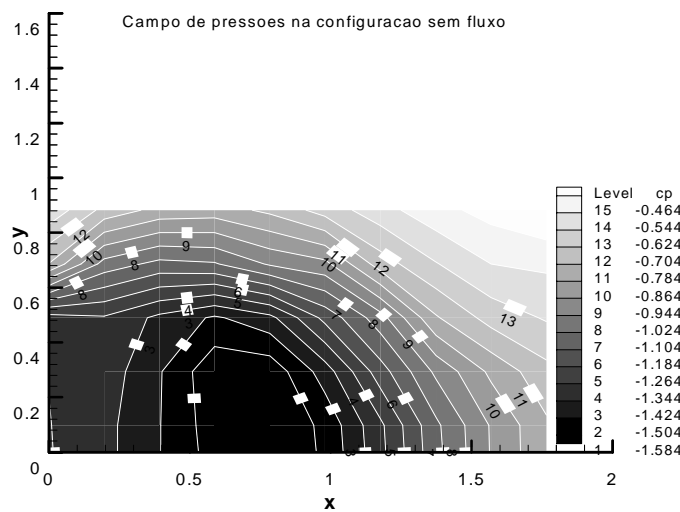
O número de Strouhal ( $St$ ) praticamente não varia com o  $Re$ , como pode ser visto na Fig. 6. Deve-se observar que a escala do gráfico esta bem ampliada e as oscilações no  $St$  estão dentro da faixa de incerteza do experimento. Esta explicação é corroborada pelo fato das



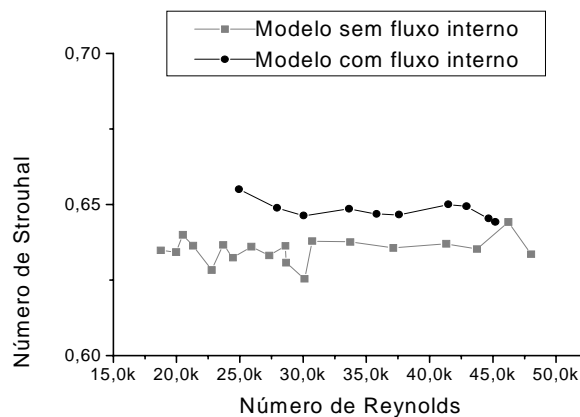
**Figura 3:** Mapeamento da velocidade media na esteira próxima do modelo para  $Re = 6,3 \cdot 10^4$ . Configuração sem fluxo interno.



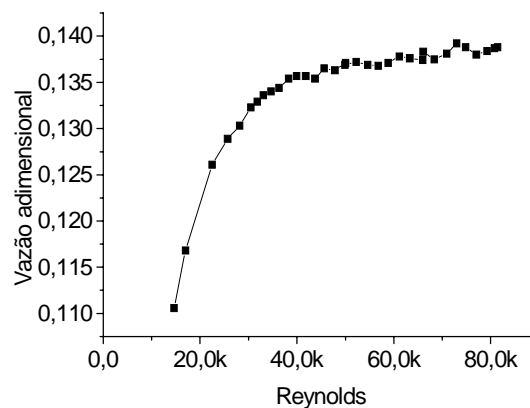
**Figura 4:** Mapeamento da velocidade flutuante (valor rms) na esteira próxima do modelo para  $Re = 6,3 \cdot 10^4$ . Configuração sem fluxo interno.



**Figura 5:** Campo de pressões para  $Re=7,6 \cdot 10^4$ . Configuração sem fluxo interno



**Figura 6:** Variação do número de Strouhal em função do número de Reynolds



**Figura 7:** Variação vazão em função do número de Reynolds

oscilações mencionadas acima serem mais pronunciadas para baixos valores de Re, os quais foram obtidos para valores baixos de pressão dinâmica. Na Fig. 6 pode-se observar que o St para o experimento com fluxo interno é pouco maior que aquele obtido sem fluxo. Até o momento estes autores não conhecem uma explicação para este resultado.

A vazão succionada da região externa ao túnel de vento para o interior da região de formação do modelo é adimensionalizada por  $V \cdot d^2$ , onde “V” é a velocidade do escoamento não perturbado e “d” é a altura da base do modelo. O comportamento observado na Fig. 7 está associado às perdas de carga que ocorrem no escoamento interno ao modelo e a tubulação externa ao túnel de vento, onde foi instalado o tubo de Venturi. É conhecido na literatura (Rae e Pope, 1984) que o coeficiente de perda de carga diminui com o aumento do Re do escoamento interno, provocando o incremento da vazão succionada pelo modelo. Deve-se lembrar que o aumento da velocidade do escoamento não perturbado provoca um incremento da vazão sucionada, com conseqüente aumento do Re do escoamento interno.

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foram apresentados os primeiros resultados da pesquisa conduzida para estudar o problema da interação do escoamento externo a um corpo rombudo com o escoamento interno, que sai da base deste corpo, devido à sucção causada pela depressão que

ocorre na região de formação. Estes resultados, referentes à configuração sem fluxo interno, servem como base de comparação, para se verificar as alterações que ocorrem quando o fluxo interno esta presente.

Os campos de velocidade média e flutuante e o campo de pressões forneceram informações importantes: (i) critérios para a determinação do comprimento da região de formação foram estabelecidos levando-se em conta tanto o campo de pressões como o de velocidade flutuante e (ii) a questão do tempo de residência dos vórtices na região de formação foi evidenciada.

Para o número de Strouhal foi apresentada uma comparação entre os valores com e sem fluxo interno. Pequena diferença foi detectada, evidenciando a questão da interação entre os escoamentos interno e externo, mencionada acima. No presente trabalho não foi possível fornecer uma explicação para esta diferença, evidenciando a necessidade de experimentos adicionais, que forneçam valores de outros parâmetros, que possam ser correlacionados com o  $St$ , de modo a se poder extrair informações que auxiliem na compreensão do escoamento em questão.

O comportamento da vazão succionada em função do  $Re$  foi análogo ao observado para o caso do modelo tridimensional do dispositivo de ventilação natural, relatado por Girardi (1999a). Este fato indica que os estudos em modelos bidimensionais deverão ser úteis para melhoria do dispositivo real.

Por meio de experimentos adicionais, foi possível constatar que o número de Reynolds na faixa analisada, não exerce influência determinante no comprimento e na largura da região de formação.

## 5. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Ampara a Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), pelos recursos disponibilizados para a aquisição de equipamentos usados nesta pesquisa (processo 95/05569-1) e pelo suporte dado ao primeiro autor, na forma de bolsa de estudo (processo 98/12248-5).

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bearman, P.W., 1965, "Investigation of the flow behind a two-dimensional model with a blunt trailing edge and fitted with splitter plates", *J.Fluid Mech.*, vol.21, pp.241-255.
- Fage, A . and Johansen, F.C., 1928, "The structure of vortex sheets", *Phil.Mag*, vol.5, pp.417-441.
- Girardi, R.M., 1999a, "Natural ventilation device: a practical use for the depression in a bluff body wake", Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM), "Águas de Lindóia, SP, Brazil, (in CD).
- Girardi, R.M., 1999b, "Implementação de um Dispositivo para Calibração de Baixas Vazões", Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), "Águas de Lindóia, SP, Brasil, (em CD).
- Kubo, Y. et al, 1989, "Effects of end plates and blockage of structural members on drag forces", *J. Wind Eng. Ind. Aerodynamics*, vol.32, pp.329-342.
- Rae, W.H. and Pope, A., 1984, "Low speed wind tunnel testing", John Wiley & Sons, Second edition, USA.
- Roshko, A., 1954, "On the drag and shedding frequency of two-dimensional bluff bodies", NACA TN 3169.
- Sousa, F.L., 1993, "Influência da razão de bloqueio no escoamento plano sobre corpos rombudos", Tese de mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), S.J.Campos, SP.

# BREVE INTRODUÇÃO À MODELAGEM FUNDAMENTAL DE PROCESSOS DE FLUIDIZAÇÃO GÁS-SÓLIDOS

**Luben Cabezas Gómez**

**Fernando Eduardo Milioli**

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos, Escola de Engenharia de São Carlos, USP. Av. Dr. Carlos Botelho, N° 1465, São Carlos, SP, Brasil. CEP 13560-250. E-mail: lubencg@sc.usp.br

## Resumo

Apresenta-se uma descrição geral da modelagem matemática de escoamentos bifásicos gás-sólidos aplicada a processos de fluidização, particularmente a leitos circulantes. São descritas as linhas gerais de modelagem matemática fundamental em fluidização. Finalmente são apresentados resultados de simulação numérica de leitos circulantes obtidos a partir de modelagem Euleriana usando o modelo tradicional das duas fases separadas.

**Palavras-chaves:** modelagem fundamental, fluidização, escoamentos gás-sólidos.

## 1. INTRODUÇÃO

A fluidização gás-sólidos tem variadas aplicações industriais entre as quais incluem-se as indústrias do petróleo, química, metalúrgica e de geração de energia. Reatores de leito fluidizado são amplamente utilizados na combustão de carvão e na queima parcial de combustível renovável (gaseificação da biomassa) para geração termoelétrica de energia em grande escala. Outra grande aplicação de reatores de leito fluidizado circulante ocorre no craqueamento catalítico de hidrocarbonetos pesados na indústria do petróleo.

Os combustores de leito circulante têm emergido como uma opção promissora para a geração de energia em caldeiras de queima de carvão e de gaseificação de biomassa. Existem muitas vantagens na utilização destes combustores, tais como: a flexibilidade no combustível, a grande eficiência da combustão, a ampla faixa de carga, as baixas emissões de óxidos de nitrogênio e enxofre  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_2$ , e a boa taxa de recirculação do material no tubo ascendente. O leito circulante denomina-se a segunda geração de combustores de leito fluidizado (Tsuo, 1989).

No entanto, a tecnologia de fluidização gás-sólidos apresenta ainda problemas a serem resolvidos, tais como: a forte erosão das superfícies internas ao leito, dos tubos de troca de calor, etc., assim como a possível bloqueio das partículas finas no tubo ascendente. Além disso, devido à sensibilidade do escoamento fluidizado à escala e às condições operacionais, o processo de escalonamento torna-se extremamente complexo (Ding, 1990).

Os estudos hidrodinâmicos podem contribuir de forma significativa para o melhor conhecimento e solução desses problemas. A estrutura do escoamento multifásico em colunas de leito fluidizado circulante é bastante complexa, caracterizada por grandes variações da fração volumétrica de sólidos ao longo do tubo ascendente, pela formação e dissipação de aglomerados de particulado e pela grande recirculação de sólidos. Essas complexas condições

de escoamento provêm um intenso contato superficial entre gases e sólidos, garantindo as altas taxas de reação necessárias aos processos reativos. O conhecimento da hidrodinâmica do processo é então de grande importância para que os parâmetros reativos e de transporte de massa no reator possam ser estabelecidos.

A modelagem matemática dos processos de fluidização gás-sólidos representa uma ferramenta auxiliar para a minimização dos esforços experimentais requeridos no desenvolvimento de instalações industriais. A experimentação e o desenvolvimento de protótipos são as ferramentas principais no projeto de qualquer processo industrial em engenharia. No entanto, os procedimentos de modelagem matemática e simulação numérica estão em constante desenvolvimento contribuindo de forma crescente para uma melhor compreensão de processos e fenômenos físicos. Além disso os modelos do processo de fluidização necessitam, para sua validação, de medições experimentais complexas de difícil execução. Assim, o desenvolvimento de modelagem também representa um estímulo ao desenvolvimento de novas técnicas e métodos experimentais.

O objetivo deste trabalho é oferecer uma breve introdução aos procedimentos usados em modelagem matemática fundamental em processos de fluidização, especificamente em leitos fluidizados circulantes gás-sólidos.

## **2. LINHAS GERAIS DE MODELAGEM MATEMÁTICA EM FLUIDIZAÇÃO**

Harris and Davidson apud Pugsley and Berruti (1996) apresentam uma classificação de modelos utilizados na simulação de leitos fluidizados circulantes. Segundo esses autores existem três tipos de modelos matemáticos utilizados para modelar os processos de fluidização gás-sólidos em leitos circulantes:

1. Os modelos que predizem a variação axial da densidade da suspensão de sólidos, mas que não caracterizam a variação radial.
2. Os modelos que predizem a variação radial da densidade da suspensão de sólidos e as altas velocidades médias de deslizamento, assumindo duas ou mais regiões com diferentes características de escoamento (por exemplo, os modelos pistonado anular e de escoamento anular com aglomerados).
3. Os modelos que utilizam as equações fundamentais da dinâmica dos fluidos para prever o escoamento bifásico gás-sólidos. Tal é o caso do modelo das duas fases separadas (modelo tradicional) e do modelo baseado na teoria cinética dos escoamentos granulares (TCEG).

Os dois primeiros tipos de modelos são preferencialmente utilizados como ferramentas de projeto, para investigar os efeitos das condições de operação e das dimensões do tubo ascendente do leito na estrutura do escoamento. Esses modelos podem ser facilmente acoplados à modelos cinético-químicos para simular o desempenho dos reatores de leito circulante (Pugsley and Berruty, 1996).

Os modelos do terceiro tipo são mais adequados para pesquisar as estruturas locais do escoamento, e para verificar a influência local da geometria sobre o escoamento (Pugsley and Berruty, 1996). Segundo Kuipers *et al.* (1998) estima-se que a utilização destes modelos para projeto e operação de reatores de leitos fluidizados experimentará uma significativa expansão num futuro próximo. Estes autores apresentam uma breve comparação, mostrada a seguir na tabela 1, deste tipo de modelos com os denominados modelos de sistemas globais ou de reatores clássicos, que são semelhantes àqueles dos tipos um e dois acima descritos.

Existe controvérsia entre os vários pesquisadores quanto a qual tipo de filosofia de modelagem é mais válida (Pugsley and Berruty, 1996), fato este reforçado pela comparação apresentada na Tabela 1.

**Tabela 1.** Comparação dos modelos fundamentais com os modelos globais.

Modelos fundamentais	Modelos globais
<b>Vantagens</b>	<b>Vantagens</b>
Disponibilidade de uma solução mais exata; o fenômeno descreve-se por cálculos de forma direta; pode-se obter equações de balanço formais de maneira rigorosa; pode-se visualizar o processo.	Modelos e soluções simples que facilitam a compreensão do fenômeno; modelos adaptáveis à informação requerida; uma capacidade limitada de cálculo é suficiente; pode-se obter predição exata do comportamento do sistema por posterior ajuste de parâmetros.
<b>Desvantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Requer-se: Conhecimento detalhado de processos elementares; redução de dados; grande capacidade de cálculo; esforço computacional adicional para cada problema específico; e o comportamento macroscópico não sempre é obtido com exatidão.	Necessita-se de conhecimento prévio do fenômeno além de imaginação; necessita-se de validação experimental previa e ajuste de parâmetros; o sentido dos parâmetros é as vezes pouco claro devido às considerações médias feitas.

Nesse trabalho considera-se a descrição dos modelos fundamentais do terceiro tipo, aplicados estritamente a processos de fluidização gás-sólidos. A Figura 1 apresenta as linhas ou tendências atuais da modelagem matemática nessa classe de modelos.

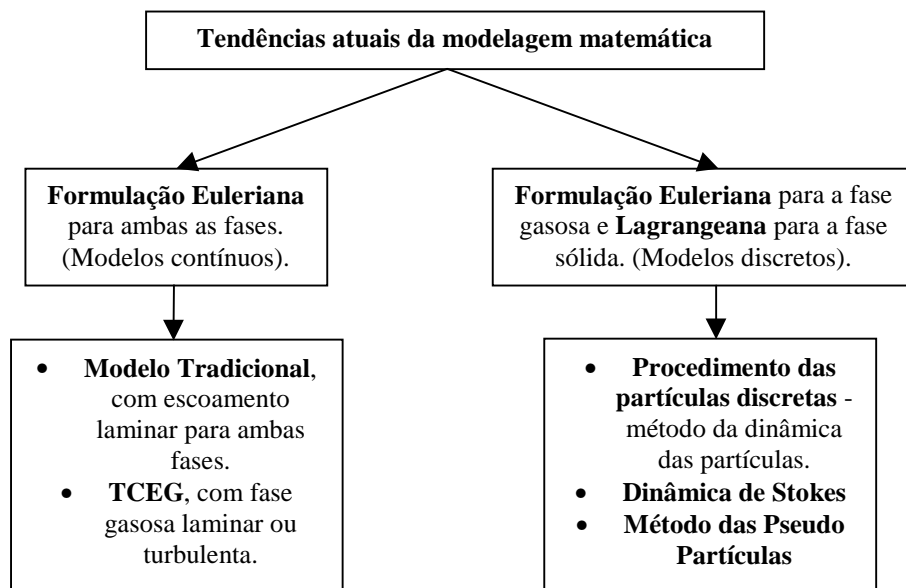


Figura 1. Tendências atuais da modelagem matemática em fluidização baseadas em equações fundamentais.

O método de Euler ou formulação Euleriana tem sido muito utilizado na modelação dos processos de fluidização. O método de Euler divide-se em dois procedimentos principais: o modelo tradicional e a teoria cinética dos escoamentos granulares.

O modelo tradicional, que utiliza o método das médias de Euler e considera as duas fases como fases contínuas, denomina-se **modelo das duas fases separadas**. Este modelo é formulado considerando cada fase em separado, em termos de um sistema de equações de conservação de massa, quantidade de movimento para cada direção coordenada, e



conservação da energia, para cada fase respectivamente. Devido a que ambas as fases interagem entre si, aparecem nas equações de campo termos devidos a essa interação, que especificam o transporte de massa, quantidade de movimento e energia através da interface. Na literatura existe um grande número de publicações que utilizam este modelo das duas fases, tais como Gidaspow and Ettehadieh (1983), Syamlal and Gidaspow (1985), Gidaspow (1986), Bouillard *et al.* (1989) entre outras.

A desvantagem do modelo tradicional consiste na necessidade de introduzir a viscosidade dinâmica do sólido,  $\mu_s$ , como um dado obtido experimentalmente mediante um balanço de quantidade de movimento, como mostrado em Miller and Gidaspow (1992). Devido a esse fato este modelo é também denominado de modelo das duas fases com viscosidade constante.

Os modelos baseados na TCEG para tratamento da fase sólida são atualmente adotados pela maioria dos pesquisadores, embora ainda não tenha sido demonstrado que este modelo possa produzir resultados mais realistas que os obtidos através do modelo das duas fases com viscosidade constante (Kuipers and van Swaaij, 1997).

A TCEG foi desenvolvida por vários pesquisadores com base na teoria cinética dos gases densos (Chapman and Cowling, 1970). A grande vantagem dos modelos baseados nessa teoria é que permitem calcular diretamente o valor de  $\mu_s$ , além da pressão da fase sólida. Suas desvantagens são a maior complexidade numérica e a necessidade de mais tempo de cálculo computacional. Alguns dos trabalhos que utilizam a TCEG são Ding and Gidaspow (1990), Boemer *et al.* (1995), e Samuelsberg and Hjertager (1996) entre outros.

A formulação de Euler-Lagrange constitui outra linha de modelagem numérica atualmente utilizada em fluidização. Nessa formulação, em geral, a fase gasosa é modelada como uma fase continua pelo método das médias de Euler, enquanto a fase sólida é modelada utilizando a formulação Lagrangeana.

De maneira geral essa linha de modelagem permite uma melhor compreensão das interações partícula-partícula e partícula-parede. Isto oferece uma ferramenta para obter novos modelos reológicos das suspensões fluidizadas, o que permite melhorar a formulação das leis de fechamento necessárias nos modelos contínuos (modelo das duas fases separadas).

Como mostra-se na Figura 1 podem-se distinguir três procedimentos gerais deste tipo de formulação: o procedimento das partículas discretas, o modelo da dinâmica de Stokes, e o método das pseudo partículas (Kuipers and van Swaaij, 1997).

No procedimento das partículas discretas o movimento das partículas individuais esféricas é calculado diretamente a partir das forças que atuam sobre essas partículas, levando em consideração as interações partícula-partícula e partícula-parede, assim como o arrasto entre as partículas e fase gasosa intersticial. Os trabalhos de Tsuji *et al.* (1998) e de Hoomans *et al.* (1996) entre outros são representativos deste procedimento. Os primeiros autores utilizam o modelo das “partículas brandas”, considerando que as partículas se deformam durante as iterações entre si. Os segundos autores utilizam o modelo das “partículas duras”, considerando as partículas como esferas quase rígidas que não sofrem deformações durante as interações.

O modelo da dinâmica de Stokes e o método das pseudo partículas constituem os outros dois procedimentos que utilizam a formulação de Euler-Lagrange. Uma explanação destes dois procedimentos assim como do procedimento das partículas discretas é apresentada no trabalho de Kuipers and van Swaaij (1997).

A formulação Lagrangeana aplicada à fase de sólidos implica em que um conjunto de equações seja gerado e resolvido para cada partícula no domínio físico de cálculos. Esse fato dificulta tremendamente sua aplicação à escoamentos contendo grandes quantidades de particulado, como é o caso de escoamentos fluidizados, em vista das limitações dos recursos computacionais atuais.

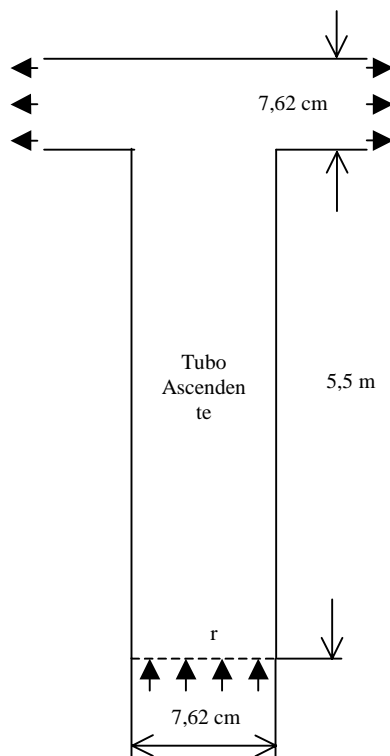
A seguir mostra-se na Tabela 2 uma comparação entre modelos contínuos e discretos para a fase sólida tomada de Kuipers *et al.* (1998). Segundo estes autores, devido à variedade e grau de complexidade dos sistemas de fluidização modelados, existe uma forte demanda por um procedimento integrado de modelagem onde modelos com elevado grau de sofisticação devem ser usados para alimentar modelos que usam sub-modelos com forte base empírica. Nesse contexto os modelos discretos oferecem uma ferramenta para desenvolver leis de fechamento para as interações partícula-partícula e partícula-parede, que podem ser usadas e testadas nos modelos contínuos desenvolvidos para a simulação dos sistemas macroscópicos de interesse, tais como os leitos fluidizados circulantes gás-sólidos.

**Tabela 2.** Comparação entre modelos contínuos (MC) e modelos discretos (MD).

	MC	MD
Úteis para predições engenharieis de escala	+	-
Incorporação dos efeitos distribuídos sob a fase dispersa (sólida)	-	+
Esforço computacional	+	-
Nível de detalhamento computacional	-	+
Fechamento das equações	-	+

### 3. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

A seguir apresenta-se resultados de simulação numérica do escoamento bifásico gás-sólidos no tubo ascendente da instalação do sistema de transporte gás-sólidos do IIT (Illinois Institute of Technology) apresentada em (Luo, 1987) e em (Tsuo, 1989) segundo as condições e geometria especificadas na Figura 2.



Dados da simulação:

Diâmetro das partículas:  $d_p = 520 \mu\text{m}$   
 Densidade do sólido:  $\rho_s = 2620 \text{kg/m}^3$   
 Velocidade mássica do sólido:  $G_s = 24,9 \text{kg/sm}^2$   
 Viscosidade do sólido:  $\mu_s = 0,509 \text{Pa s}$

Condições iniciais:

Tubo ascendente sem sólido  
 $P = 101,325 \text{kPa}$   
 $T = 300 \text{K}$

Condições de contorno na entrada:

$v_s = 0,386 \text{m/s}$   
 $v_g = 4,979 \text{m/s}$   
 $\alpha_s = 0,0246$   
 $P = 121,590 \text{kPa}$   
 $T = 300 \text{K}$

Condições de contorno na saída:

Condição de continuidade

$$\frac{\partial f}{\partial n} = 0 \quad (3)$$

onde  $f$  pode ser  $\alpha_g$ ,  $u_g$  ou  $u_s$   
 Pressão fixa:  $P = 101,325 \text{kPa}$

Condições computacionais:

$\delta r = 0,381 \text{cm}$   
 $\delta z = 7,62 \text{cm}$   
 $\delta t = 0,0005 \text{s}$   
 Número de nós:  $(12 \times 75) = 900$   
 Tempo real de cálculo  $t = 48 \text{s}$

Figura 2. Geometria e condições iniciais e de contorno usadas na simulação do sistema de transporte do IIT apresentado em (Luo, 1987) e em (Tsuo, 1989).

Na simulação utiliza-se o modelo hidrodinâmico B usado pelo grupo de pesquisa do IIT/ANL (Argonne National Laboratory). Este consiste no modelo tradicional das duas fases separadas com algumas modificações. As equações básicas de conservação da massa e da quantidade de movimento do modelo tradicional são dadas respectivamente por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \vec{\nabla} \cdot (\alpha_k \rho_k \vec{U}_k) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k \vec{U}_k) + \vec{\nabla} \cdot (\alpha_k \rho_k \vec{U}_k \vec{U}_k) = -\alpha_k \vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \cdot (\alpha_k \tau_k) + M_{ki} + \alpha_k \rho_k \vec{g} \quad (2)$$

onde  $\alpha_k$ ,  $\rho_k$ ,  $U_k$ , e  $\tau_k$  representam respectivamente a fração volumétrica, densidade ( $\text{kg/m}^3$ ), velocidade média (m/s), e o tensor das tensões viscosas (Pa) para a fase k, P a pressão termodinâmica ou pressão do gás (Pa), g a aceleração da gravidade ( $\text{m/s}^2$ ), e  $M_{ki}$  a transferência de quantidade de movimento na interface entre as fases ( $\text{N/m}^3$ ).

Para fechar as equações (1) e (2) precisa-se modelar os termos  $\tau_k$  e  $M_{ki}$ . Para o tensor das tensões viscosas normalmente assume-se um fluido Newtoniano tanto para a fase gasosa quanto para a fase sólida. Além disso deve-se especificar a viscosidade da fase sólida,  $\mu_s$ . No modelo clássico assume-se um valor constante para esse coeficiente. Outro aspecto a modelar através das leis de fechamento é a denominada pressão do sólido que caracteriza as tensões normais que aparecem na fase sólida devido às colisões partícula-partícula e às flutuações da velocidade do particulado. No modelo tradicional a pressão do sólido é modelada por equações empíricas.

No modelo utilizado são também consideradas as seguintes hipóteses simplificativas: escoamento bifásico não reativo sem transferência de massa na interface; escoamento laminar e isotérmico para ambas as fases, as quais são consideradas meios contínuos; e particulado homogêneo caracterizado por apenas um diâmetro médio de partícula  $d_p$  (m). Para maiores detalhes da derivação do modelo hidrodinâmico utilizado, da técnica numérica usada, assim como de aspectos concernentes à modelagem matemática de escoamentos bifásicos gás-sólidos pode-se consultar os trabalhos de Cabezas (1999), e Cabezas e Milioli, (1999).

A Figura 3 mostra os contornos de fração volumétrica de sólidos no tubo ascendente. Nessa figura, quanto menos intenso o tom de cinza maior a fração volumétrica de sólidos. Observa-se a formação e dissipação de aglomerados, formando-se o primeiro à 1,5 segundos aproximadamente. Os resultados mostrados na Fig.3 são qualitativamente semelhantes aos obtidos por Tsuo (1989), que modelou essa mesma instalação utilizando coordenadas cartesianas (vide Cabezas, 1999). Como observa-se na figura a hidrodinâmica do escoamento bifásico gás-sólidos numa coluna de leito circulante é bastante complexa, caracterizando-se por grandes variações radiais e axiais da concentração de sólidos, e pela freqüente formação e dissociação de aglomerados sólidos que escoam de forma ascendente e descendente.

#### 4. COMENTÁRIOS FINAIS

Existem diferentes tipos de modelos para simular o escoamento multifásico num leito fluidizado. Entre os modelos usados em modelagem fundamental destacam-se os modelos contínuos e os modelos discretos. Apesar dos avanços atingidos no desenvolvimento e utilização destes tipos de modelos, ainda existem problemas significativos a serem resolvidos. Entre eles estão a modelagem dos termos viscosos para a fase sólida e a modelagem da turbulência, entre outros, para os modelos contínuos, e o alto custo computacional dos modelos discretos, impossibilitando sua aplicação à simulação de sistemas fluidizados de escala industrial.

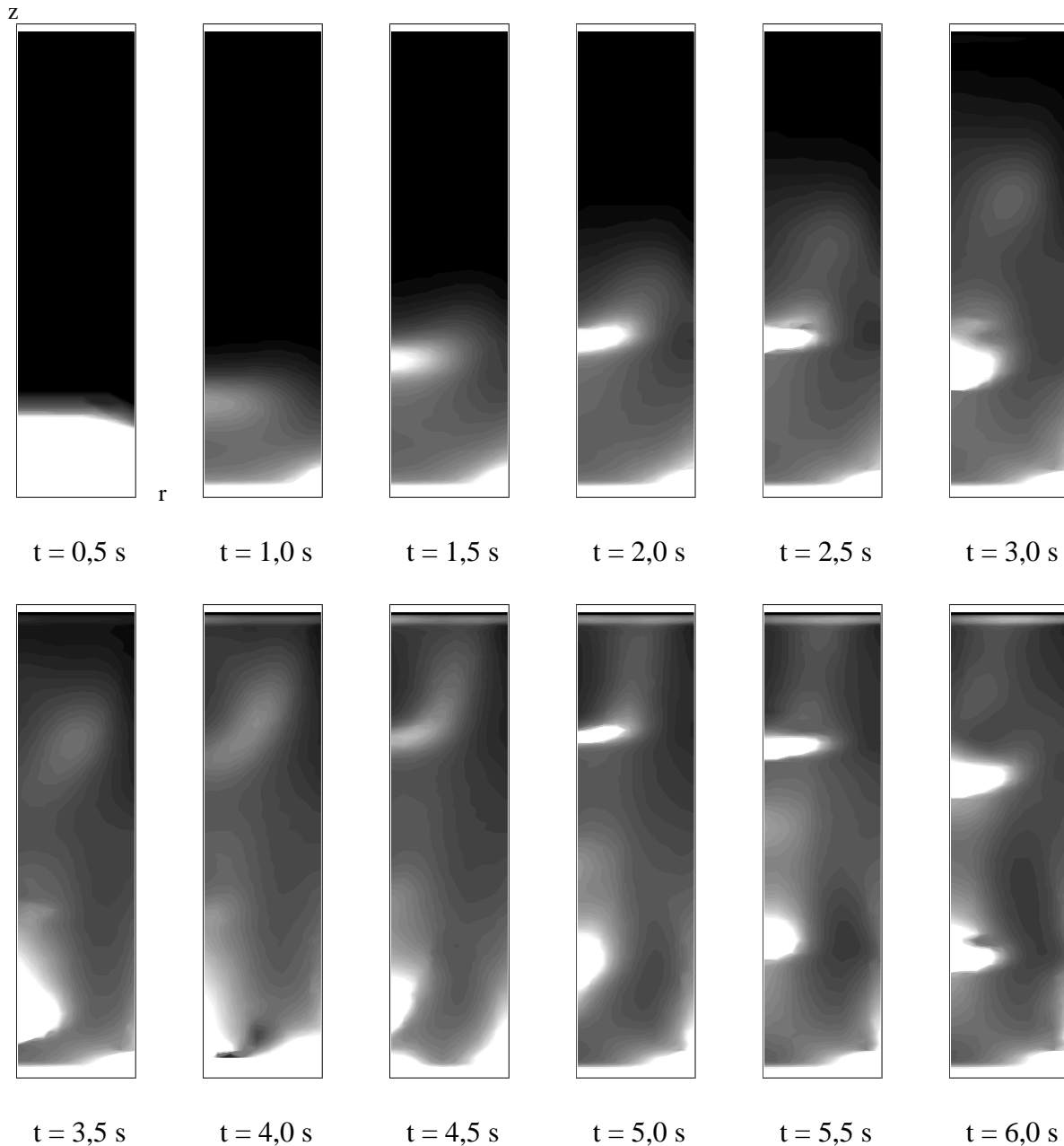


Figura 3 - Perfis do contorno da fração volumétrica de sólidos em função do tempo.

Salienta-se a importância da pesquisa e desenvolvimento destes tipos de modelos visando sua aplicação ao projeto de unidades industriais de leitos fluidizados para geração de energia e produção de combustíveis. Uma forma de atingir esse propósito é a utilização de procedimentos de modelagem integrados, como descrito na seção 2.

Atualmente estão sendo desenvolvidos trabalhos de pesquisa nesta área de modelagem fundamental de processos de fluidização em continuidade ao presente trabalho.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer o apoio financeiro do CNPq na forma de bolsa de mestrado para o primeiro autor do trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Boemer, A., Qi, H., Renz, U., Vasquez, S., Boysan, F., 1995, "Eulerian computation of fluidized hydrodynamics-a comparison of physical models", Proc.13<sup>th</sup> Int. Conf. on Fluidized Bed Combustion, v.2, p.775-787.
- Bouillard, J.X., 1989, "Porosity distributions in a fluidized bed with an immersed obstacle", AIChE Journal, v.35, n.6, p.908-922.
- Cabezas, L.G., 1999, "Um estudo da modelagem matemática e simulação numérica de escoamentos bifásicos gás-sólidos", Dissertação de mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, USP, São Carlos, Brasil.
- Cabezas, L.G., Milioli, F.E., 1999, "Modelagem matemática e simulação numérica do escoamento bifásico gás-sólidos num leito fluidizado circulante", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindoia, SP, Brasil.
- Chapman, S., Cowling, T.G., 1970, "The mathematical theory of non-uniform gases", 3<sup>rd</sup> Ed., Cambridge Univ. Press, Cambridge, U.K.
- Ding, J., 1990, "A fluidization model using kinetic theory of granular flow", Ph.D. Thesis, Illinois Institute of Technology, Chicago.
- Ding, J., Gidaspow, D., 1990, "A bubbling model using kinetic theory of granular flow", AIChE Journal, v.36, n.4, p.523-538.
- Gidaspow, D., Ettehadieh, B., 1983, "Fluidization in two-dimensional beds with a jet 2. Hydrodynamics modeling", Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals, v.22, p.193-201.
- Gidaspow, D., 1986, "Hydrodynamics of fluidization and heat transfer: Supercomputing modeling", Applied Mechanical Reviews, v.39, n.1, p.1-23.
- Gidaspow, D., 1994, Multiphase Flow and Fluidization. Continuum and Kinetic Theory Descriptions, Academic Press, Boston.
- Hoomans, B.P.B., Kuipers, J.A.M., Briels, W.J., van Swaaij, W.P.M., 1996, "Discrete particle simulation of bubble and slug formation in a two-dimensional gas-fluidized bed: a hard-sphere approach", Chemical Engineering Science, v.51, n.1, p.99-118.
- Kuipers, J.A.M., van Swaaij, W.P.M., 1997, "Application of computational fluid dynamics to chemical reaction engineering", Reviews in Chemical Engineering, v.13, n.3.
- Kuipers, J.A.M., Hoomans, B.P.B., van Swaaij, W.P.M., 1998, "Hydrodynamic models of gas-fluidized beds and their role for design and operation of fluidized bed chemical reactors", In Fluidization IX, Engineering Foundation, Fan, L.-S., Knowlton, T.M., Eds., Engineering Foundation: New York, p. 15-30.
- Miller, A., Gidaspow, D., 1992, "Dense, vertical gas-solid flow in a pipe", AIChE Journal, v.38, n.11, p.1801-1815.
- Pugsley, T.S., Berruti, F., 1996, "A predictive model for circulating fluidized bed risers", Powder Technology, v.89, p.57-69.
- Samuelsberg, A., Hjertager, B.H., 1996, "An experimental and numerical study of flow patterns in a circulating fluidized bed reactor", International Journal of Multiphase Flow, v.22, n.3, p.575-591.
- Syamlal, M., Gidaspow, D., 1985, "Hydrodynamics of fluidization: prediction of wall to bed heat transfer coefficients", AIChE Journal, v.31, n.1, p.127-135.
- Tsuji, Y., Tanaka, T., Yonemura, S., 1998, "Cluster patterns in circulating fluidized beds by numerical simulation (discrete particle model versus two-fluid model)", Powder Technology, v.95, n.3, p.254-264.
- Tsuo, Y.P., 1989, "Computation of flow regimes in circulating fluidized beds", Ph.D. Thesis, Illinois Institute of Technology, Chicago.

## ESCOAMENTO TURBULENTO COM TROCA DE CALOR SOBRE UM DEGRAU

**D. O. A. Cruz,**

**Danielle Gurra**

**E. N. Macêdo**

, Universidade Federal do Pará Departamento de Engenharia Mecânica – UFPA  
Campus Universitário do Guamá, 66075-900, Belém, Pará, Brasil  
E-mail: [doac@ufpa.br](mailto:doac@ufpa.br)

**Atila P. Silva Freire**

Programa de Engenharia Mecânica COPPE/UFRJ  
Universidade Federal do Rio de Janeiro  
C.P. 68503, 21945-970, Brasil  
Email: [atila@serv.com.ufrj.br](mailto:atila@serv.com.ufrj.br)

### Resumo

A separação da camada limite constitui-se em um dos principais fenômenos da mecânica dos fluidos por ocorrer com grande frequência em problemas de engenharia. Muitos estudos têm sido desenvolvidos no sentido de determinar o comportamento do escoamento nesta região, assim como o modo pelo qual ocorre a troca de calor. Este trabalho propõe um procedimento para o cálculo do número de Stanton nas regiões de separação e de recolamento do escoamento. O método a ser utilizado emprega as equações para a velocidade e temperatura derivadas por Cruz & Silva Freire (1998). O procedimento consiste em obter o gradiente de pressão, a tensão de cisalhamento e o fluxo de calor na parede através das equações de velocidade e temperatura para a região de redesenvolvimento utilizando dados experimentais dos perfis de velocidade e temperatura e o método dos mínimos quadrados. Para este fim, o fenômeno foi estudado experimentalmente através do escoamento turbulento sobre um degrau descendente com 0,05 m de altura tendo à frente de sua face uma seção de teste aquecida em um túnel de vento. Uma comparação com os resultados de Vogel & Eaton foi feita mostrando bons resultados.

**Palavras Chaves:** Camada Limite, Escoamento Turbulento, Transferencia de Calor.

## 1. INTRODUÇÃO

Escoamentos turbulentos com separação e recolamento são classificados como escoamentos complexos, caracterizados por alta intensidade turbulenta e fluxo reverso. O fenômeno de separação da camada limite turbulenta vêm sendo pesquisado há vários anos, pois a presença de um gradiente de pressão adverso e conseqüentemente o aparecimento da separação e recolamento, possuem considerável significado na prática por serem de grande importância em projetos aerodinâmicos como: máquinas à jato, aerofólios, pás de helicóptero, pás de turbinas e dutos com expansão.

A separação é o resultado de um movimento retardado do fluido adjacente à parede; e a força de atrito é um importante fator neste processo. A presença de uma região de separação juntamente com o recolamento de um escoamento, provoca o aumento da instabilidade, flutuações de pressão, vibrações em estruturas e ruído.

As pesquisas realizadas dentro deste assunto têm como principal motivação o entendimento da física do fenômeno, e o empenho em encontrar possíveis métodos para amenizar os impactos desfavoráveis provocados pelo processo. Apesar de muitos estudos experimentais em escoamentos com separação, a estrutura da região de separação não está completamente entendida (Simpson, Chew e Shivaprasad, 1981). Mesmo com o desenvolvimento de anemômetros a laser e pulsáteis, as medidas de velocidade na zona de separação é ainda sujeita a erros (Adams e Eaton 1988).

O presente trabalho visa o estudo do fenômeno de separação tanto fluidodinâmico quanto térmico, teoricamente e experimentalmente, o qual foi realizado com escoamento turbulento utilizando como fluido o ar. O experimento foi desenvolvido com escoamento subsônico, sobre um degrau descendente, Figura 1, em um túnel de vento aberto e de baixa intensidade turbulenta. O estudo tem por objetivo contribuir com um novo conjunto de medidas experimentais de velocidade e de temperatura, uma vez que existe uma carência de dados experimentais para ambos os casos. Outro objetivo se relaciona ao aspecto teórico, em que um novo procedimento para o tratamento dos parâmetros característicos como tensão na parede e fluxo de calor, foram estimados através da aplicação da técnica do problema inverso, a qual foi utilizada para a implementação das equações de velocidade e temperatura derivadas por Cruz e Silva Freire(1998). Foi aplicado ao código computacional desenvolvido os dados experimentais do trabalho de Vogel e Eaton (1984), os dados estimados pelo código demonstraram boa concordância. Todos os experimentos foram realizados no Laboratório de Mecânica da Turbulência do Programa de Engenharia Mecânica do Instituto de Pós-Graduação Alberto Luis Coimbra – COPPE/UFRJ

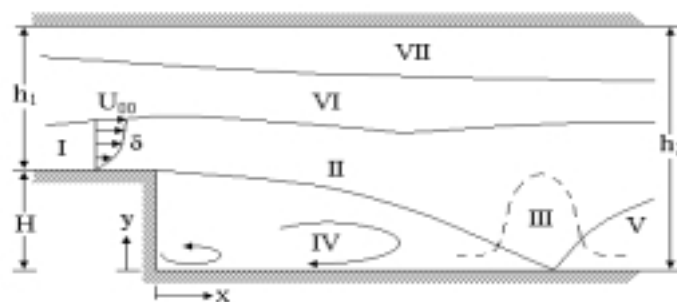


Figura 1. Degrau descendente.

Onde I = Camada limite V = Região de redensolvimento II = Camada cisalhante  
VI = Escoamento potencial III = Região de recolamento IV = Região de recirculação

## 2. APARATO E METODOLOGIA EXPERIMENTAL

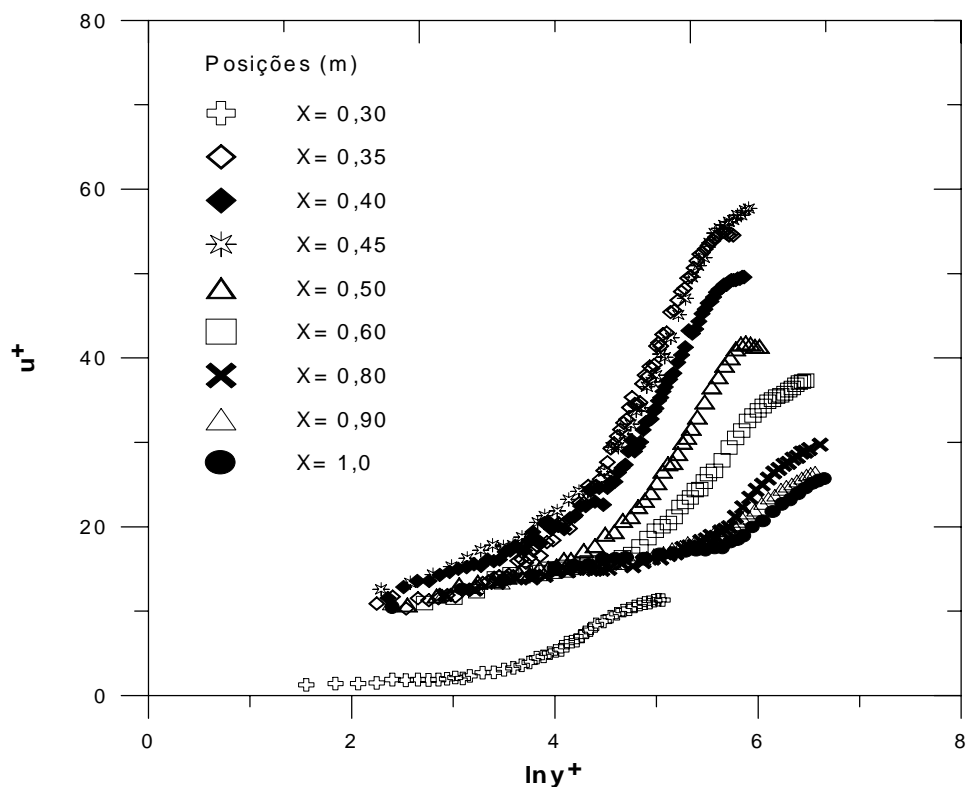
O protótipo de um degrau descendente de dimensões 0,05mx0,67mx1,0m foi construído para ser adaptado à seção de estabilização do túnel de vento. Sua utilização força o aparecimento das regiões de descolamento, recirculação, recolamento e redensolvimento do escoamento. Foi utilizado um túnel de vento de circuito aberto, de baixa velocidade e com intensidade turbulenta inferior a 2%. O túnel possui uma seção de teste de dimensões 0,67mx0,67mx3,0m e sua seção de teste é dividida em três seções de iguais dimensões. A geração do escoamento se faz à montante por uma seção ventiladora equipada com um filtro. A regulagem da velocidade do escoamento é controlada através de um conversor de frequência do motor. Antes de atingir a seção de estabilização, o escoamento atravessa o difusor e uma colméia, onde irregularidades espaciais do perfil de velocidades são atenuados. A seção de estabilização possui um metro e os dois metros seguintes são de seção de teste a qual possui superfícies lisas e um sistema de aquecimento. O túnel é todo constituído de madeira, na parte inferior há duas placas de alumínio de um metro cada, sob estas placas há um sistema de aquecimento; o teto do túnel é móvel a fim de compensar o desenvolvimento da camada limite e possui adaptação para tomadas de pressão. O teto do túnel foi ajustado para possuir um gradiente de pressão próximo ou igual a zero. O sistema de aquecimento da superfície interna em alumínio nos dois metros de seção de teste do túnel, é produzido por corrente elétrica. O controle de todas as funções do túnel é automático sendo comandado por microcomputador. Dois micro-processadores PENTIUM são utilizados para o controle da instrumentação, aquisição e tratamento dos dados experimentais obtidos durante os experimentos.

Os perfis de temperatura instantânea foram adquiridos usando três termopares tipo K, Níquel-Constantan, uma placa de aquisição de sinal e um programa computacional. Foram utilizados um tubo de Pitot e um programa para a calibração e controle da velocidade. Cada termopar foi ligado à placa de aquisição sendo esta conectada ao computador. O programa utilizado para a aquisição dos dados, fornece a temperatura obtida pelo termopar que está contido na haste, e a temperatura dos termopares fixados nas superfícies das placas. Os dados experimentais obtidos na medição da camada limite de velocidade, foram adquiridos pela anemometria de fio- quente. O sistema de aquisição era composto de um sensor a fio- quente simples da marca DISA, tipo 55P11, e um anemômetro KAURI. Os valores das medidas de velocidade média foram adquiridos por um programa computacional desenvolvido no Laboratório de Mecânica da Turbulência.

## 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os perfis de velocidade e de temperatura obtidos experimentalmente para a região à jusante do ponto de recolamento, são apresentados em coordenadas internas onde  $u^+ = u/u_\tau$ ,  $y^+ = u_\tau \cdot y/\nu$  e  $T^+ = (T_w - T)/T_\tau$ ,  $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$ ,  $T_\tau = q_w / (C_p \rho u_\tau)$ ,  $T_w$  = temperatura na parede,  $\tau_w$  = Tensão de cisalhamento, de forma a caracterizar a existência de uma região logarítmica, localizada na região de escoamento completamente turbulento. Cada perfil de velocidade e temperatura é localizado a uma certa distância à frente do degrau, nas posições 30, 40, 45, 50, 60, 80, 90 e 100cm.





**Figura 2.** Perfis de velocidade em coordenadas internas.

É observado que o perfil de posição  $x=0,30\text{m}$ , localizado próximo ao ponto de recolamento, demonstra não atender a lei logarítmica mostrando assim que esta não é válida nesta região. Na região de separação o perfil de velocidade assume um perfil no qual a velocidade varia proporcionalmente a raiz quadrada da distância até a parede, isto ocorre principalmente devido a uma alteração no balanço de forças do escoamento próximo a parede quando comparado com o caso onde não há recolamento, causada pelo desaparecimento da tensão na parede.

Nos outros perfis medidos à jusante do ponto de recolamento, é observado que a medida que se afastam deste, vão apresentando uma região de solução logarítmica e a tendência a juntarem-se uma vez que o escoamento vai adquirindo características do comportamento de escoamento sobre placas planas, atendendo assim, a lei da parede clássica. Isto é observado nos perfis que vão de  $0,50$  à  $1,0\text{m}$ .

Na Figura 03 também foi observado a existência de uma região logarítmica nos perfis de temperatura, sendo que a tendência dos mesmos a juntarem-se ocorre mais lentamente a medida que se afastam da região de recolamento. Como no caso fluidodinâmico o escoamento na região de separação apresenta características diferentes do escoamento sobre placa plana sendo que neste caso, o perfil de temperatura varia de forma inversamente proporcional a raiz

quadrada da distância até a parede. Esta mudança é uma consequência das alterações que ocorrem no escoamento e que afetam diretamente o fenômeno da troca de calor na região de separação-recolamento.

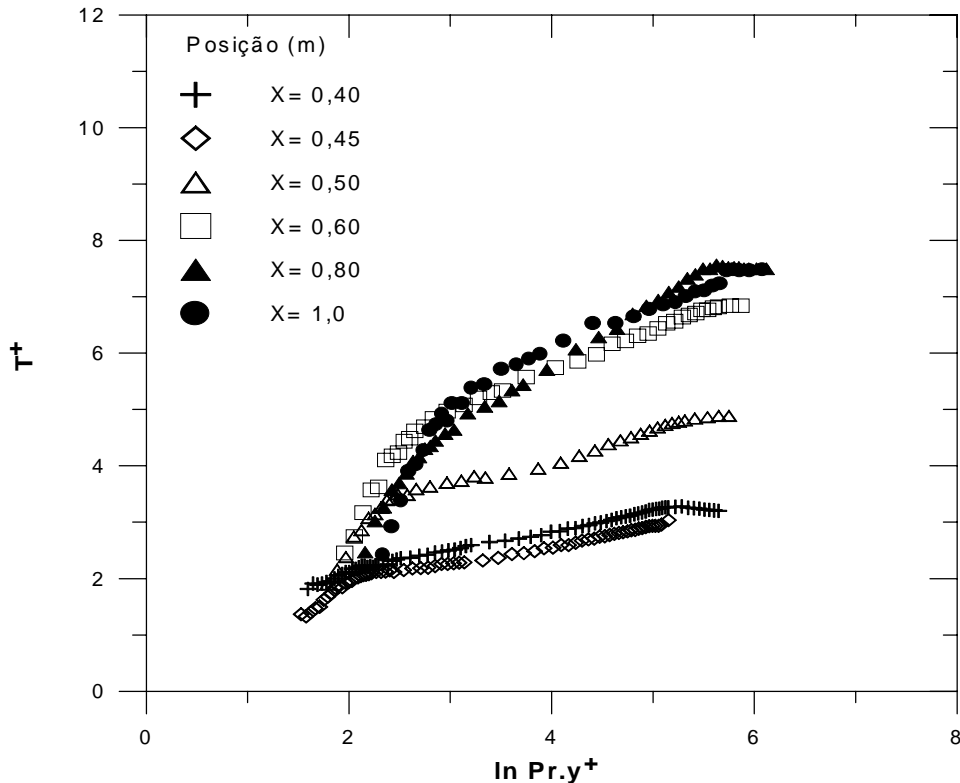


Figura 3. Perfis de temperatura em coordenadas internas.

#### 4. CÁLCULO DA TENSÃO E FLUXO DE CALOR NA PAREDE

Para o cálculo da tensão cisalhante  $\tau_w$ , gradiente de pressão  $dP_w/dx$  e do fluxo de calor  $q_w$ , códigos computacionais foram desenvolvidos utilizando a Técnica do Problema Inverso. O objetivo do problema inverso é estimar uma ou mais variáveis desconhecidas utilizando medições conhecidas. A técnica utilizada para a solução do problema inverso foi o método de Levenberg–Marquardt através da minimização do resíduo da norma de mínimos quadrados, que é expressa pela equação (4.1). O método foi utilizado para minimizar as funções de velocidade e temperatura derivadas por Cruz e Silva Freire (1998)

$$S(P) = \sum_{i=1}^I [Y_i - T_i(P)]^2 \quad (4.1)$$

onde  $P^T \equiv [P_1, P_2, \dots, P_N]$  = vetor com os parâmetros a serem estimados  
 $T_i(P) \equiv T(P, t_i)$  = temperatura estimada no tempo  $t_i$   
 $Y_i \equiv Y(t_i)$  = temperatura medida no tempo  $t_i$   
 $N$  = número total de parâmetros que se deseja estimar  
 $I$  = número total de medidas

Os perfis de velocidade e de temperatura próximos à parede apresentam um comportamento logarítmico atendendo a conhecida Lei da Parede. Contudo, este

comportamento não é verdadeiro para a região de separação da camada limite. Com o objetivo de contornar estas dificuldades, Cruz e Silva Freire (1998) apresentaram novas formulações para as equações de velocidade e de temperatura, as quais são válidas em todas as regiões do escoamento. Para o caso hidrodinâmico, foi utilizada a equação (4.2), onde  $\tau_w$  representa a tensão na parede,  $dP_w/dx$  é o gradiente de pressão,  $\rho$  é a massa específica,  $k=0,41$  é a constante de von Kármán,  $u$  é a componente de velocidade na direção  $x$ , e  $C_1(x)$  é constante provinda da integração.

$$u = \frac{2}{k} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_w}{dx} y} + \frac{1}{k} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_w}{dx} y} - \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_w}{dx} y} + \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} + C_1(x) \quad (4.2)$$

Esta equação é uma generalização da lei da parede clássica para escoamentos com separação. Representa o comportamento da lei da parede na região à jusante do deslocamento para o caso em que  $\tau_w/\rho \geq 0$ . Tratando matematicamente a equação (4.2) para quando  $\tau_w \gg y dP/dx$ , tem-se que:

$$u = \frac{2}{k} u_\tau + \frac{u_\tau}{k} \ln \frac{y}{4u_\tau^2 \rho} \frac{dP_w}{dx} + C_1(x) \quad (4.3)$$

A constante  $C_1(x)$  foi possível ser modelada através da utilização simultânea da equação (4.3) e da formulação clássica da lei da parede, das quais obteve-se:

$$C_1(x) = u_r \ln \frac{4u_\tau^3}{v dP_w / dx} \quad (4.4)$$

Onde a velocidade de atrito  $u_\tau = (\tau_w/\rho)^{1/2}$ , e  $u_r$  é um parâmetro de escala proposto por Cruz e Silva Freire (1994) o qual pode ser empregado tanto na região de separação quanto longe desta, fornecendo uma estrutura assintótica que se adapta aos efeitos do processo de separação sendo descrito pela equação (4.5) apresentada abaixo.

$$u_r^3 - \frac{\tau_w}{\rho} u_r - v \frac{dP_w}{dx} = 0 \quad (4.5)$$

Na região interna do escoamento a expressão (4.6) é válida, e como  $u_\tau = (\tau_w/\rho)^{1/2}$  tem-se por consequência que a velocidade característica,  $u_r$ , é da ordem da velocidade de atrito  $u_\tau$

$$o(u_r^2) = o\left(\frac{\tau_w}{\rho}\right) \quad (4.6)$$

Substituindo a equação (4.4) na equação (4.2) obteve-se a forma final da equação de velocidade válida para a região completamente turbulenta, a qual foi utilizada no código computacional desenvolvido para estimar os valores da tensão de cisalhamento e o gradiente de pressão na parede. Analogamente ao caso fluidodinâmico, a equação para a lei da parede térmica utilizada neste trabalho é apresentada a seguir:

$$T = \frac{1}{k_t} \frac{\dot{q}_w}{\rho c_p} \frac{1}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} \ln \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_w}{dx} y} - \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_w}{dx} y} + \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} + C_{t1}(x, Pr) \quad (4.7)$$

Onde  $T = T_w - T_f$ ,  $T_f$  e  $T_w$  representam as temperaturas do fluido e da parede respectivamente,  $c_p$  o calor específico, a constante térmica  $k_t = 0.45$ , e  $C_{t1}$  é constante provinda de integração.

Tratando matematicamente a equação (4.7) sabendo que  $u_\tau = (\tau_w/\rho)^{1/2}$  tem-se que:

$$T = \frac{1}{k_t} \frac{\dot{q}_w}{\rho c_p} \frac{1}{u_\tau} \ln \frac{y}{4\rho u_\tau^2} \frac{dP_w}{dx} + C_{t1} \quad (4.8)$$

Fazendo uso do parâmetro de escala  $u_r$ , a constante  $C_{t1}$  obtida foi a seguinte:

$$C_{t1} = \frac{\dot{q}_w}{\rho c_p u_r} \left( \frac{1}{k_t} \ln \frac{4u_r^3}{v} \frac{dP_w}{dx} + AJ \right) \quad (4.9)$$

Onde  $AJ$  é uma modificação da função empírica de correlação proposta por Patankar e Spalding (1970) expressa por:

$$AJ = \left( \frac{0,9}{Pr} \right)^{0,25} \cdot \left[ \frac{0,9PI}{\text{sen}(PI) \sqrt{\frac{A}{0,41} \left( \frac{Pr}{0,9-1} \right)}} \right] \quad (4.10)$$

onde  $Pr = 0,7$ ;  $PI = \arctg(1)$ ;  $A = 26 ((\tau_w/\rho)^{1/2}/u_r)$

Substituindo  $C_{t1}$  na equação (4.7) obtém-se a forma final que foi implementada para a obtenção do fluxo de calor. A partir dos valores destes, foi possível obter o número de Stanton através da expressão (4.11), e com os valores da tensão o coeficiente de fricção foi encontrado pela expressão (4.12).

$$St = \frac{\dot{q}_w}{\rho c_p U_{oo} (T_w - T_{oo})} \quad ; \quad \frac{C_f}{2} = \left( \frac{u_\tau}{U_{oo}} \right)^2 \quad (4.11, 12)$$

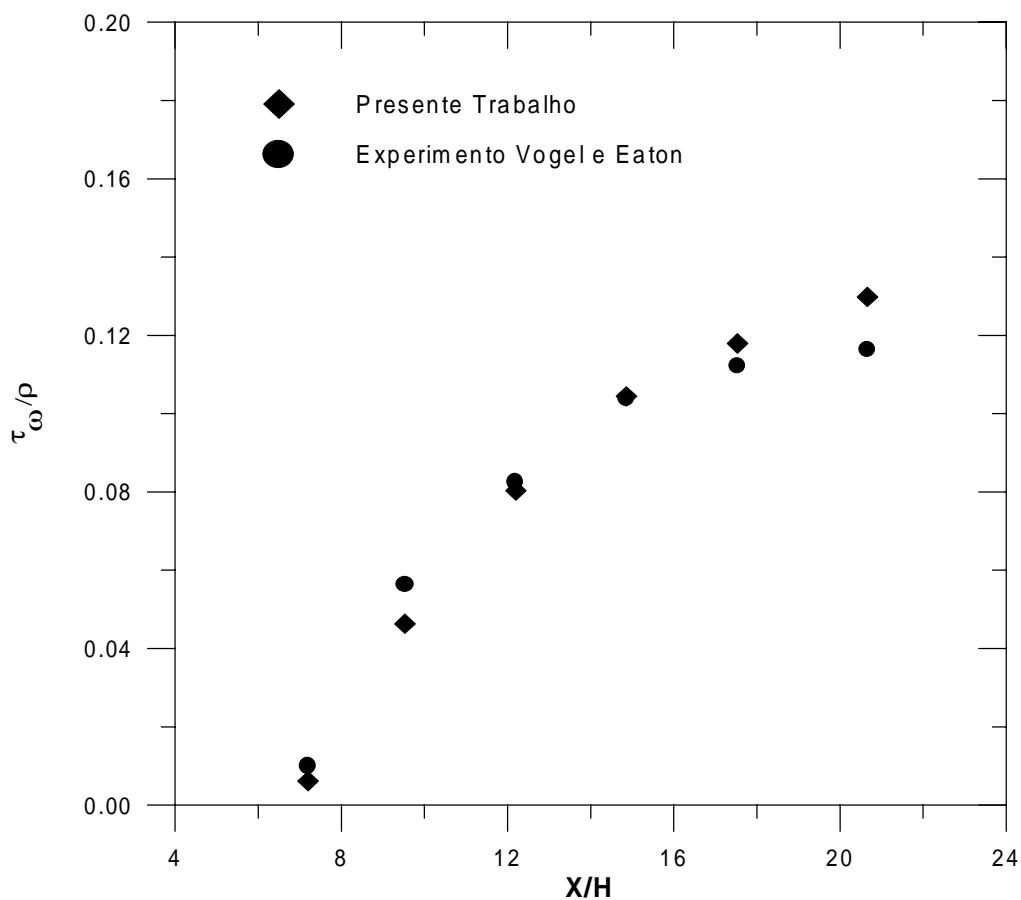
## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os valores da tensão cisalhante e do gradiente de pressão são apresentados na Tabela 1. Foi observado que a tensão próximo ao ponto de recolamento, na estação 30cm, assume um valor próximo de zero e à jusante deste passa a assumir valores crescentes. Próximo ao recolamento um gradiente de pressão nulo já não é mais previsto como no caso de placas planas. Havendo próximo a esta região, um gradiente de pressão o qual é pequeno, mas não é zero, o que é observado nas estações 30, 40 e 45cm. Observando os valores dos gradientes de pressão obtidos para as estações de 50 a 100cm, estes vão assumindo valores pequenos bem próximos de zero, pois o redensolvimento após o recolamento, se comporta como o escoamento em placas planas. Portanto, os valores estimados estão em boa concordância com a configuração experimental adotada para as medições.

O código numérico desenvolvido para o cálculo da tensão cisalhante foi utilizado com os perfis de velocidade do trabalho de Vogel e Eaton (1984) para uma comparação da qual foi observado que os valores obtidos numericamente, através da técnica do problema inverso utilizando a equação (4.2), se aproximam bastante dos valores obtidos experimentalmente como visto na Figura 4.

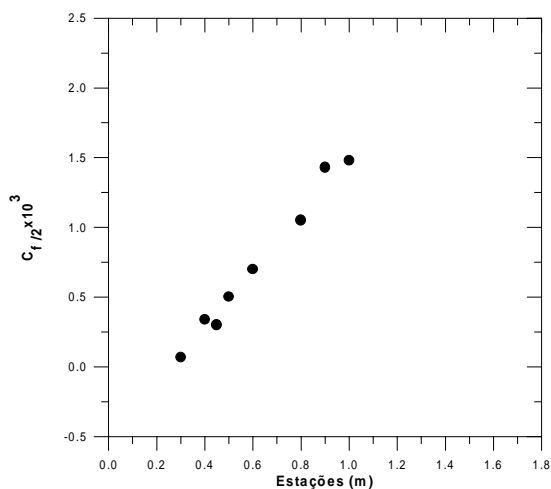
**Tabela 1.** Tensão cisalhante e gradiente de pressão estimados pelo código.

Estação	30cm	40cm	45cm	50cm	60cm	80cm	90cm	100cm
$C_f/2 \times 10^3$	0,0680	0,3400	0,3000	0,5000	0,7000	1,0500	1,4300	1,4800
$dP_w/dx$	0,4103	0,8818	1,0733	0,2146	0,0603	0,0055	0,0110	0,0165
$St \times 10^3$	8,8670	5,6300	5,7250	4,5450	3,5230	3,9770	3,1370	4,4720

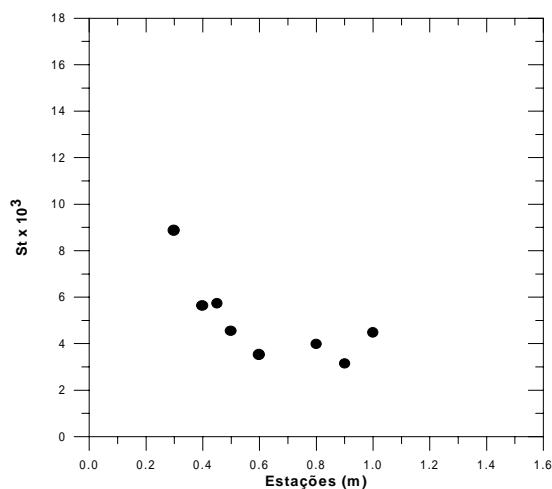


**Figura 4.** Comparação de resultados

Os gráficos do coeficiente de fricção e do número de Stanton, os quais demonstram que os valores obtidos estão de acordo com o comportamento físico típico destes parâmetros encontrados para a região depois do recolamento, são mostrados nas Figuras 5 e 6. Nota-se o crescimento do valor do coeficiente de fricção a partir do ponto de recolamento, no caso do número de Stanton observa-se uma acentuada diminuição a partir do ponto de descolamento seguida de uma diminuição dessa tendência. Isso ocorre devido a intensa flutuação turbulenta que ocorre na região de separação a qual promove uma intensificação no fluxo de calor nessa região.



**Figura 5.** Coeficiente de fricção.



**Figura 6.** Número de Stanton.

## 6. CONCLUSÃO

O comportamento do campo de velocidade e de temperatura à jusante da região do ponto de recolamento, foram estudados neste trabalho. Um novo procedimento para a obtenção do coeficiente de atrito e número de Stanton foi aplicado através da utilização da técnica do problema inverso em que foram implementadas as leis de parede fluidodinâmica e térmica propostas por Cruz e Silva Freire (1998). A técnica também foi utilizada com os perfis de velocidade obtidos por Vogel e Eaton (1984) em que os valores da tensão na parede estimados pelo código desenvolvido no presente trabalho, estão em boa concordância com os medidos experimentalmente por estes autores.

O experimento foi realizado em um túnel de vento de dimensões 0,67mx0,67mx3,0m e intensidade turbulenta de 2%. A anemometria de fio-quente foi utilizada para a obtenção dos perfis de velocidade média. Os perfis de temperatura instantânea foram obtidos por um termopar tipo K.

## 7. REFERÊNCIAS

- Adams, E.W. and Eaton, J. K., 1988, "An LDV Study of the Backward-Facing Steps Flow Including the Effects of Velocity Bias", *Trans. ASME J. Fluids Eng*, vol. 110, pp. 275-282.
- Cruz, D.O.A. and Silva Freire, A.P., 1998, "On Single Limits and Asymptotic Behaviour of Separating Turbulent Boundary Layers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 14, pp.2097-2111.
- Simpson, R.L., Chew, Y.T. and Shivaprasad, B.G., 1981, "The Structure of a Separating Turbulent Boundary Layer", Part 1, Mean Flow and Reynolds Stresses, *Journal Fluid Mechanics*, vol. 113, pp.23-51.

- Vogel, J.C. & Eaton, J.K., 1985, "Combined Heat Transfer and Fluid Dynamic Measurements Downstream of a Backward Facing Step", J. Heat Transfer, Transactions of ASME, vol.107, pp 922-929
- Vogel, J.C., 1984, "Heat Transfer and Fluid Mechanics Measurements in the Turbulent Reattaching Flow Behind a Backward Facing Step", PhG Thesis, Stanford Univ.
- Bradshaw, P. e Wong, F.Y.F., 1972, "The Reattachment and Relaxation of a Turbulent Shear Layer. Journal Fluid Mechanics", Vol. 52, pp.113-135.
- Castro, I.P. e Epik, E., 1998, "Boundary Layer Development after a Separated Region. Journal Fluid Mechanics", Vol.374, pp. 91-116.

# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

**José Francisco de Castro Monteiro**

**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Mecânica-Aeronáutica, Departamento de Energia, 12.228-901 São José dos Campos, SP, e-mail: barbosa@mec.ita.cta.br

## Resumo

A simulação do comportamento de máquinas em geral, e de motores de combustão interna em particular, é muito importante para que se possa prever seu funcionamento, mesmo antes da fabricação, e os problemas que possam prejudicar sua operação. Isto resulta em uma redução significativa nos custos no desenvolvimento e na antecipação do início da produção. Um modelo é apresentado para a simulação de motores de combustão interna operando nos ciclos Diesel ou Otto, de dois ou quatro tempos, naturalmente aspirados ou turboalimentados, com qualquer número de válvulas, dutos, junções e plenos. Para efeito de simulação, o motor é dividido em elementos: câmara de combustão, cárter, duto, carburador, junções, abafadores de ruído, etc. Para cada um desses elementos foi desenvolvido um modelo numérico. O desempenho do motor é obtido através da aplicação das leis de conservação a cada elemento e da compatibilização das propriedades do escoamento nas interfaces de elementos adjacentes, resolvidas através de um programa de computador escrito em C++. São apresentadas as simulações de desempenho de alguns motores, comparando-os com resultados obtidos com dados experimentais. Um motor disponível na literatura foi simulado utilizando-se o modelo desenvolvido, com boa concordância dos resultados

**Palavras-chave:** simulação numérica, motor a pistão, motor de combustão interna.

## 1. INTRODUÇÃO

Nos anos passados o desenvolvimento de motores estava direcionado à busca de maior potência. Hoje, maior atenção é dada à melhoria dos motores existentes conforme Takizawa (1982). Atualmente, os recursos computacionais são os mais utilizados nas fases iniciais de definições e na fase de projeto do motor. Só nas fases finais é que se utiliza recurso experimental para a confirmação dos resultados previstos conforme Heywood (1988).

Programas computacionais mais elaborados são limitados para análise completa da máquina, devido à capacidade computacional requerida. São quase impossíveis de serem utilizados no estudo de transitórios. São pacotes comerciais caros, tal como o FIRE conforme AVL (1996) e são utilizados para análise pormenorizada de regiões críticas do motor. Mais importante para a análise inicial das configurações pesquisadas são os programas baseados em modelos fluidodinâmicos unidimensionais e modelos termodinâmicos simples. Estes programas reduzem drasticamente o tempo de computação requerido e fornecem excelentes resultados. Mesmo no futuro pode ser previsto que modelos unidimensionais e termodinâmicos simples serão necessariamente incorporados na análise tridimensional, para definir as condições de contorno e diminuir o tempo de computação conforme Chen et al. (1992).



Componentes do motor tais como o cilindro, o cárter, as junções, os silenciadores, o turboalimentador, têm seu comportamento descrito através de modelos termodinâmicos simples, com correções empíricas. Os sistemas de admissão e exaustão são descritos pelo método de Lax-Wendroff (1960) de dois passos. Uma discussão detalhada da literatura pertinente pode ser encontrada em Monteiro (1999). Ressaltam-se os trabalhos de Poloni et al. (1987) que compararam os métodos das características com o método de Lax-Wendroff de dois passos; e os de Takizawa et al. (1982) e Chen et al. (1992) que descrevem os métodos aplicados na elaboração de programas computacionais para a análise de motores completos.

## 2. MODELOS E MÉTODOS DE SOLUÇÃO

O modelo desenvolvido aborda cada elemento do motor individualmente, como indicado na Fig. 1. Os elementos utilizados são modelados como o indicado a seguir.

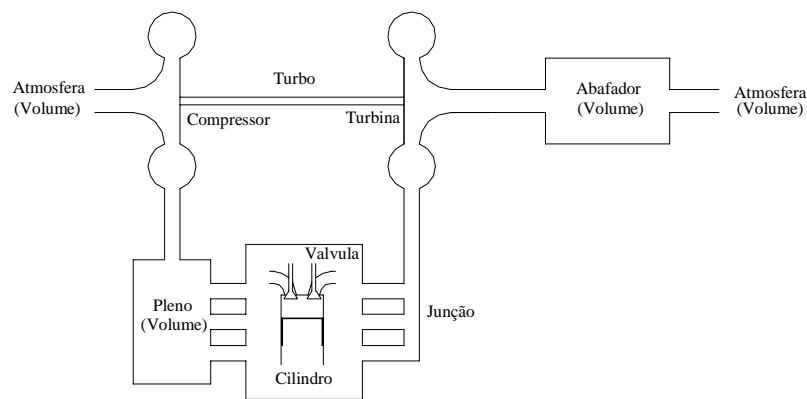


Figura 1 - Esquema dos elementos do motor

### 2.1. Dutos

A solução do escoamento é obtida numericamente pelo método de Lax-Wendroff de dois passos. Diferentes tratamentos foram dados para a região interna e as regiões das fronteiras, estas compreendidas pelo elemento de fronteira e pelo elemento interno adjacente ao elemento de fronteira.

#### 2.1.1. Região Interna

As equações utilizadas para escoamento unidimensional, na forma matricial, foram simplificadas e estão indicadas na Eq. 1.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + C = 0 \quad (1)$$

onde

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho \left( e + \frac{u^2}{2} \right) \\ \rho \phi \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ \rho u \left( e + \frac{u^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + P \\ \rho u \left( e + \frac{u^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho g \\ -\rho q \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

O método de Lax-Wendroff de dois passos conforme Poloni et al. (1987) considera os dois primeiros termos do desenvolvimento da função  $W$  em série de Taylor na direção  $t$ , com

a introdução de diferença central para o termo  $\partial F/\partial x$  e de um valor médio para o vetor  $W_{j+1/2}^n$ .

Tem-se, para o primeiro e o segundo passos, respectivamente:

$$\begin{aligned} W_{j+1/2}^{n+1/2} &= \frac{1}{2}(W_{j+1}^n + W_j^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(F_{j+1}^n - F_j^n) - \frac{\Delta t}{4}(C_{j+1}^n + C_j^n) \\ W_j^{n+1} &= W_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(F_{j+1/2}^{n+1/2} - F_{j-1/2}^{n+1/2}) - \frac{\Delta t}{2}(C_{j+1/2}^{n+1/2} + C_{j-1/2}^{n+1/2}) \end{aligned} \quad (3)$$

Para eliminar as oscilações numéricas produzidas é empregado o método de correção de fluxo (FCT - *Flux Corrected Transport*) na forma simples, em dois estágios: amortecimento e remoção do amortecimento nas regiões onde as oscilações não ocorrem. Para as equações de transporte, define-se o fluxo  $\Phi$  da função  $W$  e os fatores de difusão e anti-difusão conforme definidos por Bulaty e Niessner (1985) e detalhados por Monteiro (1999).

O método de solução apresentado é um esquema de diferenças finitas explícito que não segue as direções características e, portanto, o número CFL conforme Courant et al. (1967) precisa ser utilizado para garantir estabilidade numérica, fornecendo o intervalo de tempo que deve ser utilizado para todos os elementos do motor:

$$\text{CFL} = \frac{(c + |u|)\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (4)$$

Adotou-se o valor de  $\text{CFL} = 0,8$  que, segundo Chen et al. (1992), é um valor adequado entre a estabilidade da solução e a precisão da forma das ondas.

### 2.1.2. Região da Fronteira

O método para solução do escoamento nos dutos usa o esquema de diferenças finitas centradas, o que não pode ser aplicado para os nós da fronteira. Para esta região foi utilizado o método das características conforme Benson (1982), que apresenta uma solução simples, estável, e com boa precisão nos resultados. No desenvolvimento do método das características, é necessária a introdução da velocidade do som, para serem obtidas as equações que definem as linhas características de Mach e as linhas características da trajetória que são

$$\frac{dP}{dt} + \rho c \frac{du}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad \frac{dP}{dt} - \rho c \frac{du}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 - \Delta_3 = 0 \quad \frac{dP}{dt} - c^2 \frac{d\rho}{dt} + \Delta_1 = 0$$

onde

$$\Delta_1 = -(\gamma - 1)(u\rho g + \rho q) \quad \Delta_2 = \rho u c^2 \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \quad \Delta_3 = c\rho g$$

Verificou-se que a solução explícita do elemento de fronteira se tornava instável quando os elementos externos, resolvidos por métodos implícitos, apresentavam uma variação acentuada nos valores das propriedades para um passo de tempo.

O procedimento adotado para evitar esta instabilidade consiste na aplicação de uma solução semi-implícita, para o passo no tempo, no ponto da fronteira. O ponto adjacente à fronteira é solucionado considerando-se a contribuição explícita do elemento interno ao duto e a contribuição semi-implícita do elemento da fronteira, mediante os seguintes passos sugeridos por Monteiro (1999):

1. Solução de todos os pontos internos do duto, à exceção do ponto adjacente à fronteira,
2. Avaliação da parcela de contribuição do método de diferenças finitas sobre os valores das propriedades do ponto adjacente à fronteira,
3. Solução das propriedades na fronteira, pelo método das características e por métodos específicos a cada condição de fronteira,
4. Solução do elemento externo ligado ao duto,

5. Avaliação da parcela de contribuição do elemento da fronteira sobre os valores das propriedades do ponto adjacente, considerando a avaliação semi-implícita na fronteira,
6. Solução dos valores das propriedades do ponto adjacente no instante  $(n+1)$ , a partir dos valores obtidos nos passos 2 e 5.
7. Repetição dos passos 3 a 6, até a convergência do processo.

Nos dutos podem ser encontrados escoamentos em regimes subsônico, sônico e supersônico, enquanto que a fronteira pode ser livre (saída dos dutos de exaustão), conter uma restrição de área (válvulas de admissão ou exaustão parcialmente abertas), estar totalmente bloqueada (válvulas fechadas), além do sentido do escoamento.

## 2.2. Junções

O modelo utilizado é o indicado por Bingham e Blair (1985) baseado em formas empíricas da equação da quantidade de movimento, incorporando coeficientes experimentais de perda de pressão. Dois modelos de junção foram desenvolvidos: Junções T, onde dois ramos estão alinhados e o terceiro está em ângulo reto em relação a estes; e Junções coletoras ou distribuidoras, onde o escoamento principal é o de coleta ou de fornecimento do fluxo de massa, respectivamente, por parte de um dos dutos da junção.

## 2.3. Volumes

Os volumes identificados em um motor alternativo são os dos silenciadores e os plenos, normalmente utilizados nos dutos de admissão. A atmosfera foi tratada como um volume com propriedades constantes.

## 2.4. Turboalimentador

As equações que descrevem o comportamento do compressor e da turbina, a partir de seus mapas característicos, são dadas por Cohen et al. (1996). Os mapas característicos de compressores e turbinas, aplicados em turboalimentadores, foram aproximados pelas equações:

$$\begin{array}{ll} \text{compressor:} & r_p = C_a + C_b \dot{m} + C_c \dot{m}^2 - e^{C_d + C_e \dot{m}} & \eta = C_a + C_b \dot{m} + C_c \dot{m}^2 - e^{C_d + C_e \dot{m}} \\ \text{turbina:} & \dot{m} = C_a - C_b e^{C_c r_p} & \eta = C_a - C_b r_p^2 - e^{C_c - C_d r_p} \end{array}$$

## 2.5. Câmara de Combustão e Cárter

A câmara de combustão é considerada como um sistema termodinâmico aberto, com as propriedades e a composição dos gases uniformes, e a variação destas grandezas devidas à transferência de calor, à transferência de trabalho, ao fluxo de massa através das suas fronteiras e do seu deslocamento. Utiliza-se o conceito de zonas para melhor simular os processos de combustão conforme Langeani (1995). Estes mesmos modelos, simplificados para processo adiabático, são empregados na descrição do cárter.

## 3. RESULTADOS

Diversos processos foram estudados com o intuito de certificação do modelo, tendo sido testados individualmente todos os componentes modelados, comparando-se os valores calculados com os disponíveis em literatura e com dados obtidos de soluções analíticas.

Motores foram simulados e os resultados comparados com os dados de literatura. Entretanto, não são publicados todos os detalhes dos motores, na quantidade e na profundidade exigidos pelo modelo utilizado. Por exemplo, as referências não indicam as curvas de levantamento das válvulas (comes), fator muito importante no desempenho do motor.

O trabalho apresentado por Chen et al. (1992) mostra resultados de ensaios de um motor de quatro cilindros, operando no ciclo Otto de quatro tempos, naturalmente aspirado. Esse motor foi simulado, baseando-se no esquema da Fig. 2 e nos dados abaixo:

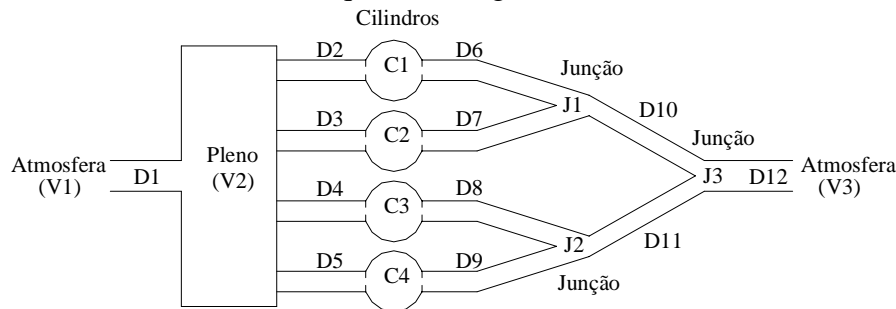


Figura 2 - Esquema para simulação do motor de quatro cilindros da literatura

Dados do motor:

Cilindro: Diâmetro = 0,0845 m      Curso = 0,0889 m      Número de válvulas = 02

Ordem de ignição: 1-3-4-2

Junções tipo coletoras:

J1      Duto principal: D10      Ângulo entre dutos: 150°

J2      Duto principal: D11      Ângulo entre dutos: 150°

J3      Duto principal: D12      Ângulo entre dutos: 150°

Volumes de propriedades constantes: V1 e V3

Volumes de propriedades variáveis: V2      Volume: 0,0016 m<sup>3</sup>

Duto	comprimento (m)	Diâmetro (m)	divisões	Duto	Comprimento (m)	diâmetro (m)	divisões
D1	0,100	0,065	10	D7	0,594	0,036	60
D2	0,338	0,042	40	D8	0,594	0,036	60
D3	0,338	0,042	40	D9	0,594	0,036	60
D4	0,338	0,042	40	D10	0,100	0,036	10
D5	0,338	0,042	40	D11	0,100	0,036	10
D6	0,594	0,036	60	D12	0,100	0,051	10

Os resultados obtidos (Figuras 3 e 4), comparados com os dados da literatura conforme Chen et al. (1992) não estão bem correlacionados. Diversos dados não disponíveis influenciam significativamente os resultados e podem ter causado as discrepâncias. Prováveis causas são a inadequação da curva de levantamento das válvulas, o instante de início de ignição, o período de queima do combustível, etc, que podem não ter sido adequadamente fixados. Para mostrar a influência destes parâmetros sobre o comportamento do motor foram feitas simulações com variações de alguns destes parâmetros.

Para o motor em questão, em que o evento total de movimentação das válvulas de exaustão abrange um ângulo de 244 graus, pode-se ter uma variação entre o ponto informado ao programa e sua efetiva operação, de até 22 graus, em função das folgas nas válvulas.

As Figuras 3 e 4 mostram os resultados obtidos, para uma variação no ponto de fechamento da válvula de exaustão de 10 e 20 graus, respectivamente, a partir dos dados originais. Verifica-se que esta variação impõe uma alteração significativa na potência

disponível, nas operações em rotações elevadas, porém as alterações na eficiência volumétrica são significativas em toda a faixa de operação.

Analisando os resultados da Figura 3 verifica-se que, na rotação de 4000 rpm, obteve-se um aumento considerável na eficiência volumétrica. Isto leva a se considerar a hipótese da ocorrência de uma sintonização nos dutos de exaustão. Procedeu-se então ao levantamento de novos resultados, impondo uma alteração no comprimento dos dutos primários de exaustão, com o intuito de alterar o efeito desta possível sintonização.

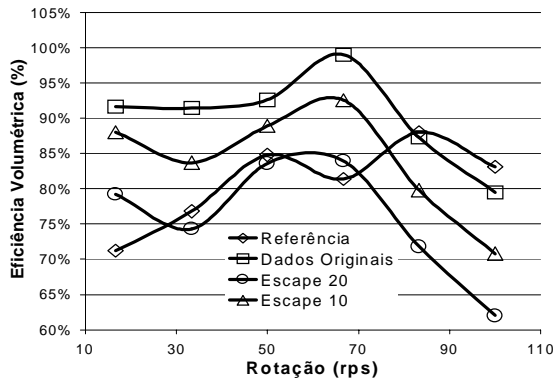


Figura 3 - Comportamento da eficiência volumétrica na variação do ponto de fechamento da válvula de exaustão

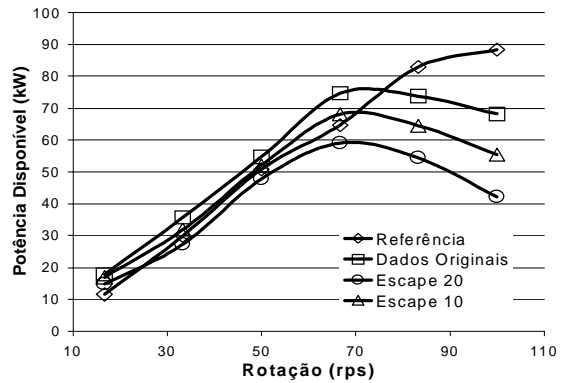


Figura 4 - Comportamento da potência disponível na variação do ponto de fechamento da válvula de exaustão

As Figuras 5 e 6 mostram os efeitos da alteração do comprimento dos dutos de exaustão. Verifica-se que uma variação significativa ocorreu tanto para a potência disponível como para a eficiência volumétrica, apenas na região localizada entre 3000 rpm e 4000 rpm, o que indica a possibilidade de existência de sintonização dos dutos nesta faixa.

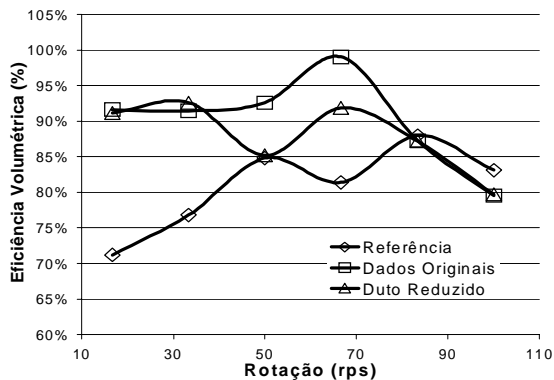


Figura 5 - Comportamento da eficiência volumétrica na variação do comprimento do duto de exaustão

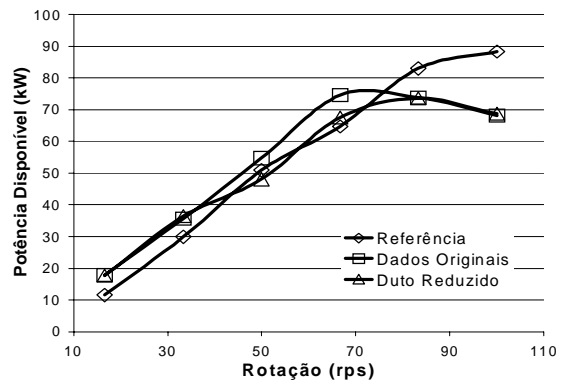


Figura 6 - Comportamento da potência disponível na variação do comprimento do duto de exaustão

Nestas simulações os critérios de convergência foram 0.5% de precisão para os parâmetros de desempenho do motor. A convergência para cada ponto foi atingida com 6 a 15 ciclos, conforme o caso, e tempo de CPU entre 3 e 25 minutos, em um computador PC com processador Pentium Pró de 200 MHz.

### 3.1 - Efeito da Turboalimentação

São apresentados os resultados obtidos da simulação do comportamento de um motor

ciclo Otto quatro tempos, com 4 cilindros, em versões naturalmente aspirado e turboalimentado, cujos modelos estão mostrados nas Figuras 7 e 8.

Dados do motor naturalmente aspirado:

Cilindro: Diâmetro = 0,0865 m      Curso = 0,0850 m      Número de válvulas = 02

Ordem de ignição: 1-3-4-2

Junção distribuidora: J1      Duto principal: D1

Ângulo entre dutos: D1-D2, D1-D5 = 120      D1-D3, D1-D4 = 150

Junção coletora: J2      Duto principal: D10      Ângulo entre dutos: 160

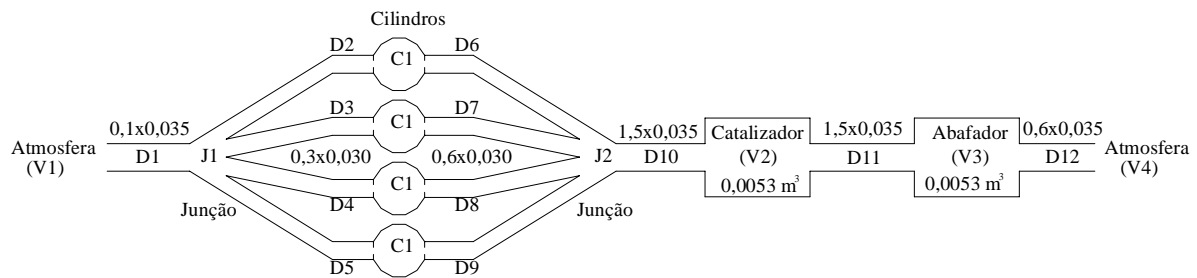


Figura 7 - Esquema de simulação, motor quatro cilindros naturalmente aspirado

Dados do motor turboalimentado:

São os mesmos do motor com aspiração natural, com a adição dos dados do turboalimentador e dos dutos necessários à interligação deste:

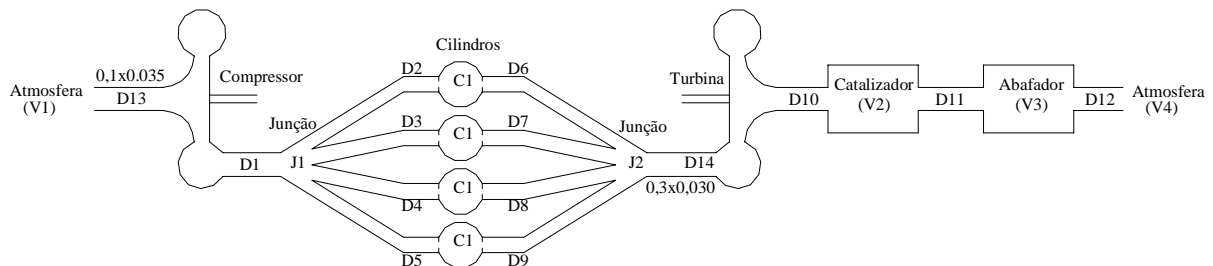


Figura 8 - Esquema de simulação, motor quatro cilindros turboalimentado

Os gráficos apresentados nas Figuras 9 e 10 mostram alguns parâmetros de comportamento desses motores. Não se buscou a otimização das dimensões e das características de operação dos diversos componentes do motor.

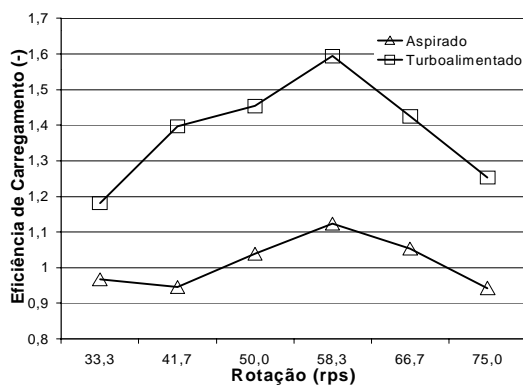


Figura 9 - Efeitos da turboalimentação, comportamento da eficiência de carregamento

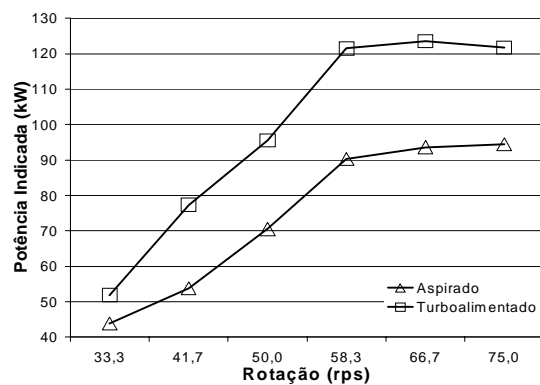


Figura 10 - Efeitos da turboalimentação, comportamento da potência indicada

Os gráficos apresentados, embora tenham a forma esperada, somente são válidos para uma análise qualitativa da operação do motor e uma demonstração do funcionamento geral do programa.

Nestas simulações os critérios de convergência foram 0.5% de precisão para os parâmetros de desempenho do motor. A convergência para cada ponto foi atingida com 7 a 12 ciclos, conforme o caso, e tempo médio de CPU de 10 minutos, em um computador PC com processador Pentium 133 MHz.

#### 4. CONCLUSÕES

O modelo desenvolvido mostrou-se adequado à simulação de motores de combustão interna, apresentando estabilidade na obtenção dos resultados numa ampla faixa de operação. Embora não estivessem disponíveis dados complementares dos motores analisados, os resultados obtidos são qualitativamente muito bons e quantitativamente aceitáveis, pois estão dentro da faixa de valores esperados. As discrepâncias encontradas foram justificadas. Futuros trabalhos nesta linha de estudos devem incluir, de forma obrigatória, o levantamento de dados experimentais para a certificação dos resultados obtidos pelo programa, para o motor e para seus componentes, uma vez que se poderão obter todas as informações geométricas do motor.

#### 5. REFERÊNCIAS

- AVL LIST GmbH, "FIRE version 6.2b – Reference Manual", AVL, 1996
- Benson, R. S., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Clarendon Press, Vol. I, Oxford, 1982.
- Bingham, J. F. e Blair, G. P., "An Improved Branched Pipe Model for Multi-Cylinder Automotive Engine Calculations", Proc. I. Mech. Eng., Vol. 199, pp. 65-77, 1985.
- Bulaty, T., e Niessner, H., "Calculation of 1-D Unsteady Flows in Pipe Systems of I. C. Engines", Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, September 1985.
- Chen, C., Veshagh, A., e Wallace, F. J., "A Comparison Between Alternative Methods for Gas Flow and Performance Prediction of Internal Combustion Engines", SAE Technical Paper 921734, 1992.
- Cohen, H., Rogers, G. F. C. e Saravanamutto, H. I. H., "Gas Turbine Theory", Longman Scientific & Technical, Fourth edition, Cingapura, 1996.
- Courant, R., Friedrichs, K., e Lewy, H., "On Partial Difference Equations for Mathematical Physics", I.B.M. Journal II, pg. 215-234, 1967.
- Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, First edition, EUA, 1988.
- Langeani, M., "Motor Dois Tempos com Válvulas no Cabeçote: Um Estudo Termodinâmico", Dissertação de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 1995.
- Lax, P., e Wendroff, B., "Systems of Conservation Laws", Comm. Pure App. Math. Vol. 13, pp. 217-237, 1960.
- Monteiro, J. F. C., "Modelos Matemáticos e Computacionais para a Simulação do Escoamento em Motores de Combustão Interna", Tese de Mestrado, ITA, 1999.
- Poloni, M., Winterbone, D. E., e Nichols, J. R., "Comparison of Unsteady Flow Calculations in a Pipe by the Method of Characteristics and the Two Step Lax-Wendroff Method", International Journal Mechanical Science", Vol. 29, n° 5, 1987.
- Takizawa, M., Uno, T., Oue, T. e Yura, T., "A Study of Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine", SAE Technical Paper 820410, 1982.

## **CAMPO DE VELOCIDADE E TEMPERATURA EM MEIO HÍBRIDO FORMADO POR REGIÕES LIMPA E POROSA**

**Francisco D. Rocamora Jr.**

Depto. de Energia Nuclear, Instituto de Estudos Avançados - IEAv/CTA  
12231-970, São José dos Campos, SP, Brasil

**Marcelo J.S. de Lemos**

Depto. de Energia - IEME, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA  
12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [delemos@mec.ita.br](mailto:delemos@mec.ita.br)

### **Resumo**

Neste trabalho são apresentados alguns resultados numéricos para problemas de escoamento e transferência de calor em meios híbridos (meio limpo/meio poroso). Todos os casos apresentados são para escoamento laminar e é considerada a hipótese de equilíbrio térmico entre a matriz porosa e o fluido. Resultados para escoamentos entre placas paralelas e dutos parcialmente preenchidos com um meio poroso são mostrados na forma de perfis de velocidade e temperatura. É feita uma análise da influência de vários parâmetros do escoamento e do meio poroso sobre os resultados obtidos.

**Palavras-chave:** meios porosos, transferência de calor, métodos numéricos.

### **1. INTRODUÇÃO**

Meios porosos têm sido extensivamente estudados ultimamente, principalmente devido a sua grande aplicação tanto na indústria como na ciência. Estudos de contaminação de solo, combustão em matrizes porosas, recuperação de poços de petróleo e filtragem são apenas alguns exemplos de aplicação desta área.

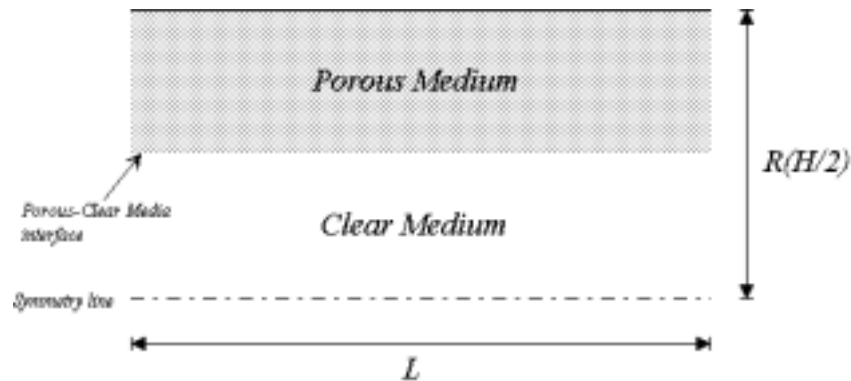
Recentes trabalhos encontrados na literatura podem ser classificados basicamente em dois tipos : *a*) tratamento microscópico onde o meio poroso é modelado como um arranjo infinito de células unitárias e as equações do escoamento são resolvidas para uma célula, com condições de contorno periódicas, visando a obtenção de parâmetros integrais do escoamento, e *b*) tratamento macroscópico onde as propriedades de interesse são obtidas através da integração das mesmas num volume elementar representativo (*REV*), fornecendo, assim, as equações do escoamento para as variáveis médias superficiais. Exemplos do primeiro tipo podem ser encontrados em Kuwahara *et al.* (1998), Rocamora e de Lemos (1998), etc., enquanto que do segundo tipo podemos mencionar Pedras e de Lemos (1998), Anthohe e Lage (1997), entre outros.

Neste trabalho o tratamento macroscópico é utilizado na obtenção de soluções numéricas em regime permanente para um domínio híbrido, *i.e.*, meio poroso-meio limpo, para escoamentos laminares em dutos e entre placas planas preenchidas parcialmente com um meio



poroso homogêneo. Alguns trabalhos são encontrados na literatura que tratam do problema da interface entre um meio poroso e um meio limpo, como Vafai e Tien (1981) e Ochoa-Tapia e Whitaker (1995), entre outros. O modelo utilizado para o tratamento da interface segue o proposto por Ochoa-Tapia e Whitaker (1995) sem considerar ‘saltos’ na tensão na interface meio limpo-meio poroso. Na equação da energia é considerada a condição de equilíbrio térmico entre o fluido e a matriz porosa.

Um esboço da geometria considerada é mostrado na Figura 1, onde  $R$  é o raio no caso de dutos e  $H$  é a distância entre placas paralelas.



**Figura 1** - Geometria do problema

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

### 2.1 Equações de Transporte e Constitutivas

A média intrínseca de uma propriedade do fluido  $\phi$  num volume elementar representativo (*REV*) do meio poroso é definida como:

$$\langle \phi \rangle^f = \frac{1}{V_f} \int \phi dV \quad (1)$$

Assim, a média superficial de  $\phi$  no “*REV*” é dada por :

$$\langle \phi \rangle^v = \frac{1}{V} \int \phi dV = \phi \langle \phi \rangle^f \quad (2)$$

onde  $\phi = V_f / V$ ,  $V$  é o volume do “*REV*” e  $V_f$  é o volume do fluido contido em  $V$  (meio poroso homogêneo saturado).

As equações de transporte para meios porosos, em termos da velocidade média superficial (velocidade de Darcy ou *seepage velocity*),  $\vec{u}_D$ , em regime permanente, podem ser escritas como :

a) Equação da Continuidade

$$\text{div}(\rho \vec{u}_D) = 0 \quad (3)$$

b) Equações de Momentum

$$\text{div}\left(\rho \frac{\vec{u}_D U_{D_i}}{\phi} - \vec{t}_i\right) = s_{u_i} \quad (4)$$

c) Equação da Energia

$$\text{div}\left(\rho \vec{u}_D T - \frac{k_{eff}}{c_{pf}} \text{grad}(T)\right) = s_T \quad (5)$$

Nas equações acima  $U_{D_i}$  é a componente da velocidade média superficial na direção  $i$ ,  $\phi$  é a porosidade do meio,  $s_{u_i}$  representa todos os termos fonte na direção  $i$  para a equação de momentum, incluindo o gradiente de pressão e os termos de Darcy-Forchheimer,  $T$  é a temperatura média superficial,  $c_{pf}$  é o calor específico do fluido,  $k_{eff}$  é a condutividade térmica efetiva do fluido e da matriz porosa e  $s_T$  representa os termos fonte para a equação da energia. O termo  $\vec{t}_i$  é expresso por :

$$\vec{t}_i = \tau_{ij} \vec{t}_j \quad (6)$$

e  $\tau_{ij}$  e  $s_{u_i}$  são dados por :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial U_{D_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_{D_j}}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

$$s_{u_i} = - \left( \frac{\partial \phi P^f}{\partial x_i} + \frac{\phi \mu}{K} U_{D_i} + \frac{\phi \rho c_F |\vec{u}_D|}{\sqrt{K}} U_{D_i} \right) \quad (8)$$

onde  $K$  é a permeabilidade do meio,  $c_F$  é o coeficiente de Forchheimer (*form-drag coefficient*) e  $P^f$  é a pressão média intrínseca do fluido num meio poroso saturado.

Na Eq. (5) o fluido e a matriz porosa são considerados em equilíbrio térmico. Para os casos considerados, a condutividade efetiva,  $k_{eff}$ , é calculada como :

$$k_{eff} = k_f \phi + k_s (1 - \phi) \quad (9)$$

onde  $k_f$  e  $k_s$  são as condutividades térmicas do fluido e da matriz porosa (sólido), respectivamente.

Vale notar que para o meio limpo, i.e., sem matriz porosa, as equações do escoamento são as mesmas com  $\phi=1$ , apenas removendo os termos de Darcy-Forchheimer da Eq. (8) e fazendo  $\vec{u}_D = \vec{u}$ , onde  $\vec{u}$  é a velocidade do fluido no meio limpo. O tratamento da interface

entre o meio poroso e o meio limpo (fluido) merece um pouco mais de atenção. A condição de continuidade da velocidade média superficial e da pressão média intrínseca na interface, *i.e.*,  $\vec{u}_{D, fluido} = \vec{u}_{D, meio poroso}$ ,  $P^f_{fluido} = P^f_{meio poroso}$ , requerem um tratamento diferenciado para as faces dos volumes de controle que fazem parte da interface.

A componente tangencial da condição de ‘salto’ na interface dada por Ochoa-Tapia e Whitaker (1995) pode ser expressa como :

$$\frac{1}{\phi} \frac{\partial U_{D//}}{\partial n} \Big|_{meio poroso} - \frac{\partial U_{D//}}{\partial n} \Big|_{meio lim po} = \frac{\beta}{\sqrt{K}} U_{D//, meio poroso} \quad (10)$$

onde  $U_{D//}$  representa a componente da velocidade média superficial paralela à interface,  $n$  é a coordenada normal à interface indo do meio poroso para o meio limpo e  $\beta$  é uma constante que define a intensidade do ‘salto de tensão’ na interface. Para os casos tratados neste trabalho o parâmetro  $\beta$  foi considerado nulo, *i.e.*,  $\beta=0$ , de modo que na interface temos as seguintes relações para a velocidade média superficial :

$$\frac{1}{\phi} \frac{\partial U_{D//}}{\partial n} \Big|_{meio poroso} - \frac{\partial U_{D//}}{\partial n} \Big|_{meio lim po} = 0 \quad (11)$$

$$\vec{u}_{D, meio poroso} = \vec{u}_{D, meio lim po} \quad (12)$$

A outra condição que deve ser observada é a da continuidade da pressão intrínseca do fluido na interface, expressa por :

$$P^f_{meio poroso} = P^f_{meio lim po} \quad (13)$$

Para a equação da energia, Eq.(5), não há necessidade de nenhuma condição especial na interface, uma vez que, para a hipótese de equilíbrio térmico, a continuidade da temperatura e do fluxo de calor são automaticamente satisfeitas na interface.

## 2.2 Método Numérico

O método numérico utilizado na resolução das equações acima é baseado na técnica de Volumes Finitos e no procedimento *SIMPLE* de Patankar (1980) para escoamentos incompressíveis. A interface é posicionada de modo a coincidir com a fronteira entre dois volumes de controle, gerando apenas volumes de controle do tipo ‘poroso’ ou ‘limpo’. As equações do escoamento são então resolvidas nas regiões porosa e limpa, respeitando as condições (11)-(13) na interface.

## 3. CASOS CONSIDERADOS

O modelo acima descrito foi utilizado na solução de alguns problemas envolvendo domínios híbridos, tais como escoamentos entre placas e em dutos parcialmente preenchidos com meios porosos. Foram investigados alguns parâmetros como por exemplo razão entre condutividades térmicas do sólido e do fluido ( $k_s/k_f$ ), número de Reynolds ( $Re$ ) e permeabilidade da matriz porosa ( $K$ ). Os resultados são apresentados nas figuras 2 a 7 e a Tabela 1 mostra os valores dos parâmetros utilizados nos diversos casos.

Para todos os casos estudados os seguintes parâmetros foram mantidos fixos: temperatura de entrada do fluido,  $T_{in}=50^{\circ}\text{C}$ ; temperatura da parede,  $T_w=100^{\circ}\text{C}$ ; porosidade,  $\phi=0.5$ ; raio do duto,  $R=0.01\text{m}$ , ou distância entre placas,  $H=0.02\text{m}$ ; espessura da camada porosa,  $s=R/2(H/4)$ . Apenas para o caso *i* foi utilizado  $c_F=0$ . Para os demais casos  $c_F=0.55$  foi utilizado. O fluido utilizado foi o ar.

**Tabela 1** – Parâmetros utilizados nos diversos casos.

Caso	$U_{in}(\text{m/s})$	$L/D$	$k_s/k_f$	$K(\text{m}^2)$	Geom.
<i>i</i>	0.10	20.	1.0	$1.0 \cdot 10^{-6}$	P.P.
<i>ii</i>	0.10	10.	--	$1.0 \cdot 10^{-6}$	Duto
<i>iii</i>	0.10	--	2.0	$1.0 \cdot 10^{-6}$	Duto
<i>iv</i>	--	10.	2.0	$1.0 \cdot 10^{-6}$	Duto
<i>v</i>	0.10	10.	1.0	--	Duto

*i*) Perfil de velocidade para um escoamento completamente desenvolvido entre placas paralelas.

Este caso foi utilizado como um caso teste para a validação do cálculo hidrodinâmico. Na Figura 2 são mostrados o perfil de velocidade obtido numericamente e o analítico obtido por Kuznetsov (1996). Como pode ser observado, o perfil obtido numericamente apresenta boa concordância com o perfil analítico, indicando a correta aplicação das condições na interface para o caso em que o ‘salto de tensão’ na interface é considerado nulo, *i.e.*,  $\beta=0$ . Para este caso a velocidade adimensional  $U$  mostrada na Figura 2 é dada por:

$$U = \frac{\mu u}{G H^2}, \text{ onde } G = -\frac{d P^f}{d x} \text{ é o gradiente de pressão na direção do escoamento.}$$

Para os casos seguintes a velocidade é adimensionalizada em relação ao maior valor do módulo da velocidade no escoamento.

*ii*) Efeito da razão  $k_s/k_f$  no perfil de temperatura em  $L/D=10$  para escoamento em um duto.

Os perfis de temperatura mostrados na Figura 3, embora não disponhamos de resultados analíticos ou numéricos para comparação, exibem um comportamento bastante coerente com o esperado quando se aumenta a razão entre as condutividades térmicas da matriz porosa e do fluido.

*iii*) Perfis de Temperatura ao longo do duto.

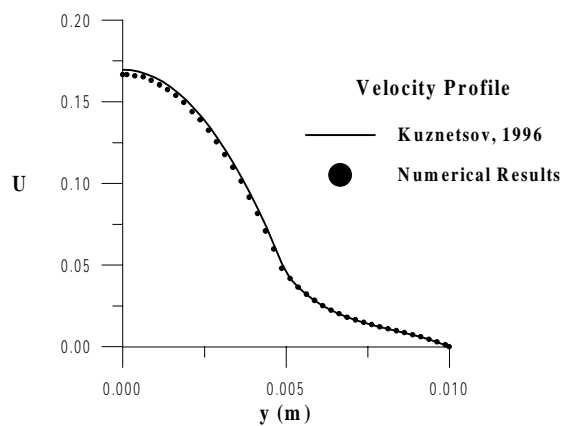
A Figura 5 mostra o desenvolvimento do perfil de temperatura ao longo do duto. Pode-se observar a influência do desenvolvimento do campo de velocidade, principalmente para  $L/D=1$ , no perfil de temperatura na região porosa.

*iv*) Efeito da velocidade de entrada,  $U_{in}$ , no perfil de temperatura em  $L/D=10$  para escoamento em um duto.

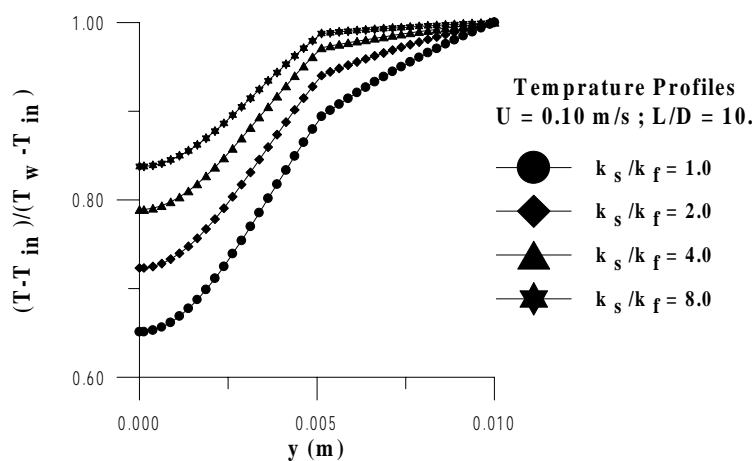
Como esperado, a Figura 4 mostra que o aumento da velocidade de entrada provoca um decréscimo na temperatura de saída do duto.

v) Efeito da permeabilidade,  $K$ , nos perfis de Velocidade e Temperatura em  $L/D=10$  para escoamento em um duto.

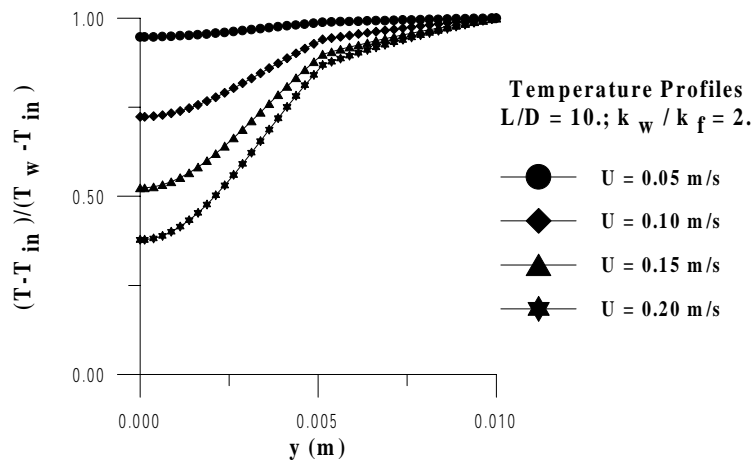
As Figuras 6 e 7 mostram a influência da permeabilidade da matriz porosa,  $K$ , nos perfis de velocidade e temperatura para  $L/D=10$ . Como pode ser observado, embora o perfil de velocidade seja afetado variando-se a permeabilidade, o perfil de temperatura apresenta mudanças bem menos expressivas na região porosa. Por outro lado, na região limpa nota-se uma influência maior da velocidade.



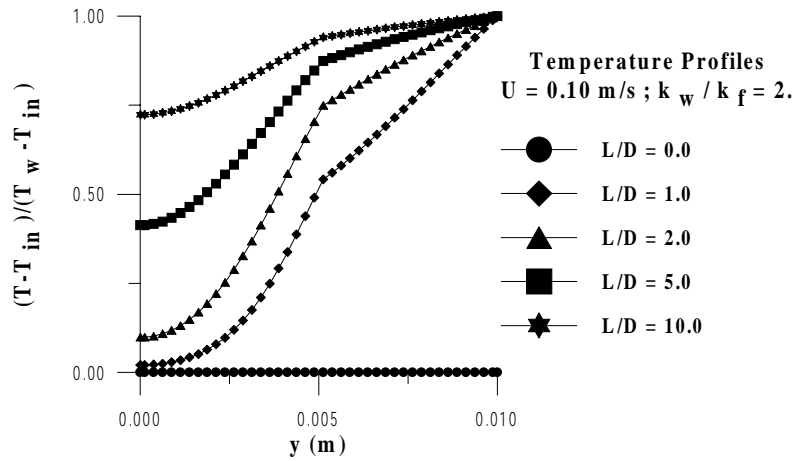
**Figura 2** - Perfil de Velocidade para o caso *i*



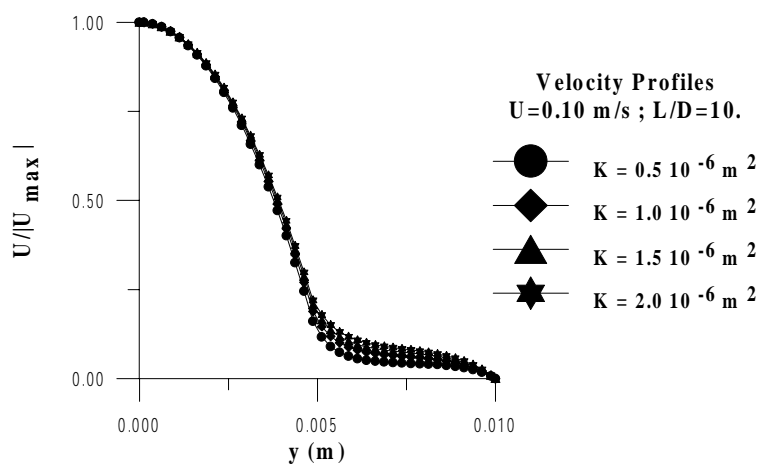
**Figura 3** - Perfis de Temperatura para o caso *ii*



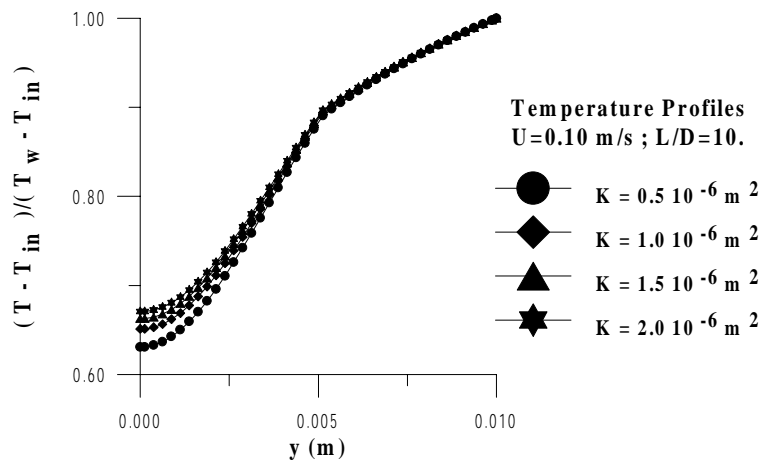
**Figura 4** - Perfis de Temperatura para o caso *iv*



**Figura 5** - Perfis de Temperatura para o caso *iii*



**Figura 6** - Perfis de Velocidade para o caso *v*



**Figura 7** - Perfis de Temperatura para o caso  $v$

#### 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentados resultados numéricos para escoamentos laminares em domínios híbridos com transferência de calor os quais envolvem interface entre a matriz porosa e o meio limpo. O método numérico utilizado possibilita o tratamento do meio poroso e do meio limpo em um único domínio de cálculo, respeitadas as condições de contorno na interface. Vários parâmetros de interesse foram analisados e os resultados apresentados mostraram-se bastante coerentes com o esperado.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam expressar seu agradecimento a Marcos H. J. Pedras pela sua inestimável colaboração no desenvolvimento deste trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Antohe, B. V. ;Lage, J. L., 1997, “A general two-equation macroscopic turbulence model for incompressible flow in porous media”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3013-3024.

Kuwahara, F., Kameyama, Y., Yamashita, S., e Nakayama, A., 1998, “Numerical Modeling of Turbulent Flow in Porous Media Using a Spatially Periodic Array”, *J. Porous Media*, vol. 1, pp. 47-55.

Kuznetsov, A. V., 1996, “Analytical investigation of the fluid flow in the interface region between a porous medium and a clear fluid in channels partially filled with a porous medium”, *Applied Scientific Research*, vol. 56, pp. 53-67.

Ochoa-Tapia, J. A.; Whitaker, S., 1995, “Momentum transfer at the boundary between a porous medium and a homogeneous fluid-I. Theoretical development.”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 38, pp. 2635-2646.

Patankar, S.V., 1980, NUMERICAL HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW, Mc-Graw Hill.

Pedras, M.H.J.; de Lemos, M.J.S., 1998, "Resultados da Modelagem da Turbulência Macroscópica em Meios Porosos", *ENCIT98- Proc. of 7th Braz. Cong. Eng. Th. Sci.*, vol. 2, pp. 1272-1277, Rio de Janeiro, RJ, Nov. 3-6.

Rocamora, F. D. Jr., de Lemos, M. J. S., 1998, "Numerical Solution of Turbulent Flow in Porous Media using a Spatially Periodic Array and the  $K-\varepsilon$  Model", *ENCIT-98 - Proc. of 7th Braz. Cong. Eng. Th. Sci.*, vol. 2, pp. 1265-1271.

Vafai, K., Tien, C. L., 1981, "Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media", *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 24, pp. 195-203.

## **ABSTRACT**

*This work presents some numerical results for steady-state flow and heat transfer problems in a hybrid medium (clean fluid/porous medium). All the cases presented are for laminar flow and the thermal equilibrium hypothesis is considered. Flows between parallel plates and ducts partially filled with a porous medium are shown and commented upon.*



# SOLUÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TURBULENTO EM MEIO POROSO USANDO UM ARRANJO ESPACIALMENTE PERIÓDICO E O MODELO $k-\varepsilon$ PARA BAIXOS REYNOLDS

**Marcos Heinzelmann Junqueira Pedras**

Instituto de Pesquisa e Desenvolvimento IP&D, UNIVAP

12244-000, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: *pedras@univap.br*

**Marcelo J.S. de Lemos**

Departamento de Energia - IEME

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: *delemos@mec.ita.br*

## Resumo

Um arranjo espacialmente periódico foi utilizado para a simulação do campo de escoamento interno a um meio poroso, empregando para a turbulência o modelo  $k-\varepsilon$  para baixos Reynolds. Por simplicidade, apenas uma unidade estrutural bidimensional do meio poroso foi considerada, utilizando-se condições de contorno simétricas e espacialmente periódicas. Este arranjo foi utilizado para a análise de uma célula representativa do meio poroso, com o objetivo de se verificar o nível de turbulência em tais escoamentos. Foi empregado um sistema de coordenadas generalizadas para a geração da malha no domínio computacional e as equações do escoamento foram solucionadas através do método SIMPLE.

**Palavras-chave:** Meios porosos, Escoamento turbulento, Condições de contorno periódicas, Modelo  $k-\varepsilon$  para baixos Reynolds.

## 1. INTRODUÇÃO

Devido a sua grande aplicação na indústria e na ciência, o estudo do escoamento em meios porosos tem ganho grande atenção ultimamente. Sistemas de engenharia baseados na combustão em matrizes porosas inertes, recuperação suplementar de petróleo, descarte de materiais químicos em solo e reatores catalíticos químicos são alguns desses exemplos.

Tratamentos clássicos do escoamento em meios porosos (Darcy 1856, Forchheimer 1901, Brinkman 1947, Ward 1964, Slattery 1967, Whitaker 1969, Bear 1972, Vafai & Tien 1981, Hsu & Cheng 1990) utilizam a noção de volume elementar representativo (*Representative Elementary Volume*, REV, Figura 1) para o qual as equações governantes são escritas. Esses modelos baseados no ponto de vista macroscópico acabam encobrendo detalhes do escoamento interno ao REV e, juntamente com informações específicas, fornecessem características globais do escoamento.

O escoamento em meios porosos também pode ser analisado modelando-se a estrutura interna do meio poroso e resolver as equações do escoamento na fase líquida. Esse tipo de tratamento revela a visão microscópica do fenômeno e foi utilizado por Kuwahara *et al.* (1998), o qual modelou um meio poroso utilizando um arranjo espacialmente periódico de hastes quadradas. Uma discussão sobre as relações entre estes dois tipos de tratamento é encontrada em Pedras & de Lemos (1998a).

Devido a estes dois diferentes pontos de vista (macroscópico e microscópico), a existência ou não de turbulência em escoamentos em meios porosos ainda está em debate (Antohe & Lage 1997, Kuwahara *et al.* 1998, Pedras & de Lemos 1998b, Pedras & de Lemos 1999a, Pedras & de Lemos 1999b, Nakayama & Kuwahara 1999).

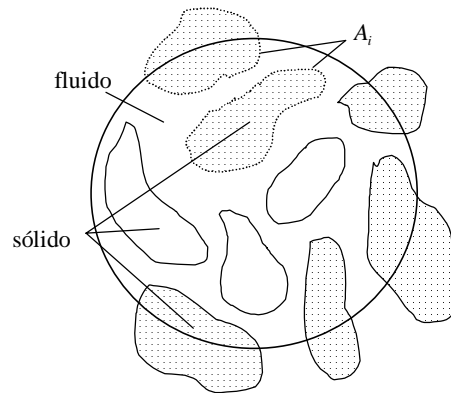


Figura 1. Volume elementar representativo (REV).

Tendo em mente de que a média volumétrica das equações microscópicas (visão macroscópica) é apenas a representação macroscópica de um fenômeno de fato microscópico (Pedras & de Lemos 1999b) e considerando os trabalhos experimentais que reportam a existência de turbulência em meios porosos (Macdonald *et al.* 1979, Kececiooglu & Jiang 1994, Takatsu & Masuoka 1998), este trabalho adota a abordagem microscópica a fim de verificar o nível de turbulência existente num meio poroso formado por haste cilíndricas com arranjo espacialmente periódico.

A estrutura do meio poroso foi representada por uma única célula (Figura 2), utilizando condições de contorno simétricas e periódicas. O escoamento turbulento foi calculado utilizando-se o modelo  $k-\varepsilon$  de baixos e altos Reynolds cobrindo uma faixa de  $10^4 \leq Re_H \leq 10^6$ .

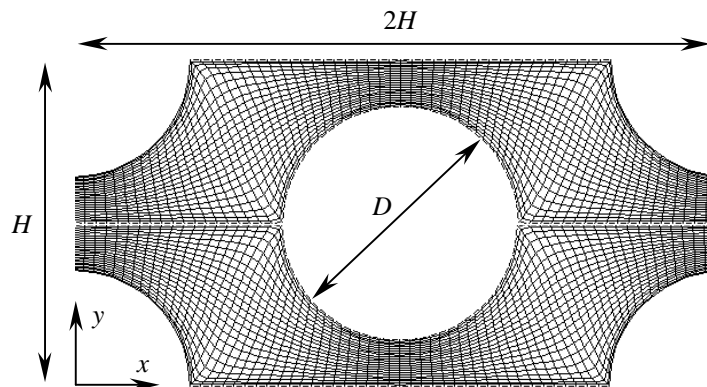


Figura 2. Célula periódica e malha gerada elipticamente.

## 2. EQUAÇÕES DE ESCOAMENTO E MODELO $K-\varepsilon$

No modelo numérico foram utilizadas as seguintes equações de transporte, onde as barras representam médias temporais e as linhas as flutuações temporais:

Equação de continuidade

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0 \quad (1)$$

### Equação de momentum

$$\nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}} \bar{\mathbf{u}}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot \left\{ \mu [\nabla \bar{\mathbf{u}} + (\nabla \bar{\mathbf{u}})^T] - \rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'} \right\} \quad (2)$$

### Equação da energia cinética turbulenta

$$\nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}} k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] - \rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'} : \nabla \bar{\mathbf{u}} - \rho \varepsilon \quad (3)$$

### Equação da dissipação da energia cinética turbulenta

$$\nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + [C_1 (-\rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'} : \nabla \bar{\mathbf{u}}) - C_2 f_2 \rho \varepsilon] \frac{\varepsilon}{k} \quad (4)$$

### Conceito de Boussinesq para as tensões de Reynolds

$$-\rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'} = \mu_t [\nabla \bar{\mathbf{u}} + (\nabla \bar{\mathbf{u}})^T] - \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I} \quad (5)$$

### Modelo de duas equações para a viscosidade turbulenta

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k}{\varepsilon} \quad (6)$$

onde  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_\mu$  são constantes adimensionais, enquanto  $f_2$  e  $f_\mu$  são funções de amortecimento.

Neste trabalho foi adotado o modelo  $k$ - $\varepsilon$  de baixos e altos Reynolds. A utilização desses dois modelos é justificada pelo fato de que o escoamento turbulento em meios porosos ocorre, na prática, em números de Reynolds (baseados no poro) relativamente baixos. Para considerar os efeitos do baixo número de Reynolds foram adotadas as seguintes funções de amortecimento propostas por Abe *et al.* (1992),

$$f_2 = \left\{ 1 - \exp \left[ -\frac{(v\varepsilon)^{0.25} n}{3.1v} \right] \right\}^2 \left\{ 1 - 0.3 \exp \left[ -\left( \frac{(k^2/v\varepsilon)}{6.5} \right)^2 \right] \right\} \quad (7)$$

$$f_\mu = \left\{ 1 - \exp \left[ -\frac{(v\varepsilon)^{0.25} n}{14v} \right] \right\}^2 \left\{ 1 + \frac{5}{(k^2/v\varepsilon)^{0.75}} \exp \left[ -\left( \frac{(k^2/v\varepsilon)}{200} \right)^2 \right] \right\} \quad (8)$$

onde  $n$  é a coordenada normal à parede. E as seguintes constantes:

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.5, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.4, \sigma_\varepsilon = 1.3. \quad (9)$$

Para que a média volumétrica da velocidade,  $\langle \bar{\mathbf{u}} \rangle^v$  (velocidade de Darcy), fosse unidirecional em  $x$ , as seguintes condições de contorno para a célula periódica (Figura 2) foram adotadas:

$$\text{nas paredes, } \bar{\mathbf{u}} = 0, k = 0 \text{ e } \varepsilon = v \frac{\partial^2 k}{\partial n^2}, \quad (10)$$

$$\text{em } y = 0 \text{ e } y = H/2 \text{ linha de simetria,} \quad (11)$$

e nas condições de contorno periódicas ( $x = 0$  e  $x = 2H$ )

$$\bar{u}|_{x=0} = \bar{u}|_{x=2H}, \bar{v}|_{x=0} = \bar{v}|_{x=2H} = 0, \quad (12)$$

$$k|_{x=0} = k|_{x=2H}, \varepsilon|_{x=0} = \varepsilon|_{x=2H}, \quad (13)$$

onde  $\bar{u}$  e  $\bar{v}$  são as componentes de  $\bar{\mathbf{u}}$ .

### 3. MÉTODO NUMÉRICO

O método numérico adotado para a discretização das equações governantes foi o de volumes finitos (Patankar, 1980) e no acoplamento pressão-velocidade o método SIMPLE. O cálculo começa com a solução das duas equações de momentum. O campo de velocidade obtido é, então, corrigido (a fim de atender a equação de continuidade) através da solução da equação de pressão. Com o campo de velocidade corrigido resolve-se as equações do modelo de turbulência obtendo-se o campo de  $k$  e  $\varepsilon$ . As iterações são repetidas até que a convergência seja alcançada. Maiores detalhes sobre o processo de discretização podem ser encontrados em Rocamora & de Lemos (1998).

No modelo  $k$ - $\varepsilon$  de baixos Reynolds é aconselhável que os nós adjacentes às paredes tenham ( $u_\tau n/\nu \leq 1$ ). Tal exigência faz com que a malha tenha uma quantidade enorme de pontos. A fim de minimizar este problema todos os cálculos foram efetuados em meia célula periódica ( $2H \times H/2$ ), conforme a condição de contorno (Eq. 11), diminuindo o tamanho da malha para  $300 \times 200$  com um arranjo altamente não uniforme. O número de Reynolds baseado na velocidade de Darcy e no comprimento característico  $H$  ( $Re_H = |\langle \bar{\mathbf{u}} \rangle^v| H/\nu$ ) foi variado de  $10^4$  à  $10^6$  e a porosidade  $\phi$  variada de 0.40 à 0.80. Todos os cálculos foram executados em um IBM SP2.

### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram rodados um total de dezoito casos sendo seis em escoamento laminar seis com o modelo  $k$ - $\varepsilon$  de baixos Reynolds e seis com o modelo  $k$ - $\varepsilon$  padrão de altos Reynolds. A Tabela 1 apresenta um sumário dos casos com escoamento turbulento.

Tabela 1. Sumário dos resultados em escoamento turbulento ( $H$  e  $\nu$  constantes).

	$Re_H$	Modelo $k$ - $\varepsilon$	$ \langle \bar{\mathbf{u}} \rangle^v $	$\langle k \rangle^i$	$\langle \varepsilon \rangle^i$
$\phi = 0.40$	1.20E+04	baixo	1.80E-01	7.31E-02	1.18E+00
	1.20E+05	baixo	1.80E+00	5.92E+00	9.93E+02
	1.20E+05	alto	1.80E+00	5.71E+00	9.65E+02
	1.20E+06	alto	1.80E+01	5.81E+02	9.31E+05
$\phi = 0.60$	1.20E+04	baixo	1.79E-01	3.50E-02	2.25E-01
	1.20E+05	baixo	1.79E+00	2.26E+00	1.56E+02
	1.20E+05	alto	1.79E+00	2.65E+00	1.77E+02
	1.20E+06	alto	1.79E+01	2.79E+02	1.81E+05
$\phi = 0.80$	1.20E+04	baixo	1.79E-01	1.36E-02	4.90E-02
	1.20E+05	baixo	1.79E+00	8.05E-01	3.19E+01
	1.20E+05	alto	1.79E+00	8.74E-01	3.28E+01
	1.20E+06	alto	1.79E+01	9.45E+01	3.49E+04

As Figuras 3 a 6 apresentam, respectivamente, os campos de velocidade, de pressão, de  $k$  e de  $\varepsilon$  para  $Re_H = 1.2 \times 10^5$  (modelo de baixo Reynolds) e  $\phi$  variando de 0.40 à 0.80. De

um modo geral, nos campos de velocidade, verifica-se que o escoamento acelera nas faces superior e inferior do cilindro, apresentando um descolamento na região traseira conforme a porosidade aumenta. Este descolamento pode ser explicado pela queda no nível de energia cinética turbulenta conforme a Tabela 1, na qual vemos que para uma velocidade de Darcy constante ( $Re_H$  constante), isto é uma vazão mássica constante, o nível de energia cinética turbulência cai com o aumento da porosidade.

Ou seja, o aumento da quantidade de movimento do fluido em espaços menores (aumento de velocidade para porosidade menor), implica em mais acentuados gradientes de velocidade e, conseqüentemente, uma maior produção de  $k$  (o termo de produção de  $k$  na equação (3) é proporcional aos gradientes de velocidade). Ainda, o incremento da velocidade próxima à parede do cilindro tende a postergar o início do descolamento. Este fato também foi verificado por Kuwahara *et al.* 1998 onde os autores consideram que o descolamento do escoamento está sendo restringido pela diminuição da porosidade.

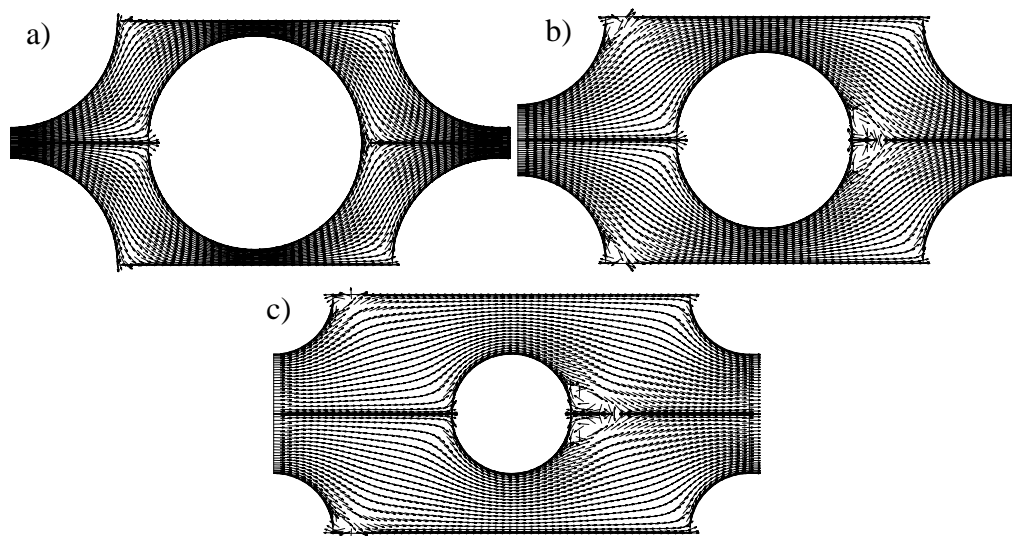


Figura 3. Campos de velocidade ( $Re_H = 1.2 \times 10^5$ ): a)  $\phi = 0.40$ , b)  $\phi = 0.60$  e c)  $\phi = 0.80$

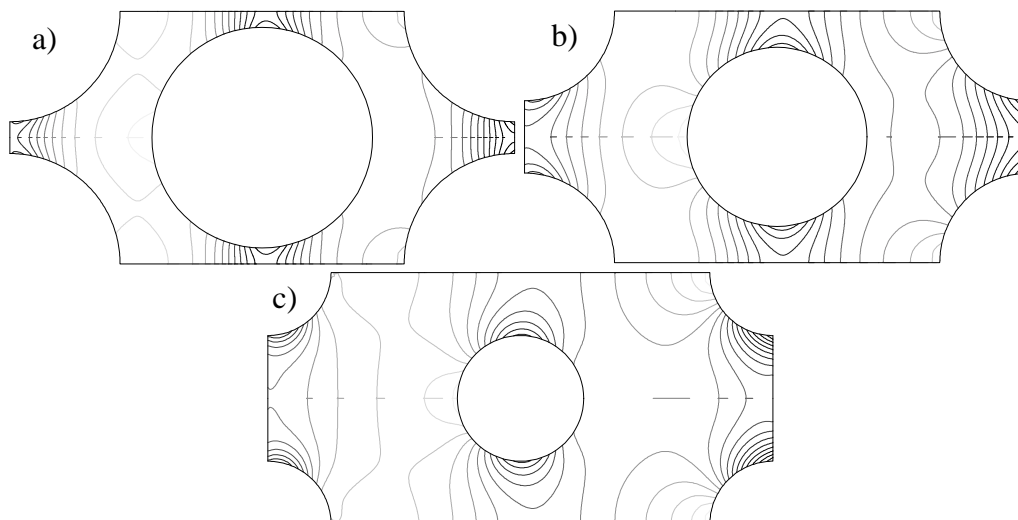


Figura 4. Campos de pressão ( $Re_H = 1.2 \times 10^5$ ): a)  $\phi = 0.40$ , b)  $\phi = 0.60$  e c)  $\phi = 0.80$

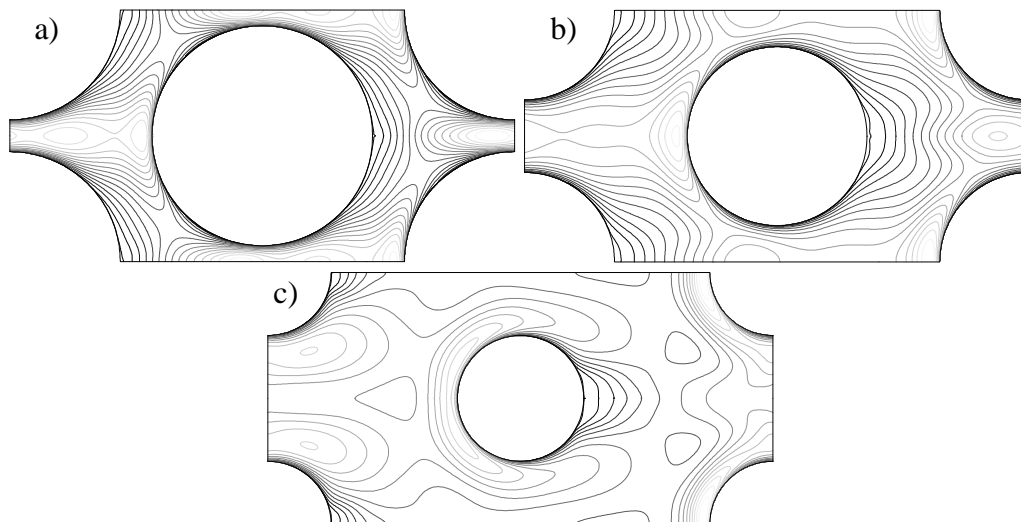


Figura 5. Campos de  $k$  ( $Re_H = 1.2 \times 10^5$ ): a)  $\phi = 0.40$ , b)  $\phi = 0.60$  e c)  $\phi = 0.80$

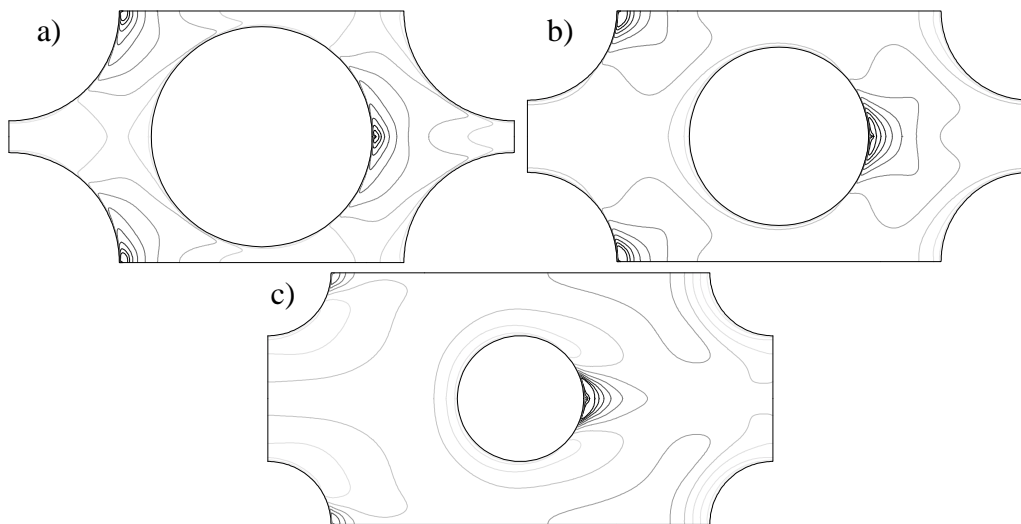


Figura 6. Campos de  $\epsilon$  ( $Re_H = 1.2 \times 10^5$ ): a)  $\phi = 0.40$ , b)  $\phi = 0.60$  e c)  $\phi = 0.80$

Nos demais campos, constata-se que a pressão aumenta na região frontal do cilindro, diminui nas regiões superior e inferior e recupera-se, em parte, na região traseira. A energia cinética turbulenta aumenta nas faces frontal, superior e inferior do cilindro, onde ocorre uma grande aceleração no escoamento, diminuindo na região traseira onde encontra-se o descolamento. A dissipação de energia cinética turbulenta apresenta, por sua vez, um comportamento semelhante ao da energia cinética turbulenta.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado uma análise do escoamento em meios porosos de um ponto de vista microscópico utilizando um arranjo espacialmente periódico de hastes cilíndricas. As equações de escoamento forma resolvidas para uma célula periódica utilizando-se o modelo  $k$ - $\epsilon$  de baixos e altos Reynolds.

Foi observado a existência de turbulência no escoamento estudado, confirmando trabalhos experimentais encontrados na literatura. E que numa mesma vazão mássica, a diminuição da porosidade, numa faixa de 0.80 à 0.40, aumenta o nível de turbulência no meio poroso em questão.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores são especialmente gratos ao CNPq pelo suporte financeiro durante a preparação deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS

- Abe, K., Nagano, Y., and Kondoh, T., 1992, “An Improved k- $\epsilon$  Model for Prediction of Turbulent Flows with Separation and Reattachment”, *Trans. JSME, Ser. B*, vol. 58, pp. 3003-3010.
- Antohe, B. V. and Lage, J. L., 1997, “A General Two-Equation Macroscopic Turbulence Model for Incompressible Flow in Porous Media”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3013-3024.
- Bear, J., 1972, “Dynamics of Fluids in Porous Media”, American Elsevier Pub. Co., New York.
- Brinkman, H. C., 1947, “A Calculation of the Viscous Force Exerted by a Flowing Fluid on a Dense Swarm of Particles”, *Appl. Sci. Research, A 1*, pp. 27-34.
- Darcy, H., 1856, “Les Fontaines Publiques de la Vile de Dijon”, Victor Dalmond, Paris.
- Forchheimer, P., 1901, “Wasserbewegung Durch Boden”, *Z. Ver. Deutsch. Ing.*, vol. 45, pp. 1782-1788, 1901.
- Hsu, C. T. and Cheng, P., 1990, “Thermal Dispersion in a Porous Medium”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 33, pp. 1587-1597.
- Kececiooglu, I. and Jiang, Y., 1994, “Flow Through Porous Media of Packed Spheres Saturated with Water”, *J. Fluids Engineering*, vol. 116, pp. 164-170.
- Kuwahara, F., Kameyama, Y., Yamashita, S., and Nakayama, A., 1998, “Numerical Modeling of Turbulent Flow in Porous Media Using a Spatially Periodic Array”, *J. Porous Media*, vol. 1, pp. 47-55.
- Macdonald, I. F., El-Sayed, M. S., Mow, K., and Dullien, F. A. L., 1979, “Flow Through Porous Media: The Ergun Equation Revisited”, *Indust. Chem. Fundam.*, vol. 18, pp. 199-208.
- Nakayama, A. and Kuwahara, F., 1999, “A Macroscopic Turbulence Model for Flow in a Porous Medium”, *ASME Journal of Fluids Engineering*, vol. 121, pp. 427-433.
- Patankar, S. V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, New York.
- Pedras, M. H. J. & de Lemos, M. J. S., 1998a, “Análise dos Modelos de Escoamento em Meios Porosos Via Média Espacial das Equações de Navier-Stokes”, *Proc. of ENCIT98 7<sup>th</sup> Braz. Therm. Scienc. Meetg.*, November 3-6, Rio de Janeiro.
- Pedras, M. H. J. & de Lemos, M. J. S., 1998b, “Resultados da Modelagem da Turbulência Macroscópica em Meios Porosos”, *Proc. of ENCIT98 7<sup>th</sup> Braz. Therm. Scienc. Meetg.*, November 3-6, Rio de Janeiro.
- Pedras, M. H. J. and de Lemos, M. J. S., 1999a, “On Volume and Time Averaging of Transport Equations for Turbulent Flow in Porous Media”, *ASME-FED-vol. 248, Paper FEDSM99-7273*, ISBN 0-7918-1961-2.
- Pedras, M. H. J. & de Lemos, M. J. S., 1999b, “Modelagem Macroscópica do Escoamento Turbulento em Meios Porosos Saturados e Indeformáveis”, *Proc. of COBEM 99 15<sup>th</sup> Braz. Cong. of Mech. Eng.*, November 22-26, Águas de Lindóia.
- Rocamora Jr, F. D. and de Lemos, M. J. S., 1998, “Numerical Solution of Turbulent Flow in Porous Media Using a Spatially Periodic Array and the k- $\epsilon$  Model”, *Proc. of ENCIT98-7<sup>th</sup> Braz. Therm. Scienc. Meetg.*, November 3-6, Rio de Janeiro.

- Slattery, J. C., 1967, "Flow of Viscoelastic Fluids Through Porous Media", A.I.Ch.E. J., vol. 13, pp. 1066-1071.
- Takatsu, Y. and Masuoka, T., 1998, "Turbulent Phenomena in Flow Through Porous Media", J. Porous Media, vol. 3, pp. 243-251.
- Vafai, K. and Tien, C. L., 1981, "Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 24, pp. 195-203.
- Ward, J. C., 1964, Turbulent Flow in Porous Media, J. Hydraul. Div. ASCE, vol. 90 (HY5), pp. 1-12.
- Whitaker, S., 1969, "Advances in Theory of Fluid Motion in Porous Media", Indust. Engng. Chem., vol. 61, pp. 14-28.



# MULTIGRID NUMERICAL SOLUTIONS OF LAMINAR BACK STEP FLOW

**Maximilian S. Mesquita**

**Marcelo J.S. de Lemos**

Departamento de Energia - IEME

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

12228-900 – São José dos Campos - SP, Brasil - E-mail: delemos@mec.ita.br

## **Abstract.**

This work investigates the efficiency of the multigrid numerical method when applied to solve the temperature field after a sudden expansion in a channel flow. The numerical method includes finite volume discretization with the flux blended deferred correction scheme on structured orthogonal regular meshes. The correction storage (CS) multigrid algorithm performance is compared for different inlet Reynolds numbers and the number of sweeps in each grid level. Up to four grids for both multigrid V- cycles are considered. Results indicate a better performance of the V-cycle and reduction in computational effort for larger Peclet numbers.

**Key-words:** Sudden Expansion, Multigrid, CFD, Numerical Methods

## **1. INTRODUCTION**

Convergence rates of single-grid calculations are greatest in the beginning of the process, slowing down as the iterative process goes on. This effect gets more pronounced as the grid becomes finer. Large grid sizes, however, are often needed when resolving small recirculating regions or detecting high heat transfer spots. The reason for this hard-to-converge behavior is that iterative methods can efficiently smooth out only those Fourier error components of wavelengths smaller than or comparable to the grid size. In contrast, multigrid methods aim at covering a broader range of wavelengths through relaxation on more than one grid.

The number of iterations and convergence criterion in each step along consecutive grid levels visited by the algorithm determines the cycling strategy, usually a V- or a W-cycle. Within each cycle, the intermediate solution is relaxed before (pre-) and after (post-smoothing) the transportation of values to coarser (restriction) or to finer (prolongation) grids (Brandt, 1977, Stüben and Trottenberg, 1982, Hackbusch, 1985).

Accordingly, multigrid methods can be roughly classified into two major categories. In the CS formulation, algebraic equations are solved for the corrections of the variables whereas, in the full approximation storage (FAS) scheme, the variables themselves are handled in all grid levels. It has been pointed out in the literature that the application of the CS formulation is recommended for the solution of linear problems being the FAS formulation more suitable to non-linear cases (Brandt, 1977, Stüben and Trottenberg, 1982, Hackbusch,

1985). An exception to this rule seems to be the work of Jiang, et al, 1991, who reported predictions for the Navier-Stokes equations successfully applying the multigrid CS formulation. In the literature, however, not too many attempts in solving non-linear problems with multigrid linear operators are found.

Acknowledging the advantages of using multiple grids, Rabi and de Lemos, 1998a, presented numerical computations applying this technique to recirculating flows in several geometries of engineering interest. There, the correction storage (CS) formulation was applied to non-linear problems. Later, Rabi and de Lemos, 1998b, analyzed the effect of Peclet number and the use of different solution cycles when solving the temperature field within flows with a given velocity distribution. In all those cases, the advantages in using more than one grid in iterative solution was confirmed. More recently, de Lemos and Mesquita, 1999, introduced the solution of the energy equation in their multigrid algorithm. Temperature distribution was calculated solving the whole equation set together with the flow field as well as uncoupling the momentum and energy equations. A study on optimal relaxation parameters was there reported.

The objective of this paper is to present further results applying the CS multigrid method to the solution of heat flows in a backward facing step. Up to four grids is used and a study on optimal relaxation parameters is presented. A schematic of the configuration analyzed is shown in Figure 1.

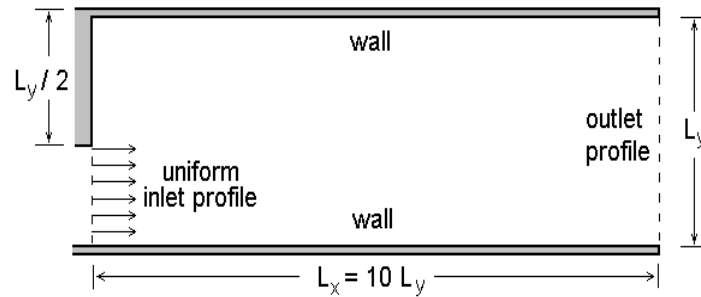


Figure 1 – Geometries and boundary conditions for back step heated flow

## 2. MATHEMATICAL MODEL AND NUMERICS

**2.1 Governing Equations and Numerics** Continuity, Navier-Stokes and energy equations describe fluid flow and heat transfer. They express mass, momentum and energy conservation principles respectively and, for a steady state condition in a two-dimension Cartesian coordinate frame, they are written as:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U^2) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho VU) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial U}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial U}{\partial y}\right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho UV) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V^2) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial V}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial V}{\partial y}\right) - \frac{\partial P}{\partial y} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho UT) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho VT) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (4)$$

where  $\rho$  is the fluid density,  $U$  and  $V$  are the  $x$  and  $y$  velocity components, respectively,  $T$  is the temperature,  $\mu$  is the dynamic viscosity and  $Pr$  is the Prandtl number. In addition, in this work all fluid properties are held constant.

The solution domain is divided into a number of rectangular control volumes (CV), resulting in a structured orthogonal non-uniform mesh. Grid points are located according to a cell-centered scheme and velocities are stored in a collocated arrangement (Patankar, 1980). A typical CV with its main dimensions and internodal distances is sketched in Figure 2.

Writing equations (1)-(4) in terms of a general variable  $\phi = \{1, U, V, T\}$  with  $\Gamma_\phi = \left\{ 0, \mu, \mu, \frac{\mu}{Pr} \right\}$  and  $S_\phi = \left\{ 0, -\frac{\partial P}{\partial x}, -\frac{\partial P}{\partial y}, 0 \right\}$  one gets, after integrating it over the CV of Figure 2,

$$\int_{\delta v} \left[ \frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \phi) \right] dv = \int_{\delta v} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) \right] dv + \int_{\delta v} S_\phi dv \quad (5)$$

Integration of the three terms in (5), namely: convection, diffusion and source, lead to a set of algebraic equations. These practices are described elsewhere (e.g. Patankar, 1980) and for this reason they are not repeated here. In summary, convective terms are discretized using the upwind differencing scheme, diffusive fluxes make use of the central differencing scheme and pressures, needed at cell faces, are approximated by a linear interpolation of neighboring point values.

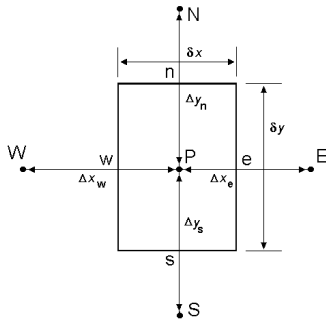


Figure 2 Control Volume

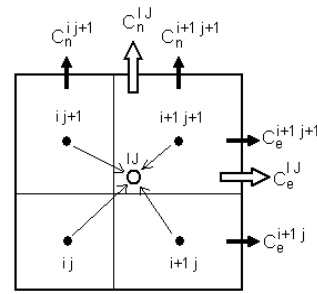


Figure 3 Mass flux and residue restriction summation.

Substitution of all approximate expressions for interface values and gradients into the integrated transport equation (5), gives the final discretization equation for grid node P

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (6)$$

with  $b = 0$  and the east face coefficient, for example, being defined as

$$a_E = \max[-C_e, 0] + D_e \quad (7)$$

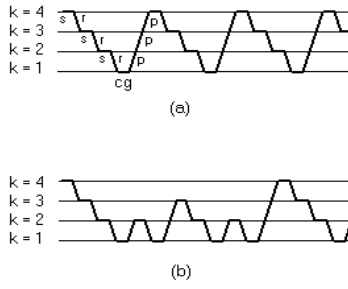


Figure 4 - Sequence of operations in a 4-grid iteration: (a) V-cycle;

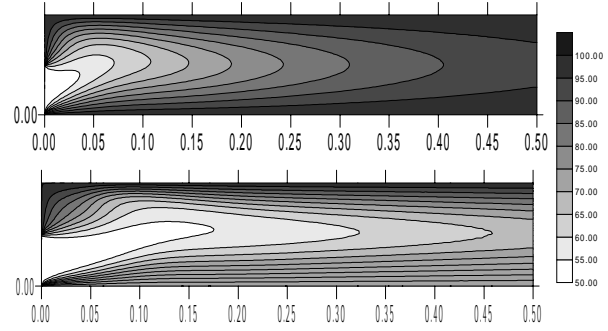


Figure 5 - Effect of  $Re_{in}$  on temperature pattern for backward facing step of Figure 1. From top to bottom:  $Re_{in}=100, 400$ .

In (7)  $D_e = \mu_e \delta y / \Delta x_e$  and  $C_e = (\rho U)_e \delta y$  are the diffusive and convective fluxes at the CV east face, respectively, and, as usual, the operator  $\max[a, b]$  returns the greater of a and b.

**2.2 Multigrid Technique.** Assembling equation (6) for each control volume of Figure 2 in the domain of Figure 1 defines a linear algebraic equation system of the form,

$$\mathbf{A}_k \mathbf{T}_k = \mathbf{b}_k \quad (8)$$

where  $A_k$  is the matrix of coefficients,  $T_k$  is the vector of unknowns and  $b_k$  is the vector accommodating source and extra terms. Subscript “k” refers to the grid level, with  $k=1$  corresponding to the coarsest grid and  $k=M$  to the finest mesh.

As mentioned, multigrid is here implemented in a correction storage formulation (CS) in which one seeks coarse grid approximations for the correction defined as  $\delta_k = \mathbf{T}_k - \mathbf{T}_k^*$  where  $\mathbf{T}_k^*$  is an intermediate value resulting from a small number of iterations applied to (8). For a linear problem, one shows that  $\delta_k$  is the solution of (Brandt, 1977, Stüben and Trottenberg, 1982, Hackbusch, 1985),

$$\mathbf{A}_k \delta_k = \mathbf{r}_k \quad (9)$$

where the residue is defined as

$$\mathbf{r}_k = \mathbf{b}_k - \mathbf{A}_k \mathbf{T}_k^* \quad (10)$$

Eq. (9) can be approximated by means of a coarse-grid equation,

$$\mathbf{A}_{k-1} \delta_{k-1} = \mathbf{r}_{k-1} \quad (11)$$

with the restriction operator  $I_k^{k-1}$  used to obtain

$$\mathbf{r}_{k-1} = I_k^{k-1} \mathbf{r}_k \quad (12)$$

The residue restriction is accomplished by summing up the residues corresponding to the four fine grid control volumes that compose the coarse grid cell. Thus, equation (12) can be rewritten with the help of Figure 3 as,

$$r_{k-1}^{IJ} = r_k^{ij} + r_k^{i,j+1} + r_k^{i+1,j} + r_k^{i+1,j+1} \quad (13)$$

Diffusive and convection coefficients in matrix  $A_k$  need also to be evaluated when changing grid level. Diffusive terms are recalculated since they depend upon neighbor grid node distances whereas coarse grid mass fluxes (convective terms) are simply added up at control volume faces. A schematic of this operation, commonly found in the literature (Peric, et al, 1989, Hortmann et al, 1990), is shown in Figure 3.

Once the coarse grid approximation for the correction  $\delta_{k-1}$  has been calculated, the prolongation operator  $I_{k-1}^k$  takes it back to the fine grid as

$$\delta_k = I_{k-1}^k \delta_{k-1} \quad (14)$$

in order to update the intermediate value

$$\mathbf{T}_k = \mathbf{T}_k^* + \delta_k \quad (15)$$

Figure 4 illustrates a 4-grid iteration scheme for both the V- and W-cycles where the different operations are: s=smoothing, r=restriction, cg=coarsest grid iteration and p=prolongation. Also, the number of domain sweeps before and after grid change is denoted by  $v^{pre}$  and  $v^{post}$ , respectively. In addition, at the coarsest k level ( $k=1$ ), the grid is swept  $v^{cg}$  times by the error smoothing operator.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

**3.1 Computational Details.** The computer code developed was run on a IBM PC machine with a Pentium III 500MHz processor. Grid independence studies were conducted such that the solutions presented herein are essentially grid independent. For both V- cycles, pre- and post-smoothing iterations were accomplished via the Gauss-Seidel algorithm while, at the coarsest-grid, the TDMA method has been applied (Patankar, 1980). Also, the geometry of Figure 1 was run with the finest grid having sizes of 144x48 and 218x74 grid points, respectively.

Results below are focused on the behavior of the energy equation subjected to multigrid numerical methods. Analysis of velocity and pressure convergence characteristics have already been reported (Rabi and de Lemos, 1998a, 1998b) and for that they are not repeated here.

**3.2 Temperature Field** Figure 5 shows non-dimensional temperature distribution patterns for flow in the sudden expansion flow of Figure 1. All walls are kept at the same temperature, higher than the incoming flow temperature. The figure indicates the effect of increasing the inlet Reynolds number,  $Re_{in} = \rho U_{in} L_{in} / \mu$ , where the subscript "in" refers to inlet values. One can clearly see the penetration of the cooler fluid as  $Re_{in}$  increases. Deformation of the isotherms close to the step, at the upper left region, indicates the increase of the recirculation bubble after the expansion. When designing heat transfer equipment, engineers may use such information for improving product reliability and performance.

**3.3 Residues.** The residue is normalized and calculated according to

$$R_T = \sqrt{\sum_{ij} (R_{ij}^2)}$$

$$\text{with } R_{ij} = A_p T_p - \left( \sum_{nb} A_{nb} T_{nb} \right)$$
(16)

where subscript  $ij$  identifies a given control volume on the finest grid and  $nb$  refers to its neighboring control volumes.

Figure 7 shows residue history for the energy equation. The solution follows a simultaneous approach in the sense that the temperature is always relaxed after the flow field, within the multigrid cycle. One can readily notice that for lower  $Re_{in}$ , regardless of the number of grids used, faster solutions are obtained. In this case, relative importance of diffusion terms favors the stability of the system of equations. Also, increasing the number of grids for the same Reynolds number is advantageous. This feature is what makes multigrid methods attractive, justifying their growing usage. On the other hand, refining the finest grid decelerates convergence, as expected, independent of the Reynolds number used.

**3.4 Relaxation Parameter.** In the work of Rabi and de Lemos, 1998b, a study was carried out to investigate optimal values for the parameters  $v^{pre}$ ,  $v^{post}$  and  $v^{cg}$ . Since the intermediate solutions, before and after grid changes, are not fully solved but are rather relaxed  $v^{pre}$  and  $v^{post}$  times, a question about their optimal values for increasing overall algorithm performance arises. Additional tests for finding optimal parameters were conducted by de Lemos and Mesquita, 1999. In this case, recirculating flows were investigated. For the geometry here studied, similar tests are performed.

For a fixed number of sweeps at the coarse grid ( $v^{cg}=1$ ), Figure 8 reproduces the necessary time to convergence when the number of pre- and post-smoothing iterations was allowed to vary, keeping the same value for  $v^{pre}=v^{post}$ . One can clearly detect an optimal value for those relaxation parameters. Additional sweeps past those values consume extra computing time. On the other hand, too few pre- and post-relaxation passes will demand also a higher computational effort.

In Figure 6 the number of pre- and post-smoothing iterations was fixed at  $v^{pre}=v^{post}=3$  whereas the number of coarsest-grid sweeps  $v^{cg}$  was free to vary. Results are quite spread and no optimal value seems to be detected.

Ultimately, both Figures 8 and 6 suggest a delicate balance between all parameters involved when minimum CPU consumption is sought. Most often, optimal parameters can not be easily determined a priori and adaptive strategies have been proposed in the literature. Generally, the ratio of residues after two successive sweeps is monitored and used as a criterion for switching grids. Hortmann et al, 1990 points out that this practice is preferred for single equation systems but, when solving the full equation set as done here, such practice is not easy to implement. In this case, most works in the literature specify a fixed number of sweeps, as in the cases here reported (Sathyamurthy and Patankar, 1994, Hutchinson et al 1988).

## 2.4 References

- Brandt, A., 1977, MULTI-LEVEL ADAPTIVE SOLUTIONS TO BOUNDARY-VALUE PROBLEMS, Math. Comp., vol. 31, No. 138, pp. 333-390.

- Bai, L., Mitra, N.K., Fiebig, M.C., Kost, A., A multigrid method for predicting periodically fully developed flow, *Int. J. Num. Meth. Fluids*, vol. 18, pp. 843-852, 1994.
- de Lemos, M.J.S., Mesquita, M.S., 1999, MULTIGRID NUMERICAL SOLUTIONS OF NON-ISOTHERMAL LAMINAR RECIRCULATING FLOWS, *Applications of Computational Heat Transfer*, ASME-HTD-vol. 364-3, ISSN: 0272-5673, ISBN: 0-7918-1656-7, Ed. L.C. White, pg. 323-330.
- Hackbusch, W., 1985, MULTIGRID METHODS AND APPLICATIONS, Springer-Verlag, Berlin.
- Hortmann, M., Peric, M., Scheuerer, G., 1990, FINITE VOLUME MULTIGRID PREDICTION OF LAMINAR CONVECTION: BENCH-MARK SOLUTIONS, *Int. J. Num. Meth. Fluids*, vol. 11, pp. 189-207.
- Hutchinson, B.R., Galpin, P.F., Raithby, G.D., 1988, APPLICATION OF ADDITIVE CORRECTION MULTIGRID TO THE COUPLED FLUID FLOW EQUATIONS, *Num. Heat Transfer*, vol. 13, pp. 133-147.
- Joshi, D.S., Vanka, S.P., Multigrid calculation procedure for internal flows in complex geometries, *Num. Heat Transfer - Part B*, vol. 20, pp. 61-80, 1991.
- Jiang, Y., Chen, C.P., Tucker, P.K., 1991, Multigrid solutions of unsteady Navier-Stokes equations using a pressure method, *Num. Heat Transfer - part A*, vol. 20, pp. 81-93.
- Khosla, P.K., Rubin, S.G., 1974, A DIAGONALLY DOMINANT SECOND-ORDER ACCURATE IMPLICIT SCHEME, *TRANSFER AND FLUID FLOW*, Mc-Graw Hill.
- Peric, M., Rüger, M., Scheuerer, G., 1989, A FINITE VOLUME MULTIGRID METHOD FOR CALCULATING TURBULENT FLOWS, In: *Seventh Symposium on Turbulent Shear Flows*, pp. 7.3.1-7.3.6, *Standford Comput. Fluids*, vol. 2, No. 12, pp. 207.
- Patankar, S.V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Mc-Graw Hill:New York, 1980.
- Rabi, J.A., de Lemos, M.J.S., 1998a, MULTIGRID NUMERICAL SOLUTION OF INCOMPRESSIBLE LAMINAR RECIRCULATING FLOWS, *ENCIT98- Proc. of 7th Braz. Cong. Eng. Th. Sci.*, vol. 2, pp. 915-920, Rio de Janeiro, RJ, Nov. 3-6.
- Rabi, J.A., de Lemos, M.J.S., 1998b, THE EFFECTS OF PECLET NUMBER AND CYCLING STRATEGY ON MULTIGRID NUMERICAL SOLUTIONS OF CONVECTIVE-CONDUCTIVE PROBLEMS, *7th AIAA/ASME Jnt Thermcs & HT Conf*, Paper AIAA-98-2584, Albuquerque, New Mexico, USA, June 15-18.
- Raithby, G.D., Torrance, K.E., 1974, UPSTREAM-WEIGHTED DIFFERENCING SCHEMES AND THEIR APPLICATION TO ELLIPTIC PROBLEMS INVOLVING FLUID FLOW, *Comp. & Fluids*, vol. 2, pp. 191-206.
- Sathyamurthy, P.S., Patankar, S.V., 1994, BLOCK-CORRECTION-BASED MULTIGRID METHOD FOR FLUID FLOW PROBLEMS, *Numerical Heat Transfer - Part B*, vol. 25, pp. 375-394.
- Stüben, K., Trottenberg, U., 1982, MULTIGRID METHODS, In *Lect. Notes Math.*, vol. 960, pp. 1-76, Berlin
- Thompson, M.C., Ferziger, J.H., 1989, An adaptive multigrid technique for the incompressible Navier-Stokes equations, *J. Comp. Phys.*, vol. 82, pp. 94-121.

- Vanka, S.P. 1986, Block-implicit multigrid calculation of two-dimensional recirculating flows, Comp. Meth. Appl. Mech. Eng., vol. 86, pp. 29-48.

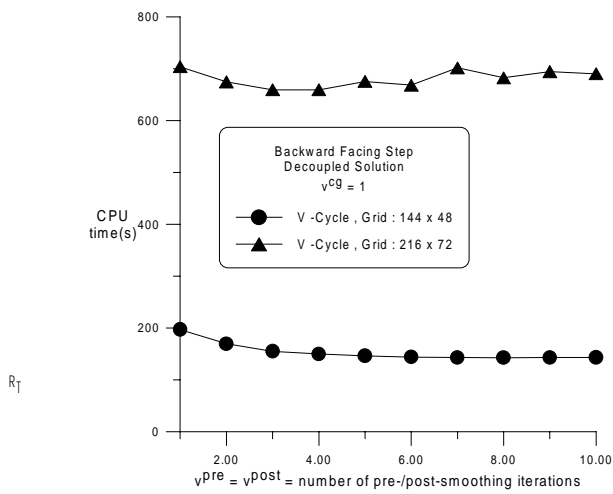


Figure 8 - Effect of grid size on residue history for  $T$ .

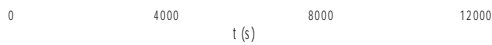
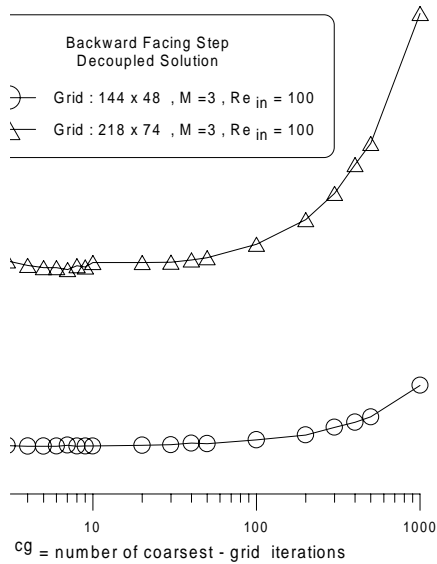


Figure 7 - Residue history for simultaneous solution with different number of grids and  $Re_{in}$  - V-cycle.



Effect of the number of coarsest-grid iterations on computational effort.



# SIMULAÇÃO NUMÉRICA APLICANDO UM MODELO DE TURBULÊNCIA $k-\varepsilon$ NÃO LINEAR EM COORDENADAS GENERALIZADAS

**Marcelo Assato**

**Marcelo J.S. de Lemos**

Departamento de Energia - IEME

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

12228-900 - São José dos Campos - SP - Brasil

E-mail: [delemos@mec.ita.br](mailto:delemos@mec.ita.br)

## Resumo

Os modelos não lineares de turbulência tem mostrado uma melhor capacidade em simular alguns tipos de escoamento em relação aos modelos de difusividade turbulenta clássica ( $k-\varepsilon$  standard) mantendo, ainda, as mesmas vantagens numéricas apresentadas pelos  $k-\varepsilon$  standard. Os modelos isotrópicos mostram grandes imprecisões em simular escoamentos que apresentam uma acentuada curvatura em suas linhas de corrente (problemas envolvendo recirculação). No presente trabalho é mostrado uma melhora significativa na predição do escoamento com expansão abrupta (“backward-facing-step”) utilizando o modelo de viscosidade turbulenta  $k-\varepsilon$  não linear desenvolvido por Shih et al, 1993. Resultados indicam que o modelo  $k-\varepsilon$  standard subprediz o comprimento de separação em 25 a 30% com relação a dados experimentais, enquanto que o modelo não linear subprediz em torno de 3 a 5%. Detalhes dos resultados para o escoamento completamente desenvolvido num tubo, também, são apresentados.

**Palavras-chave:** Turbulência, Não Linear, Anisotropia, volumes finitos

## 1. INTRODUÇÃO

Entre os vários modelos de turbulência existentes, os modelos  $k-\varepsilon$  linear ( $k-\varepsilon$  standard) são os mais amplamente usados por cientistas e engenheiros para resolver problemas práticos. Porém, para alguns tipos de escoamento turbulento onde as diferenças das tensões de Reynolds desempenham um importante papel (como em escoamentos secundários em dutos de seção não circular), os modelos lineares, por sua característica isotrópica, fornecem consideráveis imprecisões. Para suprir estas deficiências, muitos esforços foram direcionados na inclusão de efeitos anisotrópicos na modelagem das tensões de Reynolds. Estes efeitos são tratados através de termos não lineares na relação tensão x taxa de deformação.

Os modelos de viscosidade turbulenta não lineares tiveram origem numa proposta geral feita por Pope, 1975. Porém, somente na década de 80 tais modelos tiveram grandes avanços com os trabalhos de Speziale, 1987, que desenvolveu uma expressão para as tensões de Reynolds contendo termos similares às tensões laminares de fluidos não Newtonianos (Rivlin, 1957). Os trabalhos de Yoshizawa, 1987, Rubinstein & Barton, 1990, Myong & Kasagi,

1990, Taubee, 1992, Shih et al, 1993 introduziram produtos quadráticos envolvendo os tensores taxa de deformação e vorticidade, com diferentes derivações e calibrações.

Neste trabalho, a fim de analisar os problemas que apresentam escoamentos com recirculação, são apresentados comparações entre os resultados para o escoamento com expansão abrupta (“backward facing step”), utilizando o modelo não linear de Shih et al, 1993 e o modelo  $k$ - $\varepsilon$  linear ( $k$ - $\varepsilon$  standard). Comparações também são feitas entre os modelos linear e não linear em relação a dados experimentais para o escoamento desenvolvido em tubo.

## 2. EQUAÇÕES DE TRANSPORTE E CONSTITUTIVA

As equações de conservação, de massa, momentum e escalar que descrevem o escoamento de fluidos, podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\operatorname{div}\left(\rho \vec{v}\right)=0, \quad \operatorname{div}\left(\rho \vec{v} U_i - \vec{t}_i\right)=s_{u_i}, \quad \operatorname{div}\left(\rho \vec{v} \phi - \vec{q}_\phi\right)=s_\phi \quad (1)$$

Onde:  $\vec{t}_i$  contém a tensão agindo no direção- $i$ , e  $s_{u_i}$  representa todos os termos fonte, incluindo o termo de pressão e gravitacional. O símbolo  $\phi$  representa uma quantidade escalar,  $\vec{q}_\phi$  é seu fluxo difusivo e  $s_\phi$  representa a fonte ou sumidouro de  $\phi$ . As equações para  $\vec{t}_i$ ,  $\vec{q}_\phi$  e  $s_{u_i}$  são dadas, respectivamente, por:

$$\vec{t}_i = \tau_{ij} \cdot \vec{i}_j, \quad \vec{q}_\phi = \Gamma_\phi \operatorname{grad}\phi = \frac{\mu_t}{\sigma_\phi} \left( \frac{\partial \phi}{\partial y^j} \vec{i}_j \right), \quad s_{u_i} = -\frac{\partial P}{\partial y^i} \quad (2)$$

onde,  $P = p + \rho gh + \frac{2}{3} \rho k$ , e a expressão para a difusão tem sido usado com a ajuda do coeficiente de transporte  $\Gamma_\phi$ , formado pela viscosidade turbulenta  $\mu_t$ , dada por:

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

onde, na equação (3)  $k = \overline{u'_i u'_i} / 2$  é a energia cinética de turbulência por unidade de massa,  $\varepsilon$  a taxa de dissipação de  $k$ ,  $c_\mu$  é uma constante e  $\sigma_\phi$  o número de Prandtl/Schmidt para  $\phi$ . A equação (1) representa também a equação de transporte para  $k$  e  $\varepsilon$  quando  $\phi = k, \varepsilon$ . Para  $k$  o termo fonte é  $S_k = P_k - \rho \varepsilon$ , onde  $P_k$  é o termo de produção de turbulência dada por:

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (4)$$

A expressão das tensões de Reynolds apresentada por Shih et al, 1993 são escritas como:

$$\begin{aligned} \tau_{ij} = & -(\mu_t S_{ij})^L + \left( c_{1NL} \mu_t \frac{k}{\varepsilon} [S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} S_{kl} S_{kl} \delta_{ij}] \right)^{NL1} + \\ & \left( c_{2NL} \mu_t \frac{k}{\varepsilon} [\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki}] \right)^{NL2} + \left( c_{3NL} \mu_t \frac{k}{\varepsilon} [\Omega_{lk} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \Omega_{lk} \Omega_{lk} \delta_{ij}] \right)^{NL3} \end{aligned} \quad (5)$$

onde  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker, os sobrescritos na equação (5) indicam contribuições **L**inear e **N**ão **L**inear,  $S_{ij}$  e  $\Omega_{ij}$  representam os tensores de deformação e vorticidade, respectivamente, dados por:

$$S_{ij} = \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad \Omega_{ij} = \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

No modelo de Shih et al, 1993 os valores de  $c_{1NL}$ ,  $c_{2NL}$  e  $c_{3NL}$  são calculados como:

$$c_{1NL} = \frac{0.75/c_\mu}{1000 + s^3} \quad c_{2NL} = \frac{3.8/c_\mu}{1000 + s^3} \quad c_{3NL} = \frac{4.8/c_\mu}{1000 + s^3} \quad (7)$$

onde, 
$$c_\mu = \frac{2/3}{1.25 + s + 0.9\Omega} \quad s = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} S_{ij} S_{ij}} \quad \Omega = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (8)$$

## 2.1 Discretização das equações em coordenadas generalizadas

O método numérico empregado para a discretização das equações é o método dos volumes finitos num sistema de coordenadas não-ortogonal. O algoritmo SIMPLE é utilizado para correção do campo de pressão. A figura abaixo mostra um volume de controle genérico com suas notações, distâncias e índices usados na transformação das equações para o sistema de coordenadas  $\eta - \xi$ .

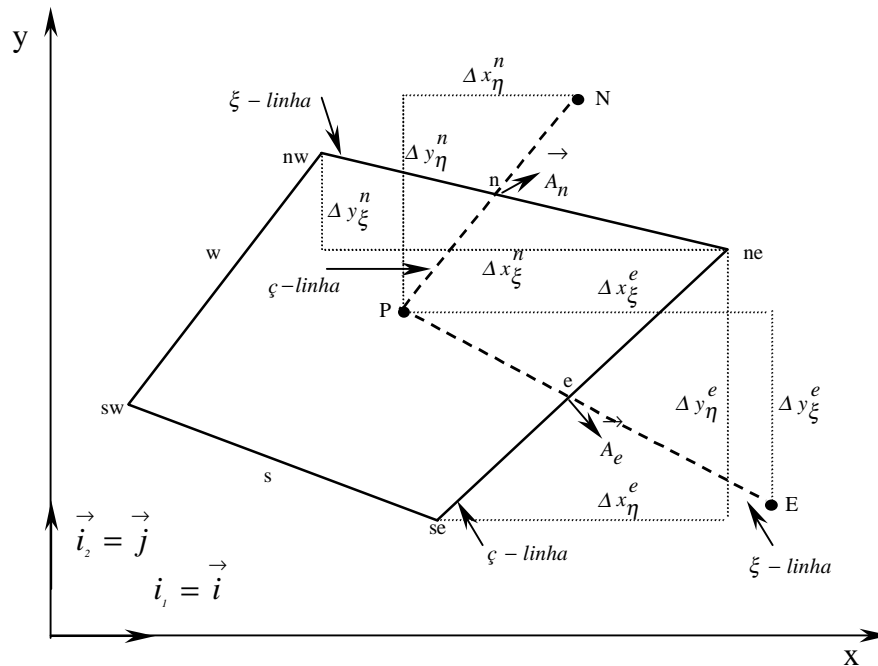


Figura (1) - Volume de controle e notações

Da Figura (1) é definido as seguintes distâncias geométricas usadas no processo de discretização:

$$\begin{aligned}\Delta x_{\eta}^e &= (x_{ne} - x_{se}), & \Delta x_{\xi}^e &= (x_E - x_P), & \Delta y_{\eta}^e &= (y_{ne} - y_{se}), & \Delta y_{\xi}^e &= (y_E - y_P), \\ \Delta x_{\xi}^n &= (x_{ne} - x_{nw}), & \Delta x_{\eta}^n &= (x_N - x_P), & \Delta y_{\xi}^n &= (y_{ne} - y_{nw}), & \Delta y_{\eta}^n &= (y_N - y_P) \\ \Delta x_{\xi}^P &= (x_e - x_w), & \Delta x_{\eta}^P &= (x_n - x_s), & \Delta y_{\xi}^P &= (y_e - y_w), & \Delta y_{\eta}^P &= (y_n - y_s).\end{aligned}\quad (9)$$

Todo o tratamento numérico e processo de discretização dos termos convectivo e difusivo linear e não linear, são mostrados em detalhes no trabalho feito por Assato & de Lemos, 1998. O tratamento numérico apresentado por Assato & de Lemos, 1998 para os termos difusivos não lineares referentes as equações de momento, foi totalmente explícito, determinados no termo fonte. Num subseqüente trabalho Assato & de Lemos, 1999 trataram os termos difusivos não lineares de forma implícita e explícita com a finalidade de melhorar a estabilidade numérica do código computacional.

Aplicando o modelo não linear, o termo de produção de turbulência  $P_k$ , na equação (4), também possui o termo linear acrescido dos termos não lineares:

$$P_k = (P_k)^L + (P_k)^{NL1} + (P_k)^{NL2} + (P_k)^{NL3} \quad (10)$$

O termo de produção de turbulência precisa ser discretizado no ponto central  $P$  do volume de controle. Assim, tem-se a seguinte forma final discretizada:

$$(P_k)^L = \frac{\mu_t^P}{(\Pi_P)^2} \left[ 2(\pi_a^P)^2 + 2(\pi_b^P)^2 + (\pi_c^P + \pi_d^P)^2 \right] \quad (11)$$

$$(P_k)^{NL1} = -c_{1NL} \mu_t^P \frac{k}{\varepsilon (\Pi_P)^3} \left\{ \frac{8}{5} (\pi_a^P)^3 + \frac{8}{3} (\pi_b^P)^3 + \frac{7}{3} (\pi_a^P + \pi_b^P) \left[ (\pi_c^P + \pi_d^P)^2 - \frac{4}{7} (\pi_c^P \pi_d^P) \right] \right\} \quad (12)$$

$$(P_k)^{NL2} = 0 \quad (13)$$

$$(P_k)^{NL3} = -c_{3NL} \mu_t^P \frac{k}{\varepsilon (\Pi_P)^3} \left[ \frac{1}{5} (\pi_a^P + \pi_b^P) (\pi_c^P - \pi_d^P)^2 \right] \quad (14)$$

onde,

$$\Pi_P = \Delta y_{\eta}^P \cdot \Delta x_{\xi}^P - \Delta y_{\xi}^P \cdot \Delta x_{\eta}^P$$

$$\pi_a^P = \Delta y_{\eta}^P (U_e - U_w) - \Delta y_{\xi}^P (U_n - U_s) \quad \pi_b^P = \Delta x_{\xi}^P (U_n - U_s) - \Delta x_{\eta}^P (U_e - U_w)$$

$$\pi_c^P = \Delta y_{\eta}^P (V_e - V_w) - \Delta y_{\xi}^P (V_n - V_s) \quad \pi_d^P = \Delta x_{\xi}^P (V_n - V_s) - \Delta x_{\eta}^P (V_e - V_w) \quad (15)$$

Os  $\Delta x^P$ 's e  $\Delta y^P$ 's são dados pela equação (9), e os  $c_{NL}$ 's não lineares do modelo de Shih et al, 1993 são calculados de acordo com as equações (7) e (8), sendo que as expressões discretizadas para s e  $\Omega$  são as seguintes:

$$s = \frac{k}{\varepsilon \Pi_p} \sqrt{2(\pi_a^P)^2 + 2(\pi_d^P)^2 + (\pi_b^P + \pi_c^P)^2}, \quad \Omega = \frac{k}{\varepsilon \Pi_p} (\pi_b^P - \pi_c^P) \quad (16)$$

### 3. RESULTADOS

#### 3.1 Escoamento turbulento em um canal com expansão abrupta

O escoamento turbulento num canal com expansão abrupta tem sido usado como um caso teste padrão para quantificar a performance de modelos de turbulência. Muitas vezes toma-se como referência a predição da localização do ponto de recolagem (“reattachment”) do escoamento após a expansão. A figura a seguir ilustra o tipo de escoamento.

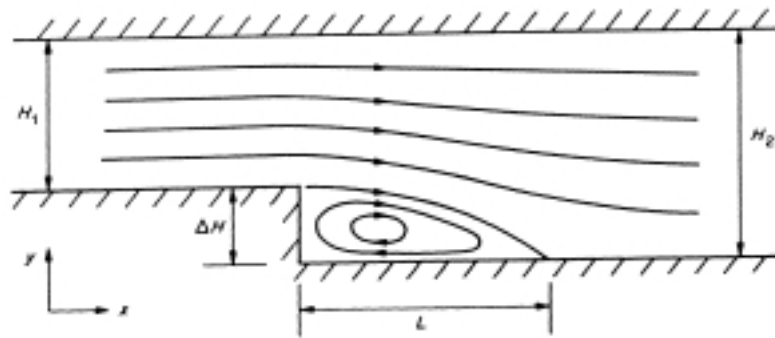


Figura (2) - Canal com expansão abrupta

Onde  $\Delta H = H_2 - H_1$  representa a altura do degrau e  $L$  é o comprimento de separação do escoamento. No presente trabalho, o número de Reynolds de entrada igual a 132000, e a taxa de expansão  $H_2 / H_1 = 1,5$  com  $H_2 = 3$  e  $H_1 = 2$ . Para todas as malhas utilizadas (malhas ortogonais: 120x30, 220x30 e uma malha não-ortogonal: 120x30) foi notado os mesmos resultados. O modelo  $k-\varepsilon$  linear produziu um comprimento de separação de  $L / \Delta H = 5,1$ , enquanto que o modelo  $k-\varepsilon$  não linear de Shih et al, 1993 forneceu um comprimento de separação de  $L / \Delta H = 6,8$ . Valores experimentais apresentados por Kim et al, 1980 indicam que  $L / \Delta H = 7$ . Nota-se, portanto, uma grande melhora, de 27% de desvio com modelo isotrópico para 3% com o modelo anisotrópico. A seguir é mostrado o campo da velocidade média  $\bar{U} / U_0$  em várias seções do canal. A velocidade  $U_0$  é a velocidade média de entrada.

Da Figura (3), pode-se notar também que ocorre uma melhor concordância do campo da velocidade média aplicando o modelo não linear. O mesmo ocorre para o campo da intensidade turbulenta adimensional  $(\overline{u'u'})^{1/2}$  mostrada na Figura (4).

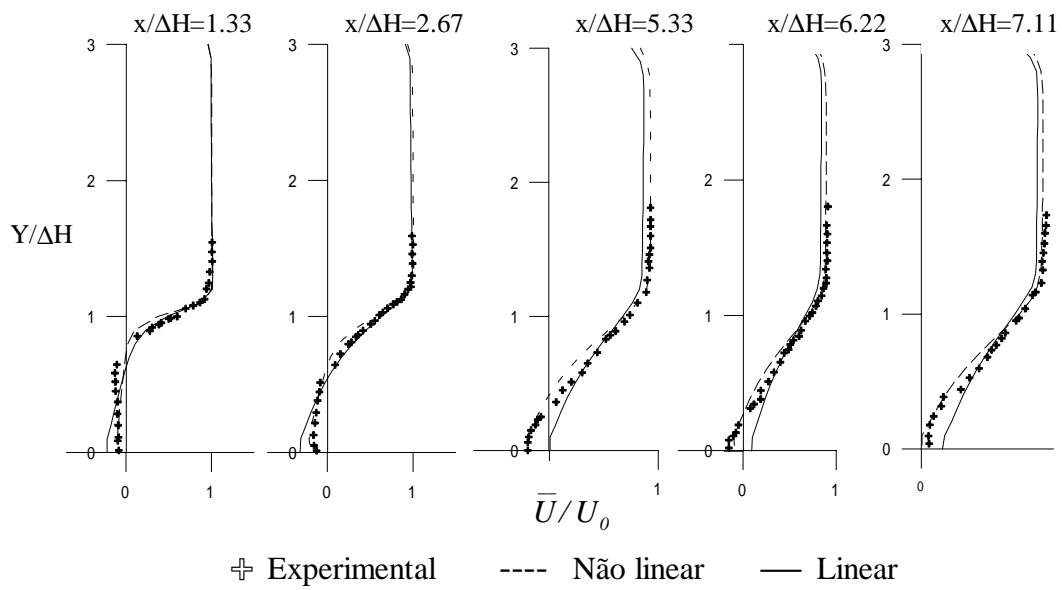


Figura (3) – Campo de velocidade média

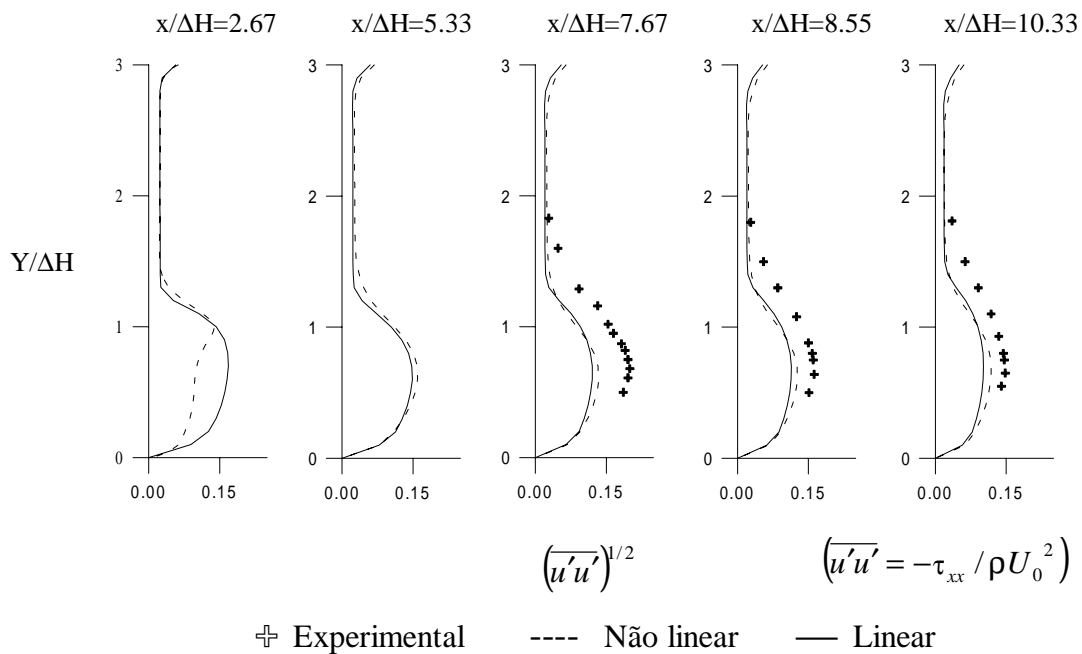


Figura (4) – Intensidade turbulenta adimensional

### 3.2 Escoamento turbulento completamente desenvolvido em tubo

Aqui o problema do escoamento completamente desenvolvido em tubo é analisado. As principais influências dos termos não lineares na predição de algumas características do escoamento são abordadas. Por exemplo, em escoamento completamente desenvolvido em tubo, o modelo linear prediz que as tensões de Reynolds são todas iguais, isto é:

$$\tau_{xx} = \tau_{yy} = \tau_{zz} , \quad (17)$$

o que contradiz o experimento de Laufer, 1951 que indica:

$$\frac{\|\tau_{yy} - \tau_{xx}\|}{\|\tau_{xx}\|} \approx 0.5, \quad \frac{\|\tau_{yy} - \tau_{xx}\|}{\|\tau_{xy}\|} \approx 2.5 \quad (18)$$

Tais erros no cálculo da diferença das tensões normais  $(\tau_{yy} - \tau_{xx})$  podem produzir altas imprecisões em escoamento com recirculação, e na incapacidade de simular escoamentos secundários presentes em dutos de seção não-circular. Na Figura (5) pode-se notar a comparação dos valores computados da diferença das tensões normais de Reynolds obtido do modelo não linear de Shih et al, 1993 com os dados experimentais de Laufer, 1951. É interessante ressaltar que o modelo  $k-\varepsilon$  standard prediz uma diferença das tensões normais de Reynolds nula.

Os resultados para este caso, foram obtidos considerando  $Re=50000$ ,  $L=165R$ , sendo  $L$  o comprimento do tubo e  $R=0.05$  o raio do tubo. A malha utilizada foi de  $165 \times 20$ .

A Figura (6)(a) mostra o campo da energia cinética turbulenta e a Figura (6)(b) o campo da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, ambas mostrando a comparação entre os valores calculados pelos modelos linear e não linear. Nota-se uma pequena melhora na predição na região central do tubo usando o modelo não linear, divergindo em relação aos dados experimentais próximo a parede.

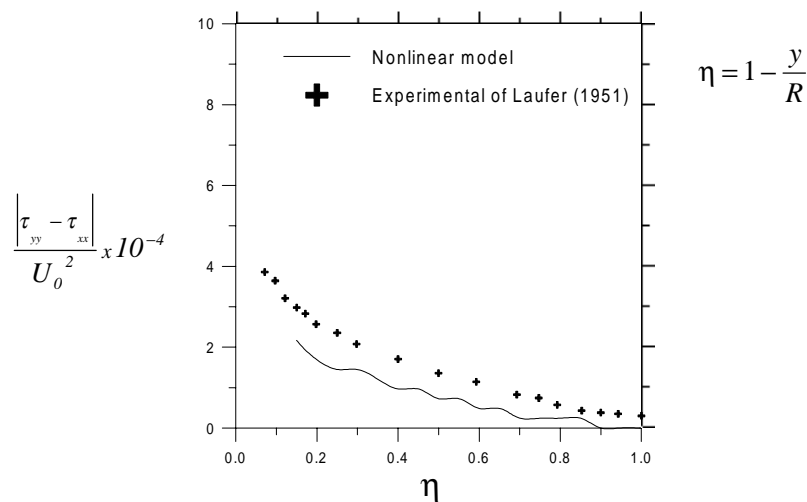


Figura (5): Diferença das tensões normais de Reynolds

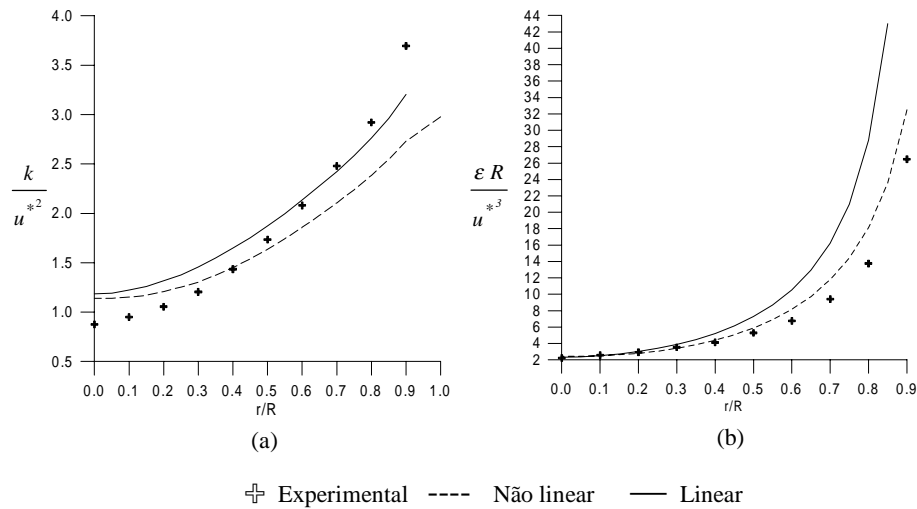


Figura (6): (a) Campo de  $k$  adimensional, (b) Campo de  $\varepsilon$  adimensional.

#### 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado melhorias na predição de escoamentos turbulentos onde as tensões normais de Reynolds desempenham um importante papel, como o caso do back-step analisado utilizando um modelo de turbulência não linear. Foi notado que o modelo não linear de Shih et al, 1993, prediz o ponto de separação com um desvio em torno de 3% em relação a dados experimentais de Kim et al, 1980, enquanto que o modelo linear apresenta um desvio em torno de 25 a 30%. Também foi notado uma melhor concordância dos resultados em relação ao experimental, para o escoamento completamente desenvolvido em tubo, usando o modelo não linear, sendo possível determinar a diferença das tensões normais de Reynolds.

#### Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq a ajuda financeira durante a preparação deste trabalho.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Assato, M. & de Lemos, M.J.S., 1998, “Development of a non-linear turbulence model for recirculating flows using generalized coordinates”, 7<sup>th</sup> Encit – Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, vol. 2, Rio de Janeiro, pp. 1386-1391.
- Assato, M. & de Lemos, M.J.S., 1999, “Tratamento Numérico Implícito para a Implementação de um Modelo Não Linear de Turbulência em Coordenadas Generalizadas”, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP.
- Kim, J., Kline, S.J. & Johnston, J.P., 1980, “Investigation of a reattaching turbulent shear layer: flow over a backward-facing step”, ASME J.Fluids Engng, 102, pp. 302-308.
- Laufer, J., 1951, “Investigation of turbulent flow in two-dimensional channel”, NACA TN 1053.



- Myong, H.K. & Kasagi, N., 1990, "Prediction of anisotropy of the near wall turbulence with an anisotropic low-Reynolds-number  $K-\epsilon$  turbulence model", J. Fluids Eng., 112, pp. 512-524.
- Pope, S. B., 1975, "A more general effective-viscosity hypothesis", J. Fluid Mech., 72, pp.331-340.
- Rivlin, R.S., 1957, "The relation between the flow of non-Newtonian fluids and turbulent Newtonian fluids", Q. Appl. Maths 15, 212.
- Rubinstein, R. & Barton, J.M., 1990, "Renormalization group analysis of the stress transport equation", Phys Fluids A 2, pp. 1472.
- Shih, T.H., Zhu, J. & Lumley, J.L., 1993, "A realisable Reynolds stress algebraic equation model", NASA TM-105993.
- Speziale, C.G., 1987, "On nonlinear  $k-l$  and  $k-\epsilon$  models of turbulence", J. Fluid Mech., vol. 176, pp. 459-475.
- Taubee, D.B., 1992, "An improved algebraic Reynolds stress model and corresponding nonlinear stress model", Phys. Fluids A 4, pp. 2555-2561.
- Yoshizawa, A., 1987, "Statistical analysis of the deviation of the Reynolds stress from its eddy viscosity representation", Phys. Fluids, 27, pp. 1377-1387.

**Abstract:**

This work presents numerical results for simulating turbulent recirculating flows. The so-called non-linear models are used as they perform better than the eddy-diffusivity models. Flow over a backward-facing step is chosen for comparing different cases. Results with the standard  $k-\epsilon$  model underestimates the reattachment length in about 25 to 30%. The non-linear model reduces such uncertainty to less than 5%. Detailed results for fully developed flow in a circular pipe are also reported.

# MATHEMATICAL MODELING AND NUMERICAL SIMULATION OF OIL SPILL TRAJECTORIES ON THE SEA

**Emilio Ernesto Paladino**<sup>#</sup>

**Clovis Raimundo Maliska**<sup>\*</sup>

Computational Fluid Dynamics Laboratory - SINMEC - Federal University of Santa Catarina  
88040-900 – Florianopolis – SC – BRAZIL

<sup>#</sup> [emilio@sinmec.ufsc.br](mailto:emilio@sinmec.ufsc.br)

<sup>\*</sup> [maliska@sinmec.ufsc.br](mailto:maliska@sinmec.ufsc.br)

## **Abstract**

The aim of this paper is to present a mathematical model and its numerical treatment to forecast oil spills trajectories in the sea. The knowledge of the trajectory followed by an oil slick spilled on the sea is of fundamental importance in the estimation of potential risks and in combating the pollution using floating barriers, detergents, etc. In order to estimate these slicks trajectories a new model, based on mass and momentum conservation equations, is presented. This model considers the spreading in the regime when the inertial and viscous forces counterbalance gravity and takes into account the effects of winds and water currents. The mass loss caused by oil evaporation is also considered. The numerical model is developed in generalized coordinates, making the model easily applicable to complex coastal geographies.

**Key Words:** Environmental Flows - Oil Spill - Numerical Simulation - Generalized Coordinates

## **1 INTRODUCTION**

The environment is today one of the main preoccupations of the potential pollutant industries and government authorities. This is particularly true in the petroleum branch, due to its high environmental risk. In the case of Brazil, the major petroleum exploitation is offshore, increasing considerably the risks of occurring oil spills in operation and transport tasks. These spills are much more damaging when they occur near shorelines because, besides the environmental impacts, the economical damages ranges reach from fishing to tourism. The recent oil spill in the Guanabara Bay is a strong example of this broad impact. The detailed knowledge of the spilled oil position and the area covered by the slick is of fundamental importance to take appropriate actions against pollution, like use of floating barriers, detergents, dispersants, etc. It is also important the estimation of potential risks in selecting pipeline routes, locating shoreline tanks and petrochemical industries. Therefore, a model to forecast the time-space evolution of the oil slick should make part of any environmental program that has the purpose of oil pollution combat.

The first studies attempting to model the movement of oil slicks (Fay (1969,1971), Fanelop and Waldmann (1971), Hoult (1972), Buckmaster (1973), etc.) consider the spreading as one-dimensional or axi-symmetric. These models consider the spreading of the oil in calm waters, where a slick, initially circular, will remains circular, just increasing its diameter. Considering the forces that governs the spreading process, Fay (1969), characterized the spreading by dividing it in three phases: Initially, when the thickness of the slick is big and

so are the inertial forces, the gravity acts as the active force counterbalanced by inertial forces; this is called the gravity-inertial spreading regime. When the mean thickness of the slick begins to decrease, and the viscous forces exerted by the water boundary layer will eventually outweigh the inertia as the retarding force, it constitutes the gravity-viscous spreading. In the final instances, the slick will be so thin that the imbalances of surface tensions between air-water, air-oil and water-oil will substitute the gravity as active force, maintaining the tension exerted by the water as retarding force. This last regime is called viscous-surface tension spreading. For big spills ( $>10^4 \text{ m}^3$ ), these regimes last for 1 to 4 hours, four to ten days and several months, respectively.

Further models has tried to simulate more realistically the trajectories by including other process like dispersion caused by winds and water currents, and those process which represents mass exchanges between different environmental compartments (called fate processes) like evaporation, dissolution, emulsification, etc.

Two approaches for computing oil spills trajectories are commonly encountered in the literature; Lagrangian models and Eulerian models. The Lagrangian models (Shen e Yapa (1988)) consist basically in representing the oil slick by an ensemble of a large number of small parcels which are advected by a velocity which results from a combination of the action of winds and currents. Then, the slick is divided into pie shaped segments or strips, depending if the form of the slick is nearly circular or elongated. Fay (1969) spreading formulas are then applied to each segment. For the Eulerian approach, two model are usually encountered, those based in the mass and momentum equations applied to the oil slick (Hess and Kerr (1979), Benqué et. alii. (1982)), and those based on a convection-diffusion equation (Venkatesh (1988) among others), in which the diffusive part of the equation represents de spreading of oil by itself and the convective terms represents the advection of oil by currents and winds. The model presented in this paper belongs to the second category of Eulerian models and it is based on the integration of mass and momentum equation over the thickness of the oil slick.

## 2 MATHEMATICAL MODEL

This model is based on the integration of the mass and momentum equations along the thickness of the slick. Therefore, it takes into account the spreading of oil by itself and the transport caused by winds and water currents. As the surface tension is neglected and, therefore, only the first and second spreading regimes, i.e. gravity-inertial and gravity-viscous spreading are considered, the model is applicable up to about ten days after the spill, depending on its magnitude. The evaporation is considered through a logarithmic decay model presented by Stiver and Mackay (1984).

Following, it will be shown how the mathematical model for the motion of oil is obtained.

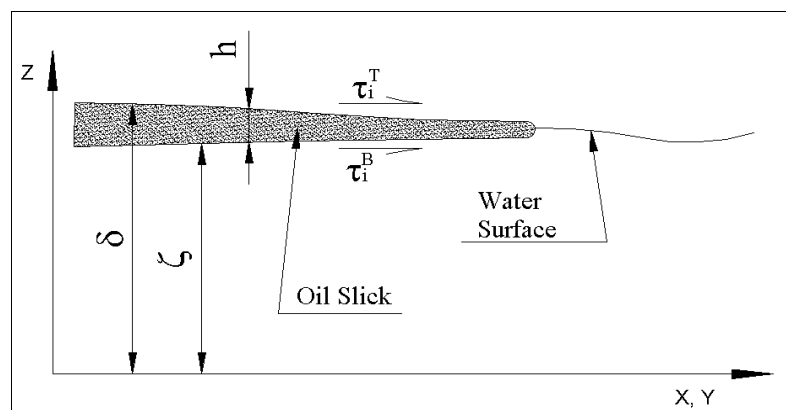


Figure 1. Variables considered in the vertical integration of governing equations

Fig. 1 shows schematically an oil slick being transported by the shear stresses exerted by water currents and winds. The oil flow is governed by mass and momentum equations for incompressible flows. These equations are:

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_i \mathbf{u}_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_i} - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

Following Hoult (1972), we can consider that the oil viscosity is much larger than the water viscosity. Thus, the vertical velocity gradients within the oil are much less than these gradients in the water or in the wind. It is, therefore, a good approximation to consider that the flow parameters (velocity and pressure) do not vary across the thickness of the slick. Integrating the governing equations, Eqs. (1) and (2), across the slick thickness as shown in Fig. 1, considering hydrostatic pressure distribution within the oil, we obtain

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\mathbf{u}}_i h)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{\mathbf{u}}_i h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{\mathbf{u}}_i \bar{\mathbf{u}}_j h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( h \mu \frac{\partial \bar{\mathbf{u}}_i}{\partial x_j} \right) + \tau_i^T - \tau_i^B - \rho g h \Delta \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (4)$$

Where the bar variables represent vertical integral averages,  $h$  is the oil slick thickness and  $\Delta$  is a parameter which relates the oil and water densities  $\Delta = (\rho_o - \rho_w) / \rho_w$ . The terms  $\tau$  represent the shear stresses on top and bottom of the slick exerted by winds and water currents, respectively. These stresses were calculated as (Benque *et. alii.* (1982), Cuesta *et. alii.* (1990)),

$$\tau_i^T = C_f^{wind} \mathbf{u}_i^{wind} \quad (5)$$

$$\tau_i^B = C_f^{water} (\mathbf{u}_i^{oil} - \mathbf{V}_i^{water}) \quad (6)$$

where,  $C_f^{wind}$  e  $C_f^{water}$  were made  $3 \times 10^{-5}$  and  $1 \times 10^{-6}$  respectively. Those constant values are commonly used in these models (Idelfonso Cuesta, personal communication). The  $C_f^{water}$  value is an empirically adjusted value, while  $C_f^{wind}$  value is calculated in such way that the final velocity of the slick mass center be about 3 % of wind velocity (3% rule).

### 3 NUMERICAL SOLUTION

Due the similarity of the governing equations with those used in Shallow Waters Flows, an adaptation of the semi-implicit method presented by Casulli and Cheng (1992) is used here for generalized coordinates, a finite volume procedure and co-located variables. This fact makes the model easily applicable to complex coastal geographies. Transforming Eqs. (3) and (4) to generalized coordinates following the procedure described in details in Maliska (1995), we obtain

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho h}{J} \right) + \frac{\partial(\rho h \tilde{U})}{\partial \xi} + \frac{\partial(\rho h \tilde{V})}{\partial \eta} = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho h u}{J} \right) + \frac{\partial(\rho h \tilde{U} u)}{\partial \xi} + \frac{\partial(\rho h \tilde{V} u)}{\partial \eta} &= \frac{\partial}{\partial \xi} \left( h \mu J \alpha \frac{\partial u}{\partial \xi} - h \mu J \beta \frac{\partial u}{\partial \eta} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial \eta} \left( h \mu J \gamma \frac{\partial u}{\partial \eta} - h \mu J \beta \frac{\partial u}{\partial \xi} \right) + \frac{\tau_y^T}{J} - \frac{\tau_y^B}{J} + \frac{\rho g h \Delta}{J} \left( \frac{\partial h}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho h v}{J} \right) + \frac{\partial(\rho h \tilde{U} v)}{\partial \xi} + \frac{\partial(\rho h \tilde{V} v)}{\partial \eta} &= \frac{\partial}{\partial \xi} \left( h \mu J \alpha \frac{\partial v}{\partial \xi} - h \mu J \beta \frac{\partial v}{\partial \eta} \right) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial \eta} \left( h \mu J \gamma \frac{\partial v}{\partial \eta} - h \mu J \beta \frac{\partial v}{\partial \xi} \right) + \frac{\tau_y^T}{J} - \frac{\tau_y^B}{J} + \frac{\rho g h \Delta}{J} \left( \frac{\partial h}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial y} + \frac{\partial h}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

The variables  $\xi$  and  $\eta$  are the coordinates in the generalized coordinate system,  $\alpha$ ,  $\beta$  and  $\gamma$  are the components of the covariant metric tensor,  $J$  is the Jacobian of the transformation and  $\tilde{U}$  and  $\tilde{V}$  are the contravariant velocities defined as

$$\begin{aligned} \tilde{U} &= (y_\eta u - x_\eta v) \\ \tilde{V} &= (x_\xi v - y_\xi u) \end{aligned} \quad (10)$$

These equations were discretized using a finite volume approach, the time variation was considered explicitly in momentum equations and implicitly for the mass conservation equation used to calculate the oil thickness distribution. Fig. 2 shows a control volume in the computational domain used for the equations discretization.

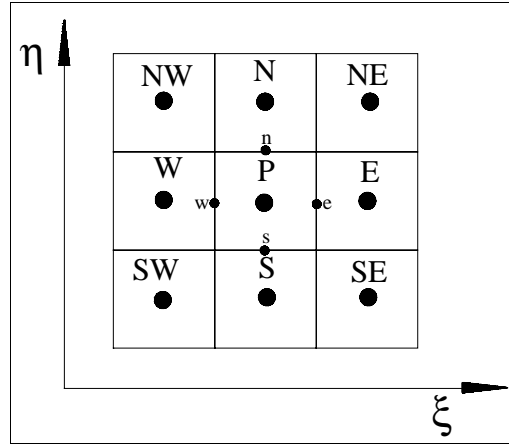


Figure 1: Control Volume on the Computational Domain

Using WUDS (Raithby & Torrance (1979)) as interpolation function and evaluating explicitly the time derivative, we have, taking the east face as example, the velocities at this face given by

$$u_e = F[u]_e^0 - \frac{\rho \Delta t g \Delta h_e}{M_e} \left[ \frac{\xi_x}{J|_e} \frac{(h_E - h_P)}{\Delta \xi} + \frac{\eta_x}{J|_e} \frac{(h_{NE} + h_N - h_{SE} - h_S)}{4 \Delta \eta} \right] \quad (11)$$

$$v_e = F[v]_e^0 - \frac{\rho \Delta t g \Delta h_e}{M_e} \left[ \frac{\xi_y}{J}_e \frac{(h_E - h_P)}{\Delta \xi} + \frac{\eta_y}{J}_e \frac{(h_{NE} + h_N - h_{SE} - h_S)}{4 \Delta \eta} \right] \quad (12)$$

where  $F[ ]$  is an explicit convective-diffusive finite volume operator<sup>1</sup> and represents the explicit convection-diffusion balance of the variable for a control volume. It is expressed for a generic variable  $\phi$  as,

$$F[\phi_P] = \frac{\Delta t}{M_P} \left[ \phi_P^0 \left( \frac{M_P^0}{\Delta t} - A_P \right) + \sum A_{nb} \phi_{NB}^0 + \hat{S} \Delta V \right] \quad (13)$$

The mass balance in the volume  $P$  which is obtained by the discretization of Eq. ( 7 ), is given by,

$$h_P = h_P^0 - \rho J_P \frac{\Delta t}{\Delta \xi} \left[ \left[ h^0 \tilde{U} \Big|_e - h^0 \tilde{U} \Big|_w \right] \right] - \frac{\Delta t}{\Delta \eta} \left[ \left[ h^0 \tilde{V} \Big|_n - h^0 \tilde{V} \Big|_s \right] \right] \quad (14)$$

Substituting the Cartesian velocities into the expressions for the contravariant velocities, and then into the mass equation, we obtain an equation for the oil thickness as<sup>2</sup>:

$$A_P h_P = A_w h_W + A_n h_N + A_s h_S + A_{nw} h_{NW} + A_{sw} h_{SW} + B \quad (15)$$

This equation is solved using the Gauss-Seidel method. Note that for the momentum equations no linear system of equations has to be solved. The solution procedure for the coupled system is:

1. Initialize all variables at  $t=0$ . The thickness of the oil for the whole domain is initialized with a small value (say  $1 \times 10^{-15}$ ) to avoid division by zero. Define the region and the thickness of the oil spill.
2. Calculate the coefficient of the momentum equations. Determine the velocity field explicitly, i.e. no linear system has to be solved here.
3. With the most recent velocities, calculate the coefficients of the momentum equation. Compute the convective-diffusive operator to enter the evaluation of the source term of the mass equation.
4. Calculates the coefficients and source term of the mass equation and solve the oil thickness.
5. Recalculate the oil thickness field taking into account the mass transfer processes like evaporation, sinking, etc.
6. Advance a time step, update all fields and cycle back to step one.

Two type boundary conditions were used<sup>3</sup>. Where the domain coincides with shorelines no mass flux was prescribed and at the open sea locally parabolic conditions were assumed. This allows the slick to leave the computational domain without affecting the thickness distribution of the slick inside the domain.

---

<sup>1,2,3</sup> Further details could be seen in Paladino (2000)

These conditions were applied as suggested in Maliska (1981) and Van Doormaal and Raithby (1984). For the impermeable frontier, the velocity components are zero (taking in account the no-slip condition) and, in those frontiers in which locally parabolic flux is considered, the velocities derivatives in a normal direction to the frontier are zero.

#### 4 MODEL VALIDATION AND RESULTS

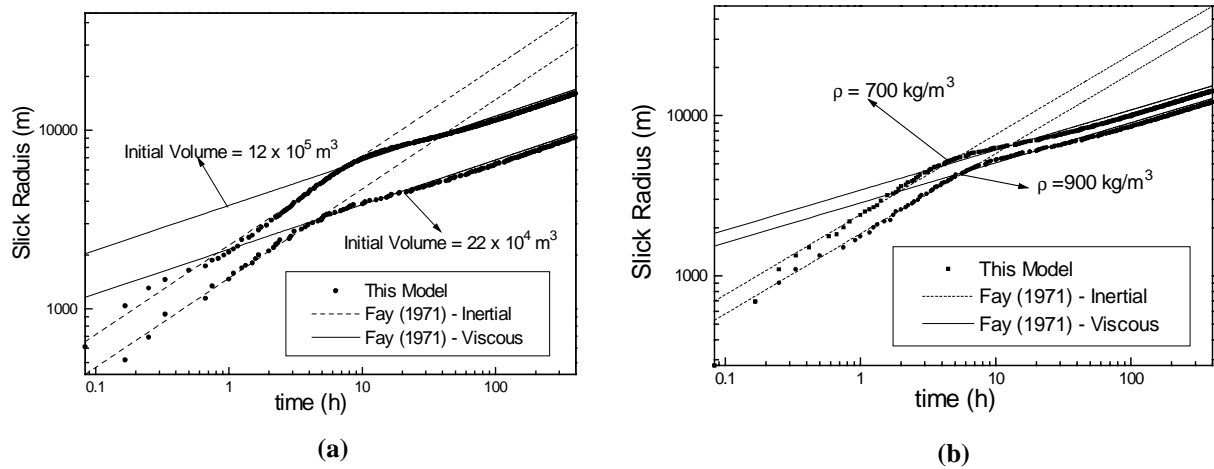
The first step in validating a numerical model is to compare with available analytical solutions. For this problem the semi-analytical solution of Fay (1971) are adequate. Physical validation requires field measurements. As was already mentioned, Fay's results describe the spreading of an instantaneous spill in calm waters. The results for the gravity-inertial and gravity-viscous spreading regimes are, respectively

$$R = K_{g-i} (\Delta g V t^2)^{1/4} \quad (16)$$

$$R = K_{g-v} \left( \frac{\Delta g V^2 t^{3/2}}{\nu^{1/2}} \right)^{1/6} \quad (17)$$

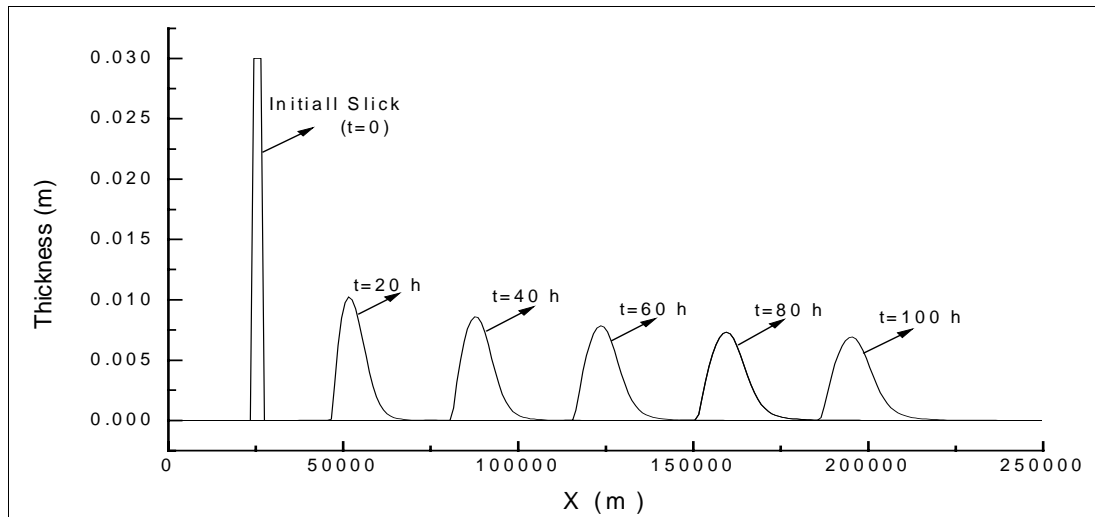
In the above equations R is the slick radius (in calm waters the spreading is axis-symmetric) as a function of elapsed time after the spill.

The following figures shows the results for the two spreading regimes considered by the model, for different oil densities and different initial spills.



**Figure 2: Comparison of theoretical (Fay (1971)) and numerical solutions for axis-symmetric spreading in calm water, for (a) different volumes spilled and (b) different oil densities.**

In the first problem, the water body was considered initially quiescent, with the water movement induced by the oil movement. The next figure shows the one-dimensional evolution of an oil slick, considering an instantaneous spill, in the case that the water is moving. In this case, it was considered a spatially and temporally constant current of magnitude of 0.5 m/s in the x-direction.

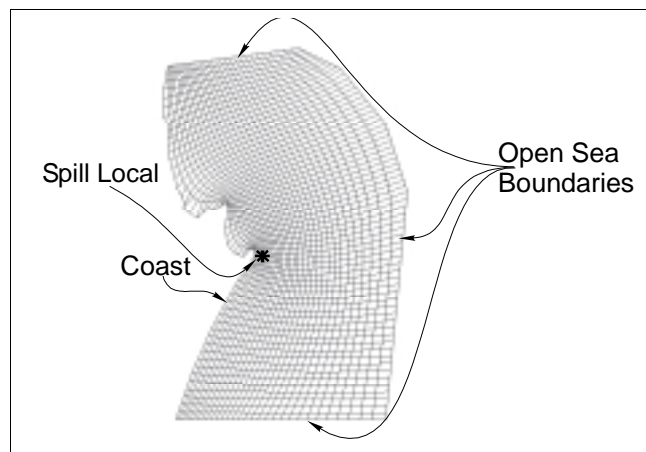


**Figure 3: One-dimensional evolution of an slick subjected to a constant water current of 0.5 m/s. Note that the scales are distorted, the maximum thickness is 30 mm and the whole domain has 250 km.**

As it was expected, after a period of time in which the slick accelerates, the mass center of the slick moves with the water velocity.

Finally, to show the model features, it was applied to simulate an eventual spill at the vicinity of the harbor at São Francisco do Sul, Santa Catarina, where there is an oil charge/discharge point at 9 km. off shore. Therefore, this is a local with high spill risk which could be caused by pipeline rupture or failure in charge/discharge operations.

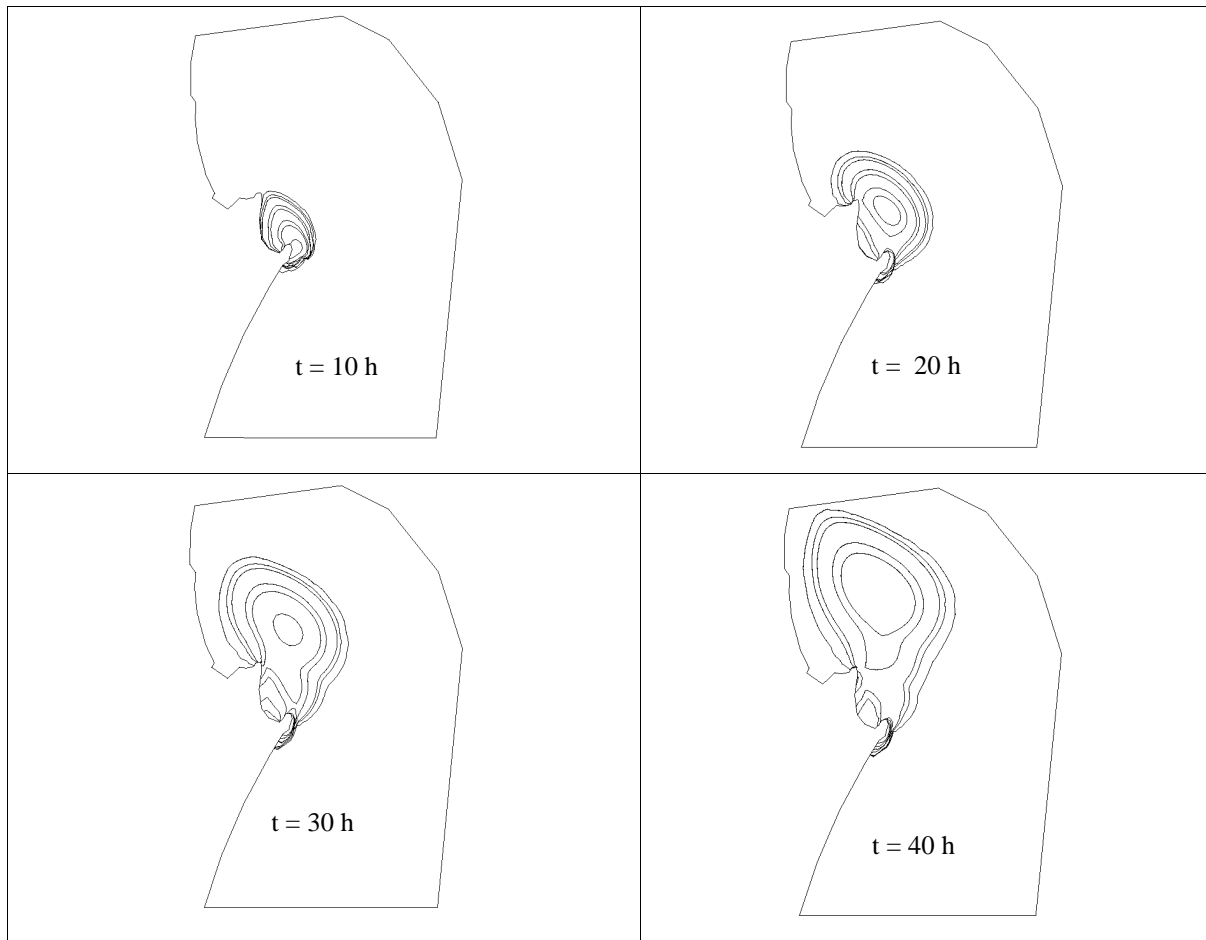
The following figure shows the generalized grid used in the simulations. The line  $\xi = 1$  represents the coast in the region of São Francisco do Sul. The domain has been extended into the sea just to cover the region of interest, reminding that, due to the locally parabolic condition far from the shoreline, if the slick passes through these boundaries, this does not affect the slick position inside the domain.



**Figure 4: Generalized grid used in the simulations at the port of São Francisco do Sul.**

As this simulation has the only purpose to show the generality of the model to a coastal spill, and not to simulate accurately a real problem, the current field was considered spatially constant and variable as a sine function of time, trying to represent approximately the tidal currents. Reports of experimental measurements at the region show predominantly south-southwest currents with residual currents of approximately 0.05 m/s and maximum tidal currents of 0.16 m/s. The wind was considered from south-southeast blowing at 30 km/h.





**Figure 5: Temporal-spatial evolution of an oil slick spilled at the harbor of São Franico do Sul**

Due to the periodic behavior of the tidal currents, the movement of the slick is caused primarily by the action of the residual currents. Since they are small, the slick movement is also small.

## 5 Conclusions

This paper presented a mathematical and numerical model to predict oil spill movements in the sea. Results for the spreading in the calm water were compared with semi-analytical solutions and the agreement was good. Although there are no benchmark solutions available for the case where the water moves, the results for a general problem, where the water moves periodically in time, follow the expected physical trends and the mass center of the slick moves with the water current velocity.

The model can be used to simulate *in situ* oil spills in order to assist pollution combat tasks, so it is an important tool in any oil spill contingency plan. It can be also used to estimate potential risks in decision support for tankers and oil ducts route selection, distilleries and ground tanks location, among other oil storing tasks.

## 6 Bibliography

- Benqué, J. P., Hauguel, A., and Viollet, P. L. (1982) “Engineering Application of Computational Hydraulics”, II, Pitman Advanced Publishing Program, London, pp. 57-63.
- Buckmaster, J. (1973), “Viscous-Gravity spreading of an oil slick”, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 59, No. 3, pp. 481 – 491.

- Casulli V. and Cheng R. T. (1992) “Semi-Implicit Finite Difference Methods for Three Dimensional Shallow Water Flow”, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 15, pp. 629-648.
- Cuesta, I., Grau, F. X., Giralt, F. (1990) “Numerical Simulation of Oil Spills in a Generalized Domain”, *Oil and Chemical Pollution*, 7, pp. 143 – 159.
- Fanelop, T. K, Waldman, G. D. (1971) “Dynamics of Oil Slicks”, *AIAA Journal*, Vol. 10, No. 4, pp. 506 – 510.
- Fay, J. A. (1969) “The spread of oil slicks on a calm sea”, *Oil on the sea* Plenum, New York, pp. 53 – 64.
- Fay, J. A. (1971) “Physical Processes in the Spread of Oil on a Water Surface”, *Proceedings of the Joint Conference on Prevention and Control of Oil Spills*, American Petroleum Institute, Washington D. C., pp 463-467.
- Hess, K. W. and Kerr, C. L. (1979) “A Model to Forecast the Motion of Oil on the Sea”, *Proceedings of the Oil Spill Conference*, pp 653-663.
- Houtt, D. P.(1972). “Oil Spreading on the Sea”, *Annual Review of Fluid Mechanics*, pp. 341 – 367.
- Maliska, C. R. (1981), “A Solution Method for Three–Dimensional Parabolic Fluid Flow Problems in Nonorthogonal Coordinates”, PhD. Thesis, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada.
- Maliska, C. R. (1995), “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional” *Livros Técnicos e Científicos Editora*, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Paladino, E. E.(2000), “Modelagem Matemática e Simulação Numérica de Derrames de Petróleo no Mar”, MSc. Thesis, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC.
- Raithby & Torrance (1979), “Upstream Weighted Differencing Schemes and Their Applications to Elliptic Problems Involving Fluid Flow”, *Computers and Fluids*, Vol.2, pp. 191-206.
- Shen, H. T. e Yapa, P. D. (1988) “Oil Slick Transport in Rivers”, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 114, N<sup>o</sup> 5, pp 529-543.
- Stiver, W. And Mackay, D. (1984) “Evaporation Rate of Spills of Hydrocarbons and Petroleum Mixtures”, *Envir. Sci. Technol*, Vol. 18, pp 834-840.
- Van Doormaal, J. P. And Raithby, G. D. (1984), “Enhancements of the SIMPLE Method for predicting Incompressible Fluid Flow”, *Numerical Heat Transfer*, vol. 7, pp. 147-163.
- Venkatesh (1988) “The Oil Spill Behavior Model of the Canadian Atmospheric Environment Service”, Part 1, *ATMOSPHERE–OCEAN*, Vol. 26, pp 93-108.

# ANÁLISE DE UM MÉTODO EM VOLUMES FINITOS COM SISTEMA DE COORDENADAS LOCAIS PARA A SOLUÇÃO ACOPLADA DAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES

Jeferson Avila Souza

Clóvis Raimundo Maliska

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. SINMEC – Laboratório de Simulação Numérica em Mecânica dos Fluidos e Transferência de Calor Computacional. 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil, e-mail souza@sinmec.ufsc.br

## RESUMO

A solução acoplada das equações de Navier-Stokes e conservação da massa vem tornando-se uma alternativa atraente e cada vez mais viável em função do aumento exponencial da capacidade de processamento e armazenamento dos computadores modernos. A metodologia discutida neste trabalho é um método da classe de volumes finitos desenvolvido por Raw (1985) e conhecido por FIELDS, que além de resolver as equações de forma acoplada possui algumas características interessantes com relação a função de interpolação e montagem das equações, assuntos que serão explorados neste trabalho.

**Palavras-chave:** *Control-Volume*, funções de interpolação, solução simultânea.

## 1. INTRODUÇÃO

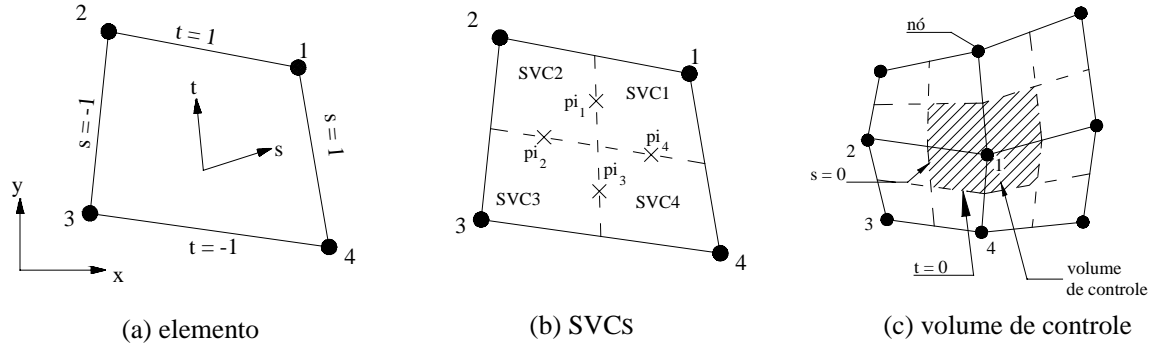
O método FIELDS (*FInite ELement Differential Scheme*) é uma metodologia para a solução de problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor que combina a conservação da propriedade dentro do volume de controle, característica fundamental dos métodos de volumes finitos, com a flexibilidade de um sistema de coordenadas local, característica herdada de elementos finitos, e que é uma ferramenta muito apropriada para a discretização de geometrias complexas através de malhas não estruturadas.

O FIELDS também possui outras características importantes; uma delas é utilizar como função de interpolação as próprias equações do movimento, em sua forma completa discretizada. Isto dá ao método a capacidade de incorporar todos os detalhes da física envolvida no problema, propicia um forte acoplamento  $p$ - $v$  e estabilidade durante a solução. Outra importante característica está associada a utilização de um esquema de interpolação para o termo convectivo da função de interpolação, que envolve ao mesmo tempo, as variáveis armazenadas nos nós e nos pontos de interpolação. O terceiro ponto importante é a maneira como o termo difusivo é discretizado, no qual não é simplificado o divergente do campo de velocidades mesmo em escoamentos incompressíveis.

Neste trabalho o método FIELDS será brevemente descrito e duas de suas características importantes serão exploradas. A primeira é a análise de três formas possíveis para a aplicação de um esquema *skew upwind* para o termo convectivo das funções de interpolação as quais serão então comparados com relação a taxa de convergência e o tempo de CPU utilizado para o cálculo dos coeficientes. A seguir a influência do divergente do campo de velocidades adicionado à parcela com os termos difusivos também será analisada.

## 2. REVISÃO DO MÉTODO

Neste método o domínio de cálculo é subdividido em elementos que posteriormente irão contribuir para a formação dos volumes de controle. O método utiliza-se de quadriláteros como elementos finitos os quais são formados pela união de quatro nós, onde todas as variáveis são armazenadas, constituindo assim em um arranjo co-localizado. Cada elemento deve ser tratado isoladamente através da utilização de um sistema de coordenadas local. O domínio deste sistema  $(s,t)$  varia de  $-1$  à  $+1$  conforme mostra a Figura 1a



**Figura 1:** Características geométricas

Deve ser observado na Figura 1a que o sistema de coordenadas local não é ortogonal e que as linhas que unem dois nós são sempre linhas de  $s$  ou  $t$  constantes. Cada elemento está ainda dividido em quatro entes menores chamados de sub-volumes de controle (SVC), como mostra a Figura 1b. Esta mesma figura mostra também os pontos onde as propriedades devem ser integradas os quais são denominados de pontos de integração ou simplesmente  $pi_s$ .

Todas as propriedades, físicas ou geométricas, devem ser interpoladas para qualquer ponto dentro do elemento somente em função das propriedades armazenadas nos nós. Isto é conseguido através de uma transformação de coordenadas do sistema global  $(x,y)$  para o sistema local  $(s,t)$ . Assim uma propriedade qualquer  $\phi$  pode ser determinada em qualquer posição no interior do elemento através da expressão

$$\phi_{(s,t)} = 0.25[(1+s)(1+t)\phi_1 + (1-s)(1+t)\phi_2 + (1-s)(1-t)\phi_3 + (1+s)(1-t)\phi_4] \quad (1)$$

Finalmente, o volume de controle, mostrado Figura 1c, é criado em torno dos nós e recebe contribuições de quatro elementos diferentes.

A discretização completa das equações pode ser encontrada em Schneider (1987), porém uma versão resumida será mostrada. Por exemplo a equação de Navier-Stokes para  $u$  é dada por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) \right] + S_u \quad (2)$$

Através da integração sobre o volume de controle, e da definição de um vetor normal a superfície do mesmo dado por  $dn_j = -dx + dy$ , a Eq. (2) resulta

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t}(\rho u) dV + \int_S (\rho u_j u) dn_j - \int_S \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) dn_j + \int_S p dy - \int_V S_u dV = 0 \quad (3)$$

Para o SVC1, o termo convectivo deve ser avaliado nos pontos de integração  $\pi_1$  e  $\pi_4$ . Desta forma as integrais sobre as superfícies que contém estes pontos podem ser aproximadas por

$$\int_{\pi_1/\pi_4} (\rho u_j^0) dn_j = \rho u_1^0 u_1 \Delta y_1 - \rho v_1^0 u_1 \Delta x_1 + \rho u_4^0 u_4 \Delta y_4 - \rho v_4^0 u_4 \Delta x = \sum_{j=1}^4 a_{1,j}^{uc} u_j \quad (4)$$

No termo convectivo, tanto o coeficiente “ $a$ ” como a variável “ $u$ ” são escritos em letras minúsculas. Isto indica que o subíndice  $j$  refere-se aos pontos de integração e não aos nós.

Exatamente como o termo convectivo, o termo difusivo será avaliado sobre as mesmas superfícies. A parcela difusiva da Eq. (3) pode ser então escrita na forma

$$-\int_{\pi_1/\pi_4} \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) dn_j = -2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{\pi_1} \Delta y_1 + \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \Big|_{\pi_1} \Delta x_1 \quad (5)$$

Procedendo de maneira idêntica para o ponto de integração 4 e com o auxílio da Eq. (1) para a avaliação das derivadas, obtém-se uma forma compacta

$$-\int_{\pi_1/\pi_4} \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) dn_j = \sum_{j=1}^4 A_{1,j}^{ud} U_j + \sum_{j=1}^4 A_{1,j}^{vd} V_j \quad (6)$$

Os termos transiente, de pressão e fonte podem ser facilmente discretizados como

$$\int_{SVC1} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u) da = \rho J_1 \left( \frac{U_1 - U_1^0}{\Delta t} \right) = \sum_{j=1}^4 A_{1,j}^{ut} U_j - B_1^{ut} \quad (7)$$

$$\int_{\pi_1/\pi_4} p dy = p_1 \Delta y_1 + p_4 \Delta y_4 = \sum_{j=1}^4 a_{1,j}^p p_j \quad (8)$$

$$-\int_{SVC1} S_u da = -S_u \Big|_{(y_2, y_2)} J_1 = -B_1^s \quad (9)$$

onde  $J$  é o Jacobiano da transformação.

Com todos os termos discretizados é possível dar a forma final para a equação da quantidade de movimento para a velocidade  $u$ , por

$$\sum_{j=1}^4 (A_{1,j}^{ut} + A_{1,j}^{ud}) U_j + \sum_{j=1}^4 A_{1,j}^{vd} V_j + \sum_{j=1}^4 a_{1,j}^{uc} u_j + \sum_{j=1}^4 a_{1,j}^p p_j = B_1^t + B_1^s \quad (10)$$

onde os “ $A_s$ ” e os “ $a_s$ ” são matrizes 4x4 em que as linhas representam os sub-volumes e as colunas representam as contribuições de cada nó ou ponto de integração para o sub-volume da linha em questão. As letras maiúsculas referem-se aos nós enquanto que as minúscula aos pontos de integração. Os superíndices  $c$ ,  $d$ ,  $p$ ,  $s$  e  $t$  indicam respectivamente convectivo, difusivo, pressão, fonte e tempo, enquanto que  $u$  e  $v$  indicam se o coeficiente multiplica a velocidade  $U$  ou  $V$ .

O vetor  $u_j$  representa o valor das propriedades nos quatro pontos de integração. Para a avaliação deste vetor faz-se necessário a utilização da função de interpolação que no método FIELDS acaba por ser a equação da quantidade do movimento discretizada de forma quase idêntica A Eq. (10). Como este trabalho propõe-se a explorar apenas os termos convectivos desta função de interpolação, apenas este termo será discretizado no item seguinte.

### 3. FUNÇÕES DE INTERPOLAÇÃO PARA O TERMO CONVECTIVO

Nesta secção três forma de interpolação para o termo convectivo serão abordadas: duas apresentadas por Raw (1985) e um terceira proposta neste trabalho.

Antes da apresentação dos três esquema de interpolação, uma breve introdução aos já conhecidos esquemas *skew*, é cabível de ser apresentada.

A Figura 2a mostra um elemento com seus quatro pontos de integração e quatro nós. É também mostrada a direção  $\eta$  do fluxo a qual está alinhada com o vetor velocidade  $V$ .

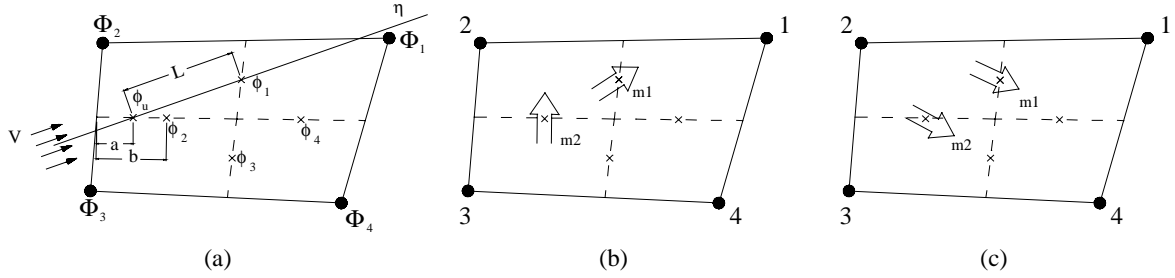


Figura 2: Esquemas de interpolação

O termo convectivo

$$\rho u \frac{\partial \phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (11)$$

pode ser aproximado para o ponto de integração 1 por

$$\rho V \frac{\partial \phi}{\partial \eta} = \rho V \frac{(\phi_1 - \phi_u)}{L} \quad (12)$$

onde  $V = \sqrt{u^2 + v^2}$ ,  $\phi_u$  é a aproximação para  $\phi_1$  e  $L$  é o um comprimento.

A forma como será interpolado  $\phi_u$  irá determinar o tipo de esquema de interpolação.

#### 3.1. Skew Upstream differential Scheme (*suds*)

Este primeiro esquema apresentado é o mais completo de todos, pois utiliza para a interpolação de  $\phi_u$  tanto as variáveis armazenadas nos nós como nos pontos de integração.

Referindo-se novamente a Figura 2a pode ser observado que a linha de corrente  $\eta$  intersecta o SVC2 em um ponto entre  $\phi_2$  e o ponto médio entre  $\Phi_2$  e  $\Phi_3$ , então  $\phi_u$  deve ser interpolado em função de  $\phi_2$ ,  $\Phi_2$  e  $\Phi_3$  e pode ser expresso por

$$\phi_u = \frac{a}{b} \phi_2 + \left(1 - \frac{a}{b}\right) \left(\frac{\Phi_2 + \Phi_3}{2}\right) \quad (13)$$

Desta forma, englobando todas as possibilidades de interseção da linha de corrente do escoamento com as bordas dos SVC2 ou do SVC1, a avaliação do termo convectivo para este esquema acaba envolvendo oito variáveis: quatro nos pontos de integração e quatro nos nós. O termo convectivo pode então ser expresso para um elemento como

$$\rho u \frac{\partial \phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \phi}{\partial y} = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 (c_{i,j} \phi_{i,j} + C_{i,j} \Phi_{i,j}) \quad (14)$$

onde  $i$  indica o SVC e  $j$  o ponto de integração, para os coeficientes em letras minúsculas, e o nó para os coeficientes em letras maiúsculas.

Para a criação das funções de interpolação é preciso isolar a variável  $u$ , o que torna necessário a inversão da matriz de coeficientes  $c_{i,j}$ . Mesmo sabendo-se que a maioria dos seus coeficientes são zeros, é impossível determinar quais não são, tornando-se necessário que um método geral de inversão de matrizes seja utilizado. Os métodos que operam com todos os termos da matriz executam sempre o mesmo número de operações, não interessando a quantidade de termos nulos.

### 3.2. Skew upstream differential scheme-node (*suds-no*)

Este é o esquema proposto neste trabalho o qual é uma simplificação do esquema anterior, onde apenas as variáveis armazenadas nos nós são utilizadas na interpolação de  $\phi_u$ . O procedimento é idêntico ao anterior, porém  $\phi_u$  é interpolado em um ponto situado na borda do elemento, ao invés da borda do SVC, como no esquema *suds*.

No escoamento mostrado na Figura 2a, agora a discretização de  $\phi_u$  torna-se

$$\phi_u = \frac{a}{b}\Phi_2 + \left(1 - \frac{a}{b}\right)\Phi_3 \quad (15)$$

Esta formulação é mais simples do que a *suds*, pois agora existem menos formas de interpolar  $\phi_u$  bem como apenas quatro variáveis estão envolvidas.

A motivação para a criação deste esquema de interpolação foi dada pelo fato que a inversão de uma matriz 4x4 com a maior parte de seus coeficientes iguais a zero, implica em um gasto de tempo de processamento e armazenagem de dados desnecessário. Usando apenas os valores nos nós para interpolar  $\phi_u$ , a matriz  $c_{i,j}$  torna-se uma matriz diagonal, fazendo com que a operação de inversão desta matriz resulte em apenas quatro operações de divisão.

### 3.3. Skewed upstream weighted differential scheme (*suwds*)

A última forma de interpolação (Schneider (1986)) é construída em função da observação dos fluxos de massa que entram e saem de um determinado SVC, e possui a vantagem de gerar apenas coeficientes positivos.

A Figura 2b mostra o fluxo de massa  $m_1$  saindo do SVC2, e o fluxo de massa  $m_2$  entrando, conseqüentemente  $m_1$  e  $m_2$  possuem sinais diferentes. Se  $|m_2| > |m_1|$  é correto dizer que a variável no ponto de integração 1, ( $\phi_1$ ) depende apenas da variável no ponto de integração 2. Neste caso  $\phi_1$  deve depender apenas de  $\phi_2$ .

Olhando agora para Figura 2c onde tanto  $m_1$  quanto  $m_2$  estão saindo do SVC2, neste caso o fluxo de massa que deixa o SVC2 precisa vir de dentro do SVC, ao invés de  $m_2$ , então agora  $\phi_2$  deve depender apenas de  $\Phi_2$ .

A última possibilidade é quando  $m_1$  está saindo e  $m_2$  entrando no SVC2 (Figura 2b), mas  $|m_2| < |m_1|$ . Neste caso, como o fluxo de massa  $m_1$  que deixa o SVC2 é maior do que o fluxo  $m_2$  que entra, parte da massa que sai por  $m_1$  precisa vir do interior do volume, assim  $\phi_1$  deve depender tanto de  $\phi_2$  quanto de  $\Phi_2$ .

As três possibilidades acima podem ser resumidas em uma única expressão

$$\phi_u = s\phi_2 + (1+s)\Phi_2 \quad \text{onde} \quad s = \max\left[\min\left(-\frac{m_2}{m_1}, 1\right), 0\right] \quad (16)$$

Este esquema, assim como o *suds* também se utiliza da matriz  $c_{i,j}$ .

## 4. DIVERGENTE DO CAMPO DE VELOCIDADES

É sabido que para escoamentos incompressíveis onde a massa específica ( $\rho$ ) não varia ao longo do escoamento, os termos difusivos podem ser simplificados. Relembrando a equação

de Navier-Stokes para a velocidade  $u$  na sua forma mais geral, a parcela com os termos viscosos é dada por

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (17)$$

Se  $\mu$  for considerado constante e o termo com o divergente (equação da massa na qual  $\nabla \cdot \vec{V} = 0$ ) for simplificado, através de algumas operações algébricas a Eq. (17) pode ser escrita como

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (18)$$

É neste ponto que para escoamentos incompressíveis, o divergente de velocidade é novamente feito igual a zero e a Eq. (18) toma a forma usualmente utilizada. Porém o método FIELDS não faz esta simplificação. Na busca de soluções analíticas as simplificações são bem vindas, enquanto que a manutenção de termos são artifícios usados em soluções numéricas. A inclusão deste termo, modifica a matriz dos coeficientes e aparentemente proporciona um maior acoplamento entre as equações, melhorando a estabilidade e taxa de convergência do método.

## 5. RESULTADOS E CONCLUSÕES

Uma das características mais importantes do método FIELDS está relacionado com a forma de aproximação do termo convectivo na função de interpolação. No item 3 foram mostradas três formas possíveis para estas aproximações. Aqui será feita uma breve comparação entre o desempenho destes esquemas de interpolação.

O problema aqui utilizado para tanto é o da cavidade quadrada com tampa móvel. Este problema foi escolhido pois apresenta as principais dificuldades encontradas na solução numérica de problemas de mecânica dos fluidos, que são o forte acoplamento entre os campos de velocidade e pressão e as não-linearidades do termo convectivo. Este problema foi testado e os resultados comparados com os obtidos por Guia *et al.* (1975). Como o objetivo deste trabalho não é a validação da metodologia FIELDS, mas sim o estudo de algumas características do método, estes resultados não são mostrados.

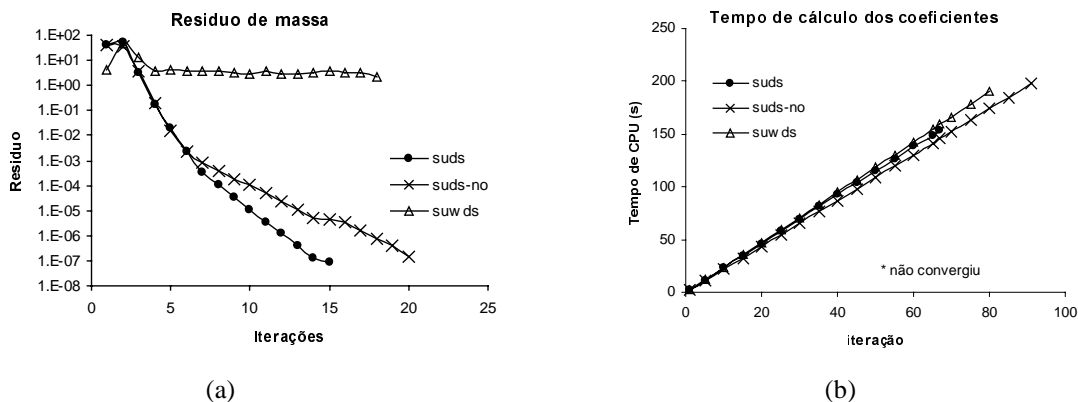
O primeiro parâmetro utilizado para a comparação é a taxa de convergência. A Figura 3a mostra os resíduos para o problema da cavidade com  $Re = 1000$ , malha cartesiana  $31 \times 31$  volumes e  $\Delta t = 1$ .

Dos três esquemas de interpolação estudados o que apresentou o melhor desempenho foi o *suds*. Em comparação ao esquema *suds-no*, este melhor desempenho pode ser explicado por dois fatores: o primeiro é relacionado com a proximidade a qual a informação do escoamento é captada. No *suds*,  $\phi_u$  é interpolado na intersecção da linha de corrente do escoamento com a borda do sub-volume, ao invés da borda do elemento, como ocorre no esquema *suds-no*. Isto torna o termo convectivo mais significativo na função de interpolação, algo sempre desejado na solução de problemas predominantemente convectivos. O segundo fator está relacionado com a forte ligação entre as variáveis dos pontos de integração dentro do elemento. A matriz para os pontos de integração ( $c_{i,j}$ ) é na realidade um sistema de equações que relaciona os quatro pontos de integração de cada elemento. Com a solução deste sistema, na realidade estão sendo encontrados valores para as variáveis nos pontos de integração que ao mesmo tempo satisfazem as necessidades do escoamento em quatro posições diferentes dentro do mesmo elemento. Como cada elemento contribui para a formação dos coeficientes de quatro volumes



diferentes, este esquema acaba por também criar uma certa conectividade entre os quatro volumes adjacentes.

É estranho porém o comportamento do esquema *suwds*, que funciona perfeitamente para problemas convectivos/difusivos onde o campo de velocidades é conhecido, como pode ser verificado em Schneider (1986). Porém, para o problema da cavidade, onde o campo de velocidades não é conhecido, este esquema funcionou bem apenas para baixos números de Reynolds. Muitas são as citações deste esquema de interpolação na literatura, mas em nenhum dos trabalhos verificados, foi encontrado sua aplicação em algum problema semelhante. Aparentemente a forma “pobre” pela qual este esquema calcula os termos convectivos onde a variável no ponto de integração é aproximada em função de no máximo dois pontos (um nó e um ponto de integração) não consegue captar corretamente as direções preferenciais do escoamento, interferindo de tal forma a não permitir a convergência.



**Figura 3**– Comparação entre os esquemas de interpolação para  $Re = 1000$

As observações feitas a respeito do esquema *suwds* não são conclusivas. Embora os algoritmos utilizados para todos os três esquemas de interpolação sejam todos derivados do criado para o esquema *suds*, sempre há a possibilidade de que exista algum engano, o qual não foi identificado, e que pode estar causando este comportamento inesperado. Talvez a dúvida sobre este esquema de interpolação só poderá ser eliminada com a repetição do trabalho de Schneider (1986), confirmando sua correta implementação, e então através deste algoritmo utilizá-lo para a solução dos problemas propostos neste trabalho.

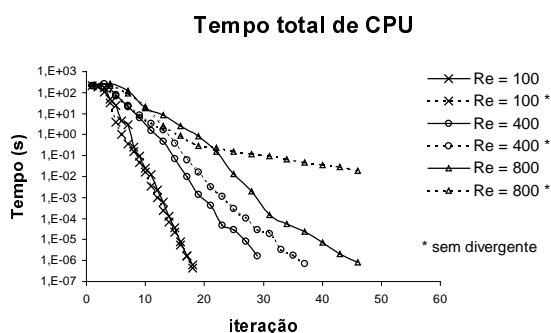
A principal motivação para a criação do esquema *suds-no* foi a possibilidade de redução do tempo de cálculo dos coeficientes. Como o esquema *suds-no* é muito semelhante ao esquema *suds*, sua rotina de cálculo foi criada a partir da rotina do esquema *suds* onde pequenas adaptações foram feitas para que as interpolações pudessem ser realizadas não mais nos contornos do sub-volume, mas sim do elemento. Tendo em vista estes fatores, é possível a comparação dos tempos de CPU para o cálculo dos coeficientes entre os esquemas. A Figura 3b mostra os tempos de CPU para o cálculo dos coeficientes.

As curvas da Figura 3b, mostram que o esquema *suds-no* consome menos tempo de CPU para o cálculo dos coeficientes, porém esta superioridade é pequena e como a convergência é mais lenta, o número excedente de iterações para se alcançar um determinado resíduo ( $1 \times 10^{-6}$  neste problema) acaba por tornar o tempo total de CPU maior. Como o tempo gasto com o cálculo dos coeficientes depende somente do esquema de interpolação e do número de elementos (geometria), os resultados observados no gráfico da Figura 3b não restringem-se somente ao problema da cavidade e servem como um parâmetro de comparação geral entre os três esquemas.

Os testes apresentados neste trabalho mostram que o esquema *suds* realmente é o mais eficiente, tanto na taxa de convergência quanto no tempo final de CPU. Por outro lado, embora o esquema *suds-no*, mesmo com o seu ganho em tempo para o cálculo dos

coeficientes não consiga diminuir o tempo total de CPU, o seu ganho com a economia de memória é significativo, pois ao invés de 4x4 elementos da matriz  $c_{i,j}$ , apenas 4 precisam ser armazenados. Para uma versão tridimensional, as pequenas vantagens do esquema *suds-no* aparentemente deverão ampliar-se geometricamente, pois a matriz  $c_{i,j}$  passaria a ter 12x12 termos, tornando sua inversão inviável, e o número de termos armazenados seriam apenas 12 ao invés dos 144 nos esquemas *suds* e *suwds*.

O último ponto estudado é com relação a não simplificação do divergente do campo de velocidades no termo difusivo. Em primeira análise, é esperado que esta inclusão no máximo melhore a convergência, mas como é mostrado na Figura 4 esta é decisiva. O problema utilizado foi o da cavidade com malha cartesiana de 31x31 volumes e  $\Delta t = 1$



**Figura 4**– Influência do divergente de velocidade na convergência do método

Nos problemas com Reynolds baixo a influência não é sentida, porém com o aumento do número de Reynolds esta passa a ser decisiva. A melhor performance do método com a inclusão do divergente nos termos difusivos talvez possa ser explicada através de uma análise numérica. A inclusão do divergente nos termos difusivos modifica a matriz dos coeficientes que começa a tornar-se mais irregular e difícil de convergir, o que influi diretamente na solução do sistema linear. A inclusão deste termo extra nas equações do movimento cria um acoplamento entre os campos de  $u$  e  $v$ , facilitando a convergência do problema.

## 6. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são feitos ao CAPES, POSMEC/UFSC e SINMEC/UFSC pelos apoios financeiros e de infra-estrutura.

## 7. REFERÊNCIAS

- Guia, U., Guia K. N. e Shin, C. T., (1982) “High-Re solutions for Incompressible Flow Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method”, *Journal of Computational Physics*, n° 48, pp. 387-411.
- Raw, M.J., 1985, “A New Control Volume finite Element Procedure for the Numerical Solution of the fluid Flow and Scalar Transport Equations”, PhD Thesis, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada.
- Scheneider, G.E., e Raw, M.J., 1986, “A Skewed, Positive Influence Coefficient Upwinding Procedure for Control-Volume-Based Finite-Element convection-diffusion Computation”, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 9, n° 1, pp. 1-26.
- Scheneider, G.E., e Raw, M.J., 1987, “Control Volume Finite Element Procedure for Heat Transfer and Fluid Flow Using Collocated Variables – 1. Computational Procedure”, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 11, n° 4, pp. 363-390.

# COMPORTAMENTO REOLÓGICO DE FORMULAÇÕES PARA DENTIFRÍCIOS

**Marcelo Vaqueiro de Souza e Silva**

**Roberto Guimarães Pereira**

Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica

Rua Passos da Pátria, nº 156 – São Domingos – Niterói – RJ – Brasil – CEP:24210-240

Telefone: (0xx21) 620-7070 – Ramal: 303

E-mail: mvaqueiro@bol.com.br

## Resumo

Este trabalho refere-se ao estudo da caracterização reológica de formulações para dentifrícios. Em uma primeira abordagem foram estudados dois tipos: creme dental e gel dental. O quais nos classificamos de pastas de dentes. A composição básica desses dois tipos de dentifrícios consta de: abrasivos, umectantes, agentes de ligação, sulfatantes, espessantes, tensioativos, adoçantes, conservantes, corantes, condimentos e ingredientes ativos especiais. Investigou-se a importância de cada um destes componentes na formulação do produto, como também, a influência deles nas propriedades reológicas do produto final.

Para verificar o comportamento reológico dos dentifrícios utilizou-se um reômetro rotativo HAAKE RS-50, tendo sido realizados diversos testes, obtendo-se curvas de escoamento para o creme dental e para o gel dental, avaliando-se a tixotropia e a tensão de escoamento dos materiais.

Este tipo de análise permite o desenvolvimento novas formulações com maior rapidez e além de possibilitar a avaliação dos produtos já existentes no mercado, no que se refere a estabilidade, liberação do princípio ativo, tempo de cura, entre outros parâmetros.

**Palavras – chave:** Reologia, Dentifrícios e Formulações.

## 1. INTRODUÇÃO

Reologia é a ciência que estuda o escoamento e a deformação da matéria.

Estudos reológicos são importantes na manufatura e aplicações de materiais plásticos, materiais lubrificantes, tintas, adesivos, comida, materiais farmacêuticos e cosméticos.

Em todas as áreas da odontologia e da tecnologia dental um progresso contínuo tem sido realizado, devido ao desenvolvimento de novos materiais, como por exemplo, as pastas de dentes usadas na ortodontia.

Medições reológicas são um rápido e seguro método para a investigação das pastas de dentes com respeito a sua estabilidade, seu processamento e quanto as previsões de seu comportamento final. (Dekker, M., 1993<sup>a</sup>).

Diversos tipos de viscosímetros são usados para a determinação das propriedades viscoelásticas das pastas de dentes. Através de testes adequados pode-se avaliar as propriedades reológicas dos materiais, contribuindo para o desenvolvimento de produtos mais adequados para o uso.

## 2. EQUIPAMENTO

Neste trabalho utilizou-se, para executar os testes reológicos, o reômetro rotativo RheoStress 50 da HAAKE, juntamente com o banho termostático K 20 DC 5 da HAAKE.

Para a realização dos testes foram utilizados para os sistemas cone/placa de 35/1 ° e 35/4 °, cujas as especificações encontram-se na tabela 01.

**Tabela 01.** Especificações dos Sistemas Cone/Placa Utilizados

CONE/PLACA 35/1 °	CONE/PLACA 35/4 °
Diâmetro (A): 34,998 mm	Diâmetro (A): 35,003 mm
Ângulo (B): 0,987 °	Ângulo (B): 3,987 °
Truncamento (C): 0,050 mm	Truncamento (C): 0,142 mm

### 3. FORMULAÇÕES DAS PASTAS DE DENTES

Pastas de dentes são produtos viscoelásticos.

Seus componentes principais são abrasivos, umectantes, agentes de ligação, surfatantes, adoçantes, conservantes, tensioativos, espessantes, colorantes, condimentos e ingredientes ativos especiais. (Kutschmann, E.M. e Petri, H.M., 1999). Como abrasivos são usados frequentemente hidróxidos, carbonetos, fosfatos ou silicatos para suporte do efeito mecânico de limpeza da escova de dente. (Dekker, M., 1993<sup>b</sup>).

Umectantes como glicerina, sorbitol, linhita ou polietilenoglicol previnem o ressecamento da pasta de dente; ao mesmo tempo eles aumentam a estabilidade para baixa temperatura e tem um efeito de textura construtiva.

Agentes de ligação e espessantes dão a pasta de dente a textura desejada e previnem uma fase de separação entre o fluido e o sólido. Como agentes de ligação, principalmente hidrocolóides são usados como Alginato, Carragenam, Metilcelulose ou Xantana. Um agente espessante frequentemente usado é o dióxido de silício de alta dispersão ou bentonita.

Surfatantes decrescem a tensão superficial melhorando a distribuição da pasta de dente na boca. No cuidado dental apenas ânions de surfatantes não tóxicos, sem sabor, são adequados como sulfato de sódio lauryl, ou sulfonato monoglicerídico alifático de coco.

Adoçantes assim como saborizantes servem como corretivos de sabor.

Preservativos são necessários como proteção para decomposição microbiana.

Tensioativos estão relacionados com a quantidade de espuma a ser produzida durante a escovação.

Corantes e pigmentos são finalmente usados para coloração de pastas de dentes com listras. Ao lado disso, pode haver ingredientes ativos como proteção contra cáries, ou para o cuidado de gengivas e dentes sensíveis.

A produção da pasta de dente pode ser feita num misturador a vácuo *batch-wise* ou em um processo de produção contínua, evitando a presença de bolhas no produto final e a produção de espuma.

Neste trabalho foram estudados dois tipos de pasta de dente: o creme dental e o gel dental. Na tabela 02, tem-se as formulações das pastas de dentes estudadas, que referem-se a produtos comerciais.

**Tabela 02.** Formulações das Pastas de Dentes

<b>CREME DENTAL</b>	<b>GEL DENTAL</b>
Fluoreto de Sódio	Fluoreto de Sódio
Pirofosfato de Sódio	Polietilenoglicol
Sorbitol	Sorbitol
Glicerina	Corante Azul (CI 42090)
Sacarina Sódica	Sacarina Sódica
Goma Espessante	Carboximetilcelulose
Sal Sódico de Gantrez	Água
Dióxido de Silício	Dióxido de Silício
Lauril Sulfato de Sódio	Lauril Sulfato de Sódio
Composição Aromática	Composição Aromática
Água	-----

#### **4. EXPERIMENTO**

Pastas de dentes apresentam um comportamento de fluido plástico. O início na curva de escoamento é usualmente obtida com medições controladas de taxa de cisalhamento permitindo uma ótima determinação das propriedades do produto em muitas baixas taxas de cisalhamento. Além disso o ponto de escoamento  $\tau_0$  de pastas de dentes pode ser determinado com exatidão e reprodutibilidade com rampas de tensão de cisalhamento. (Kutschmann, E.M. e Petri, H.P., 1999).

No presente trabalho foram realizados experimentos objetivando determinar a tixotropia e a tensão de escoamento do creme dental e do gel dental, conforme detalhado a seguir:

##### **4.1. TIXOTROPIA**

A tixotropia consiste num teste de taxa de cisalhamento controlada na faixa de utilização do produto. Ou seja, é feita uma curva de viscosidade em dois sentidos, indo da taxa mais baixa para a mais alta e logo de pois vice-versa.

Quando um material é cisalhado, a orientação ou disposição das moléculas ou partículas, é mudada. A estrutura em rede se quebra, e a viscosidade do sistema diminui. Quando a força de cisalhamento é removida, as condições iniciais serão restabelecidas em um curto período de tempo. Esse comportamento pode ser descrito traçando a curva de escoamento em função da taxa de cisalhamento crescente (curva ascendente) e depois, em função da taxa de cisalhamento decrescente (curva descendente). Na medida em que a taxa de cisalhamento diminui, a estrutura restabelece e a viscosidade retorna ao seu valor inicial. Se o restabelecimento for rápido, assim como em muitos sistemas baseados em água, a curva descendente será sobreposta à curva ascendente. Se o restabelecimento do sistema for lento, assim como em muitos sistemas baseados em solventes orgânicos, poderá levar algum tempo para o fluido retomar suas propriedades iniciais após o cisalhamento, e assim a curva descendente estará abaixo da curva ascendente. Tixotropia é definida pela habilidade de o sistema exibir baixa viscosidade em função do cisalhamento, e sua habilidade de ter sua estrutura restabelecida em um curto período de tempo. A Tixotropia só é observada após o cisalhamento do material, seguindo seu restabelecimento em função da taxa de cisalhamento decrescente.

Quando a tensão de cisalhamento é dada em função da taxa de cisalhamento, a área entre a curva superior e a inferior, define a energia requerida para se quebrar a estrutura em rede do material:

$$A = \int \tau d\dot{\gamma}(\textit{ascendente}) - \int \tau d\dot{\gamma}(\textit{descendente}) \quad (1)$$

Está área é denominada de área de histerese, e está relacionada com a liberação do princípio ativo (liberação do flúor, medicamentos, entre outros), ou seja quanto maior a área de histerese maior a liberação do princípio ativo.

## 4.2. TENSÃO DE ESCOAMENTO

Com o passar dos anos as propriedades reológicas ganharam mais e mais importância dentro de formulações e controle qualitativo de cosméticos. Uma das propriedades reológicas mais frequentemente usadas para a caracterização é o ponto ou tensão de escoamento.

A estabilidade dos produtos, o projeto de bombeamento, desenvolvimento de embalagens e comportamento do escoamento depois da aplicação são fortemente influenciados pela tensão de escoamento.

Define-se tensão de escoamento como sendo: “a mínima tensão cisalhante necessária para iniciar um estado constante de escoamento”. Quando uma tensão cisalhante é aplicada abaixo do ponto de escoamento a substância age como um corpo elástico. Estruturas dentro das substâncias não serão destruídas, a deformação das amostras são reversíveis; assim que a tensão cisalhante volta a zero, a amostra recupera sua forma original. Tensões cisalhantes acima do ponto de escoamento destruirão a estrutura dentro da substância e a deformação aumentará consideravelmente conduzindo a um estado de escoamento constante.

A tensão de escoamento pode ser obtida a partir de um teste no qual obtêm-se a deformação em função da tensão para uma dada amostra. O resultado do teste expresso em escala logarítmica apresenta a deformação no eixo dos “y” e a tensão cisalhante no eixo dos “x”. Utilizou-se então duas regressões, uma na região de baixa tensão acompanhando a curva de inclinação constante e a Segunda ao longo da outra parte da curva de inclinação constante. O valor da tensão na interseção é tido como a tensão de escoamento do material. (Petri, H.M., 1999).

## 5. RESULTADOS

As figuras 1 e 2 mostram os valores da tensão e da viscosidade de um creme dental e um gel dental, respectivamente, para taxas de cisalhamento crescente e decrescente numa temperatura aproximadamente de 25 °C.

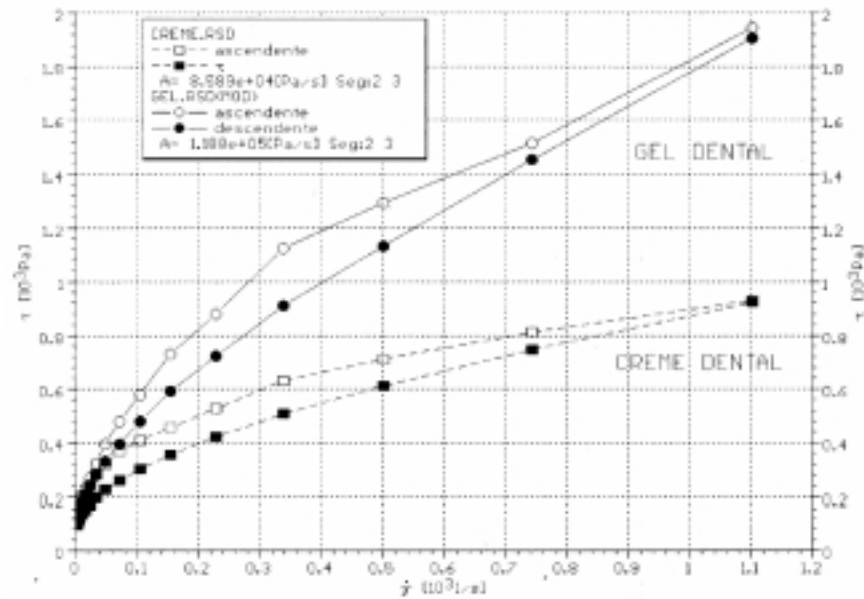
Na figura 1 observou-se que a histerese do gel dental ( $A = 1,188 \times 10^5$  Pa/s) é maior que a do creme dental ( $A = 8,589 \times 10^4$  Pa/s), evidenciando a melhor adequabilidade do gel dental no que se refere a liberação do princípio ativo (flúor, medicamentos, etc).

Com base nos resultados apresentados na figura 2, observa-se que a recuperação da estrutura do gel dental é mais rápida do que no creme dental, evidenciado pela superposição da viscosidade na faixa de baixa taxa de cisalhamento. Este fato mostra que o gel apresenta uma melhor consistência ao ser aplicado sobre a escova de dente minimizando o escoamento do produto pelas cerdas, comparativamente ao creme dental.

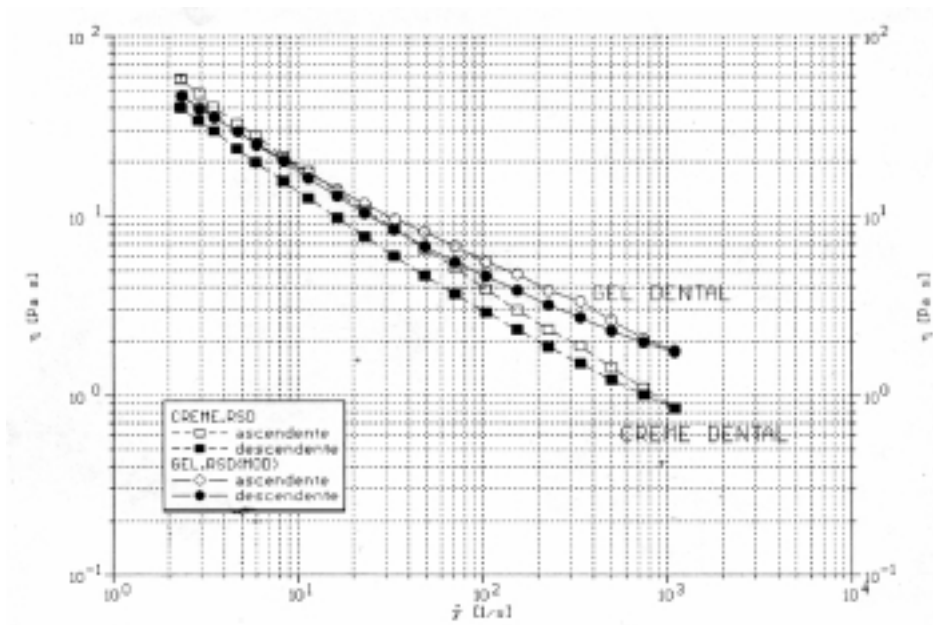
A determinação da tensão de escoamento do creme dental e do gel dental, é feita com o auxílio de um gráfico de tensão contra deformação, conforme evidenciado nas figuras 3 e 4.

No presente trabalho obteve-se um valor de tensão de escoamento de 103,2 Pa para o creme dental e de 84,74 Pa para o gel dental; para uma temperatura de 25 °C, evidenciando a

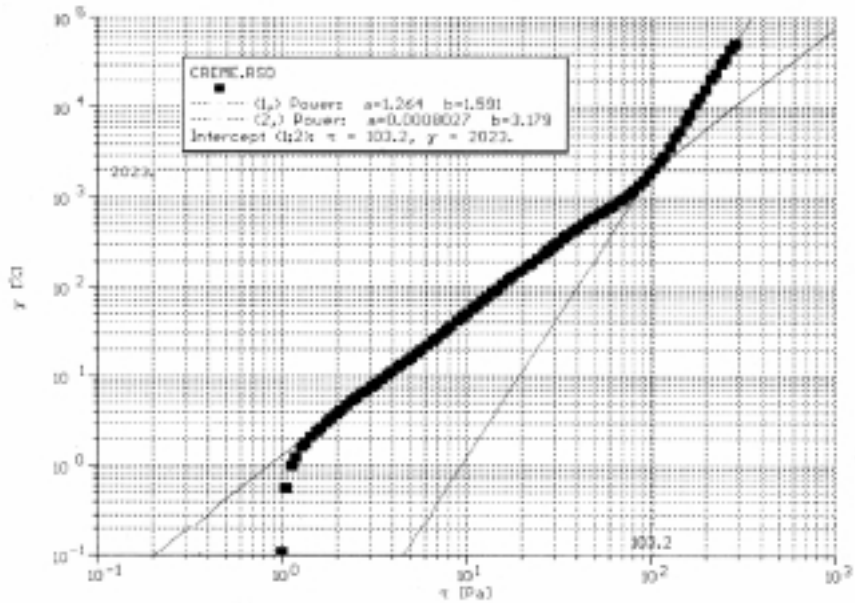
maior facilidade do gel dental no que se refere a sua extrusão da embalagem condicionadora do produto.



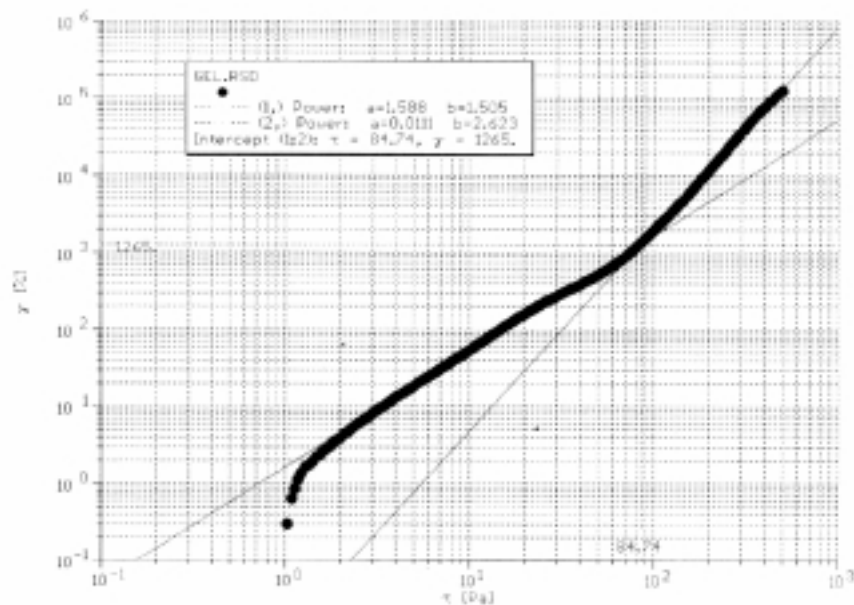
**Figura 1.** Tixotropia do Creme Dental e do Gel Dental à 25 °C



**Figura 2.** Viscosidade do Creme Dental e do Gel Dental à 25 °C



**Figura 3.** Determinação da Tensão de Escoamento para o Creme Dental à 25 °C



**Figura 4.** Determinação da Tensão de Escoamento para o Gel Dental à 25 °C

## 6. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos para as duas formulações comerciais de dentifrícios evidenciaram que o gel dental apresenta tensão de escoamento menor que a do creme dental, o que facilita a sua extrusão do recipiente condicionador. Além disso, o gel dental apresenta uma histerese maior em relação ao do creme dental facilitando portanto a liberação do princípio ativo contido no gel, e apresenta também uma recuperação mais rápida da viscosidade evitando o escoamento do produto pelas cerdas da escova de dente.

Este tipo de análise permite o desenvolvimento de novas formulações com maior rapidez, em relação a tixotropia e a tensão de escoamento. Além de possibilitar a avaliação dos



produtos já existentes no mercado, como por exemplo a mistura do gel dental e do creme dental em um só produto.

## **7. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pelo suporte financeiro recebido.

## **8. REFERÊNCIAS**

- Dekker, M., 1993<sup>a</sup>, “Oral Hygiene Products and Practice”, Edited by Dennis Laba.
- Dekker, M., 1993<sup>b</sup>, “Rheological Properties of Cosmetics and Toiletries”, Edited by Dennis Laba, Volume 13.
- Kutschmann, F.M. e Petri, H.M., 1999, “Rheological Characterization os Tooth Paste”, HAAKE-Aplplicationreport V97-142E.
- Petri, H.M., 1999, “Detrmination on Cosmetic Products using a Controlled Stress Rheometer”, HAAKE-Applicationreport V97-137E.

# GERADOR DE MALHAS NÃO-ESTRUTURADAS BIDIMENSIONAIS: MALHAS COM SUB-REGIÕES, MISTAS E ANISOTRÓPICAS

Paulo R. M. Lyra<sup>1</sup>

Darlan K. E. de Carvalho<sup>2</sup>

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco,  
Recife/PE, 50740-530, Brasil. E-MAILS: <sup>1</sup>*prmlyra@demec.ufpe.br* <sup>2</sup> *darlan@demec.ufpe.br*

## Resumo

Neste trabalho são descritos diversas estratégias que visam ampliar as flexibilidades de um gerador de malhas, triangulares e/ou quadrilaterais não-estruturadas, bidimensional. Dentre estas estratégias descreveremos: 1) Os procedimentos adotados para incorporar a possibilidade de definição de subregiões, bem como, de malhas mistas com elementos triangulares e quadrilaterais em subregiões distintas; 2) Os procedimentos necessários para a obtenção de malhas triangulares ou quadrilaterais com alongamento direcional dos elementos, i.e. malhas anisotrópicas, em função das características da função representada na malha; 3) Outros aspectos que dizem respeito ao acoplamento entre os módulos de geração de malhas, análise via método dos elementos finitos e análise de erros/adaptação. Finalmente, são apresentados alguns exemplos para demonstrar as flexibilidades do sistema de geração de malhas descrito, bem como, a qualidade dos elementos obtidos nas malhas.

**Palavras-Chave:** Geração de Malhas, Malhas Mistas e Anisotrópicas, Adaptação de Malhas

## 1. INTRODUÇÃO

Nos últimos tempos observa-se uma tendência cada vez maior de se utilizar métodos numéricos adequados para o uso de malhas quaisquer (estruturadas ou não), tais como o método dos elementos finitos (MEF) ou o método dos volumes finitos (MVF)(AGARD, 1992). As principais vantagens da utilização de procedimentos adequados ao uso de malhas não-estruturadas são: flexibilidade para lidar com geometrias complexas e o fato destas se apresentarem como a forma natural para a incorporação da adaptatividade de malhas, que representa talvez a única esperança de resolução adequada de fenômenos de pequena escala (por ex. camada limite, propagação de ondas de choque, turbulência, etc.) em geometrias complexas. O primeiro passo para uma simulação computacional, após a etapa de modelagem geométrica, é a geração de malhas, e a qualidade das soluções obtidas está diretamente relacionada com a qualidade da malha empregada na análise. Em problemas típicos da dinâmica dos fluidos, usam-se malhas com dezenas e até centenas de milhares de elementos, o que, claramente, torna a geração manual de elementos totalmente inviável. Em geral se utilizam malhas triangulares devido ao baixo custo e flexibilidade geométrica destes elementos, porém determinadas formulações do método dos elementos finitos requerem e/ou apresentam melhor desempenho com o uso de elementos quadrilaterais e, em situações específicas (por ex. problemas acoplados, ou em problemas com certos fenômenos essencialmente unidimensionais), com o uso de malhas mistas. A melhoria da qualidade da solução encontrada através da análise numérica, pode ser alcançada através de estratégias que

refinam as malhas automaticamente nas regiões onde a solução apresenta grandes erros de discretização (aproximações grosseiras) e desrefinam em regiões onde os erros estão muito abaixo da precisão estabelecida. Ao lidarmos com fenômenos cujo comportamento apresenta uma direção preferencial, a estratégia de geração/adaptação de malhas se torna mais eficiente quando da possibilidade de se obter malhas com alongamento direcional (i.e. anisotrópicas). O desenvolvimento de um sistema computacional robusto e flexível de geração e adaptação de malhas bidimensionais resulta em uma ferramenta muito valiosa para simulação de problemas reais de interesse das Engenharias e Ciências.

Neste trabalho descrevemos algumas estratégias implementadas num sistema de geração de malhas triangulares e/ou quadrilaterais não-estruturadas bidimensional (Lyra *et al.*, 1998a; Lyra *et al.*, 1998b) visando ampliar as suas flexibilidades para lidar com sub-regiões, malhas mistas, malhas anisotrópicas, assim como apresentamos o procedimento adotado para o acoplamento do programa de análise com o de geração/adaptação de malhas via *remeshing*. Estes e outros pontos são ilustrados através de diversos exemplos.

## 2. GERADOR DE MALHAS NÃO-ESTRUTURADAS BIDIMENSIONAIS

O processo de geração de malhas consiste basicamente na subdivisão do domínio de interesse em um conjunto consistente de sub-domínios (“ou elementos”). A consistência fica garantida uma vez que os elementos gerados cobrem todo o domínio, sendo as interseções entre os elementos apenas em pontos ou lados comuns.

### 2.1 Geração de Malhas Triangulares

O gerador de malhas triangulares, desenvolvido por Peraire *et al* (1987), e que se baseia na técnica do avanço de frente (*advancing front*), foi utilizado para efetuar as triangulações dos domínios apresentados neste trabalho. Este gerador permite um controle da densidade e gradação da malha e da forma dos elementos. Algumas modificações, que serão descritas no transcorrer deste artigo, foram efetuadas neste programa para permitir a incorporação da flexibilidade para lidar com sub-regiões, assim como para possibilitar que o módulo de geração de malhas quadrilaterais gere também malhas mistas e para auxiliar na definição automática de sub-regiões com malhas anisotrópicas quadrilaterais.

### 2.2 Geração de Malhas Quadrilaterais

O nosso gerador de malhas quadrilaterais não-estruturadas baseia-se na conversão de uma triangulação prévia do domínio de interesse (Lyra *et al.*, 1998a; Lyra *et al.*, 1998b). O procedimento consiste basicamente de três etapas: 1) União de dois triângulos adjacentes através da remoção criteriosa da aresta comum, levando a uma malha mista intermediária; 2) Obtenção de uma malha totalmente quadrilateral através da subdivisão da malha intermediária (subdividir triângulos remanescentes em três e quadriláteros em quatro quadriláteros respectivamente (ver figuras 7 e 8); 3) Otimização da malha através de estratégias que modificam a topologia ou a geometria da malha visando uma melhor qualidade dos elementos gerados. Uma síntese desta estratégia de geração de malhas quadrilaterais pode ser visto nas figuras 1 a 4.

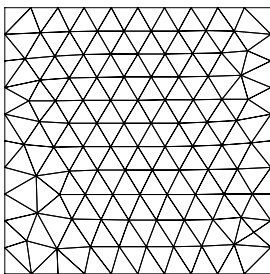


Figura 1: Triangulação inicial

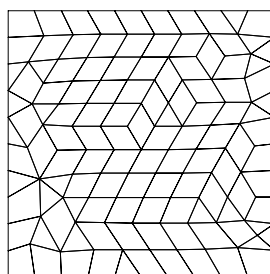


Figura 2: Malha intermediária

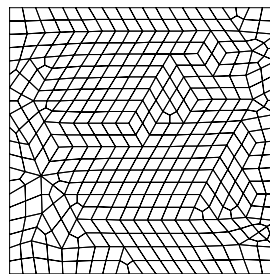


Figura 3: Malha sem otimização

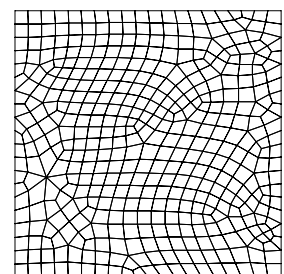


Figura 4: Malha quadrilateral final

As estratégias de otimização da malha adotadas são: (a) permutação de diagonais, (b) regularização Laplaciana, e (c) eliminação de nós com apenas três elementos conectados. A permutação de diagonais pode ser feita com dois objetivos: (a.1) visando um equilíbrio do número de elementos que ocorrem em cada nó da malha ou (a.2) visando a formação dos elementos com melhor qualidade (i.e. menor distorção). A otimização é então feita tomando-se a seguinte seqüência de estratégias: (a.1), (b), (c), (b) e (a.2). Para maiores detalhes em relação a estas estratégias ver (Lee & Lo., 1994) e (Lyra *et al.*, 1998a).

Uma idéia da qualidade das malhas triangulares e quadrilaterais típicas obtidas com o nosso sistema de geração de malhas (Lyra *et al.*, 1998b) pode ser vista nas figuras 5 e 6. Nestas figuras tem-se a triangulação inicial e malha quadrilateral correspondente do domínio que representa um protótipo da região frontal de um avião civil, cuja geometria foi modelada por funções *splines* cúbicas. Nestas figuras pode ser apreciada a boa qualidade dos elementos gerados.

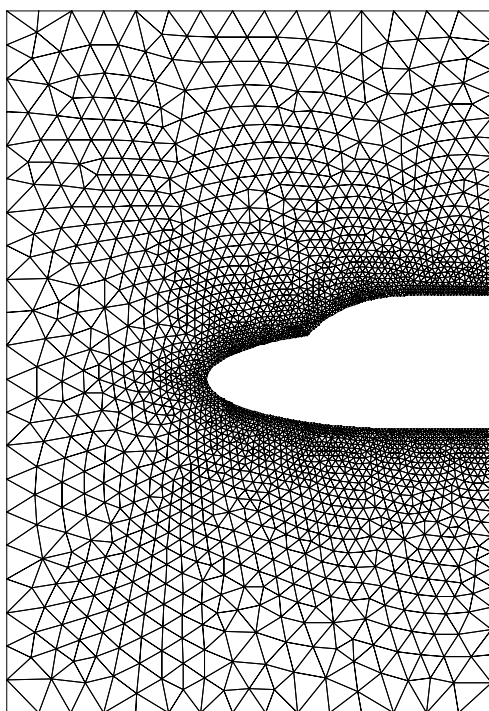


Figura 5: Malha Triangular

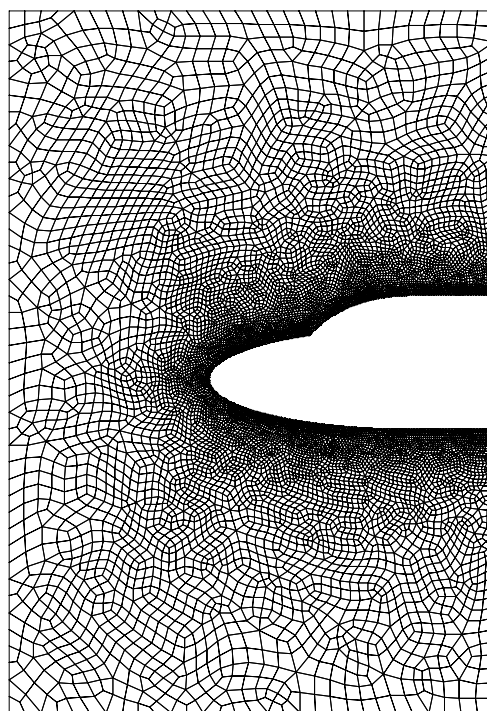


Figura 6: Malha Quadrilateral

Vale ressaltar que o tamanho dos elementos da triangulação inicial do domínio deve ser aproximadamente o dobro daquele desejado para os elementos quadrilaterais da malha final. A opção pela conversão de triângulos é extremamente atraente pois as malhas quadrilaterais geradas podem herdar as propriedades das malhas triangulares originais, as quais são obtidas através de qualquer técnica de triangularização já consolidada na literatura.

### 3. FLEXIBILIDADES INCORPORADAS AO SISTEMA DE GERAÇÃO

#### 3.1 Considerações Iniciais

Para a implementação do procedimento de conversão de triângulos em quadriláteros se faz necessário a definição de algumas matrizes inteiras que fornecem os dados topológicos utilizados nos algoritmos, sem a necessidade de buscas constantes (ver detalhes em Lyra *et al* (1998a)). Quando desejamos gerar malhas mistas ou com sub-regiões, anisotrópicas ou não, utilizamos algumas estratégias e informações específicas do nosso gerador de malhas triangulares, que não são em geral encontradas em um programa de geração de malhas triangulares.

### 3.2 Subregiões

Quando, por exemplo, da análise de problemas da dinâmica dos fluidos tais como escoamentos multi-fásicos e não-miscíveis ou da análise de problema da mecânica dos sólidos envolvendo materiais com diferentes propriedades mecânicas em diferentes porções do domínio de interesse, tem-se a necessidade de malhas adequadas para cada sub-domínio (ou sub-região) consistentes entre si. Na geração de malhas triangulares consideramos cada sub-região independentemente com a definição topológica das sub-regiões e descrição da geometria do contorno, incluindo a interface entre sub-regiões. No processo de triangulação, através da técnica do avanço de frente, obtemos primeiramente a numeração dos nós do contorno e em seguida a geração de nós e triângulos simultaneamente em cada sub-região independentemente, porém os dados topológicos da malha final (numeração dos nós, elementos, arestas e faces do contorno) são consistentes e possuem uma numeração seqüencial. Isto é feito utilizando-se um vetor que informa os segmentos que descrevem cada região e um outro que fornece os nós pertencentes a cada segmento, quando este já foi discretizado. Tem-se desta forma malhas totalmente triangulares, consistentes e por sub-regiões. Para obter malhas totalmente quadrilaterais e por sub-regiões procedemos a quadrilateralização do domínio completo, conforme é feito no caso de uma única região, isto já garante ao final a consistência entre regiões sem a necessidade de tratá-las independentemente.

### 3.3 Malhas Mistas

Como conseqüência da flexibilidade da definição de sub-regiões com malhas consistentes entre si, tem-se a possibilidade de se gerar malhas com tipos de elementos distintos em cada sub-região. A definição do tipo de elemento para cada região pode ser feita apriori nos dados fornecidos ao gerador. Na matriz auxiliar denominada "ISIDE" (utilizada tanto no módulo de geração triangular como quadrilateral), e que originalmente listava o primeiro e último nó, assim como o elemento a direita e o elemento a esquerda de cada aresta da malha (com zero para o número do elemento correspondente no caso de arestas sobre o contorno), foi necessário acrescentar uma quinta informação com o número da região que contém a aresta ou zero no caso da aresta pertencer à interface entre duas sub-regiões. Assim como na geração de malhas quadrilaterais, a geração de malhas mistas segue três etapas: 1) União de dois triângulos adjacentes apenas nas regiões pré-definidas como quadrilaterais; 2) Subdivisão da malha intermediária obtida nas sub-regiões quadrilaterais conforme descrito no item 2.2 (figuras 7 e 8 e subdivisão das sub-regiões triangulares dividindo cada triângulo em quatro novos triângulos conforme figura 9, garantindo-se assim a consistência na interface entre sub-regiões; 3) Otimização das malhas nas sub-regiões quadrilaterais (Lyra *et al.*, 1998a; Lyra *et al.*, 1998b). Como os novos triângulos obtidos através do processo de subdivisão nas regiões triangulares herdam as características do triângulo original, que já passaram por um processo de otimização durante a triangulação inicial do domínio, a utilização de uma nova otimização não representa grandes melhorias na qualidade dos elementos e não foi efetivado.

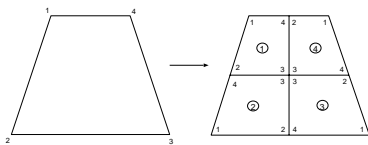


Figura 7: Subdivisão em sub-região quadrilateral

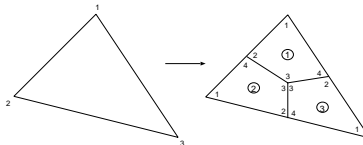


Figura 8: Subdivisão em sub-região quadrilateral

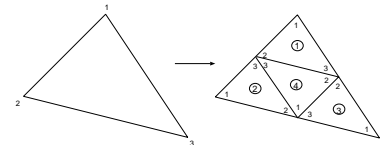


Figura 9: Subdivisão em sub-região triangular

Alguns exemplos, puramente acadêmicos, visando ilustrar a possibilidade de lidarmos com domínios onde tem-se sub-regiões distintas, podem ser vistos nas figuras 10 a 13. Nestas figuras temos malhas triangulares (figura 10), quadrilaterais (figura 11) ou mistas (figuras 12 e 13), todas malhas uniformes e com garantia da consistência entre diferentes sub-regiões.

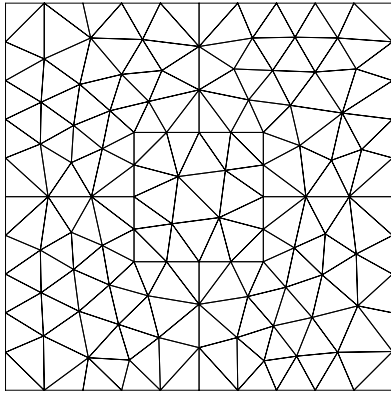


Figura 10: Subregião - malha triangular

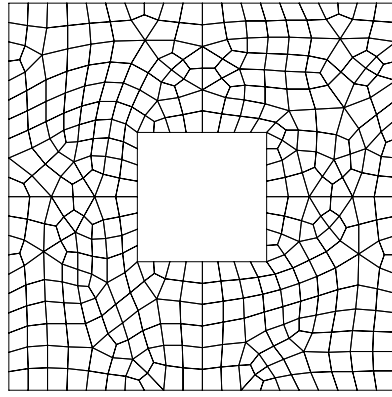


Figura 11: Subregião - malha quadrilateral

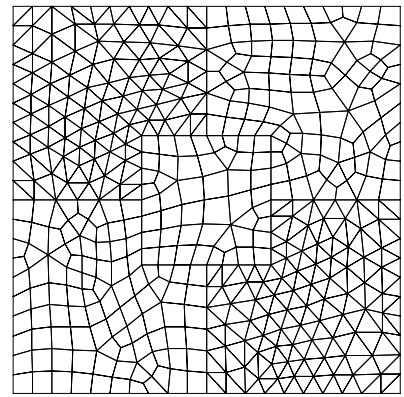


Figura 12: Subregião - malha mista

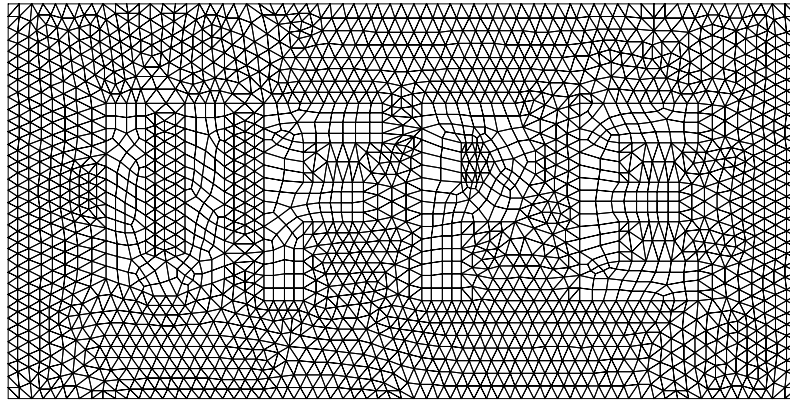


Figura 13: Subregião - malha mista

### 3.4 Alongamento Direcional

Na solução de problemas que envolvem fenômenos onde em certas regiões do domínio tem-se um comportamento eminentemente unidimensional (i.e. em apenas uma direção tem-se variações acentuadas do comportamento da solução do problema) torna-se pouco eficiente a utilização de malhas com elemento equilaterais e sem direção preferencial, i.e. malhas isotrópicas. Nestes casos é de extrema importância a possibilidade de se definir uma direção e fator de alongamento para os elementos nas proximidades das referidas regiões, levando-se assim a obtenção de malhas anisotrópicas. Tem-se desta forma uma maior eficiência já que concentramos graus de liberdade ao longo das direções com variação acentuada da solução representada pela malha. Aliadas a isto, existem evidências numéricas e matemáticas (Rippa, 1992) de que, pelo menos para elementos triangulares lineares, tem-se uma melhor aproximação da solução.

No gerador de malhas triangulares utilizado temos a flexibilidade de gerarmos malhas anisotrópicas fornecendo-se a direção e o fator de alongamento em cada nó da malha de fundo (ou *background*) (ver Peraire *et al* (1987)). Visando uma automatização necessária no processo de geração/adaptação (via *remeshing*) de malhas anisotrópicas em determinadas sub-regiões, procedemos da seguinte forma: 1) Definimos uma razão de alongamento, ou *stretching ratio*, ( $St_{min}$ ) a partir da qual os triângulos são considerados “alongados”, definimos ainda um percentual mínimo ( $P_{min}$ ) de triângulos com fator de alongamento superior a  $St_{min}$  para que consideremos a sub-região como anisotrópica; 2) calculamos a razão de alongamento (maior lado sobre altura correspondente) de cada triângulo pertencente à sub-região, e o percentual de triângulos “alongados” ( $Pe_{lem}$ ), considerando que a sub-região é anisotrópica sempre que  $Pe_{lem} > P_{min}$ .

Na estratégia de obtenção de malhas quadrilaterais pelo processo de conversão de malhas

triangulares tem-se que os quadriláteros herdam certas características dos triângulos da malha inicial. Além disto, num quadrilátero qualquer não é tão evidente definir se este é ou não alongado. Diante deste fato, a informação, se devemos ter malha quadrilateral anisotrópica numa dada sub-região, é determinada na malha triangular inicial, conforme descrito no parágrafo anterior.

Quando do processo de conversão da malha triangular inicial, na etapa de união de dois triângulos adjacentes através da remoção da aresta comum para formar a malha intermediária, utilizamos normalmente um critério que só permite remover a aresta caso o quadrilátero a ser formado satisfaça critérios que garantam uma boa qualidade do mesmo (Lyra *et al.*, 1998a). Já no caso de malhas anisotrópicas, só removemos uma aresta caso esta seja simultaneamente o maior lado dos dois triângulos adjacentes à mesma, isto claro desde que o quadrilátero a ser formado satisfaça critérios mínimos de qualidade. A etapa de subdivisão dos elementos é a mesma tanto para malhas isotrópicas como anisotrópicas. A terceira etapa, tanto no caso de triângulos como quadriláteros, é feita com uma otimização seletiva da malha, i.e. nas regiões anisotrópicas apenas a estratégia de eliminação de nós onde concorrem três elementos é adotada. A utilização das estratégias de regularização Laplaciana e da permutação de diagonais formada por dois elementos adjacentes levariam a destruir a natureza anisotrópica da malha e só podem ser usadas nas sub-regiões isotrópicas. Na figura 14(a) temos uma malha triangular com direção preferencial ( $30^\circ$ ) e fator de alongamento (8). Na figura 14(b) temos a malha quadrilateral correspondente, onde os quadriláteros são alongados na direção desejada. Não temos, no entanto, um controle muito bom da qualidade dos elementos uma vez que não podemos utilizar de todas as estratégias de otimização da malha. Este problema pode ser minimizado com o uso de malhas mistas.

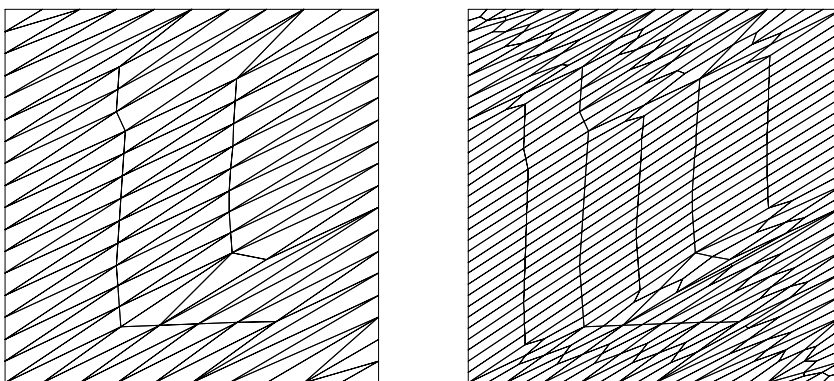


Figura 14: Malhas anisotrópicas com alongamento: a) Triangular; b) Quadrilateral

Na figura 15 o domínio considerado foi utilizado na simulação de um escoamento compressível e não-viscoso, regido pelo sistema de equações de Euler, onde temos um escoamento supersônico ( $M= 2.0$ ) incidindo numa parede sólida horizontal, com ângulo de ataque de  $10^\circ$  (Lyra & Almeida, 2000). Na solução deste problema tem-se a formação de um choque oblíquo, cujo ângulo teórico é de  $29,3^\circ$ . A malha apresentada foi obtida fazendo uso do conhecimento teórico da solução. Uma idéia da solução deste problema, em termos da distribuição da densidade, encontrada utilizando-se a formulação estabilizada do MEF denominada de CAU (Almeida *et al.*, 2000), pode ser vista na figura 16. Um estudo detalhado do desempenho da formulação CAU na solução de problemas da dinâmica dos fluidos, utilizando-se malhas não-estruturadas triangulares, quadrilaterais e mistas, com ou sem direção e alongamento, será apresentado no trabalho de Lyra e Almeida (2000).

### 3.5 Acoplamento dos Módulos de Geração/Adaptação e Análise

A adaptação de malhas é imprescindível quando da simulação de problemas complexos e de grande porte. O procedimento para adaptação de malhas triangulares via *remeshing* que havia sido estendido para malhas quadrilaterais via uma estratégia em três etapas (Lyra *et al.*, 1998a) é inteiramente válido também para malhas com sub-regiões e mistas. Em linhas gerais a estratégia consiste em: 1) Transformar as sub-regiões quadrilaterais do domínio em malhas triangulares, subdividindo cada elemento em dois através de uma diagonal; 2) Gerar nova malha triangular

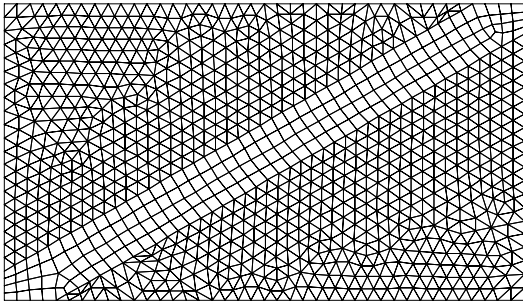


Figura 15: Malha Mista direcional e sem Alongamento

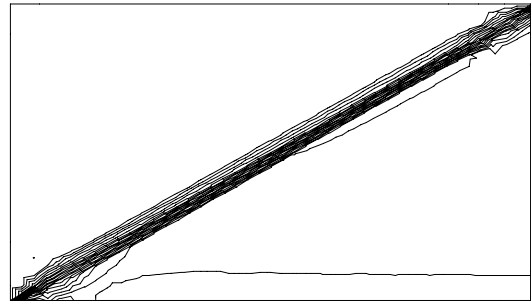


Figura 16: Isolinhas de densidade, obtidas utilizando-se a formulação CAU

de acordo com parâmetros ditados pela análise de erros; 3) Converter a malha triangular em malha quadrilateral nas sub-regiões correspondentes e subdivisão dos triângulos em quatro nas regiões triangulares. Na análise adaptativa via MEF utilizando-se *remeshing* tem-se um módulo de análise de erros que fornece ao módulo de geração/adaptação de malhas indicadores de erros e estimativas da densidade de malha, direção e taxa de alongamento desejada para os elementos em cada porção do domínio em estudo. O módulo de geração/adaptação fornece então uma nova malha para o módulo da análise, que consiste dos dados topológicos da malha e coordenadas dos nós da mesma. Isto, no entanto, não é suficiente, devemos garantir que as malhas adaptadas representem de forma adequada o problema em questão, i.e. a geometria, os carregamentos e condições de contorno necessárias ao programa de análise. No nosso gerador de malhas associamos todas as entidades topológicas da malha (nós, arestas, elementos) ao tipo e número da entidade geométrica (ponto, curva ou sub-região) a que pertence ( ver tabela 1). Isto representa uma estrutura adequada para que a geometria, os carregamentos e condições de contorno, que são normalmente associados diretamente às entidades topológicas da malha fiquem indiretamente associados ao modelo geométrico do problema em estudo e não à malha inicial adotada. Utilizando-se das informações fornecidas, conforme descrito, o módulo de adaptação pode fornecer um novo modelo do MEF consistente com o modelo original.

Tabela 1: Relação entre entidades topológicas da malha e entidades geométricas do domínio

Entidade da malha	Entidade Geométrica Associada
Nó	Ponto
	Curva
	Sub-região
Aresta	Curva
	Sub-região
Elemento	Sub-região

Uma etapa fundamental no procedimento adaptativo via *remeshing* se refere à interpolação dos dados entre duas malha não-estruturadas. Para tal precisamos de um algoritmo de busca eficiente para descobrir em que elemento da malha antiga se encontra cada nó da nova malha. Em seguida efetuamos a interpolação utilizando os valores da solução nos nós deste elemento para obter o valor no novo nó. Foi utilizado um algoritmo de busca baseado em uma estrutura de dados em árvore binária (Bonet & Peraire, 1990), que foi adequado para malhas triangulares, quadrilaterais e mistas. Associado à interpolação temos um erro que pode vir a desqualificar a solução principalmente no caso de análise adaptativa transiente onde o número de malhas geradas é portanto o número de interpolações entre malhas é muito grande. Diante disto, estendemos para quadriláteros lineares a possibilidade de se interpolar não apenas linearmente mas quadraticamente conforme descrito em De Sampaio *et al* (1993), para triângulos lineares.



## 4. CONCLUSÕES

O sistema computacional para geração de malhas apresentado é robusto e versátil permitindo lidar malhas triangulares, quadrilaterais ou mistas consistentes e em geometrias quaisquer. A geração de malhas quadrilaterais e mistas herda todas as flexibilidades da técnica de triangulação via avanço de frente, possibilitando um controle da densidade, gradação, forma dos elementos, assim como da direção e do fator de alongamento quando malhas anisotrópicas forem indicadas. O módulo de geração pode ser acoplado a um módulo de análise de erros permitindo assim uma redefinição automática da malha e do modelo do MEF. No presente, encontra-se em fase de desenvolvimento a incorporação da flexibilidade da definição automática de sub-regiões para possibilitar adaptação de malhas via *remeshing* local, i.e. sem a necessidade de geração de nova malha sobre todo o domínio, quando os parâmetros da malha só se modificarem apreciavelmente em sub-regiões do domínio. Este aspecto pode representar grande economia na simulação adaptativa de problemas transientes, bem como reduzir o erro de interpolação da solução entre malhas que é inerente a este processo adaptativo.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem: O. Hassan, K. Morgan and J. Peraire por disponibilizarem o gerador de malhas triangular utilizado. Este trabalho foi parcialmente financiado pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) (processo 305263/88-9(RE)) e pela Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) através do contrato 77.97.0469.00.

## 6. REFERÊNCIAS

AGARD. 1992. *Special Course on Unstructured Grid Methods for Advection Dominated Flows*. Tech. rept. 787. AGARD, France.

ALMEIDA, R. C., FEIJÓO, R., GALEÃO, A. C., PRATA, C., & SILVA, R. S. 2000. Adaptive Finite Element Computational Fluid Dynamics Using an Anisotropic Error Estimator. *Comp. Methods Appl. Mech. Engng.*, **182**, 379–400.

BONET, J., & PERAIRE, J. 1990. An Alternating Digital Tree (ADT) Algorithm for 3–D Geometric Searching and Intersection Problems. *Int. J. Num. Meth. Engng.*, **31**, 1–17.

DE SAMPAIO, P. A. B., LYRA, P. R. M., MORGAN, K., & WEATHERILL, N. P. 1993. Petrov–Galerkin Solutions of Incompressible Navier–Stokes Equations in Primitive Variables with Adaptive Remeshing. *Comp. Meth. Appl. Mech. Engng.*, **106**, 143–178.

LEE, C. K., & LO., S. H. 1994. A New Scheme for the Generation of Graded Quadrilateral Mesh. *Computers and Structures*, **52**, 847–857.

LYRA, P. R. M., & ALMEIDA, R. C. 2000. A Preliminary Study on the Performance of Stabilized Finite Element CFD Methods on Triangular, Quadrilateral and Mixed Unstructured Meshes. *In: Finite Elements in Flow Problems 2000 (FEF 2000)*. Trabalho aceito e a ser apresentado.

LYRA, P. R. M., DE CARVALHO, D. K. E., & WILLMERSDORF. 1998a. Adaptive Triangular, Quadrilateral and Hybrid Unstructured Mesh Generation with Classical Resequencing Techniques. *In: Proc. of the 4th World Conference on Comput. Mechanics (WCCM'98)*. In CD rom.

LYRA, P. R. M., DE CARVALHO, D. K. E., & WILLMERSDORF. 1998b. Geração de Malhas Não-Estruturadas Triangulares, Quadrilaterais e Mistas com a Incorporação de Técnicas de Re-Ordeção Clássicas. *Pages 19–16 of: Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica do Norte-Nordeste (V CEM-NNE/98)*, vol. 3.

PERAIRE, J., VAHDATI, M., MORGAN, K., & ZIENKIEWICZ, O. C. 1987. Adaptive Remeshing for Compressible Flow Computations. *J. Comp. Phys.*, **72**, 449–466.

RIPPA, S. 1992. Long and Thin Triangles Can Be Good for Linear Interpolation. *SIAM J. Numer. Anal.*, **29**, 257–270.

A NOTE ON THE FLOW OF VISCOPLASTIC MATERIALS THROUGH  
COMPLEX GEOMETRIES

**P. R. Souza Mendes**

**M. F. Naccache**

**H. T. M. Vinagre**

**M. Bosscher**

Department of Mechanical Engineering

Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, RJ 22453-900 — Brazil

**Abstract**

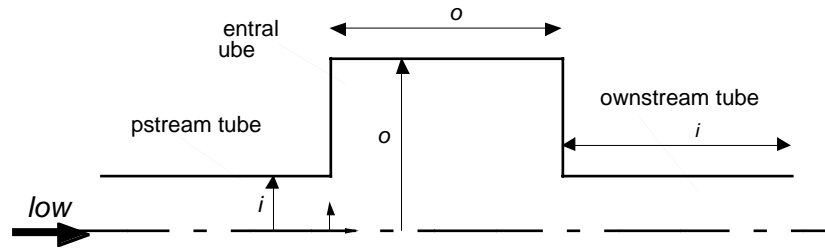
The inertialess flow of viscoplastic materials through an axisymmetric channel formed by an abrupt expansion followed by a contraction is studied. Flow visualization experiments were performed with a Carbopol aqueous solution. The rheological behavior of the solution was determined with the aid of a rotational rheometer, and it was observed that the viscosity function is well represented by the Herschel-Bulkley equation. Numerical solutions of the mass and momentum balance equations were also obtained. In these solutions it was assumed that the materials behave like a Generalized Newtonian Liquid with a biviscosity function, which mimics closely the Herschel-Bulkley equation but allows deformation below the yield stress limit. The flow visualization results showed that flow is observed only in an inner axisymmetric region whose diameter is approximately twice the one of the inlet and outlet tubes. Outside this region the flow is stagnant, and a fracture between these two regions is observed. The corresponding numerical solutions are not capable of predicting the observed flow pattern.

**Keywords:** Expansion flows, Contraction flows, Viscoplastic materials.

1. INTRODUCTION

This work analyzes the flow of viscoplastic materials through an abrupt axisymmetric expansion followed by an abrupt contraction, as shown in Fig. 1. Expansion and contraction flows are found in some common engineering situations, such as extrusion processes, multi-size tube flows, and other. Viscoplastic materials are present in many industrial processes. Examples of viscoplastic materials are grease, butter, paints, drilling muds, mustard, among others. The main characteristic of these materials is the presence of an yield stress. Above the yield stress the material behaves as a liquid, and, below it, as a solid. This behavior leads to an apparent fracture of the material in some complex geometries, which may have strong influence in pressure drop and heat transfer results.

The mechanical behavior of viscoplastic materials is commonly given by the Generalized Newtonian (GNL) constitutive equation (Bird et al., 1987), namely,  $\boldsymbol{\tau} = \eta(\dot{\boldsymbol{\gamma}})\dot{\boldsymbol{\gamma}}$  where  $\boldsymbol{\tau}$  is the extra-stress tensor,  $\dot{\boldsymbol{\gamma}}$  is the rate-of-deformation tensor, defined as  $\text{grad}\mathbf{v} + (\text{grad}\mathbf{v})^T$ ,  $\mathbf{v}$  being



Figurã : The geometry

the velocity vector and  $\cdot$  is the viscosity function, given by the Herschel-Bulkley equation (Bird et al., 1987).

### 1.1 Literature review

An overview of the rheology and flow of viscoplastic materials was presented by Bird et al. (1983), where some simple flow situations were analyzed. The flow of Bingham materials through tubes was analyzed in the literature by some authors (Bird et al., 1987, Vradis et al., 1992). In the core region of the tube the stress is lower than the yield value. Inside this region, called plug flow region, the fluid behaves as a solid material. The flow of Bingham materials through an  $1 \times 2$  abrupt expansion was analyzed numerically by Vradis and Ötügen (1997). It was observed that the reattachment length decrease with yield stress and increase with Reynolds number. Naccache and Souza Mendes (1997) analyzed numerically the flow pattern of Bingham materials through abrupt expansions as a function of Reynolds number, yield stress and expansion ratio. It was noted that the reattachment length increases with Reynolds number, decreases with yield stress and is practically independent of the expansion ratio. An experimental study of the flow through axisymmetric expansions was performed by Pak et al (1990). This work analyzes the influence of Reynolds number on separation zones and reattachment length of Newtonian, purely viscous and viscoelastic fluids in  $1 \times 2$  and  $1 \times 2.7$  abrupt axisymmetric expansions. It was observed that the reattachment length for purely viscous fluids is almost the same as for Newtonian fluids. For laminar flows the effect of elasticity is to decrease the reattachment length, while in turbulent flows the opposite trend is observed.

One important discussion in the literature of viscoplastic materials is the numerical difficulty in using the von Mises yield criterion in the viscosity function. Essentially two types of modification of the Bingham viscosity function have been proposed to handle this, namely, the bi-viscosity model (Lipscomb and Denn, 1984, Gartling and Phan-Thien, 1984, O'Donovan and Tanner, 1984), and Papanastasiou's model (Papanastasiou, 1987). Both modifications have been used successfully in numerical simulations of different complex flows (e.g., Ellwood et al., 1990, Abdali et al., 1992, Beverly and Tanner, 1992, Wilson, 1993, Wilson and Taylor, 1996, Piau, 1996). Similar equations for Herschel-Bulkley viscosity function can be obtained (Macosko, 1994).

Moreover, Lipscomb and Denn (1984) observed that yielding and flow must occur everywhere in complex flows in confined geometries, which is generally inconsistent with the classic Bingham plastic model. Wilson (1983) showed that, for suitably large yield stresses, yield surfaces can exist in confined complex geometries if the biviscosity law is employed, even when the Bingham plastic limit is approached. Piau (1996) explained that, if some deformation in the plug-flow region is allowed (either elastic or viscous), yield surfaces are possible whenever there are regions of deformation (or deformation rate) low enough as to require stress levels below the yield stress to be realized.

Recently, Barnes (1999a, 1999b) performed a comprehensive review about yield stress materials, reviving the argument that yield stress actually does not exist. He shows, for a large number of materials typically classified as viscoplastic, that when careful measurements are performed below the “yield stress”, it is found that flow actually takes place, and the viscosity function looks like the bi-viscosity model. However, an apparent yield stress can exist as a useful mathematical description of limited data, over a given range of flow conditions.

The present work analyzes numerically and experimentally the inertialess flow of a viscoplastic material through an axisymmetric sudden expansion and contraction. The main goal is to evaluate the performance of the GNL constitutive equation for the flow of viscoplastic materials in this complex flow situation, by comparing the numerical predictions with flow visualization results. In the numerical simulation, the governing equations were discretized with the aid of the finite volume method. A modified bi-viscosity model was used to avoid the numerical difficulty of the Von Mises criterion. Velocity and pressure fields were obtained numerically. In the experimental study, flow visualizations for two values of the geometrical parameter are performed, for a 0.5% Carbopol aqueous solution.

## 2. NUMERICAL MODELING

The flow studied is steady and axisymmetric and enters the large tube with a developed velocity profile. The fluid is modeled by the GNL constitutive equation and the viscosity function is given by the Herschel-Bulkley model (Bird et al., 1987).

For the steady flow of a viscoplastic material through a duct, the dimensionless mass and momentum equations are:

$$\text{div}^0 \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

$$\text{grad}^0 \phi v^0 = -\text{grad}^0 p + \frac{2\eta^0}{Re} \text{div}^0 (\text{grad}^0 \mathbf{v}^0) \quad (2)$$

where  $\mathbf{v}^0 = \mathbf{v} = R_{i-c} \mathbf{e}_i$  and  $p^0 = p = \frac{\rho}{2} (R_{i-c})^2$ . The dimensionless coordinates are  $x^0 = x = R_i$  and  $r^0 = r = R_i$ . The characteristic shear rate  $\dot{\gamma}_c$  is taken as equal to the developed value of the shear rate at tube wall at the upstream tube, given by (Soares et al., 1997):

$$\dot{\gamma}_c = \frac{\dot{\gamma}_{R_i; \text{fil}}}{K} = \frac{\eta}{R_i} \frac{n+1}{2n} \left[ \frac{1}{2} (1+r_0^0) + \frac{n}{2n+1} r_0^0 (1+r_0^0)^2 + \frac{n}{3n+1} (1+r_0^0)^3 \right]^{1/n} \quad (3)$$

In this equation  $r_0^0 = \dot{\gamma}_0^0 = \dot{\gamma}_0 = \dot{\gamma}_{R_i}$  is the dimensionless yield stress. The quantities  $\dot{\gamma}_{R_i}$ ,  $\eta$  and  $R_i$  are the shear stress at wall, mean velocity and radius of the smaller tube (radius  $R_i$ ), respectively. The characteristic viscosity is chosen as the viscosity at the characteristic shear rate,  $\eta_c = \eta(\dot{\gamma}_c)$  and the Reynolds number is defined as  $Re = \frac{2\eta_c R_i}{\rho \dot{\gamma}_c}$ .

The boundary conditions are the usual no-slip condition at walls, the symmetry condition at the centerline and locally parabolic flow at the outlet. The flow was solved only for the central and the downstream tubes. At the inlet of the central tube, the flow was considered hydrodynamically developed and the velocity profile is given by:

$$u_{R_i; \text{fil}}^0(r^0) = \begin{cases} \frac{n}{n+1} \left[ \frac{1}{1+r_0^0} \right]^{1/n} (1+r_0^0)^{\frac{n+1}{n}} - (r^0 - r_0^0)^{\frac{n+1}{n}} & \text{if } r^0 > r_0^0 \\ \frac{n}{n+1} (1+r_0^0) & \text{if } r^0 < r_0^0 \end{cases} \quad (4)$$

As discussed previously, a modified bi-viscosity model was used for the viscosity function:

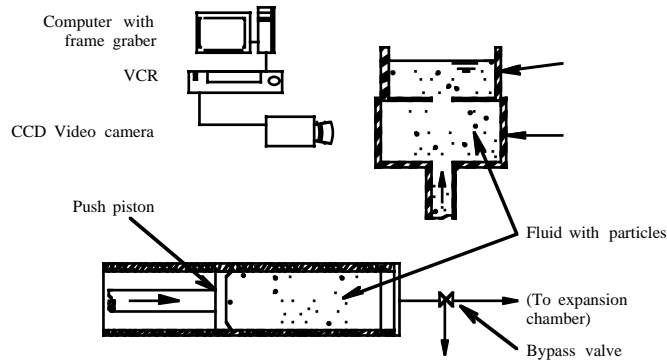


Figure 2: Schematic of the experimental apparatus

$$\mu_0 = \begin{cases} \frac{\dot{\gamma}_0^0}{\dot{\gamma}_{large}^0} + (1 - \frac{\dot{\gamma}_0^0}{\dot{\gamma}_{large}^0})^{-n_i - 1} & \text{if } \dot{\gamma}_0^0 > \dot{\gamma}_{small}^0 \\ \dot{\gamma}_{large}^0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (5)$$

where  $\dot{\gamma}_0^0 = \dot{\gamma}_c$ ,  $\dot{\gamma}_{large}^0 = \dot{\gamma}_c$  and  $\dot{\gamma}_{small}^0 = \dot{\gamma}_{R_i}$  are the dimensionless shear rate, viscosity and yield stress, respectively. We adopted  $\dot{\gamma}_{large}^0 = 1000$  (Beverly and Tanner, 1992). Then,  $\dot{\gamma}_{small}^0 = \dot{\gamma}_0^0 (1 - \frac{\dot{\gamma}_0^0}{\dot{\gamma}_{large}^0})^{n_i - 1}$ ,  $\dot{\gamma}_0^0 = 1000$

## 2.1 Numerical solution

The conservation equations of mass and momentum are discretized by the finite-volume method described by Patankar (1980). Although the Reynolds number values were kept below 0.01 for all cases, the inertia terms were kept in the momentum equations. Staggered velocity components are employed to avoid unrealistic pressure fields. The SIMPLE algorithm (Patankar, 1980) was used, in order to couple the pressure and velocity. The resulting algebraic system is solved by the TDMA line-by-line algorithm (Patankar, 1980) with the block correction algorithm (Settari and Aziz, 1973) to increase the convergence rate.

The mesh utilized is uniform per zones in the axial and radial directions. For the cases with  $L_0 = D_0 = 0.5$ , a  $102 \times 82$  mesh was used and for the other cases the mesh used was equal to  $122 \times 82$ . The downstream tube length was fixed equal to  $10R_i$ , in order to avoid the influence of the outlet boundary on the flow. To validate the numerical solution, some tests are performed. The error obtained for the product of the friction factor and the Reynolds number with respect to the exact value ( $fRe = 8 - D = \gamma$ ), for a fully developed Newtonian flow at the downstream tube was equal to 5%, while for the Herschel-Bulkley material the error was always less than 2%.

## 3. EXPERIMENTAL APPARATUS

A schematic view of the experimental apparatus is shown in Fig. 2. A single-piston/cylinder pump was used to drive the flow through the transparent plexiglas-made expansion/contraction. The transparent fluid was mixed with light reflective particles to allow the flow visualization. The flow of the particle-laden fluid was recorded. Afterwards, the movie was digitized and the images processed with a computer. The particles were highlighted and the background removed with software to obtain the streamlines.

The pumping system consists of an actuator that pushes a piston in a cylinder. The two Aluminum cylinders used are 600 mm long and have diameters of 57.3 mm and 12.7 mm. The corresponding flow rates are respectively  $361 \text{ mm}^3/\text{s}$  for the viscoplastic fluid and  $17.7 \text{ mm}^3/\text{s}$  for the Newtonian case. The Reynolds number of the flow was kept below 0.01 for all cases, to assure no inertial effects. A bypass valve was used to remove air bubbles from the transparent

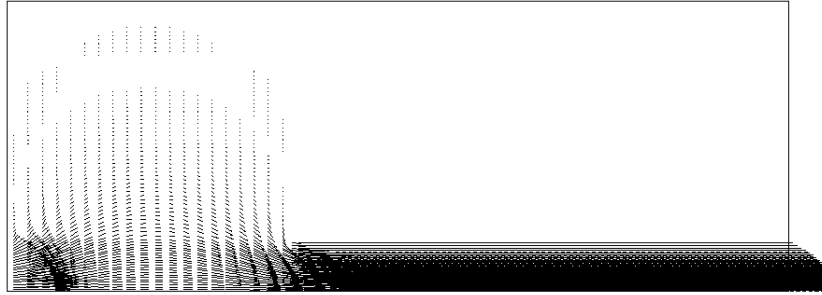


Figure 3: Velocity vectors  $\tau_0^0 = 0$  (Newtonian)  $L_0/D_0 = 0.5$

manifold before starting the videotape.

The expansion/contraction chamber was made of 57.7 mm diameter transparent plexiglas tube and has an overflow chamber on top to hold the fluid. The flow was vertical and upwards. We used a black and white CCD camera, model KP-M1 (Hitachi Denshi, Ltda.), coupled to either a 12.5-75 mm /f1.8 (Toyo Optics, Japan) or a 18-108mm/f2.5 (Computar, Japan) zoom lens, connected to a good quality standard VCR. The light source is a 300 W Kodak Ecktagraphic IIIE-plus slide projector (Kodak Company, USA). In the projector slide chamber, an Aluminum slide 1.6 mm thick and having a 1.1 mm wide vertical slot was used to create a plane of light about 2 mm wide. The camera was positioned perpendicular to this plane of light. The videotape was digitized with a Power Mac 8500/120 (Apple Computer Inc.) and the public domain NIH Image v. 1.6.1 program (National Institutes of Health USA).

### 3.1 Fluids

The measurements were done for two different fluids, a polymeric aqueous solution (viscoplastic) and a polyethylene glycol (Newtonian). All concentrations were measured by weight. The 0.5% Carbopol 676 (B. F. Goodrich Chemical Co., USA) aqueous solution was neutralized with 0.04% Sodium Hydroxide (Rhos Ltda., Brazil). The viscosity of this solution is highly dependent on its pH, which was kept at a value of 6.0. The viscosity for this solution was observed to decrease sharply with increasing shear rate. For the Carbopol solution both the viscosity and shear stress fit well to a Herschel-Bulkley model. The rheological properties obtained using a rotational rheometer (Physica UDS 200) are  $\tau_0 = 78.3 \text{ Pa}$  and  $K = 111 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  and  $n = 0.4$ . The fluid density is essentially equal to that of water, i.e.,  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ . For the Newtonian fluid we used an aqueous solution of 55% polyethylene glycol (Polietileno glicol 6000, Vetec Ltda., Brazil). This concentration is close to the saturation point at room temperature. We measured the viscosity of this solution and found a constant value for a wide range of shear rates. The density was found to be  $1090 \text{ kg/m}^3$  for this Newtonian solution. Both solutions were transparent, and the visualization was possible by mixing light reflecting Pliolite particles (GoodYear Inc, USA) in the solutions. The particle diameters were between 149 and 250  $\mu\text{m}$  and the concentrations in the solutions ranged between 0.08 and 0.12%.

## 4. RESULTS AND DISCUSSION

As stated earlier, all the numerical and experimental results obtained pertain to negligible inertia ( $Re = \rho \gamma D_c < 1 \times 10^2$ ). Two different values of the ratio  $L_0/D_0$  were analyzed, viz.  $L_0/D_0 = 0.5$  and 1. The results for larger values of  $L_0/D_0$  are qualitatively similar to the ones obtained for  $L_0/D_0 = 1$ .

Figures 3–5 show the velocity vectors obtained numerically for  $L_0/D_0 = 0.5$  and for  $\tau_0^0 = 0$  (Newtonian) 0.4 and 0.7. The flow patterns observed show an interesting structure. In the downstream tube (radius  $R_i$ ), the core region is the region of lowest velocity gradients, and hence

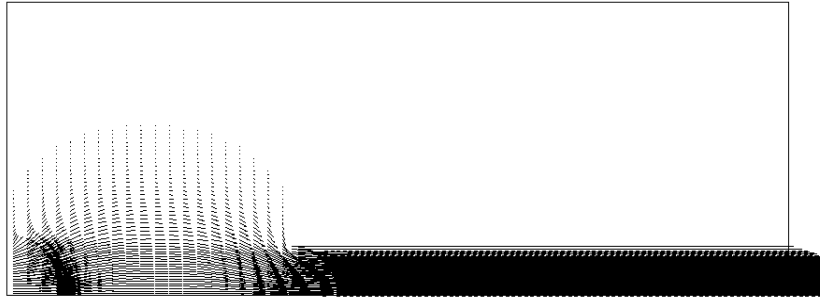


Figure 4: Velocity vectors  $\alpha_0^0 = 0.14; L/D = 0.5$

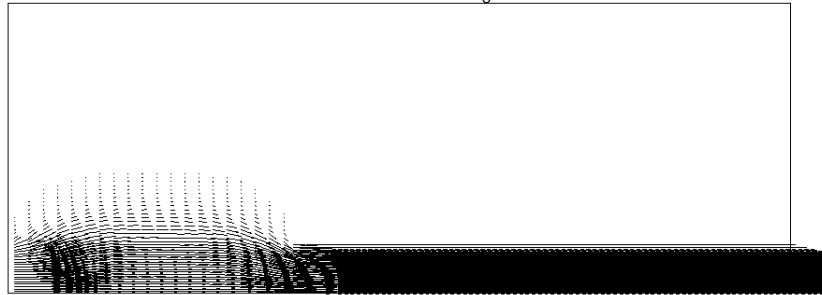


Figure 5: Velocity vectors  $\alpha_0^0 = 0.7; L/D = 0.5$

of lowest stresses. Near the wall, the velocity gradient is larger, and so is the stress. Therefore, the centerline region is a region where the stress is lower than the yield stress, and the material move as a solid body. This region is called the plug flow region. The plug flow region increases with the yield stress, as it can be seen in Figs. 3–5 and 7–9. In the large duct (radius  $R_o$ ), the plug region close to the centerline is also present, except close to the expansion and contraction planes, where the velocity gradients are high. Away from the centerline and adjacent to the tube wall, there is a region where the velocities are rather small, leading to small velocity gradients and stresses lower than the yield stress. The non-zero but small velocities in this region is consistent with the bi-viscosity model. It can be noted that the nearly-stagnant region increases with the yield stress, as expected. For the Newtonian case, negative values of the velocity indicate a slow recirculating flow in this region.

Flow visualizations for the viscoplastic material for  $L_o=D_o = 0.5$  and 1 are shown in Fig. 6. It can be observed that there is no flow in a large region adjacent to the wall for  $L_o=D_o = 0.5$  (left picture). Furthermore, from the movie it can be observed that the velocity profile is rather flat the core region, with a steep decrease to zero towards the stagnant region. Within our limited observations, it looks like the velocity profile is discontinuous, i.e., as if internal slip occurs. This behavior is qualitatively different from that one inferred from the numerical solution, where the velocity smoothly decreases to zero near this limiting region. Moreover, the stagnant region observed experimentally is significantly larger than the one predicted by the numerical approach. For the Newtonian liquid, we have been facing problems of operational nature, and flow visualization results are not yet available.



Figure 6: Experimental streamlines for the viscoplastic liquid  $\alpha_0^0 = 0.14; L/D = 0.5$  and 1

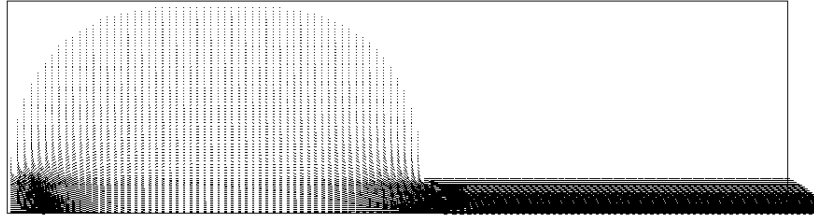


Figure 7: Velocity vectors  $r_0^0 = 0$  (Newtonian);  $L=D = 1$

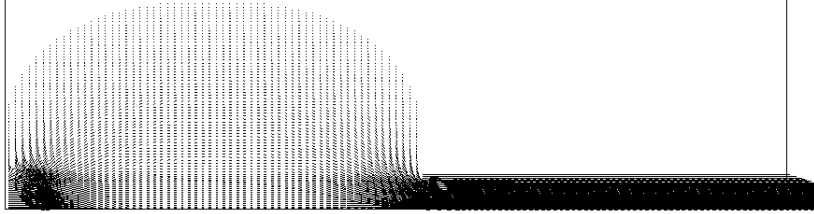


Figure 8: Velocity vectors  $r_0^0 = 0.14$ ;  $L=D = 1$

The velocity vectors for  $L_0=D_0 = 1$  and for  $r_0^0 = 0$  (Newtonian), 0.14 and 0.7 are shown in Figs. 7–9. Flow patterns obtained experimentally for the viscoplastic material and  $L_0=D_0 = 1$  is shown in Fig. 6. It can be observed that the flow patterns are different from that ones obtained for  $L_0=D_0 = 0.5$ . In these cases, all the fluids flow in similar patterns, with no stagnant region, not even for the viscoplastic materials. For this case, the numerical and experimental observations are in good agreement.

## 5. CONCLUSIONS

This paper investigates the performance of the GNL constitutive equation for the flow of viscoplastic materials in a complex geometry, namely, an axisymmetric duct consisting of an expansion followed by a contraction. The governing equations of mass and momentum are solved numerically via a finite-volume technique. The numerical solution gives the velocity, viscosity and pressure fields. The flow pattern was also obtained experimentally.

It is observed that the flow pattern obtained numerically with the bi-viscosity model agree well with the experimental ones only for larger values of  $L_0=D_0$ . Experimental observations indicate that there is a flow pattern transition for  $L_0=D_0 < 1$ . Below this value, the viscoplastic material starts to fracture near the core region of the flow. The numerical solution was not able to predict this behavior. The results obtained numerically give a smooth velocity profile through the radius of the duct. For  $L_0=D_0 > 1$  all the materials yield the same qualitative flow pattern, no fracture being observed. The numerical predictions for this case are in good agreement with the experimental observations.

## ACKNOWLEDGEMENTS

Financial support for the present research was provided by CNPq and MCT.

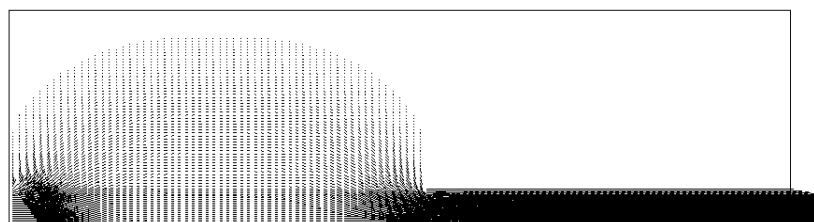


Figure 9: Velocity vectors  $r_0^0 = 0.7$ ;  $L=D = 1$



## REFERENCES

- † Abdali, S.S., Mitsoulis, E. and Markatos, N.C., 1992, “Entry and exit flows of Bingham fluids”, *J. Rheology*, V. 36, pp. 389.
- † Barnes, H.A., 1999a, “A brief history of the yield stress”, *Appl. Rheol.*, V. 9 (6), pp. 262–266.
- † Barnes, H.A., 1999b, “Yield stress – a review, or ...fi 3 çfi%† – everything flows?”, *J. Non-Newtonian Fluid Mech.*, V. 81, pp. 133.
- † Bird, R.B., Armstrong, R.C. and Hassager, O., 1987, “Dynamics of Polymeric Liquids”, Ed. Wiley.
- † Bird, R.B., Dai, G.C. and Yarusso, B.J., 1983, “The rheology of flows of viscoplastic materials”, *Rev. Chem. Eng.*, V. 1, pp.1–70.
- † Beverly, C.R. and Tanner, R.I., 1992, “Numerical analysis of three-dimensional Bingham plastic flow”, *J. Non-Newtonian Fluid Mechanics* , V. 42, pp.85–115.
- † Ellwood, K.R.J., Georgiou, G.C., Papanastasiou, C.J. and Wilkes, J.O., 1990, “Laminar jets of Bingham-plastic liquids”, *J. Rheol.*, V. 34, pp.787–812.
- † Gartling, D.K. and Phan-Thien, N., 1984, “A numerical simulation of a plastic fluid in a parallel-plate plastometer”, *J. Non-Newt. Fluid Mech.* , V. 14, pp.347–360.
- † Lipscomb, G.G. and Denn, M.M., 1984, “Flow of Bingham fluids in complex geometries”, *J. Non-Newt. Fluid Mech.* , V. 14, pp.337–346.
- † Macosko, C.W., 1994, “Rheology: Principles, Measurements, and Applications”, Ed. VCH.
- † Naccache, M.F. and Souza Mendes, P.R., 1997, “Abrupt Expansion Flows of Bingham Materials”, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, CDROM.
- † O’Donovan, E.J. and Tanner, R.I., 1984, “Numerical study of the Bingham squeeze film problem”, *J. Non-Newt. Fluid Mech.* , V. 15, pp.75–83.
- † Pak, B., Cho, Y.I. and Choi, S.U.S., 1990, “Separation & Reattachment of Non-Newtonian Fluid Flows in a Sudden Expansion Pipe”, *J. Non-Newt. Fluid Mech.* , V. 37, pp.175–199.
- † Papanastasiou, T.C., 1987, “Flows of materials with yield”, *J. Rheol.* , V. 31, pp.385–404.
- † Patankar, S. V., 1980, “Numerical Heat Transfer & Fluid Flow”, Hemisphere Pub. Corp..
- † Piau, J.M., 1996, “Flow of a yield stress fluid in a long domain. Application to flow on an inclined plane”, *J. Rheol.* , V. 40, pp.711–723.
- † Settari, S. and Aziz, K. , 1973, “A Generalization of the Additive Correction Methods for the Iterative Solution of Matrix Equations”, *SIAM J. Num. Anal.* , V. 10, pp.506–521.
- † Soares, M., Souza Mendes, P.R. and Naccache, M.F., 1997, “Heat Transfer to Viscoplastic Fluids in Laminar Flow Through Isothermal Short Tubes”, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, V. XIX (1), pp.1–14.
- † Vradis, G. C., Dougher, J. and Kumar, S., 1992, “Entrance pipe flow and heat transfer for a Bingham plastic”, *Int. J. Heat Mass Transfer* , V. 35, pp.543–552.
- † Vradis, G. C. and Ötügen, M. V., 1997, “The Axisymmetric Sudden Expansion Flow of a Non-Newtonian Viscoplastic Fluid”, *J. of Fluids Engineering* , V. 110, pp.193–200.
- † Wilson, S.D.R., 1993, “Squeezing flow of a yield-stress fluid in a wedge of slowly-varying angle”, *J. Non-Newt. Fluid Mech.* , V. 50, pp.45–63.
- † Wilson, S. D. R. and Taylor, A. J. , 1996, “The channel entry problem for a yield stress fluid”, *J. Non-Newt. Fluid Mech.* , V. 65, pp.165–176.

# UMA COMPARAÇÃO ENTRE DUAS METODOLOGIAS PARA SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES USANDO ELEMENTOS DE SEGUNDA ORDEM

**Rudolf Huebner\***

**Mauri Fortes\*\***

\*Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. e-mail : rudolf@demec.ufmg.br

\*\*Centro Universitário de Belo Horizonte-UNI-BH, Rua Diamantina , 529, 31110-320, Belo Horizonte, MG, Brasil. e-mail : maurif@uol.com.br

## Resumo

O presente trabalho tem por objetivo analisar duas metodologias para solução de problemas de escoamento incompressível. Ambas metodologias consistem em uma formulação de Petrov-Galerkin, porém uma faz uso de um método direto para solução do sistema de equações enquanto a outra consiste em um esquema segregado para solução do sistema de equações. As duas metodologias são empregadas na solução de diversos casos de escoamentos laminares e os resultados são comparados entre si e com dados existentes na literatura.

**Palavras- Chaves :** Petrov-Galerkin, Navier-Stokes, Elementos Finitos, Escoamento Incompressível

## 1.INTRODUÇÃO

O método de Galerkin é muito eficiente para analisar problemas lineares auto-adjuntos e problemas não lineares de valores nos contornos. Em problemas de mecânica dos fluidos e problemas convectivos-difusivos (problemas não auto-adjuntos) a matriz associada ao termo convectivo não é simétrica (devido ao caráter não adjunto, assimétrico, do operador diferencial convectivo). Devido a este fato, as soluções obtidas podem apresentar um comportamento oscilatório e, para que se obtenham soluções precisas e sem oscilações, deve-se utilizar malhas muito refinadas. As limitações da formulação de Galerkin, principalmente no que se refere à falsa difusão e à dispersão numérica, podem ser superadas utilizando-se os chamados esquemas a montante (*upwind*) ou formulações de Petrov-Galerkin (Brooks e Hughes, 1982; Hughes, 1978; Sampaio, 1990; Rice e Schnipke, 1986).

Os esquemas do tipo a montante (*upwind*) eliminam oscilações mas não são precisos. Assim, (Hughes, 1978) propôs um método que consiste em modificar a forma de integração numérica do termo convectivo. Uma grande vantagem desse tipo de aproximação é que o grau de 'upwinding' pode ser continuamente controlado a fim de melhorar a precisão dos resultados.

(Brooks e Hughes, 1982) utilizaram o método de Petrov-Galerkin, segundo o qual as funções de peso (teste) e as funções de forma são escolhidas em espaços diferentes. Assim, propuseram uma formulação que modifica as funções de teste através da adição de uma perturbação. Este esquema é chamado de método de Petrov-Galerkin de linhas de corrente a montante (Streamline Upwind Petrov-Galerkin, SUPG). Uma vantagem do método de Petrov-Galerkin de linhas de corrente a montante é que o problema de falsa difusão é reduzido sensivelmente.

(Shaw, 1991) desenvolveu um esquema de solução segregada que tem por base o algoritmo SIMPLER (Patankar, 1980). Neste esquema as componentes da velocidade são calculadas pelas equações de quantidade de movimento e efetuam-se correções para velocidade e pressão, a fim de satisfazer a equação da continuidade. O esquema proposto por Shaw permite que se usem interpolações lineares para pressão e velocidades. O método se mostrou instável ao ser aplicado a problemas com números de Reynolds mais elevados levando assim à necessidade de se utilizarem técnicas ‘upwind’, tal como o SUPG ou o método de integração proposto por (Hughes, 1978).

O método proposto por (Sampaio, 1991) consiste em uma formulação de Petrov-Galerkin que é obtida a partir da aplicação da formulação de mínimos quadrados dos resíduos das equações (de quantidade de movimento e continuidade). A metodologia permite que interpolações lineares sejam usadas para velocidade e pressão. Uma desvantagem da metodologia proposta por Sampaio é que deve-se utilizar um método direto de solução de equações. Este trabalho tem por objetivo implementar e analisar duas alternativas de solução de problemas de escoamento incompressível, verificar a possibilidade de se utilizarem métodos diretos e segregados de solução quando do uso destas formulações e analisar a aplicabilidade das metodologias no que se refere ao uso de elementos que utilizam funções de interpolação de segunda ordem.

## 2. METODOLOGIA

As equações desenvolvidas nesta seção são formuladas considerando que o escoamento é em regime transiente, incompressível e axis-simétrico. As equações de quantidade de movimento e continuidade são escritas como :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( r \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + b_x \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( r \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] - \mu \frac{v}{r^2} + b_r \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0 \quad (3)$$

em que  $u$  e  $v$  são as componentes da velocidade nas direções  $x$  e  $r$  respectivamente,  $p$  é a pressão,  $\rho$  é a densidade,  $\mu$  é a viscosidade do fluido,  $t$  é o tempo e  $b_x$  e  $b_r$  são as componentes da força de corpo.

As equações de quantidade de movimento são discretizadas no tempo usando um esquema de diferenças centradas (conforme indica o índice  $n+1/2$ ) :

$$F_x - b_x^{n+1/2} = 0 \quad (4)$$

$$F_r - b_r^{n+1/2} = 0 \quad (5)$$

com

$$F_x = \frac{\rho}{\Delta t} (u^{n+1} - u^n) + \rho u^n \frac{\partial u^{n+1/2}}{\partial x} + \rho v^n \frac{\partial u^{n+1/2}}{\partial r} - \mu \nabla^2 u^{n+1/2} + \frac{\partial p^{n+1/2}}{\partial x} \quad (6)$$

$$F_r = \frac{\rho}{\Delta t} (v^{n+1} - v^n) + \rho u^n \frac{\partial v^{n+1/2}}{\partial x} + \rho v^n \frac{\partial v^{n+1/2}}{\partial r} - \mu \nabla^2 v^{n+1/2} + \frac{\partial p^{n+1/2}}{\partial r} + \mu \frac{v^{n+1/2}}{r^2} \quad (7)$$

A discretização das variáveis dependentes é feita por meio das interpolações quadráticas para velocidade e pressão:

$$\hat{u}^{n+1} = N_a u_a^{n+1} \quad \hat{v}^{n+1} = N_b v_b^{n+1} \quad \hat{p}^{n+1} = N_c p_c^{n+1} .$$

As equações de quantidade de movimento discretizadas podem ser escritas como :

$$\hat{F}_x = \frac{\rho}{\Delta t} (\hat{u}^{n+1} - \hat{u}^n) + \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1/2}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1/2}}{\partial r} - \mu \nabla^2 \hat{u}^{n+1/2} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1/2}}{\partial x}, \quad (8)$$

$$\hat{F}_r = \frac{\rho}{\Delta t} (\hat{v}^{n+1} - \hat{v}^n) + \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1/2}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1/2}}{\partial r} - \mu \nabla^2 \hat{v}^{n+1/2} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1/2}}{\partial r} + \mu \frac{\hat{v}^{n+1/2}}{r^2}. \quad (9)$$

Substituindo  $F_x$ ,  $F_r$  por  $\hat{F}_x$ ,  $\hat{F}_r$  e usando as equações (4) e (5) pode-se escrever a soma do quadrado dos resíduos das equações de quantidade de movimento.

$$S = \int_{\Omega} [\hat{F}_x - b_x^{n+1/2}]^2 d\Omega + \int_{\Omega} [\hat{F}_r - b_r^{n+1/2}]^2 d\Omega. \quad (10)$$

A equação acima pode ser minimizada com relação aos parâmetros  $u_i^{n+1}$ ,  $v_k^{n+1}$  e  $p_l^{n+1}$  :

$$\frac{\partial S}{\partial u_i^{n+1}} = \int_{\Omega} 2[\hat{F}_x - b_x^{n+1/2}] \frac{\partial \hat{F}_x}{\partial u_i^{n+1}} d\Omega = 0, \quad (11)$$

$$\frac{\partial S}{\partial v_k^{n+1}} = \int_{\Omega} 2[\hat{F}_r - b_r^{n+1/2}] \frac{\partial \hat{F}_r}{\partial v_k^{n+1}} d\Omega = 0, \quad (12)$$

$$\frac{\partial S}{\partial p_l^{n+1}} = \int_{\Omega} 2[\hat{F}_x - b_x^{n+1/2}] \frac{\partial \hat{F}_x}{\partial p_l^{n+1}} d\Omega + \int_{\Omega} 2[\hat{F}_r - b_r^{n+1/2}] \frac{\partial \hat{F}_r}{\partial p_l^{n+1}} d\Omega = 0. \quad (13)$$

As equações (11) e (12) podem ser encaradas como o método de Petrov-Galerkin para as equações de quantidade de movimento.

$$\int_{\Omega} (N_i + W_i) [\hat{F}_x - b_x^{n+1/2}] d\Omega = 0, \quad (14)$$

$$\int_{\Omega} (N_k + W_k) [\hat{F}_r - b_r^{n+1/2}] d\Omega = 0, \quad (15)$$

onde

$$W_i = \frac{\Delta t}{2} \left( \hat{u}^n \frac{\partial N_i}{\partial x} + \hat{v}^n \frac{\partial N_i}{\partial r} \right) - \frac{\mu \Delta t}{2\rho} \nabla^2 N_i, \quad (16)$$

$$W_k = \frac{\Delta t}{2} \left( \hat{u}^n \frac{\partial N_k}{\partial x} + \hat{v}^n \frac{\partial N_k}{\partial y} \right) - \frac{\mu \Delta t}{2\rho} \nabla^2 N_k + \frac{N_k \mu}{2r^2}. \quad (17)$$

O parâmetro  $\Delta t$  nas equações acima é calculado da seguinte maneira :

$$\Delta t = \frac{\alpha h}{|u|} \quad (18)$$

em que,  $\alpha = \coth\left(\frac{Re}{2}\right) - \frac{2}{Re}$ ,  $Re = \frac{\rho|u|h}{\mu}$  é o número de Reynolds do elemento e  $h$  é o comprimento característico do elemento.

$W_i$  e  $W_k$  são descontínuas nos contornos dos elementos, e assim, os termos ponderados por estas funções deverão ser integrados apenas no interior dos elementos, como indicado por Brooks e Hughes (1982). Usando o teorema de Green nos termos viscosos, ponderados segundo Galerkin nas equações (14) e (15) e considerando o limite quando os valores de  $u$ ,  $v$  e  $p$  avaliados no instante  $n+1$  tendem aos valores de  $u$ ,  $v$  e  $p$  avaliados no instante  $n$ , obtém-se as seguintes equações:

$$\int_{\Omega} (N_i + W_i) \left[ \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial r} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial x} - b_x \right] d\Omega \quad (19)$$

$$+ \int_{\Omega} \mu \nabla N_i \cdot \nabla \hat{u}^{n+1} d\Omega - \int_{\Omega} W_i \mu \nabla^2 \hat{u}^{n+1} d\Omega = \int_{\Gamma} N_i \mu \nabla \hat{u}^{n+1} \cdot n d\Gamma$$

$$\int_{\Omega} (N_k + W_k) \left[ \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial r} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial r} + \mu \frac{\hat{v}^{n+1}}{r^2} - b_r \right] d\Omega \quad (20)$$

$$+ \int_{\Omega} \mu \nabla N_k \cdot \nabla \hat{v}^{n+1} d\Omega - \int_{\Omega} W_k \mu \nabla^2 \hat{v}^{n+1} d\Omega = \int_{\Gamma} N_k \mu \nabla \hat{v}^{n+1} \cdot n d\Gamma$$

onde  $\mathbf{n}$  é o vetor unitário normal ao contorno.

A equação para pressão é obtida combinando-se a equação de continuidade, na sua forma discretizada, com a equação (13). Considerando o limite para regime permanente temos :

$$\int_{\Omega} \frac{\Delta t}{\rho} \frac{\partial N_i}{\partial x} \left[ \rho \hat{u}^{n+1} \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^{n+1} \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial r} - \mu \nabla^2 \hat{u}^{n+1} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial x} - b_x \right] d\Omega +$$

$$\int_{\Omega} \frac{\Delta t}{\rho} \frac{\partial N_i}{\partial y} \left[ \rho \hat{u}^{n+1} \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^{n+1} \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial r} - \mu \nabla^2 \hat{v}^{n+1} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial r} + \mu \frac{\hat{v}^{n+1}}{r^2} - b_r \right] d\Omega + \quad (21)$$

$$\int_{\Omega} N_i \left( \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial r} + \frac{\hat{v}}{r} \right)^{n+1} d\Omega = 0$$

As equações de quantidade de movimento (19) e (20) e a equação de pressão-continuidade (21) constituem o sistema a ser resolvido. Pelo menos um valor de referência para pressão deve ser definido a fim de se obter um problema bem colocado.

Como na maioria dos problemas não-lineares, alguma forma de relaxação é necessária a fim de se obter uma solução convergida. No caso da metodologia segregada uma relaxação linear na forma

$$\phi_r = \alpha \phi_n + (1-\alpha) \phi_o \quad (22)$$

é aplicada às variáveis  $u$ ,  $v$  e  $p$ . Na equação acima  $\phi_r$  é o valor relaxado,  $\phi_n$  é valor obtido na iteração atual e  $\phi_o$  é o valor da iteração anterior.

A solução do sistema resultante de equações é realizada de duas formas. No caso da formulação segregada o sistema é resolvido conforme a seqüência mostrada abaixo.

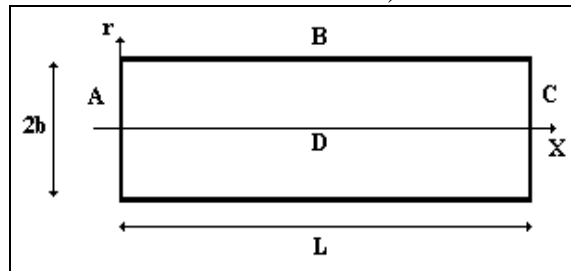
1. Obtenção de  $u$  - equação (19)
2. Atualização de  $u$  - equação (23)
3. Obtenção de  $v$  - equação (20)
4. Atualização de  $v$  - equação (23)
5. Obtenção de  $p$  - equação (21)
6. Atualização de  $p$  - equação (23)
7. Se a solução convergiu pare, caso contrário retorne ao passo 1.

No caso da formulação direta (Sampaio) os passos (1), (3) e (5) são realizados simultaneamente e a equação 22 não é necessária ao longo do processo. O *solver* utilizado nas duas formulações é uma adequação, para um ou três graus de liberdade, do método de solução

frontal apresentado em (Taylor e Hughes, 1981). Nas duas metodologias a solução é considerada convergida quando  $|\phi_r - \phi_{r\text{ anterior}}| \leq \epsilon$ .

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, serão apresentados problemas que ilustram a aplicação da formulação proposta. O primeiro problema a ser considerado é o escoamento plenamente desenvolvido no interior de um tubo. A figura 1 mostra a geometria considerada. Devido à simetria do problema somente metade da região foi discretizada. O número de Reynolds para o escoamento foi 56 (baseado na velocidade média e diâmetro do tubo).



**Figura 1.** Geometria e dimensões características ( $b=0,5\text{m}$  e  $L=50\text{m}$ )

A região foi discretizada utilizando uma malha uniforme com 5 elementos ao longo da direção  $x$  e 5 ao longo da direção  $y$ . As condições de contorno utilizadas foram :

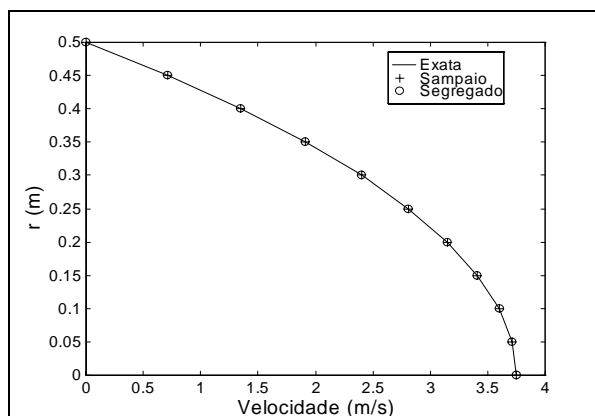
Na entrada (A) :  $p = 100 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$

Na parede (B) :  $u = 0 \quad v = 0$

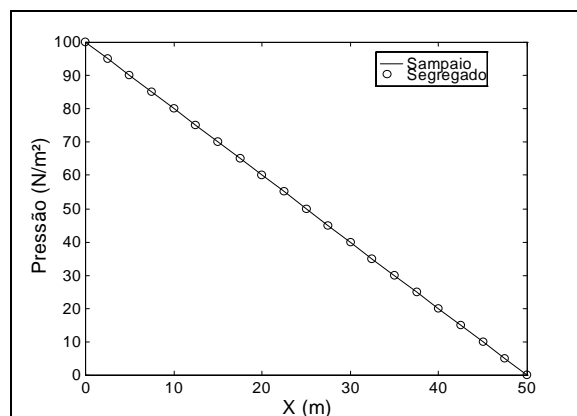
Na saída (C) :  $p = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$

No plano de simetria (D) :  $v = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial r} = 0$

Na análise do problema o critério de convergência usado foi de  $(10^{-3})$  e nenhuma relaxação foi necessária para obtenção dos campos de pressão e velocidade. A formulação de Sampaio necessitou de uma iteração para satisfazer o critério de convergência enquanto a segregada necessitou de duas iterações.



**Figura 2.** Perfil de velocidade na saída



**Figura 3.** Perfil de pressão ao longo de  $x$

A figura 2 mostra o perfil de velocidade na saída do domínio e pode-se observar que as soluções obtidas coincidem com a solução exata. A variação linear do perfil de pressão ao longo da direção  $x$  é mostrada na figura 3.

O segundo problema considerado foi o escoamento em desenvolvimento no interior de um duto circular. O domínio analisado apresenta a mesma geometria do problema anterior, exceto o comprimento do domínio (L) que passou a ser igual a 15. O número de Reynolds para o escoamento foi 100 (baseado na velocidade média e diâmetro do tubo).

As condições de contorno utilizadas foram :

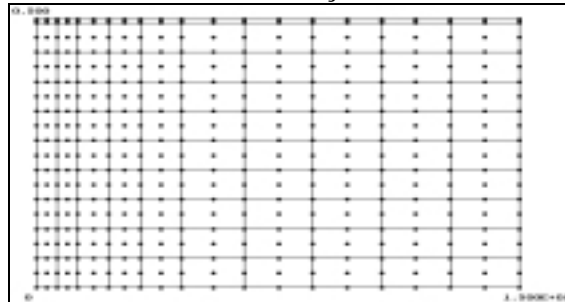
Na entrada (lado A, figura 1) :  $\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad u = 1 \quad v = 0$

Na parede (lado B, figura 1) :  $u = 0 \quad v = 0$

Na saída (lado C, figura 1) :  $p = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$

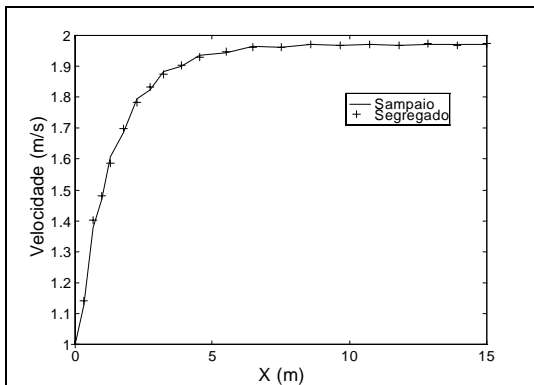
No plano de simetria (lado D, figura 1) :  $v = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial r} = 0$

A figura 4 mostra a malha utilizada nas simulações.

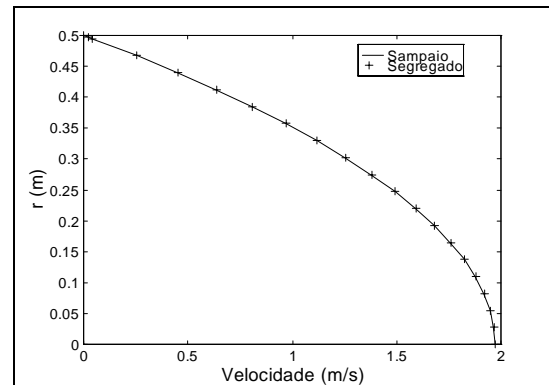


**Figura 4.** Discretização da região

Na análise do problema o critério de convergência usado foi de  $(10^{-3})$ . As velocidades não foram relaxadas e a pressão foi relaxada por um fator igual a  $5 \times 10^{-3}$ . A formulação de Sampaio convergiu em 5 iterações e a segregada exigiu 188 iterações.

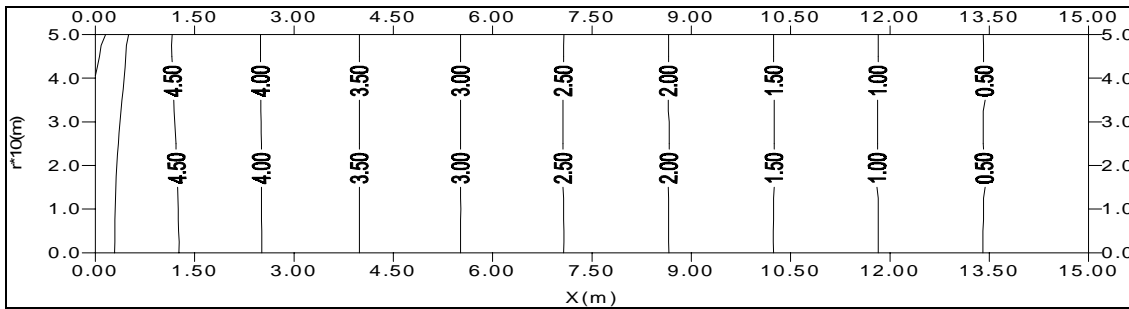


**Figura 5.** Variação de u na linha de centro

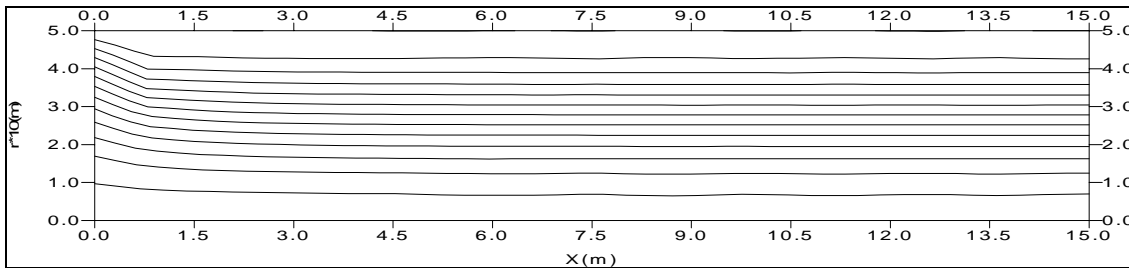


**Figura 6.** Perfis de velocidade na saída

A figura 5 mostra a variação da velocidade u ao longo da linha de centro. O comportamento da curva mostra que o comprimento de entrada se aproxima bem do valor de 5,65 m citado por Ward-Smith (1980). A figura 6 mostra que os perfis de velocidade obtidos se aproximam bem do perfil de velocidade de um escoamento completamente desenvolvido na região de saída. O campo de pressão obtido utilizando-se a metodologia segregada é mostrado na figura 7 (fora de escala). Nota-se que o campo não apresenta oscilações apesar do uso de interpolações de mesma ordem para velocidade e pressão. A figura 8 (fora de escala) mostra as linhas de corrente do escoamento ao se utilizar a formulação de Sampaio.

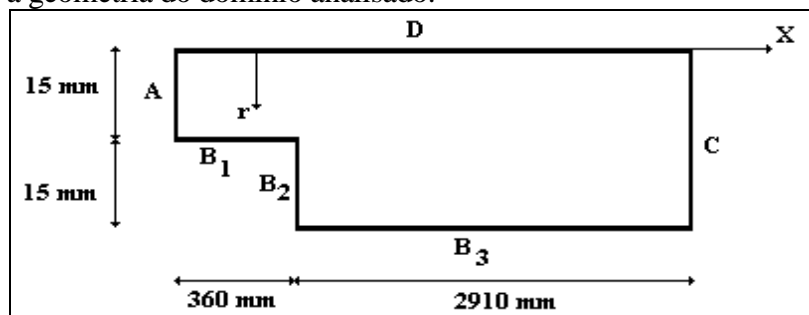


**Figura 7.** Campo de pressão obtido com a metodologia segregada



**Figura 8.** Linhas de corrente obtidas com a formulação de Sampaio

O último problema a ser considerado é o escoamento laminar em uma expansão abrupta. A figura 9 mostra a geometria do domínio analisado.



**Figura 9.** Geometria do domínio

As condições de contorno utilizadas foram :

Na entrada (A) : 
$$u(r) = -\frac{8 \cdot 10^4}{9} (r - 0,015) * (r + 0,015) ; v = 0 ; \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

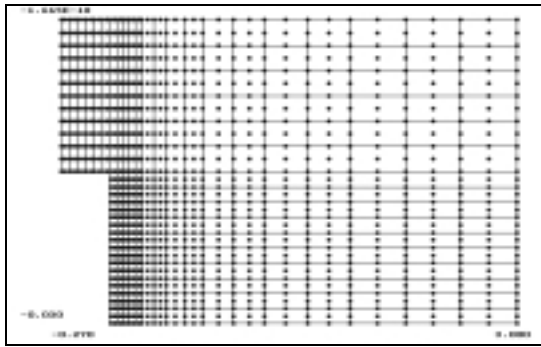
Nas paredes (B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> e B<sub>3</sub>) : 
$$u = 0 ; v = 0$$

Na saída (C) : 
$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 ; \frac{\partial v}{\partial x} = 0 ; p = 0$$

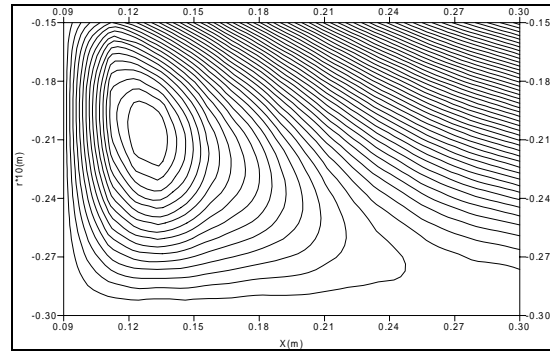
No plano de simetria (D) : 
$$v = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial r} = 0$$

O número de Reynolds foi 100 (baseado na velocidade média na entrada e no menor diâmetro da expansão). A malha utilizada é mostrada na figura 10. O critério de convergência utilizado foi igual a  $10^{-3}$ . As velocidades foram relaxadas por um fator igual a 0.5 e a pressão por um fator igual a  $10^{-3}$ . A formulação de Sampaio convergiu em 9 iterações e a segregada exigiu 172 iterações. A figura 11 (fora de escala) mostra as linhas de corrente numa região próxima ao degrau ao se utilizar a metodologia direta. O centro do vórtice e seu tamanho se aproximam bem dos valores sugeridos por Ward-Smith (1980). Na figura 12 observa-se o campo de pressão obtido pela metodologia segregada, numa região próxima ao degrau, nota-se que o mesmo é fisicamente consistente não apresentando qualquer tipo de oscilação.

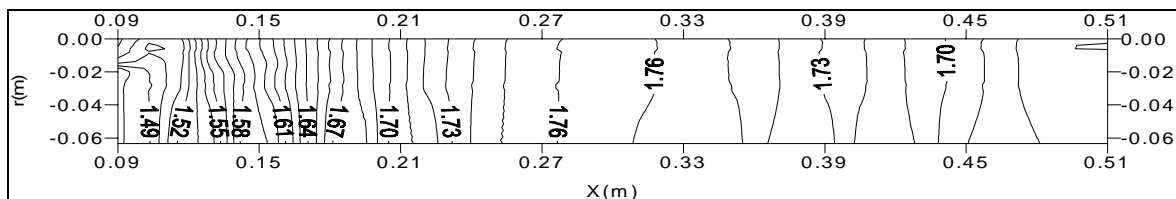




**Figura 10.** Malha utilizada na discretização



**Figura 11.** Linhas de corrente



**Figura 12.** Campo de pressão obtido com a metodologia segregada

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados mostram que a formulação originalmente proposta por Sampaio (1991) admite um esquema de solução na forma segregada e que ambas podem ser empregadas utilizando-se elementos quadráticos. Os resultados obtidos pelas duas formulações apresentam campos de pressões e velocidades consistentes apesar das ordens de interpolação utilizadas. O esquema segregado requer um número maior de iterações para convergir entretanto o esforço computacional envolvido em cada iteração é menor.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Brooks, A.N. & Hughes, T.J.R., 1982, "Streamline upwind Petrov-Galerkin formulation for convection dominated flows with particular emphasis on the incompressible Navier-Stokes Equations", Computer Methods in Applied Mec. and Engng.
- Hughes, T.J.R., 1978, "A simple scheme for developing "upwind" finite elements", Int. J. Num. Methods in Engng. 12: 1359-1365.
- Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Ed. Hemisphere, New York, 168p.
- Rice, J.G. & Schnipke, R.J., 1986, "An equal-order velocity-pressure formulation that does not exhibit spurious pressure modes", Comp. Methods Appl. Mech. Engng., 58: 135-149.
- Sampaio, P.A.B. de, 1990, "A Petrov-Galerkin modified operator formulation for convection-difusion problems", Int. J. Num. Methods in Engng. 30: 331-347.
- Sampaio, P.A.B. de, 1991, "A Petrov-Galerkin formulation for the incompressible Navier-Stokes equations using equal order interpolation for velocity and pressure", Int. J. Num. Methods in Engng. 31: 1135-1149.
- Shaw, C.T., 1991, "Using a segregated finite element scheme to solve the incompressible Navier-Stokes equations", Int. J. Num. Methods in Fluids 12: 81-92.
- Taylor, C. & Hughes, T.G., 1981, "Finite Element Programming of the Navier-Stokes Equations", Ed. Pineridge Press Ltd., Swansea, 244p.
- Ward-Smith, A.J, 1980, "Internal Fluid Flow", Ed. Clarendon Press, Oxford,, 566p.

# UMA METODOLOGIA SEGREGADA PARA SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DE NAVIER-STOKES

**Rudolf Huebner\***

**Mauri Fortes\*\***

\*Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. e-mail : rudolf@demec.ufmg.br

\*\*Faculdade de Ciências Gerenciais-UNA, Rua Sapucaí, 429, 30150-050, Belo Horizonte, MG, Brasil. e-mail : maurif@uol.com.br

## Resumo

O presente trabalho apresenta uma metodologia segregada para solução das equações de Navier-Stokes. O método consiste em uma formulação de Petrov-Galerkin obtida à partir da aplicação da formulação de mínimos quadrados aos resíduos das equações de quantidade de movimento. A presente metodologia permite que interpolações de mesma ordem sejam utilizadas para velocidade e pressão. O método é utilizado na solução de diversos casos de escoamentos laminares e os resultados são comparados com dados existentes na literatura.

**Palavras- Chaves :** Petrov-Galerkin, Navier-Stokes, Elementos Finitos, Escoamento Incompressível

## 1. INTRODUÇÃO

Problemas incompressíveis (ou ligeiramente compressíveis) de escoamento de fluidos geralmente são formulados em termos de velocidade e pressão e caem na categoria de problemas de formulação mista (Dyne e Heinrich, 1993). Em tais problemas, a condição de estabilidade de Babuska-Brezzi (CEBB) impõe restrições ao uso de funções de interpolação arbitrárias para velocidades e pressões. Pode-se mostrar que a violação da CEBB leva a um sistema singular de equações; para que não haja violação da CEBB, a interpolação utilizada para a velocidade deve ser de ordem superior à interpolação usada para a pressão (Zienkiewicz e Wu, 1991; Zienkiewicz e Taylor, 1989; Hughes, 1989). Formulações mistas, que não obedecem à CEBB podem gerar campos de pressão espúrios e apresentar dificuldade de convergência

Vários pesquisadores desenvolveram metodologias que contornam a CEBB, sem a utilização de ordens de interpolações diferentes (Schnipke e Rice, 1986; Sampaio, 1991; Shaw, 1991; Franca, Hughes e Ballestra, 1986).

Rice e Schnipke (1986) desenvolveram uma metodologia de aproximação *upwind* segregada. Nesta metodologia as equações de quantidade de movimento são discretizadas usando-se a formulação de Galerkin em todos os termos, exceto os termos convectivos. Os termos convectivos são tratados usando-se uma formulação *upwind* na direção das linhas de corrente. Esta metodologia não produz oscilações e reduz substancialmente a difusão numérica.

Shaw (1991) desenvolveu um esquema de solução segregada que tem por base o algoritmo SIMPLER (Patankar, 1980). O esquema proposto permite que se usem interpolações de mesma ordem para pressão e velocidades; entretanto a instabilidade do método ao ser aplicado a

problemas com números de Reynolds mais elevados mostra a necessidade de se utilizarem técnicas *upwind*, tais como a proposta por Hughes(1978).

Sampaio (1991), tendo por base uma formulação proposta por Franca et al. (1986), propôs o uso de uma outra metodologia para solução das equações de Navier-Stokes. O método consiste em uma formulação de Petrov-Galerkin que é obtida a partir da aplicação da formulação de mínimos quadrados aos resíduos das equações (quantidade de movimento e continuidade). A metodologia proposta permite que interpolações de mesma ordem sejam usadas para velocidade e pressão. Uma desvantagem da técnica proposta por Sampaio é que ela trata a velocidade e pressão de um modo acoplado devendo-se utilizar um método direto de solução do sistema resultante de equações. O presente trabalho tem por objetivo apresentar uma metodologia segregada para solução das equações de Navier-Stokes tomando por base a formulação proposta por Sampaio.

## 2. METODOLOGIA

As equações de quantidade de movimento e continuidade aplicáveis a escoamentos transientes, bidimensionais e incompressíveis são :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + b_x \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + b_y \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

em que  $u$  e  $v$  são as componentes da velocidade nas direções  $x$  e  $y$  respectivamente,  $p$  é a pressão,  $\rho$  é a densidade,  $\mu$  é a viscosidade do fluido,  $t$  é o tempo e  $b_x$  e  $b_y$  são as componentes da força de corpo.

As equações de quantidade de movimento são discretizadas no tempo como :

$$F_x - b_x^{n+1/2} = 0 \quad (4)$$

$$F_y - b_y^{n+1/2} = 0 \quad (5)$$

onde

$$F_x = \frac{\rho}{\Delta t} (u^{n+1} - u^n) + \rho u^n \frac{\partial u^{n+1/2}}{\partial x} + \rho v^n \frac{\partial u^{n+1/2}}{\partial y} - \mu \nabla^2 u^{n+1/2} + \frac{\partial p^{n+1/2}}{\partial x} \quad (6)$$

$$F_y = \frac{\rho}{\Delta t} (v^{n+1} - v^n) + \rho u^n \frac{\partial v^{n+1/2}}{\partial x} + \rho v^n \frac{\partial v^{n+1/2}}{\partial y} - \mu \nabla^2 v^{n+1/2} + \frac{\partial p^{n+1/2}}{\partial y} \quad (7)$$

em que o sobrescrito  $n+1/2$  indica que as equações foram discretizadas no tempo usando um esquema de diferenças centrais. A discretização das variáveis dependentes é feita por meio de interpolações lineares para velocidade e pressão.

$$\hat{u}^{n+1} = N_a u_a^{n+1} \quad \hat{v}^{n+1} = N_b v_b^{n+1} \quad \hat{p}^{n+1} = N_c p_c^{n+1} .$$

As equações de quantidade de movimento, na forma discretizada, são escritas como :

$$\hat{F}_x = \frac{\rho}{\Delta t} (\hat{u}^{n+1} - \hat{u}^n) + \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1/2}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1/2}}{\partial y} - \mu \nabla^2 \hat{u}^{n+1/2} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1/2}}{\partial x} , \quad (8)$$

$$\hat{F}_y = \frac{\rho}{\Delta t} (\hat{v}^{n+1} - \hat{v}^n) + \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1/2}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1/2}}{\partial y} - \mu \nabla^2 \hat{v}^{n+1/2} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1/2}}{\partial y}. \quad (9)$$

Substituindo  $F_x, F_y$  por  $\hat{F}_x, \hat{F}_y$  e usando as equações (4) e (5) pode-se escrever a soma do quadrado dos resíduos das equações de quantidade de movimento.

$$S = \int_{\Omega} [\hat{F}_x - b_x^{n+1/2}]^2 d\Omega + \int_{\Omega} [\hat{F}_y - b_y^{n+1/2}]^2 d\Omega. \quad (10)$$

Minimizando a equação acima com relação a  $u_i^{n+1}, v_k^{n+1}$  obtém-se as equações abaixo que são equivalentes ao método de Petrov-Galerkin para as equações de quantidade de movimento.

$$\int_{\Omega} (N_i + W_i) [\hat{F}_y - b_y^{n+1/2}] d\Omega = 0, \quad (11)$$

$$\int_{\Omega} (N_k + W_k) [\hat{F}_y - b_y^{n+1/2}] d\Omega = 0, \quad (12)$$

onde

$$W_i = \frac{\Delta t}{2} \left( \hat{u}^n \frac{\partial N_i}{\partial x} + \hat{v}^n \frac{\partial N_i}{\partial y} \right) - \frac{\mu \Delta t}{2\rho} \nabla^2 N_i \quad \text{e} \quad W_k = \frac{\Delta t}{2} \left( \hat{u}^n \frac{\partial N_k}{\partial x} + \hat{v}^n \frac{\partial N_k}{\partial y} \right) - \frac{\mu \Delta t}{2\rho} \nabla^2 N_k.$$

O parâmetro  $\Delta t$  nas equações acima é calculado da seguinte maneira :

$$\Delta t = \frac{\alpha h}{|u|} \quad (13)$$

em que,  $\alpha = \coth\left(\frac{Re}{2}\right) - \frac{2}{Re}$ ,  $Re = \frac{\rho|u|h}{\mu}$  é o número de Reynolds do elemento e  $h$  é o comprimento característico do elemento.

Usando o teorema de Green nos termos viscosos, ponderados segundo Galerkin nas equações (11) e (12) e considerando o limite quando os valores de  $u, v$  e  $p$  avaliados no instante  $n+1$  tendem aos valores de  $u, v$  e  $p$  avaliados no instante  $n$ , obtém-se as seguintes equações:

$$\int_{\Omega} (N_i + W_i) \left[ \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial y} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial x} - b_x \right] d\Omega + \int_{\Omega} \mu \nabla N_i \cdot \nabla \hat{u}^{n+1} d\Omega - \int_{\Omega} W_i \mu \nabla^2 \hat{u}^{n+1} d\Omega = \int_{\Gamma} N_i \mu \nabla \hat{u}^{n+1} \cdot n d\Gamma \quad (14)$$

$$\int_{\Omega} (N_k + W_k) \left[ \rho \hat{u}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^n \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial y} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial y} - b_y \right] d\Omega + \int_{\Omega} \mu \nabla N_k \cdot \nabla \hat{v}^{n+1} d\Omega - \int_{\Omega} W_k \mu \nabla^2 \hat{v}^{n+1} d\Omega = \int_{\Gamma} N_k \mu \nabla \hat{v}^{n+1} \cdot n d\Gamma \quad (15)$$

onde  $\mathbf{n}$  é o vetor unitário normal ao contorno.

A equação (10) pode ser minimizada com relação a  $p_1^{n+1}$ .

$$\frac{\partial S}{\partial p_1^{n+1}} = \int_{\Omega} 2[\hat{F}_x - b_x^{n+1/2}] \frac{\partial \hat{F}_x}{\partial p_1^{n+1}} d\Omega + \int_{\Omega} 2[\hat{F}_y - b_y^{n+1/2}] \frac{\partial \hat{F}_y}{\partial p_1^{n+1}} d\Omega = 0 \quad (16)$$

A equação para pressão, mostrada abaixo, é obtida à partir da combinação da equação de continuidade, discretizada segundo Galerkin, com a equação (16).

$$\int_{\Omega} \frac{\Delta t}{\rho} \frac{\partial N_i}{\partial x} \left[ \rho \hat{u}^{n+1} \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^{n+1} \frac{\partial \hat{u}^{n+1}}{\partial y} - \mu \nabla^2 \hat{u}^{n+1} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial x} - b_x \right] d\Omega + \int_{\Omega} \frac{\Delta t}{\rho} \frac{\partial N_i}{\partial y} \left[ \rho \hat{u}^{n+1} \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial x} + \rho \hat{v}^{n+1} \frac{\partial \hat{v}^{n+1}}{\partial y} - \mu \nabla^2 \hat{v}^{n+1} + \frac{\partial \hat{p}^{n+1}}{\partial y} - b_y \right] d\Omega + \int_{\Omega} N_i \left( \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial y} \right)^{n+1} d\Omega = 0 \quad (17)$$

As equações (14), (15) e (17) constituem o sistema a ser resolvido. As condições de contorno essenciais são valores prescritos de velocidade e/ou pressão, e as condições de contorno naturais são gradientes de velocidade prescritos. Pelo menos um valor de referência para pressão deve ser definido a fim de se obter um problema bem colocado.

Neste trabalho uma relaxação linear na forma

$$\phi_r = \alpha \phi_n + (1-\alpha) \phi_o \quad (18)$$

é aplicada às variáveis  $u$ ,  $v$  e  $p$ . Na equação acima  $\phi_r$  é o valor relaxado,  $\phi_n$  é valor obtido na iteração atual e  $\phi_o$  é o valor da iteração anterior.

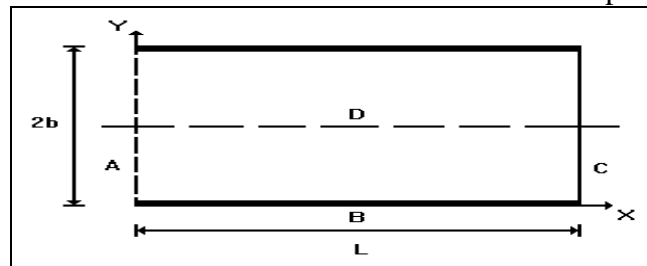
O sistema resultante de equações foi resolvido conforme a seqüência mostrada abaixo.

1. Obtenção de  $u$  - equação (14)
2. Atualização de  $u$  - equação (18)
3. Obtenção de  $v$  - equação (15)
4. Atualização de  $v$  - equação (18)
5. Obtenção de  $p$  - equação (17)
6. Atualização de  $p$  - equação (18)
7. Se a solução convergiu pare, caso contrário retorne ao passo 1.

A solução é considerada convergida quando  $|\phi_r - \phi_{r \text{ anterior}}| \leq \epsilon$ .

### 3.RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, serão apresentados problemas que ilustram a aplicação da formulação proposta. O primeiro problema a ser considerado é o escoamento plenamente desenvolvido entre placas. A figura 1 mostra a geometria considerada. Devido à simetria com relação ao plano central somente metade da região entre as placas foi discretizada. O número de Reynolds para o escoamento foi 150 (baseado na velocidade média e distância entre as placas).



**Figura 1.** Geometria e dimensões características ( $b=0,5m$  e  $L=50m$ )

A região foi discretizada utilizando uma malha uniforme com 10 elementos ao longo da direção x e 5 ao longo da direção y. As condições de contorno utilizadas neste problema foram :

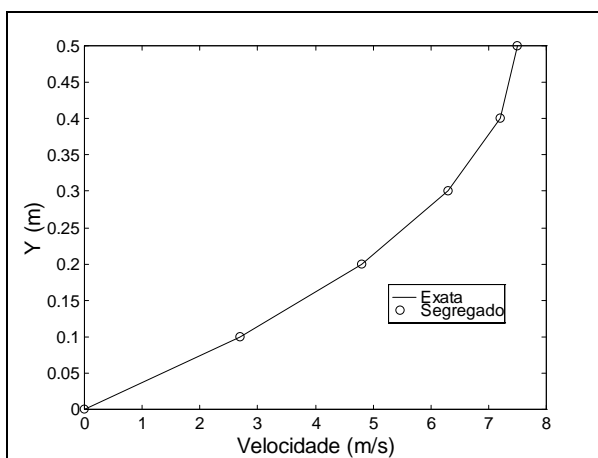
Na entrada (A) :  $p = 100 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$

Na parede (B) :  $u = 0 \quad v = 0$

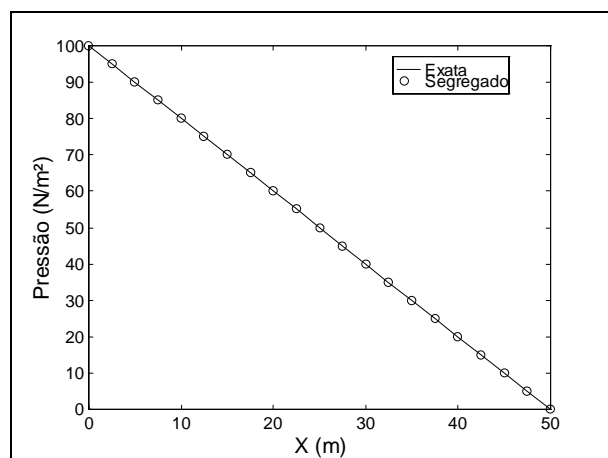
Na saída (C) :  $p = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$

No plano de simetria (D) :  $v = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial y} = 0$

Na análise do problema o critério de convergência usado foi de  $(10^{-3})$  e nenhuma relaxação foi necessária para obtenção dos campos de pressão e velocidade.



**Figura 2.** Perfil de velocidade



**Figura 3.** Variação da pressão com x

A figura 2 mostra que o perfil de velocidade obtido, na saída do domínio, coincide com a solução exata. Na figura 3 pode-se observar a variação linear do perfil de pressão ao longo da direção x.

O segundo problema considerado foi o escoamento em desenvolvimento entre placas. O domínio analisado apresenta a mesma geometria do problema anterior, exceto o comprimento do domínio (L) que passou a ser igual a 15. O número de Reynolds para o escoamento foi 100 (baseado na velocidade média e distância entre as placas).

As condições de contorno utilizadas foram :

Na entrada (lado A, figura 1) :  $\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad u = 1 \quad v = 0$

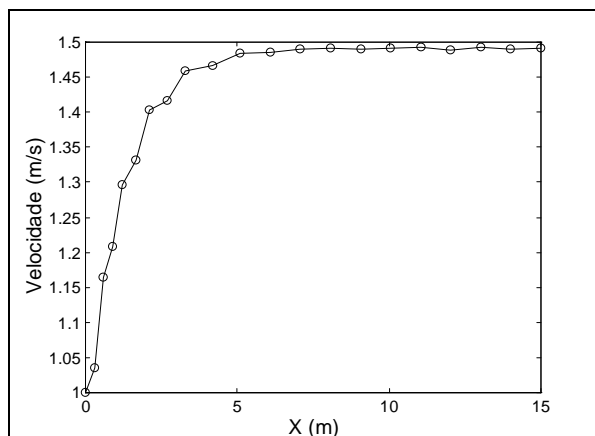
Na parede (lado B, figura 1) :  $u = 0 \quad v = 0$

Na saída (lado C, figura 1) :  $p = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$

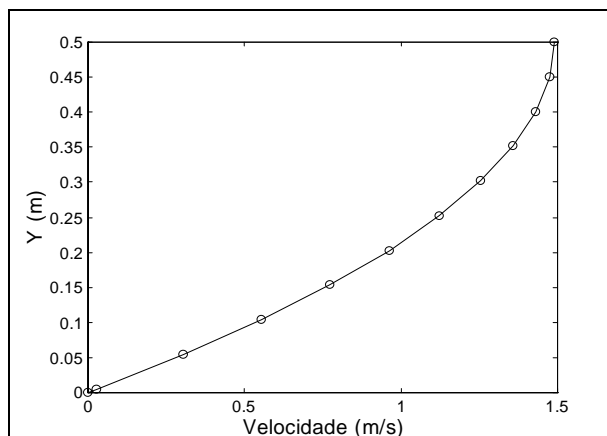
No plano de simetria (lado D, figura 1) :  $v = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial y} = 0$

Nas simulações a região foi discretizada utilizando 20 divisões ao longo da direção x e 11 divisões ao longo da direção y. Na direção y a malha foi refinada junto a parede e na direção x a malha foi refinada na região próxima à entrada do escoamento

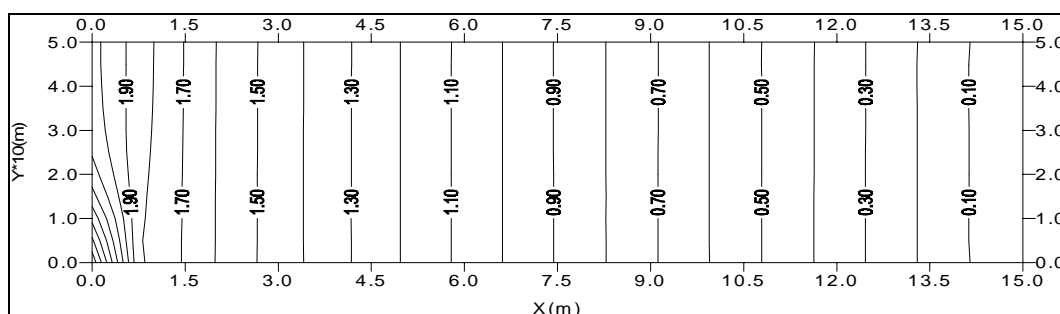
Na análise do problema o critério de convergência usado foi de  $(10^{-3})$  e apenas a pressão foi relaxada por um fator igual a  $10^{-2}$ .



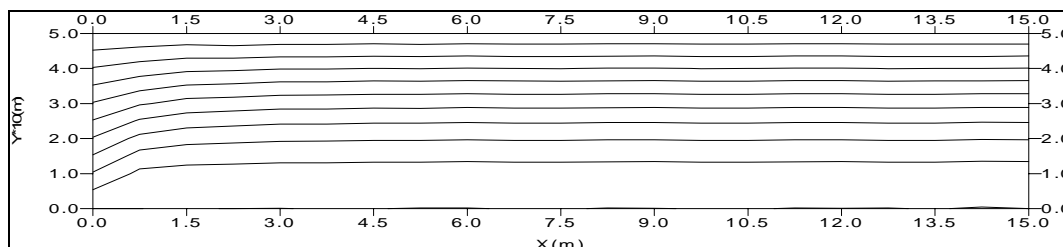
**Figura 4.** Variação de  $u$  para  $y=0,5$



**Figura 5.** Perfil de velocidade na saída



**Figura 6.** Campo de pressão



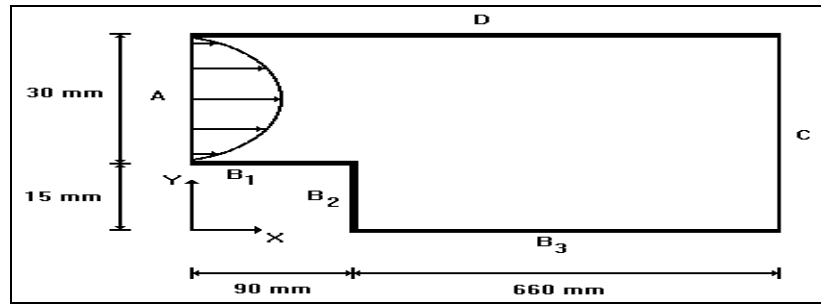
**Figura 7.** Linhas de corrente

A variação da componente  $u$  da velocidade, ao longo da linha de centro, é mostrada na figura 4. A figura 5 mostra que o perfil de velocidade obtido se aproxima bem do perfil de velocidade de um escoamento completamente desenvolvido na região de saída. O campo de pressão obtido é mostrado na figura 6 (fora de escala) e observar-se que o mesmo não apresenta oscilações apesar do uso de interpolações de mesma ordem para velocidade e pressão. A figura 7 (fora de escala) mostra as linhas de corrente do escoamento. A tabela 1 mostra os valores de  $u$ , ao longo da linha de centro, obtidos pela presente formulação e por Guerrero e Cotta (1995) para um escoamento com  $Re$  igual a 40. Pode-se observar uma boa concordância entre os valores obtidos pelas duas metodologias.

**Tabela 1** - Valores de  $u$  ao longo da linha de centro do escoamento para  $Re = 40$ .

x	Guerrero e Cotta	Segregado	x	Guerrero e Cotta	Segregado
0.2	1.022	1.035	1.4	1.421	1.452
0.6	1.166	1.259	1.8	1.480	1.477

O último problema a ser considerado é o escoamento laminar sobre um degrau. A figura 8 mostra a geometria do domínio analisado.



**Figura 8.** Geometria e dimensões

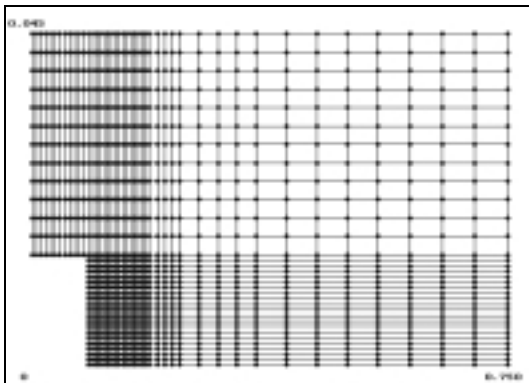
As condições de contorno utilizadas foram :

Na entrada (A) : 
$$u(y) = -\frac{2 * 10^4}{3} (y - 0,015) * (y - 0,045) ; v = 0 ; \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

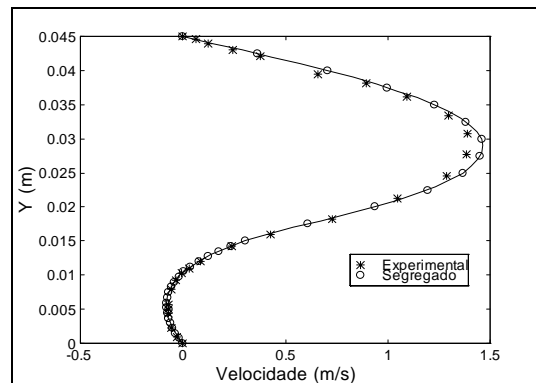
Nas paredes (B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>3</sub> e D) : 
$$u = 0 ; v = 0$$

Na saída (C) : 
$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 ; \frac{\partial v}{\partial x} = 0 ; p = 0$$

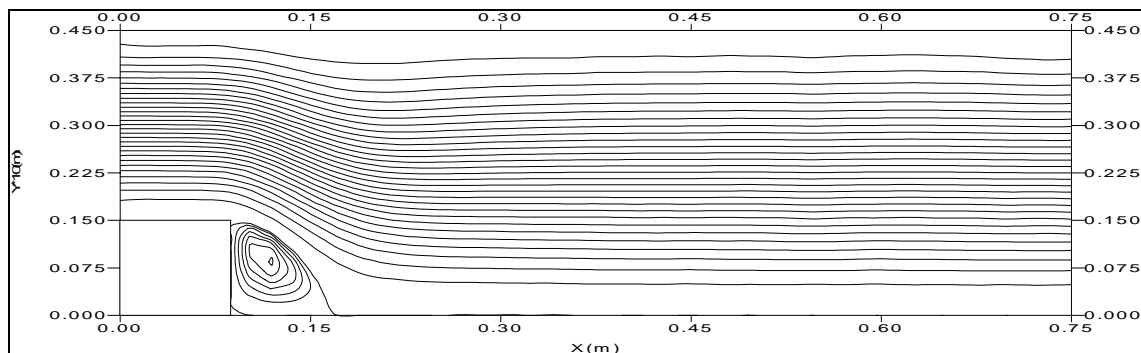
O número de Reynolds foi 73 (baseado na velocidade média na entrada e altura do degrau). A figura 9 mostra a malha utilizada. O critério de convergência utilizado foi igual a  $10^{-3}$ . As velocidades foram relaxadas por um fator de relaxação igual a 0.5 e a pressão por um fator igual a  $10^{-3}$ . A figura 10 mostra o perfil de velocidade (componente u do vetor velocidade) a 12 mm do degrau. O perfil obtido numericamente aproxima-se bastante dos valores experimentais obtidos por Denham e Patrick (1974); citados por Shaw, (1991). As linhas de corrente e o campo de pressão são mostrados nas figuras 11 e 12 (fora de escala), respectivamente.



**Figura 9.** Malha utilizada na discretização

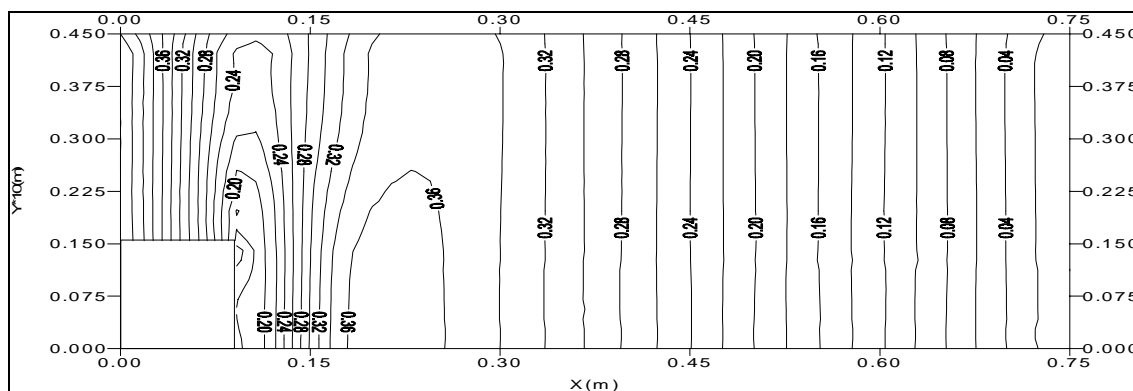


**Figura 10.** Perfil a 12 mm do degrau



**Figura 11.** Linhas de corrente





**Figura 12.** Campo de Pressão

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados mostram que a formulação originalmente proposta por Sampaio (1991) admite um esquema de solução na forma segregada. O esquema segregado leva à soluções que apresentam campos de velocidade e pressões fisicamente consistentes. Uma vantagem da metodologia segregada é que o esforço computacional envolvido na solução do sistema de equações é menor, entretanto é necessário uso de relaxações para se obter convergência.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Dyne, B.R. & Heinrich, J.C., 1993, "Physically correct penalty-like formulations for accurate pressure calculation in finite element algorithms of the Navier-Stokes Equations", Int. J. Num. Methods in Engng. 36: 3883-3902.
- Franca, L.P., Hughes, T.J.R. & Ballestra. M., 1986, "A new finite element formulation for computational fluid dynamics : V. Circumventing the Babuska-Brezzi condition : A stable Petrov-Galerkin formulation of the Stokes problem accomodating equal-order interpolations", Comp. Methods Appl. Mech. Engng. 59: 85-99.
- Guerrero, J.S.P. & Cotta, R.M., 1995, "Integral transform solution of developing laminar duct flow in Navier-Stokes formulation", Int. J. Num. Methods in Fluids. 20:1203-1213.
- Hughes, T.J.R., 1978, "A simple scheme for developing "upwind" finite elements", Int. J. Num. Methods in Engng. 12: 1359-1365.
- Hughes, T.J.R., 1989, "The Finite Element Method Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis", Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 803p.
- Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Ed. Hemisphere, New York, 168p.
- Rice, J.G. & Schnipke, R.J., 1986, "An equal-order velocity-pressure formulation that does not exhibit spurious pressure modes", Comp. Methods Appl. Mech. Engng., 58: 135-149.
- Sampaio, P.A.B. de, 1991, "A Petrov-Galerkin formulation for the incompressible Navier-Stokes equations using equal order interpolation for velocity and pressure", Int. J. Num. Methods in Engng. 31: 1135-1149.
- Shaw, C.T., 1991, "Using a segregated finite element scheme to solve the incompressible Navier-Stokes equations", Int. J. Num. Methods in Fluids 12: 81-92.
- Zienkiewicz, O.C. & Taylor, R.L., 1989, "The Finite Element Method", Vol. 1, Ed. McGraw-Hill Book Company, London, 648p.
- Zienkiewicz, O.C. & Wu, J., 1991, "Incompressibility without tears - How to avoid restrictions of mixed formulation", Int. J. Num. Methods in Engng. 32: 1189-1203.

# **CÁLCULO DO ESCOAMENTO EM UM DISPOSITIVO GERADOR DE JATOS DE ÁGUA A ALTA PRESSÃO**

**Marcelo Trindade de Sousa**

Universidade de Brasília, Depto. Eng. Mecânica, LTMD, 70910-900, Brasília, DF, Brasil.

E-mail: mtsousa@diablo.ltmd-enm.unb.br

**Virginie Daru**

Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, SINUMEF, Paris, França

## **Resumo**

Este trabalho apresenta um estudo numérico do escoamento em um dispositivo gerador de jatos de água a alta pressão utilizados como ferramenta de decapagem ou de corte em domínios de aplicação variados. O jato é tratado numericamente através de um software comercial (FLUENT) onde o escoamento é simulado em regime laminar e turbulento. Os resultados obtidos mostram que, em regime turbulento, a influência do modelo de turbulência é preponderante. Em regime laminar, o escoamento é não estacionário devido à instabilidade da zona de recirculação muito desenvolvida que se forma na parte cilíndrica terminal do dispositivo gerador.

**Palavras-chave:** Jato de água, Alta pressão

## **1. INTRODUÇÃO**

O princípio físico das ferramentas a jato fluido baseiam-se na utilização da pressão e do fluxo de massa como vetores de energia. Na tecnologia do jato fluido a alta pressão, os níveis de pressão envolvidos são largamente superiores a todos os sistemas encontrados na hidráulica clássica. Não é raro, na verdade, utilizar fluidos sob pressões de 400MPa, ou seja, 4000bar.

Nesta tecnologia, a potência veiculada pelo sistema é conduzida através de um jato de pequeno diâmetro. A interação entre o jato assim formado e qualquer material colocado em sua frente produz uma tensão extremamente elevada sobre o material. Essa tensão pode ser utilizada de maneira muito eficaz nas operações de corte, de decapagem e de tratamento superficial.

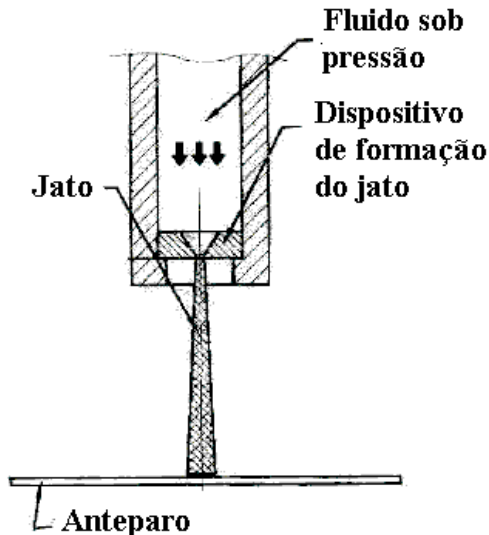
O dispositivo gerador do jato tem o papel de conversor de energia. Ele transforma a energia de pressão do fluido em energia cinética. O dispositivo é formado por um corpo sobre o qual é fixado o orifício de formação do jato. Este último, frequentemente construído em aço, canaliza o fluido e produz um escoamento a altíssima velocidade (figura 1).

Como citado no documento informativo da ENSAM (1999), a utilização do jato d'água como ferramenta de corte de precisão é ainda pouco difundida, mas é extremamente promissora. O jato d'água puro ou com adição de abrasivos permite a usinagem de praticamente todos os tipos de materiais de forma rápida, e não produz qualquer tipo de resíduo nocivo. Um dos problemas da utilização do jato de água a alta pressão para esta finalidade reside na pouca precisão alcançada se comparado a outros processos de usinagem.

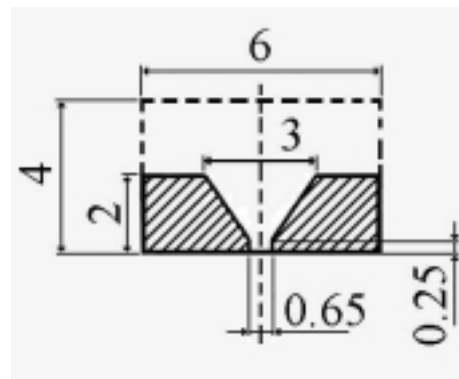
Uma maior precisão de corte só pode ser alcançada a partir da determinação das características do jato desde sua formação até o momento do impacto e ainda a interação com

o material. Através de uma breve consulta à bibliografia disponível observa-se a falta de estudos teóricos sobre o assunto, sendo a quase totalidade dos estudos baseados em observações prático-experimentais.

O objetivo desse estudo é conhecer a forma geral de um jato produzido, e o perfil de velocidades do mesmo na saída do dispositivo gerador.



**Figura 1** – Formação do Jato



**Figura 2** – Geometria do dispositivo [mm].

Pode-se observar a geometria do dispositivo gerador do jato a partir da figura 2 onde é possível observar as dimensões envolvidas, tal como o diâmetro de 0,65mm do cana terminal. Para melhor simular o escoamento, considera-se uma extensão do domínio de cálculo a montante do dispositivo. Devido a simetria axial da geometria, calculou-se somente a metade do domínio físico.

## 2. ABORDAGEM NUMÉRICA

Simulou-se numericamente o escoamento em regime turbulento e laminar. No caso turbulento, utilizou-se os modelos k-ε RNG e de Spalart-Allmaras (1992).

Em regime turbulento e empregando-se o modelo k-ε RNG, utilizou-se o modelo de duas camadas como tratamento da vizinhança da parede. Como pode ser visto em Piquet (1983), nesse caso, as funções de parede são completamente abandonadas em favor da integração direta até a parede, de toda região afetada pela viscosidade, inclusive a subcamada viscosa. Esse modelo subdivide o domínio de cálculo em uma região afetada pela viscosidade e uma região de turbulência completamente desenvolvida. Conforme os manuais do usuário (1998), a demarcação dessas duas regiões é determinada pelo número de Reynolds turbulento,

$Re_y \equiv \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}$ , baseado em uma distância 'y' normal à parede. Na região de turbulência

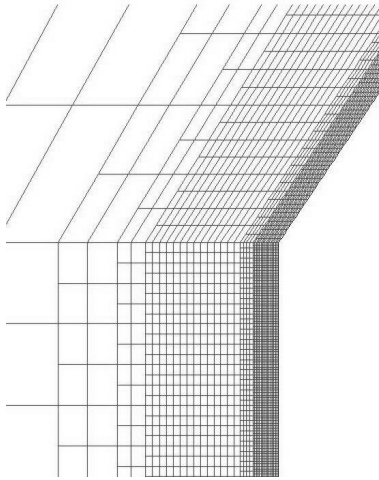
completamente desenvolvida ( $Re_y > 200$ ), o modelo k-ε é empregado. Na região próxima à parede, afetada pela viscosidade ( $Re_y < 200$ ), o modelo de uma equação de Wolfstein é empregado. Optou-se pela integração direta até a parede levando-se em conta os elevados gradientes de pressão existentes.

Os dois casos utilizados, axissimétrico ou bidimensional plano, serão considerados.

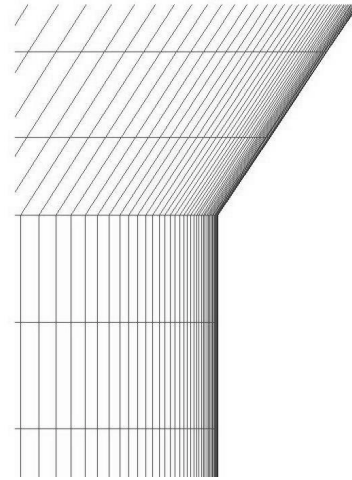
Considerou-se o escoamento em regime permanente, e a água como um fluido incompressível.

## 2.1 Malhas Empregadas

Para melhor compreender a influência da geometria sobre os resultados, utilizou-se duas malhas diferentes.



**Figura 3** – Malha multiblocos em detalhe.



**Figura 4** – Malha estruturada em detalhe.

A primeira é uma malha estruturada em múltiplos blocos, refinada próxima à parede do dispositivo em diversos subdomínios ou blocos de malha. Essa malha contém 33935 células. Observa-se a interface entre cada bloco de malha com volumes não coincidentes (figura 3).

A Segunda é uma malha estruturada em todo o domínio como nos mostra a figura 4. Essa malha contém 9850 células. Nesse caso, nos vimos obrigados a refinar também a malha no canal a montante do dispositivo gerador do jato.

Os dois casos serão chamados, respectivamente, de malha multiblocos e malha estruturada.

## 2.2 Condições de Contorno

Para fixar a condição de contorno na fronteira de entrada do domínio, utilizou-se uma condição de pressão definida, com pressões de 1800 a 2800bar. Na fronteira de saída, utilizou-se também uma condição de pressão definida sendo a mesma igual à pressão atmosférica.

## 3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

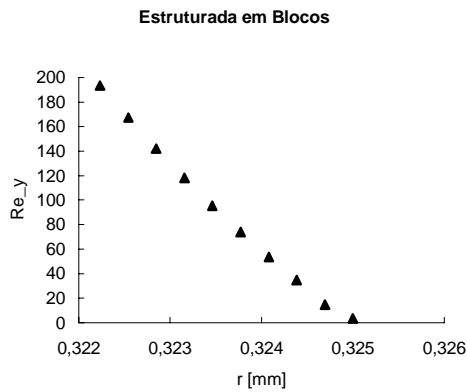
A tubulação de entrada da água é suficientemente longa para que se possa considerar um escoamento turbulento completamente desenvolvido na entrada do dispositivo.

Como uma aproximação inicial, considera-se a intensidade de turbulência ( $I$ ) do escoamento entrando no dispositivo igual a 3,3%. Esse valor é obtido com auxílio de uma formulação empírica empregada para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos apresentada no manual do usuário Fluent (1998).

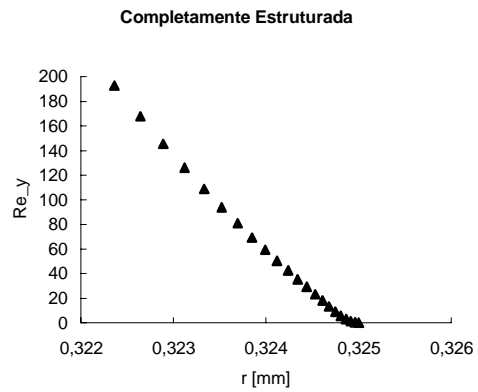
Avalia-se a qualidade da malha próxima à parede por intermédio do número de Reynolds turbulento  $Re_y$ . Com o modelo de duas camadas, a região afetada pela viscosidade ( $Re_y < 200$ ) deve conter ao menos 10 volumes.

O modelo de Spalart-Allmaras foi desenvolvido para ser utilizado com malhas que resolvam de maneira “precisa” a região afetada pela viscosidade. Por consequência, a malha próxima à parede deve ser similar àquela utilizada para o modelo de duas camadas.

A malha estruturada contém muito mais células na região afetada pela viscosidade em relação à malha multiblocos (figuras 5 e 6), mas pode-se dizer que as duas malhas empregadas são suficientes.



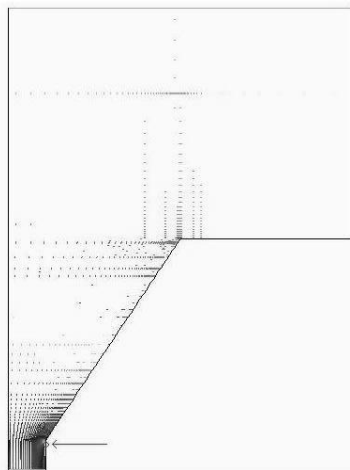
**Figura 5** – Distribuição de volumes na região afetada pela viscosidade utilizando-se a malha multiblocos.



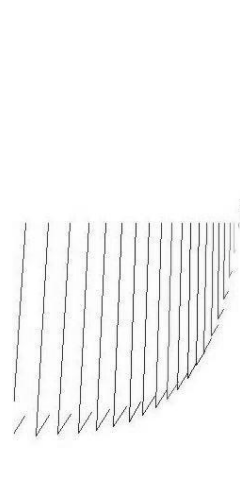
**Figura 6** – Distribuição de volumes na região afetada pela viscosidade utilizando-se a malha estruturada.

Não existem diferenças importantes entre os resultados obtidos a partir das duas malhas empregadas. Os resultados são similares apesar do refinamento diferente próximo à parede em cada malha.

### 3.1 Modelo de Turbulência k-ε RNG



**Figura 7** – Local de Descolamento da camada limite.



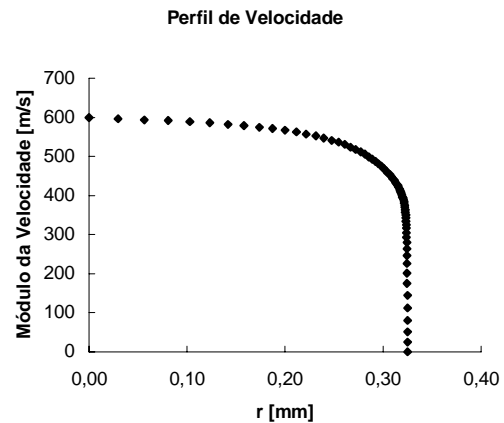
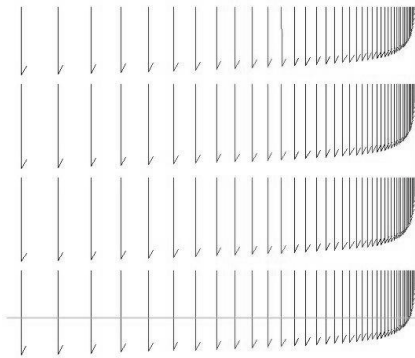
**Figura 8** – Descolamento localizado da camada limite em detalhe.

Para um caso a 1800bar, 2D, I=3.3%

Observa-se um descolamento localizado da camada limite na entrada do canal terminal do dispositivo, como mostrado nas figuras 7 e 8. As soluções 2D e axissimétricas são similares em relação a esse pequeno descolamento.

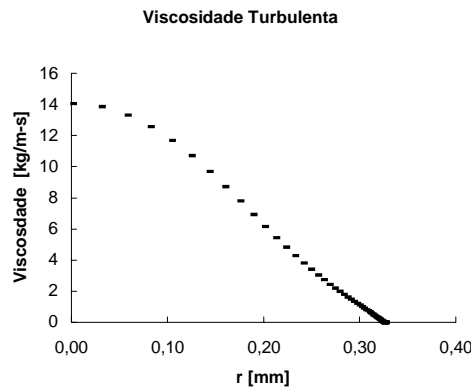
O perfil de velocidade na saída não aparenta ter sido afetado pelo pequeno descolamento da camada limite (figuras 9 e 10).

Variando a intensidade de turbulência do escoamento na entrada do dispositivo, entre 0,01 et 25%, não foi constatada nenhuma variação na formação turbilhonária citada anteriormente. Da mesma forma, também não foi observada nenhuma influência da pressão geratriz (de 1800 a 2800bar) nesse descolamento.



**Figura 9** – Vetores de velocidade na seção de saída do dispositivo.  
(1800bar, 2D, I=3.3%)

**Figura 10** – Módulo de velocidade em função do raio da seção de saída.



**Figura 11** – Viscosidade turbulenta na saída.  
(1800bar, 2D, I = 3.3%)

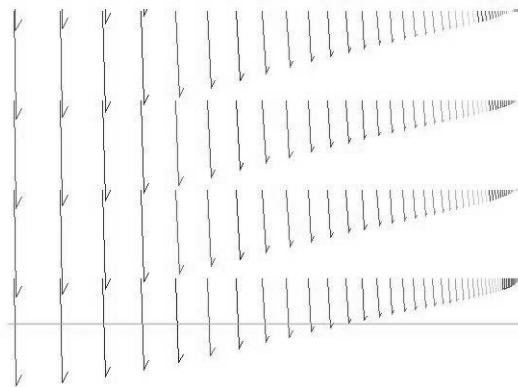
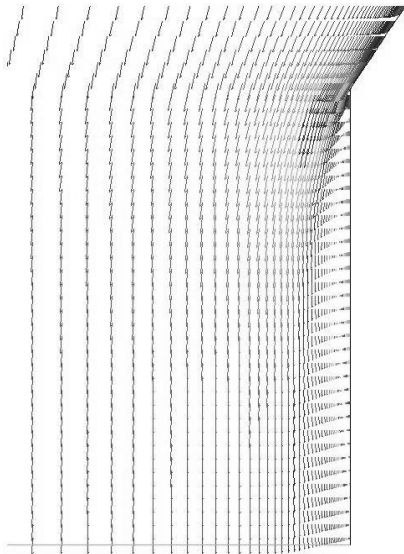
Por outro lado, observa-se curiosamente que a viscosidade turbulenta é máxima no centro do escoamento, fora da camada limite (figura 11) onde se deveria esperar valores próximos a zero.

### 3.2 Modelo de Turbulência de Spalart-Allmaras (S-A)

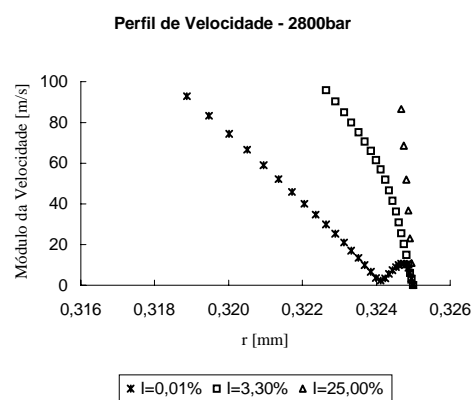
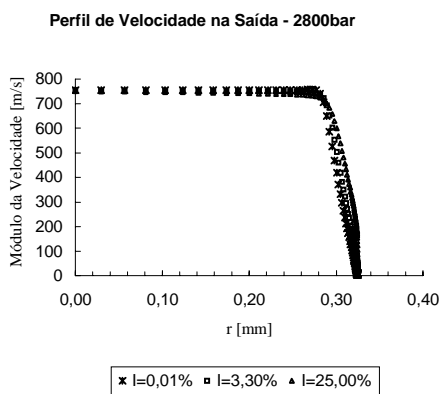
De acordo com os resultados obtidos utilizando-se o modelo de Spalart-Allmaras, observa-se, no canal terminal do dispositivo, uma zona de recirculação muito mais importante (figuras 12 e 13) que a citada anteriormente (modelo  $k-\epsilon RNG$ ).

O tamanho dessa zona de recirculação é influenciado pela pressão geratriz e também pela intensidade de turbulência do escoamento na entrada do dispositivo. A zona de recirculação aumenta com a pressão geratriz e, ao contrário, diminui com o aumento da intensidade de turbulência, conforme pode ser visto nas figuras 14 e 15.

Essa zona de recirculação atinge a seção de saída do dispositivo. Com uma intensidade de turbulência próxima a zero, observa-se, na verdade, uma readmissão de fluido.



**Figura 12** – Vetores de velocidade no canal **Figure 13** – Vetores de velocidade na seção terminal do dispositivo.  
(2800bar, 2D,  $I=3,3\%$ )

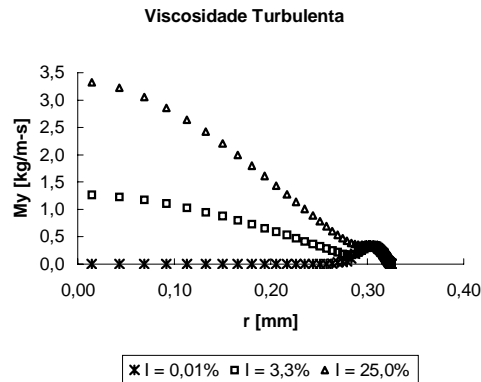


**Figura 14** – Perfil de velocidade na saída do dispositivo para diferentes intensidades de turbulência do escoamento na entrada.  
(2800bar, 2D)

**Figura 15** – Perfil de velocidades em detalhe, próximo à parede.

Ainda, para pequenas intensidades de turbulência do escoamento na entrada do dispositivo, a viscosidade turbulenta é máxima na camada limite, como seria esperado.

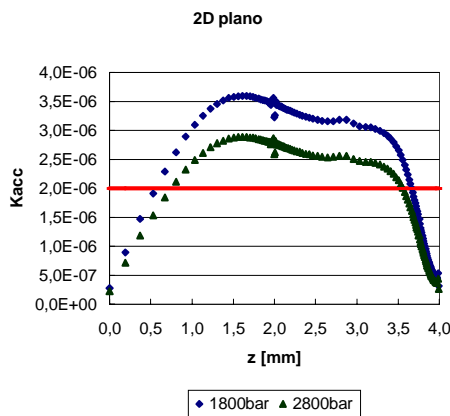
Quando a intensidade aumenta, o comportamento da viscosidade turbulenta se aproxima daquele do modelo k-ε RNG (figura 16).



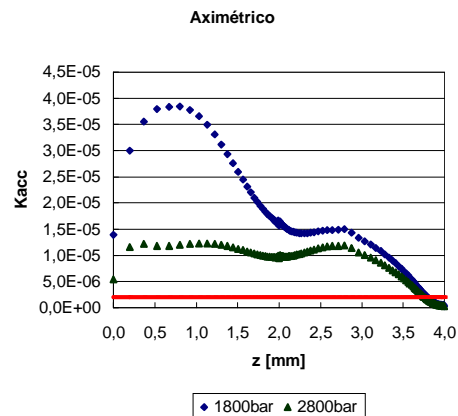
**Figura 16** – Viscosidade turbulenta na seção de saída do dispositivo. (2800bar, 2D)

Devido a esses resultados “curiosos” e se leva-se em consideração o critério de relaminarização da camada limite sujeita a gradientes de pressão extremamente elevados, e ainda, se extrapolarmos esse critério para escoamentos em tubos, diz-se que : - Mesmo se o escoamento é turbulento na entrada do dispositivo, os fortes gradientes de pressão favoráveis ao escoamento podem relaminarizá-lo. A condição de relaminarização é avaliada, segundo Piquet (1999), por intermédio do coeficiente de aceleração que é dado por :

$$K_{acc} = \frac{\nu}{U_e^2} \frac{dU_e}{dx} = -\nu \frac{d\left(\frac{1}{U_e}\right)}{dx} > 2,0 \times 10^{-6} \quad (1)$$



**Figura 17** – Coeficiente de aceleração em função do eixo de simetria – Caso 2D plano.



**Figura 18** – Coeficiente de aceleração em função do eixo de simetria – Caso axissimétrico.

Ainda segundo Piquet, existem algumas variações entre os autores sobre o valor crítico desse coeficiente, mas pode-se afirmar que o escoamento relaminariza quando esse coeficiente ultrapassa o valor entre  $2,0 \times 10^{-6}$  a  $3,5 \times 10^{-6}$ .

Com base nesses valores, e analisando as figuras 17 e 18, parece então mais correto tratar-se de um escoamento laminar.

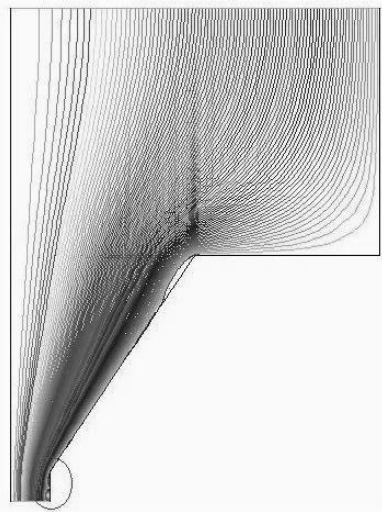


Diz-se que o modelo  $k-\epsilon$  é capaz de prever a relaminarização de um escoamento, mas ele não parece nem mesmo adaptado a esse tipo de escoamento.

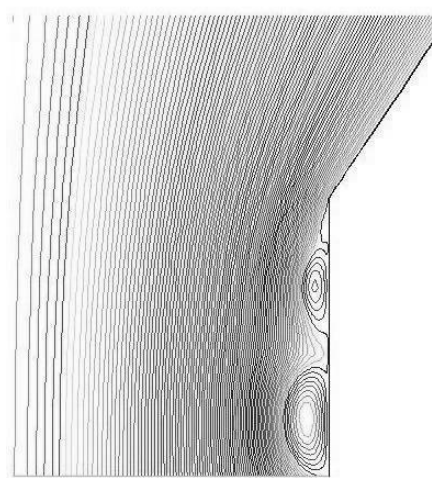
### 3.3 Regime Laminar

Em regime laminar, observa-se uma grande região turbilhonaria no canal terminal do dispositivo (figuras 19 e 20). Neste cálculo, não se converge à um estado estacionário. O escoamento é não estacionário devido à instabilidade dessa zona de recirculação bastante desenvolvida.

A readmissão de fluido na saída não permite simular corretamente o escoamento considerando o dispositivo isolado. Logo, é preciso realizar um cálculo levando em consideração o ambiente que o envolve.



**Figura 19** – Linhas de corrente e a zona de recirculação.



**Figura 20** – Zona de recirculação em detalhe.

(1800bar, axissimétrico)

## 4. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Os modelos de turbulência utilizados não parecem adaptados para o tipo de escoamento estudado. Observam-se alguns resultados curiosos em relação à viscosidade turbulenta com ambos os modelos empregados.

Em regime laminar, o escoamento é não estacionário devido à instabilidade da zona de recirculação bastante desenvolvida que se forma no canal terminal do dispositivo. Ainda, a readmissão de fluido na saída não permite simular corretamente o escoamento considerando somente o dispositivo isolado, sem considerar a atmosfera que o envolve.

Portanto, a seqüência deste estudo demanda um cálculo que leve em consideração a atmosfera que envolve o dispositivo e que utilize um modelo de escoamento bifásico (ar/água).

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ferziger, J. H., Peric, M., 1996, “Computational Methods for Fluid Dynamics”, Ed. Springer.
- FLUENT 5, 1998, User’s Guide, Volumes 1, 2, 3 and 4, Fluent Inc.

- Piquet, J., 1999, “Turbulent Flows”, Ed. Springer.
- Piquet, J., 1983, “La Turbulence et sa Modélisation”, ENSM, France.
- Spalart, P.R., Allmaras, S. R., 1992, “A One-equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows”, AIAA 92-0439.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 1995, “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”, Ed. Longman Scientific & Technical.
- “La Technologie des Jets Fluides à Haute Pression”, 1999, Document informatif, ENSAM Aix en Provence, France.

## DESIGN AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A LIQUID-PROPELLANT THRUST CHAMBER

**Avandelino Santana Junior**

Instituto de Aeronáutica e Espaço, Centro Técnico Aeroespacial, IAE/CTA,  
CEP 12228-904 - São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: junior@mec.ita.cta.br

**Luiz Carlos Sandoval Góes**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, ITA,  
CEP 12228-900 - São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: goes@mec.ita.cta.br

**Abstract.** *According to the national program for space activities (PNAE), which is elaborated by the Brazilian space agency (AEB), the liquid propulsion technology is essential in the development of the next launch vehicle, called VLS-2. The advantages of liquid-propellant rocket engines are their high performance compared to any other conventional chemical engine and their controllability in terms of thrust modulation. Undeniably, the most important component of these engines is the thrust chamber, which generates thrust by providing a volume for combustion and converting thermal energy to kinetic energy. This paper presents the design and the dynamic analysis of a thrust chamber, which can be part of the future Brazilian rocket. The basic components of the thrust chamber assembly are described, a mathematical model for simulation of the system at nominal regime of operation is constructed, and the dynamic characteristics including the stability analysis are briefly discussed.*

**Keywords:** *Liquid rocket engine, liquid propulsion, rocket engine design, dynamic modeling, dynamic analysis.*

### 1. INTRODUCTION

The design of an engine and its components is not a simple task, especially concerning liquid-propellant engine system, because it includes complex and multidisciplinary problems. Since rocket engines are airborne devices, a desirable thrust chamber combines lightweight construction with high performance, simplicity, and reliability (Sutton, 1986).

Stable operation is also a design prerequisite for rocket engine chambers, however pressure fluctuations are always present during their run. Such oscillations are caused mainly by the intrinsic combustion process, high frequency instability, and the coupling between the propellant feed system, the rocket engine and vehicle structure, low frequency instability (Huzel & Huang, 1992).

Such dynamic problems are greatly affected by design issues, for instance: dimension of injector, component configuration, and chamber length. Hence, it is important to address the question of dynamic during the engine design. Thus, in this paper, the design characteristic of a thrust chamber is described, as well as its dynamic characteristic is analyzed.

The purpose of this liquid propellant chamber, working with liquid oxygen and kerosene,

is to be part of a future Brazilian launch vehicle. All functional requirements of the engine are established beforehand to meet the mission goal and they dictate the technological concepts and the design solutions that are adopted and described in the following section.

## 2. DESIGN CHARACTERISTICS OF A THRUST CHAMBER

According to Sutton (1986), a thrust chamber comprises three major parts, the injector head, the combustion chamber, and the nozzle, which are shown in Fig. 1.

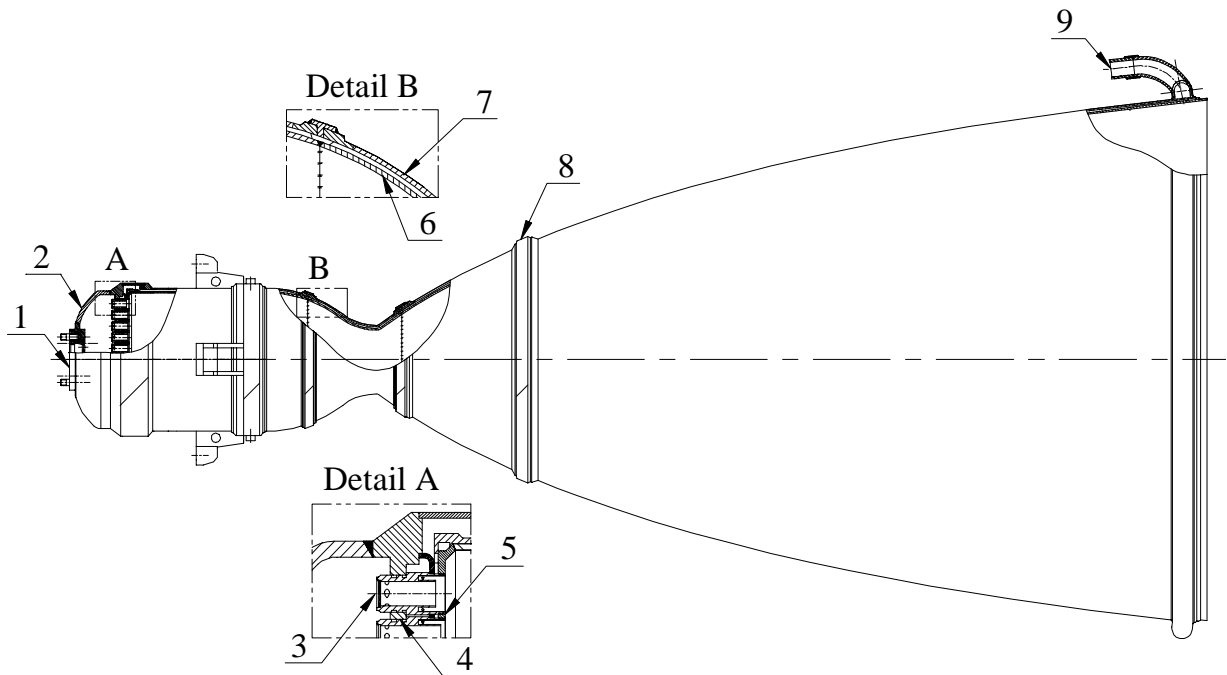


Figure 1 - Thrust chamber assembly.

### 2.1 Injector head design

The injector head consists of the outer bottom (2) with a flange (1), the injector (3), and the fire bottom (5). Fuel and oxidizer are kept separate by the middle bottom (4). The oxidizer cavity is located between middle bottom and outer bottom. The oxidizer is fed into cavity through the flange then it flows to tangential passages of the oxidizer injector. The fuel cavity is located between middle and fire bottoms. The fuel flows from cooling jacket to tangential passages of the fuel injector, before it cools the fire bottom.

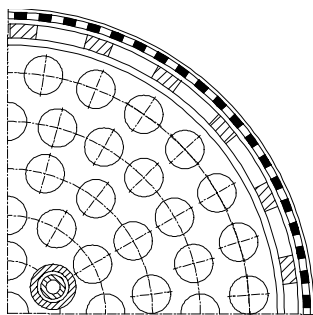


Figure 2 - Partial injector head view.

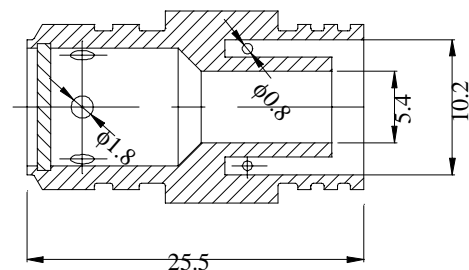


Figure 3 - Swirl injector dimensions, mm.

The final injector head configuration, including the positions of each injector, manifold, and propellant line connection is determined geometrically. Figure 2 shows part of 91 injectors installed concentrically at injector head. Each injector is a bipropellant swirl type, as it is shown in Fig. 3.

## 2.2 Combustion chamber design

The combustion chamber, which is shown in Fig. 1, was designed with large structural margins of safety in order to withstand all possible operating conditions. Its inner wall (6) is manufactured from a high-temperature stainless steel 1.5 mm thick. The outer shell (7) is made of a plastic stainless steel 2.25 mm thick. The distance between the walls is 2 mm, such space is called cooling jacket, and permits the flow of the fuel along the chamber, providing an efficient regenerative cooling system. The maximum fuel speed inside the cooling jacket is 22 m/s, and the total pressure drop is 1.73 MPa. Additionally, to reduce the transfer of heat in the critical region, there is a film cooling ring that allows the fuel liquid to be injected into the chamber to form a protective film of liquid adjacent to the walls. It is located at the end of the cylindrical part of the chamber, immediately upstream of the nozzle throat. The flow rate of film cooling corresponds to 1.9% of the total mass flow rate of the chamber. As result the maximum wall temperature on the gas side is 608.5 K and on the liquid side is 408.6 K, the gas temperature in the combustion chamber core is constant and equal to 3672.55 K.

## 2.3 Nozzle design

The nozzle in Fig. 1 is contour type, which was profiled with help of the characteristic method with free expansion of exhaust gases. This shape has better performance and is shorter than conical one. Milling ribs of the cooling jacket provide rigidity to whole wall. The fuel inlet manifold (9) is welded at the end of the nozzle for two reasons: for increasing the rigidity and for suitable distribution of regenerative cooling. Nozzle part connection is carried out by welding two halves ring (8) on the shell. The exit angle of nozzle, equal to  $6^\circ$ , is chosen according to optimization scheme of payload as function of mass of construction (nozzle mass) and impulse specific (Santana Jr., 1998). The nozzle contraction half angle ( $35.72^\circ$ ) is set according to gas free expansion. These angles are connected by smooth and continuous radial transitions, which allows smooth flow conditions to exist throughout the nozzle and thus minimize losses.

## 2.4 Thrust chamber design and performance parameters

The design and performance parameters of the thrust chamber are obtained by systematic calculation and are summarized in the Tab. 1. The geometry associated with combustion chamber and nozzle is calculated by equations derived from basic thermodynamic, pressure and force relations, the internal chamber contour is shown in the Fig. 4 (Santana Jr., 1998).

Table 1 - Thrust chamber parameters.

Run duration	150 s
Thrust level	73270 N
Vacuum specific Impulse	3589.8 m/s
Chamber pressure	8 MPa
Expansion pressure ratio	1000
Propellant mixture ratio (O/F)	2.469
Propellant mass flow rate	21.243 kg/s
Thrust chamber efficiency	0.974

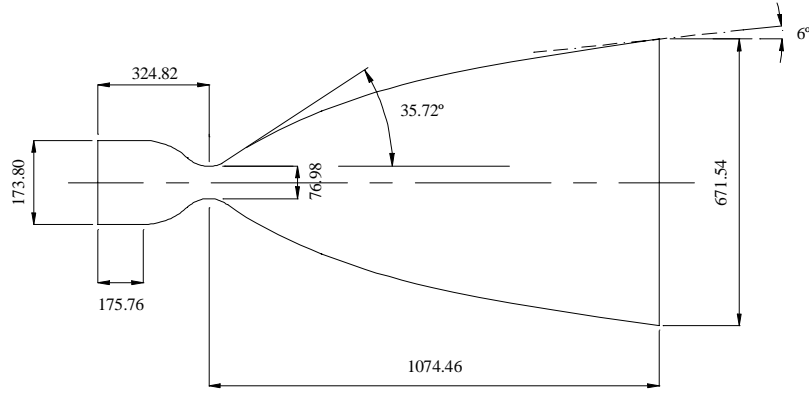


Figure 4 - Thrust chamber dimensions, mm.

Briefly discussed design solutions, as well as all parameters described here are necessary to build the mathematical model of the thrust chamber system. Such modeling permits to simulate and analyze the system stability, in this manner the purpose of the next section is to summarize various important aspects of thrust chamber dynamics.

### 3. DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE THRUST CHAMBER

The modeling of the thrust chamber, at the nominal regime of operation, is carried out by means of the knowledge of its working principle and design characteristics. The linear mathematical model of the combustion chamber, injector head and cooling jacket is obtained analytically, using the Laplace transform to change from the time domain to complex  $s$ -plane domain. Hereinafter for any parameter time dependent  $X(t)$  is expressed as follows:

$$X(t) = X + \Delta X(t), \quad (1)$$

where  $X$  is the nominal value and  $\Delta X(t)$  is its pulsation component whose dimensionless form is:

$$\overline{\Delta X(t)} = \frac{\Delta X(t)}{X}. \quad (2)$$

#### 3.1 Combustion chamber modeling

A simple analysis based on mass conservation together with some simplification leads to combustion chamber dynamic equation for the parameters at the nominal regime of operation (Santana Jr. & Góes, 1999). The transfer function relating the pressure in the combustion chamber  $p_c$ , the fuel mass flow rate  $\dot{m}_f$ , and the oxidizer mass flow rate  $\dot{m}_o$  while considering the time delay effect  $\tau$  is obtained as follows:

$$(T_c s + 1) \cdot \overline{\Delta p_c} = e^{-s\tau} \cdot (K_1 \cdot \overline{\Delta \dot{m}_o} + K_2 \cdot \overline{\Delta \dot{m}_f}). \quad (3)$$

According to Gladkova (1997), the burning process time constant  $T_c$ , the gain constants for the oxidizer line  $K_1$  and for the fuel pipeline  $K_2$  are respectively:

$$T_c = \frac{V \cdot C^*}{R \cdot T \cdot A_t} \cdot \phi, \quad (4)$$

$$K_1 = \frac{(O/F)}{(O/F)+1}, \text{ and} \quad (5)$$

$$K_2 = \frac{I}{(O/F) + I}. \quad (6)$$

$A_t$  is the throat area,  $C^*$  is the gas characteristic velocity,  $V$  is the chamber volume,  $T$  is the gas temperature,  $R$  is the gas constant,  $(O/F)$  is the propellant mixture ratio,  $\Phi$  is the burning and nozzle efficiency.

### 3.2 Injector head modeling

From dynamics standpoint, a swirl injector is a much more complicated element than a jet injector is. The main difference lies in the mechanisms of disturbance propagation between combustion chamber and the feed system (Bazarov & Yang, 1998).

For the sake of simplification, in this paper the injectors are modeled as jet one whose length is much less than the wavelength of oscillation. The linear dynamics of such short injector with passage area ( $A_{in}$ ) and length ( $L_{in}$ ) are obtained from flow equations using energy, momentum, and mass continuity laws (Kessaev, 1997).

It is assumed that the propellant is incompressible, the walls of the injector are rigid, and the heat transfer problem is neglected. For the liquid oxygen injectors, the transfer function relating to mass flow rate through injector head  $\dot{m}_{in}$ , the pressure of propellant injection  $p_{in}$  and combustion chamber  $p_c$  is:

$$\overline{\Delta \dot{m}_{in}} \cdot (T_{in}s + I) = K_3 \cdot \overline{\Delta p_{in}} + K_4 \cdot \overline{\Delta p_c}. \quad (7)$$

The gain constants  $K_3$  and  $K_4$ , and the time constant of liquid oxygen injectors ( $T_{in}$ ) are:

$$K_3 = \frac{I}{2} N_{in} \cdot \mu_{in} \cdot A_{in} \sqrt{\frac{2\rho_{lox}}{(p_{in} - p_c)}} \cdot \frac{p_{in}}{\dot{m}_{in}}, \quad (8)$$

$$K_4 = -\frac{I}{2} N_{in} \cdot \mu_{in} \cdot A_{in} \sqrt{\frac{2\rho_{lox}}{(p_{in} - p_c)}} \cdot \frac{p_c}{\dot{m}_o}, \text{ and} \quad (9)$$

$$T_{in} = \frac{\rho_{lox} \cdot N_{in}^2 \cdot \mu_{in}^2 \cdot A_{in} \cdot L_{in}}{\dot{m}_o}, \quad (10)$$

where  $\rho_{lox}$  is the liquid oxygen specific mass,  $N_{in}$  is the number of injectors,  $\mu_{in}$  is the discharge coefficient. The same procedure is applied to obtain the gain constants of the kerosene injector,  $K_5$  and  $K_6$ , and its time constant.

### 3.3 Cooling jacket modeling

The flow inside the channels of the cooling jacket is assumed one-dimensional with certain fluid inertia; the friction is considered a fluid resistance and the kerosene specific mass  $\rho_{ker}$  is not constant. The discharge coefficient  $\mu_{cj}$  is obtained experimentally (Kessaev, 1997). The Laplace transform for the cooling jacket taking into account the liquid compressibility and the channel elasticity is described as:

$$(I_{cj}C_{cj}s^2 + R_{cj}C_{cj}s + I) \cdot \overline{\Delta p_{cj}} = K_7 \cdot \overline{\Delta p_i} + K_8 \cdot (T_{cj}s + I) \cdot \overline{\Delta \dot{m}_{cj}}. \quad (11)$$

where the gain constant  $K_7$  and  $K_8$ , and the time constant of the cooling jacket  $T_{cj}$  are, respectively:

$$K_7 = \frac{p_i}{p_{in}}, \quad (12)$$

$$K_8 = -\frac{\dot{m}_{cj}^2}{p_{in} \cdot \rho_{ker} \cdot (\mu_{cj} A_{cj})^2}, \text{ and} \quad (13)$$

$$T_{cj} = -\frac{L_{cj} \cdot \dot{m}_{cj}}{A_{cj} \cdot p_{cj}} \cdot \frac{1}{K_8}. \quad (14)$$

Considering the cooling jacket as a tube with equivalent length  $L_{cj}$ :  $p_i$  represents the pressure at fuel inlet manifold,  $\dot{m}_{cj}$  is the mass flow rate,  $A_{cj}$  is the cross-sectional area. The fluid inertia in the cooling jacket  $I_{cj}$ , the equivalent capacitance  $C_{cj}$  and the liquid resistance  $R_{cj}$  are described as:

$$I_{cj} = \frac{L_{cj} \rho_{ker}}{A_{cj}}, \quad (15)$$

$$C_{cj} = \frac{V_{cj}}{\beta_{ker}} + V_{cj} \cdot \frac{2r_{cj}}{Et_{cj}}, \text{ and} \quad (16)$$

$$R_{cj} = \frac{\dot{m}_i}{(\mu_{cj} A_{cj})^2}, \quad (17)$$

where  $E$  is the elastic modulus of the tube,  $\dot{m}_i$  is mass flow rate at fuel inlet manifold,  $t_{cj}$  is the thickness of the wall channel,  $r_{cj}$  is the internal radius of equivalent tube,  $V_{cj}$  is the liquid volume, and  $\beta_{ker}$  is kerosene *Bulk modulus*.

Connecting all components and defining numerically the time constants and gains of the mathematical model allows the construction of the block diagram, as it is shown in Fig. 5, which can be used to simulate and to analyze the system stability.

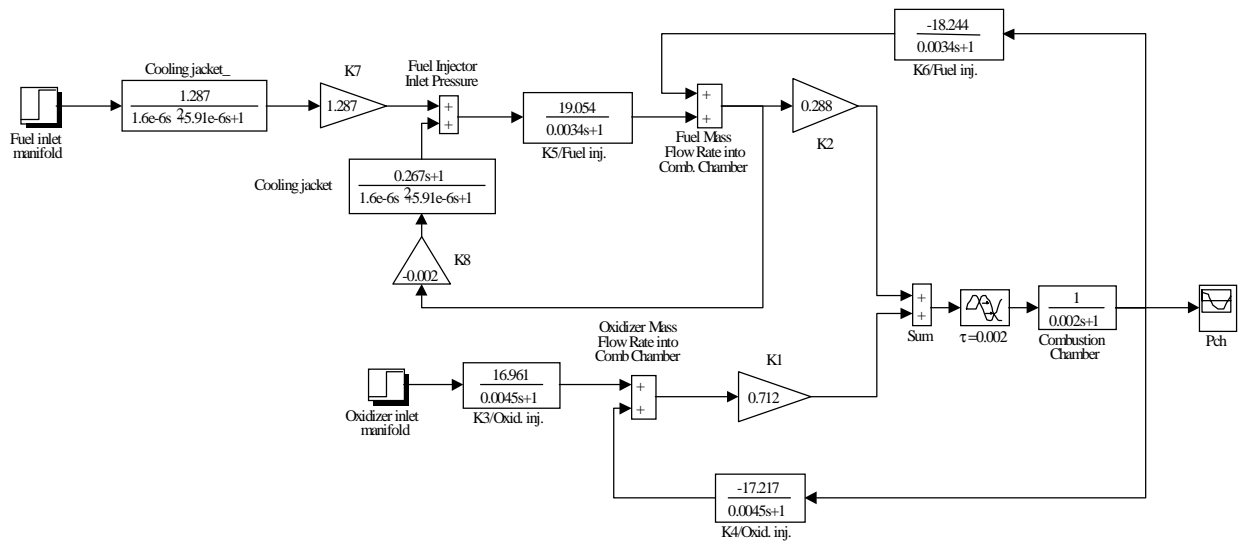


Figure 5 - Thrust chamber block diagram representation.



### 3.4 Thrust chamber frequency response

The frequency response of a system is defined as the steady-state response of the system to a sinusoidal input signal. The assessment of the stability performance in the frequency domain can be carried out by means of two different diagrams, Nyquist and Bode plots.

Figure 6 shows that the system is stable by the Nyquist criterion of stability. The concept of relative stability can be established by the gain margin (GM) and phase margin (PM) for a rated range of frequency in the Bode plot, as it is presented in Fig. 7.

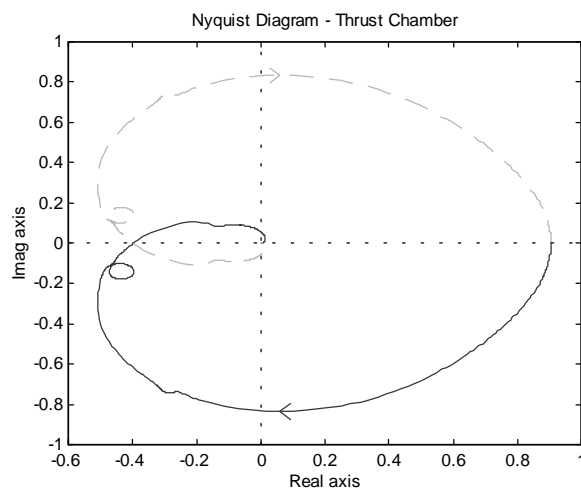


Figure 6 - Nyquist plot, frequency runs changes from  $-\infty$  to  $+\infty$ .

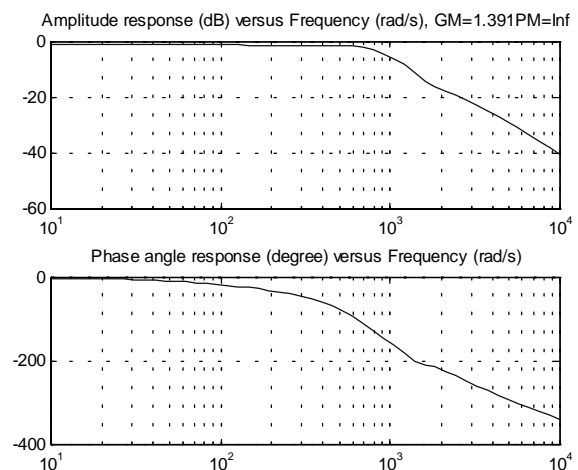


Figure 7 - Bode plot, frequency runs from 1.5 Hz to 1500 Hz.

### 3.5 Thrust chamber stability analysis

Several techniques have been developed for stability analysis, which can be used for two purposes, to know if the system is stable or not and to obtain a region of stability. Recently, two different methods were applied to construct such region, Mikhailov and Hermite-Biehler criteria, for three parameters that have great influence on frequency oscillations development of combustion chambers (Santana Jr. & Góes, 1999).

In this manner, the Routh-Hurwitz criterion also can be applied to find the zones of stability for the same analyzed parameters (Fig. 8). However, the time constant of combustion chamber  $T_c$  and the time delay of the combustion process  $\tau$  constitute another plane.

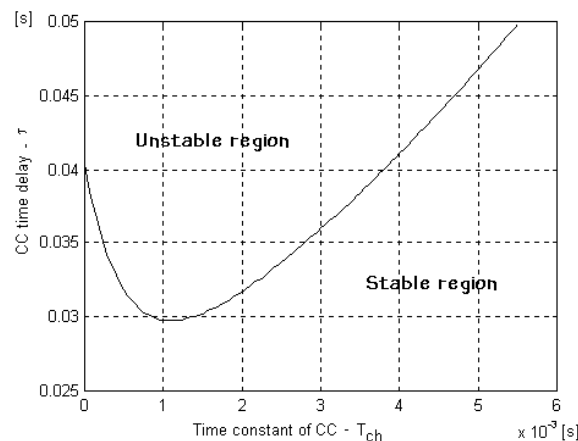


Figure 8 - Zone of stability in the plane time constant - time delay by Routh criterion.

The procedure involves selecting a range of values for these two parameters, computing the roots of the characteristic equation (Eq. 18) for specific values of them. For each value of  $T_c$  is found the first value of  $\tau$  that result in at least one root of the characteristic equation in the half-right plane. This process is repeated until the entire selected range of  $T_c$  and  $\tau$  is exhausted. Then, the plot of these pairs defines the separation between the stable and unstable regions.

$$\begin{aligned} \delta(s) = & 0.00111859 \cdot T_c \tau s^4 + (0.00223718 \cdot T_c + 0.00111859 \cdot \tau + 1.39412 \cdot T_c \tau) s^3 + \\ & + (0.00223718 + 2.78824T_c + 0.274792\tau + 204.62T_c\tau) s^2 + \\ & + (5.02689 + 409.24T_c - 47.7664\tau) s + 914.013 \end{aligned} \quad (18)$$

The designed system parameters,  $T_c = 0.002$  s and  $\tau = 0.002$  s, are inside the stable region.

#### 4. CONCLUSION

From the previous summary about the design of a liquid oxygen/kerosene thrust chamber, it can be concluded that such preliminary design meet the requirements of the technical specification for a second stage rocket engine. Because of high combustion temperature and high heat transfer rates from the hot gases to the chamber wall, two cooling techniques were used: regenerative and film cooling.

The dynamic analysis deserves special consideration during engine design, because potential mechanisms of chamber pressure oscillations can generate instability problems. Thus, the modeling of the combustion chamber, injector head, and cooling jacket was carried out. The Bode and Nyquist diagrams showed that the system is stable. In addition, the region of stability was obtained, for the two parameters,  $\tau$  and  $T_c$ , by means of Routh-Hurwitz criterion, and for their nominal values, the system is stable.

#### 5. REFERENCES

- BAZAROV, V. G. and YANG, V., 1998, "Liquid-Propellant Rocket Engine Injector Dynamics". *Journal of Propulsion and Power*, v.14.
- GLADKOVA, V. N., 1997, "Theory of Rocket Engines Automatic Control Systems". In: *Fundamental Course in Engine Design*. São José dos Campos, CTA/IAE.
- HUZEL, D. K. and HUANG, D. H., 1992, "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines". Washington: AIAA.
- KESSAEV, J., 1997, "Theory and Calculation of Liquid-Propellant Engine". In: *Fundamental Course in Engine Design*. São José dos Campos: CTA/IAE.
- SANTANA JR., A., 1998, "Diploma Project: Design of a Liquid Rocket Engine". In: *Fundamental Course in Engine Design*. São José dos Campos: CTA/IAE.
- SANTANA JR., A. and GÓES, L.C.S., 1999, "Dynamic Modeling and Stability Analysis of a Liquid Rocket Engine". 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM, Águas de Lindóia/SP.
- SUTTON, G. P., 1986, "An Introduction to Rocket Propulsion". New York: John Wiley & Sons.

## SEMI-CIRCULAR-SECTION CYLINDER WAKE VISUALIZATION

**Herbert Carlos Gonçalves**

**Edson Del Rio Vieira**

Universidade Estadual Paulista – Unesp – Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 31, – 15385-000 – Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: [delrio@dem.feis.unesp.br](mailto:delrio@dem.feis.unesp.br)

### **Abstract**

Flow visualization permits flow fields exploration, as well as physical phenomena interpretation, from fields induced by global measurement – force, moment – or from local ones – pressure, velocity. Linking that important experimental technique with image processing, this work investigates the vortex-shedding wake from semi-circular section prismatic bluff-body. Experiments were performed out in a pilot vertical low turbulence hydrodynamic tunnel, with 146×146×500 mm of test section. The emission of liquid dye tracers through very small holes on the body surface has been used to create the flow image. Video images have been captured using a 3 CCD high-resolution video camera, and still photographic images using a S.L.R. 35 mm camera. Strouhal number is determinate by image processing for Reynolds numbers up to 600. The knowledge of the Strouhal number behavior in function of Reynolds number for several rigid body shapes is much important as aid to vortex meter projects.

**Keywords:** Flow visualization, Image processing, Vortex shedding, Bluff body

### **1. INTRODUCTION**

Studies of vortex wakes generated by different geometries of rigid prismatic bluff-bodies applied to several engineering fields as well as to the Nature. Many numerical or experimental tools have been developed intending to understand this complex phenomenon.

Numerical research works on several prismatic bluff-body wakes, circular and square sections mostly, are frequently found, as in Meneghini *et al.* (1998), employing large eddy simulation for an oscillating circular cylinder, or in Pereira *et al.* (1999), using vortex method simulation to arbitrary bodies.

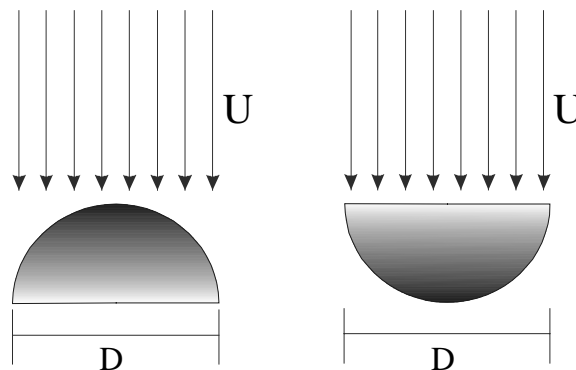
Many experimental techniques have also been proposed in the technical literature to von Kármán-vortex wake research. In scientific laboratory environment, vortex-shedding frequency is generally measured by a number of different ways. Modi & Dikshit (1975) employed successfully a highly sensitive pressure transducer positioned at the centerline of the vortex wake, and Sarpkaya & Kline (1982) measured the lift force actuating directly on the body surface using very small pressure sensors. Many researchers prefer to determine a spectral analysis of the flow

velocity in a fixed point on the wake. In those cases, the velocity signal are obtained by several ways, hot-wire anemometers (HWA) – Okajima (1982) and Kawakita & Silveiras (1993) – laser Doppler Anemometers (LDA) – Ferreira & Santos (1998) and Durão *et al* (1991), at last, using particle image velocimetry (PIV) – Agüi & Jiménez (1987) and Lourenço *et al.* (1997).

On the other hand, experimental flow visualization represents a very powerful tool for bluff-body wake analysis. Several beautiful images have been obtained out of different prismatic non-aerodynamic body wakes in hydrodynamic medium for relatively low Reynolds (up to 4000). Examples are the the images obtained by: Gonçalves & Vieira, (1999) utilizing four different regular polygon section cylinders (Re less than 600); Lindquist *et al.* (1999), for circular cylinder (showing the vortex street and re-circulating bubble) and Lindquist *et al.* (1998) for rectangular cylinder.

However, just few works explore the semi-circular section geometry, one exception could be given up to the papers by Luo & Chew (1989) and by Boisaubert *et al.* (1996). Additionally it is well known to the bluff-body aerodynamicist that the wakes of different prismatic bluff-bodies are not identical and moreover, there is a great influence of the after-body shape on their aerodynamics.

The main goal of the present work is, therefore, to study the wake generated by semi-circular cylinders positioned orthogonally according two different arrangements – the flat side facing upstream and downstream respectively, as in Figure 1.



**Figure 1.** Semi-circular section bluff-body cylinder tested in two different arrangements

## 2. EXPERIMENTAL SET-UP

Qualitative and quantitative experimental results from flow visualization have been obtained in a vertical low turbulence hydrodynamic pilot tunnel, operated by gravitational effect in blow-down mode, with a 146x146x500 mm test section and 0,1 % of turbulence. More details about that water tunnel facility and its operation are available in Gonçalves & Vieira (1999).

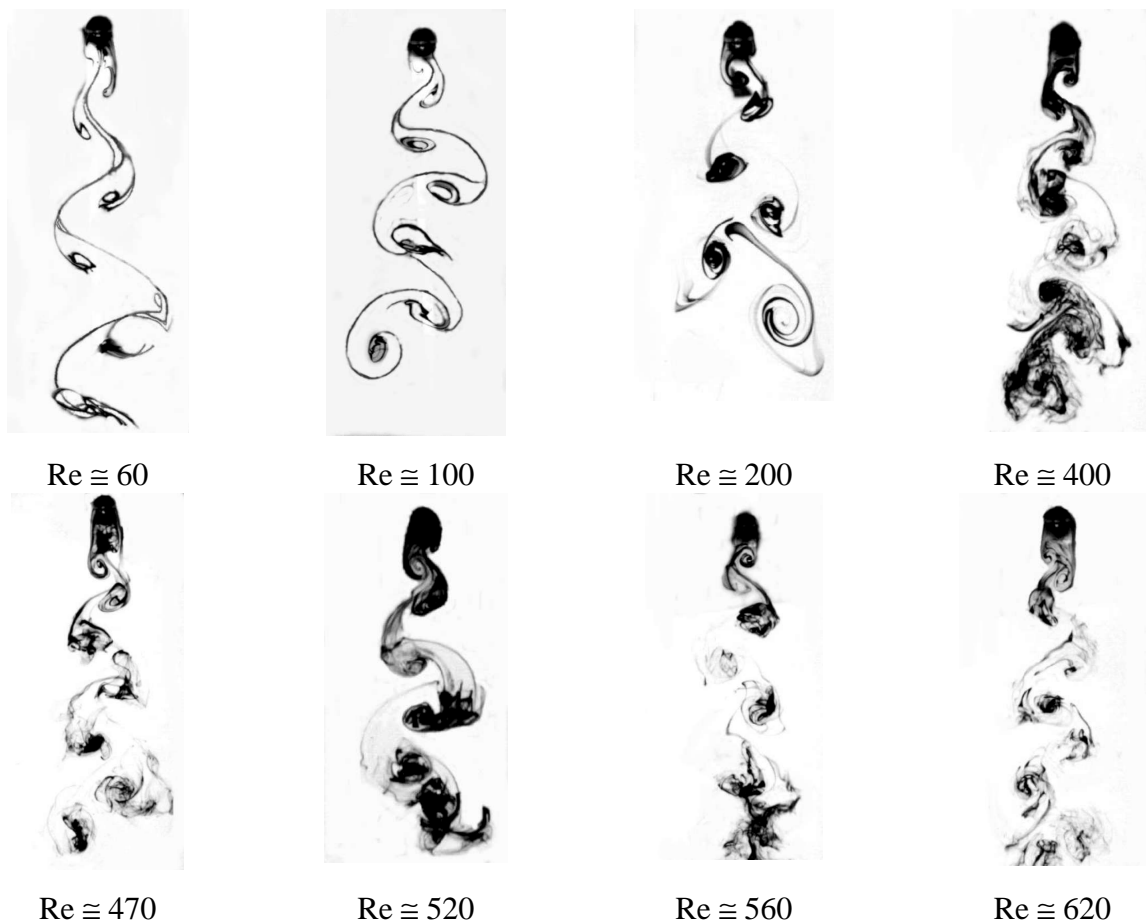
The flow visualization technique applied in this work is the injection of opaque liquid dye through small holes (I.D. 0,7 mm) on the body surface. The dye utilized is a solution of black PVA pigments, water and ethyl alcohol. The flow image has intensively been illuminated by twelve photoflood tungsten (150 W) lamps, shielded by white velvet-like translucent paper in order to provide a uniformly diffuse bright background against which the dye patterns were photographed.

A JVC KY-27C high-resolution video camera and a BR-S822U JVC videocassette recording (VCR) equipped with a TC (time counter) board have been used to capture video images. TC board permits the recording of a precise temporal identification of each frame. Observing in a highly controlled slow motion, the images recorded in video, it is possible to identify the precise moment of the beginning of the vortex shedding process. Once a complete vortex-shedding period identified, the time counter board allows the determination of the time associated with the process and consequently the vortex frequency. An estimate of errors associated to vortex-shedding frequency is about  $\pm 5\%$ . More details about the technique to determine the vortex-shedding frequency using a VCR are found in the work of Gonçalves & Vieira (1999). Additionally, vortex street still images have been captured utilizing a Nikon F4s (SLR) single lens reflex 35 mm camera and black & white negative film - Kodak Tmax 400.

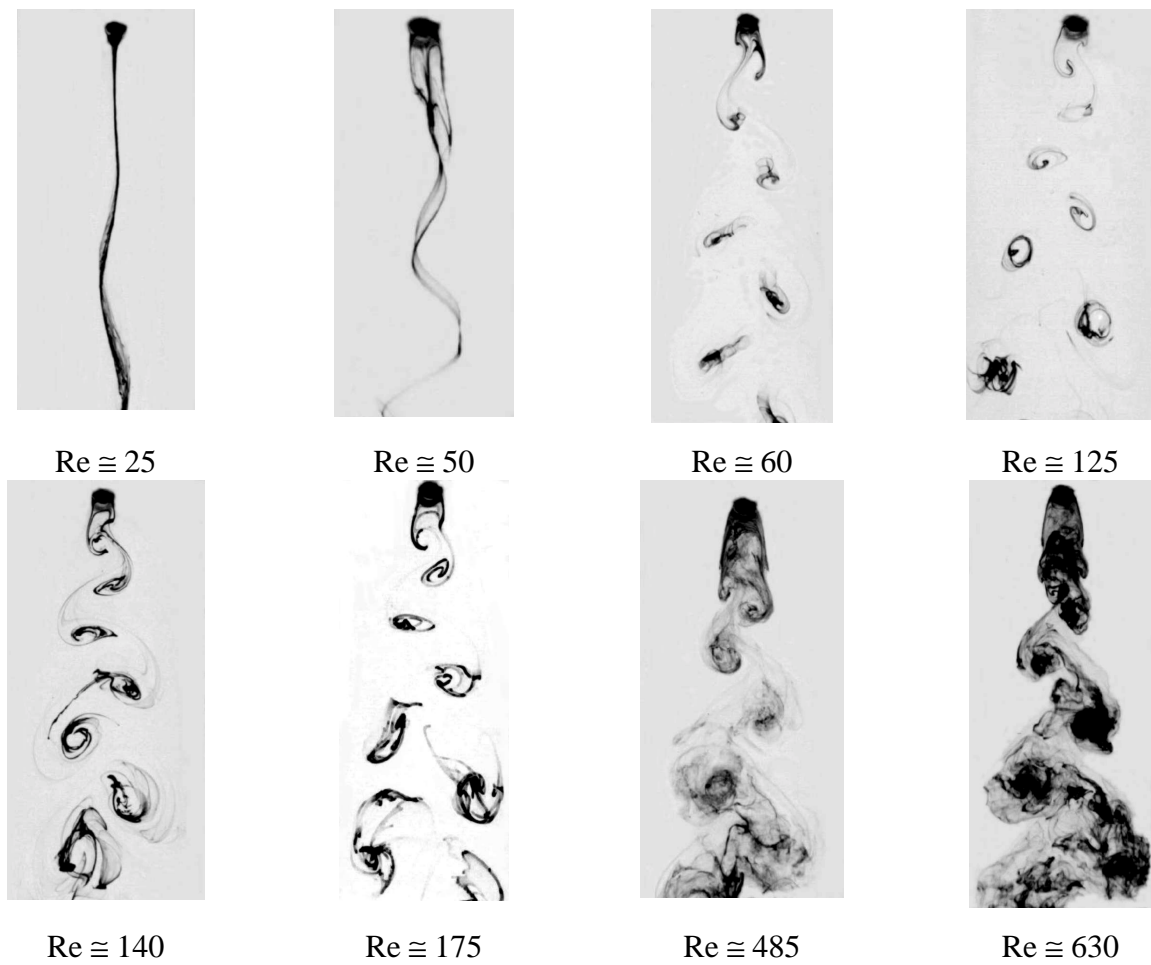
The non-perturbed velocity upstream the test model has been obtained using a *Yokogawa* electromagnetic flow meter mounted downstream the test section. An estimation of the errors associated to free stream velocity has shown less than about 5%, when compared with data obtained by hot film anemometer (*Dantec CTA Streamline*).

### 3. RESULTS

Flow images captured to the normal flat face turned downstream are showed in figure 2, and the opposite arrangements, the flat face turned upstream, are showed in Figure 3.



**Figure 2.** Wakes generated by a semi-circular cylinder (flat face turned downstream).



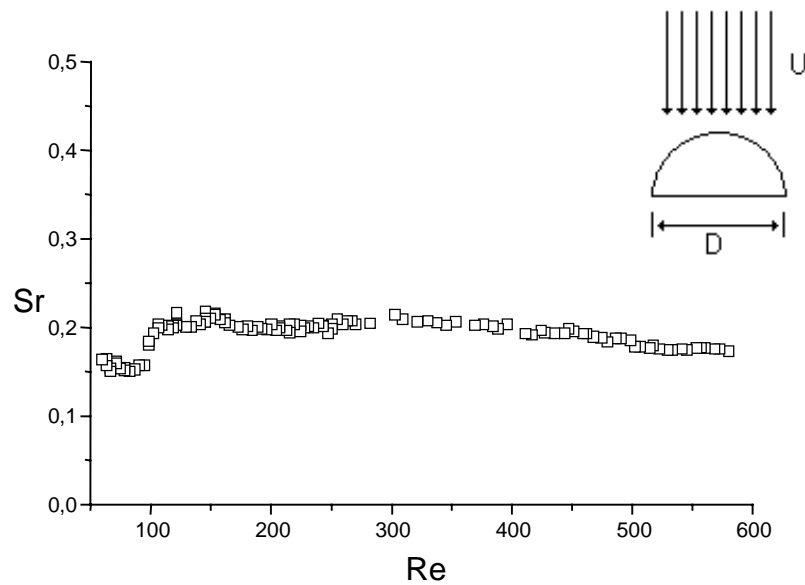
**Figure 3.** Wakes generated by a semi-circular cylinder (flat face turned upstream)

The non-dimensional vortex shedding frequency or Strouhal number ( $Sr$ ), is based in the characteristic length ( $D$ ) and non-perturbed flow velocity ( $U$ ) – see Figure 1 – and the vortex shedding frequency ( $f$ ), in accord to Equation 1.

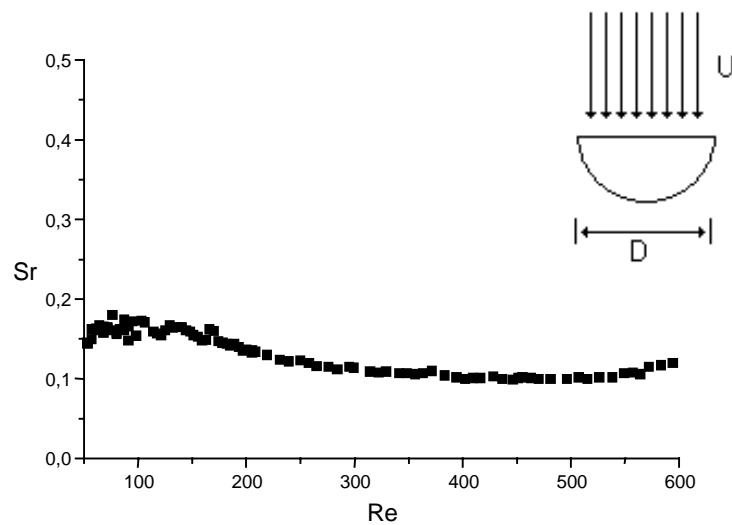
$$Sr = \frac{f D}{U} \quad (1)$$

Strouhal number behavior in function of Reynolds number for two arrangements proposed is depicted in the Figures 4 and 5.

All experiments have been performed out using a test model made from aeronautical polished aluminum of  $D = 6$  mm. In this situation, the blockage ratio is less than 5 % and aspect ratio (length to characteristic dimension ( $D$ ) ratio) more than 24.



**Figure 4.** Strouhal behavior in function of Reynolds (flat face turned downstream)



**Figure 5.** Strouhal behavior in function of Reynolds (flat face turned upstream)

#### 4. CONCLUSIONS

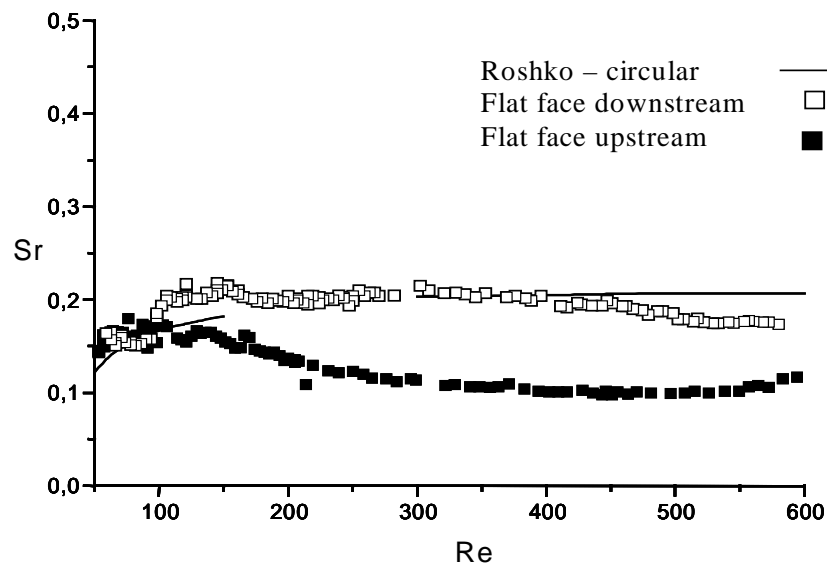
In this work semi-circular section prismatic bluff bodies for relative low Reynolds number (up to 600) and low blockage ratio (5 %) has been experimentally tested, using hydrodynamic flow visualization as a working tool, for obtaining the Strouhal – Reynolds behavior.

In the Figures 3 and 4 a number of images of the wake for two opposite attack angles are depicted. For Reynolds less than approximately 200, the wake images are very sharp, and the vortex is clearly identifiable. In opposition, for Reynolds more than 200, the vortex wake is

relatively more turbulent and the corresponding images is less clear, forcing the images to be captured using a higher dye tracer flow rate.

Flat face turned upstream wake images, Figure 3, show two particular images in relative low Reynolds. For Reynolds equals to 25, the flow contours the body, generating a stable small re-circulating bubble next to the curved face and the dye pattern wake is attached, generating small wave perturbation. For increased Reynolds, i.e. about 50, the re-circulating bubble is bigger and unstable and the dye pattern shows higher wave amplitude. For Reynolds number equals to 60, the flow exhibits an entire developed vortex shedding wake forming a full-configured von Kármán vortex street.

The Strouhal curves for the two opposite attack angles analyzed show appreciable difference. Figure 6 depicts a comparative analysis of the Strouhal number curves obtained in this work, for semi-circular section, and the traditional results obtained by Anatol Roshko, in 1953, for a circular cylinder.



**Figure 6.** Comparative Strouhal-Reynolds curves

Strouhal behavior for the semi-circular section with the flat face turned downstream is very close – in the range of Reynolds range 300 - 400 – to full circular cylinder section results obtained by Roshko. Apparently, in this range, the influence of the after-shape of the circular section is negligibly small in the detachment process. Obviously, the Strouhal generated by a semi-circular section with a flat face turned upstream differs appreciably, because the detachment promoted by the sharp edges.

Unfortunately, the testes have been restricted to Reynolds numbers up to 600, because the limitations in flow visualization technique and image capture hardware. Video image has been captured at a rate of approximately 30 fps (frames per second) using NTSC system, which allows the precise determination of shedding frequency limited to approximately 10 Hz maximum. In order to extend the present work to higher Reynolds numbers using the same technique, either a high-speed video camera, able to capture thousands of frames per second, or bigger tunnel facilities, able to test larger models, will be necessary.



Finally, in this work, no tentative has been made to reach the optimum configuration for achieving parallel vortex shedding in the wake of the bluff bodies. In order to accomplish this, the implementation of endplate devices has already been scheduled for future works.

## 5. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors acknowledge – and are thankful for - the financial support provided by FAPESP and Fundunesp/Unesp.

## 6. BIBLIOGRAPHY

- Agüí, J.C. and Jiménez, J., 1987, “On the Performance of Particle Tracking”, *Journal of Fluid Mechanics*, vol.185, pp.447–468.
- Boisaubert, N.; Coutanceau, M. and Ehrmann, P., 1996, “Comparative early Development of Wake Vortices Behind a Short Semicircular-Section Cylinder in Two opposite Arrangements”, *Journal of Fluid Mechanics*, vol.327, pp.73-99.
- Durão, D.F.G., Gouveia, P.S.T. and Pereira, J.C.F., 1991, “Velocity Characteristics of the Flow Around a Square Cross Section Cylinder Placed Near a Channel Wall”, *Experiments in Fluid*. Vol.11, no.6, pp.341–350,
- Ferreira, V.C.S. and Santos, S.M., 1998, “Caracterização do Escoamento Periódico com Vórtices Através de Laser Doppler Velocimetria”, *Proceedings of the Encit 98 – 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences*, vol.2, Rio de Janeiro, Brazil, pp.695-700.
- Gonçalves, H.C. and Vieira, E.D.R., 1999, “Strouhal Number Determination for Several Regular Polygon Cylinders for Reynolds Number up to 600, *Proceedings (in CD-ROM) of the COBEM 99 - XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Águas de Lindóia.
- Kawakita, K. and Silveira, O.M., 1993, “Estudo de Corpos de Perfil Não-Aerodinâmico Visando a Aplicação em Medidores de Vazão do Tipo Vórtice”, *Proceeding of the COBEM 93 - XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Brasília, pp.901-904.
- Lindquist, C., Mansur, S.S. and Vieira, E.D.R., 1998, “Estudo Experimental do Escoamento ao Redor de Cilindros Retangulares: Uma Aplicação aos Trocadores de Calor Compactos. *Proceedings of the Encit 98 – 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences*, vol.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp.557-561.
- Lindquist, C., Vieira, E.D.R. and Mansur, S.S., 1999, “Flow Visualization of the von Kármán Vortex Street: a Tool for Fluid Mechanics Learning”, *Proceedings of the ICECE’99 – International Conference on Engineering and Computer Education*, Rio de Janeiro, Brazil.
- Lourenço, L; Subramanian, S and Ding, Z., 1997, “Time Series Velocity Field Reconstruction from PIV Data”, *Measurement Science and Technology*, vol.8, no.12, pp. 1533-1538.
- Luo, S.C. and Chew, Y.T., 1989, “A Smoke Wires Flow Visualization Study of the Wakes of Bluff Bodies with Different Afterbodies”, *Flow Visualization V (Reznicek, R. ed.) Proceedings of the Fifth International Symposium on Flow Visualization*, Hemisphere Publishing Corp.
- Meneghini, J.R.; Saltara, F. and Siqueira, C.L.R., 1998, “The Simulation of Vortex Shedding from an Oscillating Circular Cylinder with Large Eddy Simulation”, *Proceedings*

of the Encit 98 – 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, vol.2, Rio de Janeiro, Brazil, pp.1340-1345.

Modi, V.J. and Dikshit, A.K., 1975, “Near–Wakes of Elliptic Cylinders in Subcritical Flow”, *AIAA Journal*, Vol.13, no.4, pp.490–497.

Okajima, A., 1982, “Strouhal Numbers of Rectangular Cylinders”, *Journal of Fluid Dynamics*, vol.123, pp. 379-398.

Pereira, L.A.A., Hirata, M.H. and Oliveira, W., 1999, “Aerodynamics Loads (Numerical Simulation Using Vortex Clouds”, Proceedings (in CD-ROM) of the Cobem 99 – 15 th. Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, Brazil.

Sarpkaya, T. and Kline, H.K, 1982, “Impulsively–Started Flow About Four Types of Bluff Body”. *Trans. of the ASME: Journal of Fluids Engineering*, Vol.104, pp.207–213, 1982

# SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO DE BOMBA CENTRÍFUGA PARA TURBOBOMBA DE MOTOR-FOGUETE A PROPELENTE LÍQUIDO

**Renato Yassuo Tamashiro**

**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, 12228-901, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: barbosa@mec.ita.cta.br

## Resumo

Este trabalho tem por objetivo definir uma metodologia para dimensionamento e simulação de operação de uma bomba centrífuga aplicável em turbobombas de motor-foguete a propelente líquido. São determinadas as dimensões dos principais elementos de uma bomba: alimentador, indutor em espiral, impelidor, coletor e difusor, a partir das características do fluido e das condições de operação da bomba. Um modelo de perdas que leva em consideração as principais fontes de variação das condições ideais é estabelecido. Um algoritmo, implementado em *Mathcad*, é utilizado para resolver o sistema de equações obtido. Definida a geometria da bomba, um novo algoritmo é definido para obter as perdas durante o funcionamento fora do ponto de projeto, com vistas à obtenção dos mapas de desempenho da bomba centrífuga. A validade do modelo é verificada através do dimensionamento e da simulação de uma turbobomba para utilização no motor russo RD-109, cujas características são conhecidas.

**Palavras-chave:** propulsão, foguetes, turbobomba, bomba centrífuga.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo e aprimoramento de turbobombas para aplicação em motor-foguete surgiu da necessidade de uma máquina que operasse com uma rotação muito elevada, condições extremas de temperatura e que fosse ao mesmo tempo leve, pequena e confiável. A turbobomba é um dos principais componentes de um motor-foguete e compõe-se basicamente de três elementos: turbina, bomba de oxidante e bomba de combustível. Os principais requisitos de uma turbobomba para aplicação espacial são alta confiabilidade, baixo custo, mínimo peso, fluxo estável dentro dos limites de operação, alta eficiência e desempenho adequado de sucção.

Tendo por base a experiência dos russos no projeto, fabricação e desenvolvimento de motores-foguete, procurou-se aplicar os seus conhecimentos, relatados em literatura aberta, para o desenvolvimento de uma metodologia de projeto e de simulação de funcionamento de uma bomba centrífuga. O motor RD-109 é usado nos estágios superiores de veículos de lançamento. Foi desenvolvido entre 1958 e 1962 e com ele um patamar de confiabilidade foi atingido. É produzido e usado até hoje pelos russos. Pelo fato de alguns dados de projeto e de desempenho dessa bomba estarem disponíveis, foi escolhida como referência neste trabalho.

O RD-109 utiliza oxigênio líquido como oxidante e querosene como combustível. A turbobomba deste motor movimenta o propelente para o interior da câmara de combustão e do gerador de gás. Ela possui um eixo simples onde estão acopladas a turbina e duas bombas centrífugas. O conjunto rotativo tem seu movimento e apoio proporcionados por dois rolamentos especiais. A bomba de oxidante possui um impelidor do tipo centrífugo, fechado, com uma entrada axial e um indutor helicoidal.

## 2. PRINCIPAIS ELEMENTOS DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA

### 2.1 Indutor helicoidal

Conhecendo-se a vazão volumétrica  $V$ , a rotação  $\omega$  e a geometria da bomba, podem-se obter as velocidades absoluta  $c_{1z,s}$ , tangencial  $u_{s,p}$  e o triângulo de velocidades na entrada do indutor. Em geral, o ângulo de escoamento  $\beta_{1,s,p}$  não deve exceder  $8^\circ$  e o ângulo de incidência  $i_p$  não deve exceder  $3^\circ$  de forma a evitar o descolamento do escoamento na bomba, conforme observa Ovsyannikov e Borovskiy (1973).

As velocidades axial, tangencial e absoluta na saída do rotor podem ser calculadas por

$$c_{1z,s} = 4V(\pi D_{s,eq}^2)^{-1}, \quad u_{s,p} = 0,5\omega D_s \quad e \quad c_{2u,s} = v_{2,rel} u_{s,p} \quad (1)$$

onde  $D_{s,eq}$  é o diâmetro equivalente do indutor,  $v_{2,rel}$  é a razão de velocidades e  $u_{s,p}$  é a velocidade tangencial no diâmetro  $D_s$ . A área do círculo caracterizado por  $D_{s,eq}$  é igual à área da co-roa circular definida pelo diâmetro do cubo  $d_{hub}$  e pelo diâmetro externo do indutor  $D_s$ .

### 2.2 Impelidor centrífugo

O escoamento no espaço entre o indutor e o impelidor é considerado sem perdas, obedecendo a lei de vórtice livre  $c_{1u} \cdot r = \text{constante}$ , sendo  $c_{1u}$  a componente tangencial da velocidade absoluta na entrada do impelidor e  $r$  a distância radial. Assim,

$$c_{1u} = D_s D_1^{-1} c_{2u,s} \quad (2)$$

A partir da velocidade angular  $\omega$  e do diâmetro de entrada no impelidor  $D_1$  obtém-se a velocidade tangencial  $u_1$ . A componente meridional da velocidade absoluta  $c_{1m}$  é dada pela razão da vazão que atravessa o impelidor e a área da seção transversal ao escoamento. Daí

$$u_1 = 0,5\omega D_1 \quad e \quad c_{1m} = V(\pi D_1 b_1 \eta_{flow})^{-1} \quad (3)$$

onde  $b_1$  é a altura da pá do impelidor no diâmetro  $D_1$  e  $\eta_{flow}$  é o rendimento volumétrico da bomba.

Do triângulo de velocidades determinam-se a velocidade relativa  $w_1$  e o ângulo do escoamento na entrada do impelidor  $\beta_1$  e, deste, o ângulo da pá  $\beta_{1,B}$ :

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2}, \quad \beta_1 = \tan^{-1}(c_{1m} (u_1 - c_{1u})^{-1}) \quad e \quad (4)$$

$$\beta_{1,B} = \beta_1 + i \quad (5)$$

onde  $i$  é o ângulo de incidência na entrada do impelidor.

De forma semelhante, obtêm-se as velocidades tangencial  $u_2$ , a componente meridional da velocidade absoluta  $c_{2m}$  e a componente tangencial da velocidade absoluta  $c_{2u}$ , na saída do impelidor:

$$u_2 = 0,5\omega D_2, \quad c_{2m} = V(\pi D_2 b_2 \eta_{flow})^{-1} \quad e \quad c_{2u} = c_{2u,inf} k_z \quad (6)$$

onde  $D_2$  é o diâmetro de saída no impelidor,  $b_2$  é a altura do impelidor no diâmetro  $D_2$ ,  $k_z$  é o fator de escorregamento,  $\psi$  um coeficiente empírico dado por Ovsyannikov e Celifonov (1996) e  $c_{2u.inf}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta considerando-se o número de pás  $z_K$  infinito. Os valores de  $k_z$ ,  $\Psi$  e  $c_{2u.inf}$  são dados por:

$$k_z = \left( 1 + 2\Psi \left[ z_K \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right) \right] \right)^{-1}, \quad \psi = \left( \frac{c_{2m}}{u_2} \right)^{\frac{1}{6}} (1 + \sen \beta_{2,B}) \quad e \quad (7)$$

$$c_{2u.inf} = u_2 - c_{2m} (\tan \beta_{2,B})^{-1}. \quad (8)$$

### 3. MODELO DAS PRINCIPAIS PERDAS

Assim como em qualquer máquina de fluxo, numa bomba centrífuga observa-se uma conversão de energia acompanhada de perdas. Torna-se então imprescindível o estudo da natureza e da magnitude dessas perdas, de forma a minimizar seus aspectos indesejáveis e melhorar o desempenho da bomba.

Com a identificação das perdas e principalmente dos processos através dos quais elas aparecem e afetam o desempenho da bomba, tornam-se possíveis as alterações na sua modelação real. Com isso, pode-se conhecer antecipadamente o funcionamento da bomba e, desta forma, avaliá-la melhor.

Neste trabalho as perdas consideradas são: perdas hidráulicas, perdas por fuga do fluido, perda por fricção do rotor e perdas mecânicas. Não são consideradas separadamente as perdas de topo, embora tenham influência significativa no desempenho de bombas.

#### 3.1 Perda hidráulica

A perda hidráulica de uma bomba centrífuga decompõe-se em perda hidráulica no alimentador ( $L_{in}$ ), no indutor ( $L_s$ ), no impelidor ( $L_K$ ), no coletor ( $L_C$ ) e no difusor cônico ( $L_{KD}$ ).

$$L_{hidr} = L_{in} + L_s + L_K + L_C + L_{KD}, \quad \text{com} \quad L_{in} = 0,5\zeta_{in} c_{1z}^2 \quad (9)$$

onde  $c_{1z}$  é a velocidade axial e  $\zeta_{in}$  é o coeficiente de perda no alimentador.

A perda de energia no indutor  $L_s$  é dada pela diferença entre a capacidade de carga teórica do indutor  $H_{T,s}$  e a capacidade de carga real  $H_s$ :

$$L_s = H_{T,s} - H_s. \quad (10)$$

O valor de  $H_{T,s}$  é encontrado a partir da equação de Euler (para  $c_{1u} = 0$ ):

$$H_{T,s} = c_{2u.ave} u_{ave} \quad (11)$$

onde  $u_{ave}$  é a velocidade tangencial no diâmetro médio e  $c_{2u.ave}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta no diâmetro médio. Considerando-se que:

$$H_s = \eta_{hidr.s} c_{2u.ave} u_{ave} \quad \text{tem-se} \quad L_s = (1 - \eta_{hidr.s}) c_{2u.ave} u_{ave} \quad (12)$$

onde  $\eta_{\text{hidr.s}}$  é o rendimento hidráulico do indutor.

A perda de energia no impelidor  $L_K$  é proporcional ao quadrado da velocidade relativa na entrada do impelidor:

$$L_K = 0,5\zeta_K w_1^2 \quad (14)$$

onde  $\zeta_K$  é o coeficiente de perda de energia no impelidor e  $w_1$  é a velocidade relativa na entrada do impelidor determinada pelo triângulo de velocidades:

$$w_1^2 = c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2. \quad (15)$$

O coeficiente de perda  $\zeta_K$  diminui com a redução da quantidade de energia transmitida ao líquido pelo indutor. A utilização do indutor em conjunto com o impelidor assegura uma pré-rotação do fluido na entrada do anel centrífugo. Isto leva a uma redução da perda de energia no impelidor.

A perda no coletor  $L_C$ , posicionado logo após o impelidor, é dada por

$$L_C = 0,5\zeta_C c_{2u}^2 \quad (16)$$

onde  $\zeta_C$  é o coeficiente de perda no coletor e  $c_{2u}$  é a componente tangencial da velocidade absoluta na saída do impelidor.

A perda no difusor cônico  $L_{KD}$  é determinada por:

$$L_{KD} = 0,5\zeta_{KD} c_g^2 \quad (17)$$

onde  $c_g$  é a velocidade absoluta na entrada do difusor cônico.

O coeficiente de perda  $\zeta_{KD}$  depende da correlação de áreas de saída,  $F_{\text{out}}$ , e da garganta,  $F_g$ , do difusor e do ângulo equivalente  $\alpha_{\text{eq}}$  do difusor, conforme a equação abaixo:

$$\zeta_{KD} = 1,15 \text{tg} \alpha_{\text{eq}} \sqrt[3]{F_{\text{out}} F_g^{-1} - 1}. \quad (18)$$

Conhecendo-se todas as parcelas que constituem a perda hidráulica total, podem-se calcular a capacidade de carga teórica  $H_T$  da bomba e o rendimento hidráulico,  $\eta_{\text{hidr}}$ , que caracteriza as qualidades do escoamento que atravessa a bomba, por:

$$H_T = H + L_{\text{hidr}} \quad \text{e} \quad \eta_{\text{hidr}} = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + L_{\text{hidr}}}. \quad (19)$$

### 3.2 Perda por fuga

Perda por fuga ou vazamento é aquela devida à passagem de fluido por pequenas folgas existentes entre o impelidor e a carcaça da bomba. Devido à quantidade de vazamento  $V_{\text{seal}}$ , a vazão que atravessa o impelidor ( $V + V_{\text{seal}}$ ) é maior que a vazão da bomba ( $V$ ). A razão entre a vazão da bomba e a vazão do impelidor denomina-se rendimento volumétrico:

$$\eta_{\text{flow}} = V(V + V_{\text{seal}})^{-1}. \quad (20)$$

O sistema de vedação separa duas cavidades: uma de alta pressão e outra de baixa pressão, na região do impelidor. O vazamento depende da área da seção transversal, da geometria da folga e da diferença de pressão no anel de vedação. Segundo Pfeleiderer (1948), a vazão através da folga é determinada pela equação

$$V_{\text{seal}} = \mu f_{\text{seal}} \sqrt{2\rho^{-1}(p_{\text{seal}} - p_{\text{imp}})} \quad (21)$$

onde  $\mu$  é o coeficiente de vazão,  $f_{\text{seal}}$  é a seção de passagem do anel de vedação,  $p_{\text{seal}}$  é a pressão na frente do anel de vedação,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $p_{\text{imp}}$  é a pressão de entrada no impelidor. O coeficiente de vazão  $\mu$  é determinado pela magnitude da resistência hidráulica do anel de vedação. Quanto maior essa resistência, mantida constante a diferença de pressão, menor o fluxo que atravessa o anel de vedação. Esse coeficiente pode ser calculado, segundo Ovsyannikov e Borovskiy (1973), por

$$\mu = \left( \frac{\lambda l_{\text{seal}}}{\delta_{\text{seal}}} + 1,5 \right)^{-0,5} \quad (22)$$

onde  $\lambda$  é o coeficiente de fricção,  $l_{\text{seal}}$  é o comprimento do anel de vedação e  $\delta_{\text{seal}}$  é a folga radial do anel de vedação.

### 3.3 Perda por fricção do rotor

Trata-se da energia consumida para movimentar o impelidor. Este tipo de perda ocorre devido a dois fatores: a fricção real do fluido sobre o rotor, que é relativamente menor, e a ação de bombeamento do fluido em contato com o rotor, pelo qual o fluido é movimentado localmente pela ação de forças centrífugas, de acordo com Huzel e Huang (1992). A energia perdida devido à fricção do rotor transforma-se em calor e pode aumentar apreciavelmente a temperatura do fluido. A potência de fricção do rotor é determinada pela equação

$$N_{\text{disk}} = 2C_{\text{disk}} \rho (0,5D_2)^5 \omega^3. \quad (23)$$

O coeficiente de fricção  $C_{\text{disk}}$  é determinado em função do número de Reynolds. Para rotores lisos, obtém-se, para  $Re > 10^5$ :

$$C_{\text{disk}} = 0,039(Re)^{-0,2}. \quad (24)$$

Determina-se o rendimento do rotor pela equação

$$\eta_{\text{disk}} = 1 - N_{\text{disk}} (\rho(V + V_{\text{seal}})H_T + N_{\text{disk}})^{-1}. \quad (25)$$

### 3.4 Perda mecânica

As perdas por fricção nas vedações, segundo Stepanoff (1948), são afetadas por inúmeros fatores, como por exemplo, tamanho e profundidade da vedação, rotação da bomba, pressão e métodos de empacotamento e lubrificação. Assim, dados de literatura seriam válidos somente para um certo tipo de vedação e aplicação. Com relação aos rolamentos, ainda que suas di-

mensões estejam padronizadas, as perdas por fricção variam para um mesmo tamanho e carga de operação, de acordo com os diferentes modos de fabricação. Da mesma forma, o método de lubrificação afeta as perdas nos rolamentos.

A experiência tem mostrado que o rendimento mecânico  $\eta_{mec}$  de uma bomba de alta rotação pode atingir valores entre 0,95 e 0,97 no ponto de projeto. Neste trabalho as perdas mecânicas foram consideradas constantes e, em consequência,  $\eta_{mec}$  foi fixado em 0,95.

#### 4. VERIFICAÇÃO DA VALIDADE DO MODELO USANDO DADOS DA TURBO-BOMBA DO MOTOR RD-109

O modelo de perdas foi utilizado tanto no dimensionamento da bomba como na simulação de seu desempenho no ponto de projeto e fora dele. No que se segue é descrito como se desenvolveu o projeto da bomba e como seu funcionamento foi simulado a partir do modelo de perdas adotado.

##### 4.1 Projeto de bombas utilizando a metodologia desenvolvida

A Tabela 1 mostra os dados iniciais relativos à bomba de oxidante do motor RD-109, para os cálculos da bomba centrífuga usados neste trabalho.

**Tabela 1** - Dados iniciais para o cálculo da bomba de oxidante

Dados iniciais	símbolo	valor	unidade
Vazão de massa	$m_p$	11,83	kg/s
Pressão requerida na saída da bomba	$p_{out}$	$6,57 \cdot 10^6$	Pa
Pressão mínima na entrada da bomba	$p_{in}$	$0,29 \cdot 10^6$	Pa
Temperatura máxima na entrada da bomba	$T_{in}$	90	K
Pressão de vapor	$p_s$	$0,13 \cdot 10^6$	Pa
Densidade	$\rho$	1140	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade	$\nu$	$1,66 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s
Potência consumida pela bomba (oxidante)	$N_o$	$102,9 \cdot 10^3$	W
Potência consumida pela bomba (combustível)	$N_f$	$109,62 \cdot 10^3$	W
Tensão de torção admissível do eixo	$\tau$	$1,0 \cdot 10^8$	Pa
Ângulo de saída do impelidor	$\beta$	8°	
Ângulo de incidência do impelidor	$\iota$	0,7°	

A partir destes dados e obedecendo algumas restrições de projeto, tais como qualidade anti-cavitacional e tensão de torção admissível do eixo, obtém-se a velocidade angular, o rendimento, a potência consumida e as principais dimensões da bomba centrífuga. Os detalhes do projeto podem ser obtidos em Tamashiro (1999).

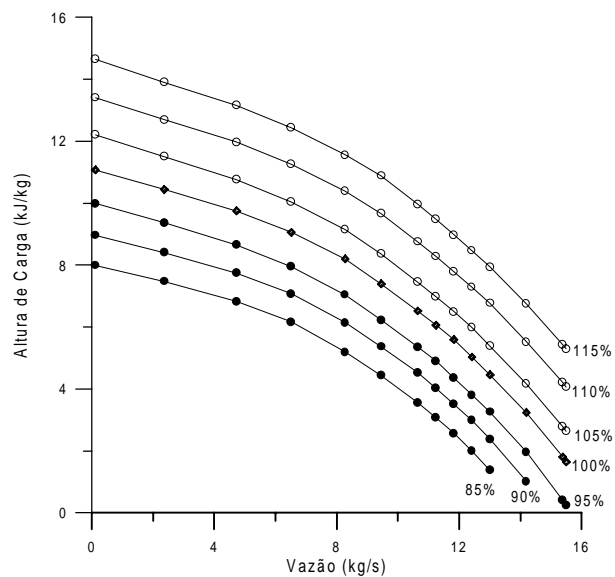
Utilizando-se os modelos de perdas indicados, foi montada uma seqüência de cálculos utilizando-se o software *Mathcad*. Os dados de entrada são a geometria da bomba, a vazão requerida e a rotação. Como resultado, obtém-se a capacidade de carga H, as perdas e o rendimento. O programa utilizado faz variar automaticamente a vazão e a rotação, obtendo-se os dados necessários para a construção das curvas ilustradas nas Figuras 1 e 2, também obtidas automaticamente. Os valores que definem a geometria da bomba, a velocidade de rotação, o rendimento e a potência consumida estão listados na Tabela 2, bem como os respectivos valores para a bomba de oxidante do motor RD-109 e a variação percentual obtida entre essas medidas. Os resultados obtidos poderiam ser mais próximos dos valores da bomba do RD-109,



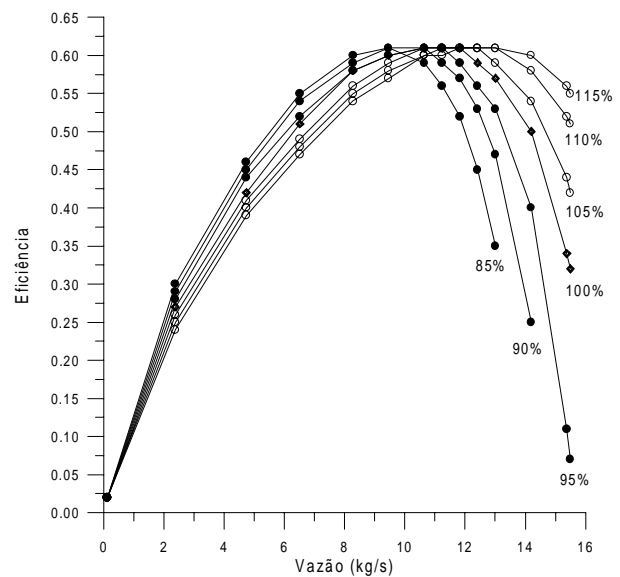
uma vez que alguns dados de projeto poderiam ter sido alterados. Neste trabalho optou-se por adotar valores médios. Utilizando-se a seqüência de cálculos pode-se ainda calcular as perdas e, em conseqüência, o desempenho da bomba fora do ponto de projeto. Então, definida a geometria e fixada uma velocidade de rotação, faz-se variar a vazão de massa para a obtenção das características da bomba analisada.

**Tabela 2** - Valores calculados comparados com os valores da bomba do motor RD-109

Parâmetros analisados	símbolo	calculado	RD-109	%
Velocidade de rotação (rpm)	$n_{RPM}$	36544	33800	8
Diâmetro do cubo ( $10^{-3}$ m)	$d_{hub}$	18,25	18,59	2
Diâmetro externo do indutor ( $10^{-3}$ m)	$D_s$	40,74	41,50	2
Diâmetro na entrada do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D_1$	33,00	36,40	9
Diâmetro de entrada no impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D_0$	40,74	44,85	9
Altura inicial da pá do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$b_1$	16,75	18,35	9
Diâmetro externo na entrada do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D'_1$	49,70	50,57	2
Altura final da pá do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$b_2$	4,59	5,38	15
Diâmetro na saída do impelidor ( $10^{-3}$ m)	$D_2$	73,93	80,50	8
Rendimento da bomba de oxidante	$\eta$	0,61	0,58	5
Potência consumida ( $10^3$ W)	$N_o$	115,4	121,6	5



**Figura 1** - Comportamento da capacidade de carga em função da vazão de oxidante



**Figura 2** - Comportamento do rendimento da bomba em função da vazão de oxidante

Levando-se em conta que a bomba será acionada por uma turbina, também em fase de projeto, e para que possa haver compatibilidade de rotação entre a bomba e a turbina, procurou-se simular o funcionamento da bomba entre 85% e 115% da sua rotação nominal. Os resultados dos cálculos estão mostrados nas Figuras 1 e 2, para valores de rotação variando entre 85% e 115%, como indicado nas curvas.

## 5. CONCLUSÕES

O modelo de perdas considerou os principais fatores que influenciam o desempenho de

uma bomba centrífuga. Tendo sido construído levando-se em conta dados experimentais, é de se esperar que os resultados obtidos neste trabalho sejam qualitativa e quantitativamente coerentes. A Tabela 2 indica essa qualidade, uma vez que, tanto a geometria básica da bomba como suas características principais de desempenho, são muito próximas das de uma bomba equivalente, já projetada, fabricada e ensaiada, como a do motor RD-109. Fora do ponto de projeto, o modelo prevê corretamente o comportamento da bomba, uma vez que as curvas de desempenho têm as formas usuais, que também podem ser obtidas utilizando-se as relações de similaridade, conforme pode ser visto em Tamashiro (1999). Embora não tenha sido possível a obtenção de dados experimentais da bomba operando fora do ponto de projeto, para fins de comparação, pode-se esperar que o desempenho calculado esteja bem próximo do real, uma vez que o modelo de perdas foi calibrado para esses tipos de aplicações. A pesquisa será continuada no sentido de se calcular o escoamento no interior dos canais para se assegurar que o escoamento seja coerente com o modelo adotado.

Existem diversos procedimentos para o dimensionamento de uma bomba. Este trabalho apresentou um deles. Tem a característica especial de definir a geometria básica de uma bomba similar a uma bomba existente, o mesmo acontecendo com seu desempenho. Desta forma, sua utilização pode resultar no projeto de uma bomba cujo desempenho requerido possa ser alcançado após pouco desenvolvimento em bancos de ensaios.

## 6. REFERÊNCIAS

- Huzel, Dieter K., Huang, David H., 1992, “Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engine”, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington DC, 431p.
- Ovsiannikov, B. V., Borovskiy, B. I., 1973, “Theory and Calculation of Feed Units of Liquid Propellant Rocket Engines”, Foreign Technology Division, Ohio, 485p.
- Ovsiannikov, B. V., Celifonov, B. C., 1996, “Theory and Calculation of Screw Centrifugal Pumps”, Moscow Aviation Institute, Moscow, 71p.
- Pfeleiderer, C., Petermann Hartwig, 1979, “Máquinas de Fluxo”, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 454p.
- Stepanoff, Alexey J., 1948, “Centrifugal and Axial Flow Pumps”, John Wiley & Sons, Nova York, 428p.
- Tamashiro, R.Y., 1999, “Simulação Numérica de Bomba Centrífuga para Aplicação em Motor-Foguete a Propelente Líquido”, Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, S.P., 127p.

# **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO TRANSPORTE, DEFORMAÇÃO E CAPTURA DE INTERFACES TRIDIMENSIONAIS**

**Aristeu da Silveira Neto**

**Juliano Marcelo de Arruda**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [jmarruda@mecanica.ufu.br](mailto:jmarruda@mecanica.ufu.br)

## **Resumo**

Apresenta-se parte de um projeto no qual visa-se o estudo e o desenvolvimento de uma metodologia alternativa para estudos na área de dinâmica dos fluidos, envolvendo escoamentos bifásicos e interações fluido-estrutura. Esta metodologia, denominada Método de Captura de Interface, consiste em considerar que um corpo submerso faz parte integrante de um escoamento, sendo visto pela solução das equações de conservação como uma mancha de fluido com propriedades físicas diferentes daquelas do escoamento. Neste trabalho mostra-se o desenvolvimento de um código computacional que simula o transporte de uma interface tridimensional em relação ao escoamento, via campos de velocidades artificiais impostos. Apresenta-se também o cálculo da Função Indicadora, a qual permite obter a posição da interface ao longo do tempo, e a caracterização geométrica da interface (cálculo da normal e elementos de área). Resultados do transporte de esferas com deformações para diferentes campos de velocidades artificiais impostos são apresentados.

**Palavras-chave:** Função Indicadora, Captura de Interface, Parâmetros Geométricos, Transporte de Interface.

## **1. INTRODUÇÃO**

Problemas com fronteiras móveis, caracterizados pela presença de interfaces que interagem com o escoamento e demarcam regiões com propriedades físico-química diferentes, aparecem numa grande variedade de aplicações em engenharia, tais como processamento de materiais, interações fluido-estrutura e escoamentos bifásicos. Sob certas condições, influenciadas pelos parâmetros de controle, estas interfaces podem sofrer instabilidades.

A predição da dinâmica destes problemas torna-se importante, pois escoamentos sobre estruturas não rígidas, onde as instabilidades dinâmicas dos escoamentos e as deformações/oscilações das estruturas interagem, implicam em sistemas dinâmicos altamente não lineares. Já a formação de células gasosas e o crescimento de dendritas no processo de solidificação, influem na qualidade final do material processado. Os escoamentos bifásicos e multifásicos compõem um grupo muito importante de aplicações. A interação das múltiplas interfaces entre si e com o escoamento, dão origem a complexos fenômenos do tipo coalescência e fragmentação de interfaces.

A metodologia aqui apresentada permite simular numericamente o transporte de interfaces tridimensionais, realizado através da discretização do escoamento com uma malha euleriana, e da discretização da interface com uma malha lagrangeana, a qual se move por uma malha euleriana.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos estudos têm sido realizados com o intuito de simular o transporte e a captura de interfaces e as conseqüências resultantes de suas presenças sobre o escoamento transportante.

Os estudos de transporte de interfaces e as conseqüências resultantes sobre o escoamento também tem sido explorados. Loewenberg & Hinch (1996) realizaram a simulação numérica de uma emulsão concentrada submetida em um fluxo cisalhante; Zinchenko *et al.* (1997) apresentaram um algoritmo do método da integral de contorno para uma interação viscosa de partículas deformáveis; Cristini *et al.* (1998), simularam a deformação e a fragmentação de partículas em escoamentos viscosos;. Almeida (1998) também simulou a deformação de partículas em emulsões diluídas

Os métodos de captura podem ser divididos em captura de volume e captura de interface ou superfície.

Os métodos de captura de volume sobrepõe problemas de topologia, dividindo o domínio em regiões de solução separadas. Estas regiões são identificadas por marcadores, usados para reconstruir a interface, e que são advectados com o escoamento. Nesta linha tem-se o método “Marker-and-Cell” (MAC) proposto por Harlow & Welch (1965) para um fluido e derivações deste como o de Daly (1969) para dois fluidos. Tem-se também o Método de Volume de Fluido (VOF), apresentado por Hirt & Nichols (1981), no qual uma função marcadora é advectada ao fluido. Ainda na linha de captura de volume tem-se o método proposto por Lee & Tzong (1991), denominado de Formulação de Entalpia, o qual é utilizado muito em problemas de mudança de fase, uma vez que nestes casos o salto de difusividade térmica existente na interface não pode ser desprezada.

A captura de interface é mais precisa porém tem um custo de maior complexidade, pois a mesma é descrita por elementos computacionais adicionais. Inicialmente discutida por Richtmyer & Morton (1967) este método teve sua primeira implementação através do trabalho de Glimm *et al.* (1988), onde uma fronteira móvel foi representada por um conjunto de pontos convectados, os quais formam um contorno interno móvel. Outras técnicas baseadas na mesma idéia foram desenvolvidas, como os trabalhos de Peskin (1977), Fauci & Peskin (1988) e Fogelson e Peskin (1988).

Peskin (1977) realizou análise numérica do escoamento de sangue no interior do coração. Por esta mesma formulação, Silveira-Neto (1997) simulou numericamente escoamentos bifásicos laminares e em transição que transportam bolhas no interior de um canal fechado, utilizando a técnica de captura de interfaces. Esta técnica foi apresentada por Unverdi e Tryggvason (1992), trabalho no qual simulam-se escoamentos multifásicos não estacionários, onde uma interface separa fluidos incompressíveis de diferentes densidades e viscosidades.

Utilizando esta mesma técnica Juric e Tryggvason (1996) simularam numericamente solidificações dendríticas bidimensionais de substâncias puras, e Yu *et al.* (1995) simularam numericamente o transporte de bolhas de cavitação em escoamentos cisalhantes. Recentemente esta técnica também foi utilizada por Mendes (1999) para a simulação numérica fina do processo de transporte de interfaces bidimensionais.

## 3. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Os problemas de interação fluido-estrutura, escoamentos bifásicos e transporte de particulados podem ser tratados de formas semelhantes, através da consideração de uma fase contínua para o escoamento, e de uma fase dispersa, a qual é transportada pela fase contínua. A fase dispersa pode ser uma bolha (escoamento bifásico), uma partícula (transporte de particulado) ou um corpo sólido (interação fluido-estrutura). As fases contínua e dispersa são

tratadas por meio de uma formulação euleriana enquanto a interface entre elas é tratada de forma lagrangeana.

### 3.1 Formulação Matemática do Transporte das Fases Contínua e Dispersa

O transporte das fases contínua e dispersa é modelado através das equações de conservação da massa (equação 1) e da conservação da quantidade de movimento (equação 2). Considera-se escoamento incompressível, mas com densidade e viscosidade variáveis. Considera-se ainda escoamento isotérmico de um fluido newtoniano. Assim as equações são dadas por:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0, \quad (1)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} \right] = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \left\{ \mu (\vec{\nabla} \vec{V} + \vec{\nabla}^T \vec{V}) \right\} + \vec{F}. \quad (2)$$

### 3.2 Formulação Matemática do Transporte da Interface

A fase dispersa é aquela que é transportada pela fase contínua, e a interface a região entre as duas fases. De um ponto de vista discreto, pode-se considerar a interface que separa estas fases como um conjunto de pontos  $\vec{x}_k = x_k \vec{i} + y_k \vec{j} + z_k \vec{k}$ . As coordenadas  $(x_k, y_k, z_k)$  são definidas inicialmente. O transporte da interface é modelado de acordo com a seguinte equação lagrangeana:

$$\frac{d\vec{x}_k}{dt} = \vec{V}_k. \quad (3)$$

Esta equação é resolvida explicitamente, interpolando o campo de velocidade euleriano relativo ao tempo anterior, para a determinação da nova posição da interface no tempo atual. O campo de velocidades euleriano é determinado pela solução das equações (1) e (2). As velocidades de transporte lagrangeanas podem ser definidas com uma função delta, como segue:

$$\vec{V}_k(\vec{x}_k, t) = \int_V \vec{V}(\vec{x}, t) \delta(\vec{x} - \vec{x}_k) d\vec{x}. \quad (4)$$

Com esta definição obtém-se um campo de velocidade diferente de zero sobre a interface, em função do campo de velocidades euleriano na sua vizinhança.

### 3.3 Formulação Matemática do Cálculo dos Parâmetros Geométricos

O cálculo dos parâmetros geométricos, ou seja, a normal, a curvatura e a área do elemento cujo centróide é um dos nós discretizados da interface, torna-se necessário para o cálculo da função indicadora.

O método utilizado para a caracterização geométrica da interface foi proposto por Almeida (1998), o qual é uma variação do método desenvolvido por Zinchenko *et al.* (1997).

Neste método o vetor normal de cada nó é calculado pela somatória dos vetores normais aos elementos triangulares formados pelo nó  $i$ , ponderada pelo inverso das áreas destes elementos, como mostra a equação (5):

$$\mathbf{n}_i = \sum_{el} A_{el}^{-1} \mathbf{n}_{el} / \left| \sum_{el} A_{el}^{-1} \mathbf{n}_{el} \right|, \quad (5)$$

onde  $\mathbf{n}_i$  é o vetor normal ao nó  $i$ ,  $A_{el}$  é a área do elemento  $el$  e  $\mathbf{n}_{el}$  é vetor normal ao elemento  $el$ , sendo o somatório efetuado em todos os elementos nos quais o nó  $i$  está contido. A área do elemento  $el$  é a área formada pelo nó  $i$  e por dois de seus nós adjacentes. Uma vez que cada nó tem um certa quantidade de nós adjacentes, tem-se então a mesma quantidade de elementos de área triangulares. É importante lembrar que estas áreas calculadas aqui são somente para o cálculo do vetor normal, dado pela equação (5), não devendo confundi-la com o elemento de área que entrará no cálculo da função indicadora, como será visto no próximo item. Faz-se pois necessário calcular a área do elemento cujo centróide é o nó em questão. A curvatura pode ser obtida através do ajuste do parabolóide pelo método dos mínimos quadrados. O cálculo da curvatura torna-se necessário na avaliação da força interfacial, uma vez que ela é um dos parâmetros deste cálculo.

### 3.4 Formulação Matemática do Transporte da Função Indicadora

A função indicadora é utilizada com duas finalidades básicas: acompanhar o movimento e a geometria da interface ao longo do tempo. Esta função assume valores entre zero e um, sendo zero fora da interface e um dentro da mesma. O uso da mesma é feito para interpolar as propriedades físicas como a densidade e a viscosidade. De forma intuitiva deve-se buscar o cálculo desta função de forma que o resultado dependa diretamente de um parâmetro geométrico ligado à interface, por exemplo, a normal. Assim, define-se o gradiente da função indicadora como sendo

$$\vec{\nabla} I = \vec{G} = \sum_k D_{ijl} (\vec{x} - \vec{x}_k) \vec{n}(\vec{x}_k) \Delta S(\vec{x}_k). \quad (6)$$

Tem-se, na equação vetorial acima, três componentes, o que dificulta a solução e determinação de  $I(\vec{x}, t)$ . Aplicando-se o operador divergente em ambos os lados desta equação, tem-se:

$$\nabla^2 I(\vec{x}, t) = \vec{\nabla} \cdot \vec{G}(\vec{x}, t). \quad (7)$$

A solução desta equação tem duas vantagens: trata-se de uma equação escalar e o operador de Laplace conduz a uma solução bem comportada, mesmo que o termo fonte seja instável.

## 4. RESULTADOS

Neste item são apresentados os resultados obtidos com a metodologia de transporte de interfaces, representadas por uma malha lagrangeana. O transporte foi realizado com a interpolação das velocidades dos pontos eulerianos para os pontos lagrangeanos através da função distribuição. Foram utilizados diferentes campos de velocidades. Observa-se ainda que não foi objetivo deste trabalho o transporte das interfaces com campos de velocidades fornecidos pela solução das equações de Navier-Stokes. Os campos aqui utilizados foram gerados e impostos de forma ad-hoc, com os quais transportam-se as interfaces. Dois campos diferentes foram utilizados com o objetivo de testar as subrotinas de geração de malha, interpolação de velocidades, transporte da interface e cálculo da função indicadora. Não foi objetivo neste trabalho a remalhagem da interface, embora para os casos em que a mesma tem

uma intensa deformação, como nos escoamentos bifasicos, este processo se torne necessário (como pode ser visualizado na figura 5).

#### 4.1. Transporte da fase Dispersa

##### 4.1.1 – Campo de Velocidade Parabólico

Aqui a componente horizontal de velocidade é função de duas ordenadas,  $y$  e  $z$ . O transporte da interface por este campo de velocidades pode ser observado na figura 1, sendo a sua equação governante dada pela equação 8:

$$u(y, z) = -(100,0/3,0) \times (y^2 + z^2) + 20,0(y + z) \quad (8)$$

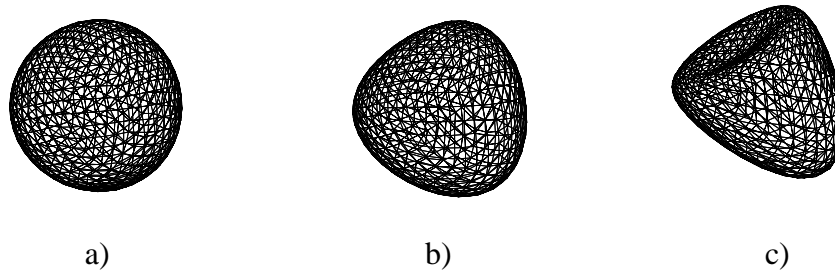


Figura 1 – Transporte de uma interface esférica por um campo de velocidades parabólico nos tempos: a) 0.0seg, b) 0.71 seg e c) 1.51 seg.

##### 4.1.2 – Campo de Velocidade Cisalhante

Novamente aqui, o campo de velocidades foi gerado na malha euleriana, tendo sido interpolado para os pontos lagrangeanos. Neste caso a componente horizontal da velocidade é função somente da direção  $z$ .

O transporte da interface através do campo de velocidades utilizado neste caso pode ser visto a seguir na figura 2. Ele obedece à seguinte condição:

$$u(z) = +1,0 \quad \text{se} \quad z < z_c \quad \text{ou}$$

$$u(z) = -1,0 \quad \text{se} \quad z \geq z_c,$$

onde  $z_c$  é ordenada em  $z$  do centro da esfera representada pela malha lagrangeana.

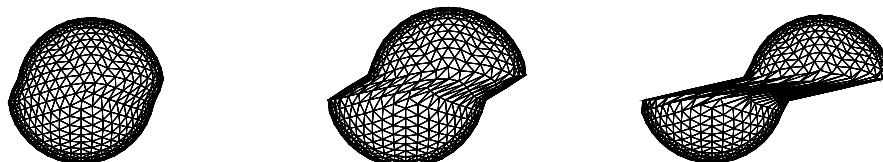


Figura 2 – Transporte de uma interface esférica por um campo de velocidades cisalhantes com um choque de velocidades:  $u_s = 1,0$  m/s e  $u_f = -1,0$  m/s.

## 4.2. Função Indicadora

A seguir apresenta-se a captura de uma interface tridimensional, com o seu transporte e deformação, via função indicadora.

### 4.2.1. Visualização da Função Indicadora

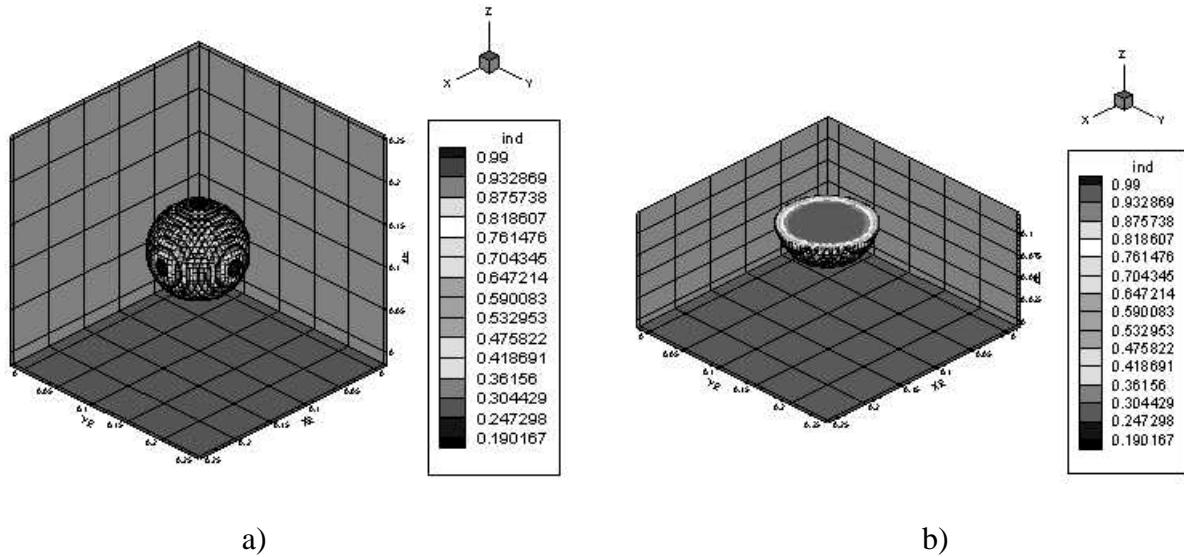


Figura 3 – Captura de uma interface esférica via função indicadora; raio da esfera igual a 25% do tamanho do domínio: a) esfera; b) corte hemisférico.

### 4.2.2. Campo de Velocidade Parabólico

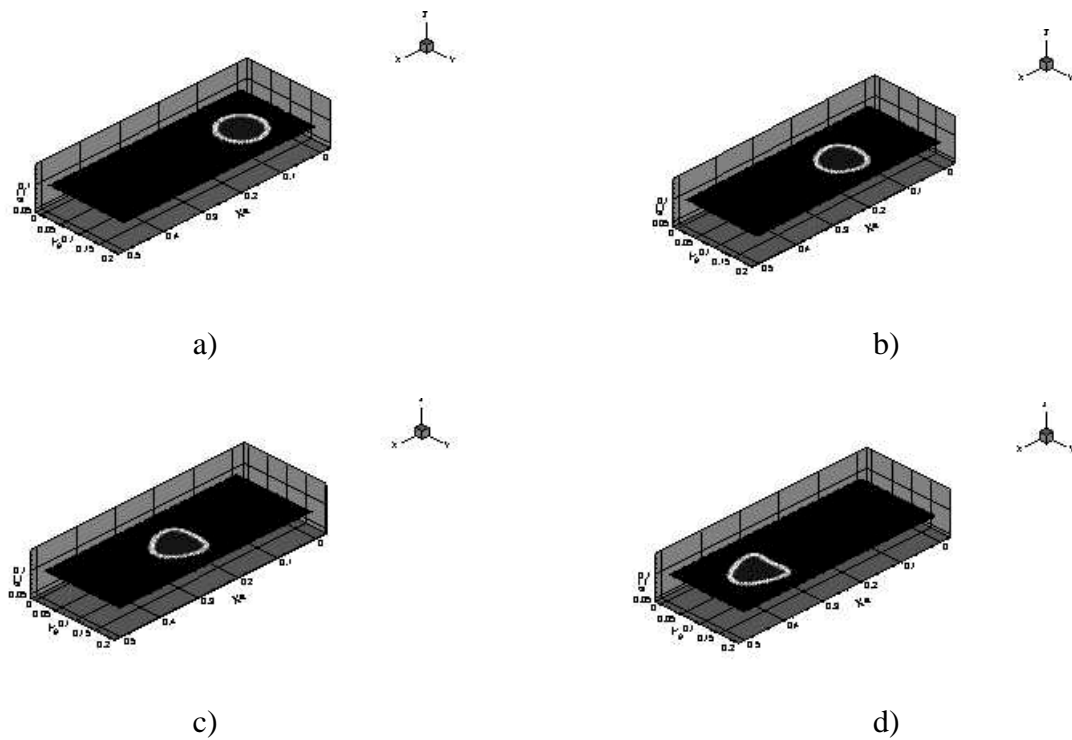


Figura 4 – Visualização da captura e do transporte da interface sob um campo de velocidades parabólico nos tempos: a) 0,0s, b) 0,04s, c) 0,06s, d) 0,09s.



### 4.2.3. Campo de Velocidade Cisalhante

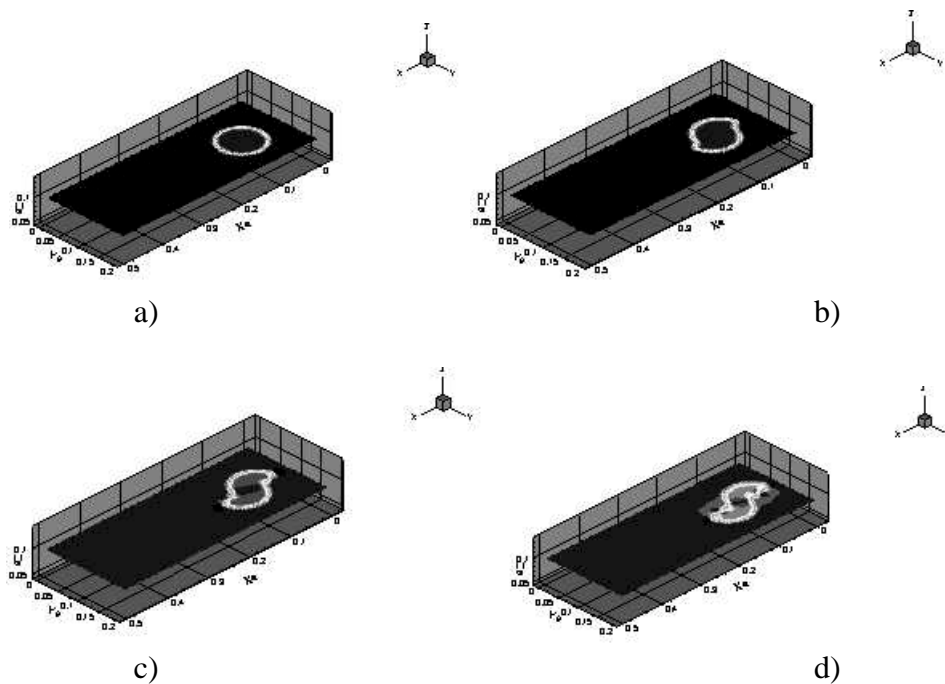


Figura 5 – Visualização da captura da interface sob um campo cisalhante com choque de velocidades nos tempos: a) 0,00s, b) 0,01s, c) 0,02s, d) 0,03s.

Percebe-se neste caso a necessidade de um processo de remalhagem (adição, subtração ou reconexão de nós) na interface. Devido a grande deformação ocorrida em alguns nós, a função indicadora não consegue mais capturar, com eficiência, a interface, fazendo com que após um determinado instante os resultados comecem a divergir.

## 5. CONCLUSÕES

Apresentou-se uma simulação numérica do processo de transporte passivo e deformação de uma interface tridimensional, utilizando-se campos de velocidade impostos e conhecidos. Foi implementado um procedimento para cálculo da Função Indicadora, a qual permite interpolar e determinar os campos de propriedades físicas como a densidade e a viscosidade. O processo de geração da malha inicial foi desenvolvido e implementado com sucesso.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Almeida, M. H. P. , 1998, "Simulação Numérica da Mecânica de Deformação de Partículas em Emulsões Diluídas", Dissertação de Mestrado, UnB, Brasília-DF.
- Cristini et al. , 1998, "Drop Breakup in Three-Dimensional Viscous Flows", Letters – Physics Fluids, vol 10, 8, pp. 1781-1783.
- Daly, B. J., 1969, 'A Technique for Including Surface Tension Effects in Hydrodynamic Calculation', Journal of Computational Physics, 4, pp. 97-117.
- Fauci, L. J. e Peskin, C. S., 1988 , "A Computational Model of Aquatic Animal Locomotion", Journal of Computational Physics, 77, pp. 85-108.

- Faber, T. E. , 1995, Fluid Dynamics for Physicists, Cambridge University Press.
- Fogelson, A. L. e Peskin, C. S. , 1988, 'A Fast Numerical Method for Solving the Three-Dimensional Stokes' equation in the Presence of Suspended Particles', Journal of Computational Physics, 79, pp. 50-69.
- Glimm et al. , 1988, "The Bifurcation of Tracked Scalar Waves", SIAM Journal of Science and Statistics Computational, 9, pp.61-79.
- Harlow, F. H. e Welch, J. E. , 1965, "Numerical calculation of Time-Dependent Viscous of Incompressible Flow of Fluid with Free Surface", Physics Fluids, 8, pp. 2182-2189.
- Hirt, C. W. e Nichols, B. D. , 1981, "Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries", Journal of Computational Physics, 39, pp. 201-225.
- Juric, D. e Tryggvason, G. , 1996, "A Front-Tracking Method for Dendritic Solidification", Journal of Computational Physics, 123, pp. 127-148.
- Lee, S. L. e Tzong, R. Y. , 1991, "An Enthalpy Formulation for Phase Change Problems with a Large Thermal Diffusivity Jump across the Interface", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 34, 6, pp. 1491-1502.
- Loewenberg, M. e Hinch, E. J., 1996, "Numerical Simulation of a Concentrated Emulsion in Shear Flow", Journal of Fluid Mechanics, 321, pp. 395-419.
- Mendes, P. J. T. , 1999, "Simulação Numérica Fina do Transporte de Interfaces", Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia-MG.
- Peskin, C. S., 1977, "Numerical Analysis of Blood Flow in the Heart", Journal of Computational Physics, 25, pp. 220-252.
- Richtmyer, R. D. e Morton, K. W. , 1967, "Difference Methods for Initial-Value Problems", Interscience, New York.
- Silveira-Neto, A., 1997, "Simulation Numerique Fine des Ecoulements Turbulents Diphasiques non Miscibles", DTP/SMTH/LATA/97-06, Grenoble.
- Unverdi, S. O. e Tryggvason, G. A. , 1992, "Front-Tracking Method for Viscous, Incompressible, Multi-fluid Flows", Journal of Computational Physics, 100, pp. 25-37.
- Yu et al. , 1995, "The Collapse of a Cavitation Bubble in Shear Flows – A Numerical Study", Physics Fluids, 7, pp. 2608-2616.
- Zinchenko et al. , 1997, "A Novel Boundary-Integral Algorithm for Viscous Interaction of Deformable Drops", Physics Fluids, 9, pp. 1493-1511.

# ANÁLISE DA INSTABILIDADE DE BLENDS DURANTE O PROCESSO DE EXTRUSÃO

**Alexandre Alves Costa Oliveira**

**Roberto Guimarães Pereira**

Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Passo da Pátria, 156, São Domingos, Niterói, RJ, CEP 24210-240, Brasil

## Resumo

Este trabalho apresenta uma observação experimental de algumas características reológicas da blenda TPE/SB (Elastômero Termoplástico / Estireno-Butadieno) utilizada pela indústria de transformação de plástico em produtos de uso médico-hospitalar.

As curvas de escoamento (viscosidade cisalhante x taxa de deformação) da blenda foram investigadas em diferentes temperaturas e em uma ampla faixa de taxa de deformação. Durante o processo de extrusão, o fenômeno de instabilidade (fratura do fundido) e sua relação com os parâmetros temperatura e taxa de deformação também foram investigados.

Todos os experimentos, as curvas de escoamento e a observação do fenômeno de instabilidade foram realizados em um reômetro capilar (ROSAND Rh-2100) que utiliza uma matriz capilar de 1mm de diâmetro por 16mm de comprimento.

**Palavras-chave:** Reologia, Blendas, Extrusão, Instabilidade.

## 1. INTRODUÇÃO

A fratura do material fundido se manifesta com uma queda na qualidade da superfície do produto e é bastante problemática em processos onde a integridade superficial é importante como, por exemplo, na produção de filmes plásticos e extrusão de tubos.

Distorções superficiais nestes produtos não são nenhuma novidade, mas as causas destas distorções foram, e continuam a ser, um tema bastante discutido. Grande parte do problema que cerca o fenômeno de fratura do fundido se deve ao grande número de termos usados para descrevê-lo.

Algumas observações sobre fratura do fundido foram relatadas por Petrie e Denn (1976). Em um artigo publicado, Hill et al.(1990) mostraram que para vários polietilenos, e, em particular, para o Polietileno de Baixa Densidade, as curvas de escoamento mostram uma descontinuidade e uma mudança de inclinação sob regimes em que a fratura do fundido pode ser visualmente observada.

Hatzikiriakos (1994) sugeriu que altas taxas de estiramento, ocorrendo quando o material fundido passa pela saída da matriz capilar, são a razão da fratura do material.. Rammamurthy (1986) e Kalika e Denn (1987) sugerem que a fratura do fundido é causada por uma falha da adesão na interface parede – fluido. Os resultados obtidos por El Kissi e Piau (1990) em um

estudo do escoamento de um Polietileno Linear de Baixa Densidade (LLDPE) através de diferentes geometrias capilares mostram claramente que métodos experimentais para determinar velocidades de deslizamento não dão evidências conclusivas da existência de deslizamento na parede para o escoamento de LLDPE sob condições que normalmente produzem instabilidade do material processado. Deixando-se de lado os mecanismos que causam fratura do fundido, as distorções superficiais acontecem e, uma vez estabelecidas, são muito difíceis, senão impossíveis de serem eliminadas.

Os modernos reômetros capilares tornam a observação e o estudo dos fenômenos de instabilidade muito mais fáceis, e agora, possíveis de serem detectadas e prevenidas.

## 2. EQUIPAMENTO

O equipamento usado neste estudo foi um reômetro capilar ROSAND Rh-2100 trabalhando com uma matriz capilar de tungstênio com 1mm de diâmetro por 16mm de comprimento e com um ângulo de entrada de 180°. Este reômetro opera no modo de deformação controlada (*controlled rate*) que obtém a função viscosidade do material medindo a perda de carga causada por uma matriz capilar quando o material é forçado a passar através desta matriz.

Uma fonte de erros de medida são os efeitos de entrada causados pela abrupta redução da seção circular quando o material passa do reservatório para o capilar. Estes efeitos de entrada causam uma perda de carga que influencia negativamente a relação perda de carga – viscosidade do material.

Para eliminar estes erros, um segundo teste deve ser realizado utilizando-se uma matriz capilar com o mesmo diâmetro da usada anteriormente mas com comprimento igual a zero (matriz orifício). A perda de carga causada por esta matriz é então subtraída do valor obtido durante o teste com a matriz de 16mm de comprimento. Esta correção é conhecida como Correção de Bagley.

Devido à característica não-Newtoniana do material que estava sendo analisado, outra correção é requerida, a correção de Weissenberg-Rabinowitsch. Esta correção leva em conta o índice de *power-law* (ou índice não-Newtoniano) do material e transforma a taxa de deformação aparente em um valor corrigido (taxa de deformação corrigida,  $\dot{\gamma}_c$ )

$$\dot{\gamma}_c = \left( \frac{3n+1}{4n} \right) \dot{\gamma}_a \quad (1)$$

Sendo  $\dot{\gamma}_a$  é o valor aparente para a taxa de deformação e n é o índice de *power-law*.

## 3. EXPERIMENTO

O experimento consiste na investigação das curvas de escoamento ( $\eta \times \dot{\gamma}$ ) da blenda TPE / SB (20% de TPE e 80% de SB) e de seus componentes separadamente e em uma observação do aspecto macroscópico da blenda durante uma simulação do processo de transformação para que seja detectado o fenômeno de fratura do fundido.

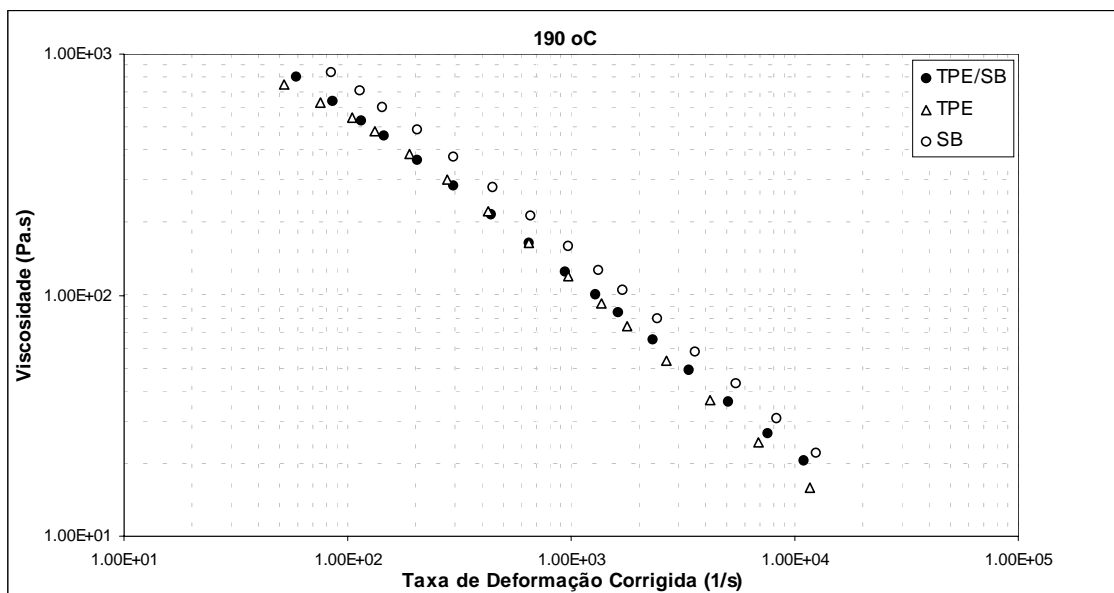
Os testes para avaliação da função viscosidade da blenda foram realizados sob duas temperaturas diferentes, 190 e 210 °C, e sob uma faixa de taxa de deformação de 42 a 20000 s<sup>-1</sup> (valores aparentes de taxa de deformação,  $\dot{\gamma}_a$ )

Para se detectar a fratura do fundido, o processo de transformação foi simulado usando-se o reômetro capilar extrudando a blenda sob as seguintes taxas de deformação: 1400, 2000, 4200, 6000, 10000, 15000 e 20000 s<sup>-1</sup> a 190 e 210 °C. O material extrudado sob cada taxa de deformação e temperatura foi então coletado e fotografado com o auxílio de uma câmera digital.

#### 4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE DADOS E RESULTADOS

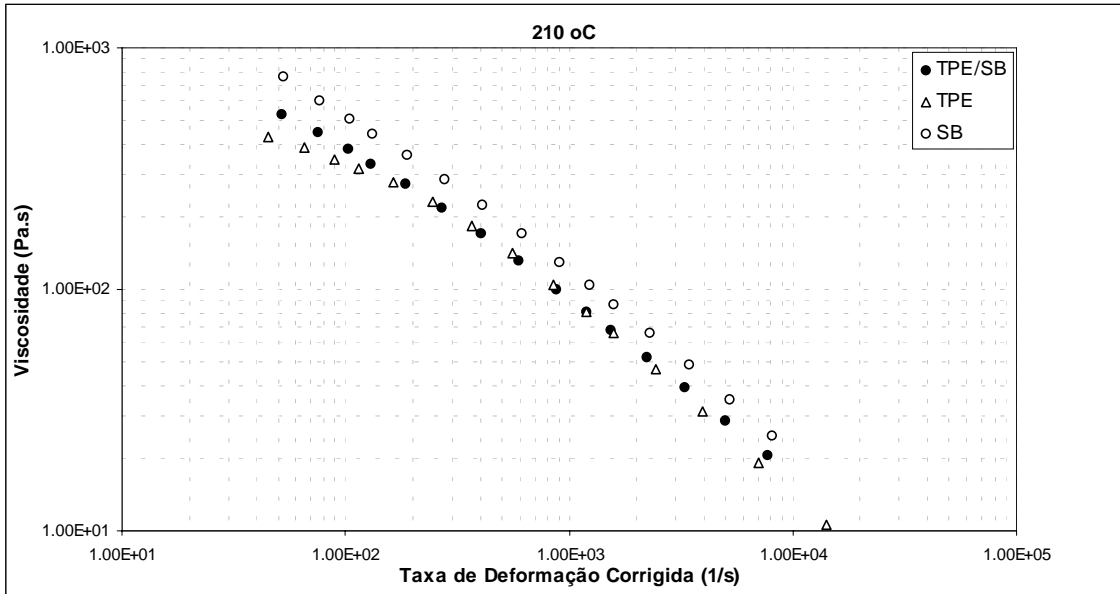
##### Função Viscosidade

Os dados obtidos nos testes de escoamento com a blenda TPE/SB e seus componentes a 190 e 210 °C, incorporando as correções de *Bagley* e *Weissenberg-Rabinowitsch* são apresentados nas Figuras 1 e 2.

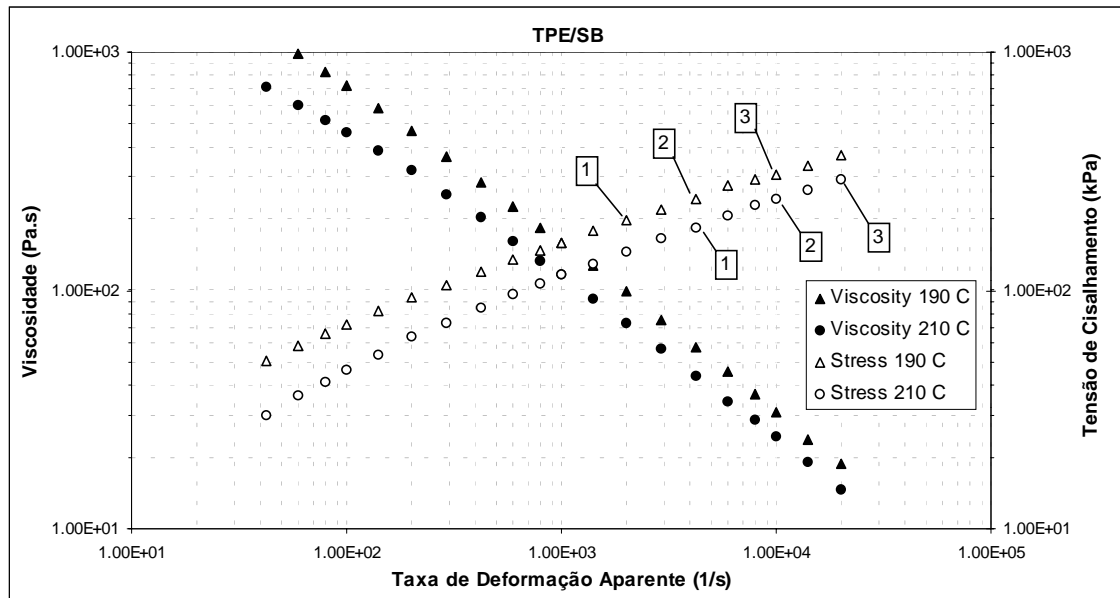


**Figura 1.** Curva de escoamento – Blenda TPE/SB e seus componentes a 190 °C

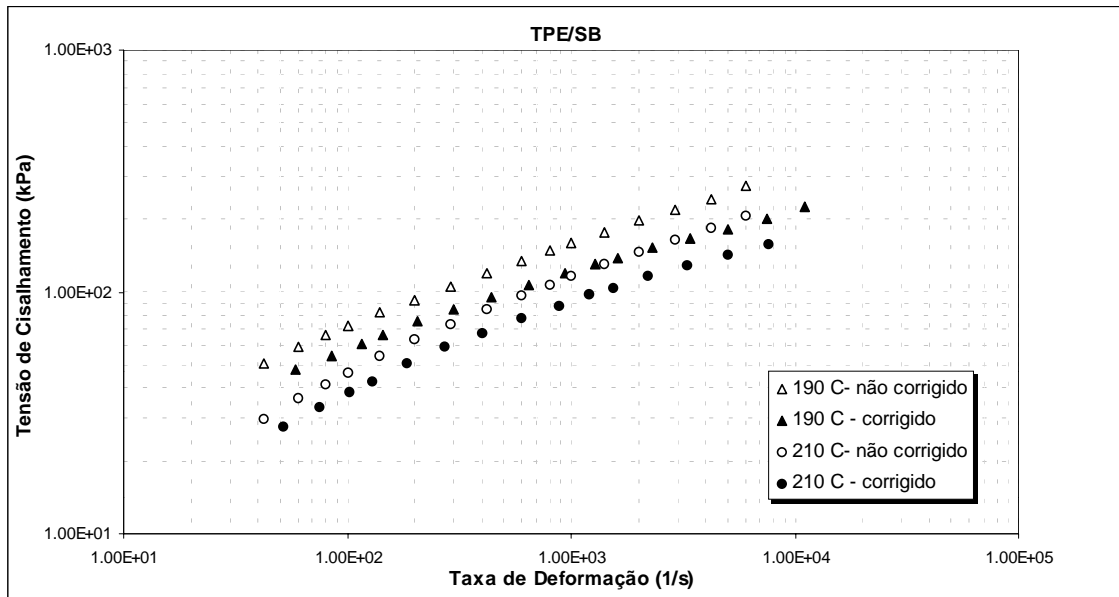
Para uma melhor comparação dos resultados obtidos nas duas temperaturas de ensaio e nas diferentes taxas de deformação, os resultados apresentados na Figura 3 não sofreram as correções de *Bagley* e *Weissenberg-Rabinowitsch*. As influências destas correções são apresentadas na Figura 4.



**Figura 2.** Curva de Escoamento – Blenda TPE/SB e seu componentes a 210 °C



**Figura 3.** Curva de Escoamento não corrigida – Blenda TPE/SB. Os números 1, 2 e 3 no interior do gráfico se referem aos estágios (Tabela 1) de fratura do fundido.

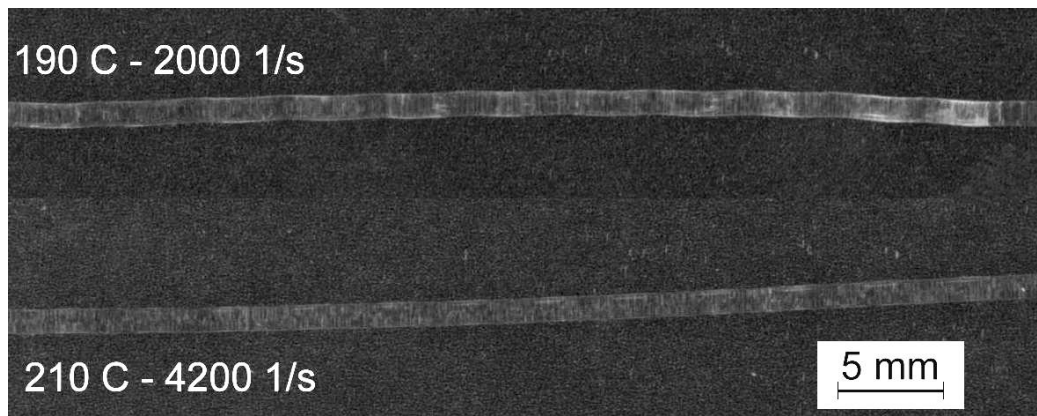


**Figura 4.** Efeito das correções de Bagley e Weissemberg-Rabinowisch

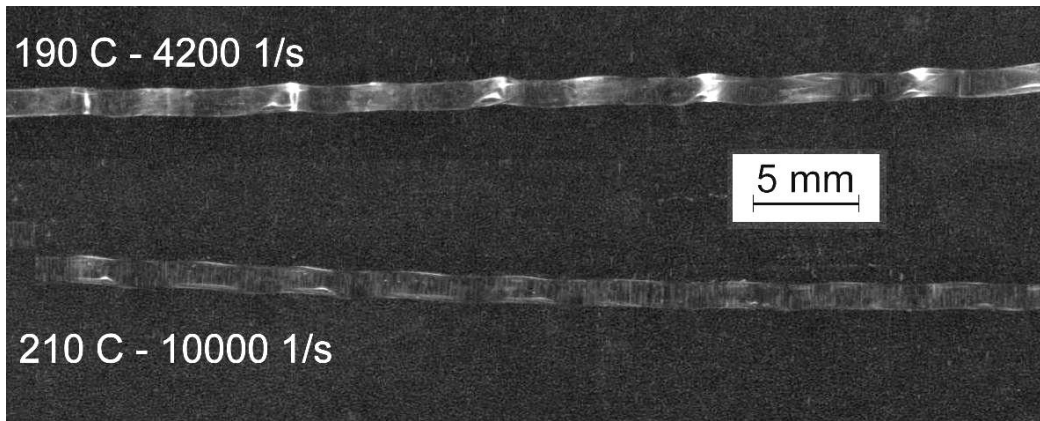
Embora a fratura do fundido, detalhada a seguir, tenha ocorrido durante a extrusão da blenda nos testes realizados a 190 e 210 °C, nenhuma descontinuidade ou mudança de inclinação significativa da curva pôde ser detectada nas Figuras 1, 2, 3 ou 4.

### Fratura do Fundido

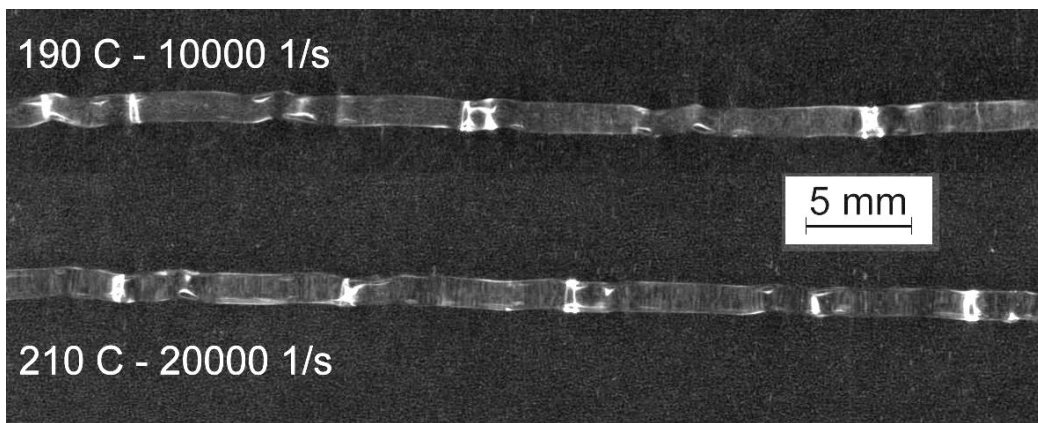
Para a análise do fenômeno de fratura do fundido, o processo foi simulado a 190 e 210 °C e sob diferentes taxas de deformação, como citado anteriormente. O material extrudado sob cada temperatura e cada taxa de deformação foi então coletado para inspeção. Através desta inspeção visual foi possível determinar, para cada temperatura, o início do fenômeno de fratura, determinando-se assim um valor crítico de taxa de deformação. As amostras de material obtidas sob taxas de deformação acima do valor crítico foram comparadas para as duas diferentes temperaturas de extrusão e aquelas que possuíam o mesmo aspecto visual foram separadas em três diferentes estágios de fratura do fundido: 1- Início da Fratura, 2- Fratura Moderada, 3- Fratura Severa. Estes estágios são mostrados nas Figuras 5, 6 e 7.



**Figura 5.** Início da Fratura (estágio 1)



**Figura 6.** Fratura Moderada (estágio 2)



**Figura 7.** Fratura Severa (estágio 3)

Os valores de tensão de cisalhamento e taxa de deformação (valores não corrigidos, como mostrados na Figura 3) para cada estágio são mostrados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Estágios de Fratura do Fundido durante a extrusão da blenda TPE/SB a 190 e 210 °C

ESTÁGIO	190 °C		210 °C	
	Taxa de Def.(1/s)	Tensão (kPa)	Taxa de Def.(1/s)	Tensão (kPa)
1-Início da Fratura	2000	197.4	4200	184.7
2-Fratura Moderada	4200	242.8	10000	242.7
3-Fratura Severa	10000	308.2	20000	293.2

Os pontos 1, 2 e 3 da Tabela 1 possuem, aproximadamente, os mesmos valores de tensão de cisalhamento a 190 e 210 °C, mostrando que a tensão crítica de fratura do fundido para a blenda TPE/SB é independente da temperatura. Este fenômeno também foi observado por Ramamurthy (1986).



## 5. CONCLUSÕES

Este trabalho foi motivado, principalmente, pela necessidade da indústria de transformação de plásticos de melhorar as características do produto final, em particular no uso de blendas poliméricas, e também de otimizar os processos de transformação destes materiais.

A reometria capilar se mostra uma ferramenta muito útil no estudo do comportamento de materiais plásticos, simulando as condições de processo e tornando possível a detecção e prevenção das condições críticas de operação, como por exemplo, o início do fenômeno de fratura do fundido.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pelo suporte financeiro prestado.

## 7. REFERÊNCIAS

- El Kissi, N. And Piau, J. M., 1990, J. Non-Newt. Fluid Mech., 37: 55-94
- Hatzikiriakos, S. G., 1994, Polymer Eng. & Sci., 34: 1441
- Hill, D. A., Hasegawa, T. and Denn, M. M., 1990, J. Rheology, 34: 891-918
- Kalika, D. S. and Denn, M. M., 1987, J. Rheology, 31: 815
- Petrie, C. J. S. and Denn, M. M., 1976, AIChE J., 22: 209-236
- Ramamurthy, A. V., 1986, J. Rheology, 30: 337

# **AValiação DOS PROCESSOS DINâmICOS NOS COLETORES DE ESCAPAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

**João Nildo de Souza Vianna**

**Alessandro B. S. Oliveira**

**Lucio H. H. Oliveira**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica,  
CEP : 70910-900, Brasília, DF, E-mail : vianna@enm.unb.br

## **RESUMO**

Neste trabalho é realizada uma análise comparativa entre resultados experimentais e simulados numericamente de pressão dinâmica e velocidade dos gases nos coletores de escapamento, para um motor do ciclo Otto operando em ampla faixa de rotações. Para a aquisição de dados experimentais, fez-se uso de um coletor de descarga especial a fim de se eliminar a interferência do processo de descarga dos outros cilindros. Quanto ao método numérico aplicado aos coletores, empregou-se o modelo da ação das ondas, seguindo uma abordagem homoentrópica dos processos e que permite a avaliação espaço-temporal das propriedades dos gases no interior dos coletores.

**Palavras-chaves** : Motores de combustão interna, Simulação de coletores, Ondas de pressão.

## **1. INTRODUÇÃO**

As ondas de pressão geradas quando se abre a válvula de descarga dos motores, se propagam no coletor de escapamento com a velocidade local do som. Ao alcançarem a extremidade do duto de escapamento “entendem” a atmosfera como uma parede isobárica e se refletem, retornando em direção à válvula como uma onda de expansão. Dependendo do comprimento do duto esta onda de expansão pode encontrar a válvula aberta e interferir no processo de descarga e talvez no de admissão se coincidir com o momento de cruzamento das válvulas. Naturalmente estes efeitos dependem da geometria dos coletores de descarga e tem um papel importante no desempenho dos motores de combustão interna.

Na simulação global de motores de combustão interna os modelos que considerem a variação espaço-temporal das propriedades no interior dos coletores são fundamentais para o estudo e compreensão dos complexos processos dinâmicos associados às fases de admissão e de descarga. A formulação proposta por Winterbone (apud Benson, 1986) para modelagem do escoamento em coletores de admissão e descarga utilizando os modelos de ação das ondas permitiu que os programas simuladores apresentassem resultados de desempenho bem mais realistas que os que, até então, utilizavam os métodos quase-permanente e de enchimento-esvaziamento. A partir daí vários autores têm aperfeiçoado o método e o adaptado às suas necessidades específicas. Oliveira (1995) mostrou que a introdução dos modelos que consideram o efeito das ondas nos coletores representam um importante passo quando se pretende otimizar o desempenho de programas simuladores, além de contribuírem para estudos de compatibilização de turbocompressores pulsantes. Vianna et al. (1996) e

Bertoluzzi et al (1998) também apontam que a modelagem dos coletores de admissão e descarga pelo método da ação das ondas aporta uma significativa melhoria no desempenho de programas simuladores no que diz respeito à predição dos parâmetros de desempenho global do motor, incluindo inclusive a avaliação de emissões de poluentes, como apresentados por Onorati et al (1998) e por Oliveira et al. (1996).

Muito embora a simples introdução do modelo teórico de ação das ondas melhore consideravelmente a aderência dos resultados globais simulados aos resultados experimentais, quando o objetivo é avaliar a interação das ondas de compressão e expansão com a geometria dos coletores o ajuste preciso dos parâmetros experimentais do modelo torna-se indispensável. Neste caso, as vantagens do modelo de ação das ondas são de certa forma limitadas pelas dificuldades de seu ajuste experimental decorrente da alta frequência e temperatura com que os eventos ocorrem.

Este trabalho tem por objetivo colaborar para a compreensão dos processos dinâmicos que ocorrem nos coletores de descarga explicitando as limitações metrológicas da instrumentação e dando continuidade ao estudo numérico-experimental dos fenômenos associados à propagação de ondas de pressão nos coletores, desenvolvidos anteriormente. Isto é realizado através de um estudo comparativo entre resultados experimentais e simulados de pressão dinâmica e velocidade dos gases de exaustão no interior de um coletor de um motor ciclo Otto. Os resultados experimentais foram obtidos utilizando-se um sistema de anemometria de fio quente e um sensor de pressão piezométrico. Com respeito à simulação numérica, o método das características, seguindo uma abordagem homoentrópica, foi empregado para a caracterização dos processos dinâmicos no interior dos coletores.

## 2.0 MODELO TEÓRICO APLICADO AO CILINDRO

A modelagem dos processos interiores ao cilindro consistiu em se aplicar as equações clássicas de conservação de massa e energia e dos gases perfeitos, bem como outras provenientes do mecanismo biela-manivela e transferência de calor para determinar as condições instantâneas de pressão, temperatura, massa e volume, ao longo de um ciclo termodinâmico completo (Oliveira, 1995). Para os processos sem queima de combustível, a variação da energia interna dos gases no interior do cilindro é dada por:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + h_e \left( \frac{dm}{dt} \right)_e + h_a \left( \frac{dm}{dt} \right)_a \quad (1)$$

onde os subíndices  $a$  e  $e$  correspondem às válvulas de admissão e escape.

Para o processo de combustão empregou-se um modelo onde a pressão final a cada instante é resultante da superposição de três efeitos simultâneos: variação do volume devido ao movimento do pistão, liberação de energia proveniente da queima de combustível e transferência de calor dos gases às paredes do motor (Campbell, 1979). Este modelo se baseia na integração temporal das equações diferenciais ordinárias de conservação de massa e energia, sendo esta última obtida a partir da Eq. (1), acrescentada do fluxo de calor liberado na queima do combustível. Oliveira (1994) mostra que esta forma de modelagem retrata satisfatoriamente os processos interiores ao cilindro.

## 3. A MODELAGEM DOS COLETORES

Para a modelagem dos coletores empregou-se a formulação homoentrópica proposta por Benson (1986) para o escoamento no interior dos coletores, fazendo-se uso do método das características como ferramenta numérica para solução das equações que descrevem este

escoamento e para cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido. Este modelo considera um duto simples, sem interferência dos cilindros adjacentes. As equações que governam o escoamento homentrópico não-permanente são :

- Equação da continuidade

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

- Equação da conservação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

- Equação de conservação de energia

$$\left( \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} \right) - a^2 \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = 0 \quad (4)$$

A velocidade do som  $a$  é expressa em termos das propriedades termodinâmicas  $P$ ,  $\rho$ ,  $T$  e entropia  $S$  segundo a expressão:

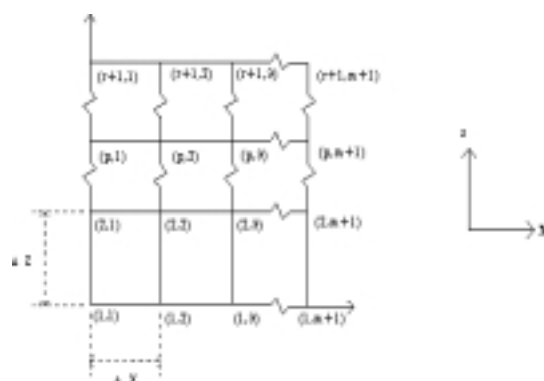
$$a^2 = \left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{s=cte} = \frac{dP}{d\rho} = \frac{kP}{\rho} = kRT \quad (5)$$

A equação da continuidade pode ser expressa em termos das velocidades  $a$  e  $u$  (Benson, 1986):

$$\frac{\partial a}{\partial t} + u \frac{\partial a}{\partial x} + \frac{k-1}{2} a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

E a equação da quantidade de movimento em termos de  $a$  e  $u$ :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{2}{k-1} a \frac{\partial a}{\partial x} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (7)$$



**Figura 1** - Malha espaço-temporal de cálculo para os dutos.

Obtém-se portanto um sistema com duas equações, Eq. (6) e Eq. (7), e duas variáveis,  $a$  e  $u$ . As equações 6 e 7 formam um conjunto de equações diferenciais parciais hiperbólicas quase-lineares. Exceto em alguns casos particulares, não há solução analítica e uma solução numérica deve ser empregada. Para obter-se esta solução, o método das características é utilizado.

Para se solucionar as equações características, utiliza-se o método de solução proposto por Benson (1986), onde os dutos de admissão e exaustão são discretizados sob a forma de uma malha espaço-temporal e os extremos dos dutos correspondem aos nós extremos da malha. Nesta malha, o incremento espacial  $X$  é fixo e o incremento temporal  $Z$  varia de acordo com o critério de estabilidade de Courant-Friedrich-Lewis.

A figura 1 apresenta a malha de cálculo na qual pode-se observar  $m+1$  nós na direção  $X$  e  $r+1$  nós na direção  $Z$ .

Os cálculos são efetuados da seguinte forma: dadas as características iniciais  $\lambda_I$  e  $\lambda_{II}$  em todos os nós  $(1,s)$  calcula-se, para cada incremento de tempo  $Z$  - obtido segundo o critério de estabilidade já mencionado - as características  $\lambda_I$  e  $\lambda_{II}$  dos nós  $(p,s)$  a partir das condições conhecidas no instante anterior e das condições de contorno em  $(p,1)$  e  $(p,m+1)$ , sendo este cálculo realizado por interpolação linear.

Calcula-se então as condições termodinâmicas de cada nó  $(r+1,s)$  utilizando-se as expressões abaixo:

$$A = \frac{\lambda_I + \lambda_{II}}{2} \quad (8)$$

$$= \frac{\lambda_I - \lambda_{II}}{k-1} \quad (9)$$

$$P = \left( \frac{\lambda_I + \lambda_{II}}{2} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot P_{ref} \quad (10)$$

$$T = \left( \frac{\lambda_I + \lambda_{II}}{2} \right)^2 \cdot T_{ref} \quad (11)$$

Nestas equações, a velocidade do som local  $A$  e a velocidade do escoamento  $U$  correspondem às variáveis  $a$  e  $u$  adimensionalizadas.

#### 4. O PROGRAMA SIMULADOR

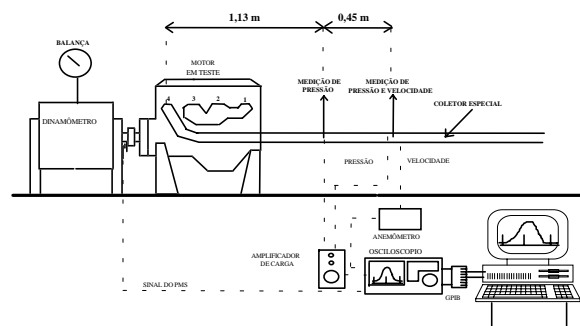
O programa simulador Otto versão 3.0 que resolve o sistema foi desenvolvido na linguagem Pascal. Suas principais características são a pouca dependência de dados experimentais e a sensibilidade a parâmetros geométricos e operacionais do motor em estudo. Com respeito a parâmetros de desempenho global, o programa fornece resultados de: consumo específico de combustível, potências efetiva, indicada e de atrito, rendimentos volumétrico e térmico, torque e pressão média efetiva. Também são calculadas as distribuições espaço-temporais de pressão dinâmica, temperatura e velocidade dos gases nos coletores. Para o caso do modelo de emissões que leva em conta a formação de 12 espécies, são apresentadas as concentrações em volume para  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $N_2$ ,  $H$ ,  $NO$ ,  $OH$ ,  $O$ ,  $N$  e  $N_2O$ .

#### 5. METODOLOGIA E INSTRUMENTAÇÃO

Para a avaliação dos modelos numéricos e para uma melhor compreensão dos processos associados à fase aberta do ciclo, realizou-se ensaios em bancada dinamométrica com um motor ciclo Otto de 4 cilindros, com  $1000 \text{ cm}^3$ , a gasolina. Os ensaios foram realizados com um coletor de descarga especial, com seção transversal constante, comprimento de 2,56m e

alimentado unicamente pelo quarto cilindro, a fim de se eliminar a interferência das ondas de pressão geradas pelos demais cilindros; manteve-se o coletor de admissão original, com comprimento igual a 0,12m e diâmetro de 0,027m. Para a medição de pressão utilizou-se um transdutor piezoelétrico Kistler com frequência natural de 150kHz e para a medida de velocidade um sistema de anemometria Disa equipado com uma sonda de fio quente de 9 $\mu$ m. Três metodologias de ensaio foram empregadas: a primeira teve por objetivo fornecer subsídios para a validação dos resultados numéricos; para tal realizou-se a medição de pressão dinâmica com o motor operando à plena carga e com o sensor de pressão piezoelétrico instalado no coletor especial a uma distância de 1,13m da válvula de escape. A segunda metodologia permitiu a investigação da influência do comprimento do coletor especial sobre o comportamento das ondas que se propagam em seu interior; isto compreendeu a variação do comprimento do coletor para 3,36m durante a execução dos ensaios. Por último, desejando-se avaliar de maneira preliminar a interação entre as propriedades dos gases de escape, realizou-se medições simultâneas de pressão dinâmica e velocidade, com a sonda de fio quente instalada no coletor a 1,58m da válvula de escape; estas medições foram realizadas inibindo-se a combustão no quarto cilindro tendo em vista as limitações de temperatura imposta à operação da sonda do anemômetro de fio quente.

A figura 2 apresenta esquematicamente a instrumentação empregada para a aquisição dos sinais de pressão dinâmica, velocidade e PMS no coletor especial. O registro do PMS foi realizado por meio de um diodo de foto-acoplamento, instalado na extremidade do eixo cardan do motor. Este dispositivo consiste em um disco furado fixado ao eixo cardan e que gira entre um emissor e um receptor óptico, permitindo o foto-acoplamento do seu furo quando tem-se ponto morto superior - PMS.



**Figura 2** - Aparato para aquisição dos sinais de pressão dinâmica, velocidade e PMS

Os transdutores piezoelétricos de pressão foram instalados no coletor através de adaptadores refrigerados a ar. A função de transferência do conjunto transdutor-adaptador foi levantada no Tubo de Choque e verificou-se que a linha pneumática do adaptador não interferia no ganho nem na fase do sistema, na faixa de frequência do escoamento em estudo. Os sinais provenientes do transdutor piezoelétrico e da sonda do anemômetro de fio quente foram então adquiridos por um sistema de aquisição e tratamento de dados, composto de um osciloscópio digital e microcomputador. A propagação de erro no sistema conduz a uma incerteza de medição padronizada de 2,4% para as medições de pressão.

## 6. RESULTADOS

A figura 3 apresenta resultados numéricos de pressão e velocidade em função da posição ao longo do coletor de exaustão e do ângulo do girabrequim. Os resultados simulados de

pressão e velocidade nos coletores são altamente desejáveis não só pela compreensão do processo físico mas também representam um grande auxílio à instrumentação, pois fornecem uma indicação para a melhor localização dos sensores. A simulação foi realizada para uma rotação de 2000 rpm e comprimento do coletor de escape igual a 2,56m, empregando-se uma discretização com uma resolução espacial de um nó a cada 10 mm para os coletores de admissão e escape. Adotou-se o PMS como referência do ângulo zero do girabrequim, sendo os ângulos de abertura e fechamento das válvulas:

- Válvula de escape

Abertura: 142 graus do girabrequim

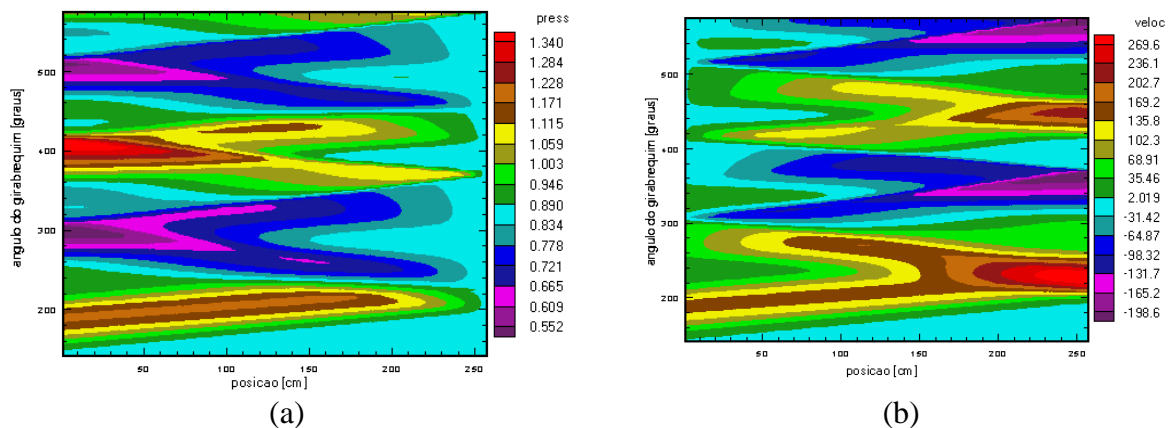
Fechamento: 366 graus do girabrequim

- Válvula de admissão

Abertura: 352 graus do girabrequim

Fechamento: 576 graus do girabrequim

Pode-se observar na figura 3 que o ângulo do girabrequim varia na faixa de 142 graus, abertura da válvula de descarga, até 576 graus, quando se dá o fechamento da válvula de admissão. Analisando-se a figura 3(a) pode-se observar que a abertura da válvula de escape propicia a propagação de uma onda de pressão ao longo do coletor de exaustão. Junto à válvula de escape, esta onda possui amplitude igual a 1,2 bar. À medida que a onda se propaga no coletor, sua amplitude decresce continuamente, o que é fisicamente consistente pois deve-se ter pressão ambiente na extremidade do duto que está aberta para a atmosfera. Esta onda se reflete na extremidade do coletor, cuja pressão é atmosférica, e se propaga em direção à válvula de escape - que ainda se encontra aberta - como uma onda de expansão. Esta onda se reflete novamente e retoma a direção do final do coletor, como uma onda de pressão, a partir de 400 graus do virabrequim. A partir deste momento, uma vez que não há mais fluxo de massa através da válvula, tem-se apenas ondas residuais se propagando no interior do coletor.



**Figura 3** - Diagramas espaço-temporais do escoamento no interior do coletor de exaustão, para 2000 rpm e a plena carga: (a) pressão [bar] e (b) velocidade [m/s]

Analisando-se a figura 3(b) pode-se observar que simultaneamente à diminuição da amplitude da onda de pressão que se propaga após a abertura da válvula de escape, tem-se um aumento da velocidade do escoamento dos gases no interior do coletor, chegando a um valor máximo de 270 m/s na extremidade do duto aberta para a atmosfera, num intervalo compreendido entre 220 e 240 graus do girabrequim.

Os resultados numéricos apresentados na figura 3 além de permitirem uma melhor compreensão dos fenômenos físicos associados à propagação de ondas de pressão nos coletores também indicaram pontos estratégicos para a localização dos sensores; optou-se pela instalação do sensor de pressão piezelétrico a 1,13 m da válvula de escape nos ensaios com combustão no quarto cilindro e pela instalação simultânea dos sensores de pressão e da sonda

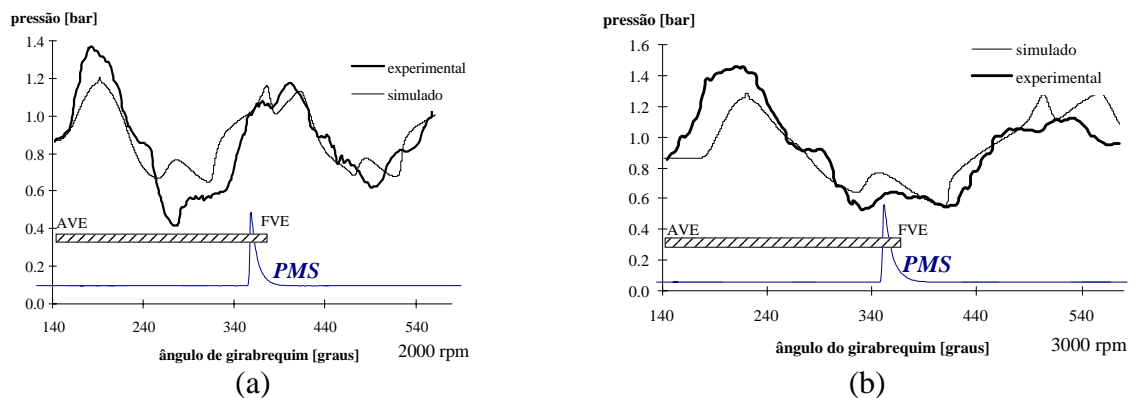
do anemômetro de fio quente a 1,58 m daquela válvula nos ensaios sem combustão no quarto cilindro.

As figuras 4(a) e (b) apresentam as curvas de pressão simuladas e experimentais em função do ângulo do girabrequim para rotações de 2000 e 3000, respectivamente. As condições de operação do motor são apresentadas na tabela 1.

**Tabela 1:** Condições de operação do motor

Rotação [rpm]	2000	3000
Razão de equivalência	0,797	0,846
Relação ar-combustível	10,829	11,492
Avanço [graus girabrequim]	46	50
Pressão de entrada no coletor de admissão [bar]	0,872	0,863
Temperatura de entrada no coletor de admissão [ oC ]	9	8

Com respeito à amplitude das ondas, de pressão e expansão, os valores simulados apresentaram-se abaixo dos obtidos experimentalmente. Mais especificamente, a diferença entre os resultados experimental e simulado para a amplitude da onda de pressão gerada logo após a abertura da válvula de escape é de cerca de 0,2 bar, para as duas rotações avaliadas. Isto representa uma diferença de 14% entre os resultados experimental e simulado. Segundo Benson (1986), a pequena flutuação observada na curva de pressão simulada, a aproximadamente 180 graus do virabrequim, pode ser atribuída a instabilidades nas condições de contorno do método numérico. Isto porque, numericamente, verifica-se neste ponto a transição do regime sônico para subsônico da onda de pressão.



**Figura 4** - Curvas de pressão por ângulo simuladas e experimentais relativas ao quarto cilindro: (a) 2000 rpm e (b) 3000 rpm.

Para se avaliar a influência do comprimento do coletor de exaustão sobre o comportamento das ondas de pressão que se propagam em seu interior, foram realizados ensaios em bancada dinamométrica variando-se o comprimento do coletor de exaustão especial, mantendo-se a rotação do motor em 2500 rpm. Dois comprimentos foram avaliados: 2,56m e 3,36m. As condições de ensaio do motor são apresentadas na tabela 2.

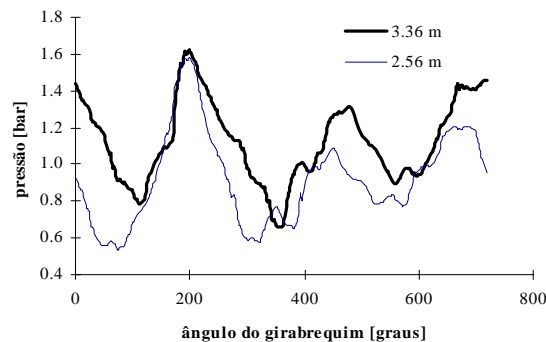
Analisando-se a figura 5, pode-se observar que a onda de pressão que se propaga no coletor após a abertura da válvula de escape atinge o sensor de pressão em um ângulo de 200 graus do virabrequim, para os dois comprimentos. Comparando-se a onda de expansão que se forma após a reflexão da onda de pressão na extremidade do duto, percebe-se que há um atraso da ordem de 50 graus no caso do coletor de 3,36m. Uma vez que neste coletor as ondas devem percorrer uma distância adicional de 1,6m quando comparado ao coletor de 2,56m,



conclui-se que a velocidade de propagação da onda para a rotação de 2500 rpm é da ordem de 480 m/s, o que está de acordo com os resultados apresentados por Vianna et al. (1996), o qual obteve uma velocidade da ordem de 500 m/s para um motor semelhante ao empregado neste trabalho e para rotações de 2000 e 3000 rpm.

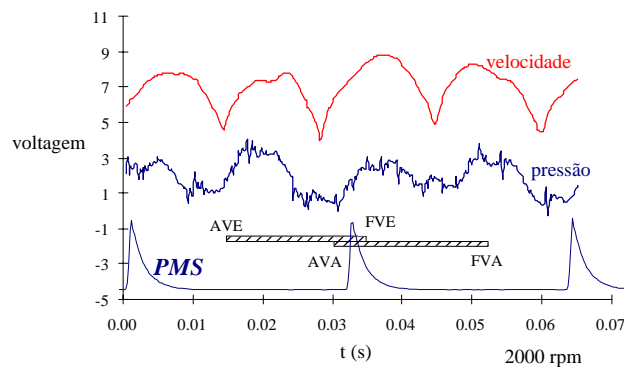
**Tabela 2:** Condições de operação do motor

Rotação [rpm]	2500	2500
Razão de equivalência	0,803	0,827
Relação ar-combustível	10,904	11,227
Avanço [graus girabrequim]	48	48
Pressão de entrada no coletor de admissão [bar]	0,863	0,859
Temperatura de entrada no coletor de admissão [ oC ]	7	9
Comprimento do coletor de exaustão[m]	2,56	4,16
Número de nós do coletor de exaustão	257	208



**Figura 5** - Sinais de pressão para dois diferentes comprimentos: 2,56m e 3,36m.

A figura 6 apresenta qualitativamente as curvas experimentais de pressão e velocidade obtidas a 2000 rpm, a 1,58m da válvula de escape e sem combustão no cilindro. Observa-se que após a abertura da válvula de escape - AVE - uma onda de pressão se propaga no coletor e traz consigo um escoamento induzido, sendo registada tanto pelo sensor de pressão quanto pelo anemômetro de fio quente através de uma elevação de voltagem. A partir daí o anemômetro de fio quente registra as demais ondas de pressão que se propagam no interior do coletor.



**Figura 6** - Sinais de pressão e velocidade para o motor a 2000 rpm

## 7. CONCLUSÕES

Este trabalho contribui para compreensão dos processos dinâmicos relacionados ao escoamento no interior de coletores de motores ciclo Otto e que estão relacionados com o desempenho global e com os níveis de emissões de motores de combustão interna.

Com respeito à simulação numérica, o programa Otto versão 3.0 mostrou-se capaz de descrever os processos dinâmico no interior do coletor, com uma boa aderência aos resultados experimentais. O modelo proposto, quando incorporado ao programa Otto, descreve as variações de pressão dinâmica e velocidade nos coletores, havendo uma boa concordância entre os resultados experimentais e os obtidos pela simulação numérica.

Pode-se concluir também que esta ferramenta numérica pode auxiliar não só a compreensão dos fenômenos físicos associados à fase aberta do ciclo mas também na estratégia dos ensaios e na definição das características da instrumentação a ser empregada na fase experimental da pesquisa. O transdutor de pressão e fio quente têm características de frequência e sensibilidade par o tipo de medição proposto, sendo que este último ainda tem problemas para correção da curva de calibração e avaliação das incertezas de medição, quando realiza medições a altas temperaturas.

## **8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

BENSON, R. S. , “The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines”, Volume I, Clarendon Press, Oxford, 1986.

CAMPBELL, A.S., “Thermodynamic Analysis of Combustion Engines”, John Wiley & Sons, 1979.

OLIVEIRA, G.L. , “Simulação de Motores do Ciclo Otto com Modelo de Combustão Progressiva”, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 1994.

OLIVEIRA, G.L. , “Simulação de Motores de Ignição por Centelha - Análise Teórica e Experimental dos Processos Termodinâmicos”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 1995.

VIANNA, J.N.S., OLIVEIRA, G.L., OLIVEIRA, L.H.H., “Modelagem dos Coletores de Admissão e Descarga pelo Método da Ação das Ondas e sua Influência sobre a Precisão dos Resultados do Programa Simulador de Motores de Combustão Interna”, Anais do VI ENCIT, pp.1051-1056, Florianópolis-SC, 1996.

OLIVEIRA, L.H.H., VIANNA, J.N.S. - Validação Experimental dos Níveis de Emissões Calculados por um Programa de Simulação de Motores de Combustão Interna - IX SIMEA - Simpósio de Engenharia Automotiva - S. Paulo, 1997.

BORTOLUZI, D., COSSALTER, V., DORIA, A. - The effect of Tunable Resonator on Volumetric Efficiency of a Engine – Transaction SAE 1998- Section 3, pp 2363-2372.

ONORATI, A., FERRARI, G. – Modeling of 1-D Unsteady Flows in I.C. Engine Pipe Systems: Numerical Methods and Transport Chemical Species - Transaction SAE 1998- Section 3, pp 1101-1114.

## **ANÁLISE DAS FORMULAÇÕES VARIÁVEIS PRIMITIVAS E FUNÇÃO CORRENTE PARA ESCOAMENTO TURBULENTO VIA TRANSFORMADA INTEGRAL**

### **Lima, J.A.**

Universidade Federal da Paraíba, Coord. Pós-Graduação Eng. Mecânica - CPGEM/CT/UFPB  
58.059-900 - João Pessoa - PB, Brasil  
jalima@funape.ufpb.br

### **Santos, C.A.C.**

Universidade Federal da Paraíba, Lab. Energia Solar - LES/DTM/CT/UFPB  
58.059-900 - João Pessoa – PB, Brasil

### **Pimentel, L.C.G.**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Prog. Engenharia Mecânica - PEM/COPPE/UFRJ  
21.945-970 - Rio de Janeiro – RJ, Brasil

### **Resumo**

Em trabalhos recentes sobre o desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento laminar em canais de placas planas paralelas, são discutidas as diferenças e vantagens da formulação em função corrente sobre a de variáveis primitivas, quando a Técnica da Transformada Integral é utilizada. Incentivados por estes resultados, a mesma comparação crítica entre as formulações é presentemente realizada para o caso do escoamento turbulento. Novamente, a GITT é aplicada como ferramenta de solução das equações parabólicas de camada limite e um modelo algébrico é utilizado para a modelagem do fenômeno da turbulência. O objetivo é identificar se as bases utilizadas nas expansões dos campos de velocidade e função corrente do problema laminar, preservarão as mesmas características de convergência para o caso do escoamento turbulento. Resultados numéricos para diferentes números de Reynolds são apresentados para verificação de sua influência sobre ambas as formulações.

***Palavras-Chave:** Escoamento Turbulento, Variáveis Primitivas, Função Corrente, GITT*

## **1. INTRODUÇÃO**

Pela sua simplicidade, o canal de placas paralelas se constitui numa geometria ideal para teste e desenvolvimento de técnicas numéricas aplicadas à solução das equações que governam a dinâmica de escoamentos. Entre as técnicas que se apresentam para a solução destas equações, a Técnica da Transformada Integral Generalizada (GITT) é um método do tipo espectral que se baseia em expansões de autofunções que, com a ajuda de *softwares* recentes de manipulação algébrica/simbólica, incorpora alguns aspectos de uma técnica puramente analítica. Devido à sua natureza híbrida, esta técnica apresenta alguns fatores

interessantes como o procedimento automático e direto do controle de erro global, bem como a necessidade de um pequeno acréscimo no esforço computacional global com o aumento do número de variáveis independentes do problema. Dadas estas características, a GITT torna-se particularmente apropriada para finalidades de covalidação de resultados, e será empregada para a análise das formulações que neste trabalho se apresentam.

A aplicação da GITT na solução das equações de camada limite laminar na formulação variáveis primitivas está bem estabelecida em várias contribuições (Cotta e Carvalho, 1991; Carvalho *et al.*, 1993; Machado e Cotta, 1995). Motivados pela possibilidade de um ganho de convergência, Figueira da Silva *et al.* (1996), propuseram a solução das equações de camada limite laminar na formulação alternativa de função corrente. Vislumbraram que a satisfação automática da conservação da massa e a eliminação do termo fonte representado pelo gradiente de pressão resultariam em redução do custo computacional e melhor representação dos potenciais estudados. Pimentel (1993), alicerçado no estudo apresentado para o caso laminar, estendeu os procedimentos anteriormente estabelecidos para o estudo do desenvolvimento hidrodinâmico turbulento empregando o modelo algébrico de turbulência de Cebeci e Smith (1974). Com a confirmação da violação da equação da continuidade, identificada pela variação da velocidade média ao longo do canal, Pimentel *et al.* (1997) implementaram a formulação em função corrente e verificaram uma melhora na representação e convergência dos potenciais do problema.

Buscando verificar a causa das discrepâncias entre estas formulações, na análise do desenvolvimento do escoamento turbulento em canais de placas paralelas, e, de certa forma, complementando o esforço anteriormente desenvolvido por Lima *et al.* (1999), o presente trabalho analisa com um maior grau de profundidade os fatores que levam à violação da conservação da massa, bem como apresenta uma discussão sobre qual das formulações apresenta menor custo computacional para uma dada precisão prescrita e resultados completamente convergidos. De forma a simplificar tal análise, um modelo algébrico de turbulência extremamente simples e anteriormente utilizado em outros trabalhos (Lima *et al.*, 1997 e Lima *et al.*, 1999) é empregado. As características pertinentes a cada formulação são demonstradas pela apresentação de resultados para diferentes números de Reynolds.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Considera-se o desenvolvimento do escoamento turbulento incompressível, bidimensional, de um fluido newtoniano com propriedades físicas constantes em um canal de placas planas e paralelas. O fluido entra no canal com um perfil uniforme e paralelo de velocidade e considera-se que a transição laminar-turbulento ocorre logo na entrada do canal. Assume-se que o escoamento médio esteja em regime permanente e que o conceito de viscosidade turbulenta é válido. Empregando-se os seguintes grupos adimensionais:

$$x = \frac{x^*}{b} \frac{1}{Re}; \quad y = \frac{y^*}{b}; \quad U = \frac{U^*}{\bar{U}}; \quad V = \frac{V^*}{\bar{U}} Re; \quad Re = \frac{\bar{U}b}{\nu}; \quad v_t = \frac{v_t^*}{\nu}; \quad P = \frac{P^*}{\rho \bar{U}^2}$$

sendo  $b$  a metade da distância entre as placas,  $\bar{U}$  a velocidade média,  $\rho$  a massa específica do fluido,  $\nu$  a viscosidade molecular e  $v_t^*$  a viscosidade turbulenta; as equações médias de Reynolds - equação da conservação da massa, equação da quantidade de movimento na direção  $x$  e equação da quantidade de movimento na direção  $y$  - na formulação de camada limite, são escritas em variáveis primitivas e na forma adimensional como:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0, \quad 0 < y < 1, \quad x > 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (1+v_t) \frac{\partial U}{\partial y} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

submetidas às condições de entrada e de contorno, respectivamente:

$$x=0, \quad 0 \leq y \leq 1 \quad (4)$$

$$U(0,y)=1$$

$$V(0,y)=0 \quad (5)$$

$$y=0, \quad x > 0$$

$$\left. \frac{\partial U}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$$

$$V(x,0)=0$$

$$y=1, \quad x > 0$$

$$U(x,1)=0$$

$$V(x,1)=0$$

(6-9)

De forma a se reescrever o sistema de equações acima na formulação alternativa de função corrente,  $\Psi(x,y)$ , parte-se de sua definição:

$$U(x,y) = \frac{\partial \Psi(x,y)}{\partial y}; \quad V(x,y) = -\frac{\partial \Psi(x,y)}{\partial x} \quad (10-11)$$

que, após apropriada manipulação matemática das Eqs. (2-3), chega-se à equação que governa o escoamento nesta nova formulação:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial y} \frac{\partial^3 \Psi}{\partial x \partial y^2} - \frac{\partial \Psi}{\partial x} \frac{\partial^3 \Psi}{\partial y^3} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( (1+v_t) \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} \right) \right], \quad 0 < y < 1, \quad x > 0 \quad (12)$$

submetida às condições de entrada e de contorno, respectivamente:

$$x=0, \quad 0 \leq y \leq 1$$

$$\Psi(0,y)=y \quad (13)$$

$$\left. \frac{\partial \Psi}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (14)$$

$$y=0, \quad x > 0$$

$$\Psi(x,0)=0$$

$$\left. \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} \right|_{y=0} = 0$$

$$y=1, \quad x > 0$$

$$\Psi(x,1)=1$$

$$\left. \frac{\partial \Psi}{\partial y} \right|_{y=1} = 0$$

(15-18)

Para o fechamento dos sistemas de equações (1-9) e (12-18), faz-se necessário a prescrição ou modelamento da viscosidade turbulenta,  $\nu_t$ . O modelo aqui adotado é o mesmo utilizado por Lima *et al.* (1997) e Lima *et al.* (1999), o qual consiste num modelo algébrico que utiliza o conceito de viscosidade turbulenta efetiva, desenvolvido por Richman e Azad (1973). Representa um truncamento do modelo original de Van Driest em  $(1-y)=0.158$  que, apesar de extremamente simples, serve para os propósitos que neste trabalho se apresentam. Maiores considerações sobre este modelo podem ser obtidas em Richman e Azad (1973).

### 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Seguindo idéias anteriormente estabelecidas no desenvolvimento da GITT propõe-se a separação dos potenciais a serem estudados, velocidade e função corrente, em duas parcelas: uma devido ao campo completamente desenvolvido e outra devido exclusivamente ao campo em desenvolvimento. Este procedimento reduz significativamente o esforço computacional, além de homogeneizar a condição de contorno, eq. (17); uma vantagem adicional para a aplicação da transformada integral. Uma vez que os sistemas resultantes para ambas as formulações são similares, e de forma a reescrevê-los em termos de apenas uma equação, são definidas as seguintes variáveis genéricas:

$$G(x,y) = F(x,y) + F_\infty(y) \quad (19)$$

onde:  $G(x,y)$  - potencial original de velocidade,  $U(x,y)$ , ou função corrente,  $\Psi(x,y)$   
 $F(x,y)$  - potencial filtrado de velocidade,  $U(x,y)$ , ou função corrente,  $\Phi(x,y)$   
 $F_\infty(y)$  - campo completamente desenvolvido,  $U_\infty(y)$ , ou  $\Psi_\infty(y)$

O primeiro passo para a aplicação da técnica da transformada integral consiste na escolha de problemas de autovalor que irão auxiliar no processo de solução. Para ambas as formulações, estes problemas estão bem estabelecidos e podem ser encontrados em Figueira da Silva *et al.* (1996). Os problemas auxiliares permitem a definição do seguinte par genérico de transformada/integral:

$$F(x,y) = \sum_{i=1}^{\infty} \tilde{Y}_i(y) \bar{F}_i(x) \quad \text{Inversa} \quad (20)$$

$$\bar{F}_i(x) = \int_0^1 \tilde{Y}_i(y) F(x,y) dy \quad \text{Transformada} \quad (21)$$

onde os potenciais são definidos, de acordo com a formulação que se esteja analisando, como:

$\bar{F}_i(x)$  - potencial transformado de velocidade,  $\bar{U}_i(x)$ , ou de função corrente,  $\bar{\Phi}_i(x)$   
 $\tilde{Y}_i(y)$  - autofunções normalizadas associadas aos autovalores  $\mu_i$ 's.

Após o formalismo matemático de transformação integral, isto é, após a aplicação do operador  $\int_0^1 \tilde{Y}_i(y) dy$  e uso da fórmula de inversão, eq. (21), nas equações (1-9) e (12-18) obtém-se o seguinte sistema genérico de equações diferenciais ordinárias, com os seus respectivos coeficientes.

$$\sum_{k=1}^{\infty} A_{ik} \frac{d\bar{F}_k}{dx} = B_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (22)$$

onde, para a formulação em variáveis primitivas, os coeficiente são definidos como:

$$A_{ik} = \sum_{j=1}^{\infty} [A_{ijk} + B_{ijk}] \cdot \bar{U}_j + [C_{ik\infty} + D_{ik\infty}] - 2 \cdot \bar{f}_i(0) \cdot [\bar{U}_k + B_{k\infty}] \quad (23)$$

$$B_i = - [\mu_i^2 \bar{U}_i + B_{i\infty} + B_{iv\infty}] + \bar{f}_i(0) \cdot \left[ \sum_{j=1}^{\infty} \mu_j^2 \bar{f}_j(0) \bar{U}_j - \frac{dU_{\infty}}{dy} \Big|_{y=1} \right] \quad (24)$$

$$A_{ijk} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_j \tilde{Y}_k dy \quad B_{ijk} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_j \tilde{f}_k dy \quad C_{ik\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_k U_{\infty} dy \quad (25-27)$$

$$D_{ik\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{f}_k U'_{\infty} dy \quad B_{i\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i U_{\infty} dy \quad B_{iv\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i v_t \left( \frac{\partial U}{\partial y} + U'_{\infty} \right) dy \quad (28-30)$$

$$\bar{f}_i(y) = \int_y^1 \tilde{Y}_i dy \quad (31)$$

e, para a formulação em função corrente:

$$A_{ik} = \sum_{j=1}^{\infty} [A_{ijk} - B_{ijk}] \cdot \bar{\Phi}_j + [C_{ik\infty} - D_{ik\infty}] \quad B_i = [\mu_i^4 \bar{\Phi}_i + B_{i\infty} + B_{iv\infty}] \quad (32-33)$$

$$A_{ijk} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_j \tilde{Y}_k'' dy \quad B_{ijk} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_j''' \tilde{Y}_k dy \quad C_{ik\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_k'' \Psi'_{\infty} dy \quad (34-36)$$

$$D_{ik\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i \tilde{Y}_k \Psi''_{\infty} dy \quad B_{i\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i'' \Psi''_{\infty} dy \quad B_{iv\infty} = \int_0^1 \tilde{Y}_i'' v_t \left( \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \Psi''_{\infty} \right) dy \quad (37-39)$$

nestes coeficientes, um apóstrofe, ('), denota diferenciação em relação à variável y.

A condição de entrada, x=0, para cada formulação deve igualmente ser transformada:

$$\bar{F}_i(0) = \bar{U}_i(0) = \int_0^1 \tilde{Y}_i [1 - U_{\infty}(y)] dy \quad i = 1, 2, \dots, \infty \quad \text{Variáveis Primitivas} \quad (40)$$

$$\bar{F}_i(0) = \bar{\Phi}_i(0) = \int_0^1 \tilde{Y}_i [y - \Psi_{\infty}(y)] dy \quad i = 1, 2, \dots, \infty \quad \text{Função Corrente} \quad (41)$$

O processo de transformação integral elimina, então, a coordenada transversal, y, e oferece um sistema diferencial ordinário para os potenciais transformados na coordenada x. O sistema infinito, Eq. (22), deve ser truncado numa ordem N, suficientemente grande, de forma a se obter resultados numéricos dentro de uma precisão prescrita, através de subrotinas para problemas de valor inicial, como a DIVPAG (IMSL, 1987). Uma vez que estas quantidades tenham sido avaliadas para qualquer posição axial, x, os potenciais originais são recuperados analiticamente pelo uso de suas definições e da fórmula de inversão.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O procedimento computacional foi implementado em Fortran e executado em um microcomputador Pentium III de 500 MHz/192 Mb de memória. Um erro relativo de  $10^{-5}$  (cinco dígitos significativos) foi estabelecido na chamada da subrotina DIVPAG. Resultados para os principais potenciais são mostrados para diferentes números de Reynolds.

A tabela 1 ilustra a convergência da velocidade média, quando a formulação em variáveis primitivas é empregada, para dois números de Reynolds ao longo do canal. Verifica-se que a violação da velocidade média, comentada no trabalho de Figueira da Silva *et al.* (1996) e Pimentel (1993), é claramente observada apenas quando baixas ordens de truncamento nas expansões propostas são utilizadas, mais notadamente, em posições distantes da entrada do canal. Para  $Re=3,5 \cdot 10^4$  e  $N=200$ , a velocidade média já se encontra completamente convergida. Para um número de Reynolds mais elevado,  $Re=4,8 \cdot 10^4$ , a tabela 1 indica que o processo de convergência parece ser mais lento, requerendo um maior número de termos para a completa conservação.

Tabela 1 – Convergência da velocidade média,  $\bar{U}(x)$ , ao longo do canal, para diferentes números de Reynolds. (Variáveis Primitivas)

$x^*/D_h   N$	$Re=3,5 \cdot 10^4$				$Re=4,8 \cdot 10^4$			
	10	100	150	200	10	100	150	200
1	0,9961	1,001	1,000	<b>0,9999</b>	0,9966	1,001	1,001	<b>1,001</b>
5	1,006	1,004	1,002	<b>1,000</b>	1,006	1,005	1,003	<b>1,002</b>
10	1,011	1,005	1,003	<b>1,001</b>	1,011	1,007	1,004	<b>1,003</b>
20	1,015	1,006	1,003	<b>1,001</b>	1,016	1,008	1,005	<b>1,003</b>
30	1,019	1,007	1,003	<b>1,001</b>	1,020	1,009	1,006	<b>1,003</b>
40	1,023	1,007	1,003	<b>1,001</b>	1,024	1,010	1,006	<b>1,003</b>
60	1,032	1,008	1,003	<b>1,001</b>	1,033	1,011	1,006	<b>1,003</b>
100	1,063	1,009	1,004	<b>1,001</b>	1,066	1,014	1,007	<b>1,004</b>
400	3,049	1,037	1,007	<b>1,001</b>	3,019	1,071	1,022	<b>1,007</b>

A tabela 2 ilustra o comportamento da convergência da velocidade no centro do canal ao longo da posição axial, para  $Re=3,5 \cdot 10^4$ . Esta tabela mostra a equivalência entre as duas formulações quando a conservação da massa é alcançada.

Tabela 2 – Convergência da velocidade no centro do canal,  $U(x,0)$ , ao longo da posição axial, para ambas as formulações.  $Re=3,5 \cdot 10^4$

$X^*/D_h   N$	Variáveis Primitivas				Função Corrente			
	10	100	150	200	10	100	150	200
1	1,024	1,022	1,021	<b>1,021</b>	1,020	1,021	1,022	<b>1,022</b>
5	1,082	1,070	1,069	<b>1,068</b>	1,068	1,067	1,069	<b>1,070</b>
10	1,121	1,107	1,104	<b>1,103</b>	1,105	1,102	1,103	<b>1,104</b>
20	1,146	1,132	1,128	<b>1,126</b>	1,127	1,125	1,125	<b>1,126</b>
25	1,151	1,136	1,132	<b>1,129</b>	1,130	1,129	1,129	<b>1,129</b>
30	1,154	1,138	1,134	<b>1,131</b>	1,131	1,130	1,130	<b>1,130</b>
40	1,159	1,139	1,135	<b>1,132</b>	1,132	1,131	1,131	<b>1,131</b>
60	1,171	1,141	1,136	<b>1,133</b>	1,132	1,132	1,132	<b>1,132</b>
100	1,210	1,142	1,136	<b>1,133</b>	1,132	1,132	1,132	<b>1,132</b>



Observa-se que, tomando os resultados de função corrente como referência, em posições próximo à entrada do canal, os resultados fornecidos pela formulação em variáveis primitivas são praticamente idênticos aos fornecidos pela formulação em função corrente, mesmo para pequenos valores de N. Todavia, para posições distantes da entrada, os resultados para a formulação variáveis primitivas se deterioram devido à não conservação da massa. Um número maior de termos se faz necessário. Fazendo-se  $N=200$  as formulações são idênticas.

Confirmando as conclusões anteriores, a tabela 3 mostra a convergência da velocidade longitudinal na posição axial,  $x^*/D_h=10$ , em vários pontos da coordenada transversal, y. Nota-se que, em regiões afastadas da parede, as duas formulações fornecem resultados iguais. Entretanto, próximo à parede, onde prevalecem os maiores gradientes de velocidade, a convergência é mais lenta. Até mesmo a formulação em função corrente, que conserva a massa em toda posição ao longo do canal, tem sua convergência prejudicada nesta região.

Tabela 3 – Convergência da velocidade longitudinal,  $U(x,y)$ , para a posição axial  $x^*/D_h=10$  para ambas as formulações.  $Re=3,5 \cdot 10^4$

Y   N	Variáveis Primitivas				Função Corrente			
	10	100	150	200	10	100	150	200
0,0	1,121	1,107	1,104	<b>1,103</b>	1,105	1,102	1,103	<b>1,104</b>
0,1	1,119	1,105	1,102	<b>1,101</b>	1,102	1,100	1,101	<b>1,101</b>
0,2	1,112	1,099	1,096	<b>1,094</b>	1,097	1,094	1,094	<b>1,095</b>
0,3	1,100	1,088	1,085	<b>1,083</b>	1,085	1,083	1,083	<b>1,084</b>
0,4	1,082	1,072	1,069	<b>1,067</b>	1,069	1,066	1,066	<b>1,067</b>
0,5	1,057	1,049	1,046	<b>1,043</b>	1,045	1,043	1,043	<b>1,043</b>
0,6	1,022	1,018	1,015	<b>1,012</b>	1,013	1,012	1,011	<b>1,011</b>
0,7	0,9798	0,9777	0,9747	<b>0,9723</b>	0,9713	0,9719	0,9711	<b>0,9706</b>
0,8	0,9251	0,9277	0,9249	<b>0,9225</b>	0,9192	0,9221	0,9212	<b>0,9205</b>
0,9	0,8523	0,8582	0,8557	<b>0,8535</b>	0,8487	0,8530	0,8523	<b>0,8514</b>

A tabela 4 ilustra uma comparação, em termos de custo computacional, entre as duas formulações. Observa-se que, para a faixa analisada, o número de Reynolds apresenta pouca influência sobre o tempo de execução, para um mesmo número de termos e mesma formulação. Também, para um mesmo número de termos, a formulação em função corrente apresenta custo computacional de cerca de duas vezes o custo apresentado pela formulação variáveis primitivas. Em adição, para ambas as formulações, nota-se um crescimento excessivo do custo computacional com o aumento do número de termos. Isto indica a necessidade de recursos computacionais avançados para uma perfeita convergência de resultados, principalmente quando se utiliza a formulação em função corrente.

Tabela 4 – Tempo de CPU, em segundos, para diferentes números de Reynolds e para as diferentes formulações.

N	Variáveis Primitivas		Função Corrente	
	$Re=3,5 \cdot 10^4$	$Re=4,8 \cdot 10^4$	$Re=3,5 \cdot 10^4$	$Re=4,8 \cdot 10^4$
10	2,8	3,0	5,4	5,1
50	160	159	363	364
100	1.225	1.218	2.422	2.777
150	4.429	4.200	9.366	9.380
200	12.281	12.300	26.961	26.881

## 5. CONCLUSÕES

Quando as equações de camada limite são analisadas na formulação em variáveis primitivas pela GITT, resultados idênticos aos produzidos pela formulação em função corrente são obtidos. Tal conclusão é verdadeira desde que a conservação da massa seja totalmente satisfeita, isto é, um número de termos,  $N$ , suficientemente elevado seja utilizado nas expansões dos potenciais. Esta conclusão, reafirma os resultados de Figueira da Silva *et al.* (1996) e Pimentel *et al.* (1997), realçando, entretanto, que a violação da equação da continuidade se dá apenas devido às baixas ordens de truncamento anteriormente empregadas. Isto implica que a formulação em variáveis primitivas é tão representativa quanto a formulação em função corrente. Mais ainda, se os recursos computacionais são escassos, a formulação em variáveis primitivas apresenta menor custo, apesar de requerer um maior número de termos para a total convergência de resultados. A favor da formulação em função corrente está a excelente representatividade dos potenciais originais para baixas ordens de truncamento e pequena influência do número de Reynolds nas taxas de convergência, características que levam à sua preferência em relação à formulação em variáveis primitivas. Como uma nota final, lembra-se que o mesmo comportamento de convergência deve ser verificado com outros modelos algébricos que melhor descrevem o fenômeno da turbulência.

## REFERÊNCIAS

- Carvalho, T.M.B., Cotta, R.M. and Mikhailov, M.D., 1993, "Flow Development in the Entrance Region of Ducts", *Comm. Num. Meth. Eng.*, Vol.9, pp. 503,509.
- Cebeci, T. and Smith, A.M.D., 1974, "Analysis of Turbulent Boundary Layers", Academic Press, New York.
- Cotta, R.M. and Carvalho, T.M.B., 1991, "Hybrid Analysis of Boundary Layer Equations for Internal Flow Problems", *Proceedings of the 7<sup>th</sup> Int. Conf. on Num. Meth. in Laminar and Turbulent Flow, Part 1*, pp.106-115, July, Stanford, CA.
- Figueira da Silva, E., Perez-Guerrero, J.S. and Cotta, R.M., 1996, "A Comparison of Integral Transform Strategies for Solving Boundary Layer Equations", *Proceedings of the 6<sup>th</sup> National Thermal Sciences Meeting, ENCIT-96*, Novembro, Florianópolis, SC, Brazil.
- IMSL Library, 1987, *Math/Lib*, Houston, Texas.
- Lima, J.A., Perez-Guerrero, S.S. and Cotta, R.M., 1997, "Hybrid Solution of the Averaged Navier-Stokes Equations for Turbulent Flow", *Computational Mechanics*, Vol. 19, Iss. 4, pp. 297-307.
- Lima, J.A., Santos, C.A.C. and Pimentel, L.C.G., 1999, "Solution of the Reynolds-Averaged Equations for Turbulent Flow via Integral Transform and Algebraic Turbulence Model", *Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 15<sup>th</sup> Symposium, COBEM-99*, November, Águas de Lindóia, SP, Brazil.
- Machado, H.A. and Cotta, R.M., 1995, "Integral Transform Method for Boundary Layer Equations in Simultaneous Heat and Fluid Flow Problems", *Int. J. Num. Meth. Heat & Fluid Flow*, Vol.5, pp. 225-237.
- Pimentel, L.C.G., 1993, "Simulação do Escoamento Turbulento em Dutos via Modelo Algébrico de Turbulência e Transformação Integral", *PEM/COPPE/UFRJ, M.Sc.*, Tese, Rio de Janeiro, Brasil.
- Pimentel, L.C.G., Cotta, R.M. and Kakaç, S., 1997, "Integral Transform Solution of the Turbulent Boundary Layer Equations in Streamfunction-only Formulation", *Proc. Of the ICHMT Int. Symp. on Computational Heat Transfer*, pp. 224-231, May, Turquia.
- Richman, J.W. and Azad, R.S., 1973, "Developing Turbulent Flow in Smooth Pipes", *Applied Science Research*, Vol. 28, pp. 419-441.

# **ESTUDO EXPERIMENTAL DA HIDRODINÂMICA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO PELA ANÁLISE ELETRÔNICA**

## **Francisco Antônio Belo**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, João Pessoa, PB, Brasil. E-Mail: belo@les.ufpb.br

## **Luiz Felipe Mendes de Moura**

## **Azamor Cirne de Azevedo**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia mecânica, Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos. E-Mails: felipe@fem.unicamp.br; azamor@fem.unicamp.br

## **RESUMO**

Este trabalho apresenta um estudo experimental sobre a hidrodinâmica do escoamento bifásico (ar-água) vertical ascendente co-corrente através de análise eletrônica. Analisou-se o comportamento do escoamento usando-se um sensor capacitivo com dois eletrodos colocados na superfície externa (não invasiva e não intrusivamente) de um tubo de acrílico de 16 mm de diâmetro interno, por onde escoava a mistura. O transdutor eletrônico usado para a medida emprega uma técnica de medição imune à capacitância parasita. Através da análise eletrônica, obteve-se uma equação característica do transdutor, relacionando a capacitância do sensor aos sinais de entrada e saída do transdutor. A capacitância foi também relacionada à fração de vazio do fluxo, obtida através de um sistema de fechamento simultâneo de válvulas. O padrão do escoamento estudado foi identificado, através dos mapas convencionais, como sendo bolhas dispersas. Os valores experimentais da capacitância foram comparados com os valores teóricos, baseados em uma permissividade elétrica relativa da mistura obtida através das equações de Maxwell e Bruggeman.

Palavras-chave: Escoamento bifásico, escoamento multifásico, análise dinâmica, análise eletrônica.

**Palavras-chaves:** Escoamento bifásico, escoamento multifásico, análise dinâmica, análise eletrônica

## **1. INTRODUÇÃO**

O estudo dos escoamentos multifásicos têm aplicações importantes nas usinas geradoras de potências elétrica, na mineralogia, em processos químicos, e na produção, transporte e processamento de petróleo. Essa área de pesquisa está ainda em fase de desenvolvimento, seja na procura de conhecimento dos fenômenos básicos, na construção de instrumentos precisos de medição, nas representações matemáticas ou nos métodos de solução. Na maioria dos sistemas práticos, os escoamentos multifásicos ocorrem com transferência de calor e massa, além de serem turbulentos ou transientes. As transferências de quantidade de movimento,

calor e massa, entre os componentes, ocorrem em interfaces móveis e deformáveis, o que dificulta muito a análise desses escoamentos.

Um dos parâmetros mais importantes de um escoamento bifásico gás-líquido é a fração de vazio, definida como sendo a razão entre o volume do gás e o volume total da mistura em um dado comprimento do duto (Kendoush and Sarkis, 1995). A fração de vazio é importante na determinação da densidade da mistura, da variação da pressão, do padrão de escoamento, da taxa de transferência de calor, da velocidade média e dos fluxos volumétricos.

Várias técnicas experimentais tem sido utilizadas para medir a fração de vazio, como por exemplo o método de atenuação de radiação nuclear (Kendoush, 1992). Outro exemplo são os sensores elétricos que apresentam uma resposta mais rápida (Huang et alli., 1992). A resposta desses sensores é baseada na medida da impedância (capacitância ou condutância) elétrica, sendo que os sensores podem estar em contato direto com o fluido (invasivo) ou podem estar isolados (não invasivos). Como geralmente a variação da permissividade elétrica com a temperatura pode ser considerada desprezível, quando comparada à condutividade elétrica, os sensores de capacitância oferecem uma maior estabilidade ao sistema de medidas. Além disso, a permissividade não é afetada por mudanças na concentração iônica (Geraets and Borst, 1988), o que torna o sensor capacitivo mais adequado que o sensor condutivo para a análise de escoamentos multifásicos.

O primeiro equacionamento das propriedades efetivas de um sistema bifásico foi apresentado por Maxwell (1873). Esse modelo foi baseado na hipótese do efeito do campo de reação da fase dispersa não modificar o campo elétrico da fase contínua. As demais equações são derivadas da equação de Maxwell, ponderando o efeito do aumento participação da fase dispersa em relação à fase contínua, conforme Bruggeman (1935), Meredith and Tobias (1960) e Looyenga (1965).

Um equacionamento completo do campo eletrostático aparece no estudo da espessura de filme de líquido em escoamento bifásico com sensores condutivos invasivos (o sensor se caracteriza pelo contato direto do eletrodo com o escoamento), mas não intrusivos, realizado por Coney (1973). A partir da equivalência das relações da condutância e capacitância elétrica entre eletrodos em um campo eletrostático, para uma mesma geometria, Andreussi et al. (1988) obtém uma extensão do modelo de Coney (1973) para sensores de capacitância, e compara os resultados obtidos com os modelos estruturais de Maxwell e Bruggeman. Albouelwafa and Kendal (1979) utilizam as fórmulas de guias de onda em microondas para estimar o valor da capacitância devido ao escoamento bifásico. Geraets et al. (1988) utilizam um sensor helicoidal montado sobre a superfície de um duto para obter medidas da fração de vazio em um escoamento bifásico.

Uma característica de qualquer das técnicas apresentadas é a não homogeneidade do campo elétrico em um duto cilíndrico, o que dificulta o seu equacionamento em virtude da diferença da forma e da disposição das fases. Uma proposta de um sensor com uma geometria de eletrodos imersos no duto que compensa este efeito foi apresentada por Auracher and Daubert (1985). Entretanto, o sensor proposto é intrusivo, o que pode alterar ou perturbar o escoamento.

Na maior parte das aplicações para escoamentos multifásicos, a parte real da impedância elétrica (complexa) de um sensor corresponde à valores de capacitância muito baixos (entre 0,01 pF e 20 pF), de maneira que a capacitância de acoplagem pode ser o principal problema desses transdutores. Dependendo da disposição do sensor e do transdutor eletrônico, em muitas aplicações, o valor da capacitância de acoplagem pode flutuar e pode ser maior que a capacitância desconhecida. Transdutores imunes à capacitância de acoplagem podem ser construídos utilizando-se uma configuração intrinsecamente imune à capacitância de acoplagem, com ambos os eletrodos flutuando, ou utilizando-se uma guarda ativa, quando um

dos eletrodos está aterrado. Os parâmetros térmicos e a frequência eletrônica são importantes para a rapidez, a sensibilidade e a qualidade da resposta, (Belo and Leite, 1992).

Desenvolve-se neste trabalho uma análise hidrodinâmica de escoamentos bifásicos do tipo bolhas dispersas, através de uma bancada experimental, onde o transdutor eletrônico é inserido na seção de testes.

## 2. MÉTODO EXPERIMENTAL

A bancada de teste construída para a análise hidrodinâmica de escoamentos bifásicos ar-água consistia na mistura de um fluxo de ar fornecido por um compressor e de um fluxo de água fornecido por uma bomba (reservatório de armazenamento subterrâneo), através de um injetor, formando o circuito da figura 1 (Azevedo Filho, 1997).

Nas extremidades da seção de acrílico (tubo de 1 m de comprimento e diâmetro interno de 16 mm) foram instaladas duas válvulas de fechamento rápido. Após o fechamento simultâneo dessas válvulas obtinha-se a fração de vazio, a partir da altura da coluna de água retida. A montante da seção de acrílico tinha-se uma tubulação vertical (um metro de comprimento e 16 mm de diâmetro interno) cuja finalidade era proporcionar o perfeito desenvolvimento do perfil de velocidade. À jusante da seção de acrílico, contendo as válvulas de fechamento simultâneo, encontrava-se o sensor capacitivo, formando junto com o transdutor eletrônico um analisador eletrônico da fração de vazio do escoamento bifásico.

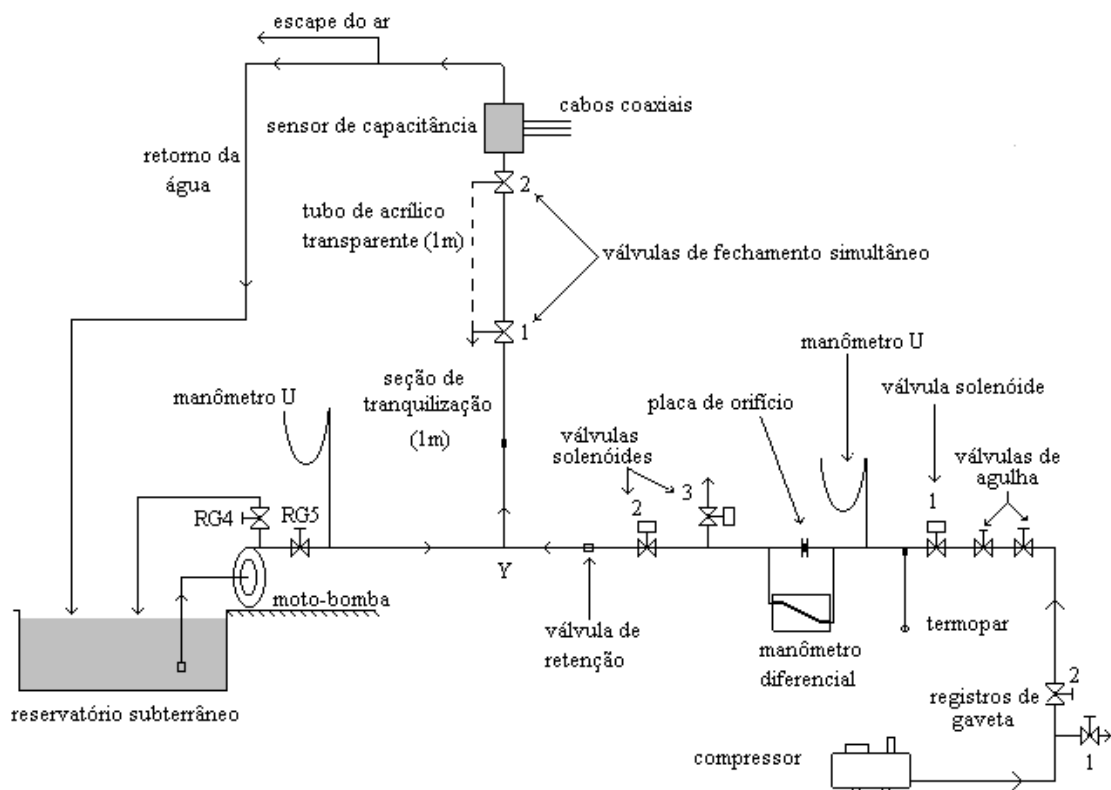


Figura 1 - Bancada experimental para análise de escoamentos bifásicos.

O analisador eletrônico da fração de vazio consistia de um sensor capacitivo, com os eletrodos formados por placas metálicas coladas externamente ao tubo de acrílico. Um sinal senoidal era aplicado no eletrodo emissor e o transdutor eletrônico estava ligado ao eletrodo

receptor de sinal. Os conversores de corrente alternada para corrente contínua CA/CC eram colocados junto ao eletrodo emissor e logo após o transdutor eletrônico. Com esta arquitetura e com um circuito eletrônico de alta banda passante, obteve-se uma resposta do sensor com boa fidelidade até frequências relativamente altas, limitadas praticamente pela resposta em frequência do circuito eletrônico (Belo, 1995). Um técnica de guarda longitudinal foi usada de maneira a direcionar o campo elétrico atuante e minimizar os efeitos de borda dos eletrodos (Belo, 1995).

As medidas foram realizadas através de uma placa de aquisição de sinais analógicos, baseado no conversor AD 674 da *Analog Device*, acoplada a um microcomputador. Através dessa placa e de um programa de aquisição de dados, os sinais de entrada e saída do transdutor, transmitidos através de cabos coaxiais, eram lidos e armazenados em disco.

### 3. MODELO TEÓRICO

O valor teórico da capacitância entre dois eletrodos pode ser determinado para diferentes situações envolvendo escoamentos bifásicos. Vamos considerar uma disposição genérica dos eletrodos em torno de um duto isolante e uma disposição dos fluidos dentro do duto correspondendo à um escoamento anular, conforme apresentado na figura 2.

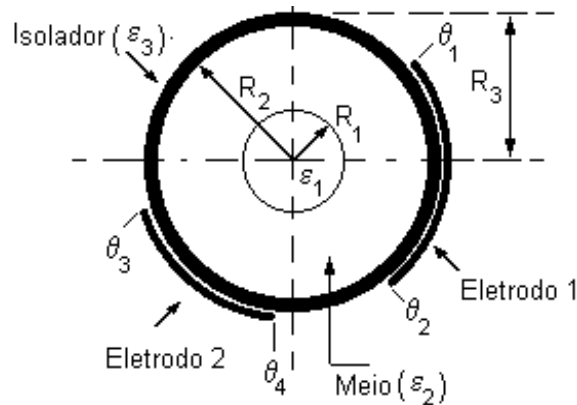


Figura 2. Escoamento anular no sensor

Para um sensor com dois eletrodos iguais formando ângulos quaisquer, como na figura 2, o valor da capacitância, conforme Belo (1995) é dado por:

$$\text{Cap} = \frac{2\varepsilon_0\varepsilon_3}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{senn}\theta_1}{nL} [ABF_3^n + CDF_2^n - ACF_1^n - BD] \text{senn}\theta_2 +$$

$$- \frac{2\varepsilon_0\varepsilon_3}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{senn}\theta_1}{nL} [ABF_3^n + CDF_2^n - ACF_1^n - BD] \text{senn}\theta_3 \quad (1)$$

$$A = \varepsilon_1 + \varepsilon_2, \quad B = \varepsilon_3 + \varepsilon_2, \quad C = \varepsilon_3 - \varepsilon_2, \quad D = \varepsilon_2 - \varepsilon_1$$

$$F_1 = (R_2 / R_1)^2, \quad F_2 = (R_3 / R_2)^2, \quad F_3 = (R_3 / R_1)^2$$

onde:  $\varepsilon_0$  = permissividade elétrica absoluta do Vácuo

$\varepsilon_1$  = permissividade elétrica relativa do fluido 1

$\varepsilon_2$  = permissividade elétrica relativa do fluido 2

$\varepsilon_3$  = permissividade elétrica do isolador

Para um escoamento tipo bolhas dispersas pode-se utilizar a equação (1) considerando-se apenas uma fase, sendo a permissividade elétrica da mistura dada pela equação Maxwell:

$$\frac{\epsilon_{\alpha} - \epsilon_{ag}}{\epsilon_{\alpha} + 2 \cdot \epsilon_{ag}} = \alpha \cdot \frac{\epsilon_{ar} - \epsilon_{ag}}{\epsilon_{ar} + 2 \cdot \epsilon_{ag}} \quad (2)$$

ou pela equação de Bruggeman:

$$\left( \frac{\epsilon_{ar} - \epsilon_{\alpha}}{\epsilon_{ar} - \epsilon_{ag}} \right) \cdot \left( \frac{\epsilon_{ag}}{\epsilon_{\alpha}} \right)^{1/3} = 1 - \alpha, \quad (3)$$

onde:  $\epsilon_{\alpha}$  = permissividade da mistura

$\epsilon_{ag}$  = permissividade da água

$\epsilon_{ar}$  = permissividade do ar

$\alpha$  = fração de vazio

#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

O transdutor eletrônico foi calibrado de forma a determinar a relação (constante de calibração) entre a capacitância do sensor e os sinais de potencial elétrico medidos no eletrodo emissor e na saída do transdutor:

$$\frac{\Delta V_s}{\Delta V_e} = K \cdot C_x \quad (4)$$

onde:  $V_e$  = potencial elétrico no eletrodo emissor (sinal de entrada)

$V_s$  = potencial elétrico na saída do transdutor (sinal de saída)

$C_x$  = capacitância do sensor

$K$  = constante de calibração

A capacitância  $C_x$  pode ser estimada através da equação (1), que relaciona a capacitância com os parâmetros geométricos, propriedades do sensor e do escoamento bifásico, conforme a Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros geométricos e propriedades do sensor.

Comprimento dos eletrodos de guarda	Comprimento dos eletrodos de medida	Diâmetro interno	Diâmetro externo
100 mm	100 mm	16 mm	21 mm
Ângulo entre os eletrodos (grau)	Permissividade relativa do acrílico	Permissividade de relativa do ar	Permissividade de da relativa da água
2,2	3,1	1	80

As calibrações foram realizadas com o sensor instalado na seção de acrílico. Foram utilizados sinais de entrada com frequências entre 1 e 8 MHz, obtidos através de um gerador de sinais de frequência e amplitude variáveis. A figura 3 mostra a resposta do sensor (sinal de saída em função do sinal de entrada), para uma frequência de 2 MHz, quando estava escoando somente ar ou água pela tubulação.

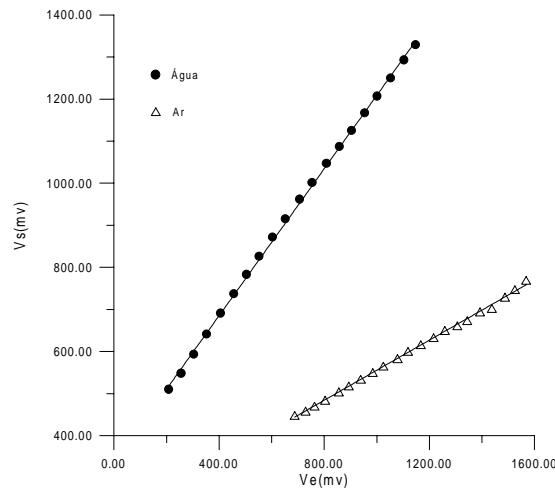


Figura 3 - Resposta do sensor para ar e água separadamente (2 MHz).

O circuito experimental permitiu o estudo de escoamentos do tipo bolhas dispersas, com uma fração de vazio variando de 21,1 a 53,4 %. O padrão de escoamento foi determinado a partir de um mapa de padrões de escoamento vertical, conforme Taitel and Dukler (1980). As figuras 4 (a) e (b) mostram a resposta do sensor para dois ensaios, correspondendo aos dois valores extremos de fração de vazio do escoamento.

A partir dos resultados da resposta do sensor (razão  $\Delta V_s / \Delta V_e$ ), os valores de capacitância do sensor foram relacionados com a fração de vazio medida através da técnica de fechamento simultâneo das válvulas.

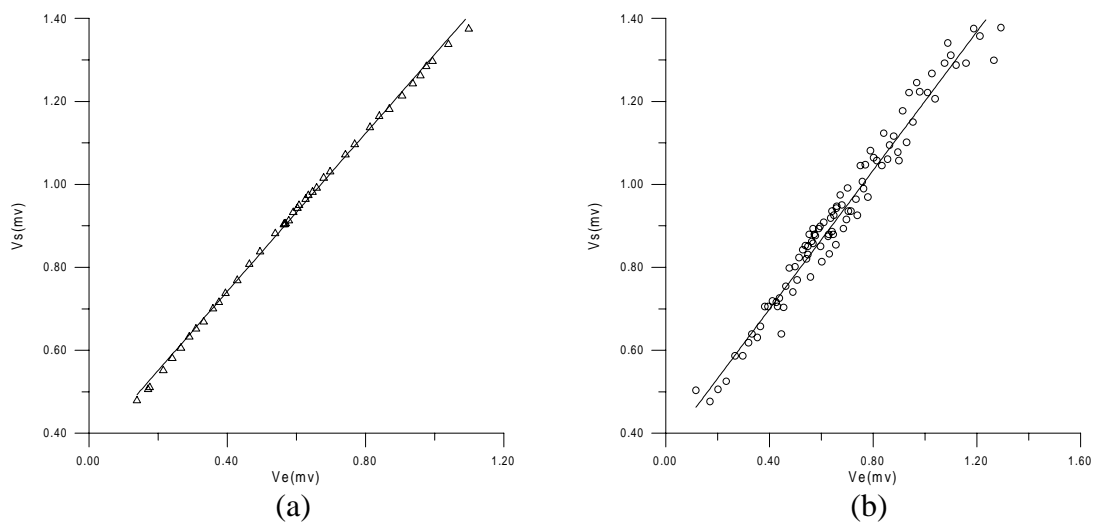


Figura 4 – Resposta do sensor. Fração de vazio (a) 21.1 %. (b) 53.4 %.



A figura 5 mostra os valores das capacitâncias em função da fração de vazio, obtidos de um total de 120 testes experimentais. Esses resultados são comparados com os modelos de Maxwell e Bruggeman, equações (2) e (3), respectivamente.

A diferença entre as capacitâncias medidas e os valores obtidos com os modelos de Maxwell e Bruggeman foi sempre menor que 5.0%. Observou-se um aumento sistemático dessa diferença com a diminuição da fração de vazio.

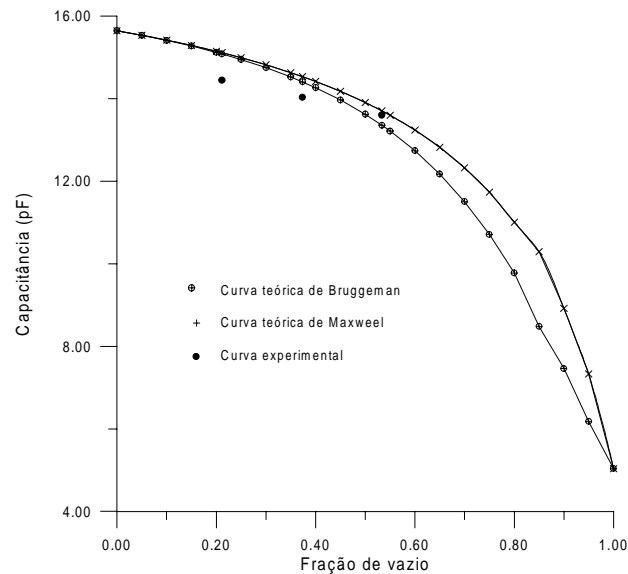


Figura 5 - Capacitância teórica e medida em função da fração de vazio

Foi utilizado na construção do transdutor o amplificador operacional OPA 678, fabricado pela *BURRN-BROWN*. Com uma melhoria na qualidade do circuito eletrônico desenvolvido para este trabalho e utilizando como o amplificador operacional o OPA 621, já foram obtidos melhores resultados na resposta do transdutor.

## CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta uma aplicação da análise eletrônica ao estudo da hidrodinâmica dos escoamentos bifásicos gás-líquido em tubos verticais. A fração de vazio do escoamento é obtida através de medidas da capacitância elétrica de um sensor formado por dois eletrodos localizados na superfície externa de um tubo isolante.

Os valores experimentais da capacitância do sensor, em função da fração de vazio, foram comparados com os valores teóricos, obtidos através das equações de Maxwell e Bruggman. As diferenças observadas, inferiores a 5%, podem ser consideradas satisfatórias para esse tipo de escoamento. Outro fato importante é que foram apresentados os valores absolutos da capacitância, enquanto que na maioria dos trabalhos faz-se uma normalização, que pode ocultar erros de acoplagens e indutâncias induzidas. Apesar de terem sido realizadas muitas medidas de capacitância, o circuito experimental permitiu o estudo de apenas um padrão de escoamento em uma faixa restrita de fração de vazio.

## REFERÊNCIAS

- Albouelwafa, M. S. A. and Kendal, E. J. M., Analysis and design of helical capacitance sensors for volume fraction determination, *Rev. Sci. Instrum.* 50(7), Jul. 1979.
- Andreussi, P., Di Donfrancesco, A. and Messia, An Impedance for the Measurement of Liquid Hold-Up in Two-Phase Flow, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 14, No. 6, pp. 777-785, 1988.
- Auracher, H., Daubert, J., A capacitance Method for Void Fraction Measurements in Two-Phase Flow, 2nd International Conference on Multi-phase flow, London, England, June 1985.
- Azevedo Filho, A. C. Estudo experimental da hidrodinâmica de escoamento bifásico através da análise eletrônica, UFPB, 1997, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica.
- Belo, F. A. and Leite, J. T. F., Electronic Analyser of Quality, SAE Brasil, São Paulo, 1992.
- Belo, F. A., Aplicação da análise eletrônica ao estudo do escoamento multifásico, Campinas, UNICAMP, 1995. Tese de doutoramento em Engenharia Mecânica.
- Bruggeman, D. A. G., "Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen, *Ann. Phys. Leipzig*, 24, p. 636, 1935.
- Coney, M. W. E., The theory and application of conductance probes for the measurement of liquid film thickness' in two-phase flow, *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, vol. 6, 1973.
- Geraets, J. J. M. and Borst, J. C., A Capacitance Sensor for Two-Phase Void Fraction Measurement and Flow Pattern Identification, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 14, No. 3, pp. 305-320, 1988.
- Huang, S. M., Xie, C. G., Salked, J. A., Plaskowski, A. B., Thorn, R., Williams, R. A., Hunt, A. and Beck, M. S., Process Tomography for identification, Design and Measurement in Industrial Systems, *Powder Technology*, 69 (1992) 85 -92, 1992.
- Kendoush, A. A. and Sarkis, Z., A. Improving the accuracy of the capacitance method for void fraction measurement, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier Science Inc., New York, 1995.
- Kendoush, A. A. A comparative study of the various nuclear radiations used for void fraction measurements, *Nuc. Eng. Des.* 137, 247-257, 1992.
- Looyenga, H., *Physical*, 31, 401, 1965.
- Maxwell, J. C., *Treatise on Electricity and Magnetism*, Clarendon, Oxford, 1873.
- Meredith, R. E. and Tobias, C. W., "Resistance to Potential Flow Through a Cubic Array of Spheres", *J. App. Phys.*, 34, 7, 1270, July 1960.
- Taitel, Y., Bornea, D., Dukler, A. E. Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. *AIChE Journal*, v.26, n.3, 1980.

# CARACTERIZAÇÃO REOLÓGICA DE MISTURAS DE MEL COM EXTRATO DE PRÓPOLIS

**Cleber Couto da Costa**

**Roberto Guimarães Pereira**

Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Passos da Pátria, nº 156, CEP:24210-240, São Domingos, Niterói, RJ, Brasil  
Telefone: (0xx21) 620-7070 – Ramal: 303. E-mail: misticus@yahoo.com

## Resumo

O presente trabalho refere-se a uma investigação do comportamento reológico do mel puro e de misturas de mel com o extrato de própolis em diferentes porcentagens. Através do estudo reológico é possível observar algumas diferenças entre o mel puro e as misturas de mel com própolis. Nesse trabalho são levantadas curvas reológicas para ambas as amostras, onde além de se constatar a variação do comportamento reológico do mel puro em relação ao mel com própolis, observa-se, também, uma mudança da característica reológica das misturas de mel com própolis em diferentes porcentagens. Foram realizados testes reológicos com as amostras, analisando-se: (i) Cisalhamento (*steady shear*), obtendo-se as curvas de escoamento e viscosidade. (ii) Oscilação (*sinusoidal shear*), resultando na curva de varredura de frequência e varredura de tensão.

**Palavras-chave:** Reologia, Alimentos, Mel, Própolis.

## 1. INTRODUÇÃO

O mel é um produto aromático e viscoso apreciado desde o tempo da Grécia antiga e produzido pelas abelhas a partir do néctar de diferentes espécies de flores conforme citado por Dustmann (1993). As características de textura, aparência, sabor e doçura do mel, bem como suas propriedades medicinais, tem atraído centenas de consumidores segundo foi mencionado por Dustmann (1993) e Zumlai & Lulat (1989). Esse alimento produzido pelas abelhas é amplamente comercializados em sua forma pura e também em misturas com inúmeras plantas ou derivados produzidos pelas próprias abelhas. No presente trabalho o composto mel-própolis será nosso objeto de estudo. Esse composto possui propriedades de prevenção e combate a gripes e resfriados e ainda limita os efeitos maléficos do fumo. A própolis em solução alcoólica, funciona como um antibiótico natural, combate infecções, age como cicatrizante e anti-inflamatório. É comum encontrarmos comercialmente misturas de até 5% de própolis.

No presente trabalho foram realizados testes com proporções de 5%, 10%, 15% e 20% de extrato de própolis adicionadas ao mel puro (florada silvestre), além de ter-se realizado testes também com o mel puro e o extrato de própolis. O objetivo deste trabalho é analisar as possíveis variações no comportamento reológico da mistura. Dois testes foram realizados: (i)

Cisalhamento (*steady shear*), obtendo-se as curvas de escoamento e viscosidade e (ii) Oscilação (*sinusoidal shear*), resultando na curva de varredura de frequência e varredura de tensão.

## 2. EQUIPAMENTO

Todas as medidas foram realizadas em um reômetro RS50 conectado a um banho termostático K20-DC5 ambos da HAAKE. Foram utilizados dois tipos de geometria de sensor :cone-placa e o cilíndrico concêntrico. O primeiro sensor foi utilizado para realizar medidas com o mel puro e algumas misturas de diferentes proporções do extrato de própolis. Devido à baixa viscosidade do extrato de própolis, tornou-se necessário o uso do segundo sensor anteriormente mencionado. Nas tabelas 1 e 2 estão listadas as especificações geométricas para ambos os sensores.

**Tabela 1.** Especificações para o sensor de geometria cone-placa.

Diâmetro do Cone	59,996 mm
Diâmetro da Placa	100 mm
Ângulo do Cone	1,993 Deg
Truncamento	0,104 mm

**Tabela 2.** Especificações para o sensor de geometria cilíndrico concêntrico (DG 41).

Diâmetro Interno 1	35,500 mm
Diâmetro Interno 2	36,000 mm
Diâmetro Externo 1	42,800 mm
Diâmetro Externo 2	43,400 mm
Volume da Amostra	6,3 cm <sup>3</sup>

## 3. PREPARO E CONDIÇÕES DA AMOSTRA

As amostras foram gentilmente cedidas pela Cooperativa Apícola do Rio de Janeiro (COAPI-Rio). O mel utilizado nos testes é de florada silvestre. O extrato de própolis utilizado para os testes possui a seguinte composição: uma quantidade de 1,5Kg de própolis bruta é diluída em 1,8 litros de água destilada e 4,8 litros de álcool etílico.

O extrato de própolis foi cuidadosamente adicionado ao mel, de modo a obter-se proporções de 5%, 10%, 15% e 20% de extrato de própolis misturados ao mel puro. As misturas foram realizadas volumetricamente com o auxílio de uma pipeta com precisão de 0,1ml. Por exemplo, para uma quantidade de 50ml de mistura com própolis à 5% temos 47,5ml de mel e 2,5ml de própolis.

Um outro parâmetro cuidadosamente medido foi a umidade das amostras. Utilizando-se de um refratômetro de bancada M/PZD , ref. RL3 com escala de 0 a 85%, obteve-se o índice de refração do material e a partir de uma tabela determinou-se à umidade para cada uma das misturas. As umidades encontradas foram as seguintes: 19,1% de umidade para a amostra de mel puro (florada silvestre), 20,6% de umidade para a amostra com 5% do extrato de própolis; 21,7% de umidade para a amostra com 10% do extrato de própolis, 23,6% de umidade para a amostra com 15% do extrato de própolis e acima de 25,0% para a amostra com 20% do extrato de própolis.

O volume da amostra utilizado no testes com o sensor cone-placa e com o cilindro concêntrico são respectivamente de 2,0 ml e 6,3 ml. As amostras foram medidas com uma seringa com uma precisão de 0,1ml. O primeiro passo a ser realizado, é obter o ponto zero do sensor. Uma vez obtido esse ponto, a amostra é cuidadosamente colocada sobre a placa (no caso do sensor cone-placa) ou no interior do copo (no caso do sensor cilíndrico concêntrico). No caso da placa deve-se ter cuidado para que a amostra seja colocada bem ao centro de forma que ao baixar-se o sensor ela não exceda o diâmetro do sensor (59,996mm). Uma vez posicionada a amostra, acionamos a posição de medida através do programa que gerencia o reômetro.

A temperatura da amostra em teste é cuidadosamente controlada com a utilização do banho termostático conectado ao reômetro. É aguardado que a amostra atinja o equilíbrio térmico com a placa para iniciar-se o teste. No presente trabalho todos os testes foram realizados com a amostra mantida a 25°C.

#### 4. TESTE DE CISALHAMENTO

O teste de cisalhamento consiste em impor à amostra de fluido um determinado valor de tensão (método de tensão controlada – CS) ou de deformação (método de deformação controlado – CR) obtendo-se como resposta, respectivamente, um valor de deformação ou de tensão. Obtém-se, então, a curva de escoamento do material, relacionando a tensão com taxa de deformação. Uma relação linear caracteriza o fluido como Newtoniano, sendo a viscosidade do fluido independente da taxa de deformação. Para o caso de uma relação não-linear entre a tensão e a taxa de deformação, tem-se um fluido não-Newtoniano cujo valor da viscosidade depende da taxa de deformação aplicada.

#### 5. TESTE DE OSCILAÇÃO

Os testes de oscilação são conhecidos como testes dinâmicos, pois nesse caso aplica-se uma tensão ou uma deformação senoidal sobre a amostra de teste obtendo-se uma deformação ou tensão dependente do tempo.

Em testes desse tipo, a tensão e a deformação são funções oscilatórias temporais, essas funções podem estar em fase ( $\delta = 0^\circ$ ), fora de fase ( $\delta = 90^\circ$ ) ou em um ponto intermediário entre  $0^\circ$  e  $90^\circ$ . No primeiro caso tem-se uma deformação máxima para uma tensão máxima aplicada e isso caracteriza um fluido **elástico**. O segundo caso equivale a uma tensão máxima aplicada obtendo-se uma deformação mínima o que caracteriza um fluido **viscoso** e finalmente no caso intermediário tem-se um fluido **viscoelástico**, ou seja, o aparecimento de ambos os comportamentos.

Grandezas importantes são obtidas através dos testes de oscilação. Entre elas pode-se destacar o módulo complexo ( $G^*$ ) que representa a resistência total da substância contra uma deformação de acordo com Macosko (1994), sendo dado por :

$$G^* = \frac{\tau_0}{\gamma_0}, \quad (1)$$

sendo  $\tau_0$  e  $\gamma_0$  respectivamente as amplitudes de tensão e de deformação.

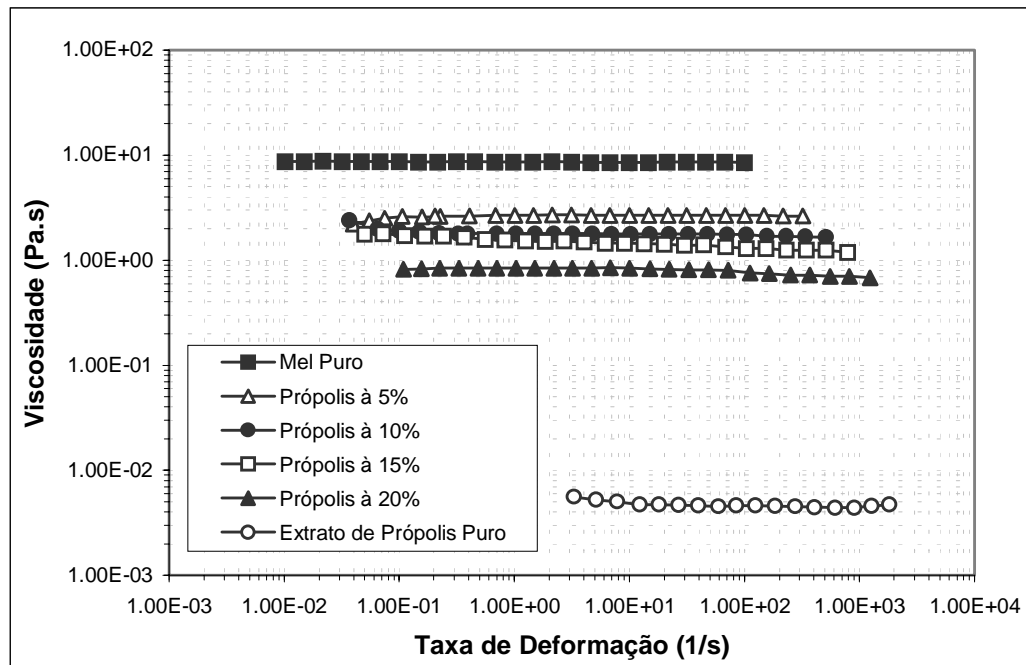
Outra forma na qual o módulo complexo pode ser representado é dada em função do módulo elástico ou de armazenamento ( $G'$ ) e do módulo viscoso ou de perda ( $G''$ ):

$$(2) \quad G^* = G' + iG''$$

Na equação (2),  $G'$  indica a energia que é temporariamente armazenada durante o teste, podendo ser recuperada posteriormente, e  $G''$  indica a energia que é necessária para que o fluido escoe e que é transformada em calor. Pode-se então definir um fluido como sendo viscoso ( $G'=0$  e  $G''=G^*$ ), elástico ( $G'=G^*$  e  $G''=0$ ) ou viscoelástico ( $G' \neq 0$  e  $G'' \neq 0$ ).

## 6. RESULTADOS

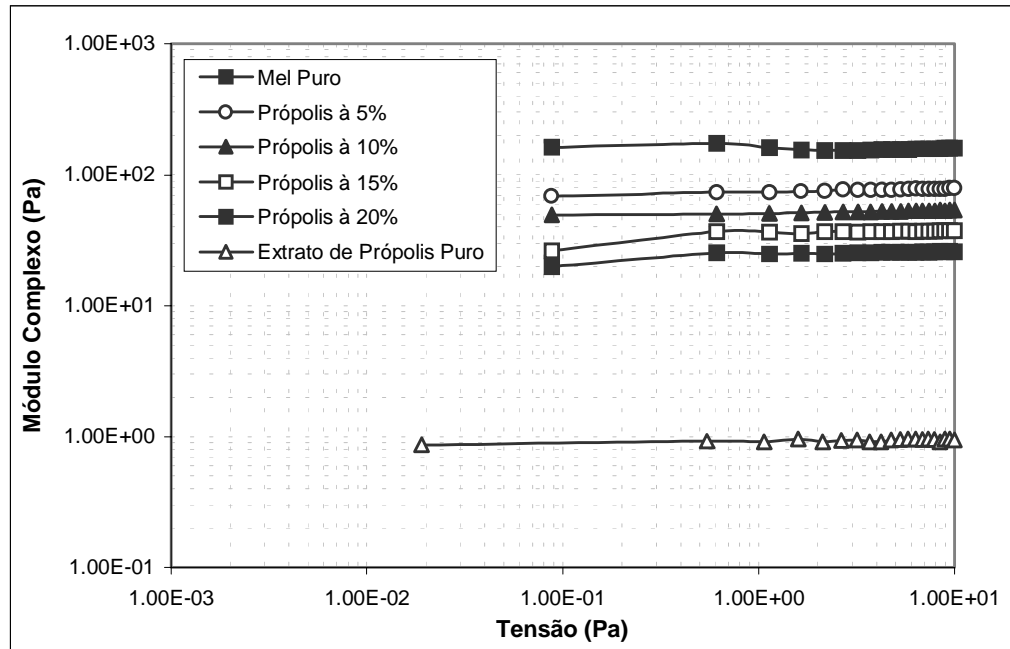
A figura 1 apresenta a viscosidade do mel puro, do extrato de própolis e das misturas entre mel e extrato de própolis, obtidas em um teste de cisalhamento.



**Figura 1.** Curva de viscosidade: obtida para uma temperatura de 25°C.

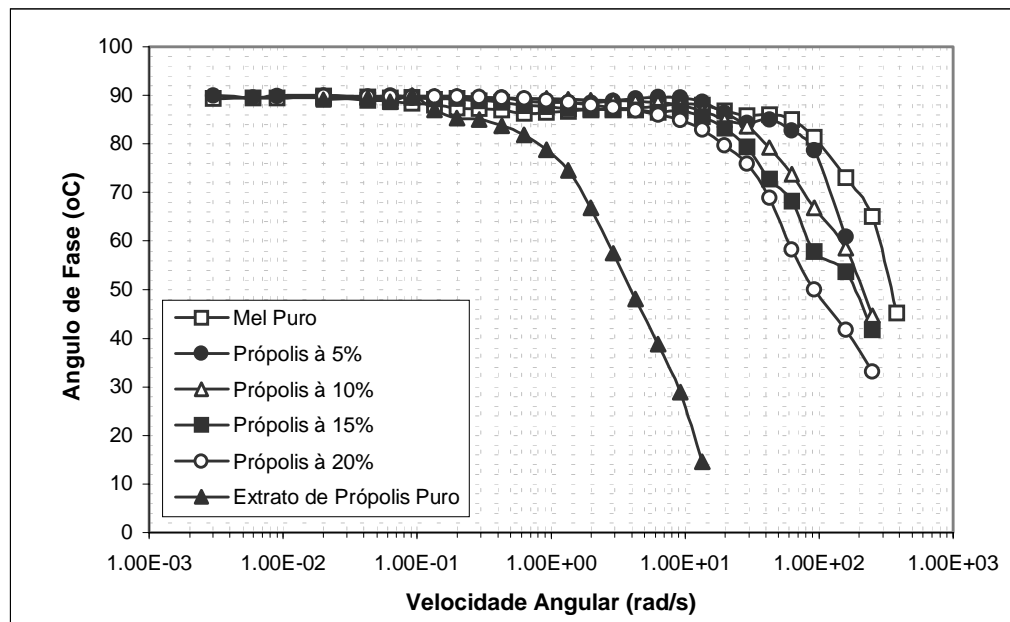
Evidencia-se na figura acima uma diferença acentuada entre os valores de viscosidade para o mel puro e o extrato de própolis nas diferentes taxas de deformação aplicadas. Além disso, já a partir de uma proporção de 5% de extrato de própolis adicionada ao mel puro, observa-se uma significativa diferença no valor da viscosidade comparada com a do mel puro. Deste modo, através da determinação da viscosidade, pode-se avaliar a quantidade de extrato de própolis presente em um determinado tipo de mel, constituindo-se em um importante teste de controle de qualidade do produto final.

Na figura 2 encontra-se os resultados do teste de varredura de tensão para o mel puro, extrato de própolis e as misturas intermediárias realizados para uma frequência de 4,64Hz e temperatura de 25°C. Observa-se que para as faixas de tensão investigadas, todas as amostras encontram-se dentro do limite de viscoelasticidade linear indicando que a estrutura do material não foi modificada, fato este caracterizado pelo valor constante do módulo complexo ( $G^*$ ) para diferentes tensões aplicadas.

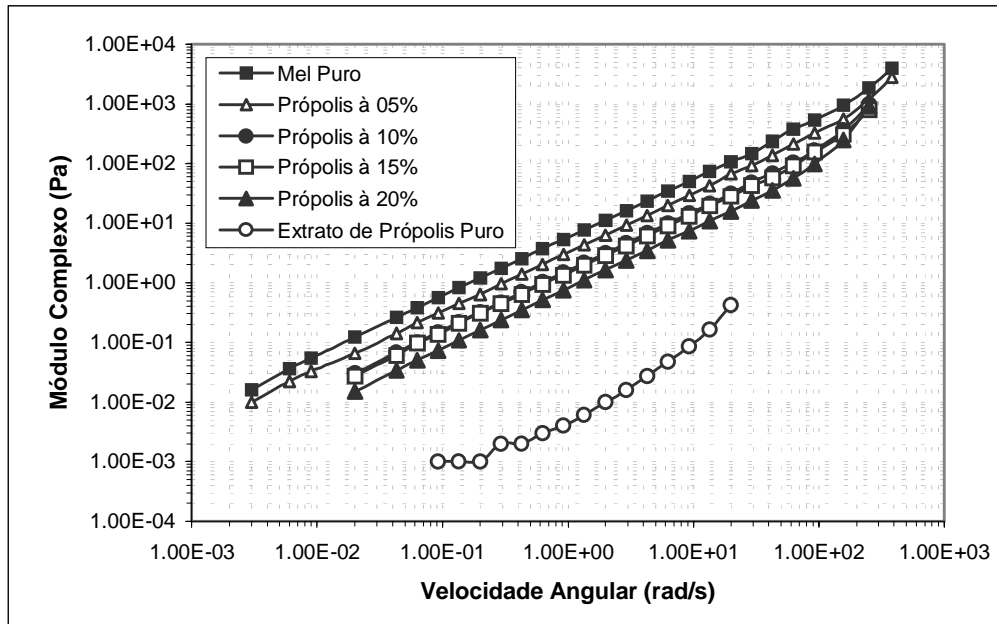


**Figura 2.** *Stress Sweep*: teste de varredura de tensão, no qual foram mantidos constantes os valores da frequência (4,640 Hz) e da temperatura (25°C).

As figuras 3 e 4 referem-se aos testes de varredura de frequência realizados a 25°C e para uma tensão constante de 1Pa, sendo assim, encontra-se dentro do limite de viscoelasticidade linear.



**Figura 3.** *Frequency Sweep*: foi realizada uma varredura de frequência utilizando uma tensão constante de 1Pa e mantendo as amostras a 25°C.



**Figura 4.** *Frequency Sweep*: foi realizada uma varredura de frequência utilizando uma tensão constante de 1Pa e mantendo as amostras a 25°C.

Com base nos resultados experimentais mostrados na figura 3, constata-se que em baixa velocidade angular todas as amostras apresentam um ângulo de fase de 90° evidenciando um comportamento de fluido newtoniano.

À medida que cresce a velocidade angular, o ângulo de fase começa a diminuir ( $\delta < 90^\circ$ ), sendo esta diminuição mais acentuada ao passo que aumenta-se a proporção de extrato de própolis no mel, até a situação extrema, com o extrato de própolis puro indicando nesse caso um comportamento viscoelástico.

Na figura 4 tem-se o comportamento do Módulo Complexo para as diversas amostras ensaiadas, mostrando nitidamente o aumento de  $G^*$  à medida que cresce a velocidade angular.

Através do teste de varredura de frequência pode-se determinar o comportamento de um dado produto em diversas velocidades (frequências) identificando a predominância de efeitos elásticos ou viscosos capazes de influenciar na utilização do produto.

## 7. CONCLUSÃO

A caracterização reológica do material, constitui um fator de grande importância para a qualidade de um dado produto. Assim, foram realizados no presente trabalho, testes de cisalhamento e de oscilação em misturas de mel com extrato de própolis, além do estudo do mel puro e do extrato de própolis. Através destes testes é possível, por exemplo, avaliar a quantidade de extrato de própolis presente no mel, através do conhecimento da viscosidade da amostra, bem como avaliar o comportamento do escoamento das diferentes misturas de extrato de própolis com mel, fatores decisivos no controle de qualidade do produto final.



## **Agradecimentos**

Os autores do trabalho agradecem ao CNPq e a CAPES pelo suporte financeiro prestado. Agradecemos também, as Biólogas Mary Ribeiro Muniz e Cláudia dos Santos Fagundes, ambas da COAPI-Rio e ao seu Presidente, Sr. Valdir Ribeiro Osório.

## **Referências**

- Dustmann, J. H.,1993, "Honey, quality and its control", *Am. Bee J.*, 133, 648-651
- Macosko, C.W. (1994), "Rheology : principles, measurements and applications", Ed. VCH Plubishers, Inc., United States of America.
- Zumlai, A., & Lulat, A. (1989). "Honey, a remedy rediscovered", *J. Royal Soc. Med.*, 83, 384 – 385

## **BEMC-1 PROGRAMA DE PROJETO E AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE BOMBAS ELETROMAGNÉTICAS DE CORRENTE CONTÍNUA**

**Eduardo Madeira Borges**

**Francisco Antonio Braz Filho**

**Francisco Sircilli Neto**

**Lamartine Nogueira Frutuoso Guimarães**

Instituto de Estudos Avançados (IEAv - CTA), 12231-970, São José dos Campos, SP, Brasil.

E-mail: eduardo@ieav.cta.br

### **Resumo**

Bombas eletromagnéticas podem ser usadas no controle de vazão de circuitos de refrigeração, este controle é feito pelo campo magnético e corrente elétrica fornecidos. Neste trabalho apresenta-se o programa computacional BEMC-1, desenvolvido para projeto de bombas eletromagnéticas de corrente contínua e sua validação. Esta é obtida comparando-se os resultados de simulações teóricas com os dados experimentais de: indução magnética, pressão estática e curvas de vazão no circuito dinâmico a mercúrio.

**Palavras-chave:** Bombas Eletromagnéticas, Simulação Computacional, Metal Líquido, Eletromagnetismo.

### **1. INTRODUÇÃO**

Sistemas de refrigeração, que utilizam metal líquido como fluido de trabalho, podem retirar altas densidades de potência térmica. As bombas eletromagnéticas não têm partes móveis, são completamente seladas, apresentam alta confiabilidade e permitem a utilização de fluido radioativo à alta temperatura. Estas características as tornam interessantes para serem utilizadas em reatores nucleares rápidos refrigerados a metal líquido, como no EBR-II (Lentz, et al., 1985), no PRISM (Kwant, et al., 1988) e no REARA (Borges, et al., 1994).

No Instituto de Estudos Avançados (IEAv) se projetou e ensaiou a primeira bomba eletromagnética (EM) de corrente contínua nacional, que funcionou satisfatoriamente em ensaios estáticos e dinâmicos, em circuitos fechados a mercúrio especialmente desenvolvidos para este fim (Borges, et al., 1995).

O programa computacional BEMC-1 foi elaborado com o objetivo de se poder estudar cada etapa do desenvolvimento de uma bomba eletromagnética de corrente contínua, independentemente. Assim como, avaliar o desempenho da bomba EM.

O BEMC-1 é bastante versátil, facilita a avaliação de desvios entre dados calculados e experimentais e permite a utilização de fatores de correção, de modo a minimizar estes erros e projetar bombas eletromagnéticas de corrente contínua.

Neste trabalho apresenta-se o princípio de funcionamento de bombas eletromagnéticas de corrente contínua, suas equações básicas, a comparação entre os valores teóricos e experimentais de campo magnético, pressão estática e curvas de vazão, para diferentes valores de corrente principal e de campo fornecidos, validando o programa BEMC-1.

## 2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE BOMBAS ELETROMAGNÉTICAS

Em uma bomba eletromagnética de corrente contínua a força de Lorentz define a intensidade e a direção da força exercida no fluido condutor sob influência da corrente elétrica e do campo magnético impostos. Observa-se, na Figura 1 o princípio de funcionamento de uma bomba eletromagnética de corrente contínua.

Admitindo-se a altura do canal da bomba (a), a largura do canal (b) e o comprimento útil (c), monta-se o equacionamento para a avaliação do seu desempenho (Borges, 1991).

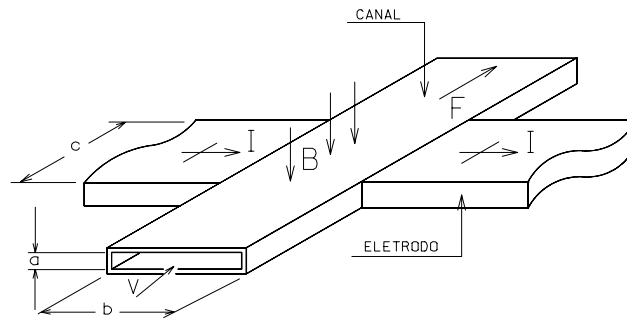


Figura 1. Princípio de funcionamento da bomba eletromagnética de corrente contínua.

### 2.1 Formulação do problema

O campo magnético pode ser calculado de acordo com a Lei Circuital de Ampere:

$$B = \mu N I_{\text{campo}} / d , \quad (1)$$

que relaciona as intensidades de campo magnético (B) em torno de uma trajetória fechada de fluxo magnético e o comprimento da trajetória com a corrente que a circunda, onde N é o número total de espiras e  $I_{\text{campo}}$  é a corrente de campo fornecida, observando-se ainda, que as perdas no entreferro (d) são muito superiores às do magneto e que para os metais líquidos, a permeabilidade magnética ( $\mu$ ) é igual à do vácuo.

Considerando-se a perfeita perpendicularidade entre o campo magnético, a corrente elétrica principal (I) e a direção do escoamento do fluido, a força (F) resultante da interação entre campo e corrente pode ser calculada, em função da corrente elétrica útil ( $I_e$ ) por:

$$F = B * I_e * b \quad . \quad (2)$$

Pode-se definir a pressão manométrica desenvolvida pela bomba como:

$$P = F / ( a * b ) \quad . \quad (3)$$

Substituindo na Eq. (2) tem-se:

$$P = B * I_e / a \quad , \text{ em } [N/m^2] \quad ; e \quad (4)$$

$$P = B * I_e / ( a * 1360 ) \quad , \text{ em } [cm Hg] \quad . \quad (5)$$

Na Figura 2 observa-se o circuito elétrico equivalente da bomba eletromagnética.

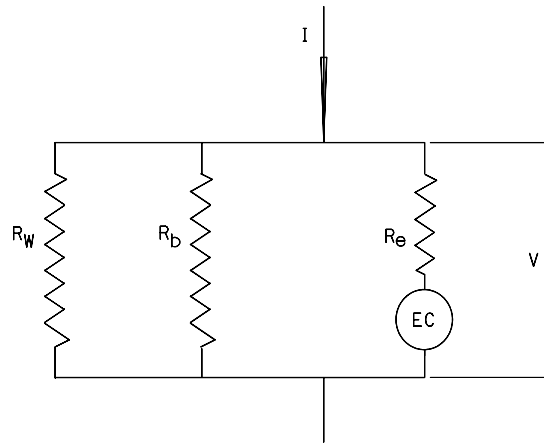


Figura 2. Circuito elétrico equivalente da bomba EM de corrente contínua.

A tensão elétrica da bomba é calculada por:

$$V = I_e * R_e + E_c = I * R_t \quad (6)$$

Onde:  $R_t$  é a resistência elétrica equivalente do circuito e  $E_c$  é a força contra-eletromotriz resultante do deslocamento do fluido no campo magnético. Esta voltagem induzida equivale a:

$$E_c = B * w / a \quad (7)$$

A corrente elétrica útil ( $I_e$ ) pode ser calculada em função da corrente principal ( $I$ ), da força contra eletromotriz ( $E_c$ ) e das resistências elétricas  $R_e$ ,  $R_w$  e  $R_b$  que são respectivamente as resistências elétricas do fluido no canal da bomba, da parede do canal (perpendicular ao campo magnético, na direção da corrente elétrica) e a resistência de “bypass”, que é a resistência de fuga de corrente pelo fluido fora da influência do campo magnético.  $R_b$  por sua vez é calculada multiplicando-se a resistência elétrica útil ( $R_e$ ) por um fator de correção empírico, que está relacionado com a geometria da bomba.

$$I_e = \frac{I}{1 + R_e \left( \frac{R_w + R_b}{R_w * R_b} \right)} - \frac{E_c}{R_e + \frac{R_w * R_b}{R_w + R_b}} \quad (8)$$

Portanto a corrente elétrica útil é uma função da vazão volumétrica ( $w$ ).

Observa-se que no estudo de pressão estática (com vazão nula) o último termo é nulo e no cálculo de pressão dinâmica (com escoamento de fluido) este termo é diferente de zero.

### 3. PROGRAMA COMPUTACIONAL BEMC-1

De modo geral as etapas fundamentais do projeto de uma bomba eletromagnética de corrente contínua são: a avaliação do campo magnético, da pressão estática e dos dados de vazão, pressão dinâmica e eficiência.

O programa BEMC-1, escrito em linguagem C++, foi elaborado com o objetivo de se poder avaliar, cada etapa do desenvolvimento de uma bomba EM, possibilitando alteração em todos os parâmetros importantes de projeto.

Deve-se definir o fluido a ser bombeado e suas propriedades, assim como, a geometria e materiais do canal, calculando-se então as resistências elétricas envolvidas, Eq. (6).

Um parâmetro muito importante é o campo magnético, que pode ser calculado pela equação de campo Eq. (1), em função do entreferro e da corrente de campo e se necessário corrigido pelo fator de correção apropriado.

A pressão fornecida pela bomba, Eq. (5), depende do campo magnético, da geometria do canal e da corrente elétrica útil, que por sua vez é função da corrente principal, das resistências elétricas calculadas e da vazão, Eq.(8).

A pressão estática, valor limite operacional da bomba, é calculada considerando-se nulo o último termo da Eq. (8).

Com o BEMC-1 pode-se avaliar a vazão e pressão dinâmicas fornecidas pela bomba operando em circuitos fechados, calculando as perda de carga do circuito em função da vazão, do seu diâmetro e do comprimento equivalente.

Com o objetivo de facilitar a otimização do projeto de uma bomba eletromagnética de corrente contínua o programa computacional BEMC-1 permite modificar dados e parâmetros para análise de um nova condição de atuação da bomba, assim como, dados geométricos da bomba EM e do circuito.

## 4. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

Os dados experimentais e teóricos de campo magnético, pressão manométrica e vazão, fornecidos pela bomba EM, devem ser comparados para definição dos fatores de ajuste e validação do programa BEMC-1. Em (Borges, et al., 1995) estão os dados de geometria e ensaios da bomba.

### 4.1 Campo magnético

A bomba EM de corrente contínua estudada tem magneto tipo “C” e bobinas de campo com 2000 espiras. Na Figura 3 apresenta-se a curva de campo magnético médio teórico, calculado pela Eq. (1), e a experimental no centro do entreferro, em função da corrente de campo imposta às bobinas.

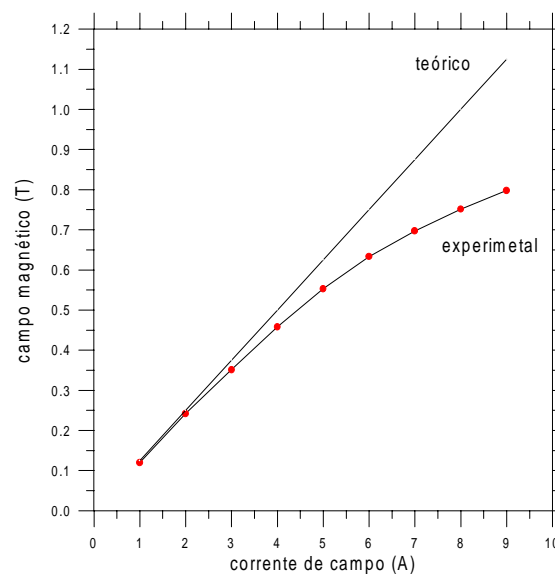


Figura 3. Campo magnético médio no centro do entreferro do magneto tipo “C”.

Observa-se que para valores de correntes de campo crescentes a diferença entre os dados teóricos e experimentais se acentua, devido a saturação do magneto. Há portanto necessidade do uso de fatores de ajuste no cálculo de campo magnético médio no programa BEMC-1, em função da corrente de campo, pois a simulação deve reproduzir os dados experimentais. Isto foi feito e nos cálculos subseqüentes o BEMC-1 usa o campo corrigido.

#### 4.2 Pressão estática da bomba EM

Os valores teóricos de pressão estática são obtidos em função da corrente elétrica média útil, da geometria do canal da bomba e do campo magnético médio teórico corrigido.

Nas Figura 4 e 5, respectivamente, são apresentadas as curvas teóricas e experimentais de pressão estática da bomba EM de corrente contínua com magneto tipo “C”, em função das correntes elétricas principal e de campo.

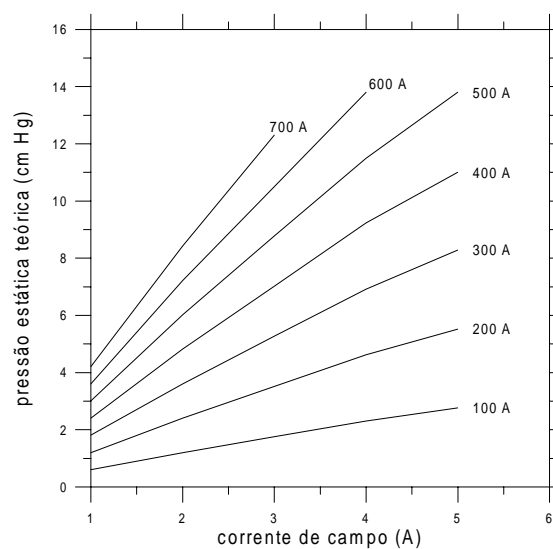


Figura 4. Curvas teóricas de pressão estática da bomba EM, obtidas com o BEMC-1.

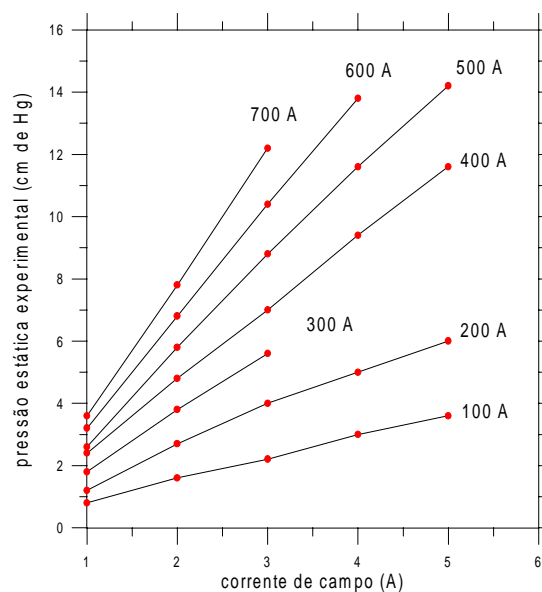


Figura 5. Curvas experimentais de pressão estática da bomba EM.

Comparando-se os dados de pressão estática, nota-se que o programa BEMC-1 (utilizando os fatores de correção de campo magnético e de “bypass” apropriados) reproduz os dados experimentais, com erros quase nulos, validando a metodologia de análise utilizada no BEMC-1. Sem o fator de correção de campo os desvios chegam a 20% (Borges, et al., 1998).

#### 4.3 Ensaios dinâmicos e avaliação teórica de desempenho da bomba EM

Apresenta-se na Figura 6 as curvas experimentais de vazão da bomba EM de corrente contínua com magneto tipo “C” no circuito dinâmico de mercúrio.

Nota-se que como esperado a vazão fornecida pela bomba EM depende diretamente dos valores das correntes de campo e principal. Consegue-se experimentalmente, com o controle destas correntes elétricas, vazões de até aproximadamente seis [l/min], observa-se que este valor está associado às limitações das fontes de corrente utilizadas.

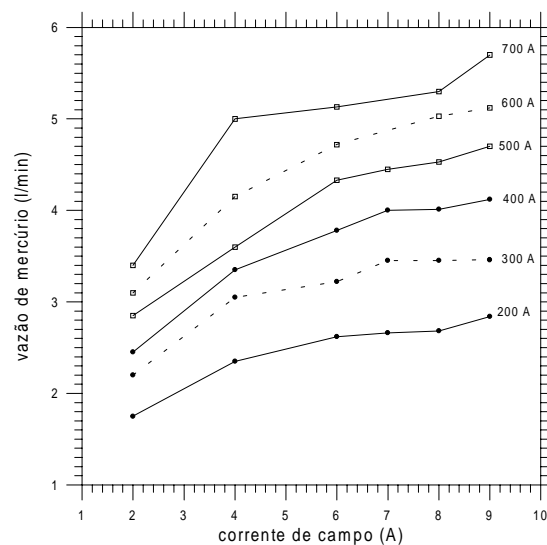


Figura 6. Curvas experimentais de vazão da bomba EM.

Na Figura 7 apresenta-se a curva teórica de perda de carga no circuito dinâmico de mercúrio (com diâmetro interno de 0,0122 metros e comprimento equivalente de 3,8 metros) em função da vazão, obtida com o programa BEMC-1.

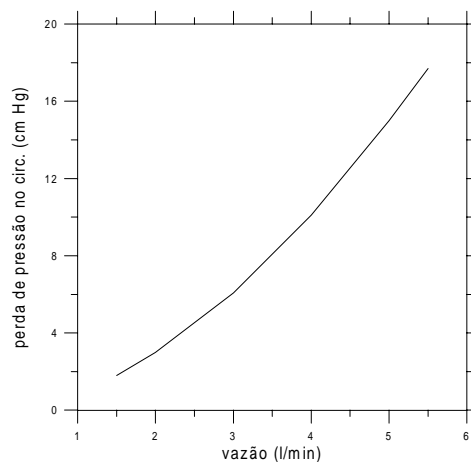


Figura 7. Curva teórica de perda de carga no circuito, obtida com o BEMC-1.

Na avaliação teórica de desempenho dinâmico de uma bomba eletromagnética de corrente contínua deve-se considerar os dados geométrico, as correntes elétricas envolvidas, as curvas de pressão estática da bomba EM e a curva de perda de carga no circuito, calculadas pelo programa BEMC-1. Apresenta-se na Figura 8 as curvas teóricas de vazão da bomba EM de corrente contínua com magneto tipo “C”, para o circuito dinâmico de mercúrio.

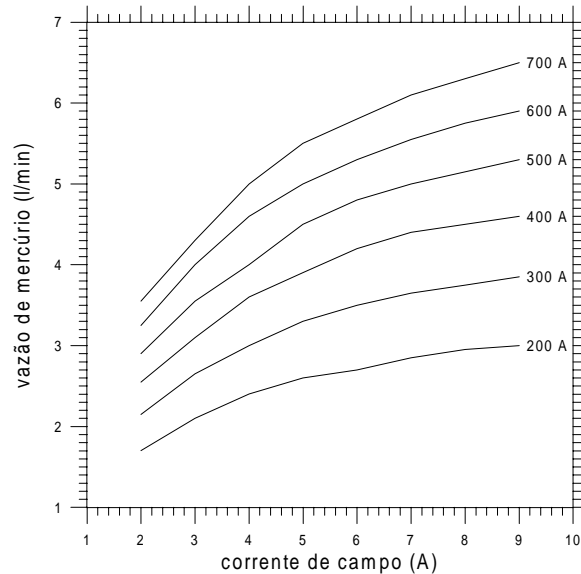


Figura 8. Curvas teóricas de vazão da bomba EM, obtidas com o BEMC-1.

Na Figura 9 apresenta-se, as curvas teóricas de pressão dinâmica da Bomba, obtidas com o programa BEMC-1.

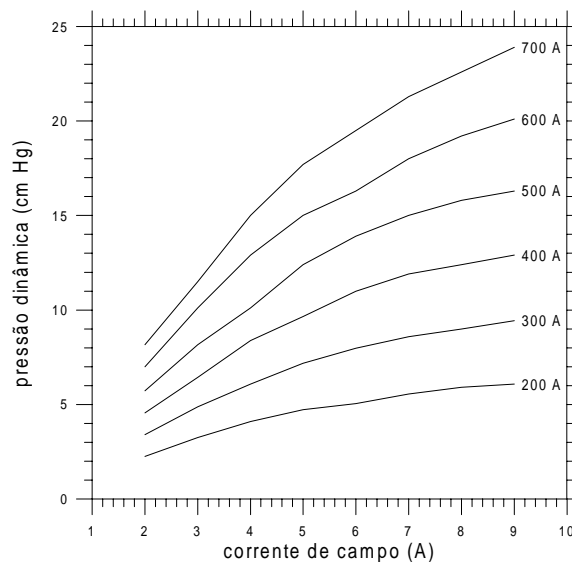


Figura 9. Curvas teóricas de pressão dinâmica da bomba EM, obtidas com o BEMC-1.

As curvas teóricas de pressão dinâmica e de vazão estão correlacionadas, pois a pressão dinâmica é calculada em função da vazão, é sempre inferior ao valor da pressão estática, para as mesmas correntes principal e de campo fornecidas, e deve ser compatível com a curva de perda de carga do circuito.



## 5. CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS

A necessidade do desenvolvimento do programa computacional BEMC-1 deve-se principalmente aos projetos de bombas eletromagnéticas de corrente contínua e experiências realizadas no IEAv. Os dados obtidos nos ensaios demonstraram a importância de se desenvolver modelos matemáticos específicos para cada fenômeno estudado.

Comparando os dados teóricos e experimentais de campo magnético, observa-se que para valores de correntes de campo crescentes, a diferença entre eles se acentua, devido a saturação do magneto. Há portanto a necessidade do uso de fatores de ajuste, no cálculo de campo magnético médio no programa BEMC-1, em função da corrente de campo, pois a simulação deve reproduzir os dados experimentais.

Comparando-se os dados de pressão estática, nota-se que o programa BEMC-1 (utilizando os fatores de correção de campo magnético e de “bypass” adequados) reproduz os dados experimentais, com erros quase nulos. Sem estes fatores de correção, obtidos comparando-se os dados teóricos e experimentais, pode haver erros. Em (Borges, et al., 1998) não usou-se os fatores de ajuste de campo e os desvios chegaram a 20%.

Os desvios teórico-experimentais verificados determinaram os fatores de correção necessários ao programa de simulação, que utilizando os fatores de ajuste adequados reproduziu bem os dados experimentais de campo magnético, pressão estática e curvas de vazão. Portanto, apesar de usar modelos analíticos relativamente simples, o BEMC-1 pode ser considerado validado e mostrou-se otimizado para ser utilizado na avaliação e projeto de bombas eletromagnéticas de corrente contínua.

## 6. REFERÊNCIAS

- Borges E. M., 1991, “Desenvolvimento e Simulação Computacional de Bombas Eletromagnéticas Termoelétricas para o Controle do Escoamento em Reatores Nucleares Espaciais Refrigerados a Metal Líquido”. Tese de Doutorado ITA, São José dos Campos, SP, Brasil.
- Borges, E. M.; et al., 1994, “Concepção de um Reator Rápido Experimental para o Brasil”. V Congresso Geral de Energia Nuclear, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Borges, E. M.; et al., 1995, “Ensaio de Pressão Estática de Bomba Eletromagnética de Corrente Contínua”. XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- Borges, E. M.; et al., 1998, “Avaliação de Desempenho da Bomba Eletromagnética de Corrente Contínua no Controle de Vazão de Mercúrio”. VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Kwant, W.; et al., 1988, “PRISM Reactor Design and Development”. Safety of Next Generation Power Reactors Meeting, Washington, USA.
- Lentz, G. L.; et al., 1985, “EBR-II - Twenty Years of Operation Experience”. Symposium on Fast Breeder Reactors: Experience and Trends, Lyon, France.

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL FLOW VISUALIZATION OF SQUARE CYLINDER WAKES

**Odenir de Almeida**  
**Cláudio Lindquist**  
**Edson Del Rio Vieira**  
**Sérgio Said Mansur**

UNESP – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica  
15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: [odenir@dem.feis.unesp.br](mailto:odenir@dem.feis.unesp.br)

**Aristeu Silveira Neto**

UFU – Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica  
38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

### **Abstract**

Flow visualization is an important tool to understand complex flows around bluff bodies. In this work, using numerical and experimental hydrodynamic flow visualization, different wake configurations produced by a square-section cylinder have been analyzed in moderate Reynolds numbers. Two-dimensional numerical calculations have been performed using Fluent<sup>®</sup> 5.0 software, employing a finite volume method with different schemes of convective transport. The experiments have been carried out in a vertical water tunnel driven by gravitational action and operated in continuous mode. Experimental visualization testes have been done, employing the dye wash and hydrogen bubble techniques. The images of flow patterns have been captured on photographic film, and the results obtained when compared with numerical ones showed good agreement.

**Keywords:** square cylinder, vortex street, numerical simulation, flow visualization, dye wash and hydrogen bubble techniques.

### **1. INTRODUCTION**

For its wide application in several engineering problems, the flow around square-sectioned cylindrical bodies has been the subject of several researches in the last decades. In fact, many structures used in engineering applications have square or rectangular cross section and are exposed to continuous action of several flow types. These structures can be bridge pillars, energy transmission towers, heat exchangers fins, and others fluidmechanical components.

From the fluid dynamics point of view, this problem is characterized by a high complexity degree, due to the simultaneous interaction of different kind of flows: the boundary layer, the separation zone and the vortex wake. Since the pioneer works of Strouhal (in 1878) and von Kármán (in 1912), the phenomenon of the alternate vortex shedding has

been intensively studied. In spite of that, several aspects related to the vortex generation and shedding in the cylinder wake remain obscure.

The intense activity of experimental research verified in this field has been based frequently on results obtained by different flow visualization techniques, which have contributed substantially to the understanding of the phenomena related to vortex dynamics. According to Merzkirch (1987), an additional advantage of flow visualization is that one can obtain qualitative and quantitative data from the flow images, without introducing physical disturbance to the flow field. Several visualization techniques have been employed in order to make evident the flow patterns in cylinder wakes, as can be seen in the works of Hammache & Gharib (1991) and Williamson (1996) that used the smoke technique in wind tunnels, and Williamson (1989) that used dye wash technique for hydrodynamic flow visualization, among many others authors.

Concerning the use of numeric tools in the treatment of external flows, the enormous increase of computers processing capacity and the improvement of numeric methodologies have contributed extensively in the identification and analysis of several types of phenomenons that occurs in flows. A pioneer numerical flow visualizations in the study of the flow around bluff bodies was presented by Fromm & Harlow (1963). Since that, a great variety of numeric works have been conduced. Davis & Moore (1982) presented a study on vortex shedding past rectangular cylinders in infinite domain. In this work, the computational visualization was also used as a tool for results interpretation, obtained good agreement between the numerical and experimental results. Okajima (1982) compares the experimental visualization of the cylinder wakes, for Reynolds number varying from 150 to 600, with numeric visualizations, showing some differences in development of the vortex-shedding phenomenon.

The purpose of the present work is to study some characteristics of the square-sectioned cylinder wake through numerical and experimental visualization, for a low Reynolds number ( $Re = 150$ ). For the numerical calculations, the computational fluid dynamics package Fluent<sup>®</sup>5.0, has been used, using three different convective transport schemes. In order to visualize the vortex street, the passive marker particles are injected upstream of the body. The experimental part has been carried out in a vertical water tunnel, where two flow visualization techniques have been used – the dye wash and hydrogen bubble techniques. The numerical results yield good pictures from the cylinder wake which, when compared to the experimental ones, have shown good agreement.

## 2. OUTLINE OF NUMERICAL MODELING

The momentum and continuity equations for unsteady state, viscous and incompressible flow have been numerically solved using the computational code Fluent<sup>®</sup>5.0. In this study, the fluid properties are assumed to be constant and the governing equations may be written as follows:

$$\frac{\partial u_j}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + g_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \nu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

The numerical simulations have been computed without any turbulence model, due to the considered low Reynolds number ( $Re = 150$ ). In the finite volume method, the governing

equations have been discretized over elementary control volumes on a cartesian coordinate system. The velocity-pressure coupling has been obtained following the algorithm SIMPLEC (Patankar & Spalding, 1972). The convective terms have been discretized with the third-order QUICK scheme (Leonard, 1979). In the diffusive terms, it has been employed a second-order central difference scheme. For time marching, the first order fully implicit scheme was used, which is unconditionally stable with respect to the time step size. The solution has advanced until the fully developed vortex street has been obtained. The streaklines have been calculated using a Lagrangian formulation, with new particles being injected at a time interval of 0.02s.

The computational domain is rectangular, and has been discretized in the cartesian coordinate system, with  $170 \times 90$  grid points non-uniformly distributed, as one can see schematically in Figure 1. Most of the grid points have been placed close to the cylinder and in the wake region, in order to improve the simulation accuracy. The closest grid line to the wall body was fixed at distance of approximately  $\delta y/B = 0,09$  in the vertical and  $\delta x/B = 0,16$  in the horizontal direction.

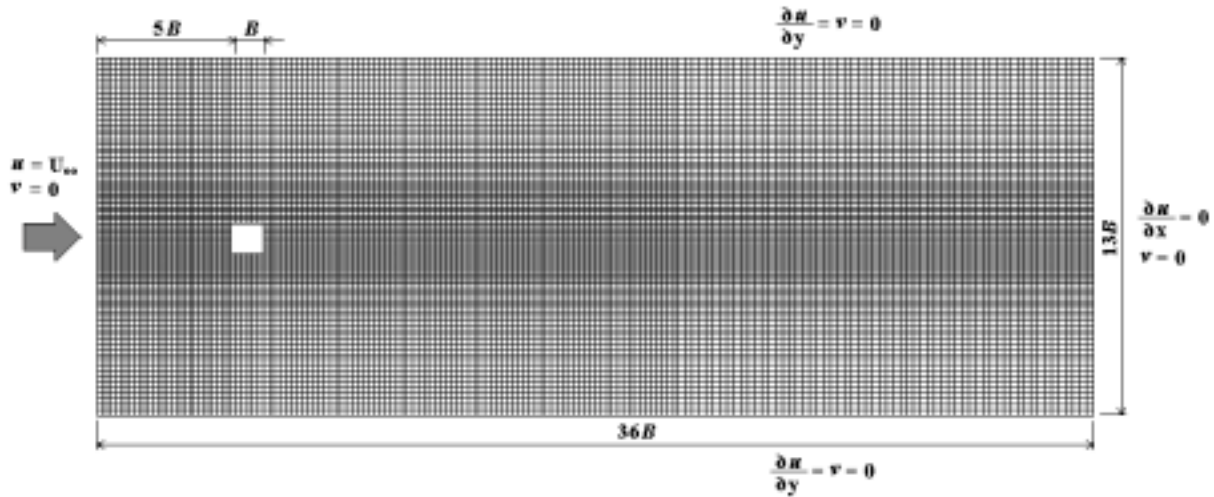


Figure 1. Computational grid and boundary conditions

The streamwise length of the computational domain has been set to  $36B$ , where  $B$  is the dimension of the square cross-section side, while the transversal length has been set to  $13B$ . The cylinder has been placed at  $5B$  downstream the grid inlet (left side in Figure 1).

The boundary conditions have been set as follows. At the upstream boundary, the inlet flow has been assumed to be uniform. At the outlet, a zero gradient boundary condition for both  $u$  and  $v$  has been used. It is important to emphasize that if the grid outlet is placed sufficiently far from the body, this Neumann-type boundary condition usually works well, Sohankar (1998). A no-slip condition has been prescribed at the body surfaces ( $u = v = 0$ ). At the upper and lower boundaries a symmetry conditions was used ( $v = \partial u / \partial y = 0$ ).

### 3. EXPERIMENTAL SETUP

Qualitative experimental results have been obtained from flow visualization tests. These have been conducted in a vertical water tunnel, operated by gravitational action in continuous mode. The test section size is  $146 \times 146 \times 500$  mm and the free stream turbulent intensity is less than 1%. More details about this water tunnel – illustrated in the Figure 2 – facility and its operation are available in Vieira *et al.* (1997).

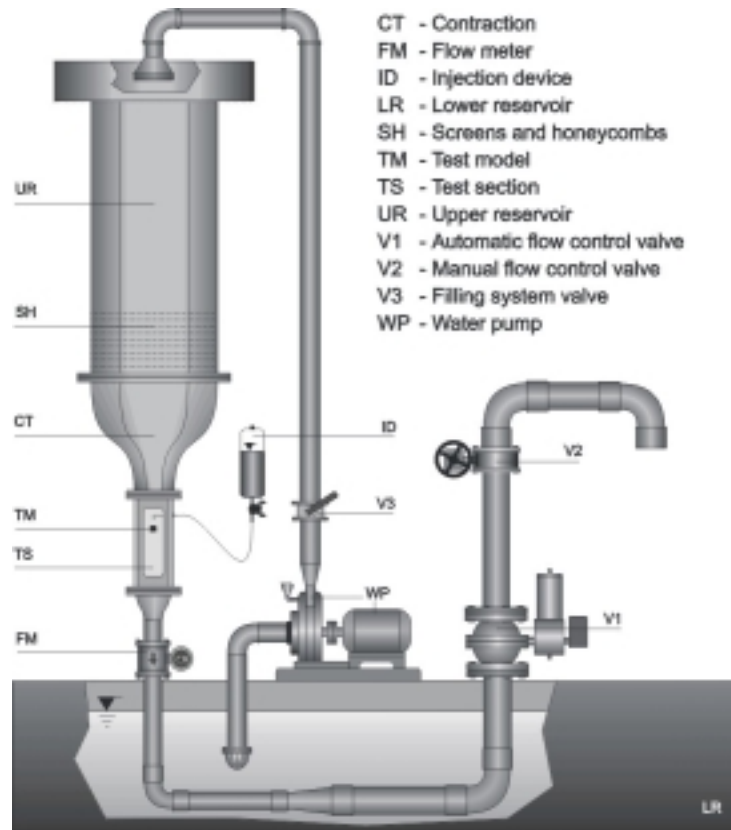


Figure 2. Water tunnel operated by gravity action.

Two flow visualization techniques have been employed in this work. The first, called dye wash technique, consists on adequate injection of opaque liquid dye into the non-disturbed flow field upstream to the solid body by means of a needle. Then, dye injection is suddenly stopped, the needle is removed, and the clean water stream washes the flow field, except the regions where the flow speed is relatively small, as in the cylinder boundary layer and wake. This procedure enables to visualize, for some seconds, the vortex street downstream the cylinder. In the present work, the section test was illuminated in back-light by eight flooding lamps of 150 W, providing an uniformly diffuse bright background against which the dye patterns have been photographed. The dye employed is strong aqueous solution of black PVA pigment.

The second visualization technique used is the classical hydrogen bubble technique. A thin tungsten wire ( $d = 0,075\text{mm}$ ) has been stretched through the test section side walls upstream the cylinder, working as the negative electrode (cathode). The anode (positive electrode) simply consists in a metallic object in electrical contact with the flow, placed near the cathode. If the applied electric tension to the electrodes is large enough, the water hydrolysis takes place, with the formation of hydrogen bubbles on the cathode and oxygen on the anode. Parallel bubble lines may be obtained, if one vary the electric tension in the form of square wave pulses. For this visualization technique, the illuminating apparatus consists in two flash units, placed near the test section side windows and forming with them an angle of approximately  $30^\circ$ , yielding a good contrast between the bubbles and the test section back window. The flow images have been captured using a Nikon F4s camera equipped with a Nikkor 60 mm micro lens and an ISO 100 photographic film.

The free stream velocity inside the test section has been measured with an Yokogawa ADMAG AE208MG electromagnetic flow meter mounted downstream the test section. The overall uncertainty estimate in the Reynolds number has been calculated to be less than  $\pm 5\%$ .

## 4. RESULTS AND DISCUSSIONS

It is known that the use of different convective transport schemes for the numeric solution of the same problem of fluid flows, can supply completely different results. In fact, the numerical diffusion or false diffusion, associated to the use of non-exact interpolation functions can harm the obtaining of a result physically correct. To verify this influence in the numerical results, three simulations test with different convective transport schemes available in the computational code were developed: a) First-order UPWIND scheme; (b) Second-order UPWIND scheme; (c) QUICK scheme.

The Figure 3 presents the flow field visualization, through isovorticity plots, considering a dimensionless time  $t = U_{\infty} t' / B = 225$ . It has been verified that the use of low order schemes as First-order UPWIND in this type of flows, generates high levels of numeric diffusion, what introduce an artificial viscosity in the fluid. That is verified in Figure 3(a) by the strong flattening of the vortex wake behind the cylinder. On the other hand, the use of higher order scheme facilitates the obtaining of quite representative results for the shedding vortex process. However, it is observed that for the same instant of computational time, different configurations of the cylinder wake are obtained. In a certain way, that difference can be attributed to the presence of numeric oscillations in the schemes of this type.

In Table 1, results of useful physical quantities were computed comparing the different convective transport schemes. The quantities presented are respectively, Strouhal number ( $St$ ), Mean drag coefficient ( $C_D$ ), RMS drag coefficient ( $C_D'$ ), RMS lift coefficient ( $C_L'$ ), Stagnation pressure coefficient at centerline ( $C_{ps}$ ) and base pressure coefficient at centerline ( $C_{pb}$ ). These values are compared with numerical data obtained by Sohankar (1995) using the QUICK scheme. The values obtained by QUICK scheme, in this work, shows good agreement with the numerical data registered by Sohankar (1995). It is also verified that the values obtained with the use of the First-order UPWIND scheme are smaller than others.

Figure 4(a) present the experimental flow patterns for one vortex shedding cycle, visualized with the dye wash technique. Numerically computed isovorticity plots are shown for comparison, Figure 4(b). The numerical results presented in the Figure 4(b) have been obtained with the SIMPLEC algorithm and QUICK scheme.

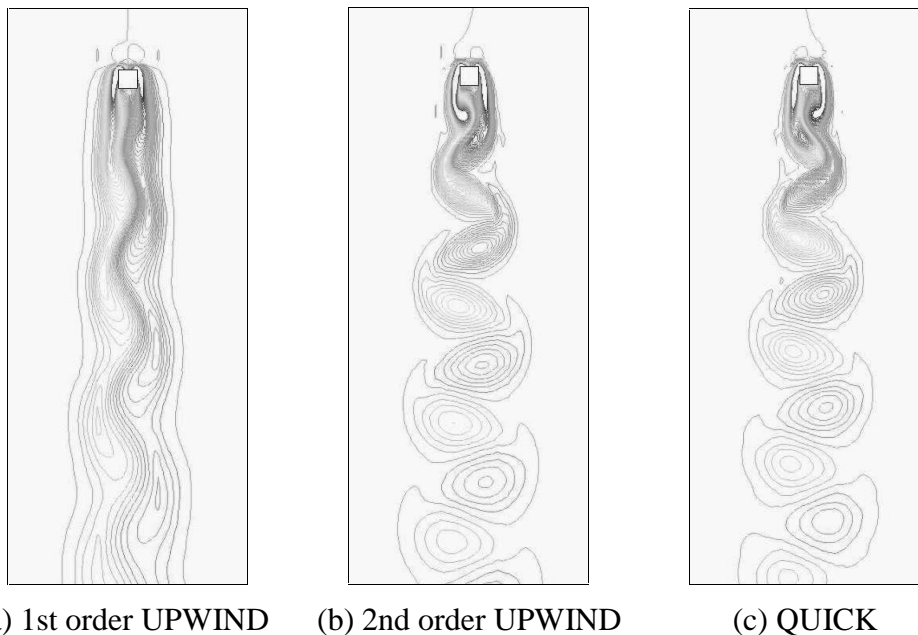


Figure 3. Influence of the transport convective schemes on flow pattern calculation around a square cylinder.

Table 1. Computed parameters from the flow field around a square cylinder ( $Re = 150$ ).

Reference	Scheme	St	$C_D$	$C_{D'}$	$C_{L'}$	$C_{ps}$	$-C_{pb}$
Present work	1 <sup>st</sup> UPWIND	0.120	1.5609	0.0003	0.0468	1.10	0.60
	2 <sup>nd</sup> UPWIND	0.154	1.558	0.0057	0.1896	1.09	0.757
	QUICK	0.161	1.544	0.0045	0.1667	1.11	0.742
Sohankar et al.(1995)	QUICK	0.161	1.408	0.0061	0.177	1.03	0.730

The results show a good agreement between the real and the numerical prediction of flow field. However, some discrepancies are seen over the prediction of formation zone size located in the cylinder near wake. The numeric results show a smaller formation zone than in the real flow field. It can be seen that the Von Kármán vortex street in Figure 4(b) are more regularly shaped and less spaced than those in Figure 4(a).

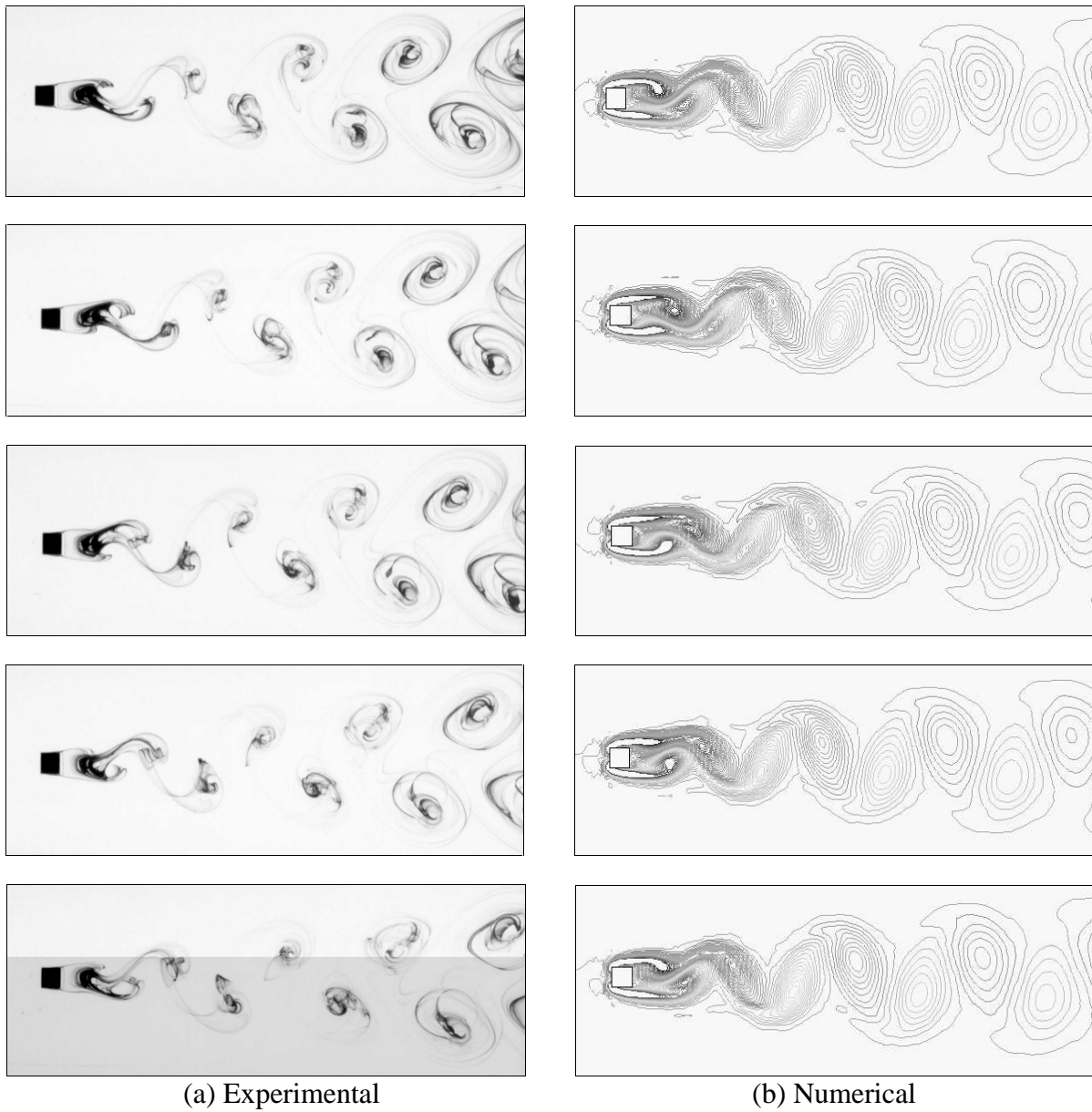


Figure 4 - Comparison between experimental (dye wash) and numerical (isovorticity) visualization of the flow around a square cylinder for one vortex shedding cycle ( $Re = 150$ ).

In this regime ( $Re = 150$ ) the flow state is completely laminar exhibiting a periodic and characteristic wake defined by well shaped vortices. In agreement with Zdravkovich (1990), the formation of Karman vortex street in this regime produces a rise in drag coefficient due pressure ( $C_{Dp}$ ) and a fluctuating lift coefficient ( $C_L$ ).

From this numerical analysis, it was identified that the regions of larger vorticity (magnitude) are positioned in near frontal corners of cylinder and that the relative major values of vorticity occur inside the vortices presents in the wake. Another important observation, in this study, is regarding to location of the passive marker particles in flow field, particularly, inside the vortices. It is observed that the particles introduced ahead of the obstacle were transported for regions of higher vorticity located inside these structures. The results found in this work are in agreement with similar data of Davis & Moore (1982).

It will be seen later that this is also in agreement with experimental visualization dye wash technique. This phenomenon was not verified in the hydrogen bubble technique.

The Figure 5 shows the comparison between different experimental and numerical visualization techniques of cylinder wake employed in this work. The photos 5(a) and (b) illustrates the dye wash and hydrogen bubble techniques for flow field visualization. It is verified a contrast among the two wakes observed.

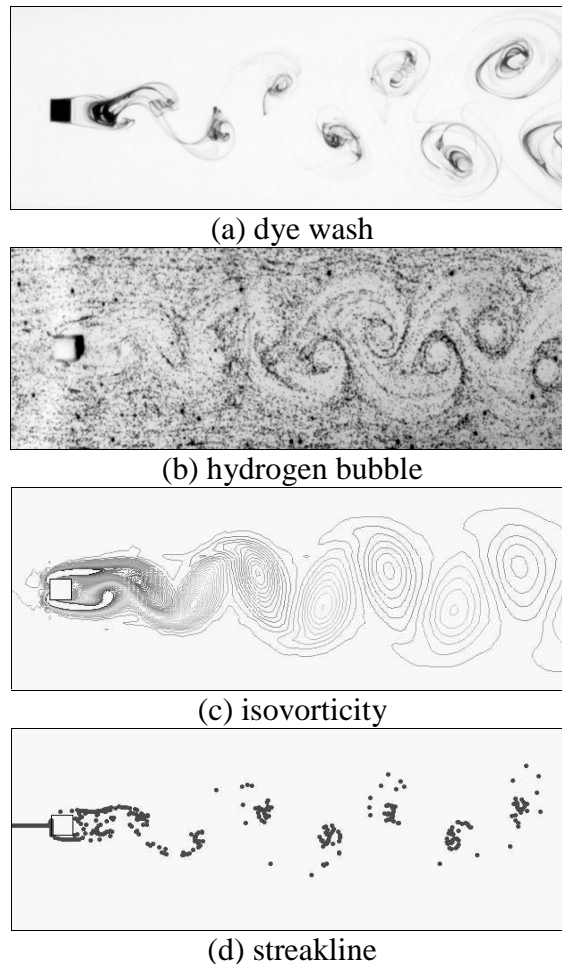


Figure 5. Comparison between the experimental and numerical flow visualization techniques employed in the preset work ( $Re = 150$ ).

The Figure 5(b) shows a wake more regularly defined with vortices less spaced than the Figure 5(a), however, it is not possible to have a good visualization of the formation region behind the cylinder using the hydrogen bubble. In this case, is visible that the use of different



technique for visualization can supply distinct qualitative results. This is because, mainly, the nature of employed experimental technique achieving results influenced by the varying laboratory conditions, such as temperature, for example. It is interesting to emphasize that the flow visualizers as hydrogen bubbles are not passive in flow field due the flotability effects.

The Figures 5(c) and (d) shows the numerical prediction of cylinder wake with visualization isovorticity plots and passive marker particles, respectively. The results in Figure 5(d) were obtained for to validate the discrete phase modeling available in computational code. Although being a test case, the results provided an excellent mean for visualizing the motion of vortices. The numerical flow visualization shows that the particles are swept into vortices and consequently are shed with them composing the Von Karman vortex street. It is identified that the position of vortices are corresponding those obtained in Figure 5(c).

It can be seen that the regions of high dye concentration in Figure 5(a) are numerically represented by regions of high concentration of particles, as observed in the Figure 5(d). This tendency is important to localize the center of vortex. On other hand, this is not verified in the Figure 5(b) with hydrogen bubble technique once the bubbles were positioned in the contours of vortices.

## 5. CONCLUDING REMARKS

The flow around a square cylinder at Reynolds number 150 were numerically and experimental conducted. The numerical results were visualized by vorticity and streakline plots. For the numerical simulation procedure utilized have been used the SIMPLEC algorithm and QUICK scheme for convective transport terms. Two different techniques of experimental flow visualization were employed – dye wash and hydrogen bubble. The qualitative results shown good agreement between numerical and experimental approach. Some discrepancies were identified as a largest diffusivity of vortices and a smaller length of the formation region for the numerical case. The comparative results shown a better agreement between the numerical and the hydrogen bubble visualization techniques. Still, qualitative and quantitative numerical results were presented for comparison among different schemes of convective transport. Finally, the use of techniques of experimental and numerical visualization are constituted in useful tools that aid in the understanding of several types of phenomena in flows, contributing each one to the improvement of the technology.

## 6. ACKNOWLEDGMENTS

This study has been developed with financial support provided by FAPESP and FUNDUNESP.

## 7. REFERENCES

- Davis, R. W. & Moore, E. F., 1982, "A numerical study of vortex shedding from rectangles", *J. Fluid Mech.*, vol.116, pp.475-506.
- Fromm, J. E. & Harlow, F. H., 1963, "Numerical solution of the problem of vortex street development", *Physics of Fluids*, vol.6, n.7., pp.975-982.
- Hammache, M. & Gharib, M., 1991, "An experimental study of the parallel and oblique vortex shedding from circular cylinders", *J. Fluid Mech.*, vol.232, pp.567-590.
- Leonard, B. P., 1979, "A stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation", *Comp. Meth. Appl. Mech. & Engng.* pp.59-98.

Merzkirch, W., 1987, "Flow Visualization", ed.2, Academic Press, Orlando.

Okajima, A., 1982, "Strouhal numbers of rectangular cylinders", *J. Fluid Mech.*, vol.123, pp.379-398.

Patankar, S. V. & Spalding, D. B., 1972, "A calculation procedure for heat and mass transfer in three-dimensional parabolic flows", *Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.15, pp.1787-1806.

Sohankar, A. E., 1998, Numerical study of laminar transitional and turbulent flow past rectangular cylinders, Tese de Doutorado – Gothenburg.

Sohankar, A., Davidson, L. & Norberg, C., 1995, "Numerical simulation of unsteady flow around a square two-dimensional cylinder", *Proceeding 12<sup>th</sup> Australasian Fluid Mechanics Conference*, R. W. Bilger (ed.), pp.517-520.

Vieira, E.D.R., Lindquist, C.; Woiski, E.R. & Mansur, S.S., 1997, Vortex Velocity Measurement by Hydrodynamic Flow Visualization. Proceedings (in CD-ROM) of COBEM/97 XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering, paper code 059, 8pp, Bauru.

Williamson, C.H.K., 1989, Oblique and parallel modes of vortex shedding in the wake of a circular cylinder at low Reynolds numbers, *Journal of Fluid Mechanics*, vol.206, pp.579-627.

Williamson, C. H. K., 1996, "Three-dimensional vortex dynamics in bluff body wakes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.12, pp.150-168.

Zdravkovich, M. M., 1990, "Conceptual overview of laminar and turbulent flows past smooth and rough circular cylinders", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol.33, pp.53-62.

# PARABOLIZED STABILITY EQUATIONS: A REVIEW

**Márcio T. Mendonça**

Centro Técnico Aeroespacial - Instituto de Atividades Espaciais

Pç Mal. Eduardo Gomes, 50 - 12228-904 - São José dos Campos - SP - Brazil

email: marcio\_tm@yahoo.com

## Summary.

The Parabolized Stability Equations developed at the Ohio State University have given scientist a new tool to investigate hydrodynamic stability. This formulation results in a set of parabolic equations that describe the downstream evolution of convected instabilities in slowly varying shear flows such as boundary layers, jets, and wakes. It is able to consider nonlinear and nonparallel effects in a spatial analysis resulting in a much better representation of the flow physics. The present paper presents a review of the PSE formulation with emphasis on the discussion about the choice for the normalization condition, which is necessary to close the system of equations. Results obtained by the author and co-workers with their own implementation of a PSE code are also reviewed. First, the importance of non-parallel effects is discussed. Then, results for the evolution of stationary and traveling disturbances are presented and compared to experimental results.

**Keyword:** *Laminar flow instability, Laminar-turbulent transition, Parabolized stability equations.*

## 1. INTRODUCTION

In a natural environment a laminar flow is always subject to disturbances such as freestream turbulence, rugosity or structural vibration. If these disturbances are amplified the laminar flow may become turbulent. The field of hydrodynamic stability is concerned with the study of how a given flow field may amplify or damp these initial disturbances and how the evolution of these disturbances is related to transition to turbulence.

The equations that describe an instability problem may be derived by assuming that the instantaneous flow is decomposed into a mean steady flow and a small perturbation,  $v = V + v'$ . Initial disturbances of small amplitude propagate in the flow as wave structures that may be represented by their frequency, wavenumber and growth rate. In this way a small perturbation has a general form  $v' = v(y) \exp[i(\alpha x + \beta z - \omega t)]$ . Where  $x$ ,  $y$  and  $z$  are the streamwise, normal and spanwise coordinate directions,  $\alpha$  and  $\beta$  are the streamwise and spanwise wavenumbers, and  $\omega$  the disturbance frequency. This solution is called a 'normal mode solution'.

The early work on stability of shear layers neglected the growth of the shear layer such that the mean flow could be represented by  $V = V(y)$  only, independent of the streamwise direction  $x$ . This assumption that the flow is ‘locally parallel’ greatly simplifies the resulting governing equation. The resulting ordinary differential equation is known as the ‘Orr-Sommerfeld’ equation (after the two scientists who derived the equation in the beginning of the century) and correspond to what is called a ‘local analysis’ since it does not depend explicitly on the streamwise coordinate. Another simplifying assumption was that the disturbances grow or decay in time (temporal analysis), such that  $\omega = \omega_r + i\omega_i$ . The imaginary part represents the disturbance growth rate. With the advance of mathematical and computational methods it was possible to represent spatially growing disturbances assuming that  $\alpha = \alpha_r + i\alpha_i$ , which results in a more complex equation.

Over the years the Orr-Sommerfeld equations have been extensively used and modified to account for nonparallel (Gaster, 1974; Saric and Nayfeh, 1975) and nonlinear effects (Eckhaus, 1965; Herbert, 1988). These studies were based on secondary instability theory and perturbation methods which involve a large amount of algebraic work. In the late eighties and early nineties, Herbert and Bertolotti (Herbert and Bertolotti, 1987; Bertolotti and Herbert, 1991) realized that using WKB approximations or multiple scales, it was possible to arrive at parabolized equations that could be marched downstream without further simplifications to arrive at ordinary differential equations and, consequently without further limiting assumptions. They called the resulting equations ‘Parabolized Stability Equations’ (PSE).

Since then, the PSE have been applied to a diverse range of laminar flow stability problems, including incompressible and compressible boundary layers, cross flow instability, centrifugal instability, wave interactions, receptivity and secondary instability analysis.

The PSE can take into account both nonlinear and nonparallel effects in a consistent way. It takes into account the history of the disturbance since it is a parabolic formulation. Unlike temporal analysis, in which it is assumed that the disturbances grow in time, it follows the spatial development of the flow. Compared to DNS solutions PSE solutions are much less computer intensive and can be run on desktop workstations.

## 2. PARABOLIZED STABILITY EQUATIONS

The formulation and numerical method presented in this paper was implemented in a code developed by the author (Mendonça, 1997). It is based on the original PSE formulation developed by Herbert and Bertolotti (Herbert and Bertolotti, 1987; Bertolotti and Herbert, 1991).

The Navier-Stokes equations for an incompressible flow of a Newtonian fluid are simplified by assuming that the dependent variables are decomposed into a mean component and a fluctuating component as:  $\vec{u}^* = \vec{U}^* + \vec{u}^{l*}$ , and  $p^* = P^* + p^{l*}$ , where  $\vec{u}^* = [u^*, v^*, w^*]^T$  is the velocity vector and  $p^*$  is the pressure. The superscript ‘\*’ indicates dimensional variables.

The coordinate system is based on the streamlines ( $\psi^*$ ) and potential lines ( $\phi^*$ ) of the inviscid flow over a curved plate. This choice of coordinate system is used to simplify the equations in curvilinear coordinate systems for the analysis of centrifugal instabilities.

The equations are nondimensionalized using  $\delta_0^*$  and  $U_\infty^*$  as the length and velocity scaling parameters, where  $\delta_0^* = (\nu^* \phi_0^* / U_\infty^*)^{1/2}$  is the boundary layer thickness parameter,  $U_\infty^*$  is the free stream velocity,  $\phi_0^*$  is a reference length taken as the streamwise location where initial conditions are applied, and  $\nu^*$  is the kinematic viscosity. The Reynolds number is defined as:  $Re = U_\infty^* \delta_0^* / \nu^*$ .

The mean flow is governed by Prandtl boundary layer equations for the flow over a flat plate. The resulting governing equations for the perturbations are elliptic and the perturbations propagate in the flow field as wave structures. The governing equations can be simplified if the wave like nature of the perturbations are represented by their frequency, wavenumber, and growth rate. The perturbation  $\Phi'$  is assumed to be composed of a slowly varying shape function and an exponential oscillatory wave term. It is represented mathematically as a Fourier expansion truncated to a finite number of modes:

$$\Phi' = \sum_{n=-N}^N \sum_{m=-M}^M \Phi_{n,m}(\phi, \psi) \exp \left[ \int_{\phi_0}^{\phi} a_{n,m}(\xi) d\xi + im\beta z - in\omega t \right]. \quad (1)$$

where  $a_{n,m}(\phi) = \gamma_{n,m}(\phi) + in\alpha(\phi)$ , and  $\Phi_{n,m}(\phi, \psi) = [u_{n,m}, v_{n,m}, w_{n,m}, p_{n,m}]^T$  is the complex shape function vector. This procedure is similar to a normal mode analysis, but, in this case, the shape function  $\Phi_{n,m}$  is a function of both  $\phi$  and  $\psi$ .

The streamwise growth rate  $\gamma_{n,m}$ , the streamwise wavenumber  $\alpha$ , and the spanwise wavenumber  $\beta$  were nondimensionalized using the boundary layer thickness parameter  $\delta_0^*$ . The frequency  $\omega$  was nondimensionalized using the free stream velocity  $U_\infty^*$  and the boundary layer thickness parameter  $\delta_0^*$ .

The perturbation variable  $\Phi'$ , as defined in Eq. (1), is substituted in the governing equations which are then simplified by assuming that the shape function, wavelength, and growth rate vary slowly in the streamwise direction. Second order derivatives and products of first order derivatives can, therefore, be neglected. After performing a harmonic balance in the frequency, a set of coupled nonlinear equations is obtained. These resulting equations are known as the Parabolized Stability Equations (PSE). For each mode  $(n, m)$  the equation in vector form results:

$$\overline{A}_{n,m} \Phi_{n,m} + \overline{B}_{n,m} \frac{\partial \Phi_{n,m}}{\partial \phi} + \overline{C}_{n,m} \frac{\partial \Phi_{n,m}}{\partial \psi} + \overline{D}_{n,m} \frac{\partial^2 \Phi_{n,m}}{\partial \psi^2} = \frac{\overline{E}_{n,m}}{e^{\int_{\phi_0}^{\phi} a_{n,m}(\xi) d\xi}}, \quad (2)$$

where the coefficient matrices can be found in Mendonça (1997).

The resulting equations are parabolic in  $\phi$  and the solution can be marched downstream given initial conditions at a starting position  $\phi_0$ . The approach is correct as long as the instabilities are convective and propagate in the direction of the mean flow, not affecting the flow field upstream.

The boundary conditions for Eq. (2) are given by homogeneous Dirichlet no-slip conditions at the wall, Neumann boundary conditions for the velocity components in the far field, and homogeneous Dirichlet condition for pressure in the far field. Non-homogeneous boundary conditions for the normal velocity components are also possible, allowing suction and blowing at the wall to be introduced. For the parabolic formulation, it is necessary to specify initial conditions at a starting position  $\phi_0$  downstream of the stagnation point at the leading edge of the curved plate. The initial conditions are obtained from Orr-Sommerfeld solutions for Tollmien-Schlichting waves and similar local solutions for centrifugal instability problems (Görtler or Dean problems).

## 2.1 Normalization condition

The splitting of the perturbation  $\Phi'(\phi, \psi, z, t)$  in Eq. (1) into two functions,  $\Phi_{n,m}(\phi, \psi)$  and  $a_{n,m}(\phi)$ , is ambiguous, since both are functions of the streamwise coordinate  $\phi$ . It is necessary to define how much variation will be represented by the shape function

$\Phi_{n,m}(\phi, \psi)$ , and how much will be represented by the complex wavenumber  $a_{n,m}(\phi)$ . This definition has to guarantee that rapid changes in the streamwise direction are avoided so that the hypothesis of slowly changing variables is not violated. The objective is to transfer fast variations of  $\Phi_{n,m}(\phi, \psi)$  in the streamwise direction to the streamwise complex wavenumber  $a_{n,m}(\phi) = \gamma_{n,m}(\phi) + i\alpha(\phi)$ . If this variation is represented by  $b_{n,m}$ , for each step in the streamwise direction it is necessary to iterate on  $a_{n,m}(\phi)$  until  $b_{n,m}$  is smaller than a given threshold. At each iteration  $k$ ,  $a_{n,m}(\phi)$  is updated according to  $(a_{n,m})_{k+1} = (a_{n,m})_k + (b_{n,m})_k$ . The variation  $b_{n,m}$  of the shape function can be monitored in different ways. Possible choices are presented below.

$$b_{n,m} = \frac{1}{\int_0^\infty \|\vec{u}_{n,m}\|^2 d\psi} \int_0^\infty \left( \vec{u}_{n,m}^\dagger \cdot \frac{\partial \vec{u}_{n,m}}{\partial \phi} \right) d\psi, \quad (3)$$

$$b_{n,m} = \frac{1}{\int_0^\infty E d\psi} \int_0^\infty \frac{\partial E}{\partial \phi} d\psi. \quad (4)$$

$$b_{n,m} = \frac{1}{|u_{n,m}(x, y_{max})|} \frac{\partial u_{n,m}(x, y_{max})}{\partial \phi}, \quad (5)$$

In Eq. (3),  $\vec{u}_{n,m}^\dagger$  is the complex conjugate of  $\vec{u}_{n,m}$ . The integral of  $\|\vec{u}_{n,m}\|^2$  was used to assure that the variation is independent from the magnitude of  $\vec{u}_{n,m}$ . Equation (4) monitors the variation of the Kinetic energy  $E = u_{n,m}^2 + v_{n,m}^2 + w_{n,m}^2$ . In Eq. (5)  $u_{n,m}(x, y_{max})$  is the streamwise velocity component measured at the location away from the wall where it reaches a maximum.

## 2.2 Numerical method

The system of parabolic nonlinear coupled equations given by Eq. (2) is solved numerically using finite differences. The partial differential equation is discretized implicitly using a second order backward differencing in the streamwise direction, and fourth order central differencing in the normal direction. The resulting coupled algebraic equations form a block pentadiagonal system which is solved by LU decomposition.

To start the computation a first order backward differencing is used. The first order approximation is used also in a few subsequent steps downstream in order to damp numerical transients more efficiently. For the points neighboring the boundaries, second order central differencing in the normal direction is used.

The nonlinear terms are evaluated iteratively at each step in the streamwise direction. The iterative process is used to enforce both the normalization condition and the convergence of the nonlinear terms. A Gauss-Siedel iteration with successive overrelaxation is used. The nonlinear products are evaluated in the time domain. The dependent variables in the frequency domain are converted to the time domain by an inverse Fast Fourier Transform subroutine. The nonlinear products are evaluated and the results are transformed back to the frequency domain. The complex wavenumber is updated at each iteration and the variation in the shape function is monitored through Eq. (3). The iteration is considered converged when the normalization condition is no larger than a given small threshold.

Results from the present numerical implementation of the PSE have been compared to experimental and numerical results for K-type breakdown, H-type breakdown and for the nonlinear development of Görtler Vortices. The code was able to reproduce the nonlinear development of interacting disturbances with good accuracy.

### 3. ON THE NORMALIZATION CONDITION

Using the code developed based on the above formulation, we may now investigate the effect of normalization condition on the results obtained for the evolution of Tollmien-Schlichting waves. Figure 1 presents a comparison between the three different normalization conditions presented above for the variation of the amplitude of a two-dimensional (2D) TS wave of frequency  $F = \omega/Re10^6 = 86$ . The computation starts at a stable position close to the lower branch of the neutral curve and continues up to a position past the upper branch of the neutral curve. It can be seen that the results are not dependent on the choice of the normalization condition. Figure 2 and 3 present the variation of the growth rate and streamwise wavenumber for the three different choices of the normalization condition presented above. It can be seen that the choice of the normalization condition changes slightly the value of these variables.

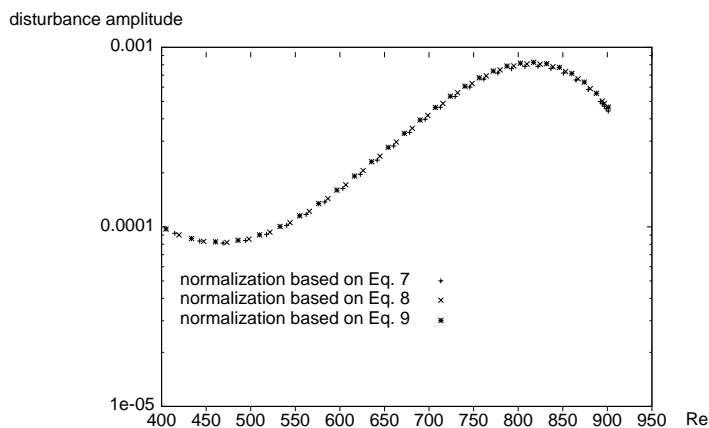


Figure 1: Growth and decay of the maximum amplitude of a 2D TS wave for different choices of normalization condition.

The real (physical) wavenumber and growth rate should take into account the variations left in the shape function. This is done by computing:

$$\bar{\gamma}(x) = \gamma(x) + \left[ \frac{1}{u_{n,m}(x, y_{max})} \frac{\partial u_{n,m}(x, y_{max})}{\partial \phi} \right]_r,$$

$$\bar{\alpha}(x) = \alpha(x) + \left[ \frac{1}{u_{n,m}(x, y_{max})} \frac{\partial u_{n,m}(x, y_{max})}{\partial \phi} \right]_i,$$

where the subscripts  $r$  and  $i$  represent the real and imaginary parts respectively.

It can be seen in figure 4 and 5 that the physical quantities are independent of the choice for the normalization condition. In fact, since the normalization condition transfers fast variations of the shape function  $\Phi_{n,m}$  to the exponential function  $\exp[\int a_{n,m}(\xi)d\xi]$ , as long as the hypothesis of slow variation of the shape function in the streamwise direction is not violated, small variations in the normalization condition does not change the results.

### 4. NONPARALLEL EFFECTS

Nonparallel effects are significant mainly for the evolution of three-dimensional (3D) disturbances. Using PSE to compute the growth rate of 2D TS waves Bertolotti (Bertolotti

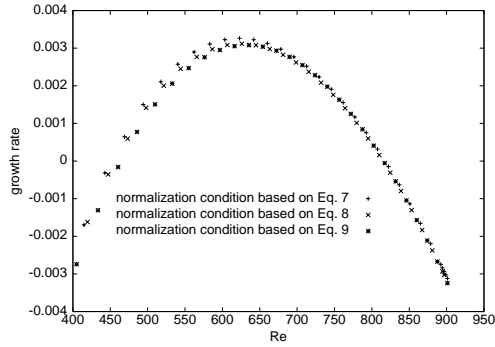


Figure 2: Variation of the growth rate for different choices of the normalization condition.

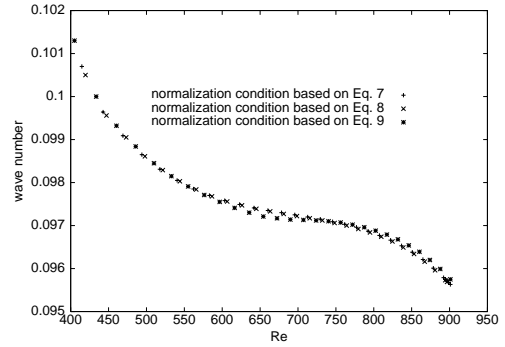


Figure 3: Variation of the streamwise wavenumber for different choices of the normalization condition.

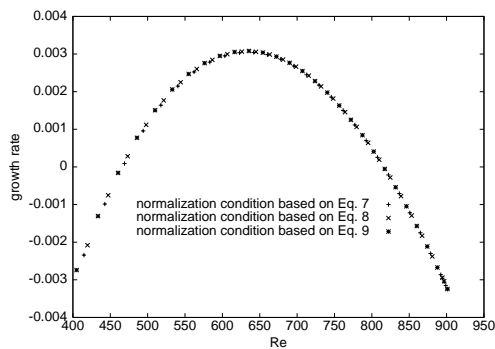


Figure 4: Variation of the physical growth rate.

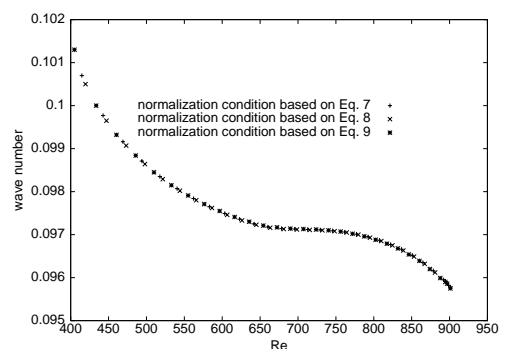


Figure 5: Variation of the physical streamwise wavenumber.

*et al.*, 1992) showed that the large discrepancies observed between experimental results and normal modes computations could not be attributed to the small effect of non-parallelism. These discrepancies are due to the choice of the way the disturbance growth is monitored, either based on amplitude, total kinetic energy or at a fixed distance from the wall.

For 3D TS waves nonparallel effects increase with the increase of the angle between the mean flow direction and the wave propagation direction. The present PSE implementation is now used to show this effect. Figure presents comparisons between local parallel computations and nonparallel PSE computations for different wavenumbers  $b = \beta 10^3 / Re$ . The TS wave frequency is  $F = \omega 10^6 / Re = 86$ . It can be seen that as  $b$  increases the oblique waves are destabilized by nonparallel effects. For  $b = .3$  the parallel theory predicts stable waves while nonparallel theory still predicts unstable disturbances for a range of Reynolds numbers.

## 5. SOME NONLINEAR RESULTS

In this section some computational results for the nonlinear evolution of 3D disturbances are presented and compared to experimental results to illustrate the capabilities of the PSE. Figure 7 presents results for the nonlinear evolution of Görtler vortices. The computational results are compared to experimental results (Swearingen and Blackwelder, 1987) for two different streamwise positions. AT  $x = 60$  cm the spanwise periodic structure is already visible. At  $x = 80$  cm the vortices are forming the characteristic mushroom



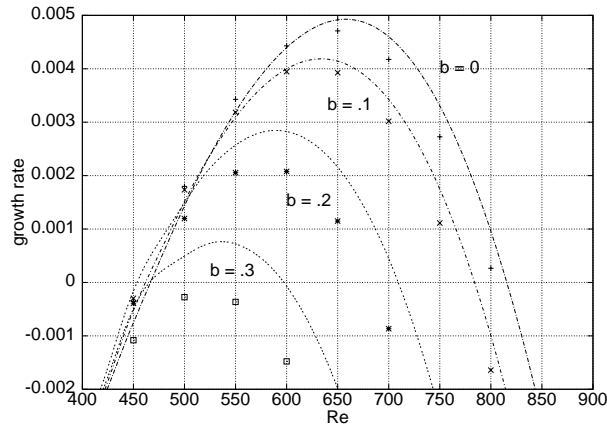


Figure 6: Growth rate based on maximum amplitude. Comparison between parallel (symbols) and nonparallel computations (lines).

type structures. The computational results compare well with the experimental results.

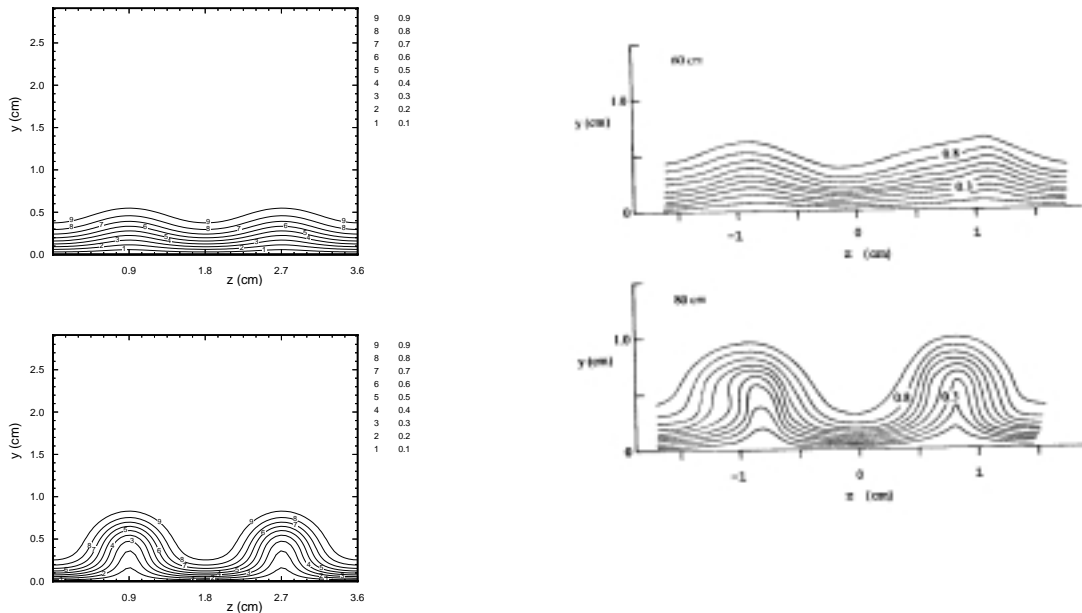


Figure 7: Nonlinear evolution of Görtler vortices. Comparison between PSE results (left) and experimental results (right) (Swearingen and Blackwelder, 1987) for the streamwise velocity distribution in the spanwise plane.

Figures 8 presents experimental results for the evolution of a 3D wave-train emanating from a harmonic point source. The nonlinear evolution is responsible for the development of streamwise streaks. These streaks evolve downstream and, at the centerline a negative streak splits into two. A positive streak grows between the two resulting streaks. A model problem consisting of a pair of oblique waves was used to represent the evolution of a wave-train. The computational result for this model problem shows the growth of longitudinal vortical structures given by Fourier modes  $(0,2)$  and  $(0,4)$ . The corresponding, spanwise periodic, longitudinal streaks are shown in Fig. 9. The figure shows a positive streak forming at the centerline, growing close to the wall and splitting a negative streak in a

way consistent with experimental results.

Detailed discussions for these results are presented elsewhere (Mendonça, 1997; Mendonça *et al.*, 2000b; Mendonça *et al.*, 2000a; Mendonça and Medeiros, 1999; Medeiros and Mendonça, 1999).

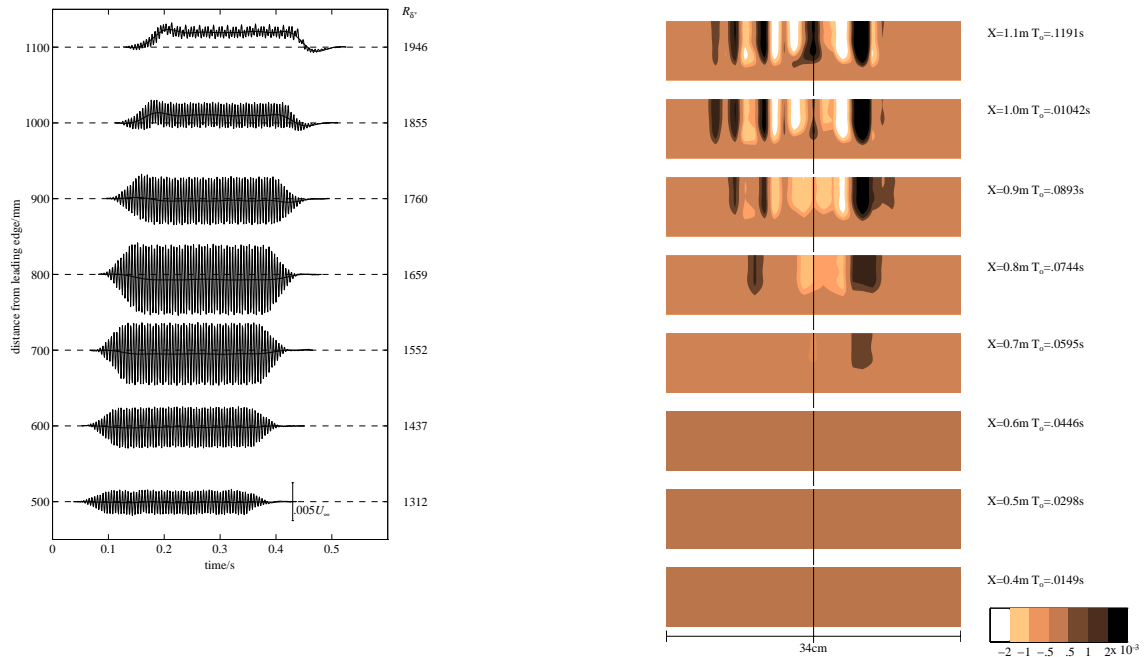


Figure 8: Experimental results for the evolution of a three-dimensional wave-train emanating from a point source. Left – the centerline evolution showing the growth of a mean flow distortion that changes from negative to positive. Right – downstream evolution of longitudinal streaks showing the spanwise structure with the splitting of a negative streak and the growth of a positive streak at the centerline.

## 6. CONCLUSIONS

The Parabolized Stability Equations can be used to study the propagation of traveling and stationary convected disturbances in slowly varying shear layers. They are able to take into account nonlinear, nonparallel effects in a consistent way. The PSE involves less analytical work than a multiple scales analysis and is much less computationally intensive than a direct numerical simulation.

A PSE code has been successfully implemented to study the nonlinear interaction of three-dimensional disturbances. This code has been used by the author and co-workers to investigate the evolution of longitudinal stationary structures due to centrifugal and nonlinear effects. The present review shows that the choice of the normalization condition does not affect the physical growth rate and wavenumbers. It also shows that nonparallel effects are significant for three-dimensional disturbances and should be taken into account in a stability analysis.

## 5. ACKNOWLEDGMENT

The author would like to acknowledge the financial support received from FAPESP for the participation in the CONEM 2000.

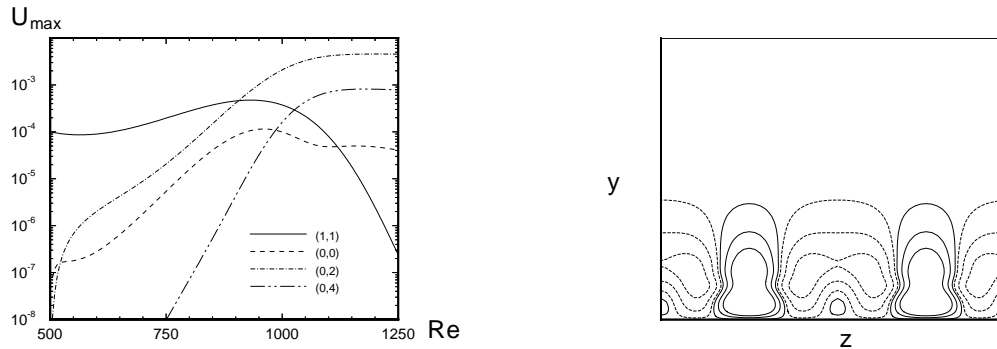


Figure 9: Evolution of a pair of oblique waves as a model problem. left – Amplitude variation of different Fourier modes showing the evolution of a mean flow distortion with spanwise periodicity given by Fourier modes (0,0), (0,2) and (0,4). right – Spanwise structure showing the splitting of a streamwise streak in a way consistent with the experimental results (solid lines - positive velocity, dashed lines - negative velocity).

## 7. REFERENCES

- Bertolotti, F. P., and Herbert, Th. 1991. Analysis of the Linear Stability of Compressible Boundary Layers Using PSE. *Theoret. Comput. Fluid Dynamics*, **3**, 117–124.
- Bertolotti, F. P., Herbert, Th., and Spalart, P. R. 1992. Linear and nonlinear stability of the Blasius Boundary Layers. *J. Fluid Mech.*, **242**, 441–474.
- Eckhaus, Wiktor. 1965. *Studies in Non-Linear Stability Theory*. Springer Tracts in natural Philosophy. Springer–Verlag.
- Gaster, M. 1974. On the effect of boundary layer growth on flow stability. *J. Fluid Mechanics*, **s66**, 465–480.
- Herbert, Th. 1988. Secondary instability of boundary layers. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, **20**, 487–526.
- Herbert, Th., and Bertolotti, F. P. 1987. Stability analysis of nonparallel boundary layers. *Bull. Am. Phys. Soc.*, **32**, 2079.
- Medeiros, M. A. F., and Mendonça, M. T. 1999. Nonlinear Three Dimensional Wavetrains of Small Amplitude in Boundary Layers: Experiments, Theory and Computations. *In: The IUTAM 99 Symposium on Laminar-Turbulent Transition*.
- Mendonça, M. T. 1997. *Numerical Analysis of Görtler Vortices Tollmien-Schlichting Waves Interaction With a Spatial Nonparallel Model*. Ph.D. thesis, The PennState University.
- Mendonça, M. T., and Medeiros, M. A. F. 1999. Numerical investigation of nonlinear evolution of three-dimensional wavetrains in flat plate boundary layers. *In: Proceedings of the XV COBEM, Brazilian Congress on Mechanical Engineering*.
- Mendonça, M. T., Pauley, L. L., and Morris, P. J. 2000a. Influence of Wave Frequency on Görtler Vortices, Three-dimensional Tollmien-Schlichting Waves Interaction. *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas - RBCM*, **XXII**.

- Mendonça, M. T., Morris, P. J., and Pauley, L. L. 2000b. Interaction Between Görtler Vortices and 2D Tollmien-Schlichting waves. *Physics of Fluids*, **12**(5), 1–11.
- Saric, W. S., and Nayfeh, A. H. 1975. Nonparallel stability of boundary layer flows. *Physics of Fluids*, **18**, 945–950.
- Swearingen, J. D., and Blackwelder, R. F. 1987. The Growth and Breakdown of Streamwise Vortices in the Presence of a Wall. *J. Fluid Mechanics*, **182**, 255–290.

## ENSAIOS BIDIMENSIONAIS EM TÚNEL DE VENTO

**Luís Fernando Gouveia de Moraes**

**Matsuo Chisaki**

CTA / IAE / ASA-L (Túnel de Vento), Pça. Mal. Eduardo Gomes 50, Cep. 12228-904  
São José dos Campos –S.P, e-mail : [matsuo@iae.cta.br](mailto:matsuo@iae.cta.br) e [lfgmoraes@iae.cta.br](mailto:lfgmoraes@iae.cta.br) .

### RESUMO

Este artigo apresenta a metodologia empregada em ensaios de perfis aerodinâmicos no túnel de vento do Centro Técnico Aeroespacial (CTA). Utiliza-se um perfil NACA0012 entre paredes bidimensionais e obtém-se os valores das forças, momentos e distribuição de pressões no perfil. Utiliza-se também um rake de arrasto de modo a obter o arrasto viscoso. Compara-se os resultados obtidos por balança e integração de pressões àqueles apresentados na literatura. Comenta-se os aspectos de interferência e sua influência sobre os valores da sustentação máxima e arrasto.

**Palavras Chave :** Túnel de Vento, Bidimensional, Perfil, CTA, NACA0012

### 1. INTRODUÇÃO

A determinação dos coeficientes aerodinâmicos de uma asa, e portanto do seu desempenho, está diretamente relacionada aos coeficientes aerodinâmicos dos perfis (seções transversais da asas) que a compõe. A correta simulação do escoamento em um perfil requer a bidimensionalidade do escoamento. Ou seja, a inexistência de qualquer componente de velocidade, na direção da envergadura, induzida pelos vórtices de ponta de asa. Para obtenção de tal escoamento, seria necessário uma asa com envergadura infinita - o que seria impraticável.

Nos túneis de vento, a “eliminação” dos vórtices de ponta de asa é simulada unindo-se as extremidades da asa as paredes do túnel ou às paredes bidimensionais. Em algumas montagens, a asa é colocada na horizontal ou vertical, sendo a parte central instrumentada com uma balança. Todo o conjunto da asa pode ser movimentado em ângulo de ataque ( $\alpha$ ) e há uma pequena separação entre a seção central e as que compõem as pontas. Isto, com o intuito de evitar que qualquer interferência produzida na junção asa-parede possa comprometer a bidimensionalidade do escoamento e afetar a parte central.

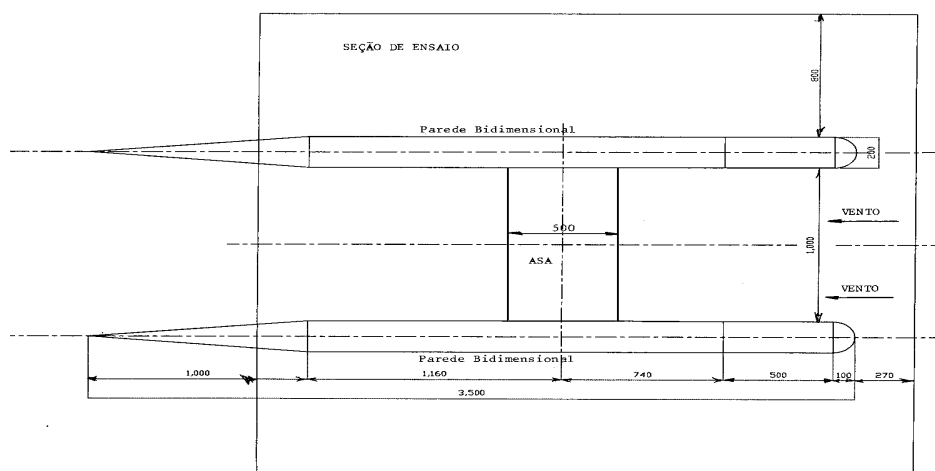
Em outros casos, empregam-se as “paredes bidimensionais” que são inseridas verticalmente na seção de ensaio ( S.E ) do túnel. Estas, possuem o objetivo básico de reduzir os custos de confecção do modelo e servir de carenagem aos mastros da balança externa e ao dispositivo de posicionamento em ângulo de ataque ( $\alpha$ ). Além do que, ela propicia uma espessura de camada limite inferior àquela existente na parede do túnel – para a mesma posição considerada. Entretanto, a razão entre a espessura da camada limite e a envergadura pode ser severa para a utilização das paredes bidimensionais. Em ambos os casos, há uma

distribuição de tomadas de pressão na superfície da asa – ou nas paredes do túnel - possibilitando a obtenção de forças e momentos por integração.

A aplicabilidade dos ensaios bidimensionais pode ser estendida às engenharias civil (vigas expostas ao vento) e automobilística ( aerofólios e distribuição de pressão na linha média de veículos).

## 2. METODOLOGIA

Os ensaios para levantamento dos coeficientes aerodinâmicos de perfis – denominados “ensaios bidimensionais” – são realizados no túnel de vento do CTA desde a década de cinquenta e fornecem dados importantes para a indústria aeronáutica nacional. Entretanto, à partir de 87, o ensaio passou a exigir a montagem de duas paredes verticais, ôcas, com vinte centímetros de espessura, distanciadas de um metro entre si e alinhadas com o escoamento. Estas, as chamadas “paredes bidimensionais”, no presente trabalho, suportam uma asa de 1m de envergadura e 0,5 m de corda pelas suas pontas, figura 1. O número de Reynolds do ensaio é da ordem de  $2,4 \cdot 10^6$  e a pressão dinâmica do túnel (à frente das paredes) de 250mmH<sub>2</sub>O. As paredes bidimensionais contêm em sua superfície interna um rasgo circular o qual acomoda (sem possibilidade de contato com elas) um disco de 0,95m de diâmetro que está solidário ao perfil (para evitar que sejam gerados vórtices de ponta de asa) e ao mastro da balança. Esta metodologia é similar à utilizada por Papadakis *et al.* (1999).



**Figura 1.** Disposição das paredes bidimensionais

### 2.1 MEDIDAS DE FORÇAS E MOMENTOS COM A BALANÇA

O túnel de vento do CTA - **maior da América Latina em operação comercial** – possui circuito fechado e seção de ensaios com 2,1m de altura, 3,0m de largura e 3,0m de comprimento. A razão de contração é de 15:1 apresentando velocidade máxima de 127 m/s e nível de turbulência da ordem de 2%.

A balança externa utilizada nas medições é a Taller & Cooper, situada sob a S.E, é do tipo piramidal com 6 componentes (3 forças e 3 momentos) possuindo em cada uma destas uma célula de carga – cuja capacidade varia conforme o ensaio. São empregados 8

condicionadores de sinal – 1 para cada célula de carga e os restantes para os sensores de temperatura e pressão dinâmica (tubo de Pitot). Estes condicionadores proporcionam um controle na alimentação elétrica (que em geral é de 10 Volts) dos sensores e reduzem os níveis de ruído destes e da linha de transmissão nos sinais eletrônicos.

Um *scanner* HP-3497A é responsável pela leitura dos sensores alternadamente (leitura “simultânea” de todas as componentes) e 30 vezes para cada uma delas. O sinal resultante é a média aritmética para cada componente. A conversão dos sinais eletrônicos, obtidos no ensaio, para forças e momentos e posterior adimensionalização é possível através de uma metodologia de calibração da balança desenvolvida e implementada no túnel na década de 70, segundo variações realizadas no exterior. No nosso caso, admite-se carregamentos simultâneos em duas componentes e obtém-se as saídas das células de carga. Isto cria uma matriz de calibração de dimensão 6x27.

## 2.2 MEDIDAS DAS PRESSÕES

As pressões foram obtidas graças a 60 captosres, igualmente distribuídos no intradorso e extradorso, e 93 no pente (*rake*) de arrasto. Estas, são conectadas a 3 *scanivalves* comandadas por um programa desenvolvido no ambiente *LabView* e em uso no PC com as placas SCXI 1121 e SCXI 1160.

O programa para redução e integração das pressões foi desenvolvido em Fortran para a integração numérica adotou-se inicialmente o método de ajuste de curvas por *splines*. No entanto, os resultados não foram coerentes e o método de integração passou a ser o trapezoidal (com resultados iguais ao da quadratura Gaussiana). Todos estes métodos apresentaram alguns problemas no cálculo do coeficiente de arrasto (Cd) quando o perfil estava em ângulos de ataque acima de 10 graus.

A elevação no ângulo de ataque – aumento do bloqueio - associado ao confinamento do escoamento, produz grandes variações de pressão dinâmica entre o chão e o teto da S.E; à frente do perfil. Surge então a seguinte dúvida: qual será o valor para a pressão dinâmica do escoamento não perturbado à frente do perfil ( $q_0$ ) ? Ficou clara a necessidade de definir um valor de  $q_0$  para cada ângulo de ataque e isto foi conseguido da seguinte forma: empregou-se um pente com 15 tubos de *Pitot* espaçados de 13cm entre si e posicionado à frente do perfil. Eliminando-se as leituras do primeiro e do último, devido à proximidade com a parede, obteve-se o valor médio, segundo :

$$q_0 = \frac{\sum_{i=2}^{14} q_i * 0,13}{1,69} \quad (1)$$

Os valores  $q_i$  referem-se à pressão dinâmica “sentida” por cada *Pitot* e  $q_0$  é a média do plano por eles formado. Note-se que os valores de  $q_i$  e  $q_0$  são médios (no sentido temporal) e obtidos para cada ângulo de ataque ( $\alpha$ ). Três posições à frente do perfil foram sondadas até obter-se um valor de  $q_0$  menos sensível à variações no ângulo de ataque (o que seria esperado no caso de um perfil não confinado) e flutuações na pressão dinâmica do túnel. Para o estudo em questão, obteve-se as seguintes expressões – admitindo  $q_0$  constante para cada ângulo de ataque - adotando um ajuste de curvas:

$$\text{para } -2 \leq \alpha \leq +4 \text{ graus} \\ q_0 = q_{\text{túnel}} \cdot (6,963E-5 \cdot \alpha^2 + 1,008E-3 \cdot \alpha + 1,418) \quad (2a)$$

para  $+6 \leq \alpha \leq +13$  graus

$$q_0 = q_{\text{túnel}} \cdot (-1,194E-4 \cdot \alpha^3 + 2,970E-3 \cdot \alpha^2 - 2,200E-2 \cdot \alpha + 1,473) \quad (2b)$$

Agora,  $q_0$  reflete o valor da pressão dinâmica **média** a ser utilizada nas adimensionalizações dos coeficientes aerodinâmicos e de pressão. O valor  $q_{\text{túnel}}$  é a pressão dinâmica do túnel numa seção a 4 m à frente das paredes bidimensionais. Note-se que o erro relativo entre os valores de  $q_0$  a zero graus e a 10 graus é da ordem de 0,89 % e que a presença das paredes, sem perfil, gera um aumento da pressão dinâmica – em relação à do túnel de 48 %.

Para obtenção do coeficiente de arrasto total, o pente de arrasto foi posicionado duas cordas atrás do NACA0012. Este coeficiente é obtido pelo método da variação da quantidade de movimento e apresentado em Pope *et al.* (1999) :

$$Cd = 2 * \int_0^h \left[ \sqrt{\frac{q}{q_0}} - \frac{q}{q_0} \right] * \frac{dy}{c} \quad (3)$$

Onde :

$h$  – distância entre o primeiro e o último “pitot” do “rake” de arrasto

$c$  – corda do perfil

$q = q(y)$  – pressão dinâmica na esteira

$y$  – coordenada vertical, perpendicular ao plano da esteira.

$q_0 = q_0(y)$  – pressão dinâmica à frente do perfil (constante)

A pressão dinâmica na esteira ( $q(y)$ ) decorre da subtração entre a pressão total - medida em cada tomada no “rake” de arrasto - e a pressão estática (esta, obtida por outro sensor em três posições neste mesmo “rake”). A expressão acima é válida, segundo comprovação experimental, na região da esteira compreendida nos 80 cm centrais da asa.

### 3. RESULTADOS

Os resultados serão confrontados da seguinte maneira :

- pressão com balança
- resultados deste trabalho com o de outros autores

#### 3.1 PRESSÃO E BALANÇA

Inicialmente, faremos uma análise dos erros relacionados às medições baseando-se em ensaios de repetitividade realizados com o NACA0012. São apresentados os resultados médios dos coeficientes de sustentação ( $C_l$ ), arrasto ( $C_d$ ) e momento de arfagem ( $C_m$ ); bem como os valores dos respectivos desvios padrões  $DC_l$ ,  $DC_d$  e  $DC_m$ . Obteve-se o seguinte conjunto de valores :



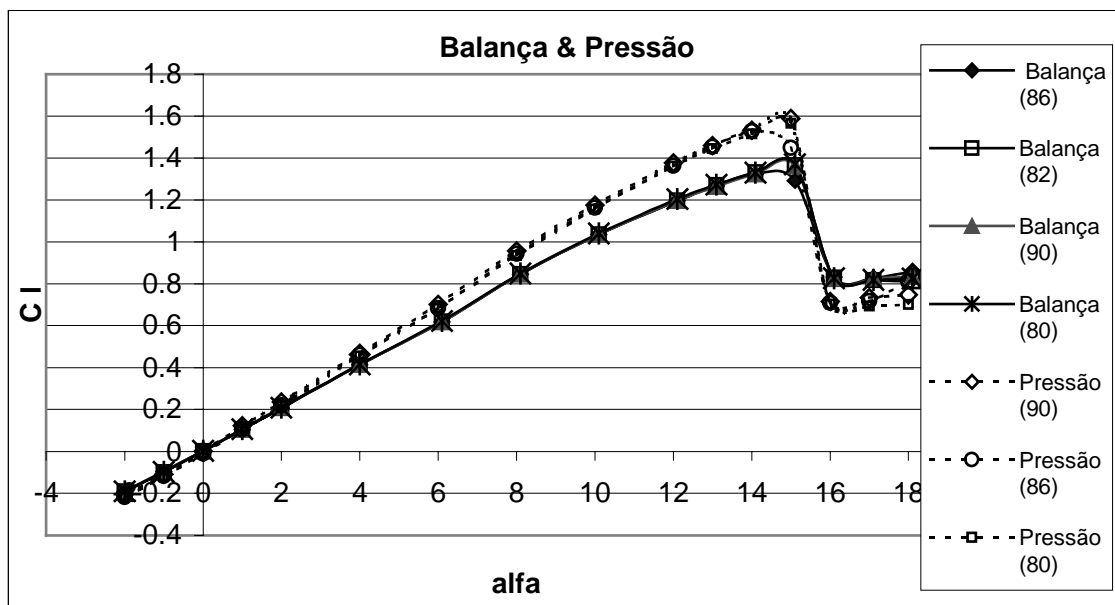
**Tabela 1.** Coef. Aerodinâmicos e desvios padrão para os ensaios de **pressão**

Cálculos da Integração dos Coef. De Pressão				Desvios Padrões		
Alfa	Cl medio	Cd medio	Cm medio	DCI	DCd	DCm
-2	-0,2161	0,0082	-0,00046	0,0072	0,0034	0,00274
-1	-0,1159	0,0076	0,00018	0,0072	0,0033	0,00236
0	-0,0047	0,0080	0,00109	0,0066	0,0014	0,00247
1	0,1105	0,0067	0,00164	0,0070	0,0049	0,00216
2	0,2235	0,0075	0,00227	0,0084	0,0029	0,00190
4	0,4590	0,0108	0,00246	0,0086	0,0025	0,00254
6	0,6900	0,0124	0,00646	0,0081	0,0034	0,00262
8	0,9440	0,0119	0,00101	0,0084	0,0041	0,00321
10	1,1611	0,0141	0,00446	0,0092	0,0040	0,00307
12	1,3630	0,0213	0,01103	0,0110	0,0057	0,00458
13	1,4518	0,0239	0,01482	0,0082	0,0067	0,00688
14	1,5263	0,0277	0,01791	0,0118	0,0045	0,00951
15	1,5799	0,0612	0,00173	0,0134	0,0792	0,01112
16	0,7583	0,2738	-0,1433	0,1184	0,0215	0,06952
17	0,7624	0,2768	-0,15282	0,0866	0,0366	0,06312
18	0,7726	0,2774	-0,14990	0,0890	0,0470	0,05542

Da tabela acima, constata-se que o coeficiente de sustentação máximo ( $C_{l\text{máx}}$ ) ocorre à uma incidência de 15 graus e a inclinação da curva  $C_l$  versus alfa ( $C_l\alpha$ ) vale 6,475. No gráfico abaixo, estabelece-se a comparação entre os resultados via pressão e via balança, evidenciando-se uma razoável distinção entre as duas metodologias.

**Tabela 2.** Coef. Aerodinâmicos e desvios Padrão para os ensaios de **balança**

Valores Médios da Balança				Incertezas		
	Cl médio	Cd médio	Cm médio	DCI	DCd	DCm
-2	-0.1895	0.0128	0.0068	0.0009	0.0001	0.0002
-1	-0.0971	0.0119	0.0063	0.0014	0.0001	0.0002
0	0.0032	0.0114	0.0056	0.0014	0.0001	0.0002
1	0.1057	0.0116	0.0047	0.0014	0.0001	0.0002
2	0.2077	0.0123	0.0040	0.0014	0.0001	0.0002
4	0.4139	0.0147	0.0025	0.0014	0.0001	0.0002
6.1	0.6195	0.0179	0.0017	0.0020	0.0001	0.0002
8.1	0.8455	0.0234	-0.0039	0.0036	0.0001	0.0004
10.1	1.0348	0.0304	-0.0039	0.0026	0.0002	0.0003
12.1	1.1976	0.0405	-0.0017	0.0032	0.0002	0.0003
13.1	1.2674	0.0467	-0.0003	0.0031	0.0002	0.0003
14.1	1.3255	0.0544	0.0010	0.0037	0.0002	0.0003
15.1	1.3018	0.0813	-0.0076	0.1436	0.0378	0.0198
16.1	0.8577	0.2143	-0.0671	0.0545	0.0125	0.0073
17.1	0.8529	0.2348	-0.0682	0.0515	0.0116	0.0072
18.1	0.8512	0.2572	-0.0684	0.0425	0.0141	0.0096



**Figura 2.** Curva Cl versus alfa ( $\alpha$ )

Em termos comparativos, observam-se :

a) os ensaios de pressão apresentaram valores de  $Cl_{m\acute{a}x}$  e  $Cl_{\alpha}$  superiores aos ensaios com balança.

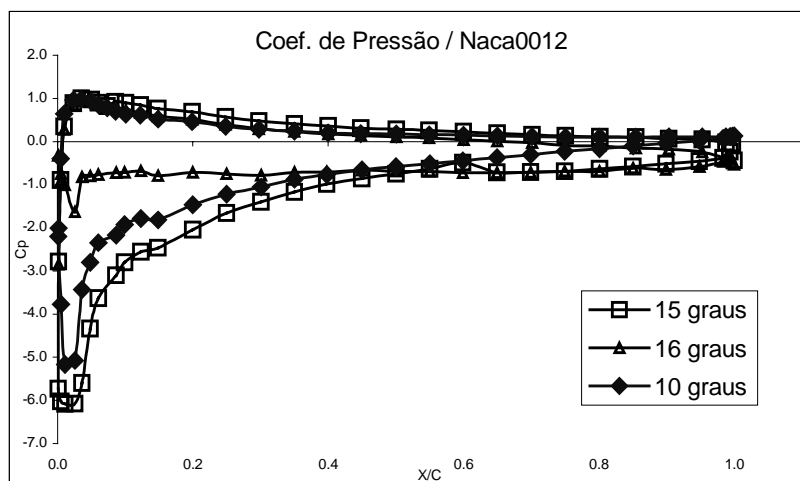
b) em alguns ensaios, o  $Cl_{m\acute{a}x}$  ocorre a 14 graus ao invés de 15 graus.

Note-se, que nos ensaios de balança não foi realizada a tara aerodinâmica. Esta correção não existe nos ensaios de pressão. Isto causa um valor bem elevado no coeficiente de arrasto.

A justificativa para a) é a complexa e prejudicial interferência parede-asa. A curva obtida por integração dos coeficientes de pressão ( $C_p$ ) é obtida na região central da asa, longe portanto dos efeitos da parede. Para a balança, que mede as cargas e a interferência, a interação entre a camada limite formada na parede com a asa cria uma região descolada sobre a asa reduzindo sua sustentação. Outro problema causado por esta interferência, é a destruição da bidimensionalidade da esteira, conduzindo a medidas errôneas de arrasto (método da equação 3). Esta interferência também é fortemente influenciada pelo aumento do bloqueio, ou seja, da incidência.

Para o item b), a presença do  $Cl_{m\acute{a}x}$  a 14 graus (tanto nos ensaios de balança como nos de pressão) é explicada pela ocorrência de estol dinâmico na região próxima ao bordo de ataque e à esquerda. Ensaios de visualização evidenciaram este fenômeno, que tem origem em alguma instabilidade no escoamento e altera a média das leituras.

Constata-se, também na figura 2, a ocorrência de um estol abrupto denominado “estol de bordo de ataque”. Segundo Polhamus (1996), este tipo de estol está associado à uma pequena bolha laminar, com comprimento de aproximadamente 1% da corda, que devido ao aumento do ângulo de ataque transiciona e explode, causando o estol. Esta bolha surge à partir dos 6 graus, está localizada próximo ao bordo de ataque tem  $C_p$  constante. Ela pode ser facilmente observada na figura 3.

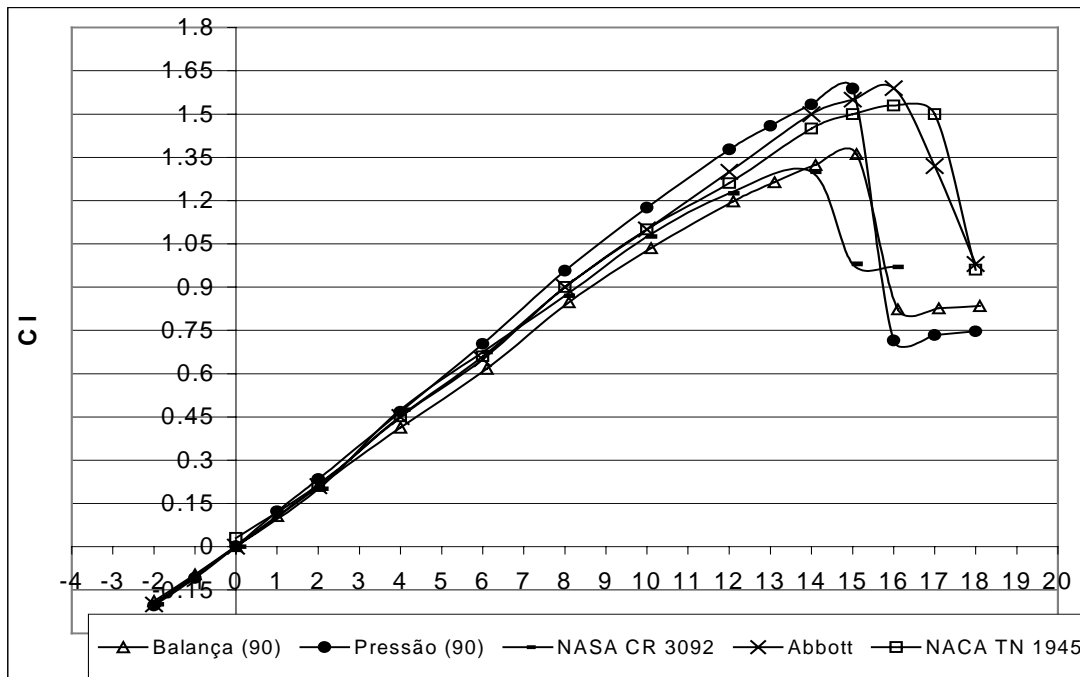


**Figura 3.** Distribuição de Cp sobre o perfil

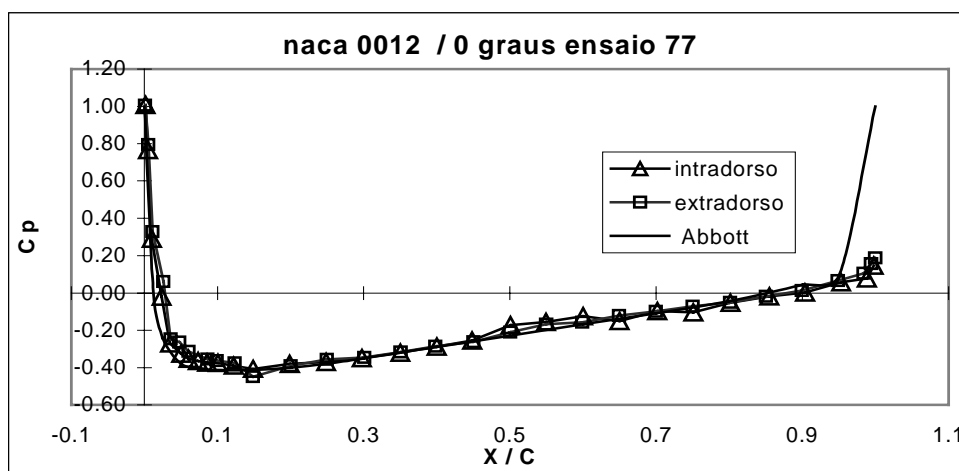
### 3.2 COMPARAÇÃO COM OUTROS AUTORES

O problema da interferência condena a maioria dos resultados de ensaios bidimensionais, principalmente aqueles empregando *slat*. O trabalho desenvolvido por Van de Berg (1970), além de restringir a corda da asa a 30% da altura do túnel, afirma ser imperativo a utilização de sopro ou aspiração da camada limite na parede junto ao modelo. Mesmo assim, as cargas só devem ser medidas no centro do modelo e, no caso da utilização do pente de arrasto, a bidimensionalidade da esteira deve estar assegurada (verificada). Para o NACA0012, a maioria dos resultados publicados: Abbott & Doenhoff (1959), St. Hilaire *et al.* (1979) (NASA CR 3092) e Polhamus(1996) não possuem – ou não fazem menção – à dispositivos para reduzir a interferência e as correções de túnel utilizadas. Os resultados apresentados em Loftin & Smith (1949) foram obtidos para um Reynolds de  $3,0 \cdot 10^6$  e são de balança e corrigidos. Por isso, é necessária uma certa reserva na análise e comparação dos coeficientes obtidos. Na figura 4 compara-se os resultados com outros autores (valores adquiridos diretamente dos gráficos das respectivas referências e estão sujeitos a erros). O estol apresentado no gráfico do Abbott é abrupto e, na figura 4 isso não é evidente. Aliás, é consenso entre as referências consultadas que o estol do NACA0012 é de bordo de ataque e, portanto extremamente abrupto.

Em termos da distribuição de pressões sobre o perfil, comparou-se os valores medidos àqueles do Abbott & Doenhoff (1959), vide figura 5. Observa-se boa concordância nos valores, atestando a semelhança entre os ensaios. Os valores obtidos no túnel do CTA pela pressão não estão corrigidos (quanto ao bloqueio, pressão dinâmica e curvatura de linhas de corrente – ângulo de ataque), podendo estar aí – além do Reynolds ter sido um pouco inferior - a diferença entre os trabalhos.



**Figura 4.** Comparação com outras referências



**Figura 5.** Comparação da curva de Cp do ensaio com o Abbot & Doenhoff

#### 4. CONCLUSÃO

Descreveu-se a metodologia adotada para o ensaio de perfis e evidenciou-se os efeitos nocivos da interferência asa-parede. A comparação dos resultados foi estabelecida revelando que a integração dos coeficientes de pressão fornece valores de Cl superiores ao da balança e que, em ambos os casos, estes resultados são compatíveis àqueles obtidos em outros túneis de vento.

Os ensaios bidimensionais são dos mais difíceis de serem realizados e algumas divergências são encontradas relativamente aos métodos numéricos. Por isso um trabalho experimental intenso deve ser conduzido de modo a evitar efeitos tridimensionais.

Como seria de se esperar, o gradiente de pressão estática entre as paredes bidimensionais é alterado em relação ao caso sem parede e isso influencia principalmente no arrasto.

O emprego de controle ativo (sopro ou aspiração) para redução da camada limite na parede é útil para os ensaios com *slat*, no entanto, a principal dificuldade é obter a vazão que fornece o valor real dos coeficientes. Assim como, para cada perfil, as fendas de sopro ou aspiração teriam de ser reposicionadas. Uma solução sugerida por vários autores mas, por vezes impraticável, é a diminuição da corda do perfil – com conseqüente redução do número de Reynolds. Esta redução no Reynolds é danosa pois reduz a similaridade do ensaio com as condições de vôo.

A não adoção de correções de túnel para os coeficientes obtidos por pressão foi proposital e estudo adicional será realizado em vistas à determinar as correções a serem adotadas. Já nos ensaios com balança, adotou-se as correções abordadas no Pope (1999).

Assim sendo, é apresentada uma ferramenta – que apesar de algumas limitações – é fundamental para o projeto de novos perfis.

**Agradecemos** o empenho e dedicação dos técnicos e analistas de sistema das seções de ensaios e instrumentação, da ASA-L, pelo apoio e dedicação durante o ensaio.

## 5. REFERÊNCIAS

- Abbott, I. H., Doenhoff, A. E., 1959, “ Theory of Wing Sections ”, ed. Dover, Estados Unidos, 693p.
- Loftin, L. K., Smith, H. A., 1949, “Aerodynamics of 15 NACA Airfoil sections at seven Reynolds number from  $0.7 \times 10^6$  to  $9,0 \times 10^6$ ”, NACA TN 1945, Estados Unidos, 75p.
- Papadakis M., Alansatan S., Seltman M., 1999, “Experimental Study of Simulated Ice Shapes on a NACA 0011 Airfoil”, paper AIAA 99-0096, 37<sup>th</sup> AIAA, Estados Unidos, 29p.
- Polhamus, E., 1996, “ A survey of Reynolds Number and wing Geometry effects on lift characteristics in the low speed stall region ”, NASA CR 4745, Estados Unidos, 94p.
- Pope A., Rae W. H., Barlow J. B., 1999, “Low Speed Wind Tunnel Testing”, Wiley-Interscience, Estados Unidos, 713p.
- St. Hilaire, A. O., Carta, F. O., Fint, M. R., Jepson, W. D., 1979, “ The Influence of Sweep on the Aerodynamic Loading of na Oscillating NACA0012 Airfoil – Vol I - Tech. Rep.”, NASA CR3092, Estados Unidos, 135p.
- Van den Berg, B., 1970, “Some notes on Two-dimensional High-Lift Tests in Wind Tunnels”, AGARD Lectures Series N. 43, França, 487p.

# CONTAGEM, MEDIÇÃO E DETERMINAÇÃO DOS CAMPOS DE VELOCIDADES DE FITOPLANTOS POR PROCESSAMENTO DIGITAL DE IMAGENS (PDI).

**Sônia Magalhães dos Santos (\*)**

**Vilson Carlos da Silva Ferreira (\*\*)**

**Lucas Luís Gutkoski (\*\*)**

(\*) Fundação Universidade de Rio Grande, Departamento de Física - Rio Grande

(\*\*) Universidade federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica – 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil. E-mail: [vferreir@vortex.urgs.br](mailto:vferreir@vortex.urgs.br)

## Resumo

O desenvolvimento de *fitoplântos* (microalgas), nutrientes naturais de larvas de peixe e camarões criados em águas salgada ou doce, é acompanhado através do processamento digital de imagens. Imagens de microalgas são adquiridas por meio de um microscópio conectado a uma câmara de vídeo CCD, monitor e microcomputador com placa de aquisição de dados, sendo arquivadas para posterior processamento. Técnicas de caracterização de imagens permitem detectar os contornos, as discontinuidades, os eixos principais através da aplicação de operadores matemáticos. A velocidade de cada microalga é também obtida por meio de velocimetria por processamento de imagens de partículas (PIV). O reconhecimento e a interpretação de padrões permitem classificar os diferentes tipos de partículas existente num tanque de cultivo o que permite a análise das taxas de crescimento e sedimentação. O presente trabalho faz parte do projeto “Repovoamento do camarão rosa *Penaeus Paulensis* no estuário da Lagoa dos Patos, Rio Grande , RS”.

**Palavras-chave:** Aquisição de imagens, Processamento de Imagens, Velocimetria por imagem de partícula

## 1. INTRODUÇÃO

As matrizes do camarão rosa são obtidas por captura ou através do crescimento em laboratório. Conforme Marchiori (1996), as fêmeas são induzidas à maturação por técnicas que envolvem foto período, controle de temperatura, salinidade da água, alimentação específica e indução hormonal. Quando já estão maduras, elas são transportadas para os tanques de desova. Os ovos fertilizados produzem as larvas, que são transferidas para os tanques de larvicultura. Esta atividade, envolve os estágios de *náuplio*, quando a larva é vitelínica e ainda não precisa de alimentação, *protozoa*, quando ela se alimenta de *fitoplâncton*, *misis*, quando a alimentação é com *zooplâncton* e ração e, finalmente, a pós-larva, quando, já pequenos camarões, atingem o comprimento de 0,010 m. Neste estágio são levados para os berçários onde permanecem por aproximadamente 30 dias.

Esses berçários se constituem de 10 tanques de 12 mil litros, que têm capacidade para 300 mil pós-larvas. O passo seguinte é o transporte dos organismos para gaiolas e cercados no estuário da Lagoa dos Patos - RS, onde eles ficam para reduzir o *stress* ocasionado pela

transferência e para crescimento. Ao atingirem um tamanho de aproximadamente 0,03 m, os espécimes juvenis são liberados para o ambiente natural.

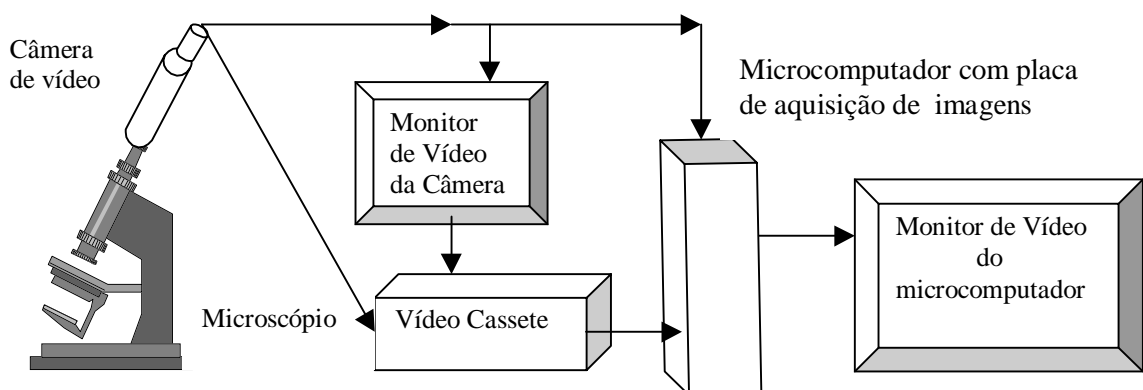
A importância do cultivo de *fitoplâncton* reside na grande variedade de finalidades em que podem vir a ser utilizados: estudos de morfologia, genética, fisiologia, ecologia, citologia, etc.... Entretanto, o aspecto mais importante na atualidade se concentra na sua utilização como alimento para a grande variedade de organismos aquáticos cultivados em nível comercial ou experimental. O alto conteúdo protéico e a presença de vários elementos essenciais tornam o *fitoplâncton* o alimento ideal para as primeiras fases do desenvolvimento de larvas de crustáceos, moluscos e peixes. Na produção como alimento de organismos cultivados em larga escala, deve-se proporcionar condições que permitam o rápido crescimento da espécie cultivada.

Este trabalho apresenta técnicas de monitoramento do desenvolvimento de amostras de *fitoplâncton* coletadas em tanques de cultivo empregando processamento digital de imagens. A finalidade do estudo é determinar parâmetros otimizados em função da velocidade de movimentação, da densidade de microalgas presente e da geometria dos tanques para as taxas de crescimento e de sedimentação permitindo a maximização do crescimento das larvas de peixe e camarões rosa. Os resultados promoverão um incremento nos sistemas de cultivos de organismos aquáticos, utilizando apenas espécies nativas da região, as quais apresentam potencialidade para o cultivo no Brasil e nos países do Prata.

## 2. AQUISIÇÃO DE IMAGENS

### 2.1 Caracterização geométrica das microalgas

Para a caracterização geométrica das imagens das microalgas, foram utilizados os seguintes equipamentos: microscópio epifluorescente, câmara de vídeo colorida CCD com luminosidade mínima de 2 lux, 30 quadros por segundo, com resolução de 510 (H) x 492 (V) pixels acoplada a monitor de vídeo de 14 polegadas, placa de aquisição de imagens com resolução máxima de 640 x 480 pixels, microcomputador Pentium II 400 MHz, e videocassete. A figura 1, abaixo, mostra esquematicamente o arranjo adotado.



**Figura 1** - Arranjos dos equipamentos utilizados para aquisição de imagens em microscópio.

Imagens de microalgas das espécies *Isochrysis galbana*, *Tetraselmis Chuii* e *Fibrocapsa japonica*, conforme Nézan (1997), com diâmetros de aproximadamente 3 $\mu$ m, 15 $\mu$ m e 28 $\mu$ m, respectivamente, foram adquiridas em movimento e estáticas. As imagens foram comparadas e conferidas suas similaridades com as de mesmas espécies, adquiridas por Nézan, (1997) usando um microscópio com aumento de 1000 vezes.

## 2.2 – Medição da velocidade das microalgas

Para a medida da velocidade das microalgas, imagens seqüenciais de planos de escoamento no interior de um tanque de cultivo foram feitas com auxílio de diversos equipamentos: fonte de laser de argônio (4w), cabos de fibra óptica e lente cilíndrica, câmara de vídeo monocromática CCD operando com velocidade de 30 Q/s, gravador de vídeo digital, microcomputador com placa de aquisição. Para o processamento das imagens foi utilizado um *software* (programa *FlowViewer*) desenvolvido no LTMF por Gutkoski (1999) especialmente para baixas velocidades de partículas em movimento num fluido. O programa, desenvolvido em linguagem C<sup>++</sup>, tem sua estrutura baseada na análise de duas imagens em seqüência de um mesmo campo de escoamento e o cálculo do deslocamento das partículas relacionadas entre estes dois campos. As medidas de velocidade podem ser feitas de duas formas, ON-LINE, onde o processamento acontece ao longo do ensaio, ou seja: a cada duas imagens capturadas, vetores velocidades instantâneos são obtidos para cada microalga e os valores médios acumulados são disponibilizados na tela do computador, não havendo a necessidade de gravador intermediário, tornando o processo extremamente ágil. Entretanto, nada impede que, com o auxílio de um gravador, haja uma posterior escolha qualitativa das imagens de captura e processamento, constituindo-se então num processo OFF-LINE.

O programa conta com uma estrutura básica que consiste em pré-processamento, processamento e pós-processamento. No pré-processamento, o sistema é configurado para o tipo de equipamento, ou seja, define-se o tipo de câmara a ser utilizado, os pontos onde o brilho é excessivo e que poderia prejudicar as medidas. Estes pontos são excluídos para todas as imagens definindo-se assim um limiar de brilho (nível de cinza) para a identificação das partículas. O processamento é a geração dos campos de vetores através de algoritmos elaborados para o acompanhamento das partículas através das imagens. Neste método, denominado “Velocimetria por Acompanhamento de Partículas”, a velocidade de cada partícula no plano de iluminação é determinada pela razão entre o deslocamento  $\Delta x$  (e  $\Delta y$ ) da partícula registrada em vídeo e o intervalo de tempo  $\Delta t$  correspondente à sua exposição. A velocidade assim medida é uma média no tempo e no espaço. Pode-se aproximá-la da velocidade instantânea local da partícula fazendo-se  $\Delta t$  e  $\Delta x$  pequenos o bastante para que a variação de velocidade no tempo e no espaço sejam desprezíveis.

Os deslocamentos das partículas são obtidos a partir de uma imagem contendo as partículas obtidas num determinado instante. Esta imagem é comparada com outra obtida no tempo  $\Delta t$  seguinte. O tempo  $\Delta t$  deve permitir deslocamentos cujos módulos sejam da ordem de alguns diâmetros das partículas. O resultado será formado por um conjunto de vetores velocidade, sendo o módulo destes vetores função da velocidade das partículas.

O pós-processamento consiste na geração de relatório indicando coordenadas de posição das partículas na imagem, componentes das velocidades médias, flutuações de velocidades e outras características do escoamento.

## 3. ALGORITMOS DE PROCESSAMENTO

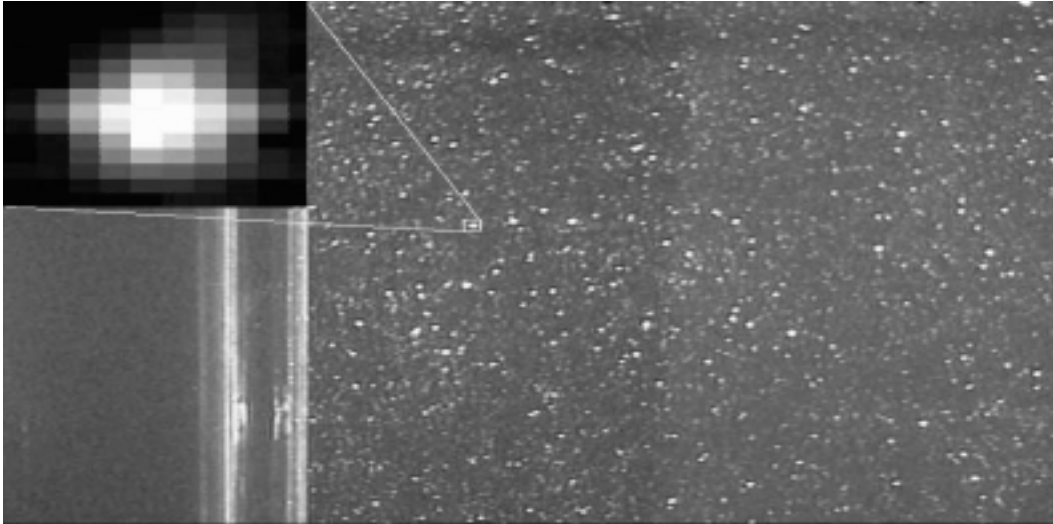
O algoritmo utilizado foi desenvolvido e orientado, basicamente, pelas seguintes etapas:

### 3.1 Tratamento da imagem como matriz

O formato de trabalho de uma imagem terá extensão *filename.bmp* e conterá todas as informações relativas à imagem.



O elemento mínimo de uma imagem, o menor ponto que pode ser visualizado, é chamado de pixel. Por isso, a unidade básica para medidas de distâncias entre objetos numa imagem é dada em pixels. A figura 2 mostra a imagem de uma partícula genérica e sua ampliação no seu entorno onde pode ser visualizado os pixels.



**Figura 2.** Imagem de pixels ampliados

Os algoritmos usados tratam um conjunto de pixels de uma imagem, como uma matriz bidimensional passando as informações obtidas para o arquivo da imagem. Usualmente são empregadas três matrizes, uma para o vermelho (*red*), para o verde (*green*) e para o azul (*blue*) que correspondem a uma imagem RGB 24 bits. No presente caso, o processamento e os algoritmos trabalham com uma matriz de imagem, somente, em código de cinza (*gray*), que corresponde a 256 diferentes níveis de cinza variando do puro branco (255) a puro preto (0).

A aquisição das imagens é feita em 24 bits devido a placa de captura utilizada. Cada 8 bits geram 256 níveis de sua respectiva cor e a combinação destas geram a cor visualizada no monitor, muito próximo do real. Para que os algoritmos possam manipular esta imagem, necessita-se repassá-lo para o código de *gray*, feito da seguinte forma:

$$\text{Matriz\_gray}=[n][m] = (\text{Matriz\_blue}[n][m]+\text{Matriz\_green}[n][m]+\text{Matriz\_red}[n][m])/3 \quad (1)$$

Cada linguagem de programação tem uma forma peculiar de colocar os arquivos de imagens dentro de uma matriz. No presente caso os algoritmos desenvolvidos usam uma matriz de  $n$  linhas por  $m$  colunas contendo os pixels da imagem, em escala de *gray* a ser processada, possuindo 256 diferentes níveis de cinza.

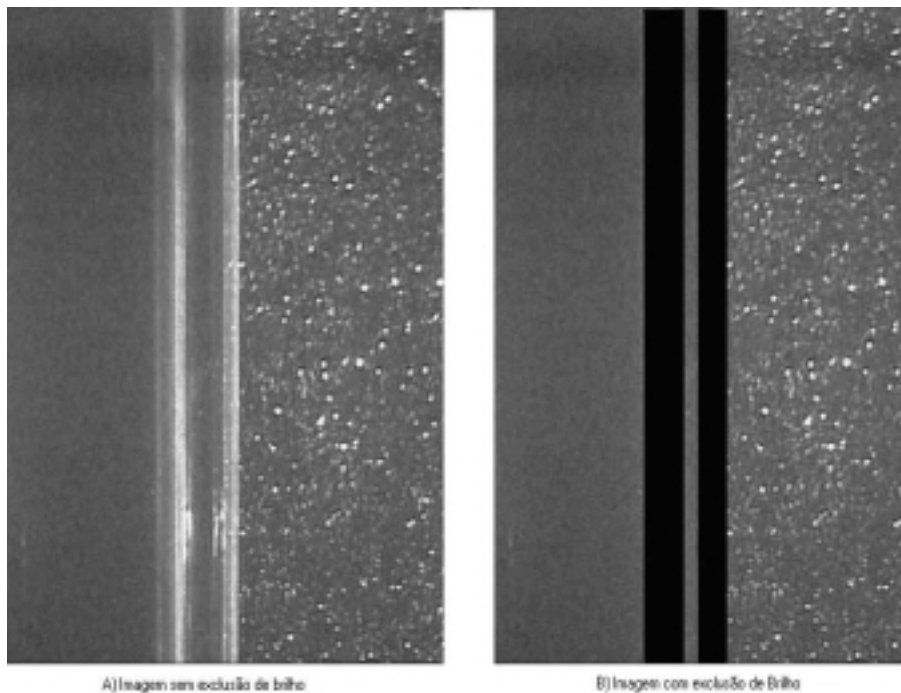
### 3.2 Limiar

Após a captura de uma imagem, o primeiro processamento a ser realizado é a identificação unívoca de uma verdadeira partícula (microalga) distinguindo de outros objetos que aparecem eventualmente e que poderiam confundir o processamento. Trata-se de eliminar pontos ou áreas de brilho excessivo ocasionado pela incidência de reflexões da luz de laser. Isto é feito identificando-se os brilhos excessivos fixos, ou seja, brilhos que permanecem em imagens consecutivas ocasionados por estruturas ou pelas próprias paredes do tanque. Como não se movimentam são relativamente fáceis de serem identificados numa imagem e

caracterizados pelos respectivos pixels que os compõem, sendo assim, eliminados do processamento.

A figura 3 mostra duas imagens, a primeira, do plano de laser sem a exclusão do brilho devido as bordas do tanque de cultivo e a segunda, após a exclusão do brilho indesejável.

Depois que o brilho excessivo for excluído da imagem de processamento, a próxima etapa é obter a separação das partículas iluminadas do fundo. Desta forma é aplicada na imagem uma equação de limiar. Esta equação é da seguinte forma:



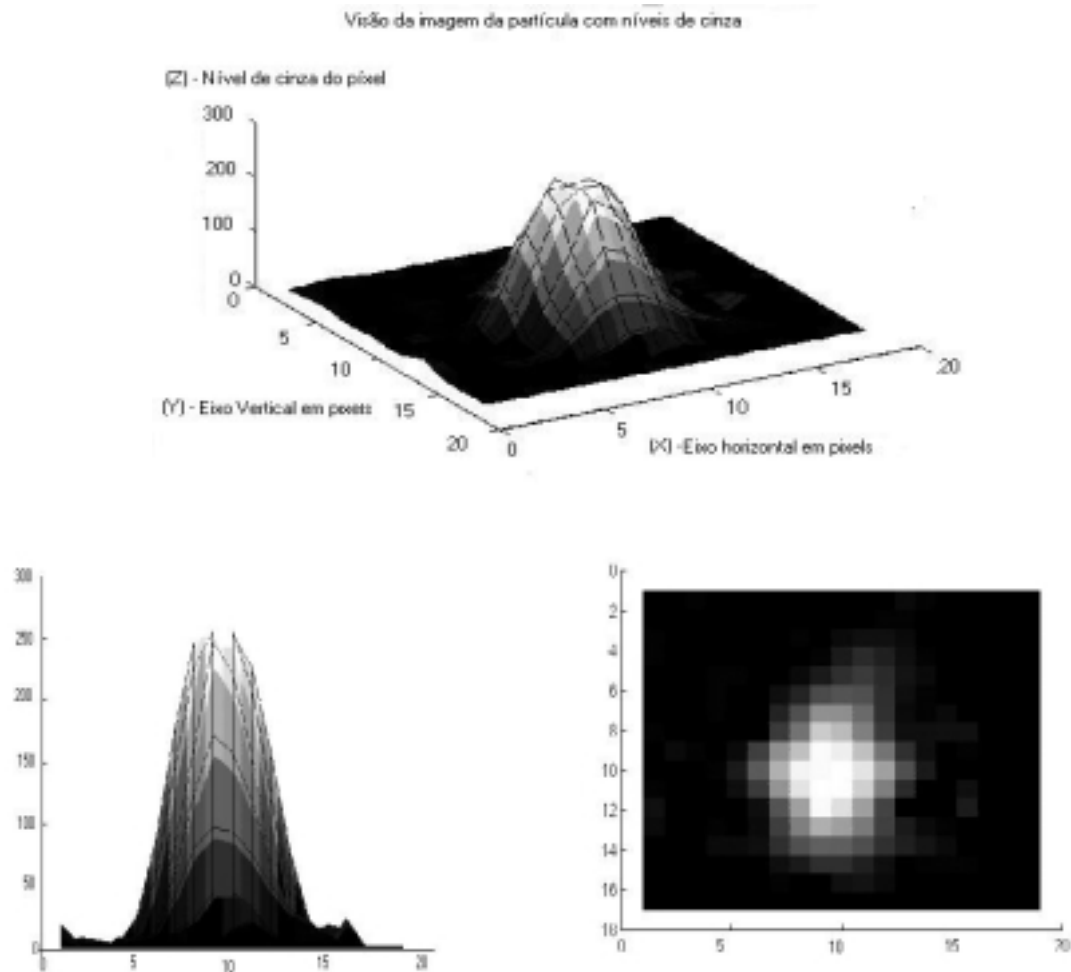
**Figura 3.** Brilho e exclusão

$$\begin{aligned} \text{Se } M[n][m] <= \text{limiar} \quad M[n][m] &= 255 \\ \text{Senão } M[n][m] &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

O resultado desta formulação aplicada a uma imagem, na realidade inverte o fundo dando um valor 0 (preto) para as partículas, parte mais brilhante e de interesse, e um valor 255 (branco) para as demais regiões. Com isso a imagem binária, pode ser interpretada como “partícula” e “não partícula”.

### 3.3 Centro da Partícula

Para determinar a velocidade de uma partícula, deve-se conhecer a real posição do centro de sua imagem. A determinação deste centro é feita em função da forma da imagem com que cada partícula foi adquirida. A exatidão deste método, quando usado para a medição de velocidade de partículas, está intimamente relacionada com a exata determinação do centro da partícula. A figura 4, mostra uma representação gráfica de uma partícula iluminada. A figura mostra a partícula em três ângulos diferentes conforme seu nível de cinza e posição espacial. Conhecendo-se este nível pode-se determinar o centro da partícula usando-se a média das coordenadas dos pontos com maior intensidade de cinza, que são selecionados pela região de corte comandadas pelo limiar.



**Figura 4.** Gráfico de uma imagem da partícula.

### 3.4 Determinação dos vetores velocidades

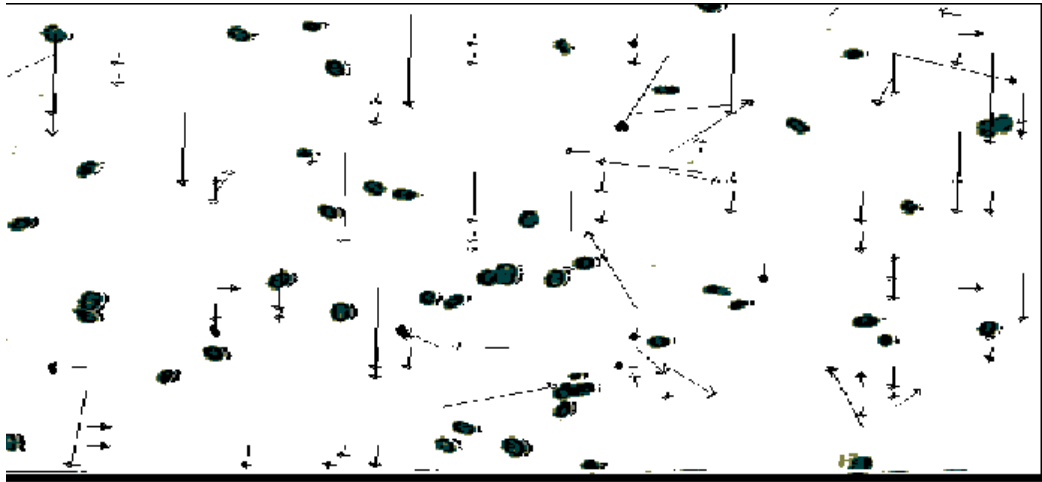
Tendo em vista a instrumentação de captura de imagens disponível e a concentração de partículas (microalgas) existente no tanque, foi utilizado o método de busca do traçado das partículas. O ponto de partida deste método está na identificação de uma partícula em duas imagens subsequentes (instantes diferentes) com a finalidade de medir seu deslocamento. Levando em consideração a densidade de partículas, foi possível definir uma área de busca ( $\eta \times \xi$  pixels, sub-matriz da imagem total  $n \times m$ ) onde uma partícula será identificada na imagem atual e na subsequente. Assim, se em num determinado instante  $t_1$  existir uma partícula, busca-se identificá-la novamente na imagem subsequente, instante  $t_2$ , numa nova região de busca aumentada de dez pixels ou seja  $(\eta+10) \times (\xi+10)$  pixels. A nova posição da partícula é determinada, identificando-se seus deslocamentos  $\Delta x$  e  $\Delta y$ , bem como são calculadas as componentes da sua velocidade ( $u = \Delta x / \Delta t$  e  $v = \Delta y / \Delta t$ ). Caso não seja encontrada a segunda imagem da mesma partícula na nova região de busca ou ainda, existir mais de uma partícula na mesma área, descarta-se a primitiva área de busca e nenhuma componente do vetor velocidade é calculada. O processo de busca continua até que toda a matriz imagem ( $n \times m$ ) seja varrida.

### 3.5 Contagem e dimensão das microalgas

Determinado o centro de cada partícula, conta-se a quantidade de centros existente no quadro total (matriz  $n \times m$ ). Na determinação do centro das partículas conhece-se seus limites máximos e mínimos, permitindo assim o conhecimento das dimensões geométricas de cada partícula.

#### 4. RESULTADOS

A figura 5 apresenta os vetores velocidade de microalgas *tetraselmis chuii*, durante um intervalo de tempo correspondente a 12 quadros, superpostos. A imagem, em negativo, é proveniente de um microscópio com aumento de 400 vezes.



**Figura 5.** Vetores velocidade das microalgas *tetraselmis chuii*

A Tabela 1, abaixo, mostra a tela de contagem das partículas das duas últimas imagens da seqüência de quadros, com os deslocamentos e a localização das partículas na imagem, na barra de rolagem da tela do programa *FlowViewer*. Os valores das componentes  $u$  e  $v$  da velocidade em pixels são obtidos multiplicados por 30.

**Tabela 1.** Número de Partículas, velocidade e posição.

Número de partículas	Número de Partículas	Velocidade		Posição na matriz $n \times m$	
		$u$	$v$	x	y
51	49			1083	
[381 373]	[601 351]	-2.00	0.00	594	0
[396 390]	[256 353]	0.00	10.00	251	13
[308 399]	[384 360]	1.00	9.00	547	15
[410 396]	[226 363]	0.00	9.00	448	28
[556 406]	[380 377]	0.00	9.00	26	39
[256 415]	[396 390]	-4.00	9.00	401	53
[536 414]	[308 399]	1.00	9.00	615	54
[319 412]	[410 395]	0.00	9.00	635	59
[486 432]	[541 404]	0.00	8.00	119	112
[156 442]	[537 415]	0.00	9.00	597	133
[51 447]	[256 416]	-2.00	9.00	372	146
[214 463]	[319 412]	0.00	10.00	204	155
		1.00	9.00	283	165

#### 5- ANÁLISE DOS RESULTADOS

O programa *FlowViewer* permite capturar e processar imagens de microalgas adquiridas em microscópio e em tanque de cultivo e o processo de aquisição das imagens proporcionou suficiente contraste das partículas em relação ao fluido onde estão imersas.

O método de Velocimetria por Acompanhamento de Partículas é apropriado para o tipo de partículas analisadas que têm pequenos deslocamentos em relação às suas dimensões uma vez que após a aquisição de uma grande sequência de imagens, a partícula acompanhada ainda permanece na imagem. As várias ampliações possíveis no microscópio permitem acompanhar partículas mais lentas com imagens mais ampliadas e partículas mais velozes com imagens menos ampliadas, sem perder a partícula na sequência de imagens.

Para proporcionar a contagem de microalgas num volume conhecido em imagem de microscópio, imagens são adquiridas com aumentos de 4 vezes e 6 vezes, onde se observa partículas no interior de uma câmara com volume de  $1\text{mm}^3$ .

Os resultados obtidos no processamento das imagens estão sujeitos a erros sistemáticos como: não-ortogonalidade entre o eixo da câmera e o plano iluminado, deformação da imagem devido a refração do meio, movimento relativo entre a partícula e o fluido ao seu redor, contraste deficiente da imagem, resolução espacial da imagem e intervalo de tempo entre a aquisição de duas imagens, que serão tratados posteriormente e fogem do escopo deste trabalho.

## 6- CONCLUSÕES

O trabalho apresentado mostrou a grande potencialidade do processamento de imagens para o monitoramento do cultivo de microalgas num *habitat* natural, permitindo determinar as taxas de crescimento bem como as velocidades ótimas de movimentação para reduzir a sedimentação devido a sua mortalidade.

## 7. REFERÊNCIAS

- Marchiori, M.A., 1996, “Guia Ilustrado de Maturação e Larvicultura do Camarão Rosa *Penaeus paulensis*” Pérez – Farfante, Editora da FURG, Rio Grande, RS, Brasil.
- Nézan, E. & All, 1997, “PhytoQuiz 1- Marine flagellates”, IFREMER, Service das Editions et Techniques, Plouzané, France.
- Gutkoski, L.L., 1999, “FlowViewer - Medida de fluxo através de Imagens”, LTMF, UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.

# HIGH SPEED FLOW SIMULATIONS USING UNSTRUCTURED ADAPTIVE GRIDS

**Heidi Korzenowski**

UNIVAP – Universidade do Vale do Paraíba, Instituto de Pesquisa e Desenvolvimento,  
12244-000, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [heidi@univap.br](mailto:heidi@univap.br)

## Abstract

A high-resolution flux-vector splitting scheme is used to obtain the solution over a blunt hypersonic body. The numerical simulations are concerned with the implementation of unstructured grid, mesh refinement techniques for two-dimensional inviscid fluid flow. The governing equations are discretized in a cell centered, finite volume procedure. Spatial discretization considered a second-order flux-vector splitting scheme. A MUSCL extrapolation of primitive variables is used in order to determine left and right states at the interfaces. An adaptive mesh refinement procedure, based on a sensor of flow property gradients, is performed to obtain a better resolution of strong discontinuities. Results for different freestream Mach number are obtained in order to determine by analysis the constitution of some phenomena presented in such high-speed flow.

**Key words:** adaptive mesh, unstructured grid, finite volume method

## 1. INTRODUCTION

The development of efficient numerical solvers is very important owing to the difficulties and high costs associated with the experimental work at high speed flows. The hypersonic fluid flow simulation over a blunt-nosed body is characterized by a strong detached shock ahead the body. This phenomenon is particularly interesting because the curved bow shock is a normal shock wave in the nose region, and away from this one has all possible oblique shock solutions for a given freestream Mach number. A good capture of fluid flow features is obtained by use of an appropriate refined mesh and an efficient fluid solver. The introduction of mesh adaptivity reduces the number of grid elements because the regions that need to be refined are small compared with the size of the complete computational domain. Therefore, one can reduce storage and CPU requirements by the use of adaptive refinement, when compared with a fixed fine mesh, which would yield the same resolution of the relevant flow features. Some strategies to determine the mesh refinement have been derived (Sonar, 1995; Marcum, 1995). In this work, a numerical sensor based on gradients of flow properties determines the regions that need to be refined.

A finite volume formulation of compressible Euler equations in conservative form has been considered. A high-resolution scheme is employed in order to obtain a good spatially resolution of the flow features. Many numerical upwind methods have been derived (van Leer, 1982; Osher, 1985). In this work the simulations are performed by using an AUSM<sup>+</sup> scheme (Liou, 1994). Liou states that this scheme achieve high accuracy over a wide range of problems described by Euler and Navier-Stokes equations.

The second-order AUSM<sup>+</sup> scheme is implemented in an unstructured grid context (Azevedo and Korzenowski, 1998). In this approach, the convective operator can be expressed as a sum of the convective and pressure terms. This scheme considers a MUSCL approach (Hirsh, 1990), that is, the interface fluxes are formed using left and right states at the interface, which are linearly reconstructed by primitive variable extrapolation on each side of the interface. The Euler equations are discretized in a cell centered based finite volume procedure on triangular meshes. Time march uses an explicit, 2<sup>nd</sup>-order accurate, five-stage Runge-Kutta time stepping scheme (Mavriplis, 1988).

The hypersonic flow simulations are performed over a blunt-nosed body. The freestream Mach number were varied from  $M_\infty=10$  until  $M_\infty=20$ . The fluid was treated as a perfect gas, and no chemistry was taken into account. The shock detachment distance obtained by numerical solutions was compared with the shock detachment distance estimated by Bylilig's correlation (Billig, 1967). Results indicate that the scheme could adequately capture the flowfield features.

## 2. THEORETICAL FORMULATION

The 2-D time-dependent Euler equations, in conservative form, can be written as

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V Q dV + \int_S (E dy - F dx) = 0, \quad (1)$$

where  $V$  represents the area of the control volume and  $S$  is its boundary. Expressions for the vector of conserved quantities,  $Q$ , and the convective flux vectors,  $E$  and  $F$ , are found in Azevedo and Korzenowski (1998).

If the equations are discretized using a cell centered based finite volume procedure, the discrete vector of conserved variables,  $Q_i$ , is defined as an average over the  $i$ -th control volume. In this context, the flow variables can be assumed as attributed to the centroid of each cell. The Equation (1) can then be rewritten for the  $i$ -th volume as

$$\frac{\partial}{\partial t} (V_i Q_i) + \int_S (E dy - F dx) = 0. \quad (2)$$

## 3. SPATIAL DISCRETIZATION ALGORITHM

The spatial discretization is concerned with finding a discrete approximation to the surface integral in Equation (2). This approximation is essentially the convective operator,  $C(Q_i)$ .

The numerical fluxes  $E$  and  $F$  can be expressed as the sum of the numerical convective flux and the numerical pressure flux at each cell interface (Liou, 1996). Therefore, the numerical convective flux is defined in terms of Mach number, speed of sound and the quantity  $\Phi$ , defined as  $\Phi = (\rho, \rho u, \rho v, \rho H)^T$ . For the AUSM<sup>+</sup> formulation, the Mach number and the pressure are splitting accordingly some properties, as described in Liou (1996).

The second-order method uses a MUSCL approach for the extrapolation of primitive variables. By this approach, left and right states at a given interface are linearly reconstructed

by primitive variable extrapolation on each side of the interface, together with some appropriate limiting process in order to avoid the generation of new extreme. In order to reconstruct interface properties, the unstructured grid case considers a local one-dimensional stencil normal to the edge considered.

The Liou scheme implemented in this work considers that the convective operator can be expressed as a sum of the convective and pressure terms, given by the expression.

$$C(Q_i) = (F_{ik}^{(c)} + P_{ik})\ell_{ik}, \quad (5)$$

where  $\ell_{ik}$  represents the length of the  $ik$  edge. Expressions of the terms  $F_{ik}^{(c)}$  and  $P_{ik}$ , as well as details of the formulations can be found in Azevedo and Korzenowski (1998).

#### 4. BOUNDARY CONDITIONS

The implementations of the boundary conditions were performed by using ghost cells. Three types of boundary conditions were considered in the simulations over a hypersonic body. They are entrance, wall and exit boundary conditions.

At the wall boundary, the flow must be tangent to the wall in the inviscid case. This is done by imposing that the velocity component normal to the wall in the ghost volume has the same magnitude and opposite sign of the normal velocity component in its adjacent interior volume, whereas the ghost volume velocity component tangent to the wall is exactly equal to its internal cell. Besides, a zero normal pressure gradient and a zero normal temperature gradient at the wall is assuming.

For supersonic/hypersonic flow, all quantities at the entrance must be given. In the present work, all flow properties are dimensionless. At the supersonic exit, all boundary quantities are obtained by extrapolation of interior information.

#### 5. GRID GENERATION AND ADAPTATION

The grid generation process is based on Pirzadeh (1993). In this approach a grid is generated by forming cells starting from the domain boundaries and marching toward the interior of the computational domain. The local grid characteristics, such as grid point distribution, are controlled by information stored at the nodes of a secondary coarse mesh referred as the background grid. The background grid consists of a structured grid that that encloses the entire domain without the requirement of conforming to the configuration. Its function is to guide a marching front for insertion of new points at proper locations. As the front advances into the field, the grid parameters defining the position of a new point are interpolated from the values stored at the nodes of the background grid cell that encloses the point.

The adaptive mesh refinement implemented in this work uses a sensor based on gradients of flow properties, which identify the regions that require grid refinement. The process consists of two steps. The first one is to compute the flow on an existing coarse mesh. With this preliminary solution, one can calculate the sensor for all triangles. All marked triangles are refined. A new finer mesh is then constructed by enrichment of the original grid.

The mesh enrichment procedure introduces an additional node for each side of the triangle marked by refinement. Then, the code has to search all triangles to identify cells that have two or three divided sides. Each of these cells is subdivided into four new triangles. This subdivision may eventually mark new faces. Therefore, this process has to be performed until

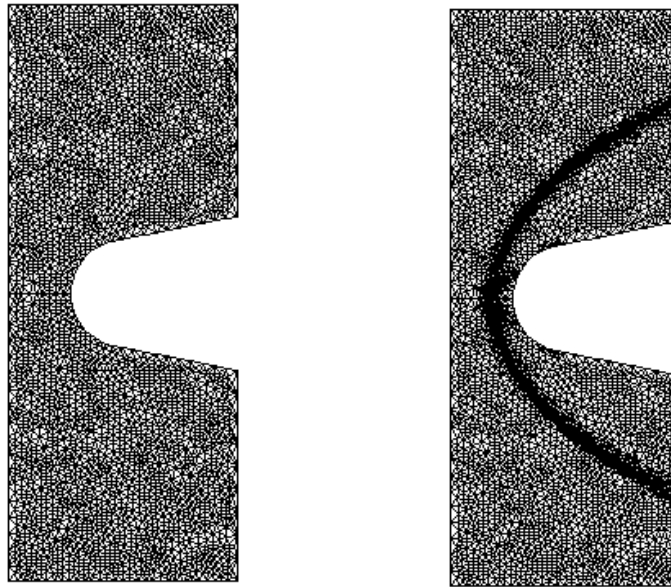


there are no triangles with more than one marked face. In order to avoid hanging nodes, the triangles that have one marked face should be divided by halving.

The second step of the refinement process consists of identifying all triangles which were refined by halving. This information is stored for the next refinement step because, if there is again an attempt to subdivide these triangles by halving, this is not allowed. Therefore, if the next refinement step tries to divide by halving a triangle which was obtained by a previous division by halving, the logic in the code forces the original triangle to be divided into four new triangles before the refinement procedure is allowed to continue. When the mesh enrichment procedure has been completed, the new control volumes receive the property values of their “father” triangle and the flow solver is re-started.

## 6. RESULTS AND DISCUSSION

A blunt-nosed body was used to obtain the hypersonic fluid flow simulations. Although simulations were performed for  $M_\infty=10$  to  $M_\infty=20$ , only results for  $M_\infty=20$  were presented. The adaptive mesh adopted in the present simulations was obtained with one pass of refinement. This refined level was performed when the  $L_2$  norm of the change in density variable drops over two order of magnitude. Typically, around 2000 iterations are required to satisfy this convergence criterion. The sensor was based on all primitive variable gradients.

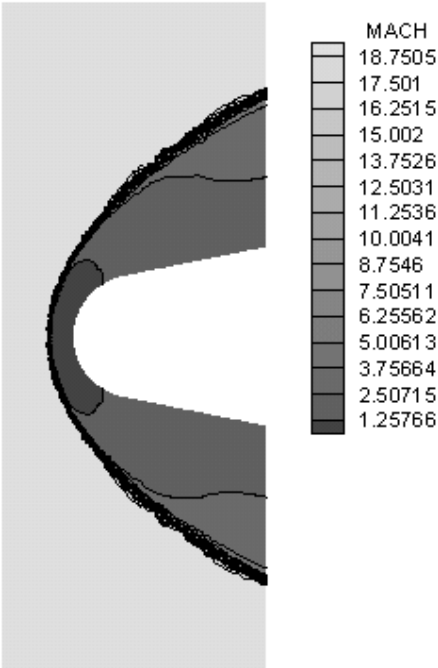


**Figure 1.** Initial and adaptive unstructured meshes used on simulations at  $M_\infty=20$ .

Meshes with more than one adaptive refinement pass were generated, but the adoption of more refined grids resulted in a bad convergence behavior. No freezing of limiters was used here. The initial mesh has 6072 nodes and 11780 volumes, while the adaptive mesh is composed of 7124 nodes and 12968 volumes. The initial and final meshes are shown in Figure 1.

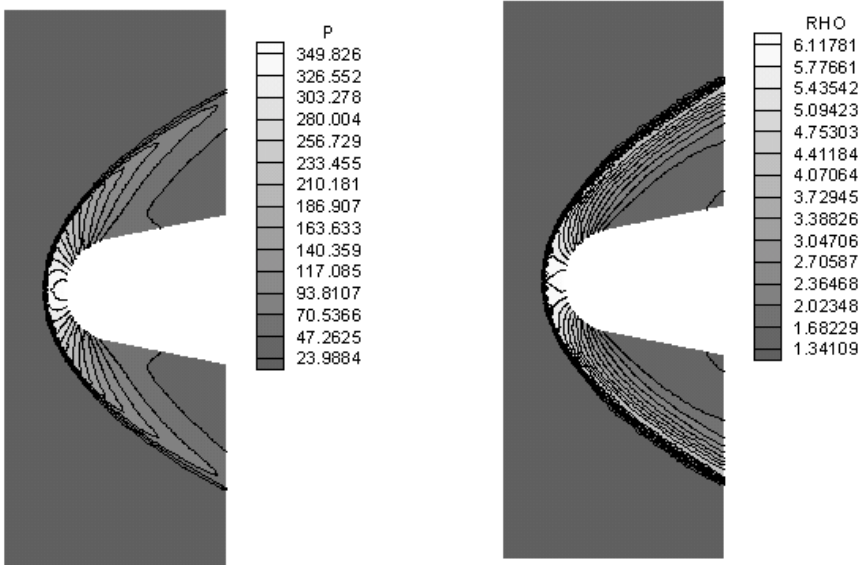
The Mach number contours obtained with the second-order Liou scheme are presented in Figure 2. The contours indicate that the flow features are well captured by this solution, the bow shock and the flow expansion over the body are well represented. One can see that at the nose of the body the shock is normal, and away from this the shock wave gradually becomes curved and weaker. The hypersonic flow ahead the shock becomes subsonic behind this one,

that is, there is a strong compression of the flow in this region. Slightly above the nose region, the shock is oblique and pertains to the strong shock-wave solution. As we move further along the shock, the wave angle becomes more oblique, and the flow deflection decreases until reach the maximum deflection angle. From the nose region until this point the flow is subsonic. Above this one, all points on the shock correspond to the weak shock solution. This region is characterized by supersonic flow.



**Figure 2.** Mach contours obtained with the Liou scheme at  $M_\infty=20$ .

The streamline that passes through this normal portion of the shock impinges on the nose of the body and controls the values of stagnation pressure and temperature at the nose. The pressure and the density contours are plotted in Figure 3.

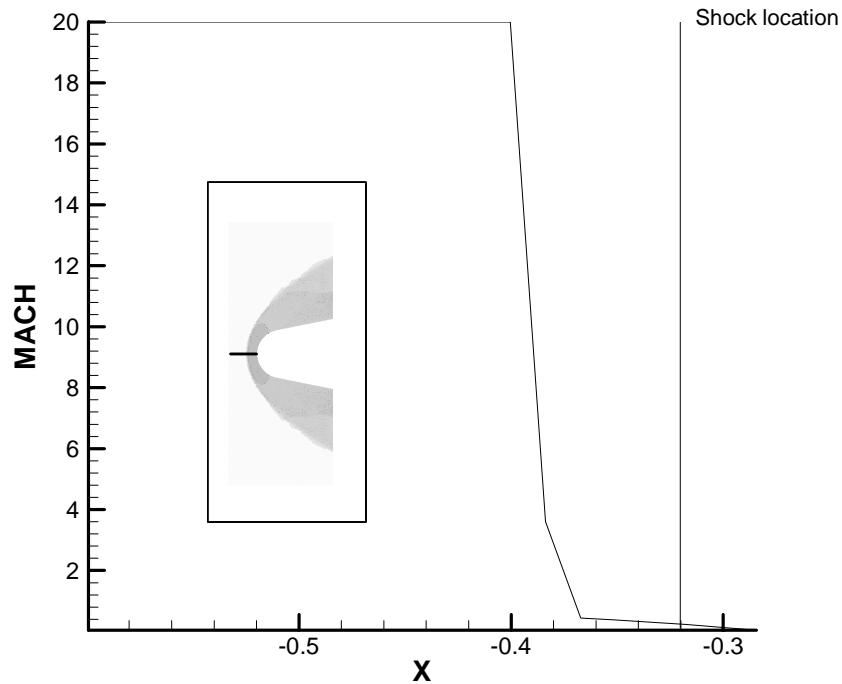


**Figure 3.** Pressure and density contours obtained with the Liou's scheme at  $M_\infty=20$ .

The contours indicate that the flow features are well captured by the Liou's AUSM<sup>+</sup> scheme can be observed in Figure 3. The oscillations presented in the strong shock ahead the body, observed in Mach and density contours, can be improved by use of a more refined mesh. However, one has some difficulties to obtain convergence to machine zero with refined meshes, as one still explains.

The pressure and density downstream of the wave, obtained by use of the basic normal shock equations, are  $p_2 = 33322$  and  $\rho_2 = 5,926$ , respectively. The properties obtained by the numerical simulations are  $p_2 = 34982$  and  $\rho_2 = 6,11$ . One can observe a minimal error between the analytical and numerical results, indicating that the scheme was adequate to assess the properties of the flow.

The shock detachment distance obtained by numerical solutions is 0,12m, and the shock detachment distance estimated by Byllig's correlation gives 0,05m. Figure 4 shows the Mach number contours along the centerline and the shock location given by the correlation. One can see the difference between these two approaches.



**Figure 4.** Computed Mach number on centerline surface.

Although the numerical shock location does not agree with the correlation, this result makes some sense, because the simulations were performed considering that the fluid is a perfect gas. If real gas effects are incorporated into computational solver, the shock location will place nearer to the body. Results for reactive flow simulations can be found in Drikakis and Tsangaris (1993).

## 7. CONCLUDING REMARKS

The present work performed hypersonic flow simulations over a blunt body. The governing equations are discretized in an unstructured triangular mesh by a cell centered finite volume algorithm. The spatial discretization considers an AUSM<sup>+</sup> flux-vector splitting scheme. A MUSCL reconstruction of primitive variables was used in order to obtain left and right states at interfaces. The equations are advanced in time by an explicit, 5-stage, 2<sup>nd</sup>-order accurate, Runge-Kutta time stepping procedure.

An inviscid formulation was used and the fluid was treated as a perfect gas. The solver has been coupled with a mesh adaptation algorithm. The adaptive refinement procedure uses a sensor based on gradients of flow properties. The mesh generation introduces new points automatically into computational domain by advancing front generation.

Results obtained with one pass of adaptive refinement are presented. Although the simulations could capture all flow features with good accuracy, more refined mesh are employed.

### 7.1 Acknowledgments

The author would like to acknowledge the support received from FAPESP through a Research Grant No. 98/09812-6.

## 8. REFERENCES

- Azevedo, J.L.F., Korzenowski, H., 1998, "Comparison of Unstructured Grid Finite Volume Methods for Cold Gas Hypersonic Flow Simulations", AIAA Paper 98-2629, pp. 447-463.
- Billig, F.S., 1967, "Shock-Wave around Spherical- and Cylindrical-Nosed Bodies", Journal of Spacecraft, Vol. 4, No.6, pp. 822-823.
- Drikakis, D., Tsangaris, S., 1993, "On The Accuracy and Efficiency of CFD Methods in Real Gas Hypersonics", International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 16, pp. 759-775.
- Hirsh, C., 1990, *Numerical Computation of Internal and External Flows. Vol. 2: Computational Methods for Inviscid and Viscous Flows*, Wiley, New York.
- Liou, M.-S., 1994, "A Continuing Search for a Near-Perfect Numerical Flux Scheme. Part I: AUSM", NASA TM-106524, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH.
- Liou, M.-S., 1996, "A Sequel to AUSM: AUSM", Journal of Computational Physics, Vol. 129, pp. 364-382.
- Marcum, D.L., 1995, "Adaptive Unstructured Grid Generation for Viscous flow Applications", AIAA Journal, Vol. 34, No. 11, pp. 2440-2443.
- Mavriplis, D.J., 1988, "Multigrid solution of the two-dimensional Euler equations on Unstructured Triangular Meshes, AIAA Journal, Vol. 26, No. 7, pp. 824-831.
- Osher, S., "Convergence of Generalized MUSCL Schemes", SIAM Journal Numerical Analysis", Vol. 22, No. 5.
- Pirzadeh, S., "Structured Background Grids for Generation of Unstructured Grids by Advancing-Front Method", AIAA Journal, Vol. 31, No. 2, pp. 257-265.
- Sonar, T., 1992, "Dem Fehler auf der Spur", DLR-Nachrichten, Heft 78, pp. 7-14.
- van Leer, B., 1995, "Flux-Vector Splitting for the Euler Equations", Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics, E. Krause, editor, Lecture Notes in Physics, Vol. 170, pp. 507-512.

FACEPE pelo apoio ao GMFA-UFPE.

### **Referências**

GMFA-UFPE, 1998, “Levantamento da Propagação da Maré Hidráulica e Batimetria para a Navegabilidade do Rio Massangana – SUAPE” , Relatório Técnico para SUAPE – Complexo Industrial Portuário, Recife/PE, 100 p.

BORCHE, A., 1996, “IPH-A : Aplicativo para Modelação de Estuários e Lagoas - Manual de Uso”, Instituto de Pesquisas Hidráulicas – UFRGS – Porto Alegre/RS, 37 p.

BAGETTI, A. M. B. e ARAÚJO, A. M., 1998, “Desenvolvimento de Régua Linimétrica Auto- Suportada”, VI Congresso de Iniciação Científica, pp. 667, UFPE/PROPESQ, Recife/PE.

SILVEIRA, A.L.L. e TUCCI, C.E.M., 1998, “Simulação do escoamento Bidimensional no Guaíba”, in RBE – Revista Brasileira de Engenharia, 6(1):79-104.

MUNSON, B.R.; YOUNG, D.F. e OKIISHI, T.H., 1997, “Fundamentos da Mecânica dos Fluidos”, vol. 2, Editora Edgar Blücher, São Paulo, 600p.

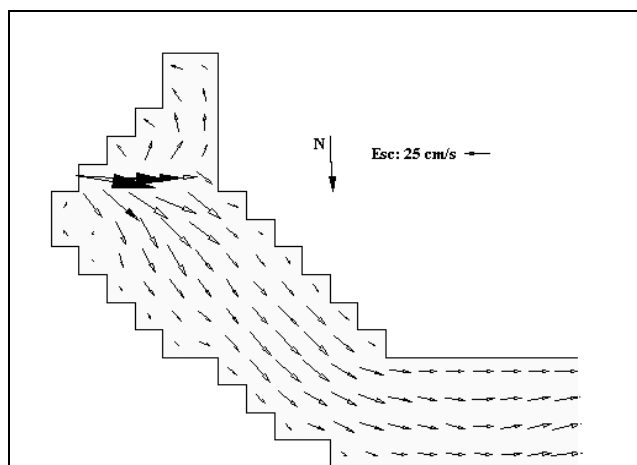


Figura 8 – Detalhe do mapa de correntes – instante 17:20 da simulação

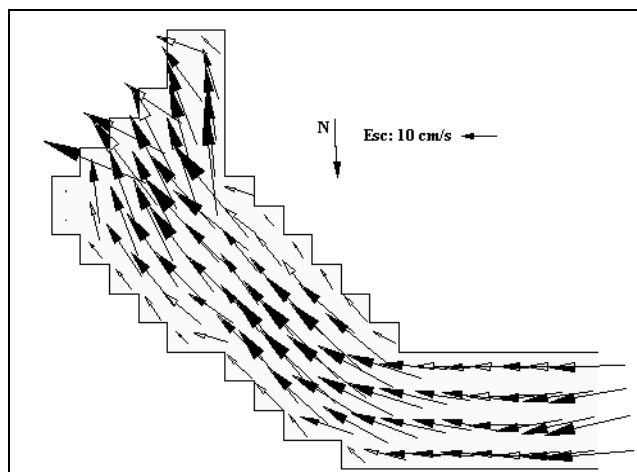


Figura 9 – Detalhe do mapa de correntes – instante 23:40 da simulação

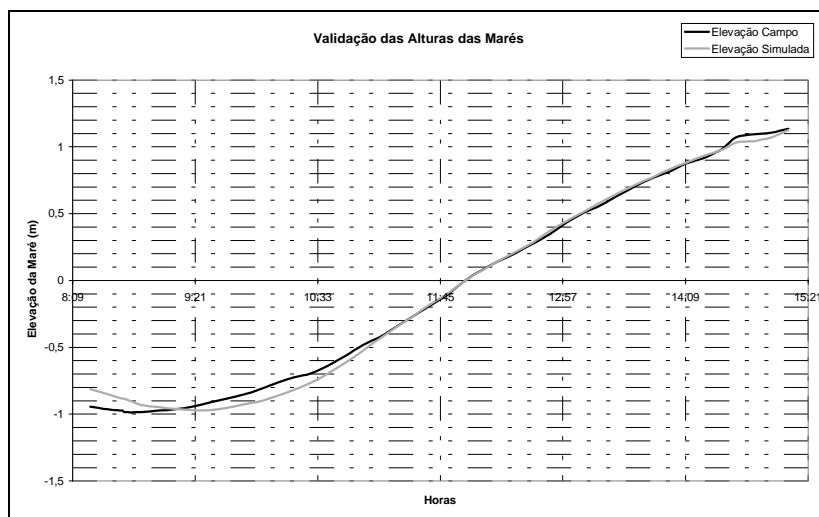
## Conclusões

O modelo bidimensional horizontal adotado neste trabalho para o estuário do Rio Massangana, com 789 células quadradas úteis de  $2500 \text{ m}^2$ , representou de maneira satisfatória um corpo d'água de escoamento complexo, que em sua circulação hidrodinâmica sofre grande influência das condições de contorno naturais (forçantes de maré em RM1 e RM3) e artificiais (desvio do escoamento pelo canal dragado).

A variação nos valores do parâmetro de ajuste do sistema computacional permitiu uma boa concordância das curvas de elevação de maré, medidas em dois locais distintos do estuário, com as curvas previstas pelo sistema. Assim, o sistema computacional usado estaria potencialmente apto para desenvolver prognósticos tanto do regime de elevações quanto do de circulações hidrodinâmicas no estuário, nas suas condições típicas de maré de sizígia, causados por intervenções de engenharia.

## Agradecimentos

Os autores agradecem a SUAPE – Complexo Industrial Portuário, em especial à Gerência de Preservação Ecológica e Cultural (GEPE), pela oportunidade do trabalho e ao CNPq e à



**Figura 7 - Comparação da Altura de Maré Medida no dia 26-06-1998 com a Altura Simulada para a Régua RM4**

Os resultados apresentados indicam que com referência à régua RM2 ocorreu um desvio relativo médio à medida de campo de 4,3%, sendo que o menor desvio observado foi nulo e o maior desvio observado foi de 14,2%. Já na régua RM4 foi observado um desvio relativo médio à medida de campo de 5,1%, sendo que o menor desvio observado foi de 0,2% e o maior desvio observado foi de 13,8%. Estes resultados indicam que a discretização utilizada e o ajuste de parâmetro de rugosidade de fundo obtido ( $n= 0,0325$ ), constante em todo o estuário, representam de forma satisfatória a dinâmica de propagação daquela maré no estuário do Rio Massangana.

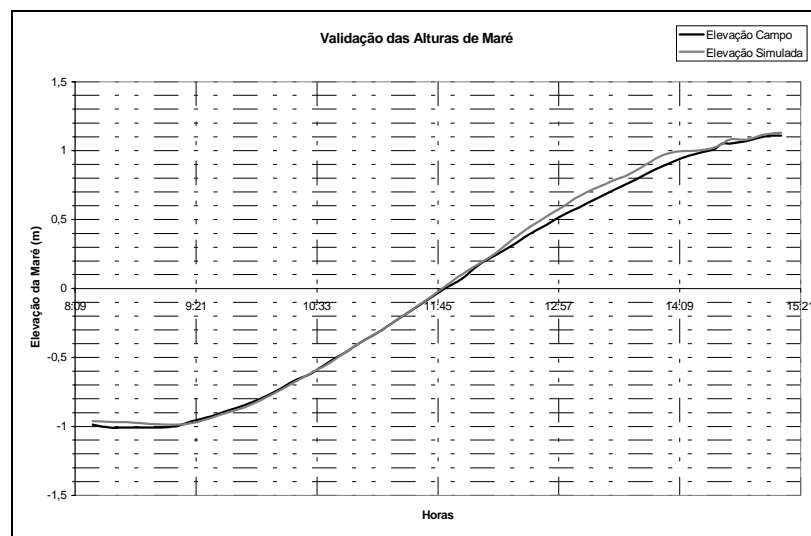
### **Aspectos dos Campos de Velocidades Obtidos**

Os sentidos das correntes em diferentes instantes de um mesmo ciclo de maré podem ser observados nas figuras abaixo. No instante 17:20h a velocidade do fluxo atinge seu máximo, escoando para dentro do estuário (Fig. 8). A situação aproximadamente simétrica ocorre às 23:40h (Fig.13). Os vórtices observados na entrada do estuário na Figura 8 pode ser causados tanto pela forma geométrica do estuário na sua entrada quanto por um processo de assoreamento local. Este depósito de material granular (banco de areia) pode ser originado pelo sentido do forçante de maré, que causa acúmulos na parte sul da boca do estuário.

A calibração do modelo foi realizada através do ajuste do parâmetro de rugosidade de fundo, sendo balizada pela aderência entre as elevações medidas em campo e as simuladas. Nas primeiras tentativas utilizou-se como condição de contorno de nível apenas os dados da régua na foz do estuário (seção RM1) na Figura 1, porém os resultados obtidos não se ajustaram aos outros 3 locais de controle de linimetria (níveis). Passando a considerar no modelo a existência de um outro forçante de maré, causado por um pequeno braço natural do rio na altura da seção RM3, e por esse motivo incluindo os dados da régua situada próximo à entrada do canal dragado (RM3, fluxo da direita para a esquerda da figura) como condição de contorno de nível, foi obtida uma calibração considerada satisfatória para o modelo. Esta última consideração poderia ser adicionalmente justificada pela antiga intervenção de dragagem realizada entre as estações RM3 e RM4 para o canal de testes da indústria de barcos Diamar (RM4), o que provavelmente alterou o regime original de propagação da maré no estuário. As setas na Figura 1 indicam a direção principal do forçante de maré observado no estuário do Massangana (RM1) e a seta na régua RM3 indica a condição de contorno de nível adicional imposta para a calibração do modelo.

Uma calibração mais rigorosa do modelo também exigiria dados dos campos de velocidades produzidos no estuário para efeito de comparações. Entretanto, o estado atual das condições práticas de medidas de campo ainda não permite a obtenção de dados, em qualidade e quantidade, para o ajuste do parâmetro velocidade.

Os gráficos de elevação *versus* tempo para as régua RM2 e RM4 mostrados nas Figuras 6 e 7 revelam, de forma comparativa, os resultados da alturas de maré simuladas com as medidas em campo.



**Figura 6 - Comparação da Elevação de Maré Medida no dia 26-06-1998 com a Altura Simulada para a Régua RM2**



## Régua RM4

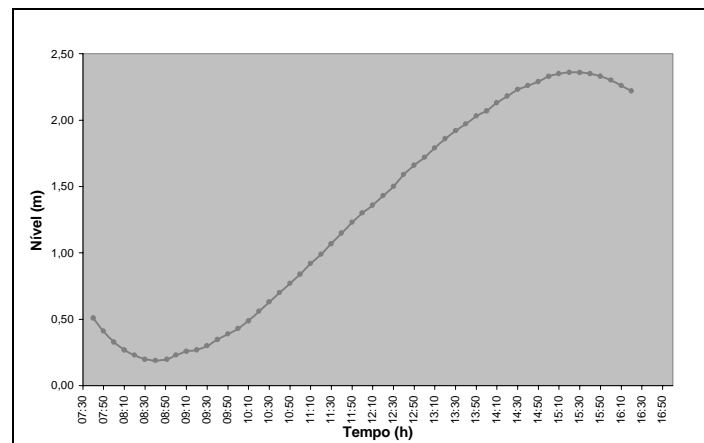


Figura 5 - Representação das leituras das régua linimétricas (RM4) no dia 22/06/98

## Representação Computacional do Massangana

O modelo bidimensional utilizado para simular o estuário do Rio Massangana foi constituído por uma malha formada por 789 elementos úteis, distribuídos em 64 linhas e 88 colunas de cálculo. Os elementos da malha são células quadradas (50mx50m) de 2500 m<sup>2</sup>. A orientação e a localização da malha de cálculo foi definida com sua latitude média, que é de 8° S, e pelo ângulo entre o eixo Y da malha e o norte geográfico, como se vê no sistema de coordenadas expresso na Figura 1.

As profundidades médias de cada célula foram estipuladas com base em trabalhos de levantamentos batimétricos realizados pelo GMFA-UFPE (1998), para o Complexo Industrial Portuário de Suape.

## Calibração do modelo

Inicialmente verificou-se a estabilidade numérica do modelo com a malha adotada, usando-se um teste prático preliminar para simular um forçante de maré no estuário, sendo utilizado para tal fim procedimento descrito em Silveira e Tucci (1988). Os resultados obtidos indicaram que a discretização espacial, adotada com a de tempo (30s) garantiriam uma boa representação espacial do sinal de propagação da maré pelo estuário, estando assim os resultados do modelo potencialmente livres de perturbações de origem numérica.

Escolheu-se a rugosidade do fundo como parâmetro de calibração do modelo pelo fato do mesmo ser variável no espaço e no tempo, tornando muito difícil a determinação de seus valores em cada elemento da discretização. Entretanto, o coeficiente de Chèzy utilizado pelo modelo é dado por  $C_h = H^{1/6}/n$ , onde H é a profundidade em cada elemento e n é o coeficiente de Manning. O sistema computacional IPH-A permite a entrada de dados de rugosidade de duas formas: entrar com um valor constante do coeficiente de Manning para todo o estuário – de modo que o coeficiente de Chèzy dependa somente da profundidade local – ou inserir para cada elemento da malha um valor arbitrado do coeficiente de Chèzy, procedimento indicado para estuários que possuam materiais de fundo diferentes em cada trecho analisado.

Devido à relativa uniformidade do material de fundo do Massangana, os valores de rugosidade foram introduzidos através do coeficiente de Manning (n) com valores constantes, tomando-se variações a partir de valores típicos para rios estuarinos, conforme Munson *et al.* (1997).

## Régua RM1

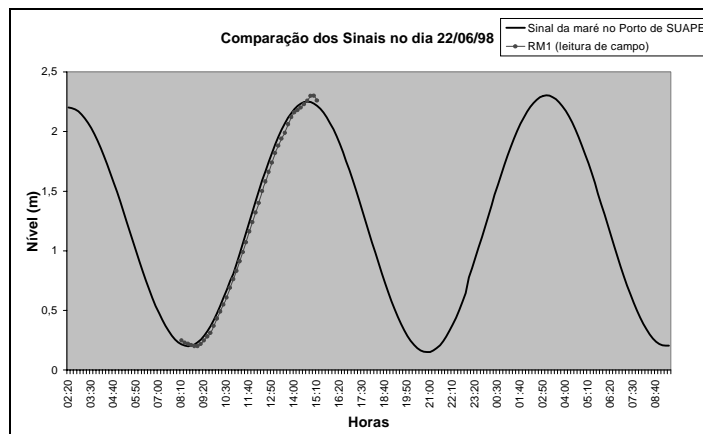


Figura 2 - Representação das leituras das régua linimétricas (RM1) no dia 22/06/98

## Régua RM2

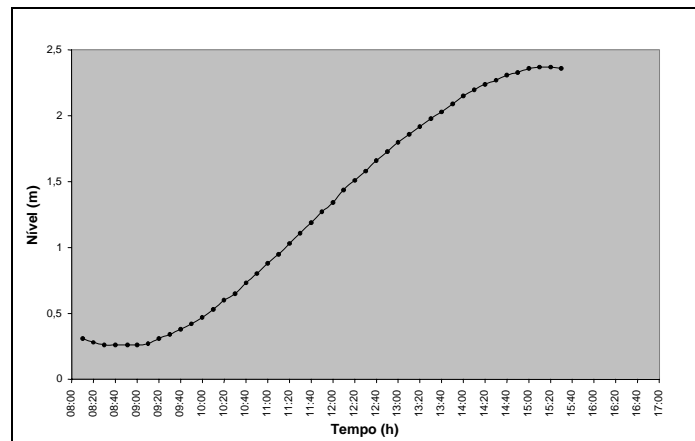


Figura 3 - Representação das leituras das régua linimétricas (RM2) no dia 22/06/98

## Régua RM3

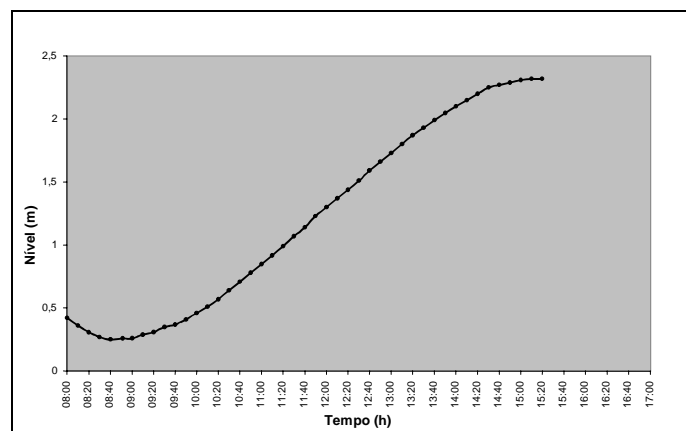


Figura 4 - Representação das leituras das régua linimétricas (RM3) no dia 22/06/98

## Equações dinâmicas

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} - \Omega V + g \frac{\partial \zeta}{\partial x} + \frac{gU\sqrt{U^2 + V^2}}{C_h^2 H} - \frac{\tau_{sx}}{H} - v_t \Delta U = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + \Omega U + g \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{gV\sqrt{U^2 + V^2}}{C_h^2 H} - \frac{\tau_{sy}}{H} - v_t \Delta V = 0 \quad (3)$$

onde:

$U, V$  componentes do vetor velocidade nas direções  $x$  e  $y$  ( $m s^{-1}$ )

$\zeta$  nível medido a partir do plano de referência fixo (m)

$h$  profundidade referida a este plano (m)

$H$  profundidade total ( $H = h + \zeta$ ) (m)

$\Omega U, V$  aceleração de Coriolis ( $m s^{-2}$ )

$\tau_{sx}, \tau_{sy}$  componentes da tensão de cisalhamento na superfície (MPa)

$C_h$  coeficiente de Chèzy ( $m^{1/2} s^{-1}$ )

$v_t$  coeficiente de dissipação turbulenta ( $m^2 s^{-1}$ )

$\Delta U, V$  operador laplaciano das velocidades ( $m^{-1} t^{-1}$ )

Em cada intervalo de tempo, o cálculo é realizado em duas etapas: primeiro é efetuado, em cada linha, o cálculo do nível e da componente  $U$  da velocidade através da resolução de um sistema linear tridiagonal pelo método de dupla varredura. A segunda etapa consiste na determinação das componentes  $V$  das velocidades e de novos níveis repetindo para as colunas o mesmo tipo de cálculo realizado para as linhas na primeira etapa (Borche, 1996).

## Resultados Obtidos

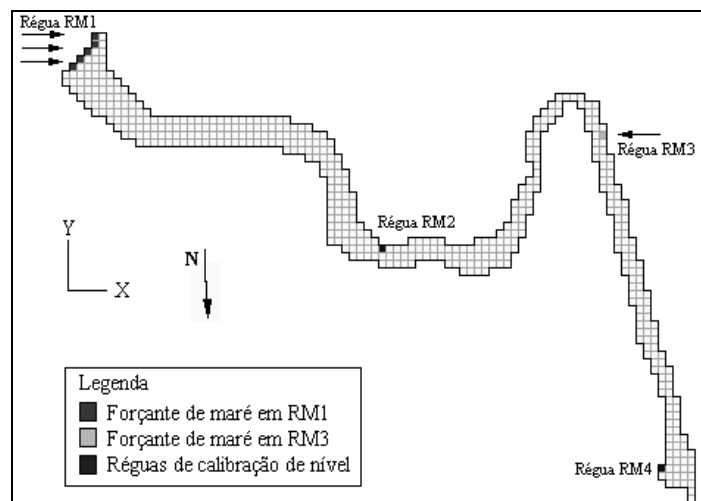
### Propagação da Maré Hidráulica

Da Figura 2 a seguir pode-se observar que o sinal de maré, na estação RM1, apresentou praticamente as mesmas características físicas (amplitude e fase) do sinal do Porto de Suape. A falta de aderência das medidas em RM1 ao sinal de Suape, apenas nos instantes próximos da preamar, pode ser explicada pela atuação do componente meteorológico local. De fato, neste período ocorreram fortes rajadas de vento que podem ter provocados ondas superficiais, as quais poderiam explicar as medidas de campo que estão indicadas no gráfico (GMFA-UFPE, 1998). Para as demais réguas RM2, RM3 e RM4 instaladas estuário adentro (ver Figura 1), as elevações medidas simultaneamente às de RM1 estão indicadas nas Figuras 3, 4 e 5 a seguir.

estação RM1 – Réguas Massangana 1, localizadas na foz do Rio Massangana; estação RM2 – Réguas Massangana 2 localizadas a cerca de 2800m a montante de RM1; estação RM3 – Réguas Massangana 3 localizadas a cerca de 2550m a montante de RM2; e a estação RM4 – Réguas Massangana 4 localizadas a cerca de 2200m a montante de RM3, em frente à rampa de acesso da fábrica de barcos Diamar (Figura 1).

Em cada estação foram instaladas 2 réguas linimétricas, sendo uma plana e outra auto-suportada, desenvolvida pelo GMFA-UFPE para os estudos em questão (Bagetti e Araújo, 1998). As leituras foram realizadas a intervalos de 10 minutos e os dados obtidos foram utilizados para o traçado das respectivas curvas de marés.

As sondagens batimétricas foram realizadas em seções perpendiculares ao eixo do estuário do Rio Massangana espaçadas por 50m entre si e os pontos batimétricos consecutivos de uma mesma seção são equidistantes de 10m.



**Figura 1- Representação da discretização do estuário do Rio Massangana (com suas condições de contorno)**

## Simulação Computacional

O método do sistema computacional utilizado neste trabalho para a resolução numérica das equações que modelam o escoamento tem como base as técnicas de diferenças finitas, semi-implícitas, de direções alternadas. As equações da continuidade e dinâmica, previamente integradas na vertical, consideram a perda de carga junto ao fundo, a ação do vento na superfície e a força de Coriolis.

A aplicação deste sistema é válido para corpos d'água que possuem dimensões horizontais predominantes relativamente às verticais, no qual as componentes horizontais da velocidade podem ser descritas por valores médios na vertical. Esta condição permite que se utilize modelos bidimensionais no plano horizontal (2D-H) para a simulação da sua circulação hidrodinâmica, simplificando em muito a modelação.

Para descrever matematicamente o escoamento em corpos d'água pouco profundos são utilizadas as seguintes equações para o caso bidimensional horizontal:

Equação da continuidade

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + \frac{\partial(HU)}{\partial x} + \frac{\partial(HV)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

## **CALIBRAÇÃO DE MODELO DE CIRCULAÇÃO HIDRODINÂMICA NO ESTUÁRIO DO RIO MASSANGANA / SUAPE – PE**

**Alex Maurício Araújo<sup>1</sup>**

**Josafat Marinho Falcão Neto<sup>2</sup>**

**Carolina Caheté Silva<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, 50740-530, Recife, PE, Brasil. E-mail: ama@npd.ufpe.br

<sup>2</sup>Endereço atual: Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Oceanografia, 50740-540, Recife, PE, Brasil. E-mail: jfalcao@usa.net

### **Resumo**

Estudos de campo da propagação da maré hidráulica média anual de sizígia pelo estuário do Rio Massangana, próximo ao porto de Suape-PE, conduziram a uma calibração de um sistema de simulação computacional, voltado para a previsão da circulação hidrodinâmica induzida por marés no local. O sistema utilizado é bidimensional horizontal (2D-H), baseado nas equações de águas rasas, desenvolvido pelo Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS. A calibração consistiu na comparação direta entre sinais de maré, usando-se como parâmetro de ajuste a rugosidade de fundo. Aproximou-se a área do espelho líquido do estuário por uma malha quadrada de diferenças finitas com 789 elementos. Inicialmente, utilizou-se como condição de contorno de nível apenas os dados linimétricos na foz do estuário, porém os resultados obtidos não se ajustaram aos outros locais de controle de linimetria. Entretanto, incluindo o contorno de nível da régua próxima ao canal dragado, obteve-se uma calibração satisfatória do modelo.

**Palavras-chave :** Circulação, Hidrodinâmica, Calibração, Suape.

### **Introdução**

Os estuários são corpos d'água governados hidráulicamente pela ação das marés e dos rios; particularmente, as marés resultam dos efeitos astronômicos e distúrbios meteorológicos locais. Os efeitos das forças gravitacionais (lua, sol e planetas) podem ser previstos com alta precisão, sendo que os meteorológicos são aleatórios e de difícil previsão, exceto nos casos de algumas tendências sazonais; no Nordeste do Brasil, em especial no verão, as marés são dominantes. Os objetivos deste artigo são os de apresentar os resultados dos levantamentos de campo da propagação da maré hidráulica e da calibração de um modelo de simulação computacional da circulação hidrodinâmica induzida por marés, para o caso do estuário do Rio Massangana, situado no Complexo Industrial Portuário de Suape, em Pernambuco.

### **Propagação da Maré Hidráulica**

A caracterização da propagação da maré média anual de sizígia ao longo do estuário do Rio Massangana foi baseada em leituras de régua linimétrica instaladas em 4 estações:

## **ELASTOHYDRODYNAMICS OF TENSIONED WEB ROLL COATING PROCESS**

**Márcio da S. Carvalho**

Department of Mechanical Engineering, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.  
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea. Rio de Janeiro, RJ, 22453-900, Brazil.

Email: [msc@mec.puc-rio.br](mailto:msc@mec.puc-rio.br)

### **Abstract**

Coating process is an important step in the manufacturing of different products, such as paper, adhesive and magnetic tapes, and photographic films. The tensioned web roll coating is one of the several methods used by different industries. It relies on the elasto-hydrodynamic action between the fluid and the deformable substrate for transferring and applying the liquid. The main advantage of this method is its ability to apply very thin liquid layers at relative small cost. This work analyzes this elasto-hydrodynamic action by solving the differential equations that govern the liquid flow and the web deformation. The goal is to determine the operating conditions at which the process is two-dimensional and defect free. The equations are discretized by the Galerkin / finite element method. The resulting non-linear system of equations is solved by Newton's method coupled with pseudo-arc-length continuation in order to be able to obtain solutions around turning points.

**Key words:** elasto-hydrodynamics, finite element method, coating process, tensioned web.

### **1. INTRODUCTION**

In industrial coating processes, one or several liquid layers are deposited on a substrate and are then dried to form a solid film that serves a specific function. This process is vital in the manufacturing of different products, like paper, adhesive and magnetic tapes, magnetic disks, photographic films, and many others. The different ways of depositing a liquid on the substrate lead to different coating methods. Some of these methods rely on the interaction between hydrodynamic forces exerted by the flowing coating liquid and forces exerted by a deformable solid boundary that confines the flow, i.e. an elasto-hydrodynamic interaction. The main advantage of elasto-hydrodynamic coating system is their ability to apply very thin liquid layers with less sensitivity to mechanical tolerances at a relative small cost, when compared to more sophisticated pre-metered coating method, such as slot, slide and curtain coating (Pranckh and Coyle, 1997).

Of the many examples of elasto-hydrodynamic coating systems, the tensioned web roll coating uses only the deformable substrate without any external mechanical support to provide the elastic boundary for the liquid flow and to impose load in the coating bead. In tensioned web roll coating, the liquid is transferred to the substrate as it passes over a rotating roll, as illustrated in Fig.1. The roll and the substrate can be moving in the same direction, i.e. forward mode, or in opposite directions, called a reverse mode. The film thickness deposited

on the web is a function of the roll and web speeds, liquid viscosity, substrate stiffness and tension, and the wrapping angle of the substrate over the rotating roll. It is important to understand this elastohydrodynamic action in order to be able to predict and optimize this important industrial process.

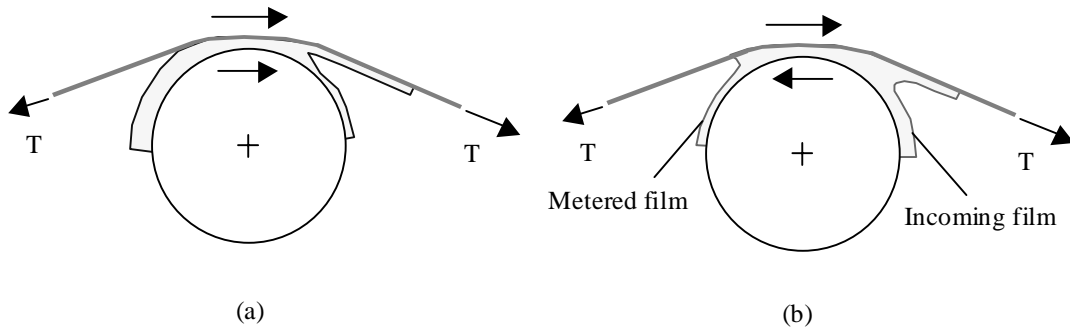


Figure 1: Tensioned web roll coating: (a) forward mode; (b) reverse mode.

This work analyzes the flow in a tensioned web roll coating bead operating in the reverse mode, as shown in Fig.1(b). The liquid is brought to the bead as a layer in the applicator roll, referred as the incoming layer. It is supplied to the roll by dip coating or by a slot die located upstream the coating bead. Part of the liquid is transferred to the substrate and the remaining stays on the roll creating what is usually called the metered film. The goal of this work is to determine the metered film thickness as a function of the operating parameters and the operating conditions at which the process is two-dimensional and defect free.

The differential equations that govern the liquid flow and the substrate deformation are discretized by the Galerkin / finite element method. The resulting non-linear system of equations is solved by Newton's method coupled with pseudo-arc-length continuation in order to be able to obtain solutions around turning points. The theoretical results are used to construct an operating window for the process that is in agreement with some experimental data available.

## 2. ELASTOHYDRODYNAMIC MODEL

### 2.1. Governing Equations

The configuration of the problem analyzed in this work is illustrated in Fig.2. The roll that brings the liquid into the transfer region is moving from right to left in the figure. The substrate is moving in the opposite direction and takes part of the liquid with it. The remaining liquid stays in the roll and is later removed from it by a scraper, not analyzed here. The liquid traction deforms the tensioned substrate. The flow and the deformation are coupled in what is called elastohydrodynamic behavior. This type of problem was first analyzed by Eshel and Elrod (1965, 1967).

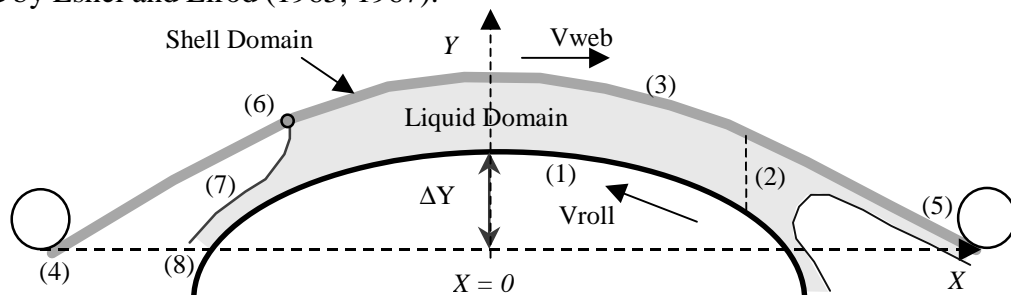


Figure 2: Sketch of domain of calculation.  $\Omega_f$  is the fluid domain and  $\Omega_s$  is the shell domain.

It is important to characterize the position of the moving roll relative to the upstream and downstream idlers that guide the moving web. The relative position can be characterized by the distance  $\Delta Y$  from the top of the roll to the axis that passes through the idlers, called here the x-axis. The coordinate  $x = 0$  is defined in the middle of the line that connects the two idlers, as indicated in the figure. When  $\Delta Y < 0$ , the web does not touch the roll. When  $\Delta Y > 0$ , the web wraps around a portion of the roll.

The web is assumed to be infinitely wide, and therefore the flow in the transverse direction is neglected. The motion of the liquid is described by the Navier-Stokes equation and continuity equation for incompressible Newtonian fluid:

$$\rho \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} - \nabla \cdot \left[ -p \mathbf{I} + \mu (\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T) \right] = 0 \quad \text{and} \quad \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

together with appropriate boundary conditions.  $\rho$  and  $\mu$  are the liquid density and viscosity, respectively. The deformation of the web is modeled by the equations of cylindrical shells:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\xi} + \kappa \frac{d}{d\xi} (\kappa D) + P_t + W_t &= 0 \\ -\frac{d^2}{d\xi^2} (\kappa D) + \kappa T + P_n + W_n &= 0 \\ \frac{d^2 x}{d\xi^2} + \kappa \frac{dy}{d\xi} = 0 \quad \text{or} \quad \frac{d^2 y}{d\xi^2} - \kappa \frac{dx}{d\xi} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

$\xi$  is the coordinate along the web.  $T$  and  $\kappa$  are the web tension and curvature at each position, and  $x$  and  $y$  are the Cartesian coordinates of points on the web. The web stiffness  $D \equiv Et^3 / 12(1 - \nu^2)$  is a function of the Elastic Modulus  $E$ , Poisson ratio  $\nu$ , and thickness of the web  $t$ .  $P_t$  and  $P_n$  are the forces on the web in the tangential and normal direction.

The goal of this work is to analyze the amount of liquid that remains on the roll, i.e. the metered film thickness, at different operating conditions. Because the flow between the roll and the substrate is almost rectilinear far from the free surfaces and this work is only interested in the behavior of the metered film, the free surface in the upstream side of the coating gap is removed from the problem for simplicity. In the analysis presented here, it is substituted by what is called a flooded inlet, i.e. an artificial boundary condition used to reduce the side of the domain of calculation, which is shown in Fig.2. The domain is divided into two different subdomains: One where the Navier-Stokes equation is solved ( $\Omega_f$ ), and the other where the cylindrical shell equations are solved ( $\Omega_s$ ). At the roll surface, labeled (1) in Fig.2, the no-slip and no-penetration conditions apply. The artificial inlet boundary (2) was located far enough that its location had no effect on the predictions reported here. On that position, the liquid pressure is assumed to be constant (atmospheric). At the interface between the liquid and the flexible substrate (3), the liquid velocity is equal to the web velocity, and the loading force responsible for the web deformation is the traction exerted by the liquid. In one extreme of the substrate (4), the position, curvature and web tension have to be specified; in the other (5), only the position and curvature are specified. The point where the liquid first wets the substrate (6) is called the dynamic contact line. There, a local Navier-slip condition has to be used, otherwise a stress singularity would appear. At the free surface (7), the kinematic condition and a force balance in the form of the Young-Laplace equation, that takes into account the effect of surface tension, are imposed. At the artificial outlet place, the liquid traction is assumed to vanish.

This situation is governed by the following dimensionless groups:



$$\text{Reynolds number : } \text{Re} \equiv \frac{\rho V R}{\mu};$$

$$\text{Capillary number: } \text{Ca} \equiv \frac{\mu V}{\sigma};$$

$$\text{Speed ratio: } S \equiv \frac{V_{\text{web}}}{V_{\text{roll}}};$$

$$\text{Tension number : } \tau \equiv \frac{\mu V}{T};$$

$$\text{Elasticity number : } N_{ES} \equiv \frac{D}{TR^2} = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)TR^2};$$

$$\text{Wrapping position : } \alpha \equiv \frac{\Delta Y}{R}.$$

## 2.2. Solution Method

The governing equations and the boundary conditions give rise to a free boundary problem. The location of the web and the free surface are unknown a priori. The basis of treating such problems is recounted briefly here. Fuller accounts were given by Kistler and Scriven (1983, 1984), Sackinger et al. (1996), and Carvalho and Scriven (1997).

In order to solve a free boundary problem using standard techniques for boundary value problems, the set of differential equations posed in the unknown physical domain has to be transformed to an equivalent set defined in a known, fixed reference domain. This approach has been extensively used to solve viscous flow with liquid / air interface. In that class of problem, the position of the interface is implicitly located by imposing the kinematic boundary condition at the free surface. In the situation studied here, the position of the web is implicitly located by imposing the system of ordinary differential equations (3). The transformation of the set of differential equations that governs the problem is made by a mapping  $\mathbf{x} = \mathbf{x}(\boldsymbol{\xi})$  that connects the physical domain, parameterized by the position vector  $\mathbf{x} = (x, y)$ , and the reference domain, parameterized by  $\boldsymbol{\xi} = (\xi, \eta)$ . The inverse of the mapping is governed by a pair of elliptic differential equations identical with those encountered in the dilute regime of diffusional transport. The coordinate potentials  $\xi$  and  $\eta$  satisfy

$$\nabla \cdot (D_{\xi} \nabla \xi) = 0 \quad \text{and} \quad \nabla \cdot (D_{\eta} \nabla \eta) = 0 \quad (3)$$

The Navier-Stokes equation (1), the substrate deformation (2) and the mesh generation equations (3) together with the respective boundary conditions were solved by the Galerkin / finite element method. Biquadratic basis functions were used to represent both the velocity and the mapping from the reference to the physical domain. The basis functions used to represent the pressure field were piecewise, linear and discontinuous.

The resulting non-linear system of algebraic equations for the coefficients of the basis functions was solved by Newton's method. The domain was divided into 484 elements with 9144 unknowns. The computations were performed in a HP model J-200 workstation, and each solution took approximately 6 minutes to be computed.

In order to obtain solutions at large wrapping angles, i.e., large values of  $\Delta Y$ , a good initial guess is vital. The procedure adopted was to first obtain solutions with the roll far from the web, i.e.,  $\Delta Y < 0$ . At these conditions, the pressure that builds up in the liquid is very small leading to small web deformation. A solution can be obtained even with a poor initial guess. After a solution is computed, a first-order, arc-length continuation on the position of

the roll was used to obtain solutions at the relevant set of parameters and to determine turning points on the solution path.

### 3. THEORETICAL PREDICTIONS

The domain configuration of a sequence of solutions at  $Ca = 0.1$  and  $\Delta Y / R = -10^{-3}$  (the web does not touch the roll) and rising speed ratio is shown in Fig.3. As the web speed increases, the dynamic contact line is pulled close and then through the plane of  $x = 0$ . This behavior occurs at all Capillary Numbers, as illustrated in Fig.4.

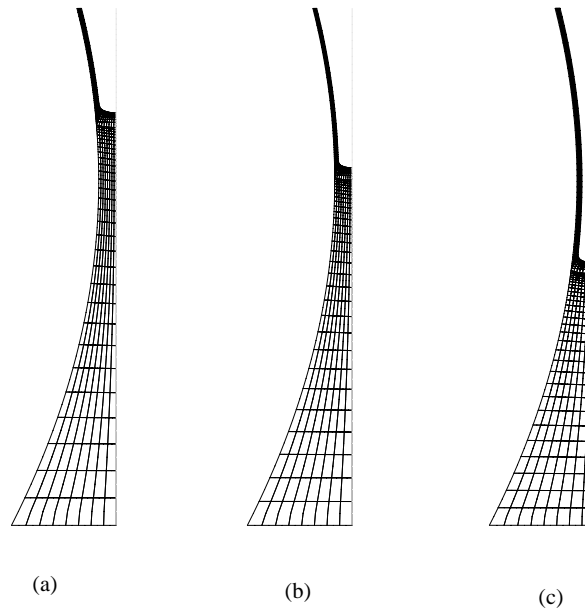


Figure 3: Flow states at  $Ca = 1$ ,  $\Delta Y / R = -10^{-3}$  and (a)  $S = 0.6$ ; (b)  $S = 0.7$ ; and (c)  $S = 0.8$ .

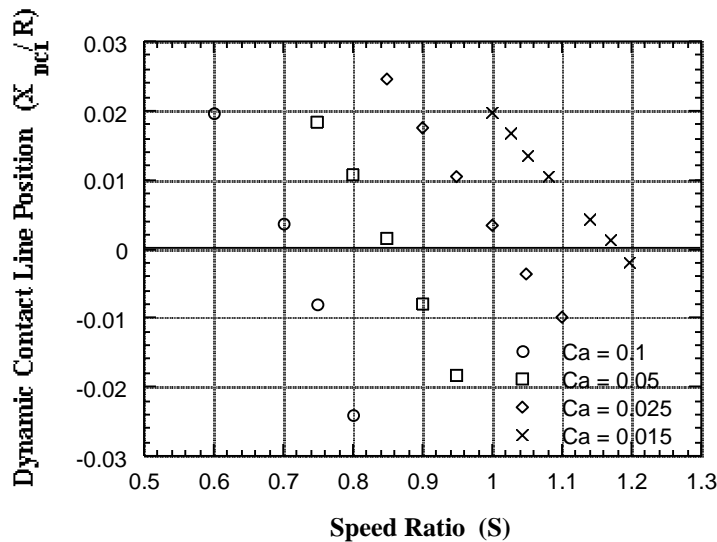


Figure 4: Dynamic contact line position as a function of speed ratio and Capillary number.

The metered film thickness at all the flow states shown in Fig.4 is plotted in Fig.5. First the film thickness decreases as the speed ratio is raised: As the web speed increases, the substrate carries more liquid with it and less liquid is left on the roll surface. However, above the speed ratio at which the dynamic contact line passes through the plane  $x = 0$ , the behavior

of the metered film changes completely. Its thickness increases with speed ratio. At each Capillary Number there is a minimum metered film thickness possible.

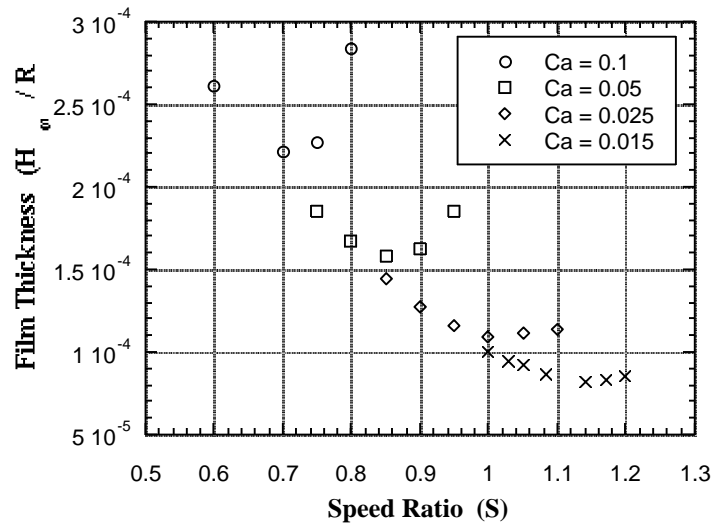


Figure 5: Film thickness of the metered film as a function of speed ratio and Capillary number.

When tensioned web is used to transfer a film to a substrate, it is desired to transfer all or most of the liquid deposited on the roll. Therefore, the metered film thickness has to approach zero. As it is clear from Fig.5, this can not be achieved with the configuration where the web is not wrapping part of the roll. The effect of pushing the roll against the substrate is examined in the following two figures. Figure 6 shows the free surface profile at  $Ca = 0.1$  and  $S = 0.7$  and different roll positions ( $\Delta Y/R$ ). As the roll is pushed against the substrate, the meniscus moves away from the plane  $x = 0$ .

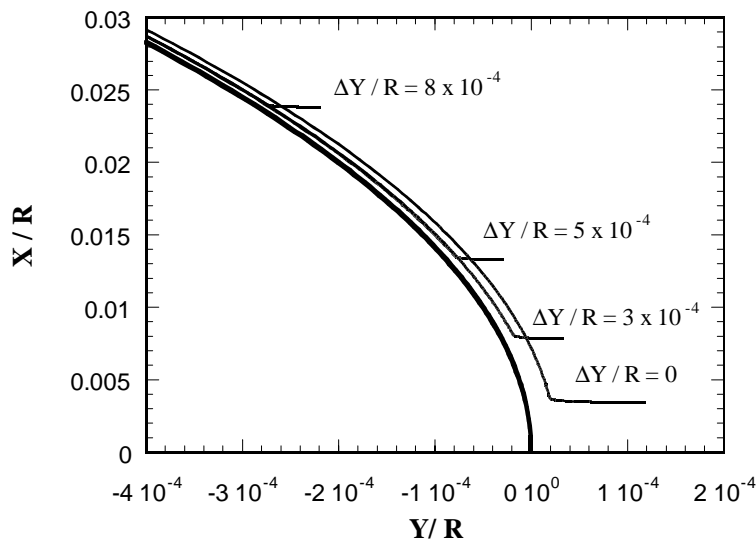


Figure 6: Free surface profile at  $Ca = 0.1$  and  $S = 0.7$  as a function of  $\Delta Y/R$ .

The film thickness at different wrapping angles and speed ratio is shown in Fig. 7. At small wrapping angles, i.e.  $\Delta Y/R < 10^{-4}$ , solutions could be obtained at all speed ratio, and there was a minimum thickness. It occurred at the speed ratio at which the dynamic contact line passed through the place  $x = 0$ , as discussed before. At large wrapping angles, a minimum film thickness was not observed, however there was always a speed ratio above which no two-dimensional, steady state solution could be obtained.

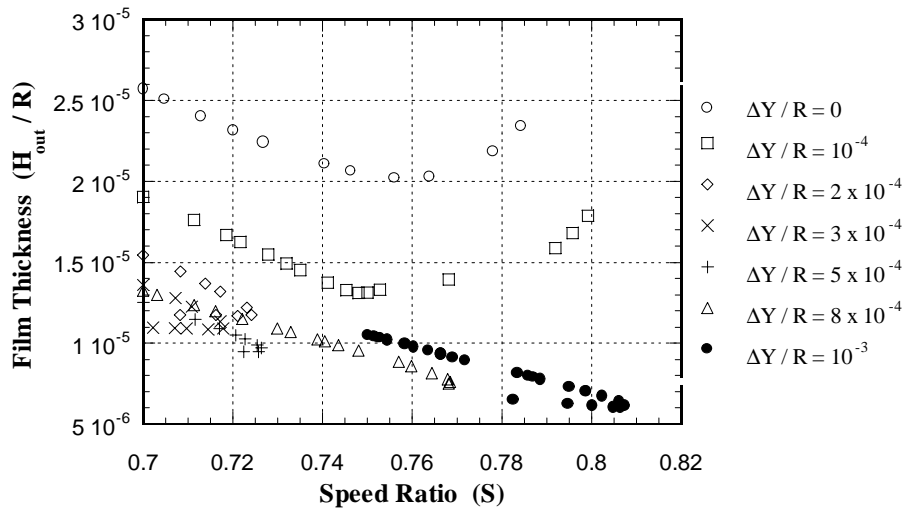


Figure 7: Film thickness of metered film as a function of speed ratio and wrapping angle.

The theoretical predictions are used to construct an operating window for this coating process, i.e. a diagram that shows the process condition as a function of wrapping angle and speed ratio, as shown in Fig.8. The speed ratio at which the turning point occurs is associated with the condition at which the metered film ceases to be continuous in the transverse direction (the flow is not two-dimensional) and breaks into stripes of liquid, generally called rivulets. The speed ratio at which the dynamic contact line passes through the plane  $x = 0$  is associated with the onset of an unstable bead that leads to a coating defect known as seashore. In the figure, the clear region represents the area of stable and two-dimensional flow.

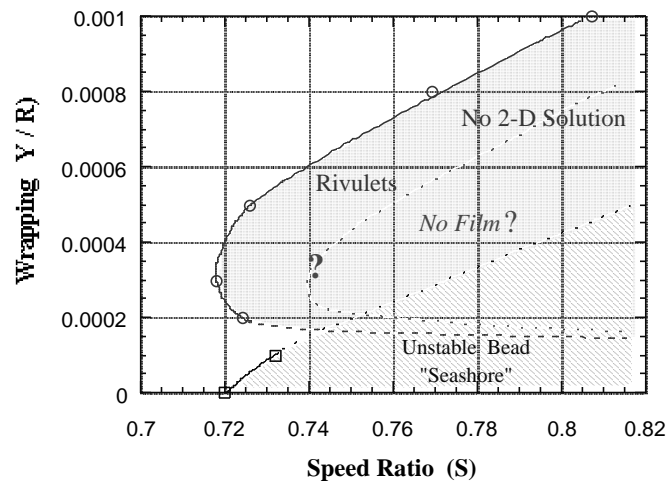


Figure 8: Coating window for the tensioned web roll coating process.

#### 4. FINAL REMARKS

Tensioned web roll coating is used to produce very thin liquid layers at relative small cost. Another important advantage of this method is that the film thickness and quality is fairly insensitive to mechanical tolerances. This work presented a theoretical approach to determine the operating window of this process operating in a reverse mode. The equations

that describe the liquid motion and substrate deformation were solved by the Galerkin / finite element method.

The results show the speed ratio at which the metered film breaks into rivulets and the conditions at which the bead becomes unstable, leading to a coating defect known as seashore. These two limits of operation determined theoretically were validated with some experimental evidences. Figure 9 illustrates flow visualization of the coating bead looked from the back of a transparent applicator roll at two different speed ratio. At speed ratio  $S = 0.75$ , the metered film left on the roll is in the form of rivulets, as predicted by the theoretical model. Rising the speed ratio to even higher values,  $S = 1$ , in Fig.9(b), the coating bead becomes unstable, also as predicted by the model.

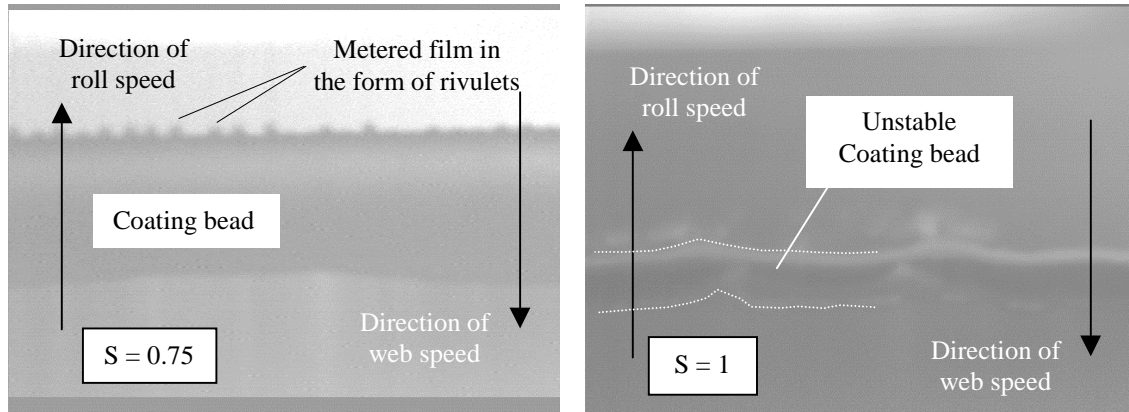


Figure 9: Flow visualization of metered film in the form of rivulets ( $S = 0.75$ ) and unstable coating bead ( $S = 1$ ).

## 5. REFERENCES

- Carvalho M. S. and Scriven L. E. 1997. "Flows in Forward Deformable Roll Coating Gaps: Comparison Between Spring and Plane Strain Model of Roll Cover". *Journal of Computational Physics*, vol.138(2), pp.449-479.
- Eshel A. and Elrod H.G. 1965. "The Theory of Infinitely Wide, Perfectly Flexible, Self-Acting Foil Bearing". *Journal of Basic Engineering*, vol. 87, pp. 831-836.
- Eshel A. and Elrod H.G. 1967. "Stiffness Effects on the Infinitely Wide Foil Bearing". *Journal of Lubrication Technology*, vol. 89}, pp.92-97.
- Kistler S.F. and Scriven L.E. 1983. "Coating Flows. Computational Analysis of Polymer Processing" (Eds. J.R.A. Pearson and S.M. Richardson). Applied Science Publishers, London, pp.243.
- Kistler S.F. and Scriven L.E. 1984. "Coating flow theory by finite element and asymptotic analysis of the Navier-Stokes system". *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 4, pp.207.
- Pranckh F.R. and Coyle D.J. 1997. "Elastohydrodynamic Coating Systems", in *Liquid Film Coating: Scientific Principles and their Technological Implications* (ed. S.F. Kistler and P.M. Schweizer).
- Sakinger P.A., Schunk P.R. and Rao R.R. 1996. "A Newton-Raphson Pseudo-Solid Domain Mapping Technique for Free and Moving Boundary Problems: A Finite Element Implementation". *Journal of Computational Physics*, vol. 125, pp.83-103.

# METODOLOGIA DE IMPOSIÇÃO DE OBSTÁCULOS AO ESCOAMENTO PARA A SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA CAMADA LIMITE ATMOSFÉRICA

**Taygoara Felamingo de Oliveira**

**Luis Felipe de Aguilar Paulinyi**

**Roberto Francisco Bobenrieth Miserda**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica,  
CEP: 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail: [roberto@enm.unb.br](mailto:roberto@enm.unb.br)

## Resumo

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia de imposição de transicionadores de turbulência que permita a obtenção de um perfil médio de velocidades o mais próximo possível da camada limite atmosférica. Para isso um código bidimensional, baseado no método explícito de MacCormack desenvolvido por Bobenrieth (1996), foi adaptado de forma a se conseguir uma metodologia que permitisse a fácil imposição de obstáculos retangulares de dimensões quaisquer em um escoamento de ar, simulado segundo uma discretização em malha única e estruturada. São apresentados resultados para dois casos com disposições diferentes dos obstáculos com a finalidade de mostrar a viabilidade da metodologia obtida.

**Palavras-chave:** Transicionador de turbulência, Camada limite atmosférica

## 1. INTRODUÇÃO

O conhecimento do comportamento da camada limite atmosférica é de grande interesse no projeto de estruturas e edificações pois, uma vez que se conheça o perfil médio de velocidades, pode-se conhecer o tipo de carregamento ao qual a estrutura estará sujeita.

A camada limite atmosférica, além de possuir dimensões muito acima das convencionais, é influenciada pela força de Coriolis induzida pelo movimento de rotação da Terra. Tais fatos implicam em um comportamento tridimensional bastante complexo e de difícil análise. As medidas experimentais realizadas em campo, ficam, sempre, muito prejudicadas sobretudo devido às suas grandes dimensões. Os estudos em túneis aerodinâmicos também são dificultados pois, além da espessura, a intensidade de turbulência e o tamanho característico dos vórtices devem estar em escala com os modelos utilizados, o que nem sempre é fácil de se conseguir. Ainda há o problema da força de Coriolis que em túneis de vento é praticamente impossível de ser reproduzida.

A simulação numérica surge, então, como uma solução eficiente e poderosa, uma vez que permite a adaptação das condições locais, nas quais se deseja analisar o fenômeno de maneira rápida e bastante precisa, sendo possível adicionar o efeito de Coriolis sem problemas. Também é possível através de métodos numéricos chegar aos parâmetros de espessura da camada limite, intensidade de turbulência e tamanho de vórtices já na escala real do problema e, em se tendo facilidade na alteração da rugosidade do terreno, pode-se variar as características dos casos estudados com maior velocidade e precisão.

Inserido nesse contexto, o objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia computacional de imposição de transicionadores de turbulência no plano vertical, perpendicular à superfície da Terra. A simulação é feita segundo uma discretização em malha única e estruturada através do método explícito de MacCormack que será discutido posteriormente. Deseja-se, sobretudo, que a metodologia obtida facilite a variação dos parâmetros topológicos dos transicionadores, e conseqüentemente a rugosidade relativa do

terreno, possibilitando a obtenção de um perfil médio de velocidades, típico da camada limite atmosférica.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático adotado é o sugerido por Bobenrieth (1996). É um modelo compressível para baixos números de Mach aplicado às grandes escalas do escoamento. Nele são resolvidas as equações da continuidade, quantidade de movimento e energia, considerando que o gás em questão é térmica e caloricamente perfeito. As variáveis são todas adimensionalizadas segundo a proposta de Anderson *et al.* (1984), onde:

$$\begin{aligned} x^* &= \frac{x}{L}, \quad y^* = \frac{y}{L}, \quad u^* = \frac{u}{U_\infty}, \quad v^* = \frac{v}{U_\infty}, \quad t^* = \frac{t}{L/U_\infty}, \\ \bar{p}^* &= \frac{\bar{p}}{\rho_\infty U_\infty^2}, \quad \bar{\rho}^* = \frac{\bar{\rho}}{\rho_\infty}, \quad \underline{T}^* = \frac{\underline{T}}{T_\infty}, \quad \underline{e}^* = \frac{\underline{e}}{U_\infty^2}, \quad \underline{\mu}^* = \frac{\underline{\mu}}{\mu_\infty} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Neste texto, as variáveis sublinhadas são filtradas (por um filtro de caixa clássica) e as sobrelinhadas são filtradas e ponderadas pela densidade. O subíndice  $\infty$  representa propriedades do fluido não perturbado.

As equações que compõem o modelo são escritas na forma vetorial como segue:

$$\frac{\partial \bar{U}^*}{\partial t^*} + \frac{\partial \bar{E}^*}{\partial x^*} + \frac{\partial \bar{F}^*}{\partial y^*} = 0; \quad (2.2)$$

onde:

$$\bar{U}^* = \begin{bmatrix} \bar{\rho}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{u}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{v}^* \\ \bar{\rho}^* \left( \underline{e}^* + \frac{(\underline{u}^*)^2 + (\underline{v}^*)^2}{2} \right) \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

$$\bar{E}^* = \begin{bmatrix} \bar{\rho}^* \underline{u}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{u}^* \underline{u}^* + \bar{p}^* - (\underline{\mu}^* - \underline{\mu}_t^*) \underline{S}_{xx}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{u}^* \underline{v}^* - (\underline{\mu}^* - \underline{\mu}_t^*) \underline{S}_{xy}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{u}^* \left( \underline{e}^* + \frac{(\underline{u}^*)^2 + (\underline{v}^*)^2}{2} \right) + \bar{p}^* \underline{u}^* - (\underline{\mu}^* \underline{S}_{xx}^*) \underline{u}^* - (\underline{\mu}^* \underline{S}_{xy}^*) \underline{v}^* - \left( \underline{k}^* + \frac{1}{\gamma} \underline{k}_t^* \right) \frac{\partial \underline{T}^*}{\partial x^*} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\bar{F}^* = \begin{bmatrix} \bar{\rho}^* \underline{v}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{v}^* \underline{u}^* - (\underline{\mu}^* - \underline{\mu}_t^*) \underline{S}_{xy}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{v}^* \underline{v}^* + \bar{p}^* - (\underline{\mu}^* - \underline{\mu}_t^*) \underline{S}_{yy}^* \\ \bar{\rho}^* \underline{v}^* \left( \underline{e}^* + \frac{(\underline{u}^*)^2 + (\underline{v}^*)^2}{2} \right) + \bar{p}^* \underline{v}^* - (\underline{\mu}^* \underline{S}_{xy}^*) \underline{u}^* - (\underline{\mu}^* \underline{S}_{yy}^*) \underline{v}^* - \left( \underline{k}^* + \frac{1}{\gamma} \underline{k}_t^* \right) \frac{\partial \underline{T}^*}{\partial y^*} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Desta forma, a equação (1) tem no seu primeiro termo a equação da continuidade, nos dois termos seguintes, as duas componentes da equação de Navier-Stokes e no seu último

termo, a equação da energia. O modelo de turbulência adotado é o de submalha de Smagorinsky que é baseado na hipótese de equilíbrio termodinâmico das pequenas escalas. A partir desse modelo, pode-se chegar a uma viscosidade turbulenta adimensional dada por:

$$\mu_t^* = R_{e_L}^2 \bar{\rho}^* (C_S \Delta^*)^2 (\underline{S}_{xx}^* + \underline{S}_{yy}^* + \underline{S}_{xy}^*)^{1/2} \quad (2.6)$$

onde  $\Delta$  é o comprimento da aresta do volume de controle,  $C_S$  é a constante de Smagorinsky e  $R_{EL}$  é o número de Reynolds. As componentes do tensor taxa de deformação em forma adimensional são dadas por:

$$\underline{S}_{xx}^* = \frac{2}{3R_{E_L}} \left( 2 \frac{\partial \underline{u}^*}{\partial x^*} - \frac{\partial \underline{v}^*}{\partial y^*} \right); \quad \underline{S}_{yy}^* = \frac{2}{3R_{E_L}} \left( 2 \frac{\partial \underline{v}^*}{\partial y^*} - \frac{\partial \underline{u}^*}{\partial x^*} \right); \quad (2.7), (2.8)$$

$$\underline{S}_{xy}^* = \frac{1}{R_{E_L}} \left( \frac{\partial \underline{u}^*}{\partial y^*} - \frac{\partial \underline{v}^*}{\partial x^*} \right); \quad (2.9)$$

Também são necessárias as equações de estado e a relação entre condutividade e viscosidade que pode ser obtida com a hipótese de número de Prandtl constante, todas adimensionalizadas. Desta forma, o modelo matemático fica completo.

### 3. MÉTODO NUMÉRICO

No presente trabalho é utilizado o método explícito de MacCormack na sua formulação de volumes finitos proposta por Hirsch (1990). Neste método, as equações governantes filtradas e adimensionalizadas que foram condensadas na equação (2.1) são escritas na seguinte forma:

$$\frac{\partial \bar{U}^*}{\partial t^*} + \nabla^* \cdot \bar{\Pi}^* = 0 \quad (3.1)$$

onde:

$$\bar{\Pi}^* = \bar{E}^* \otimes \hat{i} + \bar{F}^* \otimes \hat{j} \quad (3.2)$$

Definindo-se o vetor  $U$  e o tensor  $\Pi$  como sendo as médias volumétricas dos vetor  $\bar{U}^*$  e do tensor  $\bar{\Pi}^*$  em um volume finito genérico e  $S$  como o vetor de superfície, o método propõe que a variação temporal do vetor  $U$  seja calculada em dois passos: preditor e corretor. No primeiro passo, esta variação no intervalo adimensional  $\Delta t$  é predita a partir do valor conhecido do vetor  $U$  no instante de tempo adimensional  $n$ , como:

$$\Lambda U_{i,j}^n = \frac{\Delta t}{V_{i,j}} \left( \Pi_{i+1,j}^n S_{i+1/2} + \Pi_{i,j}^n S_{i-1/2} + \Pi_{i,j+1}^n S_{j+1/2} + \Pi_{i,j}^n S_{j-1/2} \right) \quad (3.3)$$

desta forma, o valor predito do vetor  $U$  no instante de tempo adimensional  $n+1$ , é dado por:

$$U_{i,j}^{n+1} = U_{i,j}^n + \Lambda U_{i,j}^n \quad (3.4)$$



Conhecida esta predição, a variação temporal do vetor  $U$ , neste mesmo intervalo de tempo, é corrigida como:

$$\Delta U_{i,j}^{\overline{n+1}} = \frac{\Delta t}{V_{i,j}} \left( \Pi_{i,j}^{\overline{n+1}} S_{i+1/2} + \Pi_{i-1,j}^{\overline{n+1}} S_{i-1/2} + \Pi_{i,j}^{\overline{n+1}} S_{j+1/2} + \Pi_{i,j-1}^{\overline{n+1}} S_{j-1/2} \right) \quad (3.5)$$

E, finalmente, o valor do vetor  $U$  no instante de tempo  $n+1$  é dado por:

$$U_{i,j}^{n+1} = U_{i,j}^n + \frac{1}{2} \left( \Delta U_{i,j}^n + \Delta U_{i,j}^{\overline{n+1}} \right) \quad (3.6)$$

A precisão do método explícito de MacCormack é de segunda ordem tanto no espaço quanto no tempo e a condição necessária e suficiente para garantir a estabilidade do método é que o número de CFL seja sempre menor do que a unidade.

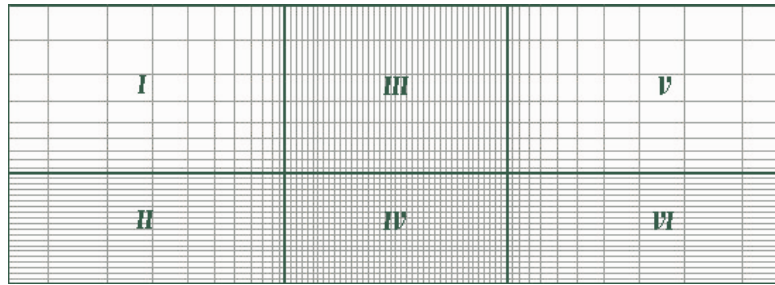
## 4. METODOLOGIA

### 4.1 Domínio e malha computacional

O domínio computacional usado representa o plano vertical perpendicular à superfície da Terra, no qual será desenvolvida uma camada limite turbulenta. É um domínio retangular bastante comprido a fim de proporcionar espaço suficiente para a colocação dos transicionadores além de permitir um desenvolvimento completo da camada limite. A malha usada na discretização do domínio é formada de volumes retangulares de tamanho variável e, de acordo com o formato desses, pode ser subdividida em seis regiões, como está ilustrado na figura 1.

A região IV é onde serão posicionados os transicionadores, é uma região regular, formada por elementos quadrados. Cada uma das outras regiões é constituída de elementos retangulares que vão tornando-se cada vez maiores à medida que se afastam do trecho regular. O tamanho e os fatores de crescimento em cada trecho são independentes.

É preciso que o domínio computacional seja suficientemente grande para que o escoamento não perturbado não sofra a influência dos transicionadores e para que nas fronteiras do domínio as variações das propriedades entre um volume e outro não sejam muito bruscas. Desta forma, obtém-se um domínio computacional muito extenso se comparado com a região de interesse e, conseqüentemente, se o mesmo grau de refinamento de malha fosse utilizado em todo o espaço ter-se-ia uma grande quantidade de pontos de cálculo desnecessários. E por ter isso em vista é que se optou pela utilização de uma malha com as características supra mencionadas.



**Figura 1.** Esquema das malhas utilizadas na discretização do domínio.

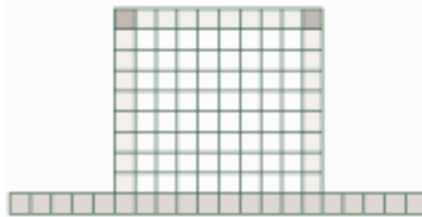
## 4.2 Condições iniciais e de contorno

Inicialmente, todo o domínio está nas condições do escoamento não perturbado. As condições de contorno na fronteira são aplicadas através de volumes virtuais posicionados fora do domínio. Na fronteira referente ao solo, no trecho IV, foi aplicada a condição de não escorregamento do fluido. Para isso, as componentes de velocidade nos volumes virtuais referentes a essa região são sempre opostas às dos volumes reais correspondentes, de forma que a velocidade na fronteira é sempre nula. A massa específica e a energia total nos volumes virtuais são impostas como sendo iguais às dos reais, forçando assim uma fronteira impermeável. Nos trechos II e VI a atualização dos volumes virtuais quanto a massa específica, energia total e a componente vertical da velocidade foi totalmente análoga à feita no trecho IV, no entanto, a componente horizontal não foi anulada, estabelecendo-se assim uma fronteira impermeável mas de livre escorregamento do fluido. Essa condição de contorno, não convencional, foi usada porque o modelo de submalha de Smagorinsky gera uma viscosidade turbulenta muito acima do normal quando utilizado em trechos de malha onde os volumes finitos são muito delgados e a taxa de deformação é muito acentuada, como é caso das primeiras iterações, se a condição fosse de aderência total do fluido à superfície. Na fronteira vertical, à esquerda do domínio, é imposta a condição de escoamento não perturbado e as demais fronteiras são livres ao escoamento.

## 4.3 Imposição dos transicionadores de turbulência

A metodologia de imposição de transicionadores de turbulência consiste em definir regiões da malha (sempre no trecho regular) nas quais serão impostas condições que simulem a presença de um corpo rígido. Para o caso bidimensional, as informações necessárias para a definição do espaço ocupado pelos obstáculos são a coordenada “x” do início da região do transicionador (a coordenada “y” é desnecessária uma vez que pressupõe-se que os obstáculos estão sobre o solo), o comprimento e a altura do mesmo. Essas informações são fornecidas pelo usuário por meio de um arquivo texto cuja primeira linha deve trazer o número de transicionadores e as linhas subseqüentes as informações de localização, comprimento e altura de cada um, sempre em número de volumes.

Uma vez adquiridos os dados a subrotina responsável pela simulação de obstáculos é chamada dentro da rotina de atualização das condições de contorno, tantas vezes quantos forem os transicionadores de turbulência. Internamente, a subrotina de imposição de transicionadores faz a atualização das propriedades, na região referente ao obstáculo, de forma a simular a presença de um corpo rígido. Esta simulação envolve a definição de paredes impermeáveis nas quais o fluido adere completamente e a definição de uma região interna com propriedades constantes. A simulação das paredes do obstáculo é feita através de uma atualização de propriedades semelhante à realizada na região referente ao solo no trecho IV da malha. As propriedades termodinâmicas do fluido da região interna dos obstáculos são as mesmas do escoamento não perturbado, no entanto, sua velocidade é nula.



**Figura 2.** Esquema dos transicionadores

A figura 2 mostra as partes dos transicionadores de turbulência. A região branca é a interna, as paredes impermeáveis são representadas pelo cinza mais claro e, em um tom intermediário, estão representados os volumes virtuais. Nos cantos, destacados pelo cinza mais escuro, as propriedades termodinâmicas são impostas como sendo iguais a média das propriedades dos três volumes reais ao redor deles e a velocidade é sempre nula. Apesar desta condição de contorno acarretar em certa permeabilidade a esses volumes, uma vez que a velocidade na fronteira não é exatamente zero, confere ao programa maior estabilidade, sobretudo nas primeiras iterações.

É importante ressaltar que com essa metodologia os transicionadores são impostos na quantidade que se queira, em qualquer topologia, com extrema facilidade, uma vez que a entrada de dados relativos aos obstáculos é feita de forma muito simplificada.

## 5. RESULTADOS

Foram realizadas duas simulações nas quais usaram-se transicionadores de geometria constante e disposição espacial diferentes. Em ambos os casos, a razão de aspecto (base/altura) dos transicionadores foi de 6/25 e o número de obstáculos é dez, variando-se apenas a distância entre eles. No primeiro caso o espaçamento era de um vez a altura dos obstáculos e, no segundo, de três vezes. A altura dos transicionadores é 100m. As condições do escoamento não perturbado também são iguais para os dois casos.

### 5.1 Primeiro Caso: Distância relativa entre transicionadores de 1H

**Tabela 1.** Condições do escoamento não perturbado.

$P_{\infty}$	101325 Pa
$T_{\infty}$	300 K
$U_{\infty}$	35 m/s
$R_{EL}$	$2.23 \times 10^8$

**Tabela 2.** Características da malha computacional para o caso 1H.

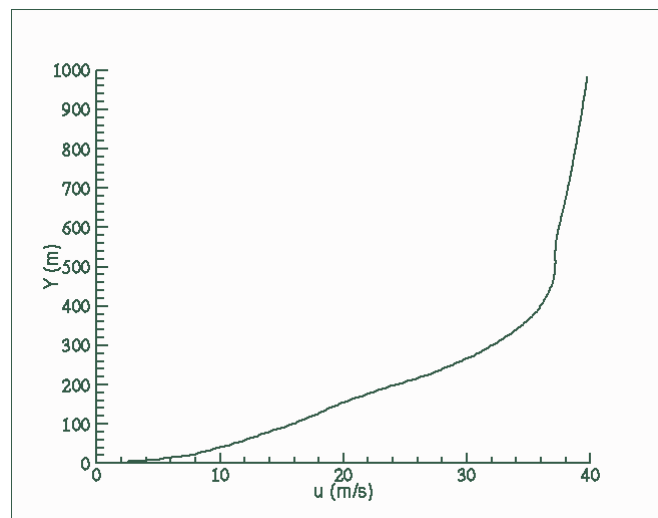
Dimensões do trecho regular (x,y)	(2000 ,300) m
Dimensões das extensões da malha (direita, esquerda e acima)	(1000, 1000, 700) m
Fatores de crescimento em cada trecho estendido	1.2, 1.05, 1.05
Número de volumes do trecho regular	500 x 75

A título de ilustração é apresentado um campo de vorticidade adimensional obtido desta simulação. Originalmente a figura era colorida tendo em seu espectro de cores a indicação da intensidade da propriedade. Também é utilizado o recurso de “gráfico em zebra” a fim de tornar mais clara a visualização.



**Figura 3.** Campo de vorticidade adimensional no instante  $t = 266.4 H/U_\infty$

Apesar de não se ter a mesma riqueza de informações que fornece a versão colorida deste gráfico, pode-se notar a ação dos transicionadores na geração de turbulência. A figura 3 não mostra o domínio computacional inteiro, sendo que toda a parte de malha não regular, anterior aos obstáculos, foi suprimida.



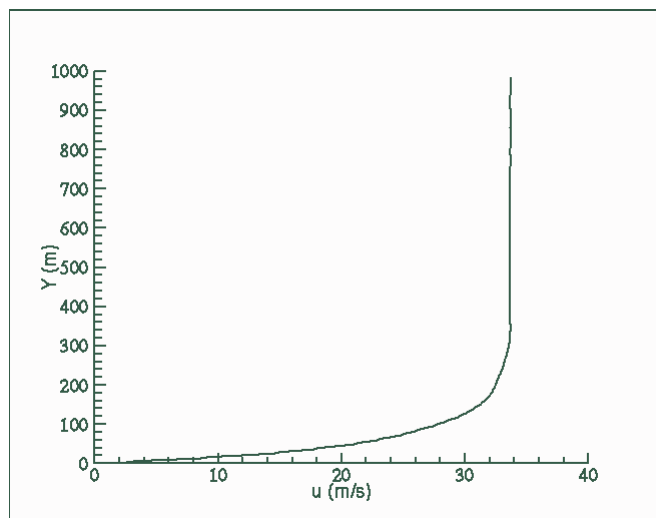
**Figura 4.** Perfil médio de velocidade da camada limite obtida no caso 1H.

## 5.2 Segundo Caso: Distância relativa entre transicionadores de 3H

**Tabela 3.** Características da malha computacional para o caso 3H.

Dimensões do trecho regular (x,y)	(6480 ,300) m
Dimensões das extensões da malha (direita, esquerda e acima)	(1000, 1000, 700) m
Fatores de crescimento em cada trecho estendido	1.2, 1.05, 1.05
Número de volumes do trecho regular	1620 x 75

Neste caso foi necessário uma malha computacional mais comprida para que não se alterasse o número de transicionadores.



**Figura 5.** Perfil médio de velocidade da camada limite obtida no caso 3H.

## 6. CONCLUSÕES

Em outras metodologias de imposição de obstáculos retangulares utilizadas para este mesmo método, a simulação de apenas um transicionador necessitaria de quatro malhas: uma seria o transicionador em si, as demais preencheriam os espaços à direita, à esquerda e acima dele. Já para a imposição de vários obstáculos o número de malhas necessárias seria impraticável. Também deve-se levar em consideração que uma alteração no número de malhas utilizadas significa uma série de alterações no código do programa. Somando-se ao tempo gasto com essa atividade, o de definição e geração das malhas, uma pesquisa sobre a influência da topologia dos transicionadores nas características da camada limite seria muito demorada e desnecessariamente laboriosa. Levando em conta esses fatores, a metodologia proposta e implementada demonstrou ser muito eficiente devido a facilidade da colocação de transicionadores de turbulência e, conseqüentemente, pelo tempo economizado na definição dos casos e no processamento.

A cerca das malhas utilizadas, pode-se dizer que foram eficientes na economia de pontos do domínio computacional; no entanto é preciso enfatizar que a tomada de dados para pesquisa deve ser feita sempre no trecho regular, pois as estruturas turbulentas deterioram-se rapidamente quando submetidas à variações do tamanho dos volumes.

## 7. REFERÊNCIAS

Bobenrieth, R. F. M., 1996, “Simulação Numérica de Grandes Escalas de Escoamentos Turbulentos Através de uma Formulação Compressível para Baixos Números de Mach”, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos, São Paulo.

Anderson, D. A., Tannehill, J. C., Pletcher, R., 1984, “Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer”, Hemisphere Publishing Company, New York.

Hirsch, C., 1990, “Numerical Computation of Internal and External Flows”, John Wiley and Sons, New York.

# AValiação DE MODELOS DE TURBulência DE BAIXO REYNOLDS NA PREDIÇÃO DE ESCOAMENTOS COMPLEXOS

José Diniz Mesquita Abrunhosa

Angela Ourivio Nieckele

Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ, CEP 22453-900, RJ, RJ, Brasil

e-mail: nieckele@mec.puc-rio.br e diniz@mec.puc-rio.br

## Resumo

*Diferentes modelos de turbulência de baixo Reynolds, são avaliados em um escoamento em degrau ('backstep'). Sabe-se que alguns modelos de baixo Reynolds apresentam dificuldades em prever regiões de separação. Esta dificuldade é efetiva em modelos com funções de amortecimento relacionadas a distância adimensional  $y^+$ , a qual baseia-se sobre a tensão cisalhante local na parede. Neste artigo, investiga-se modelos que não fazem uso de  $y^+$  em suas funções de amortecimento. A capacidade de predição dos modelos de baixo Reynolds são avaliadas face as estatísticas obtidas em simulação direta e a medidas experimentais.*

**Palavras-chave:** Turbulência; Baixo Reynolds, Capacidade de predição, 'Backstep'.

## 1. INTRODUÇÃO

Um grande número de escoamentos turbulentos de interesse prático, tem sido preditos, à nível de engenharia, pelos modelos de turbulência de duas equações, sendo o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  certamente o mais popular modelo de turbulência em uso hoje. Este modelo tem sido largamente aplicado na solução de uma variedade de problemas, devido a sua simplicidade e eficiência computacional.

O êxito do modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  na predição de escoamentos cisalhantes internos é, em grande parte, dependente da aplicação das funções empíricas de parede. Estas relacionam as condições de fronteira na superfície sólida ao escoamento fora da subcamada laminar, evitando desta forma o problema da modelagem direta da influência da viscosidade. A validade deste procedimento é, naturalmente, restrita a situações com altos números de Reynolds, onde os efeitos viscosos tornam-se sem importância, ou onde funções de parede universais sejam bem estabelecidas. Contudo, em muitas aplicações tecnologicamente importantes, esta abordagem falha, como, por exemplo, em camadas limites turbulentas com baixo Reynolds, escoamentos separados e problemas onde as propriedades de transporte na parede são importantes. Necessita-se, nestes casos, estender os modelos de turbulência para baixos números de Reynolds e conseqüentemente descrever o escoamento próximo a parede.

Efetivamente, a modelagem de escoamentos incompressíveis turbulentos, na região da parede, iniciou-se, em 1956, com o trabalho de Van Driest. Uma função de amortecimento, para o comprimento de mistura, foi então introduzida, buscando-se considerar os efeitos viscosos próximo à parede. Posteriormente, modificações nas equações de transporte de turbulência, inicialmente obtidas para altos Reynolds, foram introduzidas por Jones e Launder (1972), Launder e Sharma (1974) e muitos outros pesquisadores.

Deste modo, inúmeros modelos de baixo número de Reynolds foram propostos, aplicando-se a condição da fronteira sólida diretamente, sem uso das funções de parede. Em muitos destes modelos, as funções de amortecimento são relacionadas a coordenada de parede  $y^+ = (y u_\tau / \nu)$ , onde  $u_\tau$  é a tensão cisalhante local na parede. Sendo a tensão cisalhante na parede nula, no ponto de reatamento, os resultados computacionais, obtidos com estes modelos, são duvidosos ao redor do referido ponto.

Neste contexto, este trabalho se propôs avaliar, em escoamento complexo, a capacidade de alguns modelos de turbulência de duas equações, para baixo Reynolds, que não fazem uso de  $y^+$  em suas funções de amortecimento. O escoamento turbulento em degrau ('backstep') é um escoamento complexo vastamente documentado na literatura. Uma extensiva simulação direta

deste escoamento, para baixo número de Reynolds, validada pela investigação experimental de Jovic e Driver (1994), foi conduzida por Le et al (1997). Em consequência, o escoamento turbulento em degrau, como simulado diretamente por Le et al., foi aqui utilizado, para se examinar o desempenho dos modelos escolhidos.

Alguns artigos, ao descreverem o escoamento em degrau, fazem referência somente ao número de Reynolds, baseado na velocidade de corrente livre ou na linha de centro do canal de entrada. Este procedimento não especifica a espessura da camada limite da quantidade de movimento, permitindo uma variedade de perfis de velocidade como condição de entrada. Em consequência, outro objetivo do presente estudo é avaliar os efeitos da especificação do perfil de velocidade na entrada sobre o comprimento de reatamento e coeficientes de pressão e atrito.

## 2. SITUAÇÃO FÍSICA

O problema aqui considerado é o escoamento turbulento de um fluido viscoso e incompressível, através de um canal de placas infinitas, com dupla expansão de área. O movimento médio é bidimensional e está em regime permanente. A figura 1 mostra esquematicamente o domínio computacional utilizado na simulação. A entrada foi especificada a uma distância de dez vezes a altura do salto ( $10H$ ), a montante do mesmo. Adotou-se um comprimento de canal, após o salto, de trinta vezes a altura do salto ( $30H$ ). É importante especificar uma distância suficiente à jusante do ponto de recolamento, antes de impor as condições de saída, evitando-se deste modo severos efeitos destas sobre as regiões de recirculação e recuperação do escoamento (Thangam e Speziale, 1992).

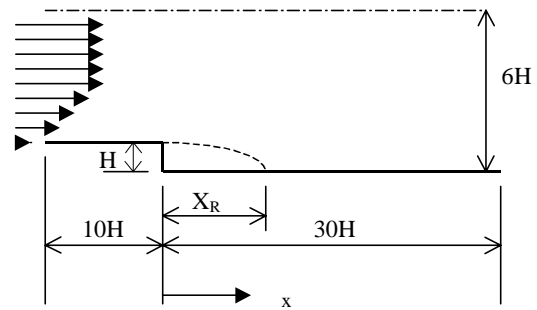


Figura 1 - Canal com salto de área

O canal tem uma altura de cinco vezes a altura do salto ( $5H$ ) na entrada e uma altura correspondente a seis vezes a altura do salto ( $6H$ ) na saída.

A razão de expansão (altura do canal na saída: altura do canal na entrada) é 1,20 e o número de Reynolds é  $Re = (\rho U_c H) / \mu = 5100$ , onde  $U_c$  é a velocidade máxima na entrada e  $H$  altura do salto. Enquanto, o número de Reynolds, baseado na espessura da camada limite da quantidade de movimento ( $Re_\theta = \rho U_c \theta / \mu$ ), é  $Re_\theta = 670$ . As previsões dos modelos foram comparadas com os dados experimentais de Jovic e Driver (1994) e os resultados da simulação direta de Le et al. (1997). Deste modo, a situação física, utilizada neste trabalho, reproduz a configuração adotada pelos citados autores.

## 3. MODELOS MATEMÁTICOS

As equações de governo, para tratar o escoamento turbulento médio, com decomposição de Reynolds, de um fluido viscoso e incompressível, são dadas como:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad \text{e} \quad \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \right] \quad (1)$$

onde  $\bar{u}_i$  são os componentes da velocidade média;  $\bar{P}$  é a pressão;  $\nu$  é a viscosidade cinemática; e  $\tau_{ij}$  é o tensor das tensões de Reynolds ( $\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j}$ ). Nos modelos, baseados sobre a clássica hipótese de Boussinesq, o tensor de tensões de Reynolds toma a forma:

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} + 2 C_\mu f \mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} S_{ij}; \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

onde  $S_{ij}$  é a taxa média do tensor de deformação,  $f_\mu$  é uma função de amortecimento e  $C_\mu$  é uma constante dos modelos.

As equações de governo das quantidades turbulentas, equações modeladas para a energia cinética e sua taxa de dissipação, podem ser expressas genericamente como:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa - \varepsilon + \chi ; \quad P_\kappa = \tau_{ij} S_{ij} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{1}{T_t} P_\kappa - C_2 f_2 \frac{E}{T_t} + \xi \quad (4)$$

onde  $T_t$  é a escala de tempo da turbulência,  $E$  é a dissipação  $\varepsilon$  modificada,  $\chi$  e  $\xi$  são funções de correção das respectivas equações de  $\kappa$  e  $\varepsilon$ , para a região próxima a parede, e  $f_2$  é uma função de amortecimento.  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $\sigma_\kappa$ ,  $\sigma_\varepsilon$  são coeficientes dos modelos. É a especificação de todos estes parâmetros e funções que estabelecerá os diferentes modelos de baixo Reynolds aqui empregados. A fim de satisfazer a restrição de não empregar funções de amortecimento com  $y^+$ , foram selecionados os modelos  $\kappa$ - $\varepsilon$  de baixo Reynolds de Launder e Sharma (1974), referenciado por LS, de Sakar (Sakar & So, 1997), referenciado por SA, de Myong e Kasagi modificado (Chen et al., 1998), referenciado por MKM, e o modelo de Yang e Shih (1993), referenciado por YS. Para adotar um valor nulo de  $\varepsilon$  na parede, Launder e Sharma essencialmente não resolvem a equação 4, para a dissipação verdadeira  $\varepsilon$ . A variável efetivamente resolvida no modelo LS é a pseudo dissipação  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon - 2\nu(\partial\sqrt{\kappa}/\partial x_j)^2$ . Os diferentes parâmetros e funções de cada modelo estão resumidos nas tabelas 1 e 2. Os números de Reynolds que aparecem nestas tabelas são definidos como  $Ret = \kappa^2/\nu\varepsilon$ ,  $Rey = y\sqrt{\kappa}/\nu$  e  $Red = (\varepsilon\nu)^{1/4}y/\nu$ . Na tabela 1,  $\varepsilon^*$ , utilizado pelo modelo SA em  $\xi$ , é dado por  $\varepsilon^* = \varepsilon - 2\nu\kappa/y^2$ .

Tabela 1. Funções de correção para parede e constantes dos modelos avaliados

Modelo	LS	SA	YS	MKM
$T_t$	$\kappa/\varepsilon$	$\kappa/\varepsilon$	$(\kappa/\varepsilon) + (\nu/\varepsilon)^{1/2}$	$\kappa/\varepsilon$
$\chi$	$-2\nu(\partial\sqrt{\kappa}/\partial x_j)^2$	0,0	0,0	0,0
$E$	$\bar{\varepsilon}$	$\bar{\varepsilon}$	$\varepsilon$	$\varepsilon$
$\xi$	$2\nu_t\nu \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) \right]^2$	$\exp[-(Ret/40)^2] * [-0,57(\varepsilon E)/\kappa + 0,5(\varepsilon^*)^2/\kappa - 2,25 \varepsilon/\kappa P_\kappa]$	$2\nu_t\nu \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) \right]^2$	0,0
$\sigma_\kappa$	1,00	1,00	1,00	1,40
$\sigma_\varepsilon$	1,30	1,45	1,30	1,30
$C_1$	1,44	1,50	1,44	1,40
$C_2$	1,92	1,83	1,92	1,80
$C_\mu$	0,090	0,096	0,090	0,090

Tabela 2. Funções de amortecimento dos modelos avaliados

Modelo	$f_\mu$	$f_2$
LS	$\exp[-3,4/(1,0+Ret/50)^2]$	$1,0 - 0,3\exp(-Ret^2)$
SA	$\left(1 + 3/Ret^{3/4}\right) \left[1 + 80\exp(-Red)\right] \left[1 - \exp\left(-Red/43 - Red^2/330\right)\right]^2$	1,00
YS	$\left[1 - \exp\left(-1,5 \times 10^{-3}Rey - 5,0 \times 10^{-7}Rey^3 - 10^{-10}Rey^5\right)\right]^{1/2}$	1,00
MKM	$\left(1 + 3,45/\sqrt{Ret}\right) \left[1 - \exp\left(-1,85 \times 10^{-3}Rey - 1,05 \times 10^{-4}Rey^2\right)\right]^{1/2}$	1,00



#### 4. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Em todas as superfícies sólidas, utilizou-se a condição de contorno de não deslizamento, para as velocidades e energia cinética turbulenta ( $\bar{u} = \bar{v} = \kappa = 0$ ), enquanto a condição para  $\varepsilon$  é específica de cada modelo. Como o modelo LS resolve a forma reduzida da dissipação, sua condição de contorno é  $\varepsilon_w = 0$ . A condição  $\varepsilon_w = 2\nu \left( \frac{\partial \sqrt{\kappa}}{\partial n} \right)_w^2$  é adotada pelos modelos YS e SA, enquanto o modelo MKM utiliza  $\varepsilon_w = (4\nu \kappa_1 / y_1^2) - \varepsilon_1$ , onde 'w' e '1' denotam, respectivamente, parede e primeiro ponto interno da malha. Já 'n' é a coordenada normal a parede. Na linha de simetria, fronteira superior ( $y=6H$ ), impôs-se variação nula na direção transversal para  $\bar{u}$ ,  $\kappa$ , e  $\varepsilon$  e nula a componente transversal da velocidade ( $\bar{v} = 0$ ). O perfil de velocidade média axial na entrada, ( $\bar{u}(y)$ ), é obtido do perfil de camada limite, para  $Re_\theta = 670$ , onde  $\theta$  é espessura da camada limite da quantidade de movimento. A espessura da camada limite é  $\delta_{99} = 1,2H$ . O número de Reynolds, baseado na velocidade de corrente livre e altura do salto, é  $Re = 5100$ . Os perfis de  $\kappa$  e  $\varepsilon$  foram impostos como  $\kappa = 0,005(\bar{u}(y))^2$  e  $\varepsilon = 4,0 \times 10^2 \kappa^2$ . O perfil de velocidade uniforme e o perfil com  $Re_\theta = 595$  foram especificados para estudo comparativo dos resultados. Na saída adotou-se como condição de contorno a hipótese de difusão nula.

#### 5. MÉTODO NUMÉRICO

As equações de governo (Eq. 1 a 4) foram resolvidas utilizando o método de volumes finitos (Patankar, 1980). A solução em regime permanente foi obtida pela resolução do sistema de equações algébricas, utilizando-se a técnica da sub-relaxação, com aplicação repetida do algoritmo TDMA linha por linha (Patankar, 1980). Para aumentar a velocidade de convergência, utilizou-se o algoritmo de correção por blocos (Settari e Aziz, 1973).

Uma malha não uniforme, com 222x132 pontos nodais, foi utilizada nos cálculos. Concentrou-se os pontos nas regiões próximas a parede, garantindo-se um mínimo de 8 pontos na região de  $y^+ < 11$  e 22 pontos na região de  $y^+ < 50$ .

Para a convergência da solução numérica, controlou-se os resíduos da equação da continuidade e das equações de conservação de todas as outras variáveis. A solução foi considerada convergida, quando o resíduo da equação de conservação de massa foi da ordem de  $10^{-11}$ . No caso das outras equações de conservação, requereu-se que a razão entre o resíduo máximo de cada equação e o valor do resíduo inicial fosse da ordem de  $10^{-4}$ .

#### 6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Inicialmente serão apresentados os resultados dos diversos modelos referentes ao ponto de recolamento, recirculação secundária, perfis de velocidade média, tensões de Reynolds, coeficiente de atrito e coeficiente de pressão, os quais foram obtidos com o perfil de velocidade de camada limite para  $Re_\theta = 670$ . Os resultados são comparados aos dados experimentais de Jovic e Driver (1994) e aos resultados da simulação direta de Le et al (1997).

A posição, na qual a tensão de cisalhamento na parede se anula ( $\tau_w = 0$ ), indica os seguintes pontos de recolamento, para a recirculação principal: (a) modelo LS: 5,43H; (b) modelo SA: 6,41H; (c) modelo MKM: 5,17H; (d) modelo YS: 5,04H. O ponto de recolamento medido experimentalmente varia entre 6,0H e 6,1H, enquanto a simulação direta obteve 6,28H. Da análise dos resultados, verificou-se que o modelo YS é o que apresenta a menor região de recirculação principal. Já o modelo SA é o que prediz a maior região, sendo esta inclusive maior que a experimental e a da simulação direta.

Experimentalmente observou-se a existência de uma região de pequena recirculação, girando no sentido anti-horário, junto a parte inferior da parede vertical do salto, a chamada região de recirculação secundária. Na simulação direta esta região se estende até 1,76H na

direção  $x$  e até  $0,8H$  na direção  $y$ . Nos modelos testados foram obtidos os seguintes limites, em  $x$  e  $y$  respectivamente, para a referida região: (a) modelo LS:  $0,88H$  e  $0,32H$ ; (b) modelo SA:  $0,64H$  e  $0,11H$ ; (c) modelo MKM:  $0,45H$  e  $0,11H$ ; (d) modelo YS:  $0,55H$  e  $0,11H$ . Verifica-se assim que todos os modelos subpredizem a região de recirculação secundária, sendo o modelo de Launder e Sharma aquele que mais se aproxima da simulação direta. O modelo SA, apesar de prever uma região de recirculação principal maior que a simulação direta, subavalia a recirculação secundária.

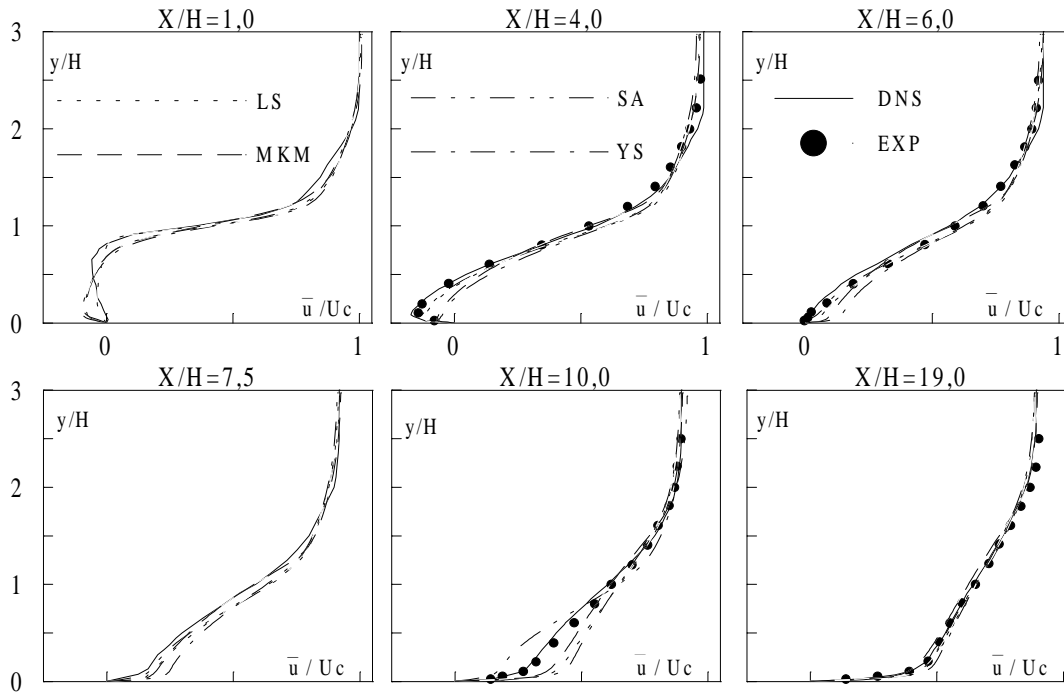


Figura 2 – Perfil de velocidade média ( $\bar{u}/U_c$ )

A Figura 2 apresenta, em seis seções transversais selecionadas, a comparação dos perfis de velocidade média, preditos pelos modelos, com os dados experimentais e com os resultados da simulação direta (Le et al., 1997). Na seção  $x/H=1,0$ , a simulação direta ainda apresenta recirculação secundária, sendo que os modelos não conseguem reproduzir este comportamento. No modelo LS as velocidades negativas são menores, em relação aos outros modelos, mas a espessura da recirculação principal é a maior, aproximando-se da espessura gerada pela simulação direta. Isto talvez se dê pelo fato da simulação direta ainda ter recirculação secundária. De um modo geral, verifica-se que, próximo à parede, os modelos não conseguem reproduzir o comportamento obtido na simulação direta. Na altura correspondente à camada de cisalhamento, o modelo MKM é o que mais se aproxima da simulação direta. Na seção  $x/H=4,0$ , observa-se que, dentro da região de recirculação, os modelos MKM e YS afastam-se acentuadamente do padrão experimental e da simulação direta. Os melhores resultados, junto a parede, são os preditos pelos modelos LS e SA, sendo o último superior. Em  $x/H=6,0$ , todas as velocidades dos modelos YS, MKM e LS são positivas, já tendo sido iniciada, nestes modelos, a recuperação do escoamento. A antecipação da recuperação é mais efetiva no modelo YS. Em contrapartida, o modelo SA, a simulação direta e os dados experimentais ainda apresentam velocidades negativas, junto à parede, nesta seção. Na seção  $x/H=7,5$ , a recuperação do escoamento é efetiva em todos os modelos e na simulação direta. O comportamento do modelo SA é aquele que mais se aproxima da simulação direta, enquanto o modelo YS, ao gerar velocidades maiores junto a parede, se afasta efetivamente desse comportamento. Em  $x/H=10,0$ , o modelo LS, diferentemente das outras seções, apresenta, junto à parede, velocidades positivas maiores que as geradas pelo modelo MKM, mostrando assim uma maior recuperação do escoamento. O modelo SA, junto

à parede, se mostra, agora, atrasado em relação ao perfil da simulação direta. O seu comportamento, junto à parede, é totalmente diferente dos outros modelos, função destes terem uma recuperação antecipada do escoamento. Em  $x/H=19,0$ , os modelos reproduzem bem os dados experimentais e da simulação direta, sendo que os modelos SA e LS são os que predizem melhor o comportamento dos dados. O modelo SA, que em  $x/h=10,0$  encontrava-se atrasado face aos referidos dados, prediz agora velocidades maiores, enquanto o modelo MKM está atrasado, confirmando uma tendência de recuperação lenta do perfil neste modelo.

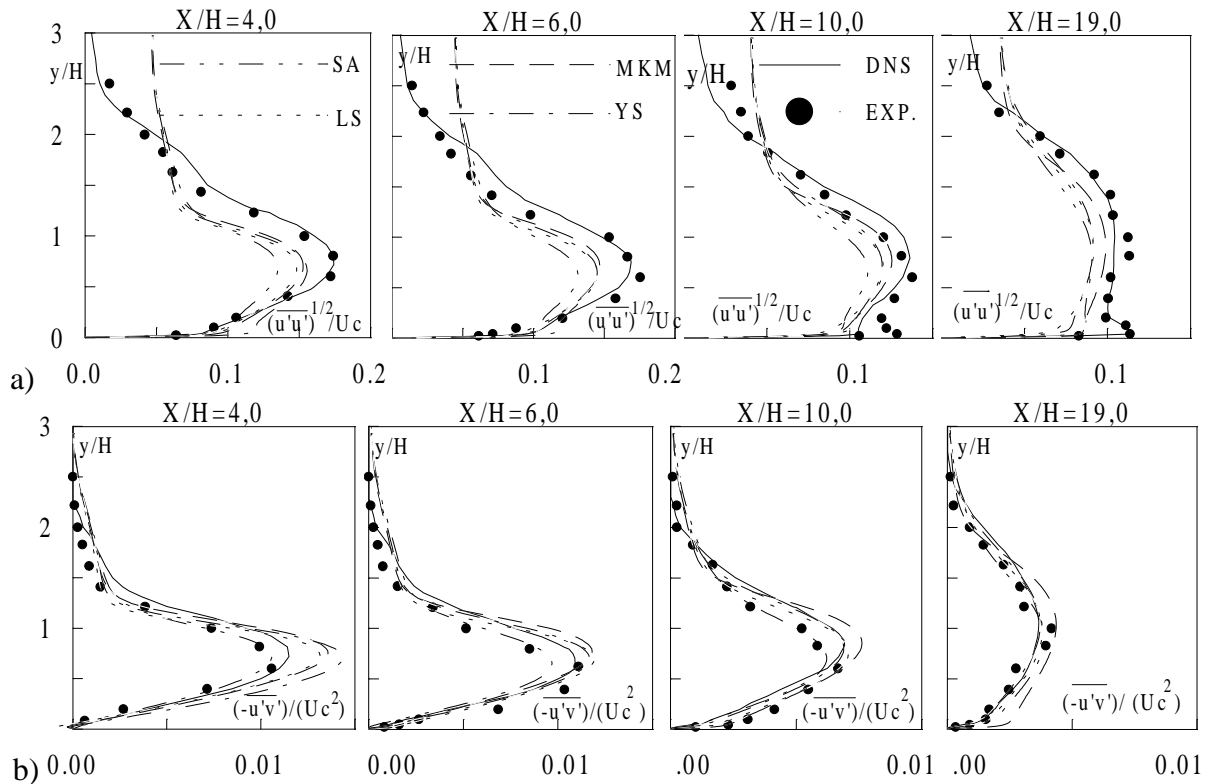


Figura 3 – Perfis de tensão de turbulência: a)  $(\overline{u'u'})^{1/2}/U_c$ ; b)  $(-\overline{u'v'})/(U_c^2)$

As predições dos modelos, para a tensão de turbulência  $(\overline{u'u'})^{1/2}/U_c$ , são apresentadas na figura 3:a). Na seção  $x/H=4,0$ , o modelo YS tem um pico relativo, junto à parede. Este comportamento não está presente na simulação direta, nos dados experimentais e nos outros modelos. Na região da parede, os modelos predizem tensões maiores que a simulação direta e os dados experimentais. Contudo, na região de recirculação, os modelos subavaliam esta estatística, embora qualitativamente os perfis reproduzam o perfil da simulação direta. Acima da ordenada  $y/H=2$ , os modelos voltam a gerar tensões maiores. Em  $x/H=6,0$ , junto à parede, os modelos, com exceção de YS, geram valores próximos aos preditos pela simulação direta. O modelo YS, nesta região, produz perfis maiores que o experimental e o da simulação direta. Já para  $x/H=10,0$ , na região da parede, a tensão é subavaliada por todos os modelos. O pico relativo, agora previsto tanto experimentalmente como na simulação direta, não é reproduzido pelos modelos LS e MKM, enquanto os modelos SA e YS o predizem levemente. Em  $x/H=19,0$ , o modelo SA reproduz qualitativamente o comportamento dos dados experimentais. Os modelos LS e YS subavaliam fortemente a referida tensão junto a parede.

Os perfis da tensão cisalhante turbulenta  $(-\overline{u'v'})/(U_c^2)$ , são comparados na figura 3:b). De um modo geral os modelos tem um bom desempenho na região da parede. As exceções são o perfil gerado por YS em  $x/H=4,0$  e o perfil gerado pelo modelo MKM em  $x/H=19,0$ . Em  $x/H=4,0$ , os modelos LS e SA geram perfis próximos do experimental e da simulação direta, enquanto o modelo YS prediz as maiores tensões, afastando-se destes dados. Na região de máxima tensão, os modelos LS, YS e MKM predizem tensões maiores que os resultados da

simulação direta. Já o modelo SA obtém tensões menores, embora reproduza qualitativamente o comportamento da simulação direta e concorde com os dados experimentais. Em  $x/H=6,0$ , mais uma vez, as tensões dos modelos LS, YS e MKM são maiores que os dados experimentais e da simulação direta, enquanto o modelo SA subavalia esta estatística na região da camada de cisalhamento. Já para  $x/H=10,0$ , o máximo do modelo SA está próximo do experimental, enquanto o máximo dos outros modelos aproxima-se do previsto pela simulação direta. Na seção  $x/H=19,0$ , o modelo MKM não reproduz a tendência dos resultados obtidos por Le et al. (1997). Suas tensões são maiores que os dados experimentais e os resultados da simulação direta. Os outros modelos obtém bons resultados nesta seção.

O coeficiente de atrito ( $C_f$ ), definido como  $C_f = (2u_\tau^2 / \rho U c^2)$ , onde  $u_\tau$  é velocidade de atrito, foi levantado na parede inferior após o salto. As variações deste coeficiente identificam a localização das regiões de recirculação (principal e secundária) e refletem a precisão do processo difusivo junto à parede. Na figura 4:a), os resultados obtidos pelos modelos são representados. Verifica-se que tanto na região de recirculação secundária quanto na parte inicial da região de recirculação principal, os modelos não reproduzem bem a simulação direta. A partir do máximo inferior até aproximadamente  $x/H=10$ , o modelo SA prediz corretamente o comportamento obtido pela simulação direta. Na parte final do domínio, os modelos LS e YS aproximam-se da curva da simulação direta, enquanto o modelo SA afasta-se dessa curva. O modelo MKM é o que mais se distancia do padrão da simulação direta.

O coeficiente de pressão foi definido como  $C_p = (P - P_c) / (U c^2)$ , onde  $P_c$  é a pressão sobre a linha de centro na entrada. As variações deste coeficiente obtidas pelos modelos, na região após o salto, são comparadas, nas Figura 4:b). Os modelos LS e SA apresentam os melhores resultados. O modelo SA prediz muito bem os dados experimentais e o comportamento da simulação direta a partir de  $x/H=2,5$ . O modelo LS reproduz melhor o comportamento até  $x/H=2,5$ , afastando da curva de referência na região do ponto de recolamento.

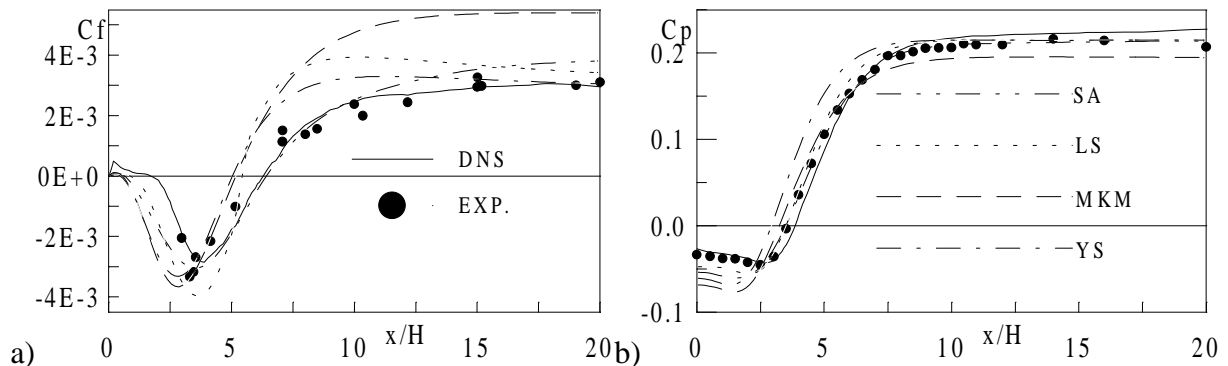


Figura 4 – Comparação dos coeficientes para  $Re_\theta=670$ : a) atrito; b) pressão

Na simulação do escoamento, tendo o perfil de velocidade uniforme e o correspondente a  $Re_\theta=595$ , como condição de entrada, utilizou-se somente os modelos LS e SA. Para o perfil uniforme, o modelo SA obteve um recolamento em  $x/H=6,59$  e, para  $Re_\theta=595$ , o final da recirculação se deu em  $x/H=6,33$ , enquanto no caso original o modelo prediz  $6,41$ . O mesmo comportamento ocorreu com o modelo LS: a) perfil uniforme:  $5,20H$ ; b)  $Re_\theta=595$ :  $5,47H$ ; c)  $Re_\theta=670$ :  $5,43H$ . As figuras 5:a) e 5:b) mostram as curvas de coeficiente de atrito e pressão obtidas pelo modelo SA, para os diversos perfis. Verifica-se destas figuras que, para  $Re_\theta=595$ , as diferenças são pequenas, enquanto para o perfil uniforme a diferença é acentuada. O mesmo comportamento ocorreu com o modelo LS. O fato dos resultados apresentarem pequena diferença, entre  $Re_\theta=670$  e  $Re_\theta=595$ , deve-se a extensão utilizada no canal de entrada, antes do salto ( $10H$ ). Ensaios realizados com o modelo LS, em um configuração sem canal de entrada, mostraram diferenças mais efetivas. Investigou-se também a condição de entrada de  $\kappa$  e  $\epsilon$ , verificando-se, neste caso, que praticamente não há influência sobre o escoamento.

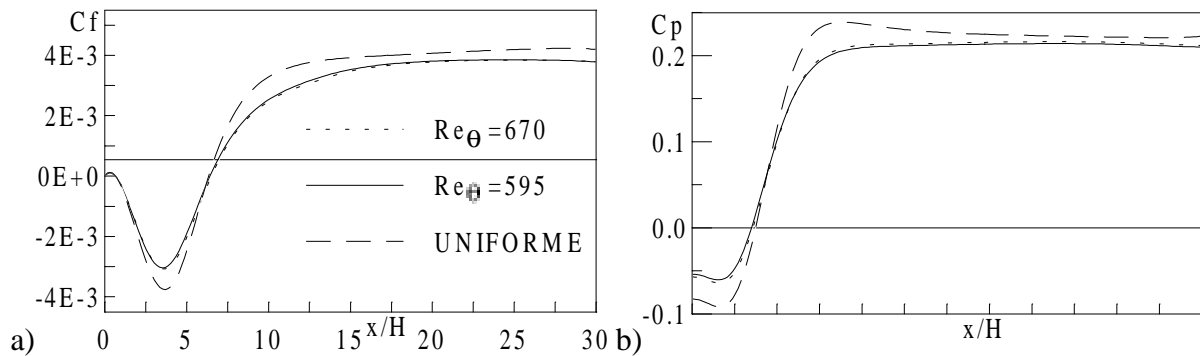


Figura 5 – Comparação dos coeficientes para dois  $Re_\theta$ , modelo SA: a) atrito; b) pressão

## 7. CONCLUSÕES

Quatro modelos de turbulência de duas equações, tipo  $\kappa$ - $\epsilon$ , com extensão para a região da parede, foram empregados, para calcular um escoamento turbulento complexo ('backstep'), do qual dados experimentais e resultados de simulação direta encontravam-se disponíveis (Le et al.,1997). Os resultados indicam claramente um limitado desempenho dos vários modelos, para descrever, junto à parede, este tipo de escoamento. A análise global dos resultados revela uma performance superior dos modelos SA e LS. Contudo, registra-se que mesmo estes modelos obtiveram sucesso parcial na região da parede. Da simulação direta, sabe-se que o termo do gradiente de pressão-velocidade, da equação de  $\kappa$ , é muito significativo na região da parede ( $y^+ < 10$ ) neste tipo de escoamento. É a difusão de pressão que irá contrabalançar a dissipação e os termos de transporte de turbulência, na região da parede (Le et al.,1997). Talvez a deficiência efetiva dos modelos venha do fato da difusão de pressão ser basicamente desprezada nestes modelos. Já do estudo comparativo dos resultados, obtidos com diversos perfis de velocidade na entrada, verificou-se que mesmo pequenas perturbações no perfil de velocidade provocam diferenças sensíveis nos resultados. Esta constatação indica que a definição do perfil de velocidade na entrada é fundamental para análise deste tipo escoamento.

## 8. REFERÊNCIA

- Chen, S., Lai, J., Milthorp, J., Mudford, N.,1998, A New modified Low-Reynolds-Number  $\kappa$ - $\epsilon$  Model, 29<sup>th</sup> AIAA Fluid Dynamics Conference;
- Jones, W. P., and Launder, B. E., 1972, The Prediction of Laminarization with Two-eq. Model of Turbulence, Int. J. Heat Mass Transfer, 15, pp. 178-203;
- Jovic, S., and Driver, D., 1994, Backward-facing step measurement at low Reynolds number,  $Re_h = 5000$ . NASA Tech. Mem. 108807;
- Launder, B. E., and Sharma, B. I., 1974, Application of the Energy Dissipation Model of Turb. to the Calc. of Flow Near a Spinning Disc, Lett.Heat Mass Transfer, 1, pp. 131-138;
- Le, H., Moin, P., and Kim, J., 1997, Direct Numerical Simulation of Turbulent Flow Over a Backward Facing Step, J. Fluid Mech., vol. 330,pp.349-374;
- Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer e Fluid Flow, Mcgraw-Hill;
- Sakar, A., and So, R. M. C., 1997, A Critical Evaluation of Near-wall Two-Eq. Models Against Direct Numerical Simulation Data, Int. J. Heat and Fluid Flow 18, pp. 197-208;
- Settari, A., and Aziz, K., 1973, A Generalization of the Additive Correction Methods for the Iterative Solution of Matrix Eq., SIAM J. of numerical Analysis, Vol. 10, pp. 506-521
- Thangam, S., and Speziale, C. G., 1992, Turbulent Flow Past a Backward Facing Step: A Critical Evaluation of Two-Eq. Models , AIAA Journal, Vol. 30, n° 5, pp. 1314-1320;
- Yang, Z., and Shih, T. H., 1993, New Time Scale Based  $\kappa$ - $\epsilon$  Model for Near-Wall Turbulence, AIAA J., 31, pp. 1191-1198.

# AValiação DE MODELOS DE TURBulência DE BAIXO REYNOLDS NA PREDIÇÃO DE ESCOAMENTOS COMPLEXOS

José Diniz Mesquita Abrunhosa

Angela Ourivio Nieckele

Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ, CEP 22453-900, RJ, RJ, Brasil

e-mail: nieckele@mec.puc-rio.br e diniz@mec.puc-rio.br

## Resumo

*Diferentes modelos de turbulência de baixo Reynolds, são avaliados em um escoamento em degrau ('backstep'). Sabe-se que alguns modelos de baixo Reynolds apresentam dificuldades em prever regiões de separação. Esta dificuldade é efetiva em modelos com funções de amortecimento relacionadas a distância adimensional  $y^+$ , a qual baseia-se sobre a tensão cisalhante local na parede. Neste artigo, investiga-se modelos que não fazem uso de  $y^+$  em suas funções de amortecimento. A capacidade de predição dos modelos de baixo Reynolds são avaliadas face as estatísticas obtidas em simulação direta e a medidas experimentais.*

**Palavras-chave:** Turbulência; Baixo Reynolds, Capacidade de predição, 'Backstep'.

## 1. INTRODUÇÃO

Um grande número de escoamentos turbulentos de interesse prático, tem sido preditos, à nível de engenharia, pelos modelos de turbulência de duas equações, sendo o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  certamente o mais popular modelo de turbulência em uso hoje. Este modelo tem sido largamente aplicado na solução de uma variedade de problemas, devido a sua simplicidade e eficiência computacional.

O êxito do modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  na predição de escoamentos cisalhantes internos é, em grande parte, dependente da aplicação das funções empíricas de parede. Estas relacionam as condições de fronteira na superfície sólida ao escoamento fora da subcamada laminar, evitando desta forma o problema da modelagem direta da influência da viscosidade. A validade deste procedimento é, naturalmente, restrita a situações com altos números de Reynolds, onde os efeitos viscosos tornam-se sem importância, ou onde funções de parede universais sejam bem estabelecidas. Contudo, em muitas aplicações tecnologicamente importantes, esta abordagem falha, como, por exemplo, em camadas limites turbulentas com baixo Reynolds, escoamentos separados e problemas onde as propriedades de transporte na parede são importantes. Necessita-se, nestes casos, estender os modelos de turbulência para baixos números de Reynolds e conseqüentemente descrever o escoamento próximo a parede.

Efetivamente, a modelagem de escoamentos incompressíveis turbulentos, na região da parede, iniciou-se, em 1956, com o trabalho de Van Driest. Uma função de amortecimento, para o comprimento de mistura, foi então introduzida, buscando-se considerar os efeitos viscosos próximo à parede. Posteriormente, modificações nas equações de transporte de turbulência, inicialmente obtidas para altos Reynolds, foram introduzidas por Jones e Launder (1972), Launder e Sharma (1974) e muitos outros pesquisadores.

Deste modo, inúmeros modelos de baixo número de Reynolds foram propostos, aplicando-se a condição da fronteira sólida diretamente, sem uso das funções de parede. Em muitos destes modelos, as funções de amortecimento são relacionadas a coordenada de parede  $y^+ = (y u_\tau / \nu)$ , onde  $u_\tau$  é a tensão cisalhante local na parede. Sendo a tensão cisalhante na parede nula, no ponto de reatamento, os resultados computacionais, obtidos com estes modelos, são duvidosos ao redor do referido ponto.

Neste contexto, este trabalho se propôs avaliar, em escoamento complexo, a capacidade de alguns modelos de turbulência de duas equações, para baixo Reynolds, que não fazem uso de  $y^+$  em suas funções de amortecimento. O escoamento turbulento em degrau ('backstep') é um escoamento complexo vastamente documentado na literatura. Uma extensiva simulação direta

deste escoamento, para baixo número de Reynolds, validada pela investigação experimental de Jovic e Driver (1994), foi conduzida por Le et al (1997). Em consequência, o escoamento turbulento em degrau, como simulado diretamente por Le et al., foi aqui utilizado, para se examinar o desempenho dos modelos escolhidos.

Alguns artigos, ao descreverem o escoamento em degrau, fazem referência somente ao número de Reynolds, baseado na velocidade de corrente livre ou na linha de centro do canal de entrada. Este procedimento não especifica a espessura da camada limite da quantidade de movimento, permitindo uma variedade de perfis de velocidade como condição de entrada. Em consequência, outro objetivo do presente estudo é avaliar os efeitos da especificação do perfil de velocidade na entrada sobre o comprimento de reatamento e coeficientes de pressão e atrito.

## 2. SITUAÇÃO FÍSICA

O problema aqui considerado é o escoamento turbulento de um fluido viscoso e incompressível, através de um canal de placas infinitas, com dupla expansão de área. O movimento médio é bidimensional e está em regime permanente. A figura 1 mostra esquematicamente o domínio computacional utilizado na simulação. A entrada foi especificada a uma distância de dez vezes a altura do salto ( $10H$ ), a montante do mesmo. Adotou-se um comprimento de canal, após o salto, de trinta vezes a altura do salto ( $30H$ ). É importante especificar uma distância suficiente à jusante do ponto de recolamento, antes de impor as condições de saída, evitando-se deste modo severos efeitos destas sobre as regiões de recirculação e recuperação do escoamento (Thangam e Speziale, 1992).

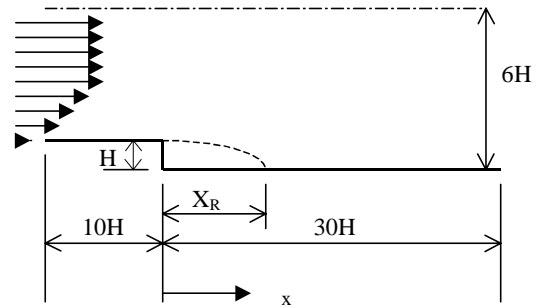


Figura 1 - Canal com salto de área

O canal tem uma altura de cinco vezes a altura do salto ( $5H$ ) na entrada e uma altura correspondente a seis vezes a altura do salto ( $6H$ ) na saída.

A razão de expansão (altura do canal na saída: altura do canal na entrada) é 1,20 e o número de Reynolds é  $Re = (\rho U_c H) / \mu = 5100$ , onde  $U_c$  é a velocidade máxima na entrada e  $H$  altura do salto. Enquanto, o número de Reynolds, baseado na espessura da camada limite da quantidade de movimento ( $Re_\theta = \rho U_c \theta / \mu$ ), é  $Re_\theta = 670$ . As previsões dos modelos foram comparadas com os dados experimentais de Jovic e Driver (1994) e os resultados da simulação direta de Le et al. (1997). Deste modo, a situação física, utilizada neste trabalho, reproduz a configuração adotada pelos citados autores.

## 3. MODELOS MATEMÁTICOS

As equações de governo, para tratar o escoamento turbulento médio, com decomposição de Reynolds, de um fluido viscoso e incompressível, são dadas como:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad \text{e} \quad \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \right] \quad (1)$$

onde  $\bar{u}_i$  são os componentes da velocidade média;  $\bar{P}$  é a pressão;  $\nu$  é a viscosidade cinemática; e  $\tau_{ij}$  é o tensor das tensões de Reynolds ( $\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j}$ ). Nos modelos, baseados sobre a clássica hipótese de Boussinesq, o tensor de tensões de Reynolds toma a forma:

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} + 2 C_\mu f \mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} S_{ij}; \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

onde  $S_{ij}$  é a taxa média do tensor de deformação,  $f_\mu$  é uma função de amortecimento e  $C_\mu$  é uma constante dos modelos.

As equações de governo das quantidades turbulentas, equações modeladas para a energia cinética e sua taxa de dissipação, podem ser expressas genericamente como:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa - \varepsilon + \chi ; \quad P_\kappa = \tau_{ij} S_{ij} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{1}{T_t} P_\kappa - C_2 f_2 \frac{E}{T_t} + \xi \quad (4)$$

onde  $T_t$  é a escala de tempo da turbulência,  $E$  é a dissipação  $\varepsilon$  modificada,  $\chi$  e  $\xi$  são funções de correção das respectivas equações de  $\kappa$  e  $\varepsilon$ , para a região próxima a parede, e  $f_2$  é uma função de amortecimento.  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $\sigma_\kappa$ ,  $\sigma_\varepsilon$  são coeficientes dos modelos. É a especificação de todos estes parâmetros e funções que estabelecerá os diferentes modelos de baixo Reynolds aqui empregados. A fim de satisfazer a restrição de não empregar funções de amortecimento com  $y^+$ , foram selecionados os modelos  $\kappa$ - $\varepsilon$  de baixo Reynolds de Launder e Sharma (1974), referenciado por LS, de Sakar (Sakar & So, 1997), referenciado por SA, de Myong e Kasagi modificado (Chen et al., 1998), referenciado por MKM, e o modelo de Yang e Shih (1993), referenciado por YS. Para adotar um valor nulo de  $\varepsilon$  na parede, Launder e Sharma essencialmente não resolvem a equação 4, para a dissipação verdadeira  $\varepsilon$ . A variável efetivamente resolvida no modelo LS é a pseudo dissipação  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon - 2\nu(\partial\sqrt{\kappa}/\partial x_j)^2$ . Os diferentes parâmetros e funções de cada modelo estão resumidos nas tabelas 1 e 2. Os números de Reynolds que aparecem nestas tabelas são definidos como  $Ret = \kappa^2/\nu\varepsilon$ ,  $Rey = y\sqrt{\kappa}/\nu$  e  $Red = (\varepsilon\nu)^{1/4}y/\nu$ . Na tabela 1,  $\varepsilon^*$ , utilizado pelo modelo SA em  $\xi$ , é dado por  $\varepsilon^* = \varepsilon - 2\nu\kappa/y^2$ .

Tabela 1. Funções de correção para parede e constantes dos modelos avaliados

Modelo	LS	SA	YS	MKM
$T_t$	$\kappa/\varepsilon$	$\kappa/\varepsilon$	$(\kappa/\varepsilon) + (\nu/\varepsilon)^{1/2}$	$\kappa/\varepsilon$
$\chi$	$-2\nu(\partial\sqrt{\kappa}/\partial x_j)^2$	0,0	0,0	0,0
$E$	$\bar{\varepsilon}$	$\bar{\varepsilon}$	$\varepsilon$	$\varepsilon$
$\xi$	$2\nu_t\nu \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) \right]^2$	$\exp[-(Ret/40)^2] * [-0,57(\varepsilon E)/\kappa + 0,5(\varepsilon^*)^2/\kappa - 2,25 \varepsilon/\kappa P_\kappa]$	$2\nu_t\nu \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} \right) \right]^2$	0,0
$\sigma_\kappa$	1,00	1,00	1,00	1,40
$\sigma_\varepsilon$	1,30	1,45	1,30	1,30
$C_1$	1,44	1,50	1,44	1,40
$C_2$	1,92	1,83	1,92	1,80
$C_\mu$	0,090	0,096	0,090	0,090

Tabela 2. Funções de amortecimento dos modelos avaliados

Modelo	$f_\mu$	$f_2$
LS	$\exp[-3,4/(1,0+Ret/50)^2]$	$1,0 - 0,3\exp(-Ret^2)$
SA	$\left(1 + 3/Ret^{3/4}\right) \left[1 + 80\exp(-Red)\right] \left[1 - \exp\left(-Red/43 - Red^2/330\right)\right]^2$	1,00
YS	$\left[1 - \exp\left(-1,5 \times 10^{-3}Rey - 5,0 \times 10^{-7}Rey^3 - 10^{-10}Rey^5\right)\right]^{1/2}$	1,00
MKM	$\left(1 + 3,45/\sqrt{Ret}\right) \left[1 - \exp\left(-1,85 \times 10^{-3}Rey - 1,05 \times 10^{-4}Rey^2\right)\right]^{1/2}$	1,00



#### 4. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Em todas as superfícies sólidas, utilizou-se a condição de contorno de não deslizamento, para as velocidades e energia cinética turbulenta ( $\bar{u} = \bar{v} = \kappa = 0$ ), enquanto a condição para  $\varepsilon$  é específica de cada modelo. Como o modelo LS resolve a forma reduzida da dissipação, sua condição de contorno é  $\varepsilon_w = 0$ . A condição  $\varepsilon_w = 2\nu \left( \partial \sqrt{\kappa} / \partial n \right)_w^2$  é adotada pelos modelos YS e SA, enquanto o modelo MKM utiliza  $\varepsilon_w = (4\nu \kappa_1 / y_1^2) - \varepsilon_1$ , onde 'w' e '1' denotam, respectivamente, parede e primeiro ponto interno da malha. Já 'n' é a coordenada normal a parede. Na linha de simetria, fronteira superior ( $y=6H$ ), impôs-se variação nula na direção transversal para  $\bar{u}$ ,  $\kappa$ , e  $\varepsilon$  e nula a componente transversal da velocidade ( $\bar{v} = 0$ ). O perfil de velocidade média axial na entrada, ( $\bar{u}(y)$ ), é obtido do perfil de camada limite, para  $Re_\theta = 670$ , onde  $\theta$  é espessura da camada limite da quantidade de movimento. A espessura da camada limite é  $\delta_{99} = 1,2H$ . O número de Reynolds, baseado na velocidade de corrente livre e altura do salto, é  $Re = 5100$ . Os perfis de  $\kappa$  e  $\varepsilon$  foram impostos como  $\kappa = 0,005(\bar{u}(y))^2$  e  $\varepsilon = 4,0 \times 10^2 \kappa^2$ . O perfil de velocidade uniforme e o perfil com  $Re_\theta = 595$  foram especificados para estudo comparativo dos resultados. Na saída adotou-se como condição de contorno a hipótese de difusão nula.

#### 5. MÉTODO NUMÉRICO

As equações de governo (Eq. 1 a 4) foram resolvidas utilizando o método de volumes finitos (Patankar, 1980). A solução em regime permanente foi obtida pela resolução do sistema de equações algébricas, utilizando-se a técnica da sub-relaxação, com aplicação repetida do algoritmo TDMA linha por linha (Patankar, 1980). Para aumentar a velocidade de convergência, utilizou-se o algoritmo de correção por blocos (Settari e Aziz, 1973).

Uma malha não uniforme, com 222x132 pontos nodais, foi utilizada nos cálculos. Concentrou-se os pontos nas regiões próximas a parede, garantindo-se um mínimo de 8 pontos na região de  $y^+ < 11$  e 22 pontos na região de  $y^+ < 50$ .

Para a convergência da solução numérica, controlou-se os resíduos da equação da continuidade e das equações de conservação de todas as outras variáveis. A solução foi considerada convergida, quando o resíduo da equação de conservação de massa foi da ordem de  $10^{-11}$ . No caso das outras equações de conservação, requereu-se que a razão entre o resíduo máximo de cada equação e o valor do resíduo inicial fosse da ordem de  $10^{-4}$ .

#### 6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Inicialmente serão apresentados os resultados dos diversos modelos referentes ao ponto de recolamento, recirculação secundária, perfis de velocidade média, tensões de Reynolds, coeficiente de atrito e coeficiente de pressão, os quais foram obtidos com o perfil de velocidade de camada limite para  $Re_\theta = 670$ . Os resultados são comparados aos dados experimentais de Jovic e Driver (1994) e aos resultados da simulação direta de Le et al (1997).

A posição, na qual a tensão de cisalhamento na parede se anula ( $\tau_w = 0$ ), indica os seguintes pontos de recolamento, para a recirculação principal: (a) modelo LS: 5,43H; (b) modelo SA: 6,41H; (c) modelo MKM: 5,17H; (d) modelo YS: 5,04H. O ponto de recolamento medido experimentalmente varia entre 6,0H e 6,1H, enquanto a simulação direta obteve 6,28H. Da análise dos resultados, verificou-se que o modelo YS é o que apresenta a menor região de recirculação principal. Já o modelo SA é o que prediz a maior região, sendo esta inclusive maior que a experimental e a da simulação direta.

Experimentalmente observou-se a existência de uma região de pequena recirculação, girando no sentido anti-horário, junto a parte inferior da parede vertical do salto, a chamada região de recirculação secundária. Na simulação direta esta região se estende até 1,76H na

direção  $x$  e até  $0,8H$  na direção  $y$ . Nos modelos testados foram obtidos os seguintes limites, em  $x$  e  $y$  respectivamente, para a referida região: (a) modelo LS:  $0,88H$  e  $0,32H$ ; (b) modelo SA:  $0,64H$  e  $0,11H$ ; (c) modelo MKM:  $0,45H$  e  $0,11H$ ; (d) modelo YS:  $0,55H$  e  $0,11H$ . Verifica-se assim que todos os modelos subpredizem a região de recirculação secundária, sendo o modelo de Launder e Sharma aquele que mais se aproxima da simulação direta. O modelo SA, apesar de prever uma região de recirculação principal maior que a simulação direta, subavalia a recirculação secundária.

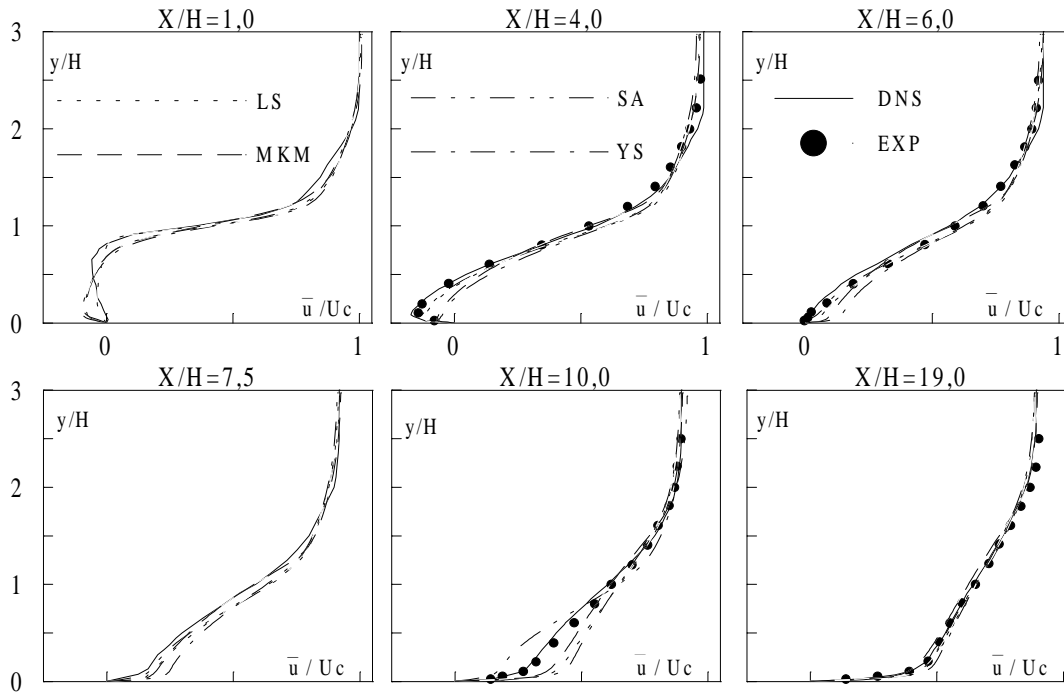


Figura 2 – Perfil de velocidade média ( $\bar{u}/U_c$ )

A Figura 2 apresenta, em seis seções transversais selecionadas, a comparação dos perfis de velocidade média, preditos pelos modelos, com os dados experimentais e com os resultados da simulação direta (Le et al., 1997). Na seção  $x/H=1,0$ , a simulação direta ainda apresenta recirculação secundária, sendo que os modelos não conseguem reproduzir este comportamento. No modelo LS as velocidades negativas são menores, em relação aos outros modelos, mas a espessura da recirculação principal é a maior, aproximando-se da espessura gerada pela simulação direta. Isto talvez se dê pelo fato da simulação direta ainda ter recirculação secundária. De um modo geral, verifica-se que, próximo à parede, os modelos não conseguem reproduzir o comportamento obtido na simulação direta. Na altura correspondente à camada de cisalhamento, o modelo MKM é o que mais se aproxima da simulação direta. Na seção  $x/H=4,0$ , observa-se que, dentro da região de recirculação, os modelos MKM e YS afastam-se acentuadamente do padrão experimental e da simulação direta. Os melhores resultados, junto a parede, são os preditos pelos modelos LS e SA, sendo o último superior. Em  $x/H=6,0$ , todas as velocidades dos modelos YS, MKM e LS são positivas, já tendo sido iniciada, nestes modelos, a recuperação do escoamento. A antecipação da recuperação é mais efetiva no modelo YS. Em contrapartida, o modelo SA, a simulação direta e os dados experimentais ainda apresentam velocidades negativas, junto à parede, nesta seção. Na seção  $x/H=7,5$ , a recuperação do escoamento é efetiva em todos os modelos e na simulação direta. O comportamento do modelo SA é aquele que mais se aproxima da simulação direta, enquanto o modelo YS, ao gerar velocidades maiores junto a parede, se afasta efetivamente desse comportamento. Em  $x/H=10,0$ , o modelo LS, diferentemente das outras seções, apresenta, junto à parede, velocidades positivas maiores que as geradas pelo modelo MKM, mostrando assim uma maior recuperação do escoamento. O modelo SA, junto

à parede, se mostra, agora, atrasado em relação ao perfil da simulação direta. O seu comportamento, junto à parede, é totalmente diferente dos outros modelos, função destes terem uma recuperação antecipada do escoamento. Em  $x/H=19,0$ , os modelos reproduzem bem os dados experimentais e da simulação direta, sendo que os modelos SA e LS são os que predizem melhor o comportamento dos dados. O modelo SA, que em  $x/h=10,0$  encontrava-se atrasado face aos referidos dados, prediz agora velocidades maiores, enquanto o modelo MKM está atrasado, confirmando uma tendência de recuperação lenta do perfil neste modelo.

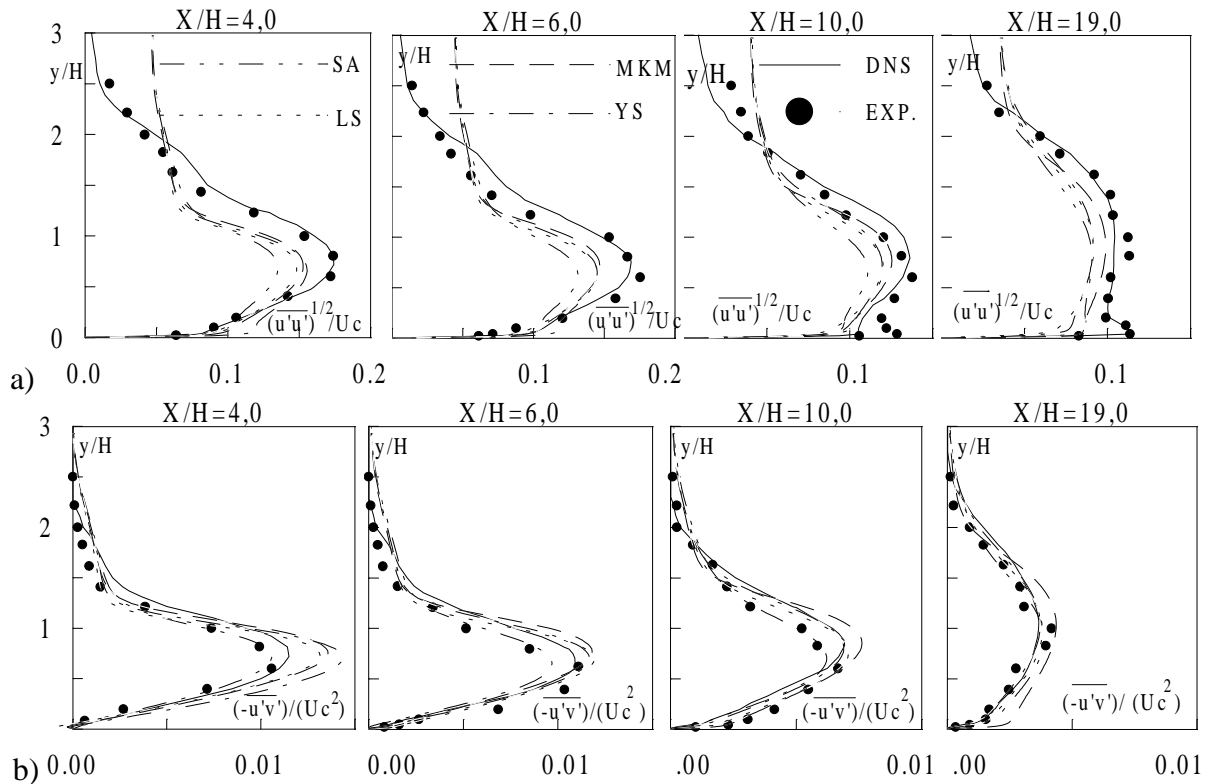


Figura 3 – Perfis de tensão de turbulência: a)  $(\overline{u'u'})^{1/2}/U_c$ ; b)  $(-\overline{u'v'})/(U_c^2)$

As predições dos modelos, para a tensão de turbulência  $(\overline{u'u'})^{1/2}/U_c$ , são apresentadas na figura 3:a). Na seção  $x/H=4,0$ , o modelo YS tem um pico relativo, junto à parede. Este comportamento não está presente na simulação direta, nos dados experimentais e nos outros modelos. Na região da parede, os modelos predizem tensões maiores que a simulação direta e os dados experimentais. Contudo, na região de recirculação, os modelos subavaliam esta estatística, embora qualitativamente os perfis reproduzam o perfil da simulação direta. Acima da ordenada  $y/H=2$ , os modelos voltam a gerar tensões maiores. Em  $x/H=6,0$ , junto à parede, os modelos, com exceção de YS, geram valores próximos aos preditos pela simulação direta. O modelo YS, nesta região, produz perfis maiores que o experimental e o da simulação direta. Já para  $x/H=10,0$ , na região da parede, a tensão é subavaliada por todos os modelos. O pico relativo, agora previsto tanto experimentalmente como na simulação direta, não é reproduzido pelos modelos LS e MKM, enquanto os modelos SA e YS o predizem levemente. Em  $x/H=19,0$ , o modelo SA reproduz qualitativamente o comportamento dos dados experimentais. Os modelos LS e YS subavaliam fortemente a referida tensão junto a parede.

Os perfis da tensão cisalhante turbulenta  $(-\overline{u'v'})/(U_c^2)$ , são comparados na figura 3:b). De um modo geral os modelos tem um bom desempenho na região da parede. As exceções são o perfil gerado por YS em  $x/H=4,0$  e o perfil gerado pelo modelo MKM em  $x/H=19,0$ . Em  $x/H=4,0$ , os modelos LS e SA geram perfis próximos do experimental e da simulação direta, enquanto o modelo YS prediz as maiores tensões, afastando-se destes dados. Na região de máxima tensão, os modelos LS, YS e MKM predizem tensões maiores que os resultados da

simulação direta. Já o modelo SA obtém tensões menores, embora reproduza qualitativamente o comportamento da simulação direta e concorde com os dados experimentais. Em  $x/H=6,0$ , mais uma vez, as tensões dos modelos LS, YS e MKM são maiores que os dados experimentais e da simulação direta, enquanto o modelo SA subavalia esta estatística na região da camada de cisalhamento. Já para  $x/H=10,0$ , o máximo do modelo SA está próximo do experimental, enquanto o máximo dos outros modelos aproxima-se do previsto pela simulação direta. Na seção  $x/H=19,0$ , o modelo MKM não reproduz a tendência dos resultados obtidos por Le et al. (1997). Suas tensões são maiores que os dados experimentais e os resultados da simulação direta. Os outros modelos obtém bons resultados nesta seção.

O coeficiente de atrito ( $C_f$ ), definido como  $C_f = (2u_\tau^2 / \rho U c^2)$ , onde  $u_\tau$  é velocidade de atrito, foi levantado na parede inferior após o salto. As variações deste coeficiente identificam a localização das regiões de recirculação (principal e secundária) e refletem a precisão do processo difusivo junto à parede. Na figura 4:a), os resultados obtidos pelos modelos são representados. Verifica-se que tanto na região de recirculação secundária quanto na parte inicial da região de recirculação principal, os modelos não reproduzem bem a simulação direta. A partir do máximo inferior até aproximadamente  $x/H=10$ , o modelo SA prediz corretamente o comportamento obtido pela simulação direta. Na parte final do domínio, os modelos LS e YS aproximam-se da curva da simulação direta, enquanto o modelo SA afasta-se dessa curva. O modelo MKM é o que mais se distancia do padrão da simulação direta.

O coeficiente de pressão foi definido como  $C_p = (P - P_c) / (U c^2)$ , onde  $P_c$  é a pressão sobre a linha de centro na entrada. As variações deste coeficiente obtidas pelos modelos, na região após o salto, são comparadas, nas Figura 4:b). Os modelos LS e SA apresentam os melhores resultados. O modelo SA prediz muito bem os dados experimentais e o comportamento da simulação direta a partir de  $x/H=2,5$ . O modelo LS reproduz melhor o comportamento até  $x/H=2,5$ , afastando da curva de referência na região do ponto de recolamento.

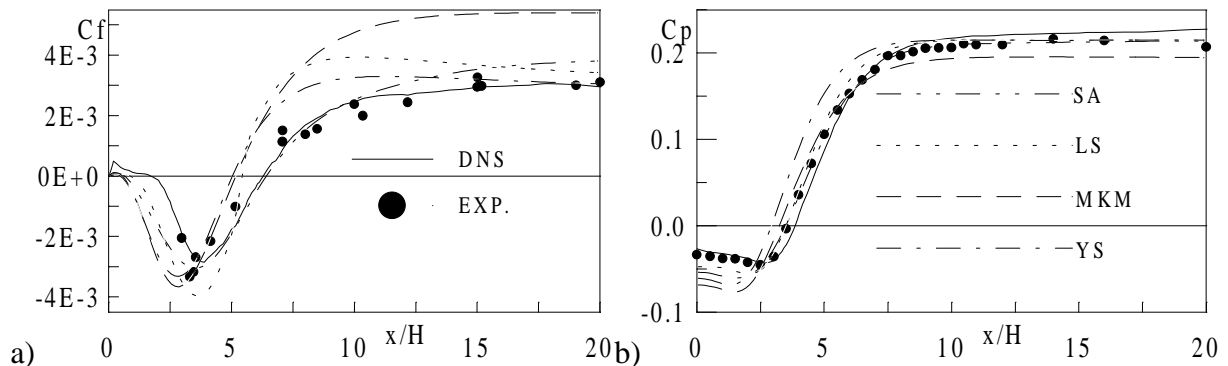


Figura 4 – Comparação dos coeficientes para  $Re_\theta=670$ : a) atrito; b) pressão

Na simulação do escoamento, tendo o perfil de velocidade uniforme e o correspondente a  $Re_\theta=595$ , como condição de entrada, utilizou-se somente os modelos LS e SA. Para o perfil uniforme, o modelo SA obteve um recolamento em  $x/H=6,59$  e, para  $Re_\theta=595$ , o final da recirculação se deu em  $x/H=6,33$ , enquanto no caso original o modelo prediz  $6,41$ . O mesmo comportamento ocorreu com o modelo LS: a) perfil uniforme:  $5,20H$ ; b)  $Re_\theta=595$ :  $5,47H$ ; c)  $Re_\theta=670$ :  $5,43H$ . As figuras 5:a) e 5:b) mostram as curvas de coeficiente de atrito e pressão obtidas pelo modelo SA, para os diversos perfis. Verifica-se destas figuras que, para  $Re_\theta=595$ , as diferenças são pequenas, enquanto para o perfil uniforme a diferença é acentuada. O mesmo comportamento ocorreu com o modelo LS. O fato dos resultados apresentarem pequena diferença, entre  $Re_\theta=670$  e  $Re_\theta=595$ , deve-se a extensão utilizada no canal de entrada, antes do salto ( $10H$ ). Ensaios realizados com o modelo LS, em um configuração sem canal de entrada, mostraram diferenças mais efetivas. Investigou-se também a condição de entrada de  $\kappa$  e  $\epsilon$ , verificando-se, neste caso, que praticamente não há influência sobre o escoamento.

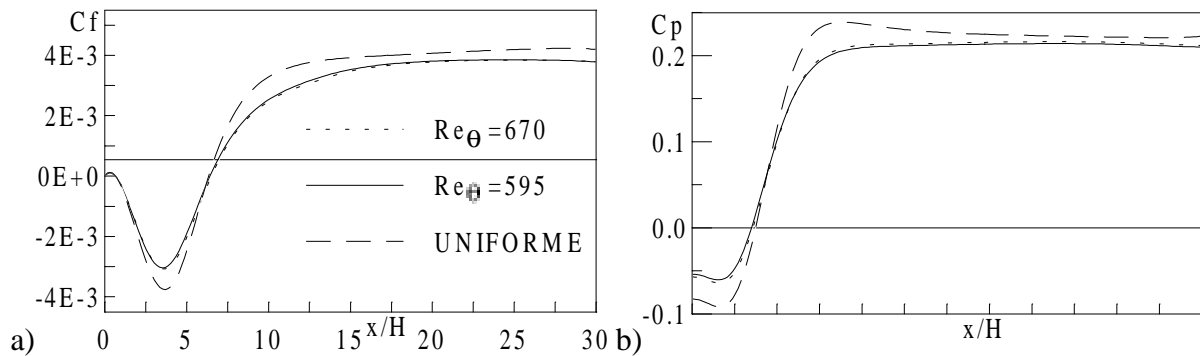


Figura 5 – Comparação dos coeficientes para dois  $Re_\theta$ , modelo SA: a) atrito; b) pressão

## 7. CONCLUSÕES

Quatro modelos de turbulência de duas equações, tipo  $\kappa$ - $\epsilon$ , com extensão para a região da parede, foram empregados, para calcular um escoamento turbulento complexo ('backstep'), do qual dados experimentais e resultados de simulação direta encontravam-se disponíveis (Le et al.,1997). Os resultados indicam claramente um limitado desempenho dos vários modelos, para descrever, junto à parede, este tipo de escoamento. A análise global dos resultados revela uma performance superior dos modelos SA e LS. Contudo, registra-se que mesmo estes modelos obtiveram sucesso parcial na região da parede. Da simulação direta, sabe-se que o termo do gradiente de pressão-velocidade, da equação de  $\kappa$ , é muito significativo na região da parede ( $y^+ < 10$ ) neste tipo de escoamento. É a difusão de pressão que irá contrabalançar a dissipação e os termos de transporte de turbulência, na região da parede (Le et al.,1997). Talvez a deficiência efetiva dos modelos venha do fato da difusão de pressão ser basicamente desprezada nestes modelos. Já do estudo comparativo dos resultados, obtidos com diversos perfis de velocidade na entrada, verificou-se que mesmo pequenas perturbações no perfil de velocidade provocam diferenças sensíveis nos resultados. Esta constatação indica que a definição do perfil de velocidade na entrada é fundamental para análise deste tipo escoamento.

## 8. REFERÊNCIA

- Chen, S., Lai, J., Milthorp, J., Mudford, N.,1998, A New modified Low-Reynolds-Number  $\kappa$ - $\epsilon$  Model, 29<sup>th</sup> AIAA Fluid Dynamics Conference;
- Jones, W. P., and Launder, B. E., 1972, The Prediction of Laminarization with Two-eq. Model of Turbulence, Int. J. Heat Mass Transfer, 15, pp. 178-203;
- Jovic, S., and Driver, D., 1994, Backward-facing step measurement at low Reynolds number,  $Re_h = 5000$ . NASA Tech. Mem. 108807;
- Launder, B. E., and Sharma, B. I., 1974, Application of the Energy Dissipation Model of Turb. to the Calc. of Flow Near a Spinning Disc, Lett.Heat Mass Transfer, 1, pp. 131-138;
- Le, H., Moin, P., and Kim, J., 1997, Direct Numerical Simulation of Turbulent Flow Over a Backward Facing Step, J. Fluid Mech., vol. 330,pp.349-374;
- Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer e Fluid Flow, Mcgraw-Hill;
- Sakar, A., and So, R. M. C., 1997, A Critical Evaluation of Near-wall Two-Eq. Models Against Direct Numerical Simulation Data, Int. J. Heat and Fluid Flow 18, pp. 197-208;
- Settari, A., and Aziz, K., 1973, A Generalization of the Additive Correction Methods for the Iterative Solution of Matrix Eq., SIAM J. of numerical Analysis, Vol. 10, pp. 506-521
- Thangam, S., and Speziale, C. G., 1992, Turbulent Flow Past a Backward Facing Step: A Critical Evaluation of Two-Eq. Models , AIAA Journal, Vol. 30, n° 5, pp. 1314-1320;
- Yang, Z., and Shih, T. H., 1993, New Time Scale Based  $\kappa$ - $\epsilon$  Model for Near-Wall Turbulence, AIAA J., 31, pp. 1191-1198.

# PREVISÃO DA MISTURA DE SÓLIDOS PARTICULADOS EM LEITO FLUIDIZADO

**Geraldo Luiz Palma**  
**Augusto Ronchi Junior**  
**Paulo Cezar Razuk**  
**Célio Losnak**

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Eng. Luiz. E. C. Coube, s/n, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [glpalma@bauru.unesp.br](mailto:glpalma@bauru.unesp.br)

**Resumo.** Apesar da importância da mistura de sólidos particulados a literatura nacional apresenta uma lacuna sobre o assunto. Leitos fluidizados borbulhantes gasosos tem sido aplicados pela capacidade em promover o contato entre partículas. Os leitos fluidizados são assumidos como tendo fases de bolha e de emulsão. O desenvolvimento das bolhas e sua interação com a emulsão são determinantes na eficiência do processo. Realizou-se revisão sobre mistura em geral e especificamente para leito fluidizado considerou-se o modelo de segregação e mistura de Gibilaro-Rowe. No modelo os sólidos estão em duas fases, esteiras das bolhas e emulsão. Os parâmetros do modelo são as taxas de dispersão axial, segregação na emulsão, circulação em ambas as fases e intercâmbio entre as fases, dependentes de variáveis do processo. Nesse trabalho as previsões do modelo para a fração de partículas menos fluidizáveis na fase de emulsão foram comparadas com dados experimentais.

**Palavras-chave:** Fluidização, Mistura, Segregação, Leito fluidizado

## 1. INTRODUÇÃO

Inúmeros processos industriais necessitam misturar ou separar sistemas particulados sólidos, quer como uma operação complementar quer como operação principal.

Gourdon *et al.* (1988) mostraram os possíveis estados de uma mistura, partindo-se normalmente de uma condição estratificada chegando-se à uma condição ideal, o que é praticamente impossível. A figura 1 mostra os possíveis estados de uma mistura binária.

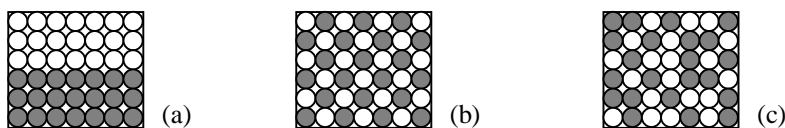


Figura 1 – Possíveis estados de mistura: (a) estratificado, (b) ordenado (c) aleatório.

Para Poux *et al.* (1991) o objetivo de uma operação de mistura, idealmente, é obter uma distribuição na qual cada partícula de um componente está ao lado de uma partícula de outro componente, no caso de um sistema binário.

Fan & Chen (1990) informam que o termo “homogeneidade” é de difícil definição e não é adequado nem suficiente para qualificar uma mistura, o que depende da natureza do sistema particulado e da finalidade do produto final. Para avaliar a homogeneidade algum critério deve ser definido.

Ao iniciar estudo em fluidização foi proposta a verificação do modelo de Gibilaro – Rowe para previsão de concentração de partículas ao longo da altura do leito.

A literatura tem mostrado que a mistura ou segregação dentro de um leito fluidizado é promovida pela passagem de bolhas através do leito de partículas.

Ao subir pelo leito as bolhas formadas carregam nas respectivas esteiras partículas das regiões inferiores para as regiões superiores. Também são movimentadas partículas na parte frontal das bolhas que ao chegarem na superfície são espalhadas. Partículas mais pesadas tendem a descer através do leito devido à vazios deixados pelo deslocamento das bolhas. Esses fenômenos associados são os promotores da mistura ou segregação no leito fluidizado.

Com a movimentação do leito provocado pela elevação da bolha no leito produz-se um perfil de concentrações ao longo da altura, caracterizando, após determinado período, num índice de mistura. Esse perfil pode apresentar-se num dos tipos mostrados na figura 2 dependendo da natureza dos particulados e das condições de operação.

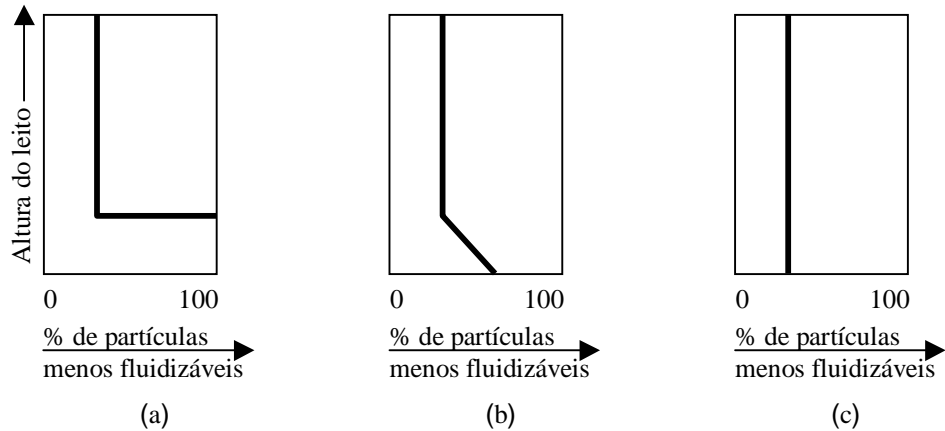


Figura 2 – Perfis produzidos em diversas situações de fluidização. (a) sistema fortemente segregado, (b) caso intermediário, (c) mistura perfeita.

## 2. MODELO DE GIBILARO & ROWE

O modelo para segregação ou mistura proposto por Gibilaro & Rowe (1974), utiliza quatro mecanismos; três para descrever a mistura e um para a segregação. Esses mecanismos são: a circulação, o intercâmbio, a mistura axial e a segregação. A figura 3 esquematiza os quatro mecanismos.

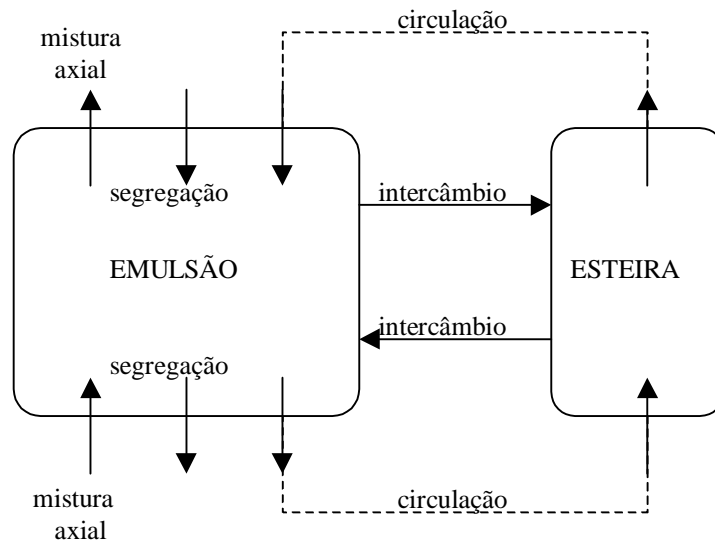


Figura 3 – Representação dos mecanismos do modelo de Gibilaro – Rowe.

Para esse modelo foram definidos quatro parâmetros com base na área da seção transversal da fase de emulsão:

- taxa constante de dispersão axial ( $T_{DA}$ );
- taxa constante de segregação ( $T_{SE}$ );
- taxa de circulação ( $T_{CI}$ ) nas fases, ascendente nas esteiras e descendente no topo;
- taxa constante de intercâmbio entre as fases ( $T_{IN}$ ).

Foram previstas três formas distintas de atuação do modelo de segregação ou mistura chamadas pelos autores de “casos”;

Caso 1 : Sistemas fortemente segregados.

Caso 2 : Efeito adicional do intercâmbio entre fases.

Caso 3 : Efeito adicional da mistura axial na fase de emulsão.

No caso 1 consideraram apenas os mecanismos de circulação e segregação, sendo um de mistura e outro de segregação.

No caso 2 levaram em conta os mecanismos de circulação, de segregação e de intercâmbio, sendo dois de mistura e um de segregação.

No caso 3 propuseram os mecanismos de circulação, de segregação e de mistura axial, sendo dois de mistura e um de segregação.

Nesse trabalho o estudo baseou-se no caso (2) do modelo de Gibilaro-Rowe o qual despreza o parâmetro de dispersão axial ( $T_{DA}$ ) na fase de emulsão, justificado pelos autores por não haver razão física para sua inclusão. Trabalhos experimentais mostram que a dispersão axial das partículas mais densas não ocorre na fase de emulsão do leito.

Gibilaro & Rowe propuseram equações para prever o movimento das partículas menos fluidizáveis nas fases de emulsão e de esteira.

No caso (2) do modelo os perfis de concentração das partículas mais densas ou menos fluidizáveis e da fase de esteira na parte mais alta do leito contendo ambas espécies de sólidos, são fornecidos respectivamente por:

$$\left( \frac{C_B}{C_{B0}} \right)^{1+\lambda} \left( \frac{1-C_B}{1-C_{B0}} \right)^{1-\lambda} = e^{-\gamma z} \quad (01)$$

$z$  é a altura adimensional em relação ao fundo do leito ( $z=h/H$ )

$h$  é a altura dos pontos de coleta das amostras

$H$  é a altura total do leito de partículas

$C_B$  é a fração em volume das partículas menos fluidizáveis na emulsão

$C_{B0}$  é a fração de partículas menos fluidizáveis na emulsão no fundo do leito ou lâmina

$\lambda$  é definido na equação 03 e  $\gamma$  é definido na equação 04

e

$$C_w = C_B + \frac{C_B(1-C_B)}{\lambda} \quad (02)$$

$C_w$  é a fração em volume das partículas menos fluidizáveis nas esteiras das bolhas

$$\lambda = \frac{T_{CI}}{T_{SE}} \quad (03)$$

$$\gamma = \frac{T_{IN}}{T_{CI}} H \quad (04)$$

## 2.1 – DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO MODELO



Como consequência de considerações feitas pelos autores do modelo, o caso 1 tem apenas o parâmetro  $\lambda$  e o caso 2 tem os parâmetros  $\lambda$  e  $\gamma$ .

Naimer *et al.* (1982) determinaram os parâmetros do modelo de Gibilaro – Rowe,  $T_{CI}$ ,  $T_{SE}$ ,  $T_{IN}$  e  $T_{DA}$ , em função das condições de operação do leito, do sistema de partículas e da formação e desenvolvimento das bolhas.

O leito foi dividido em lâminas horizontais de alturas iguais conforme a figura 4 e um método iterativo verificou a convergência para prever o padrão de segregação ou mistura.

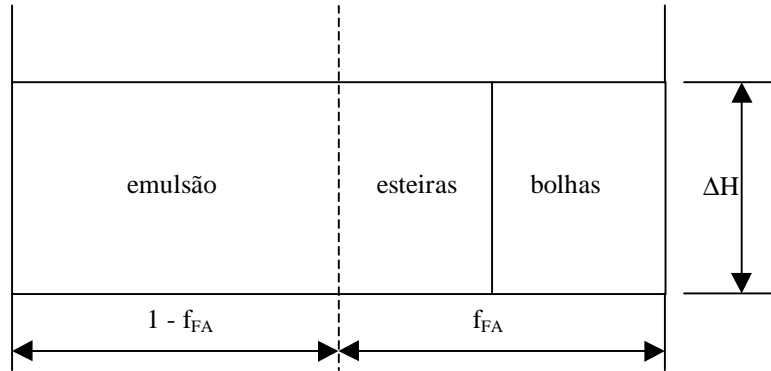


Figura 4 – Área da seção transversal de bolhas e esteiras.

$f_{FA}$  é a fração de esteiras e bolhas no leito

$\Delta H$  é a altura de uma lâmina do leito

O leito fluidizado deve ser mantido em condições de operação que favoreçam mistura ou segregação adequadas, dependendo da utilização, pois a competição entre os dois mecanismos leva a uma diferença de composição ao longo da altura do leito.

### Parâmetro taxa de circulação ( $T_{CI}$ )

Pode ser relacionada às condições de operação através do balanço do fluxo de sólidos ascendentes e descendentes no interior do leito, sendo determinada por,

$$T_{CI} = U_{BL} \cdot F_{WB} \left( \frac{f_{FA}}{1 - f_{FA}} \right) \quad (05)$$

$U_{BL}$  é a velocidade de subida da bolha

$F_{WB}$  é a fração de esteira em relação à soma de esteira e bolha

$$F_{WB} = \frac{1}{2} - \frac{9}{16} \cos \frac{\theta_{WK}}{2} + \frac{1}{16} \cos \frac{3\theta_{WK}}{2} \quad (06)$$

$\theta_{WK}$  é o ângulo da esteira

$$f_{FA} = \frac{U_{FL} - U_{MF}}{U_{BL} (1 - F_{WB})} \quad (07)$$

$U_{FL}$  é a velocidade de fluidização

$U_{MF}$  é a velocidade de mínima fluidização

$$\theta_{WK} = 160 - 160 \exp(-60 \cdot d_{BL}) \quad (08)$$

$d_{BL}$  é o diâmetro da bolha

### Parâmetro taxa de intercâmbio ( $T_{IN}$ )

Determinada através do fluxo de sólidos entrando e saindo da esteira. Por hipótese, é assumido que o fluxo de partículas para a esteira é proporcional tanto à fração em volume da esteira, quanto ao fluxo de partículas na nuvem de gás na superfície frontal da bolha. Com base na fase de emulsão, a taxa de intercâmbio resultou em:

$$T_{IN} = \frac{3 F_{WB} U_{MF}}{2 d_{BL} \varepsilon_{MF}} \left( \frac{f_{FA}}{1 - f_{FA}} \right) \quad (09)$$

$\varepsilon_{MF}$  é a porosidade na condição de mínima fluidização

### Parâmetro taxa de segregação ( $T_{SE}$ )

Pode ser considerado como o fluxo líquido descendente, por unidade de área da seção transversal da fase de emulsão, das partículas menos fluidizáveis em relação às mais fluidizáveis. Foi determinado por:

$$T_{SE} = \frac{3}{4} Y_{DS} \cdot U_{BL} \left( \frac{f_{FA}}{1 - f_{FA}} \right) \quad (10)$$

$Y_{DS}$  é a distância adimensional de segregação

Tanimoto *et al.* (1981) observaram que a segregação ocorre na direção vertical, principalmente quando existem diferenças razoáveis na densidade e no tamanho das partículas. Sob condições de operação do leito, a comprovação da ocorrência de segregação pode ser feita pelo exame do perfil vertical de concentrações dos componentes.

Existem na literatura várias expressões para a distância de segregação adimensional, Tanimoto *et al.* (1981) recomendam a equação:

$$Y_{DS} = 0,6 \left( \frac{\rho_{PJ}}{\rho_{PF}} \right) \left( \frac{d_{PJ}}{d_{PF}} \right)^{1/3} \quad (11)$$

$\rho_{PJ}$  é a massa específica das partículas menos fluidizáveis

$\rho_{PF}$  é a massa específica das partículas mais fluidizáveis

$d_{PJ}$  é o diâmetro das partículas menos fluidizáveis

$d_{PF}$  é o diâmetro das partículas mais fluidizáveis

Hoffmann *et al.* (1993) apresentaram um trabalho mostrando que o modelo de Gibilaro – Rowe, inicialmente proposto para um leito pobre em partículas menos fluidizáveis, poderia ser utilizado para leitos ricos nesse tipo de partículas.

Mostraram também que o modelo pode ser aplicado tanto para sistemas binários com diferenças de densidades quanto para sistemas com densidades semelhantes.

## 3. MATERIAL E MÉTODOS

Para realizar a parte experimental foi construído um leito fluidizado com diâmetro interno de 196mm e altura de 1000mm em aço inoxidável.

Foram utilizados dois sistemas particulados de areia e sal na realização dos experimentos. O primeiro com diâmetros médios de 225 $\mu$ m para a areia e de 450 $\mu$ m para o sal e o segundo com diâmetros médios de 450 $\mu$ m para a areia e de 450 $\mu$ m para o sal.

As proporções da areia e do sal usados foram respectivamente 6 kg e 2 kg, ou seja, 75% e 25% em todos os experimentos. A altura estática do leito foi de aproximadamente 190mm.

As velocidades de fluidização utilizadas para o sistema com areia de diâmetro médio 225 $\mu$ m e sal com 450 $\mu$ m foram 0,13m/s, 0,15m/s e 0,18m/s. Para o sistema com areia de diâmetro médio 450 $\mu$ m e sal com 450 $\mu$ m as velocidades foram 0,28m/s, 0,34m/s e 0,40m/s.

Amostras foram retiradas em várias posições do leito e em vários tempos de fluidização. Cada posição de coleta das amostras é representada pela distância adimensional ( $z$ ) que é a razão entre a altura de coleta ( $h$ ) e a altura total do leito de partículas ( $H$ ). As concentrações de areia e sal nas amostras foram determinadas por dissolução do sal. Uma descrição completa dos experimentos pode ser encontrada em Palma (1998).

Para os cálculos da concentração das partículas menos fluidizáveis na emulsão ( $C_B$ ) partiu-se dos parâmetros  $\lambda$ ,  $\gamma$ ,  $C_{BO}$  e  $z$ , experimentais, substituindo-os na Eq. (01) adotando um procedimento iterativo. Calculou-se o lado direito da Eq. (01) para um determinado valor de  $z$  e  $C_{BO}$ . Atribuiu-se os valores para  $C_B$  nos dois termos do lado esquerdo da mesma equação até convergirem para o valor do lado direito.

No caso de  $C_W$ , Eq. (02), seu valor pode ser verificado apenas teoricamente uma vez que esse tipo de experimentação não permitiu sua avaliação para comparação. Esse termo tem influência mínima nos resultados pois o material carregado nas esteiras é pequeno.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A tabela 1 resume os resultados obtidos com o modelo de Gibilaro - Rowe e mostra que o valor experimental desvia do modelo no máximo em 15% para essa série de ensaios, sendo que o desvio médio ficou em 7,4% abaixo dos experimentos.

Tabela 1. Comparação de resultados utilizando o modelo e o experimento.

Diâmetro médio das partículas ( $\mu\text{m}$ )	Velocidade fluidização (m/s)	Altura adimensional ( $z$ )	$\lambda$ (adimensional)	$\gamma$ (adimensional)	$C_B$ experimento (%)	$C_B$ modelo (%)	Desvio (%)
225 /450	0,13	0,55	4,351	3,367	78,98	69,54	13,57
225 /450	0,13	0,89	6,874	3,702	69,87	69,17	01,01
225 /450	0,15	0,55	6,047	2,295	72,01	68,77	04,71
225 /450	0,15	0,89	8,311	2,564	71,86	65,86	09,11
225 /450	0,18	0,55	7,036	1,824	72,41	70,23	03,10
225 /450	0,18	0,89	9,061	2,023	73,42	68,07	07,86
450 /450	0,28	0,55	6,061	3,614	74,16	66,50	11,52
450 /450	0,28	0,89	7,475	3,801	73,81	64,04	15,25
450 /450	0,34	0,55	7,710	2,405	74,84	71,27	05,00
450 /450	0,34	0,89	8,298	2,585	74,91	68,94	08,66
450 /450	0,40	0,55	8,869	1,763	75,36	73,00	03,23
450 /450	0,40	0,89	8,702	1,910	75,42	71,33	05,73

A figura 5 representa a variação das concentrações de areia em função das velocidades de fluidização para uma altura adimensional de 0,55. A figura mostra concordância entre o modelo e o experimento principalmente em velocidades maiores de fluidização.

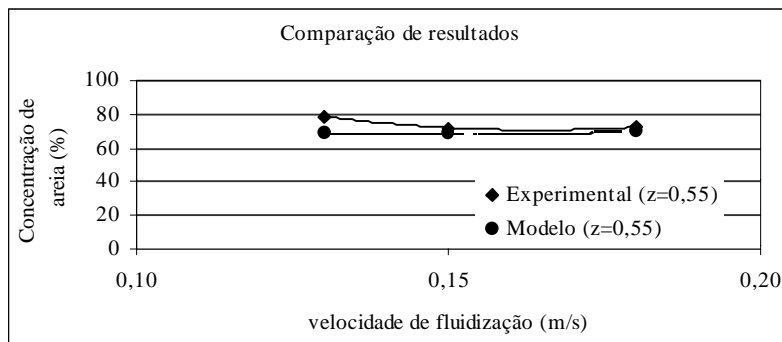


Figura 5 – Experimentos realizados com areia 225  $\mu\text{m}$  e sal 450  $\mu\text{m}$ .

A figura 6 é semelhante à figura anterior, concentrações de areia em função das velocidades de fluidização, agora para uma altura adimensional de 0,89 do mesmo ensaio. Também é observado concordância entre o modelo e o experimento. Houve, nesse caso desvio, maior nas maiores velocidades de fluidização.

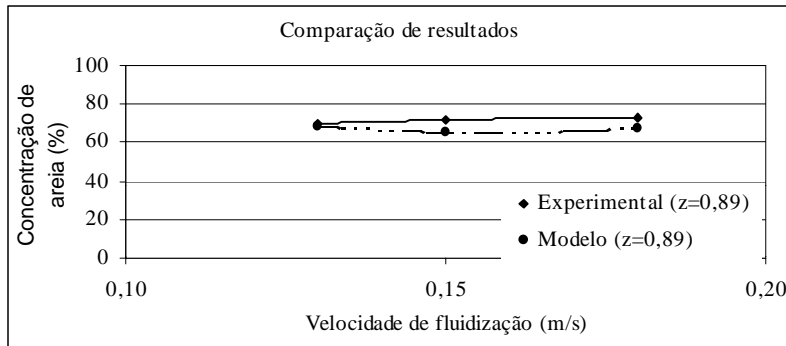


Figura 6 – Experimentos realizados com areia 225  $\mu\text{m}$  e sal 450  $\mu\text{m}$ .

A figura 7 mostra o mesmo tipo de variação das figuras 5 e 6 para velocidades de fluidização mais elevadas. A altura adimensional ( $z$ ) é de 0,55. Como nas figuras anteriores a concordância entre o modelo e o experimento é visível.

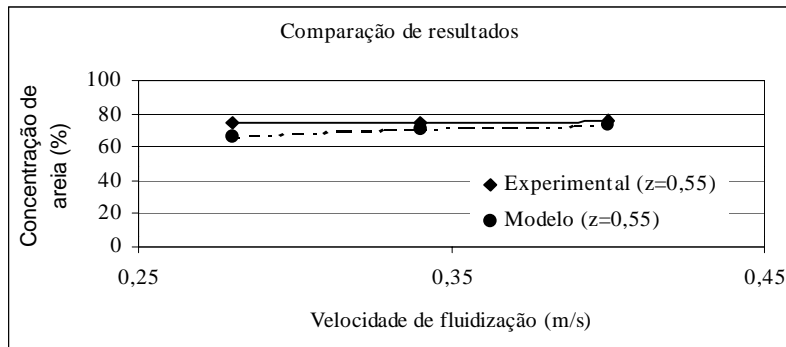


Figura 7 – Experimentos realizados com areia 450  $\mu\text{m}$  e sal 450  $\mu\text{m}$ .

A figura 8 é semelhante à figura anterior para uma altura adimensional de 0,89 do mesmo leito de partículas. Também é observado concordância entre o modelo e o experimento. Existe uma tendência de comportamento similar ao da figura 7.

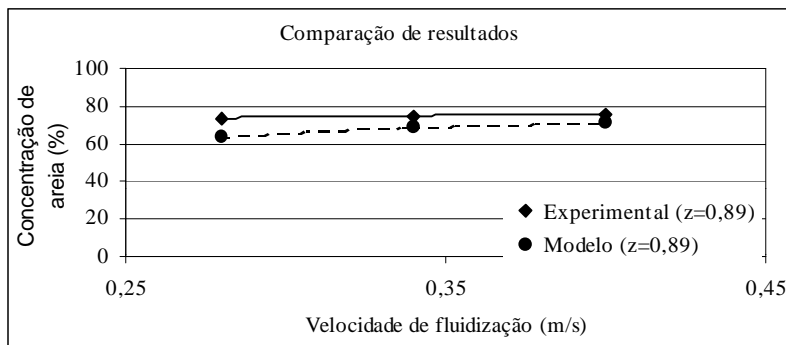


Figura 8 – Experimentos realizados com areia 450  $\mu\text{m}$  e sal 450  $\mu\text{m}$ .

## 5. CONCLUSÕES

Para os sistemas binários utilizados o modelo previu, com pequeno desvio, o comportamento do processo de mistura na fluidização.

Para as velocidades de fluidização mais elevadas o processo de mistura tende a ser mais eficiente.

Em relação à concentração ao longo da altura do leito, em  $z = 0,55$  e  $z = 0,89$ , o processo com maiores velocidades tem comportamento mais similar que em menores velocidades.

A semelhança de comportamento mostrado nos ensaios com as maiores velocidades pode ser atribuído à maior movimentação do leito de partículas provocado pelas bolhas.

É necessário ainda a realização de novos experimentos para melhor avaliar o modelo em relação à outros sistemas particulados com diferenças de tamanho e densidade além de outras condições de fluidização.

## 6. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a colaboração da FUNDUNESP – Fundação para o desenvolvimento da Unesp.

## 7. REFERÊNCIAS

- Fan, L. T. & Chen, Y. M., 1990, Recent developments in solids mixing, Powder Technology, vol. 61, pp. 255-287.
- Gibilaro, L. G. & Rowe, P. N., 1974, A model for a segregating gas fluidised bed, Chemical Engineering Science, vol. 29, pp. 1403-1412.
- Gourdon, J. L., Charonnat, Y. and Robin, P., 1988, Évaluation par échantillonnage des procédés de mélange de grains, Bulletin Liaison Laboratoire des Ponts et Chaussées, vol. 153, pp. 117-121.
- Hoffmann, A. C., Janssen, L. P. B. M. and Prins, J., 1993, Particle segregation in fluidized binary mixtures, Chemical Engineering Science, vol. 48, pp. 1583-1592.
- Naimer, N. S., Chiba, T. and Nienow, A. W., 1982, Parameter estimation for a solid mixing / segregation model for gas fluidized beds, Chemical Engineering Science, vol. 37, pp. 1047-1057.
- Palma, G. L., 1998, Um estudo de mistura em leito fluidizado para sistemas particulados sólidos, Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos - USP, São Carlos, São Paulo, Brasil.
- Poux, M., Fayolle, P., Bertrand, J., Bridoux, D. and Bousquet, J., 1991, Powder mixing: some practical rules applied to agitated systems, Powder Technology, vol. 68, pp. 213-234.
- Tanimoto, H., Chiba, S., Chiba, T. and Kobayashi, H., 1981, Jetsam descent induced by a single bubble passage in three-dimensional gas-fluidized beds, Journal of Chemical Engineering of Japan, vol. 14, n. 4, pp. 273-276.

# **INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO BIFÁSICO (ÁGUA-AR) EM REGIME DE BOLHAS DISPERSAS ATRAVÉS DE PROCESSAMENTO DIGITAL DE IMAGENS E DE ENSAIO ULTRASÔNICO**

**Manolo Pires**

**Vilson Carlos da Silva Ferreira**

**Flávio van der Laan**

**Lucas Gutkoski**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Laboratório de Turbo-Máquinas e Medições de Fluxo, Departamento de Engenharia Mecânica, 90030-170, Porto Alegre, RS, Brasil.

E-mail: manolo@mecanica.ufrgs.br

## **Resumo**

O presente trabalho investiga, experimentalmente, as flutuações de pressão provocadas por descontinuidades e instabilidades internas em ambas as fases do escoamento bifásico. Especificamente, analisa-se os efeitos da resposta dinâmica de nuvens de bolhas no escoamento transiente bifásico. Os efeitos interativos que a variação no volume das bolhas tem na distribuição de pressão e, todavia, no campo de velocidade do escoamento são muitos significativos quando a concentração das bolhas torna maior e a possibilidade do movimento global da mistura surge. Os resultados desta investigação revelam que a presença das bolhas de ar afetam a natureza do meio através dos quais a onda está progredindo, alterando a massa específica e a compressibilidade do meio, e assim, alterando drasticamente a velocidade do som no meio, a qual diminui e torna-se dispersiva. Observou-se que um aumento na fração de vazios causa uma redução substancial na amplitude de resposta da bolha (atenuações).

**Palavras chaves:** Grupo de Bolhas, Escoamento Bifásico, Descontinuidades, Atenuações

## **1. INTRODUÇÃO**

Com o advento da Segunda Guerra mundial, as pesquisas teóricas e experimentais sobre escoamento bifásico foram intensificadas, devido a sua aplicação em reatores nucleares e a aceleração dos programas de pesquisas nucleares para fins bélicos.

O grande interesse pelo escoamento bifásico é devido, principalmente, ainda, a sua aplicação em foguetes, instalações industriais, como por exemplo, nas indústrias químicas e petroquímicas. Estão presentes ainda na natureza, como no caso de fontes geotérmicas para geração de energia.

Assim, uma quantidade apreciável de problemas em processos industriais (por exemplo, em evaporação, condensação, separação de componentes usando destilação) envolvem a medição de fluxos que, intencionalmente ou não, apresentam mais de uma fase e que normalmente envolvem altos custos.

Este tipo de escoamento possui estruturas espaciais complexas e mudam sua forma com o tempo. Estas peculiaridades são as principais razões das flutuações aleatórias em todos os parâmetros hidrodinâmicos do escoamento.

Bolhas de gás suspensas em líquidos sofrem vários fenômenos complexos demais para uma formulação matemática adequada. Nos modelos físico-matemático existentes (modelos homogêneos e separados) as peculiaridades hidrodinâmicas do meio bifásico não são levadas em consideração. Eles negligenciam totalmente os processos internos transientes (como no caso de modelos de escoamentos homogêneos ou modelos avaliados num tempo médio).

Nenhum modelo teórico que os autores pesquisaram, descreve a evolução da estrutura do escoamento bifásico enquanto muda parâmetros importantes da mistura bifásica, tais como, o conteúdo de gás (ar) injetado no escoamento nos limites de seu título  $0 < x < 1$ . Assim as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e de energia não são suficientes para descrever a complexa estrutura espacial e temporal do escoamento bifásico. É necessário suplementá-las com equações constitutivas, expressando as leis de transferência interfacial em termos das variáveis dependentes.

No escoamento bifásico em regime de bolhas dispersas surgem complicadas interações como: colisões, coalescência entre bolhas adjacentes, interações entre bolhas e a parede do tubo e variações instantâneas da geometria das bolhas, que afetam o potencial hidrodinâmico local do escoamento, causando flutuações na pressão estática na velocidade, e violento movimento turbulento do líquido. A variação resultante do campo do escoamento induz mudanças no movimento das bolhas, e estas podem resultar em uma flutuação mais violenta ou heterogeneidade do escoamento. Muitos esforços têm sido despendidos analiticamente, tais como, os trabalhos de Hsieh & Plesset (1961), Wijngaarden (1966, 1968, 1976 e 1984), Scott (1981), D'Agostino & Brennen (1989), Nakoryakov et al (1994), Takahira et al (1994), Ferreira (1997) e muitos outros, mas tais modelos não podem representar a situação do escoamento como ele realmente existe e podem somente ser aplicado para escoamento em condição estritamente limitada ou bem definida. Por outro lado, embora uma grande quantidade de trabalhos experimentais tem sido realizadas sobre escoamento com bolhas em diferentes sistemas líquido-gás, comparações de resultados de muitas pesquisas fornecem pouca informação básica de forma a dar uma visão do fenômeno físico. Isto é devido ao fato que tais pesquisas foram confinadas na medida de um ou dois parâmetros sob diferentes condições do escoamento e da complexa natureza estatística dos movimentos aleatórios do fluido induzido por bolhas movimentando de forma aleatória. Assim, o conhecimento básico sobre o mecanismo deste complexo escoamento é ainda muito limitado, embora bolhas de gás em líquido seja uma visão muito familiar.

O presente trabalho é uma investigação experimental das flutuações de pressão local do escoamento bifásico em regime de bolhas dispersas. Escoamento este através de uma tubulação horizontal de 50 mm de diâmetro interno sob pressões aproximadamente atmosférica. Ênfase será dada no seguinte:

- 1) Medidas de flutuações de pressão;
- 2) Cálculo das intensidade das flutuações de pressões provocadas pelas bolhas;

## **2. EQUIPAMENTO E PROCEDIMENTO**

Os dados experimentais foram obtidos de um circuito de teste mostrado na Figura 1. O circuito de teste faz parte da bancada de calibração de medidores de fluxo do tipo gravimétrica, existente no Laboratório de Turbo-Máquinas e Medições de Fluxo (UFRGS-LTMF) usada para calibrar medidores de fluxo de 0,1 até 5 kg/s com incerteza de  $\pm 1\%$  de

fundo de escala (FS). Este circuito compreende três seções diferentes: (1) Seção de entrada; (2) Seção de desenvolvimento e (3) Seção de teste.

A seção de entrada é um dispositivo denominado “condicionador de fluxo” constituído de uma expansão da seção transversal do tubo de seção de teste de 50 mm para 150 mm, onde foram instalados um orientador de escoamento tipo “favo de abelha” e um respiro. O objetivo da instalação do condicionador associado ao orientador do escoamento é eliminar possíveis escoamentos secundários e flutuações provocadas pela bomba ou pelos acessórios da tubulação. O respiro foi instalado para extrair o ar presente no escoamento (possível cavitação provocada pela bomba) e que pode alterar os dados.

A seção de desenvolvimento consiste de uma tubulação reta, sem acidentes de 50 mm de diâmetro, com um comprimento equivalente a 60 diâmetros (3000 mm), com o objetivo de promover o pleno desenvolvimento do perfil de velocidades.

A seção de teste consiste de um tubo horizontal de acrílico de 50 mm de diâmetro interno, instalado externamente sobre o mesmo, 2 sensores piezoelétricos diametralmente opostos, (o sensor superior é o sensor transmissor de sinal ultra-sônico de rádio-frequência e o inferior o receptor). O sensor do tipo piezoelétrico possui uma frequência de ressonância de 140 KHz, saída do sinal de 4 a 20 mA.

A injeção de ar é feita através de um tubo de cobre em forma de “L” com 10 mm de diâmetro com vários pequenos orifícios ao redor da perna inferior do “L”. Com esta solução o ar é misturado radialmente dentro d’água.

Utilizando-se de um gerador de funções, o sensor piezoelétrico transmissor da seção de teste foi excitado por uma onda senoidal na frequência de 140 KHz (correspondente a frequência de ressonância do sensor). Este sinal ultrassônico de 140 KHz foi modulado aleatoriamente em amplitude e fase durante a passagem de bolhas pela seção de teste e excita o sensor piezoelétrico receptor diametralmente oposto. Os sinais do sensor piezoelétrico receptor foram amplificados e posteriormente demodulados para remover as componentes de alta frequência do sinal. Os sinais assim demodulados e filtrados com filtros passa – baixa representam as flutuações aleatórias de pressão provocadas pelas bolhas no escoamento. Estes sinais de pressão foram adquiridos via software, numa frequência de aquisição de 100 KHz, taxa de aquisição de 100.000 pontos num intervalo de tempo de 1 segundo. Simultaneamente e de forma sincronizada com os sinais de pressão foram capturados e gravadas em fitas magnéticas as imagens do movimento das bolhas no intervalo de tempo correspondente ao de aquisição (1 segundo). Para isto utilizou-se de uma câmera digital CCD monocromática, com velocidade de obturação de 1/100 segundo. As imagens foram digitalizadas em 30 quadros por segundo.

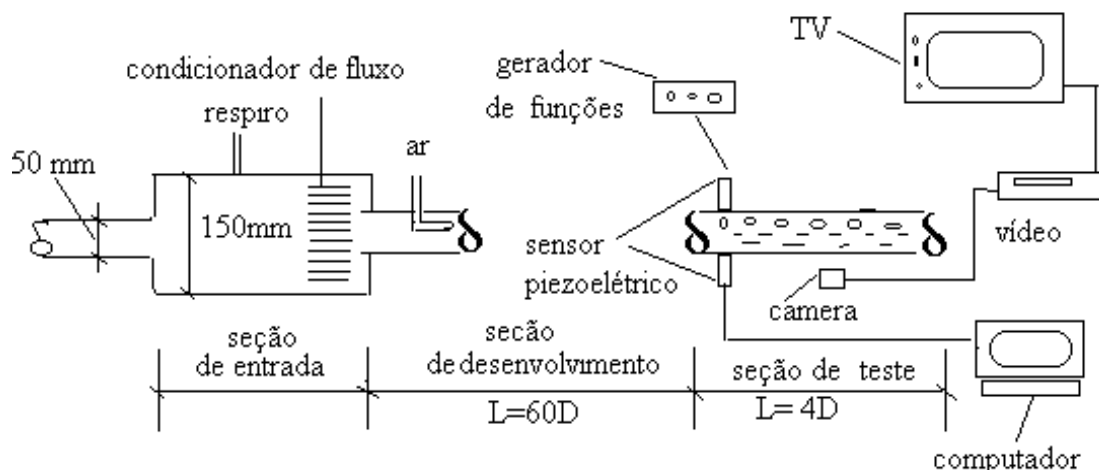


Figura 1 Seção de Testes



### 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

As medições foram efetuadas para diferentes fluxos mássicos água e ar. Esta seção apresenta alguns resultados obtidos. A Figura 2 mostra as flutuações de pressão no domínio do domínio do tempo para o escoamento unifásico com fluxo mássico de água de 1,03 kg/s e

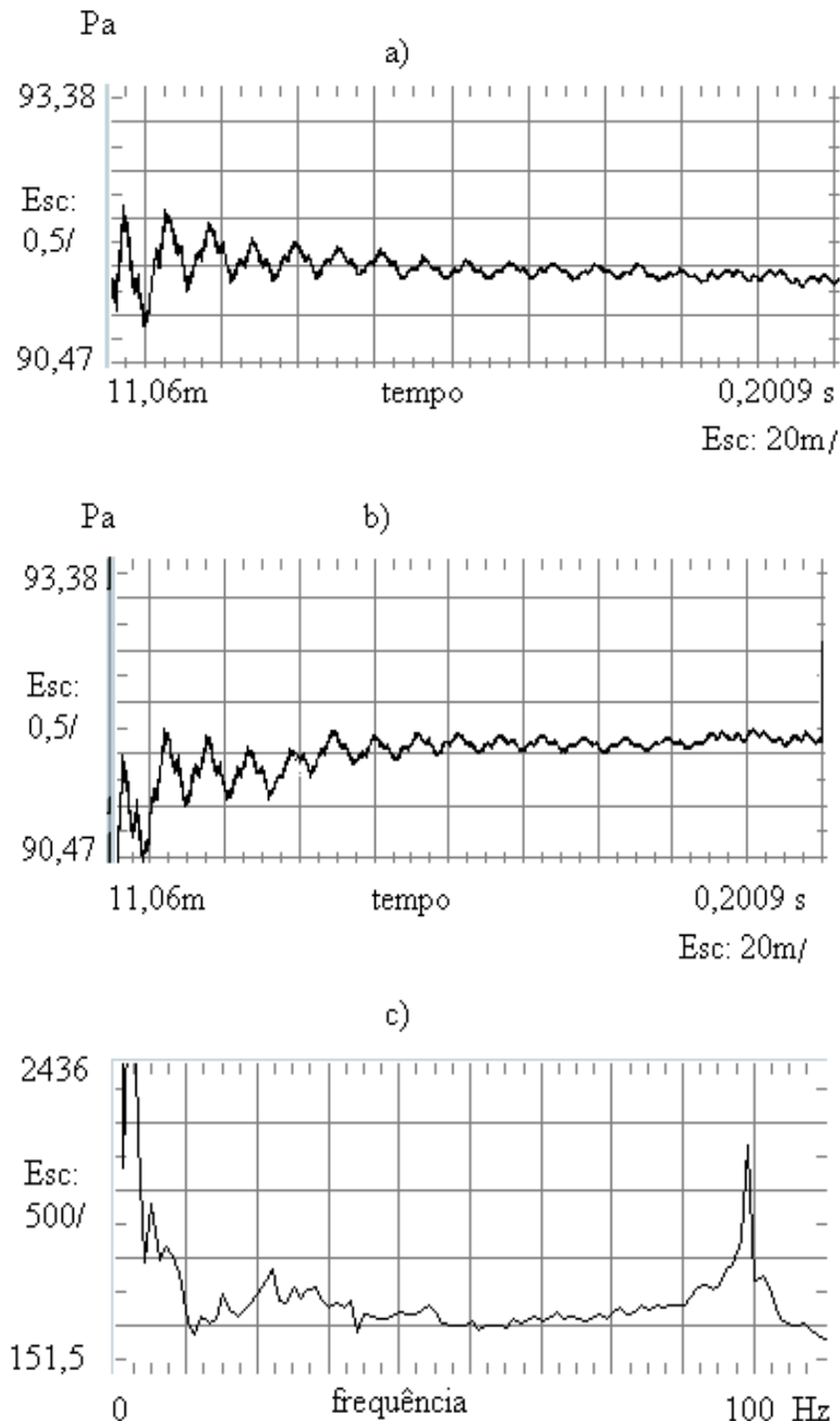


Figura 2 Flutuações de pressão correspondente a : a) Escoamento unifásico com Fluxo Mássico  $m = 1,03 \text{ kg/s}$  (água) b) Escoamento Bifásico com Fluxo Mássico  $m = 1,03 \text{ kg/s}$  (água) e  $m = 0,000010775 \text{ kg/s}$  (ar) c) Espectro de Frequência correspondente ao Escoamento Bifásico .

para escoamento bifásico com um fluxo mássico de 1,03 kg/ s de água e 0,000010775 kg/ s de ar, tanto no domínio do tempo e o espectro de frequência correspondente.

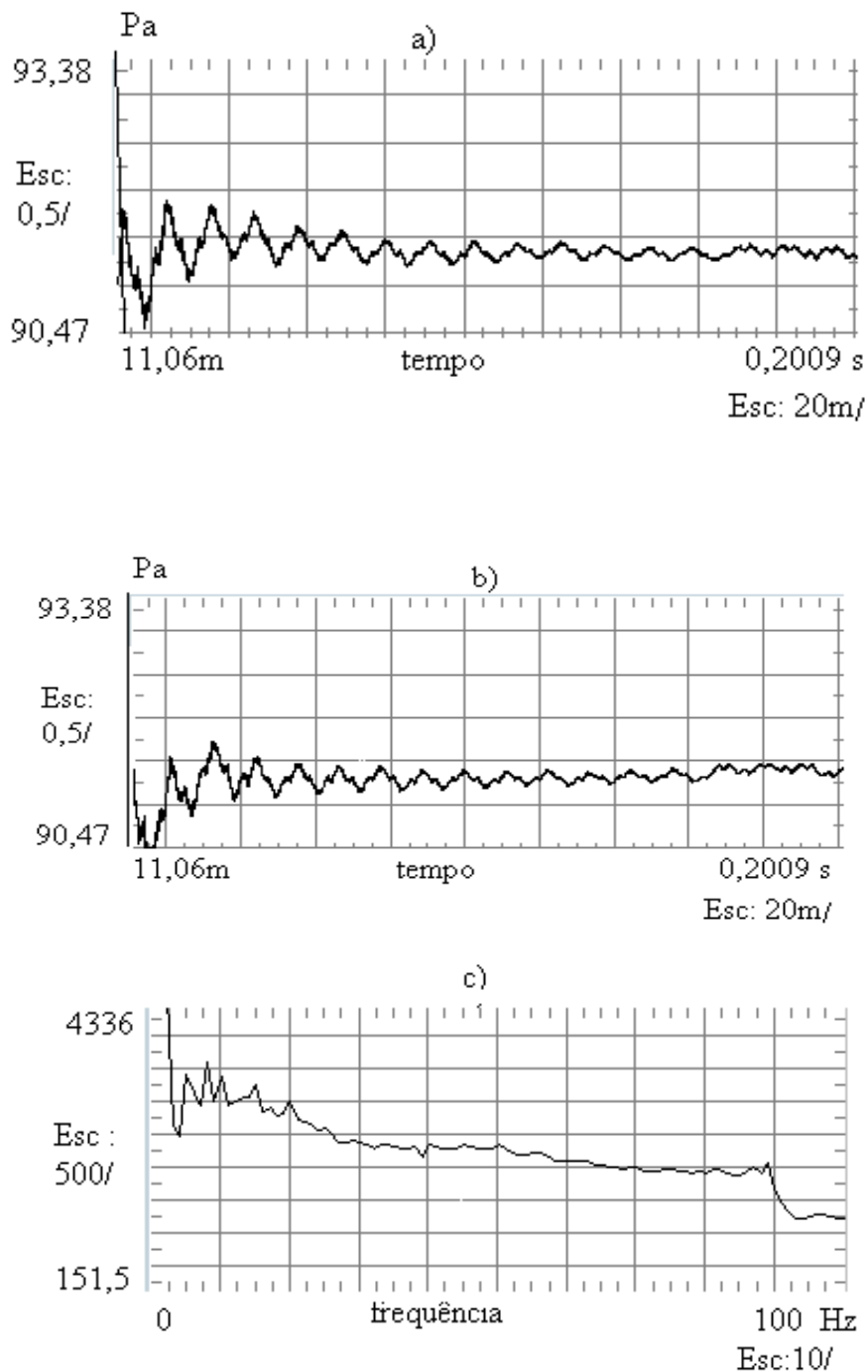


Figura 3 Flutuações de pressão correspondente a: a) Escoamento Unifásico com Fluxo Mássico  $m = 1,37$  kg/s (água) b) Escoamento Bifásico com Fluxo Mássico  $m = 1,37$  kg/s (água) e  $m = 0,00002155$  kg/s (ar) c) Espectro de Frequência correspondente ao Escoamento Bifásico

A Figura 3 mostra as flutuações de pressão no domínio do tempo para o escoamento unifásico com fluxo mássico de água de 1,37 kg/s e para o escoamento bifásico com fluxo mássico de 1,37 kg/s de água e 0,00002155 kg/s de ar no domínio do tempo e o espectro de frequência correspondente.

Foram adquiridos diversos sinais de flutuações de pressões para diferentes fluxos mássicos de água e ar. Iniciou-se com  $m = 0,5 \text{ kg/seg}$  água (escoamento unifásico) e o correspondente escoamento bifásico  $m = 0,5 \text{ kg/seg}$  (água) e  $m = 0,1 \text{ kg/seg}$  ar. A partir daí variou-se o fluxo de mássico de água tanto para o escoamento unifásico quanto para o bifásico de 0,5 kg/seg em 0,5 kg/seg até o fluxo mássico de  $m = 2,0 \text{ kg/seg}$  de água e o de ar 0,2 em 0,2 kg/seg até 2kg/seg.

Os autores fizeram diversas análises, tanto no domínio do tempo, quanto no da frequência, para diferentes frações de vazio testadas, utilizando-se de software de aquisição e análise estatística dos dados. Embora as Figuras 2 e 3 sejam casos particulares, elas são representativas e muito similares aos demais testes efetuados. Dos gráficos das Figuras 2 e 3, foi observado que com a introdução da fase dispersa (bolhas de ar) no escoamento com água :

- A intensidade das flutuações no escoamento bifásico é maior uma ordem de grandeza ou mais do que a do escoamento unifásico;
- O espectro de frequência do escoamento bifásico é mais estreito do que o do unifásico para o mesmo fluxo mássico. Há alguns picos bem definidos de frequências em ambos escoamentos, os quais provavelmente representam alguns efeitos da própria bancada de medições de fluxo ;
- Em contraste com o escoamento unifásico, o espectro de flutuações de cada parâmetro hidrodinâmico é caracterizado por uma queda máxima em baixa frequência da ordem de 1-10 Hz.

Análise de diversos diagramas de oscilações de pressão no escoamento bifásico obtidos no laboratório de turbo-máquinas da UFRGS revelam a presença nos escoamentos bifásicos de ondas progressivas ligada com sua estrutura espacial temporal.

A Figura 4 mostra as flutuações de pressão provocadas pela adição da fase dispersa (bolhas) nos escoamentos correspondentes aos das Figuras 2.

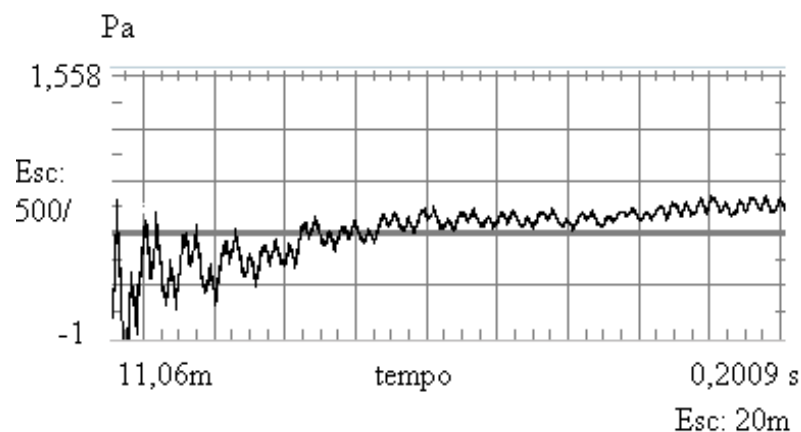


Figura 4 Flutuações de Pressão Provocada pela Fase Dispersa (Bolhas):) Sinal obtido da diferença entre o Escoamento Bifásico e Unifásico da Figura 2.

As flutuações de pressão reais representam uma superposição de um processo harmônico e um ruído aleatório.

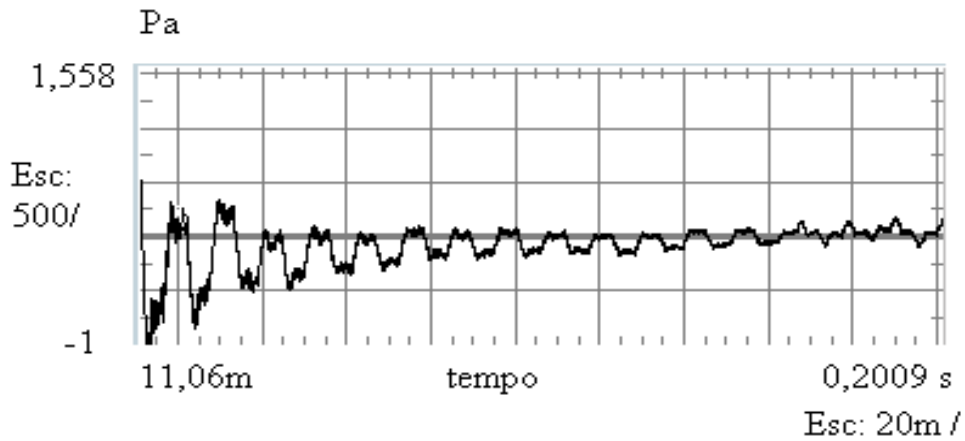


Figura 5 Flutuações de Pressão Provocada pela Fase Dispersa (Bolhas): Sinal obtido da diferença entre o Escoamento Bifásico e Unifásico da Figura 3.

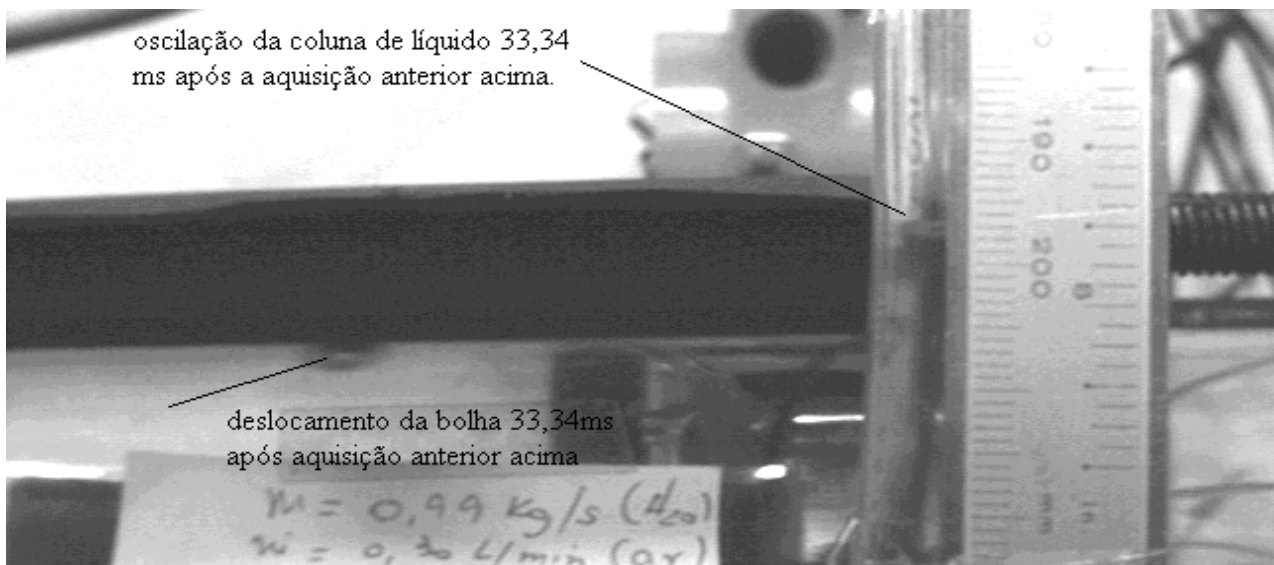
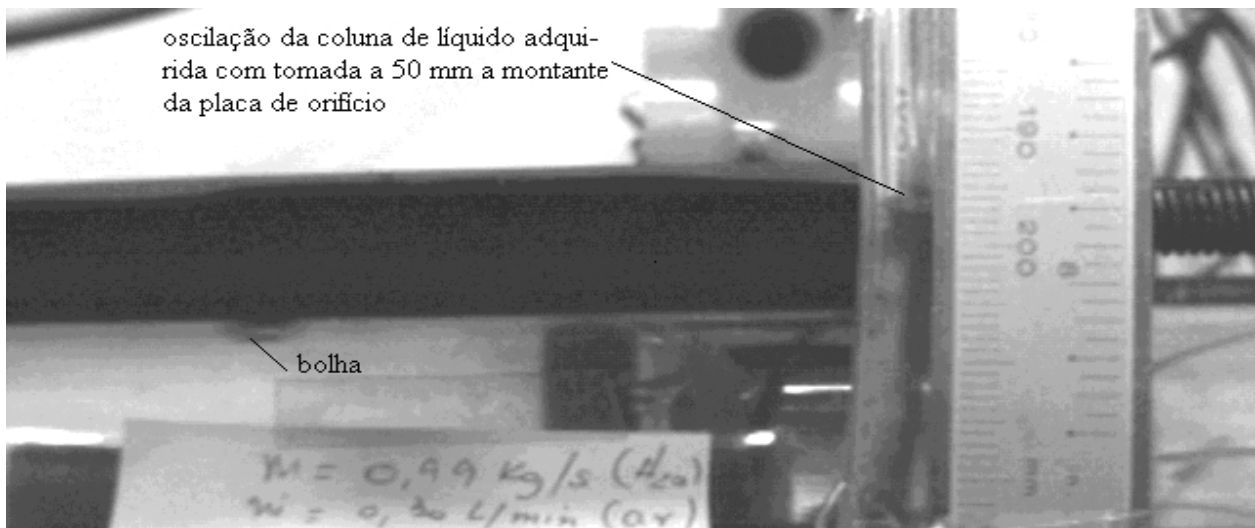


Figura 6 Flutuações de Pressão Obtidas num Intervalo de Tempo Correspondente a 33,34 ms

Utilizando-se de expressões analíticas propostas por Fokin, (1995), para o escoamento bifásico em regime transiente, foi calculada a intensidade das flutuações de pressões em forma de valores médios quadráticos. Os valores utilizados foram os correspondentes aos fluxos mássicos de água e ar das Figuras 2 e 3. Os valores médios quadráticos calculados, são da ordem de 0,81213 Pa. Verificou-se, que os valores obtidos experimentalmente estão em concordância com os analíticos.

Os resultados mostram efeitos não lineares e dispersivos, causados pela pulsações radiais das bolhas no líquido. Oscilações provocadas por grupo de bolhas afetam o escoamento básico tornando impossível um tratamento analítico do escoamento unifásico.

Conforme, Scott, (1991), oscilações provocadas por bolhas são descritas por certos problemas de autovalores, os quais dão os modos normais e correspondentes frequências de oscilações. Estes modos representam oscilações coletivas do sistema de bolhas, e não podem em geral, ser atribuída a bolhas particulares.

#### **4. CONCLUSÕES**

Embora a presente análise não permita uma exatidão dos resultados quantitativos, não havendo dados suficiente para ser conclusivo, os resultados desta investigação revelam um número de importantes efeitos em escoamentos confinados com bolhas. Atenuações extremamente altas são produzidas em água contendo bolhas suspensas de ar. A presença das bolhas de ar afetam a natureza do meio através dos quais a onda esta progredindo, alterando a massa específica e a compressibilidade do meio, e assim, alterando drasticamente a velocidade do som no meio, a qual diminui e torna dispersiva.

Efeitos de inércia na dinâmica das bolhas são importantes quando a frequência de excitação é comparável com a frequência natural da bolha. Observou-se que um aumento na fração de vazios causa uma redução substancial na amplitude de resposta da bolha (atenuações). Constatou-se ainda, que quando uma bolha flui na esteira da outra a mesma tende a acelerar-se mais do que a sua predecessora e coalescer com a mesma.

Gradientes de velocidades e aumento de turbulência tendem a aumentar a taxa com que as pequenas bolhas colidem, promovendo aglomerações, também tendem a fragmentar as bolhas em bolhas menores, produzindo um espectro muito grande de frequência, onde a maioria das bolhas entram em ressonância.

#### **5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Biesheuvel , Wijngaarden L. van ,1984, “Two Flow Equations for a Dilute Dispersion of Gas Bubble in Liquid “, J. Fluid Mech., Vol.148 , pp. 301-318.

D’ágostino L., Brennen C.E. , 1989, “ Linearized Dynamics of Spherical Bubble Clouds”, J. Fluid Mech. Vol. 1. 199, pp.155-176.

Ferreira V.C.S. ,1997, “Differential Pressure Spectral Analysis for Two-Phase Floe trough an Orifice Plate”, Int. J.Press.& Piping, Vol.73, pp.19-23.

Hsieh D.Y., Plesset M.S. ,1961, “ On Propagation of Sound in a Liquid Containing Gas Bubble”, Phys. Fluid, Vol.4, N. 8-pp. 970-975.

Nakoryakov V., Dontsov V.E. , Pouasaev B.G.,1994, “ Propagation of Pressure Waves in Liquid with Gas Bubbles and Solid Particles”, Russian Journal of Engineering Thermophysics, Vol. 4, pp 173.

Scott J.F. ,1981,” Singular Perturbation Theory Applied to the Collective Oscillation of Gas Bubbles in a Liquid”, J. Fluid Mech, Vol.113, pp. 487 –511.

Takahira H, Akamatsua T, Fujikawa S . ,1994,”Dynamics of a Cluster of Bubble in a Liquid”, JSME, International Journal, serie B, V.37, N. 2 pp.

Wijngaarden , L. van ,1976 a, “Hydrodynamics Interaction between Gas Bubbles in Liquid”, J. Fluid Mech, Vol.77, pp. 27- 44.

Wijngaarden , L. van ,1966, “Linear na Non Lineart Dispersion of Pressure Pulses in Liquid“, Technische Hogeschool Twente Afdelnig der Werktuigbounddunde, Postbus 217, Enschede, Netherlands, pp. 115-135.

Wijngaarden , L. van.,1968, “ On the Equations for motion of Mixtures of Liquid and Gas Bubbles”, J. Fluid Mech, Vol.33, part3, pp. 465-474.

## ENSAIOS AERODINÂMICOS EM VÔO DO FOGUETE SUBORBITAL VS-40

André Luiz Pereira, Paulo Moraes Jr.  
Centro Técnico Aeroespacial/Instituto de Aeronáutica e Espaço  
Divisão de Sistemas Espaciais  
12228-904 São José dos Campos-SP, Brasil, E-mail: [andrel@iae.cta.br](mailto:andrel@iae.cta.br)

### RESUMO

O VS-40 é um foguete de sondagem de alto desempenho constituído por dois estágios propulsores, sendo desenvolvido pelo Instituto de Aeronáutica e Espaço do Centro Técnico Aeroespacial. A missão principal deste veículo é a de realizar vôos suborbitais de longa duração, para fins de atendimento de experimentos científicos e tecnológicos de microgravidade, e já foi lançado por duas vezes. O projeto aerodinâmico do VS-40 foi realizado utilizando *engineering calculation methods*. Ensaios aerodinâmicos em túnel de vento não foram feitos por limitação orçamentária e de tempo disponível para conclusão do projeto. No vôo do segundo protótipo do VS-40, foram feitas medições de pressões sobre a parte superior do veículo nos regimes de velocidades subsônica, transônica e supersônica, com o objetivo de obter dados para validação dos cálculos realizados. O artigo descreve as técnicas utilizadas para medição e aquisição de dados e discute os resultados obtidos em vôo.

**Palavras-chave:** Ensaios em vôo, Vôo suborbital, Medição de pressões, Aerodinâmica

### 1. INTRODUÇÃO

O VS-40, mostrado na figura 1, é um foguete de sondagem de alto desempenho constituído por dois estágios propulsores, desenvolvido pelo IAE-Instituto de Aeronáutica e Espaço do CTA-Centro Técnico Aeroespacial (Boscov, 1995). Este veículo, inicialmente desenvolvido para qualificar em vôo o quarto estágio propulsor do VLS-Veículo Lançador de Satélites (Boscov et al, 1990), já foi lançado por duas vezes. Atualmente objetiva-se qualificá-lo para um desempenho que possibilite um longo tempo de vôo suborbital tornando-o assim bem adequado a realização de experimentos científicos e tecnológicos sob condições de microgravidade.

O projeto aerodinâmico do VS-40, configurado por uma ogiva esférico-cônica, seguida de cilindros de seção circular, os quais formam os dois estágios propulsores, e acrescido de superfícies de estabilização na sua parte posterior, foi realizado utilizando *engineering calculation methods*. Dá-se a denominação "engineering methods" aos métodos de cálculo de resposta rápida, empregados em estimativas preliminares de coeficientes, no presente caso, aerodinâmicos. Tais métodos são baseados em formulações analíticas e/ou semi-empíricas, validados com resultados experimentais, e



**Figura 1.** Foguete de Sondagem VS40

portanto adequados ao uso para configurações que não exijam o uso de métodos numérico-computacionais mais elaborados. São largamente utilizados e referenciados como "engineering methods".. Ensaio aerodinâmicos em túnel de vento, de baixa e de alta velocidade, não puderam ser considerados tanto por questões de limitação orçamentária como de tempo disponível para conclusão do projeto.

No lançamento e vôo do segundo protótipo do VS-40, ocorrido em abril de 1998, foram feitas medições de pressões sobre a superfície da parte frontal do veículo, coifa (ogiva) e módulo de carga-útil, com o objetivo de obter dados para uma validação dos cálculos realizados com os métodos de engenharia ou mesmo simulações numéricas. As medidas em vôo foram tomadas nos regimes de velocidades subsônica, transônica e supersônica durante a fase de vôo atmosférico.

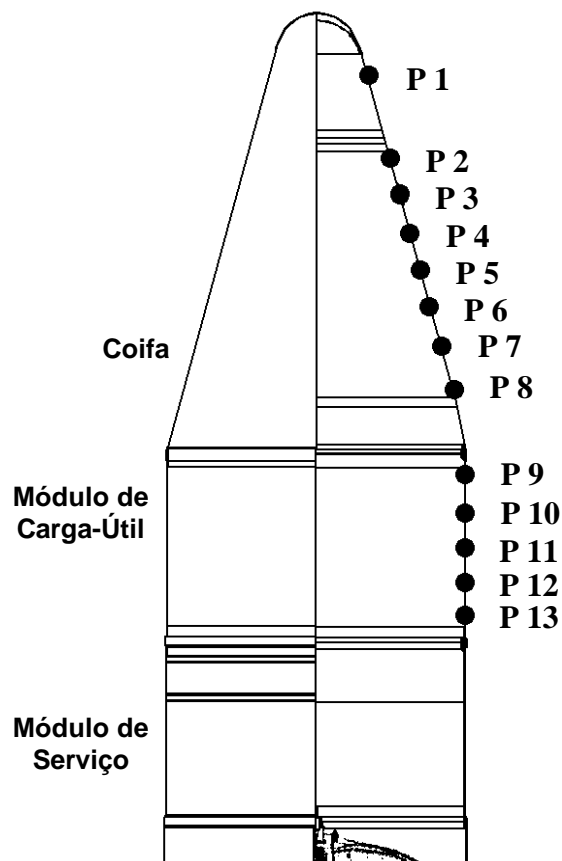
O presente artigo descreve as técnicas utilizadas para medição e aquisição de dados e discute detalhadamente os resultados obtidos em vôo.

## 2. PLANO DE MEDIDAS E INSTRUMENTAÇÃO

O plano de medidas em vôo é descrito detalhadamente em (Eleutheriadis, 1996), e considera medidas de pressão na superfície externa da parte alta do veículo, distribuídas conforme segue:

- 8 tomadas de pressão sobre a coifa e
- 5 tomadas de pressão sobre o módulo de carga-útil.

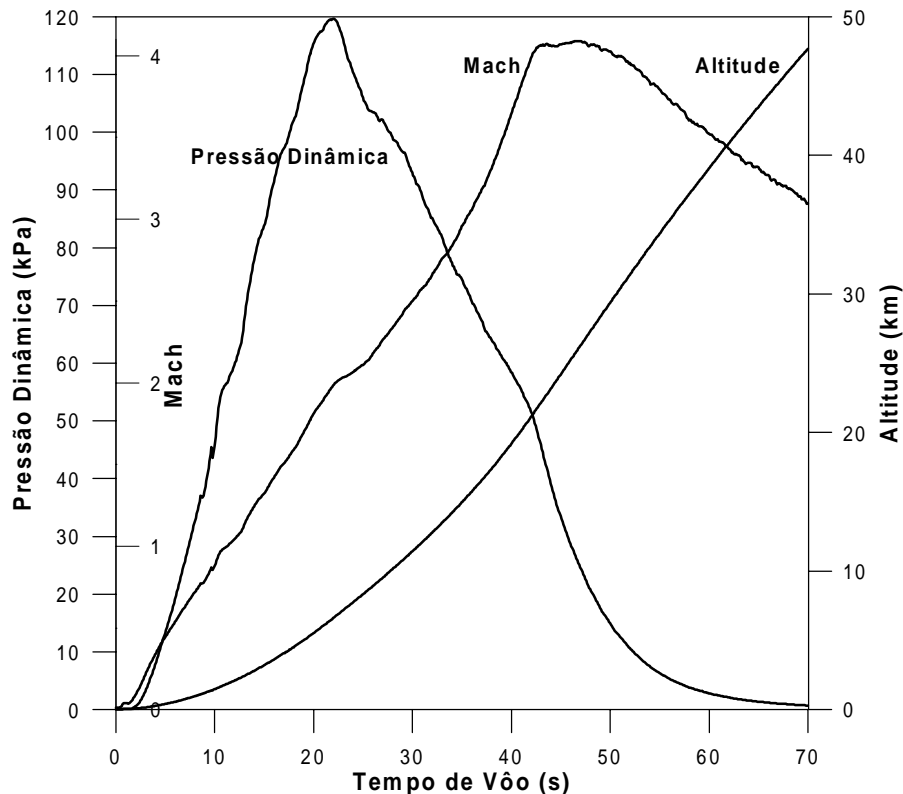
A figura 2 ilustra a distribuição solicitada para os pontos de medida de pressão



**Figura 2.** VS 40/ PT02: Localização das tomadas de Pressão.



Para bem especificar os transdutores de pressão utilizados no ensaio em vôo, foi necessário conhecer previamente os níveis de pressão que estariam atuando sobre a superfície do veículo, ao longo de sua trajetória ascendente, figura 3. Assim, considerou-se primeiramente uma trajetória nominal do veículo, determinando-se a altitude e a velocidade em função do tempo de vôo, e com estas as correspondentes pressões atmosféricas a partir de um modelo de uma atmosfera padrão (NASA, 1976), e o número de Mach, que denota a razão da velocidade do veículo sobre a velocidade do som na altitude na qual se encontra.



**Figura 3.** VS 40/ PT02: Parâmetros de Vôo

Para obter-se no entanto os valores esperados de pressão local, i.e sobre a superfície do veículo, fez-se necessário o uso de resultados de cálculos oriundos de simulações numérico-computacionais do escoamento sobre o veículo, para regimes transônico e supersônico, até a condição de máxima pressão dinâmica. A simulação numérico-computacional fez uso de uma formulação viscosa das equações de Navier-Stokes de camadas finas, acrescidas de um modelo de turbulência algébrico do tipo viscosidade de vórtice, apresentada e descrita em (Azevedo, 1996).

Conhecidos os valores a serem esperados, ao longo da trajetória, foram definidos pontos de interesse para as medidas a serem realizadas, de forma a caracterizar o escoamento ao longo de segmentos e junto às mudanças de geometria. Assim, foram especificadas as faixas de medidas para os sensores a serem colocados em cada ponto para a realização do ensaio aerodinâmico em vôo do foguete suborbital VS-40

Os transdutores de pressão utilizados para estas medidas foram do tipo Piezo-resistivo, com uma faixa de medida de 0 a 103,4 kPa (0 a 15 psi). O sinal de saída desses transdutores é linear e apresenta, para uma tensão de excitação de 5 VDC, um valor de 1,088 mV/Pa ou 112,5 mV para fundo de escala. Este sinal é levado a um amplificador que aplicará um ganho de 44,44 vezes, apresentando na saída um sinal na faixa de 0 a 5 V. O sinal amplificado é levado, então, para um Codificador de Telemetria (PCM) e transmitido para a estação de solo por radiofrequência, em Banda S (2275,5 MHz).

Uma vez selecionados os transdutores a serem utilizados, estes foram adquiridos e aferidos. A aferição dos transdutores foi feita no Laboratório de Confiabilidade Metrológica do IFI-Instituto de Fomento e Coordenação Industrial, do CTA-Centro Técnico Aeroespacial, seguindo procedimento próprio do laboratório (Siqueira, 1998). Tal procedimento define os equipamentos a serem utilizados, o processo de aplicação de cargas e a climatização do ambiente onde a aferição é realizada.

O processo de aferição é executado em Balança de Peso Morto, com Conjunto de Massas Padrão, tomando-se os valores de medida em carregamento e descarregamento, para garantir que não haja qualquer imperfeição do elemento sensor que possa provocar desproporcionalidade ou histerese consideráveis. Para ter-se a confiabilidade necessária à aferição, são tomados 10 pontos da escala, sendo: o valor inicial da escala, o fundo da escala e mais 8 pontos intermediários. Dessa forma, tem-se confirmado o coeficiente angular de cada transdutor e confirmada uma precisão melhor que 0,15% do fundo de escala, garantindo a precisão das medidas e irrelevância da propagação do erro sobre os coeficientes daí calculados.

Durante o vôo os dados são transmitidos e recebidos em solo por antena dedicada, esta acoplada ao Radar que monitora o movimento do veículo, armazenados em fita magnética e, concluído o vôo do veículo e aquisição dos dados, convertidos para unidades de engenharia, por modelos matemáticos, e disponibilizados para análise.

### 3. ANÁLISE DOS DADOS

Uma primeira análise dos dados obtidos mostrou ter havido um problema durante o vôo, interrompendo ou alterando a aquisição dos dados das medidas, 21,3 segundos após o lançamento. Tais alterações puderam ser observadas no *off set* (relevante salto do valor, alterando ou não o comportamento desta) apresentado em algumas das medidas e no comportamento de outras.

Com tal problema, as análises ficaram limitadas à consideração de um valor máximo do número de Mach igual a 1,8. Ainda assim, foi possível fazer-se a análise da passagem do veículo pelo regime transônico, que é de extrema importância para a avaliação de qualquer veículo espacial, bem como do início do regime supersônico.

Considerando a limitação imposta, a análise foi iniciada pelo *set up* (ajuste inicial) das cadeias de medição, pois as medidas de pressão não tiveram um mesmo valor inicial, o que poderia acarretar um mascaramento da distribuição das pressões ao longo do veículo, durante o vôo. Este problema exige um acerto dos valores, a partir da pressão atmosférica externa medida no instante do lançamento. Tal medição é feita 5 minutos antes deste evento.

A partir das pressões encontradas foram calculados os Coeficientes de Pressão ( $C_p$ ), para cada ponto de medida do veículo e valores desejados do número de Mach.

O coeficiente de pressão  $C_p$  é calculado usando-se a equação:

$$C_p = \frac{P_x - P_\infty}{q_\infty} \quad (1)$$

onde

$P_x$  = pressão local (Pa)

$P_\infty$  = pressão atmosférica (Pa)

$q_\infty$  = pressão dinâmica,  $= \frac{1}{2} \rho_\infty \cdot V_\infty^2 = \frac{2}{\gamma \cdot M_\infty^2} \left( \frac{P_x}{P_\infty} - 1 \right)$  (Pa)

$\gamma$  = constante adimensional,  $= \frac{c_p}{c_v}$

$c_p$  = calor específico a pressão constante

$c_v$  = calor específico a volume constante

No cálculo da Pressão Dinâmica,  $\rho$  é a massa específica do ar, dada em  $\text{kg/m}^3$ ;  $V$  é a velocidade do veículo, dada em  $\text{m/s}$ ;  $M$  é o Número de Mach e  $P$  é a pressão, dada em Pa. O índice subscrito  $x$  indica a propriedade tomada no ponto de medida e  $\infty$  indica propriedade tomada no escoamento não perturbado.

A distribuição do coeficiente de pressão  $C_p$  é representada sobre um comprimento adimensional, expresso por  $X/L$  onde  $X$  é a posição do ponto, a partir da ponta da ogiva, e  $L$  é o comprimento total do veículo. Isto é feito, tanto na representação dos resultados experimentais como em cálculos e simulações computacionais, permitindo uma similaridade referencial para comparações, desde que seja observada a similaridade geométrica entre as configurações em estudo.

A determinação dos valores do  $C_p$  foi feita a partir dos dados obtidos experimentalmente, nos 13 pontos de medidas, da trajetória real do veículo e de valores obtidos de tabelas de atmosfera padrão, para o número de Mach  $M$  variando de 0,7 a 1,8.

#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos são apresentados a seguir em gráficos, figuras 4, 5 e 6, na forma de distribuição do coeficiente de pressão local ao longo da superfície do segmento superior do veículo, para números de Mach variando de 0,7 a 1,8.

Para o regime de velocidades subsônicas com  $0,7 \leq \text{Mach} < 1,0$ , figura 4, observa-se dos resultados que o coeficiente de pressão varia acompanhando as características de escoamento sobre cada segmento geométrico da configuração. Portanto, apresenta pequena variação sobre o segmento cônico, forte expansão na junção cone-cilindro, e acentuada recuperação da pressão sobre o segmento cilíndrico. Observa-se também das distribuições apresentadas na figura 4 que para número de Mach igual a 0,8 e 0,9, fenômenos transônicos já se fazem presentes, o que sinaliza a formação de uma região de escoamento supersônico no início do segmento cilíndrico. Esta região supersônica é posteriormente fechada por uma onda de choque de média intensidade. Esta constatação é comprovada pelos valores de  $C_p = -0,44$ , para  $M = 0,8$  e de  $C_p = -0,19$ , para  $M = 0,9$  os quais, sendo alcançados, indicam o estabelecimento de velocidade sônica,  $M = 1,0$ , sobre a superfície da configuração, nas respectivas posições.

Na figura 5 tem-se a distribuição de pressões para velocidades em regime de baixo supersônico,  $1,1 \leq \text{Mach} \leq 1,4$ . Embora tenha-se aqui um regime de velocidades transônicas, as distribuições de pressão mostradas não indicam a existência de ondas de choque localizadas, flutuação de pressão, etc., que bem caracterizam tais tipos de escoamento.

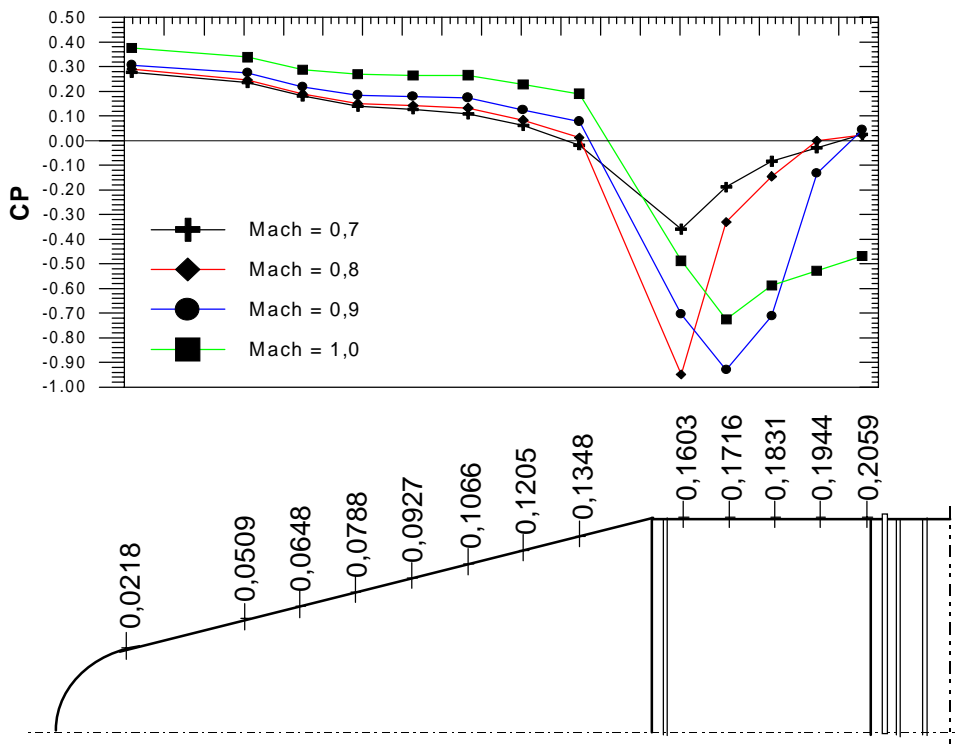


Figura 4. Distribuição do Coeficiente de Pressão para  $0,7 \leq \text{Mach} \leq 1,0$ .

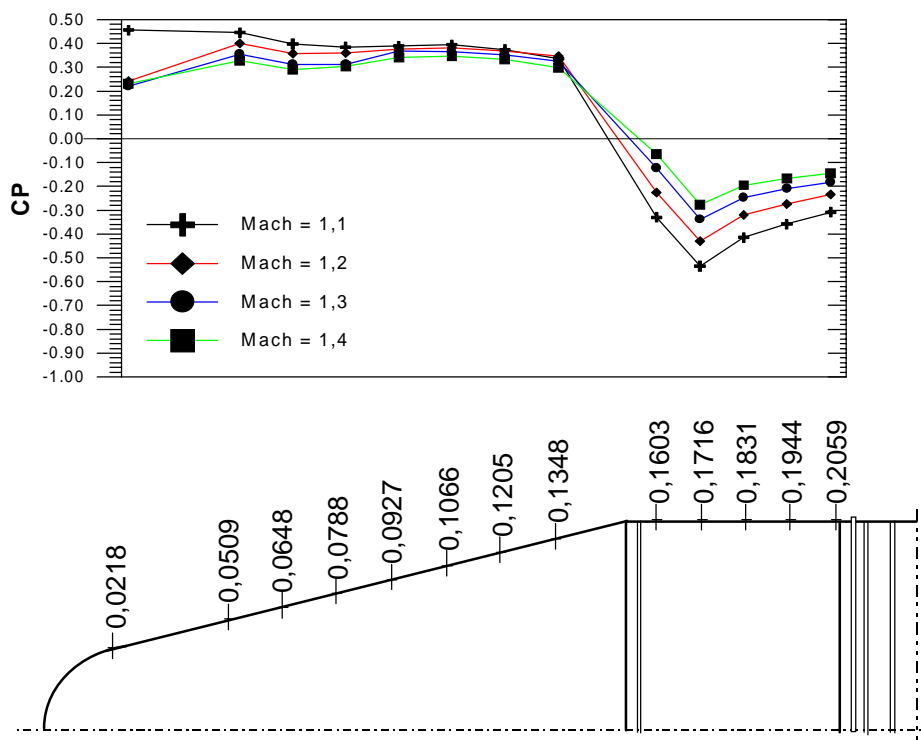
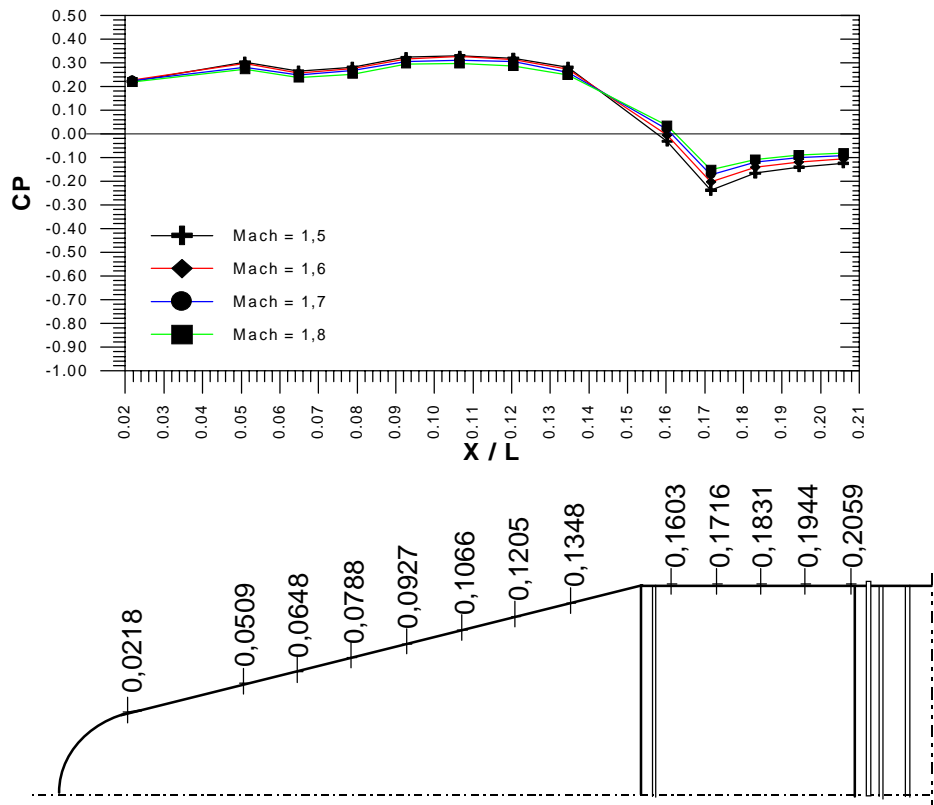


Figura 5. Distribuição do Coeficiente de Pressão para  $1,1 \leq \text{Mach} \leq 1,4$ .



**Figura 6.** Distribuição do Coeficiente de Pressão para  $1,5 \leq \text{Mach} \leq 1,8$ .

As distribuições apresentadas na figura 6 denotam escoamentos tipicamente supersônicos. Observa-se uma lenta e gradual recuperação da pressão para valores iguais a da pressão do escoamento não perturbado, embora a recuperação só deva ocorrer, para geometrias similares, a uma distância de 6 a 8 diâmetros da calota esférica, contados a partir do nariz do veículo.

É ainda importante ressaltar que a obtenção detalhada da distribuição de pressões sobre a superfície do veículo não é só de importância para validação de cálculos e simulações numérico-computacionais, mais também encontra aplicação no dimensionamento estrutural dos segmentos do veículo, principalmente quando considerado que sobre sua estrutura (casca), e se não houver equalização entre as pressões externa e do interior da coifa, um alto diferencial de pressão se estabelecerá.

## 5. CONCLUSÕES

Com o objetivo de adquirir dados para validação de cálculos e de simulações numérico-computacionais de escoamentos de alta velocidade sobre configurações de foguetes de sondagem e de veículos similares, foi feita a aquisição de pressões sobre o segmento superior do foguete de sondagem VS40, durante o vôo do seu segundo protótipo.

As pressões foram adquiridas durante o vôo atmosférico do veículo, em sua trajetória ascendente, nos regimes de velocidades subsônica, transônica e supersônica.

Os resultados mostraram que a técnica e os sensores utilizados para as medidas foram adequados para os regimes de velocidades e condições de vôo. Além de permitir agora a validação de resultados obtidos por meio de cálculos de engenharia ou através de simulações numérico-computacionais, as pressões, distribuídas ao longo do segmento superior do veículo, servirão também para uma mais precisa e detalhada análise estrutural deste segmento. É

importante salientar que o regime de vôo coberto, especificamente no que diz respeito as velocidades transônicas, representa o instante de maior solitação estrutural de um foguete de sondagem da classe do VS40.

## 6. REFERÊNCIAS

- Azevedo, J. L. F. et al., 1996, "Distribuições de Pressão para Segmento Superior do VS-40/PT-02", Nota Técnica NT-115/ASE-N/96, CTA/IAE, São José dos Campos-SP, Brasil, Ago 96
- Boscov, J., 1995, "Les Fusées Sondes pour le Programme Spatial Bresilien", 12<sup>th</sup> ESA Symposium on Rocket and Balloon Programs & Related Research, Lillehamer, Norway, 458p.
- Boscov, J. , Moraes, P. Jr., et al., 1990, "Development Status of the Brazilian VLS Satellite Launcher Program", 17<sup>th</sup> International Symposium on Space Technology and Science, Tokyo, Japan.
- Eleutheriadis, A., 1996, "VS-40/PT-02. Plano de Medidas em Vôo", Nota Técnica NT-119/ASE-N/96, CTA/IAE, São José dos Campos-SP, Brasil, Out 96
- NASA, NOAA, USAF, 1976, "U.S. Standard Atmosphere, 1976", NASA, Washington, EUA
- Siqueira, A. J. A., 1998, "Calibração de Transdutores de Pressão", Procedimento Interno PI/FCM-7025, CTA/IFI, São José dos Campos-SP, Brasil, Out 96

# AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS FÍSICOS DE MEIOS POROSOS RÍGIDOS EFETIVOS

**Emerson Freitas Jaguaribe**

**Marcos Antonio Ramos Andrade**

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Tecnologia Mecânica, Centro de Tecnologia, Campus I da UFPB, 58059-900, Paraíba, PB, Brasil. E-mail: ejaguaribe@uol.com.br e marandrade@bol.com.br

## Resumo

Neste trabalho o escoamento em um meio poroso unidimensional foi associado ao de um fluxo através de uma vena contracta. Equacionando, ainda, a perda de carga em termos da energia cinética, e em função do comprimento longitudinal do meio poroso, foi possível compor um sistema formado por três equações. O modelo foi aplicado a situações onde a porosidade média efetiva era conhecida ( $\epsilon = 0,436$ ), para as amostras formadas por tubos capilares de vidro. Os dados numéricos advindos dos experimentos serviram para complementar a formulação do modelo, “Andrade (1999)”, que passou a ter o caráter semi-empírico. O modelo completo foi também empregado para determinar parâmetros físicos de um meio constituído de carvão vegetal. Comentários pertinentes aos resultados desta aplicação estão incorporados a este trabalho.

**Palavras-chave:** Meios porosos, Vena contracta, Parâmetros físicos.

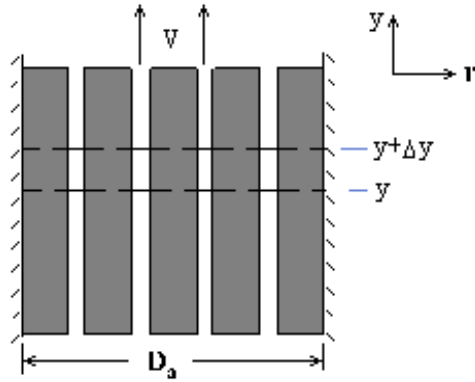
## 1. INTRODUÇÃO

De uma maneira geral, entende-se por meio poroso, um corpo formado por uma complexa rede de poros, passagens e fissuras através dos quais um fluido poderá escoar. É óbvio, que apenas os poros interligados, que vão de uma interface a outra, participam desse escoamento.

Sabemos que existem à disposição de engenheiros, químicos e outros usuários, métodos e teorias para determinação da área superficial de sólidos. O método BET “Brunauer et al.(1938)”, bem como porosímetros de mercúrio são exemplos destes recursos. Entretanto, para se avaliar a porosidade contínua ou efetiva de um meio, isto é, aquela que conecta duas interfaces distintas, fica-se a depender do empirismo. Este trabalho de caráter teórico-experimental, tem por objetivo maior discutir com o detalhe necessário, uma forma de identificar a porosidade efetiva de materiais porosos. Particularmente, a natureza dos materiais aqui discutidos foram o vidro, dos tubos capilares, que constituíram um dos meios, e o carvão vegetal, embora a técnica e o modelo proposto possam ser aplicados a outros materiais.

## 2. MODELO PROPOSTO

Dada a grande complexidade em relação ao estudo de leitos porosos, utilizamos, como uma primeira simplificação, o modelo unidimensional “Sissom et al.(1979)”, formado por tubos capilares uniformemente distribuídos, tal como é mostrado na **Figura 1**.



**Figura 1.** Leito formado por tubos capilares uniformemente distribuídos

Em termos de parâmetros do modelo unidimensional, a equação de *Darcy-Weisbach* é dado por:

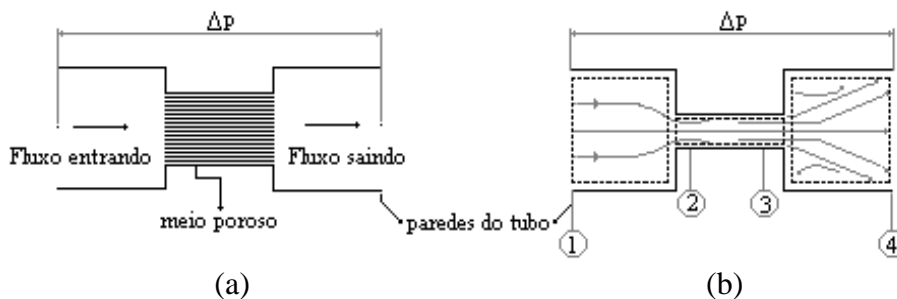
$$\Delta p = f \frac{8 ha}{di^5} \frac{\rho Q^2 \varepsilon^{\frac{1}{2}}}{np^2 \pi^2} \quad (1)$$

Onde  $\Delta p$  é o diferencial de pressão, em Pascal (Pa),  $f$  o fator de atrito,  $ha$  a altura da amostra,  $di$  o diâmetro de um veio capilar,  $\rho$  a massa específica do fluido,  $Q$  a vazão,  $\varepsilon$  a porosidade efetiva e  $np$  o número de veios capilares.

Considerando a Eq. (1), observa-se que mesmo determinando-se experimentalmente  $\Delta p$  e  $Q$ , e conhecendo-se  $\rho$ ,  $ha$  e o diâmetro da amostra  $Da$ , três parâmetros,  $np$ ,  $f$ , e  $\varepsilon$ , restam a ser determinados, e portanto duas outras equações tornam-se necessárias.

## 2.1 Determinação das Três Incógnitas

Na determinação das três incógnitas, “Andrade (1999)”, imaginou um meio poroso de altura  $ha$ , obstruindo parcialmente a passagem de um fluxo  $Q$ , de um fluido de massa específica  $\rho$ , que chega através de uma tubulação de diâmetro  $Di$ , causando uma queda de pressão  $\Delta p$ . Associando ainda, a queda de pressão causada pelo meio, a de uma vena contracta, ou seja, pela existência, em um escoamento, de uma contração seguida de uma expansão, como mostra a **Figura 2.** (a) e (b).



**Figura 2.** (a) Representação de um meio poroso obliterando um escoamento; (b) Representação gráfica de uma vena contracta, bem como os volumes de controle correspondentes as seções 1-2, 2-3 e 3-4.



A composição desta idéia lança mão do diâmetro equivalente,  $Di$ , do cilindro vazio contendo todos os veios contínuos agrupados, é definido da seguinte forma:

$$Di^2 = \varepsilon Da^2 \quad (2)$$

## 2.2 Determinação da Segunda Equação

A segunda equação necessária a solução do problema em questão é conseguida aplicando-se as equações da quantidade de movimento linear, da energia e da continuidade aos volumes de controle ilustrados na **Figura 2** (b), considerando-se o escoamento estacionário de um fluido incompressível, e desprezando-se as tensões de cisalhamento ao longo dos volumes de controle, nas seções 1-2, 2-3 e 3-4, chegamos as equações:

$$A_3^2 (A_1 - \xi A_1 A_2^2 - 2 A_2) + (\xi A_1 A_2^3 + 2 A_2^2) A_3 - A_1 A_2^2 = 0 \quad (3)$$

onde  $\xi = \frac{2 g h_t}{Q^2}$

e

$$A_3^2 (\lambda A_2^2 - 2 A_2^2 + 2 A_1 A_2 - A_1^2) + (2 A_1 A_2^2) A_3 - A_1^2 A_2^2 = 0 \quad (4)$$

onde  $\lambda = \frac{2 g h_t}{Q^2} A_1^2$ .

Sabendo que  $h_3 \ll h_2$ ,  $h_3 \ll h_4$ , e portanto  $h_t = h_2 + h_4$ .

Sendo  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ , as áreas das seções transversais e  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$ , as perdas de carga, em metro (m). Tanto as áreas quanto as perdas de carga são correspondentes as seções 1-2, 2-3 e 3-4 respectivamente e  $h_t$  a perda de carga total.

De posse das equações (3) e (4), podemos facilmente determinar a área total de poros  $A_3$ . A fração de vazios ou porosidade total  $\varepsilon$ , é calculado da seguinte forma

$$\varepsilon = \frac{A_3}{A_a} \quad (5)$$

sendo  $A_a$ , a área da seção transversal da amostra cilíndrica.

## 2.3 Determinação do Fator de Atrito

De uma maneira geral considera-se que as perdas de carga em um duto, podem ser dadas em função da energia cinética. O mesmo ocorre quando se busca perdas de carga envolvendo contrações e expansões em dutos. Procurando desenvolver uma formulação que fosse expressa também em termos de  $ha$ , chegou-se a

$$\frac{\Delta p}{\rho g ha} = \alpha \left( \frac{A_3}{A_i} - 1 \right)^\beta \frac{V^2}{2 g di} \quad (6)$$

onde  $\beta$  é uma constante a ser avaliada. Sendo  $A_3 = np \cdot A_i$ , a Eq. (6), resulta

$$\frac{\Delta p}{ha} = \alpha (np - 1)^\beta \frac{V^2}{2 di} \rho \quad (7)$$

onde  $\alpha$  é o fator de correção e  $A_i$  a área da seção transversal de um veio capilar.

Comparando a Eq. (7) com a de *Darcy-Weisbach*, podemos concluir que o fator de atrito será dado por

$$f = \alpha (np - 1)^\beta \quad (8)$$

## 2.4 Determinação da Terceira Equação

Sabendo que,  $V_\infty = \varepsilon V$ , sendo  $V_\infty$  a velocidade superficial do fluido e  $V$  a velocidade média, que  $np di^2 = \varepsilon Da^2$  e com o auxílio da Eq. (8), a equação de *Darcy-Weisbach* gera:

$$np(np - 1)^{2\beta} - \left[ \frac{\pi^2 Da^5 \varepsilon^{\frac{5}{2}} \Delta p}{8 \alpha \rho Q^2 ha} \right]^2 = 0 \quad (9)$$

## 3. O EXPERIMENTO

### 3.1 Preparo das Amostras de Carvão Vegetal

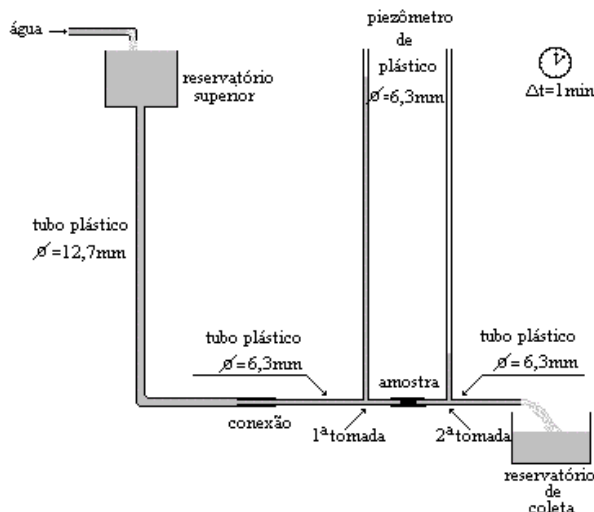
A madeira “açacur”, previamente escolhida, foi transformada em carvão vegetal, após ter sido colocada em um forno tubular rotativo, a uma temperatura de 400 °C, com uma taxa de aquecimento de 5 graus por minuto. O carvão vegetal obtido foi transformado em dois tipos de amostras cilíndricas com 7,5 mm e 15 mm de altura e 10 mm de diâmetro.

### 3.2 Preparo das Amostras de Tubos Capilares de Vidro

Para a confecção dessas amostras empregou-se tubos capilares de vidro transparentes, com 1,1 mm de diâmetro interno e 1,5 mm de diâmetro externo. Todas elas foram produzidas com 18 tubos de mesmo comprimento, agrupados com o auxílio de uma fita veda rosca. Foram preparadas três tipos de amostras, que se distinguiam pela altura ou comprimento dos tubos, sendo estas alturas iguais a: 7,5 mm, 15 mm e 30 mm.

### 3.3 Experiência Realizada

Neste experimento, de acordo com a **Figura 3.**, utilizamos um reservatório situado na laje superior do Laboratório de Termoenergética, gerando uma altura de coluna d’água de 7,95 m, mantida constante através de um fluxo de água proveniente da rede de abastecimento. Este, por sua vez, foi interligado, através de tubos plásticos, a um piezômetro. Sendo o diferencial de pressão  $\Delta p$ , produzidos pelas diversas amostras, determinado pela diferença entre a primeira tomada de pressão do piezômetro, antes da amostra de carvão e a segunda tomada, após o fluido ter percolado a amostra. Passada a segunda tomada, um outro reservatório faria a coleta do líquido escoado.



**Figura 3.** Desenho esquemático do experimento realizado ao ar livre

## 4. RESULTADOS

### 4.1 Amostras com Tubos Capilares de Vidro

Levando em conta os valores de vazões  $Q$ , e de quedas de pressão obtidas através dos experimentos, considerando os diâmetros das amostras de tubos capilares igual a 6,3 mm, a Eq. (5), e com o auxílio do programa Mathcad 8.0, para resolver o sistema formado pelas Eqs. (3) e (4), nos foi possível determinar os valores da porosidade efetiva,  $\varepsilon$ , nos três casos examinados, conforme **Tabela 1**, primeira coluna. O valor determinado teoricamente foi de  $\varepsilon = 0,436$ .

**Tabela 1.** Parâmetros físicos de meios formados por tubos capilares de vidro.

	$\varepsilon$	$\alpha$	$hh(\text{m})$	$f$	$d_i (\text{m})$	$Re'/(1-\varepsilon)$
ha = 7,5 mm	0,433	0,03481	5,295	0,086	$651,5 \times 10^{-6}$	$12,10 \times 10^3$
ha = 15 mm	0,42	0,01795	5,480	0,045	$643,2 \times 10^{-6}$	$11,67 \times 10^3$
ha = 30 mm	0,361	0,01044	6,050	0,026	$581,4 \times 10^{-6}$	$9,259 \times 10^3$

### 4.2 Determinação do Parâmetro $\alpha$

Observando a Eq. (9) verifica-se que o parâmetro  $\alpha$  será determinado caso se conheça  $\beta$ . De fato,  $\beta$  é praticamente um valor arbitrário, e o valor aqui escolhido foi  $\frac{1}{4}$ . Deste modo, chegou-se aos seguintes valores de  $\alpha$ , para os casos examinados, relacionados na segunda coluna, **Tabela 1**.

Levando-se em conta, outra vez a Eq. (9) e observando o comportamento de  $\alpha$ , em função de  $ha$  e da altura de carga na primeira tomada,  $hh$ , pode-se reescrever esta última equação de uma forma mais geral, resultando

$$np(np-1)^{0.5} = 3,648 \cdot 10^4 \left[ \frac{Da^5 \varepsilon^{\frac{5}{2}} \Delta p G(ha)}{\rho Q^2 hh ha} \right]^2 \quad (10)$$

onde

$$G(ha) = 120,3 ha^{0,979} \quad (11)$$

$$\alpha = 6,4797 \cdot 10^{-3} \frac{hh}{G(ha)} \quad (12)$$

#### 4.3 Avaliação dos Números de Reynolds Modificados Divididos por (1-ε)

Os números de Reynolds modificados “Ergun (1952)”, divididos por (1-ε), nos possibilita a classificar o regime de escoamento que ocorre em cada um dos casos acima referidos.

Fazendo uso da Eq. (5), e já havendo avaliado a porosidade efetiva, se determina os valores dos diâmetros internos capilares dos veios contínuos, que formam o meio poroso. Estes valores são apresentados na **Tabela 1**, quinta coluna.

A equação que calcula o número de *Reynolds* modificado em função da vazão é dada por

$$Re'' = \frac{\rho di Q}{\mu np Ai} \quad (13)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade absoluta do fluido. Substituindo os valores já calculados na Eq. (13), e dividindo o resultado por (1-ε), chega-se aos valores observados na **Tabela 1**, sexta coluna.

#### 4.4 Amostras de Carvão Vegetal

As tabelas abaixo nos mostra os resultados de alguns parâmetros físicos, obtidos utilizando-se amostras de carvão vegetal com alturas de 7,5 mm e 15 mm.

**Tabela 2.** Valores da porosidade efetiva ,ε, com ha=7,5 mm.

Amostra	A28	A25	A24	A23	A26	A30	A27	A22
1ª Medida	0,071	0,037	0,048	0,072	0,054	0,066	0,060	0,048
2ª Medida	0,071	0,039	0,049	0,072	0,054	0,066	0,060	0,046
3ª Medida	0,071	0,037	0,049	0,072	0,053	0,065	0,059	0,046

**Tabela 3.** Valores da porosidade efetiva, ε, com ha=15 mm.

Amostra	A21	A27	A44	A45	A40
1ª. Medida	0,061	0,060	0,054	0,046	0,042
2ª. Medida	0,063	0,063	0,054	0,046	0,042
3ª. Medida	0,062	0,063	0,053	0,045	0,042

**Tabela 4.** Quantidade  $np$ , de veios porosos efetivos na amostra de carvão,  $ha=7,5$  mm

Amostra	A28	A25	A24	A23	A26	A30	A27	A22
1ª Medida	17,239	11,484	13,586	14,934	14,478	16,800	15,676	13,593
2ª Medida	17,239	11,769	13,699	14,934	14,478	16,800	15,687	13,217
3ª Medida	17,209	11,513	13,828	14,848	14,421	16,763	15,656	13,169

**Tabela 5.** Quantidade  $np$  de veios porosos efetivos na amostra de carvão,  $ha=15$  mm.

Amostra	A21	A27	A44	A45	A40
1ª. Medida	13,437	13,33	14,316	12,842	12,237
2ª. Medida	15,64	15,763	14,282	12,842	12,237
3ª. Medida	15,605	15,822	14,167	12,779	12,237

**Tabela 6.** Fator de Atrito,  $f$ , para amostras de carvão com  $ha=7,5$  mm.

Amostra	A28	A25	A24	A23	A26	A30	A27	A22
1ª. Medida	0,10	0,09	0,094	0,096	0,096	0,10	0,098	0,094
2ª. Medida	0,10	0,091	0,094	0,096	0,096	0,10	0,098	0,094
3ª. Medida	0,10	0,091	0,095	0,096	0,096	0,099	0,098	0,094

**Tabela 7.** Fator de Atrito,  $f$ , para amostras de carvão com  $ha=15$  mm.

Amostra	A21	A27	A44	A45	A40
1ª. Medida	0,048	0,047	0,048	0,047	0,047
2ª. Medida	0,050	0,050	0,048	0,047	0,047
3ª. Medida	0,050	0,050	0,048	0,047	0,047

**Tabela 8.** Número de Reynolds modificado dividido por  $(1-\epsilon)$ , com  $ha=7,5$  mm.

Amostra	A28	A25	A24	A23	A26	A30	A27	A22
1ª Medida	$4,113 \times 10^3$	$3,525 \times 10^3$	$3,712 \times 10^3$	$4,753 \times 10^3$	$3,829 \times 10^3$	$3,962 \times 10^3$	$3,887 \times 10^3$	$3,711 \times 10^3$
2ª Medida	$4,113 \times 10^3$	$3,548 \times 10^3$	$3,725 \times 10^3$	$4,753 \times 10^3$	$3,829 \times 10^3$	$3,962 \times 10^3$	$3,885 \times 10^3$	$3,668 \times 10^3$
3ª Medida	$4,110 \times 10^3$	$3,519 \times 10^3$	$3,73 \times 10^3$	$4,753 \times 10^3$	$3,823 \times 10^3$	$3,941 \times 10^3$	$3,876 \times 10^3$	$3,620 \times 10^3$

**Tabela 9.** Número de Reynolds modificado dividido por  $(1-\epsilon)$ , com  $ha=15$  mm

Amostra	A21	A27	A44	A45	A40
1ª. Medida	$4,509 \times 10^3$	$4,462 \times 10^3$	$3,833 \times 10^3$	$3,728 \times 10^3$	$3,654 \times 10^3$
2ª. Medida	$4,012 \times 10^3$	$4,003 \times 10^3$	$3,838 \times 10^3$	$3,728 \times 10^3$	$3,654 \times 10^3$
3ª. Medida	$4,004 \times 10^3$	$3,980 \times 10^3$	$3,812 \times 10^3$	$3,706 \times 10^3$	$3,654 \times 10^3$

## 5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Ao considerarmos os valores que aparecem na **Tabela 1**, constata-se que as magnitudes das porosidades, de uma forma geral e sobretudo para alturas de amostra formadas por tubos capilares iguais a 7,5 mm e 15 mm, se identificam, com aquele determinado de forma teórica

( $\varepsilon = 0,436$ ). Basta verificar que quando a  $ha < 30$  mm, a diferença entre os resultados, na pior das hipóteses, atinge apenas 3,8%. Observa-se, ainda, que houve um crescimento no percentual das razões entre os valores fornecidos pelo modelo, e o teórico, o que nos pareceu lógico, uma vez que na prática, o crescimento da altura dos tubos capilares é traduzido em resistência ao escoamento, e portanto, pode ser interpretado como uma redução da porosidade efetiva.

Vimos que o conhecimento da porosidade efetiva não garante a determinação, por exemplo, do diâmetro do veio capilar da amostra, uma vez que tal elemento, no presente modelo, é função do parâmetro  $\alpha$ . Graças, todavia, ao conhecimento do número de capilares que formavam o meio composto por tubos de vidro, a **Tabela 1**, colunas 2 e 3, nos deixa antever a dependência deste parâmetro com relação a altura da amostra, bem como constatar que  $\alpha$  é uma função da altura de carga medida, na primeira tomada. Esta observação permitiu que o parâmetro  $\alpha$  fosse correlacionado com aquelas variáveis e consequentemente possibilitou que o número de veios capilares de um meio qualquer possa ser avaliado através da Eq. (10). Depreende-se, ainda, que  $\alpha$  é aproximadamente uma função linear de  $ha$ .

Examinando as **Tabelas 1**, colunas 2 e 4, **6** e **7** é possível notar que, tanto o valor do fator de correção,  $\alpha$ , bem como o fator de atrito,  $f$ , decrescem quase que linearmente com o aumento da altura da amostra, de acordo com a Eq. (8).

Observando as **Tabelas 1**, coluna 6, **8** e **9**, fica claro que o número de Reynolds modificado, calculado para amostras de tubos capilares é maior do que aquele que se origina quando a amostra é de carvão vegetal. E, como também já era esperado, o aumento da altura da amostra com tubos capilares de vidro, reduziu o valor do número de *Reynolds* modificado. Com relação as amostras de carvão, também pode-se observar uma certa tendência nesta diminuição, com o crescimento do tamanho da amostra, mas tendo em vista a complexidade do arranjo poroso e das reais diferenças entre elas, mesmo quando feita da mesma madeira, esta tendência, nestes casos examinados, nem sempre foi confirmada. Examinando as **Tabelas 2** e **3**, percebemos que as amostras de carvão com alturas de 7,5 mm e 15 mm, possuem mesma ordem de porosidade. É óbvio que à medida que a altura da amostra cresce, torna-se incontestável a redução da vazão através da mesma, causado pela diminuição do número de veios porosos efetivos,  $np$ , a ponto de não ter sido possível trabalhar com amostras de carvão com 30 mm de altura. Vê-se ainda que, para todas as amostras, o número de *Reynolds* modificado “Ergun (1952)”, dividido por  $(1-\varepsilon)$ , definiu os escoamentos como altamente turbulento.

Verifica-se, outrossim, que a maior quantidade de veios porosos efetivos entre as amostras de carvão ocorreu naquelas com alturas iguais a 7,5 mm, embora, de uma forma geral, o número médio de poros tenha sido parecido para as duas alturas. Constatou-se, também, que o carvão fabricado e trabalhado nesta pesquisa apresenta pequena quantidade de poros contínuos.

## 6. CONCLUSÃO

A porosidade efetiva, calculada geometricamente, não espelha a realidade física do escoamento, uma vez que ela é fixa. Na prática, como vimos, ela deve variar.

A porosidade efetiva foi determinada por meios analíticos. O experimento nos deu condições de mostrar a validade do modelo proposto.

Verificou-se que os valores do fator de atrito para os meios porosos rígidos, são diferentes daqueles indicados para os meios porosos granulares, para os mesmos regimes.

Constatamos, ao cabo deste trabalho, que é possível a determinação, de forma mais analítica, de parâmetros físicos de meios porosos rígidos efetivos.

## **7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Andrade, M. A. R., 1999, “Estudo Teórico-Experimental de Parâmetros Físicos de Meios Porosos Rígidos Efetivos”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, PB, Brasil, 61p.
- Brunauer, S., Emmett, P. H. and Teller, E., *J. Am. Chem. Soc.*, **60** (1938)309.
- Ergun, S., 1952, “Fluid Flow Through Packed Columns”, *Chemical Engineering Progress*, 48, 2, pp 89-94.
- Sissom, L. E., Pitts, D. R., 1979 “Fenômenos de Transporte”, Ed. Guanabara Dois S. A., Rio de Janeiro, Brasil, 765p.

## A MODIFIED LOGARITHMIC LAW FOR FLOWS OVER LOW HILLS UNDER NEUTRAL ATMOSPHERE

**Cláudio C. Pellegrini**

FUNREI – Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos

Praça Frei Orlando 170, São João del-Rei, MG, 36.300-000. E-mail: [pelle@serv.com.ufrj.br](mailto:pelle@serv.com.ufrj.br)

**Gustavo C. R. Bodstein**

COPPE/UFRJ – Departamento de Engenharia Mecânica

C.P. 68503, 21.945-970, Rio de Janeiro, RJ. E-mail: [gustavo@serv.com.ufrj.br](mailto:gustavo@serv.com.ufrj.br)

### **Abstract**

In this work, a new modified logarithmic law for flows over 2D hills under neutral atmosphere is proposed. A simplified form of the averaged x-momentum equation is solved using a mixing length turbulence closure. The solution is expressed in the form of a power series correction to the classic logarithmic law, valid for the flat terrain case. As a result of the use of streamline co-ordinates, a new flow parameter appears: the *radius length* of the hill, which is shown to be a function of the hill's geometry. Results for the speed-up are compared with a small set of 'control' field data and agreement is considered to be rather good.

**Key-words:** flow over hills, logarithmic law, atmospheric boundary layer.

### **1. INTRODUCTION**

The ability to predict the atmospheric boundary layer (ABL) flow over hills has long been of great interest to meteorologists, environmentalists and engineers, among others. To meteorologists, the main interest is probably the development of precise models to forecast weather and climate in large scale. Those models depend critically on some parameterisations adopted for the ABL. In particular, expressions like the logarithmic law, valid for flow over flat terrain, are widely used as a lower boundary condition in those models. The reason is to avoid the integration to be carried out all the way down to the surface, where strong velocity gradients would demand great refining of the computational mesh, making computation slower.

The first description of the vertical wind profile at the ABL over a hill was probably due to Jackson and Hunt (1975). Their linear theory divides the flow field in three regions and provides specific wind profiles for each one of them. Their expressions are, however, not easy to use. The logarithmic law, on the other hand, was always known to represent well the atmospheric flow over flat terrain, under neutral atmosphere and ignoring changes in the wind direction. Panofsky (1973) shows that the logarithmic law remains valid through the lower 150 m of the atmosphere under neutral conditions. Even in the case of very rough surfaces (say for  $z_0 > 0.1$  m), with individual roughness elements close enough, the velocity profile can still be correctly represented if we displace the origin by  $d$ . This success suggests that the logarithmic law may be extended to flows over hills.



Few attempts to extend the logarithmic law for flows over hills can be found in the literature. Finnigan (1992) assumes the existence of buoyancy-curvature and acceleration-curvature analogies and obtains a modified logarithmic law, which depends on the curvature Richardson number,  $R_c$ , and on the curvature of the  $z$ -axis (in streamline co-ordinates),  $L_a$ . His results were compared to a restricted set of observational data and were encouraging. The drawback of Finnigan's law is its dependence on  $L_a$  and  $R_c$ , which, in turn, depend on the horizontal velocity,  $u$ , forming thus an implicit equation. Another result was proposed by Taylor and Lee (1984) and revised by Walmsley et al. (1989) and by Weng et al. (to appear). It appears in the form of an empirical exponential damping of the maximum speed-up over the hilltop. The resulting expressions, however, depend crucially on the calculated value for the maximum speed-up.

In the present work, we propose a modified logarithmic law for the atmospheric flow over a low, 2D hill under neutral stratification conditions. As in the flat terrain case, our expression appears in the form of a flux-profile relationship, establishing a relation between the vertical velocity profile and the momentum flux at the surface. The associated flux-gradient relation and expressions for the velocity speed-up are also derived. The result for the vertical speed-up profile is compared with field data from the Askervein hill (Taylor and Teunissen, 1983 and 1985).

## 2. DEFINITION OF THE PROBLEM

Consider an isolated 2D hill in the middle of an otherwise flat terrain, of constant roughness and under a neutrally stratified atmosphere. For our purposes, we consider a hill to be a topographical variation with characteristic length about 5 Km and height less than 500m. A hill is called low when its slope never exceeds  $20^\circ$ . Fig. 1 illustrates the main features of a typical low hill. The vertical co-ordinate  $z$  is defined as the height above the local terrain, rather than the vertical height above sea level. For the cases of very large roughness elements,  $z$  is considered to be the displaced height above the local terrain.

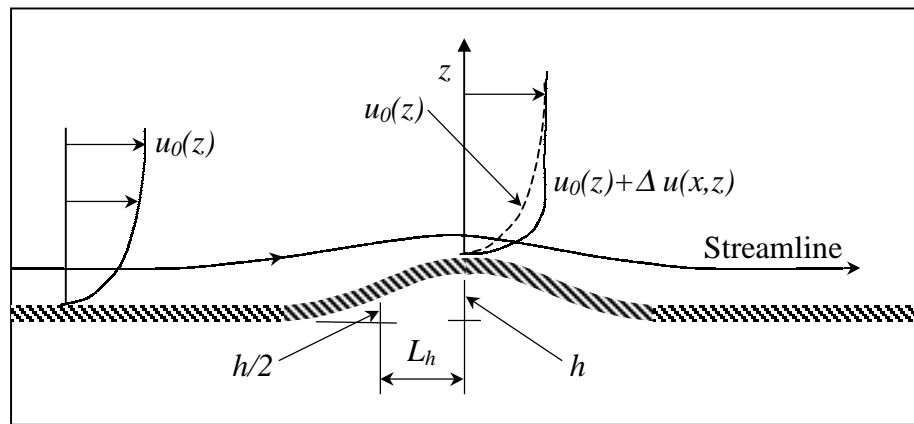


Fig.1. Definitions of  $h$ ,  $L_h$ ,  $\Delta u$ ,  $u_0$  and  $z$ .

In the case under study, we assume that the vertical profile of the mean horizontal wind is essentially logarithmic far from the hill. Hereafter, we refer to this profile as  $\bar{u}_0(z)$ , and the location upwind of the hilltop (HT) where it is found as the reference site (RS). The RS profile suffers the influence of the hill in such a way that it is modified by a speed-up quantity  $\Delta \bar{u}(x, z)$  and becomes  $\bar{u}(x, z)$  at a given point over the hill. Thus, we have

$\bar{u}(x, z) \equiv \bar{u}_0(z) + \Delta\bar{u}(x, z)$ , where  $\Delta\bar{u}$  is positive at HT, because the flow is accelerated to satisfy the continuity equation. If we divide the speed-up by the RS velocity, we have the relative speed-up,  $\Delta S(x, z) \equiv \bar{u}(x, z)/\bar{u}_0(x, z) - 1$ .

Many researchers over the last two decades focused their attention on obtaining the vertical profiles of  $\Delta\bar{u}$  and  $\Delta S$  and on calculating the maximum value of  $\Delta S$ , called  $\Delta S_{\max}$ , and the height of maximum  $\Delta\bar{u}$ , called  $l$ . The series of publications known as the *Guidelines project*, (Taylor and Lee, 1984; Walmsley et al., 1989 and Weng et al., to appear) present a very successful way of estimating  $\Delta S_{\max}$ .

### 3. SIMPLIFIED SOLUTION FOR THE GOVERNING EQUATIONS

First, we shall choose an appropriate co-ordinate system. Kaimal and Finnigan (1994) recommend the use of streamline co-ordinates for distorted flows of this type. The most convenient consequence of adopting streamline co-ordinates is the fact that the wind components in the directions perpendicular to the streamline vanish. Finnigan (1983) gives the  $x$ -momentum turbulent equation, for 2D stationary flow in this system as

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} + \frac{\bar{u}^2 - \bar{w}^2}{L_a} + 2 \frac{\bar{u}'w'}{R} - g_x \frac{\bar{T}}{\bar{T}_0} + V_x. \quad (1)$$

In eq. (1),  $x$  is the direction parallel to the streamlines and  $\bar{u}$  and  $u'$  are the mean and turbulent velocities in this direction, respectively. The direction normal to the streamlines is  $z$ , and  $\bar{w}$  and  $w'$  are the corresponding velocities. The thermodynamic mean pressure is denoted by  $\bar{p}$ , the mean density by  $\bar{\rho}$ , the mean temperature by  $\bar{T}$ , the reference mean temperature by  $\bar{T}_0$ , the  $x$ -component gravity acceleration by  $g_x$  and the  $x$ -component mean viscous force by  $V_x$ .  $R$  and  $L_a$  are flow length scales and they are related to the mean variables through  $R = \bar{u}/(\Omega + \partial\bar{u}/\partial z)$  and  $L_a = \bar{u}/(\partial\bar{u}/\partial z)$ , where  $\Omega$  is the mean vorticity component in the  $z$  direction, expressed in the original Cartesian co-ordinate system.

The first simplification of interest to be done on eq. (1) is a boundary layer order-of-magnitude analysis. The classic assumptions are:  $u' \sim w'$ ,  $\bar{u} \gg u'$ ,  $\bar{w} \gg w'$  and  $\partial(\ )/\partial x \ll \partial(\ )/\partial z$ . As a result,  $(\bar{u}^2 - \bar{w}^2)/L_a = (\bar{u}^2 - \bar{w}^2)(1/\bar{u})\partial\bar{u}/\partial x \ll \bar{u}\partial\bar{u}/\partial x$  and  $\partial\bar{u}'w'/\partial z \gg \partial\bar{u}'w'/\partial x$ . If we neglect buoyancy and viscous effects and assume a statically neutral atmosphere, eq. (1) reduces to

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} + 2 \frac{\bar{u}'w'}{R}. \quad (2)$$

The second step in the simplification of the  $x$ -momentum equation comes from an order of magnitude analysis of the remaining terms as we approach the surface. Initially, turbulence and curvature are smaller than inertia and pressure because of the presence of the turbulence quantities.  $R$ , also makes the curvature term vanishingly small as we move away from the surface to regions of undisturbed flow. As  $z \rightarrow 0$ , the inertia and pressure terms keep their orders, but turbulence and curvature grow larger because of  $\partial z$  and  $R$  at the denominators, respectively. Therefore, we assume that there exists a region close to the surface where inertia and pressure can be neglected, and eq. (2) becomes

$$\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} = 2 \frac{\overline{u'w'}}{R}. \quad (3)$$

We observe that as  $z \rightarrow 0$ , the turbulent term grows unbounded whereas the curvature tends to a limit as the local radius of curvature,  $R$ , tends to its surface value,  $R_h$ . We can infer that close enough to the ground turbulence must dominate curvature. Therefore, there seems to be a region where turbulence and curvature effects balance.

Let us now suppose that the region we are studying is close enough to the surface so that  $R(x, z) \approx R_h(x)$ . Equation (3) can then be rewritten as

$$\partial \phi / \partial z - p(x) \phi = 0, \quad (4)$$

where  $\phi(x, z) = \overline{-u'w'}$  and  $p(x) = 2/R_h$ . In this form, we notice it is the classic linear first-order differential equation. Multiplying both sides by the integrating factor  $\exp(-\int pdz)$  and integrating in  $z$ , we obtain

$$\phi = C_1(x) e^{2z/R_h}. \quad (5)$$

If we assume that turbulence can be appropriately represented by the mixing length theory with the mixing length  $l_m = kz$ , where  $k$  is von Karman's constant, we have

$$\left( kz \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 = C_1(x) e^{2z/R_h}, \quad (6)$$

Equation (6) is separable in  $\bar{u}$ , and can thus be integrated. The resulting integral can be found in integral tables and reads

$$\bar{u} = \frac{\sqrt{C_1}}{k} \left[ \ln z + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(z/R_h)^n}{n \cdot n!} \right] + C_2(x), \quad (7)$$

where the power series converges for any  $z$  in the interval  $[-\infty, +\infty]$ .  $C_2$  may be obtained assuming that  $u=0$  at  $z=z_0$ , as in the flat terrain case. In order to obtain  $C_1$ , we rewrite eq. (6) in the form  $-\overline{u'w'} = C_1(x) e^{2z/R_h}$ , and suppose that the turbulent flux of momentum does not vary much in the region. So,  $-\overline{u'w'}(x, z) = -\overline{u'w'}(z_0, x) = u_*^2$ , where the friction velocity,  $u_*$ , is defined as  $u_* = (\tau_s / \rho)^{1/2}$ , with  $\tau_s$  the surface stress. Therefore, we have  $u_*^2 = C_1(x) e^{2z/R_h}$  in the region and, supposing that this expression is valid at  $z=z_0$ , we have  $u_*^2 = C_1(x) e^{2z_0/R_h} \approx C_1(x)$ , because  $z_0 \ll R_h$ . Equation (7) can now be written

$$\bar{u} \approx \frac{u_*}{k} \left[ \ln \frac{z}{z_0} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(z/R_h)^n - (z_0/R_h)^n}{n \cdot n!} \right]. \quad (8)$$

This is the modified logarithmic law for flows over hills. We call it, hereafter, the *logarithmic-polynomial* law in analogy to the logarithmic linear law of the non-neutral flat case. Substituting equation (7) in the definitions for  $\Delta\bar{u}$  and  $\Delta S$ , we have

$$\Delta\bar{u} \approx \frac{u_* - u_{*0}}{k} \ln \frac{z}{z_0} + \frac{u_*}{k} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(z/R_h)^n - (z_0/R_h)^n}{n \cdot n!}, \quad (9)$$

$$\Delta S \approx \frac{u_*}{u_{*0}} \left[ 1 + \frac{1}{\ln(z/z_0)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(z/R_h)^n - (z_0/R_h)^n}{n \cdot n!} \right] - 1. \quad (10)$$

It is easy to verify that expressions (8)—(10) reduce to their flat terrain forms when  $R_h \rightarrow \infty$ . In equations (9) and (10) we used the symbol  $u_{*0}$  to represent the friction velocity at RS. This calls attention to the fact that  $u_{*0} \neq u_*$  and suggests that equations (8)—(10) may be valid for the up and down-slopes as well as for the HT.

#### 4. COMPARISON WITH OBSERVATIONAL DATA

Comparison of eq. (8), (9) or (10) with field data depends on the parameters  $z_0$ ,  $\kappa$ ,  $u_*$  and  $R_h$ , which are not known *a priori* for the HT and the rest of the hill. As in the flat terrain case, they must be estimated before the logarithmic-polynomial law can be applied. The value of  $z_0$  is considered to be the same observed at the RS. A great number of cases investigated along the years suggest  $\kappa$  to lie between 0.35 and 0.41. A recent work by Frenzen and Voguel (1995) proposes that  $\kappa$ , in fact, varies with a roughness Reynolds number, defined as  $Re^* = u_* z_0 / \nu$ , with  $\nu$  the kinematic viscosity. They suggest an average value of  $\kappa = 0.39$  for common applications, valid for  $0.007 < z_0 < 0.087$  m, which we shall adopt here. The third parameter,  $u_*$  must be calculated from the observational data. Theoretically,  $R_h$  could be estimated from the topographical maps of the hill. We did this tentatively but the results were inconsistent. A different method was then employed. The procedure we used is described bellow. Following the method for the flat case, we define

$$Z = \ln(z) + \sum_{n=1}^{\infty} (z/R_h)^n / n \cdot n! \quad \text{and} \quad Z_0 = \ln(z_0) + \sum_{n=1}^{\infty} (z_0/R_h)^n / n \cdot n!, \quad (11)$$

so that the logarithmic-polynomial law, can be rewritten as

$$u \approx \frac{u_*}{\kappa} (Z - Z_0). \quad (12)$$

Equation (12) is linear in  $Z$ , with linear coefficient  $b = -(\kappa/u_*)Z_0$  and angular coefficient  $m = \kappa/u_*$ . Using the observational data available, a best fit could be performed to provide the values of  $b$  and  $m$ , if the value of  $R_h$  could be determined in advance.  $z_0$  could then be calculated through  $Z_0 = -b(u_*/\kappa)$  and eqs. (11), and  $u_*$  through  $u_* = \kappa/m$ , assuming  $\kappa = 0.39$ . Since  $R_h$  was still unknown, we carried out the best fit on the RS velocity profiles, where  $R_h \rightarrow \infty$  and, therefore,  $Z = \ln(z)$  and  $Z_0 = \ln(z_0)$  on eqs. (11). This analysis provided values for  $z_0 = \exp(Z_0) = \exp(-bu_*/\kappa)$  and for  $u_{*0} = \kappa/m$ . After that, we obtained,

by trail and error, a value for  $R_h$  that guaranteed at the same time the best fit to the HT velocity profiles and a value of  $z_0$  identical to the one at RS. With the calculated value of  $R_h$  we finally obtained  $u_* = \kappa / m$ .

The analysis we have just described was applied to seven wind profiles over the hill of Askervein. The profiles were directly scanned from the reference work of Mickle et al. (1988) (all available profiles were scanned). The Askervein results were chosen because they are believed to be the most complete field experiment to date (Kaimal and Finnigan, 1994) and they still represent a benchmark for such studies (Walmsley and Taylor, 1996).

Fig. 2 shows the results obtained for  $R_h$  as a function of  $L_h$  over the Askervein hill. As the incident wind direction varies, the half-length of the hill varies too. Therefore, different values of  $L_h$  are possible for the same hill. The first remarkable fact about  $R_h$  is that it is *at least one order of magnitude smaller than the radius of curvature of the hill,  $R_{h0}$* . This is exactly what happens with  $z_0$  and  $h_0$ . For this reason, we shall refer to  $R_h$  hereafter as the *radius length of the hill*, in analogy to the roughness length,  $z_0$ .

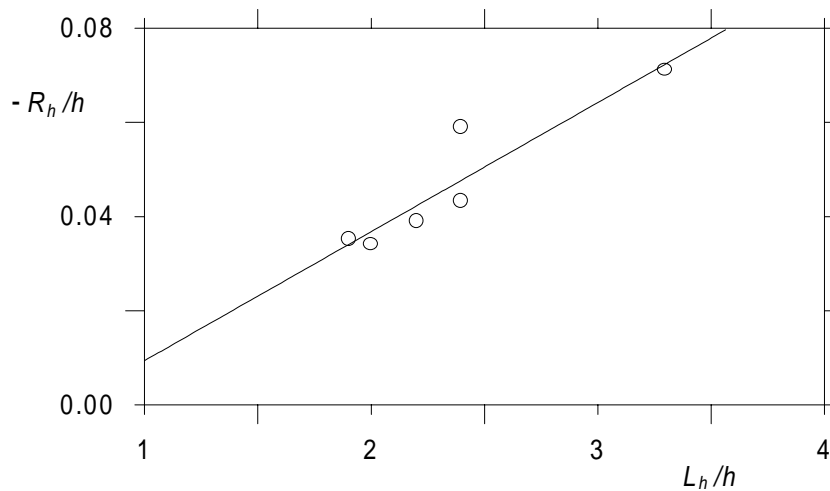


Fig.2. Non-dimensional radius length for the Askervein hill:  $\circ\circ\circ\circ$ : calculated;  $\text{—}$ : best fit

An initial analysis of the Askervein data showed it was possible to establish a one-to-one correspondence between  $R_h$  and  $R_{h0}$  (as with  $z_0$  and  $h_0$ ). Because  $R_{h0}$  is a function of the hill's geometry, it should thus be possible to obtain a correspondence between  $R_h$  and the hill's geometry through some appropriate set of non-dimensional parameters. In fact, a simplified analysis through the Buckingham  $\Pi$  theorem shows possible scaling variables to be  $R_h/h$  and  $L_h/h$ , for a given hill (where  $R_{h0}$  is fixed). Fig. 2 shows a plot of the relation between them, confirming (up to the range of data used) that  $R_h/h = f(L_h/h)$  indeed. Only one case was excluded from the plot of fig.2: run TU30-B, for wind direction  $130^\circ$ . The result seemed far out of the trend, indicated by the best-fit line, and we suspect this case to be anomalous due to the incident wind direction nearly parallel to the major axis of the hill. Therefore, no simple 2D modelling could appropriately describe the real flow for run TU30-B. At the subsequent comparisons, this case also showed poor agreement with observational data and a different trend from the remaining six cases.

Figs. (3.a) to (3.g) show a comparison between expression (10) and the Askervein data for the relative speed-up. On average, good agreement is observed. In all cases, rather good agreement is observed below 15 m. Cases (3.a), (3.e), (3.f) and (3.g) deviated from the field results less than 15% almost up to their higher measurement points. Cases (3.b), (3.c) and (3.d) showed poor agreement on higher altitudes. In cases (3.b) and (3.c) the problem appears

to be the non-logarithmic behaviour of the wind velocity at RS, as pointed out by the Mickle et al. (1988) who measured the profiles. In case (3.d), the discrepancy may be attributed to the occurrence of 3D effects in the flow, which are not taken into account in our 2D analysis.

The maximum height where predictions could be considered good seems to depend directly on the maximum height where the RS profile could still be considered logarithmic, as one would expect. All results showed some sensitivity to the calculated values of  $u_*$  and  $R_h$ , but almost no sensitivity to the choice of  $z_0$ . In all cases, the power series converged rather slowly. It was also observed that the number of terms necessary for convergence increased as  $z/R_h$  increased.

Good predictions were obtained for the maximum value of the speed-up. A detailed analysis of expression (10) has also shown that the maximum value of  $\Delta S$  occurs at  $z=z_0$ , as suspected by many field studies (e.g. Mickle et al., 1988).

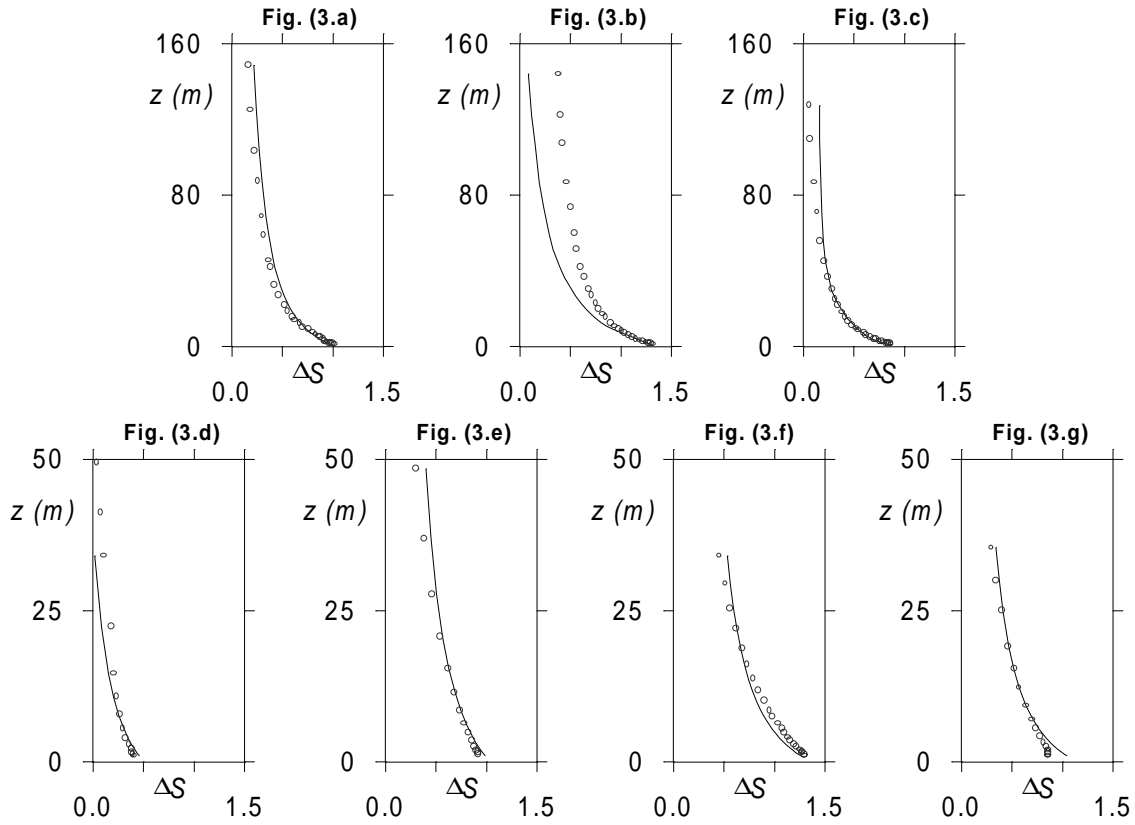


Fig. 3. Relative speed-up. Observation (Askervein hill):  $\circ\circ\circ\circ$ ; (2.a): run TK02-A, direction,  $\varphi=165^\circ$ ; (2.b): TK01-B,  $\varphi=180^\circ$ ; (2.c): TK07-B,  $\varphi=260^\circ$ ; (2.d): TU30-B,  $\varphi=130^\circ$ ; (2.e): TU01-B,  $\varphi=180^\circ$ ; (2.f): TU07-A,  $\varphi=210^\circ$ ; (2.g): TU05-B,  $\varphi=305^\circ$ ; Eq. (9): —.

## 5. SUMMARY AND CONCLUSIONS

In this work, we propose a new modified logarithmic law for flows over 2D low hills under neutral atmosphere. The results for the velocity profiles were found to depend on a new parameter: *the radius length*,  $R_h$ . In fact,  $R_h$  is expected to depend on the flow characteristics and on the hill's geometry, through parameters such as  $R_{h0}$  and  $L_h$ , for example. For a given fully-developed turbulent flow over a fixed hill, where there is no Reynolds number dependence and  $R_{h0}$  is fixed, we have shown that  $R_h$  is strongly dependent on  $L_h$ . However, more data analysis is needed to provide a general relationship among all these parameters. In

the future, we expect to be able to show that in the turbulent ABL,  $R_h$  can, in fact, be univocally related to the hill's geometry. This suggests that  $R_h$  might come to be tabulated once and for all as  $z_0$  is.

Comparison of expression (10) with observational data was performed and showed overall good agreement. More data analysis is needed to explain the poor agreement in cases (3.b), (3.c) and (3.d). In case (3.d), we believe that 3D effects may be important, since Askervein is an elliptical hill and in this run the flow is nearly aligned with its major axis. In cases (3.b) and (3.c) the problem appears to be the non-logarithmic behaviour of the RS profiles. The results are encouraging, but a more thorough analysis is needed.

## ACKNOWLEDGEMENTS

One of the authors would like to acknowledge the financial support from CNPq, through grant No. 143041/97-5 and FAPERJ, grant No. E-26/171.284/99.

## 6. REFERENCES

- Finnigan, J. J.: 1992, 'The logarithmic wind profile in complex terrain', CSIRO environmental mechanics technical report No. T44, CSIRO, Canberra, Australia, 69 pp.
- Finnigan, J. J.: 1983, 'A streamline co-ordinate system for distorted turbulent shear flows', *J. Fluid Mech.*, 130, 241—258.
- Frenzen, P. and Voguel, C. A.: 1995, 'On the magnitude and apparent range of variation of von Karman constant in the atmospheric surface layer', *Boundary Layer Meteorology*, 72, 371—392.
- Jackson, P. S. and Hunt, J. C. R.: 1975, 'Turbulent wind flow over a low hill', *Quart. J. Roy. Meteorol. Soc.*, 106, 929—955.
- Kaimal, J. C. and Finnigan, J. J.: 1994, 'Atmospheric boundary layer flows: their structure and measurement', Oxford Univ. Press, New York, 289 pp.
- Panofsky, H. A.: 1973, 'Tower micrometeorology', Ch. 4 of the Workshop on micrometeorology, ed. D. A. Haugen, AMS, Boston, 151—176.
- Taylor, P. A., and Teunissen, H. W.: 1983, 'Askervein '82: an initial report on the September/October 1982 experiment to study boundary-layer flow over Askervein, South Uist, Scotland', Internal report MSRB—83—8, Atm. Environ. Service, Downsview, Ontario.
- Taylor, P. A., and Teunissen, H. W.: 1985, 'The Askervein hill project: report on the September/October 1983 main field experiment, Internal report MSRB—84—6, Atm. Environ. Service, Downsview, Ontario.
- Taylor, P. A. and Lee : 1984, 'Simple guidelines for estimating wind speed variations due to small scale topographic features', *Climatological bulletin*, 18(2), 3—22.
- Walmsley, J. L and Taylor, P. A.: 1996, 'Boundary layer flow over topography: impacts of the Askervein study', *Boundary Layer Meteorology*, 78, 291—320.
- Walmsley, J. L., Taylor, P.A. and Salmon, J. R.: 1989, 'Simple guidelines for estimating wind speed variations due to small scale topographic features—an update', *Climatological bulletin*, 23(1), 3—14.
- Weng, W., Taylor, P. A. and Walmsley, J. L.: to appear on the *J. Appl. Meteorol.*

# ON THE HEIGHT OF MAXIMUM SPEED-UP IN ATMOSPHERIC BOUNDARY LAYERS OVER LOW HILLS

**Cláudio C. Pellegrini**

FUNREI – Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos

Praça Frei Orlando 170, São João del-Rei, MG, 36.300-000. E-mail: [pelle@serv.com.ufrj.br](mailto:pelle@serv.com.ufrj.br)

**Gustavo C. R. Bodstein**

COPPE/UFRJ – Departamento de Engenharia Mecânica

C.P. 68503, 21.945-970, Rio de Janeiro, RJ. E-mail: [gustavo@serv.com.ufrj.br](mailto:gustavo@serv.com.ufrj.br)

## Abstract

In this paper, we present a study on the height of maximum speed-up,  $l$ , for flows over low hills under neutral atmosphere. We consider the four most well known expressions to calculate  $l$ , due to Jackson and Hunt (JH), Jensen (JEN), Claussen (CL) and Beljaars and Taylor (BT). In the analysis, we present a formal demonstration of the fact that  $l$  can, in fact, be calculated as the inner layer depth, where inertia and turbulent forces balance. The need for such a demonstration has received little attention by researchers over the years. We also propose a new value for the constant in CL's expression and confirm that JEN's expression gives better results than JH's one. Regarding this fact, we suggest that JH's expression should definitively be substituted by JEN's or CL's with the proposed constant.

**Key-words:** inner-layer depth, maximum speed-up, flow over hills, atmospheric boundary layers.

## 1. INTRODUCTION

There has been a remarkable interest over the years on estimating the height above the ground where wind speed-up is a maximum in the atmospheric boundary layer (ABL) over low hills. The idea is strongly appealing for wind power specialists and for those who want to calculate wind loads on various kinds of structures.

Many expressions to calculate this height, often denoted by  $l$ , have been proposed since the idea appeared. The most well known expressions come from the pioneering work of Jackson and Hunt (1975) and from later works by Jensen et al., (1984) Claussen (1988) and Beljaars and Taylor (1989) (hereafter JH, JEN, CL and BT, respectively). The expressions obtained by these authors, respectively, read

$$(l/L_h)\ln(l/z_0) = 2\kappa^2, \quad (1)$$

$$(l/L_h)\ln^2(l/z_0) = 2\kappa^2, \quad (2)$$

$$(l/L_h)\ln(l/z_0) = \text{const.}, \quad (3)$$

$$(l/L_h)\ln^n(l/z_0) = \text{const.}, \quad (4)$$



where  $L_h$  is the half-length of the hill, defined following JH as ‘the distance from the hilltop to the upstream point where the elevation is half its maximum’;  $z_0$  is the roughness length and  $k$  is the von Karman’s constant, adopted as 0.39, as suggested by a recent work by Frenzen and Voguel (1995). A comparative study of the relative merits of the four expressions can be found in Walmsley and Taylor (1996). If we divide the four expressions by  $z_0$  and rewrite the constants in (3) and (4) as  $C_1 k^2$  and  $C_n k^2$ , respectively, we get:

$$l^+ \ln(l^+) = 2\kappa^2 L_h^+, \quad (5)$$

$$l^+ \ln^2(l^+) = 2\kappa^2 L_h^+, \quad (6)$$

$$l^+ \ln(l^+) = C_1 \kappa^2 L_h^+, \quad (7)$$

$$l^+ \ln^n(l^+) = C_n \kappa^2 L_h^+, \quad (8)$$

where  $l^+ \equiv l/z_0$  and  $L^+ \equiv L/z_0$ . Based on only one experimental result, CL suggests that  $C_1(x)k^2 = 0.09$ , which means that  $C_1 = 0.59$  for  $\kappa=0.39$ . After comparison with model results, BT suggests that  $n=1.4$  to  $1.6$ , depending on the turbulence closure assumed, and that  $C_n(x)\kappa^2 = 0.26$  to  $0.55$  (also depending on closure), which yields  $C_n = 3.62$  to  $1.71$ .

In his work, JH divides the ABL in two regions. In the first, more external region, the effects of inertia dominate and in the second, more internal, turbulent forces have to be considered too. In the same work, they identify  $l$  as the depth of the inner layer. Although this idea was adopted in most of the works that followed, none of the works we had access to demonstrate that  $l$ , calculated as the inner layer depth (where inertia and turbulent forces balance), was also the height of maximum speed-up (hereafter called  $l_{\max}$ , to avoid confusion). All works considered restricted themselves to verify that the field data for  $l_{\max}$  confirmed the proposed expressions for  $l$ . In a review paper, Taylor et al. (1987) state that ‘ $l$  is probably best considered as a scale height for the inner layer rather than the height at which something specific occurs.’ The authors, however, follow JH’s hypothesis and compared the results of their expression for  $l$  with field data for  $l_{\max}$ . In a more recent paper, Beljaars and Taylor (1989) say that ‘since the inner-layer depth,  $l$ , has been introduced by means of order of magnitude considerations, its practical definitions is somewhat arbitrary’. Apart from that, a lot of discussion is found in the literature about the relative merits of expressions (1)-(3). The following points were summarised from Walmsley and Taylor (1996):

- independent of which expression is used,  $l$  is always considered to be the height of maximum speed-up;
- values predicted by the JH expression are too high when compared to field results and no reasonable adjustment of  $z_0$  can fix the problem;
- values predicted by the JEN expression agree very well with observed values in the whole range of variation of  $L_h/z_0$ ;
- CL’s expression gives better agreement to observed values than JEN’s at the specific value of  $L_h/z_0$  with which it was calibrated;
- Model results suggest a value for  $n$  between 1 and 2 in the BT expression;
- More observational data is required to solve definitively the question.

In this work, we present a new deduction for the JEN’s expression obtained through slightly modified order of magnitude arguments applied to the hypothesis that  $l$  is the height where inertia and turbulence forces balance in the ABL. To our present knowledge, this

deduction is both new and simpler than the previous ones. We also present, for the first time, a formal demonstration that  $l$ , calculated this way is, in fact, the height of maximum speed-up. We compare our results to JH's, CL's and observational data showing that JEN's expression agrees better with observational data than JH's and that the constant in CL's expression can be calibrated to agree well with field data. We also ratify Walmsley and Taylor's conclusion that more observation is needed at some ranges of the parameter  $L_h/z_0$ .

## 2. DEFINITIONS

Consider one isolated 2D hill in the middle of an otherwise flat terrain, of constant roughness and under a neutrally stratified atmosphere. For our purposes, we consider a hill to be a topographical variation with characteristic length about 5 Km and height less than 500m. A hill is called low when its slope never exceeds  $20^\circ$ . Fig. 1 illustrates the main features of a typical low hill. The vertical co-ordinate  $z$ , is defined as the height above the local terrain rather than the vertical height above sea level.

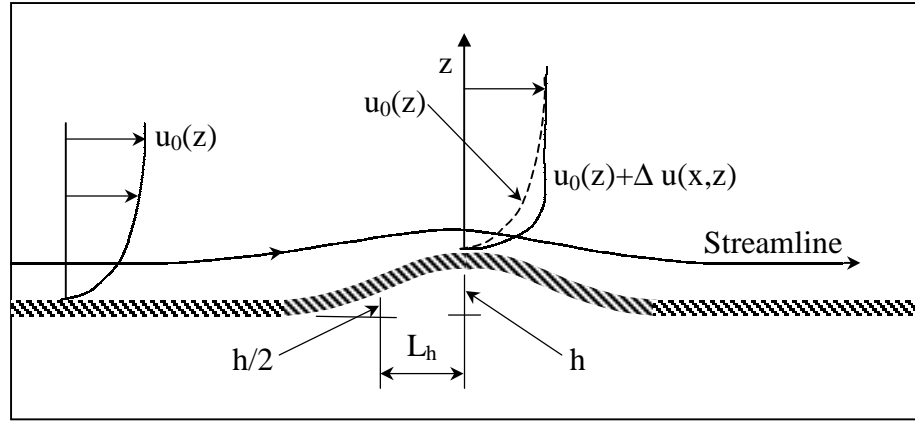


Fig.1. Definitions of  $h$ ,  $L_h$ ,  $\Delta u$ ,  $u_0$  and  $z$ .

In the case under study, we assume that the vertical profile of the horizontal mean wind is essentially logarithmic far from the hill. Hereafter we refer to this profile as  $\bar{u}_0(z)$ , and the location upwind of the hilltop (HT) where it is found as the reference site (RS). The RS profile suffers the influence of the hill in such a way that it is modified by a speed-up quantity  $\Delta\bar{u}(x, z)$  and becomes  $\bar{u}(x, z)$  at a given point over the hill. Thus:

$$\bar{u}(x, z) \equiv \bar{u}_0(z) + \Delta\bar{u}(x, z), \quad (9)$$

where  $\Delta u$  is positive at HT, because the flow is accelerated to satisfy the continuity equation. If we divide the speed-up by the RS velocity, we have the relative speed-up,  $\Delta S$ :

$$\Delta S(x, z) \equiv \frac{\bar{u}(x, z)}{\bar{u}_0(x, z)} - 1. \quad (10)$$

The height where  $\Delta\bar{u}$  is maximum,  $l_{\max}$ , is defined as

$$l_{\max} \equiv z(\Delta\bar{u} = \Delta\bar{u}_{\max}). \quad (11)$$

Conversely, we can write  $\Delta\bar{u}_{\max} \equiv \Delta\bar{u}(x, l_{\max})$ .

In the next section, we develop an order of magnitude analysis of the governing equations to obtain an expression for  $l_{\max}$ . We also establish the co-ordinate system most appropriate for our purposes.

### 3. ORDER OF MAGNITUDE ANALYSIS

To obtain the expression for the height of maximum speed-up we proceed in two steps: first we obtain the expression for the inner layer depth,  $l$ , and second, we show that this depth is really the maximum speed-up height,  $l_{\max}$ . In order to establish a co-ordinate system suitable for the task, we follow the work of Kaimal and Finnigan (1994), which recommends the use of the streamline co-ordinates for distorted flows of this type. The work of Finnigan (1983) gives the mean mass conservation and the mean x-momentum equations for 2D flows in this system, respectively, as

$$\frac{\partial\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial\bar{w}}{\partial z} = 0, \quad (12)$$

$$\bar{u} \frac{\partial\bar{u}}{\partial x} = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial\bar{p}}{\partial x} - \frac{\partial\overline{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial\overline{u'w'}}{\partial z} + \frac{\overline{u'^2} - \overline{w'^2}}{L_a} + 2 \frac{\overline{u'w'}}{R} - g_x \frac{\bar{T}}{T_0} + V_x. \quad (13)$$

In eqs. (12) and (13),  $x$  is the direction parallel to the streamlines and  $\bar{u}$  and  $u'$  are the mean and turbulent velocities in this direction, respectively. The direction normal to the streamlines is  $z$ , and  $\bar{w}$  and  $w'$  are the corresponding velocities. The thermodynamic mean pressure is denoted by  $\bar{p}$ , the mean density by  $\bar{\rho}$ , the mean temperature by  $\bar{T}$ , the reference mean temperature by  $\bar{T}_0$ , the x-component gravity acceleration by  $g_x$  and the x-component mean viscous force by  $V_x$ .  $R$  and  $L_a$  are flow length scales and they are related to the mean variables through  $R = \bar{u}/(\Omega + \partial\bar{u}/\partial z)$  and  $L_a = \bar{u}/(\partial\bar{u}/\partial z)$ , where  $\Omega$  is the mean vorticity component in the  $z$  direction in the original Cartesian co-ordinate system.

Supposing the existence of a region where inertia and turbulence terms balance we write

$$\bar{u} \frac{\partial\bar{u}}{\partial x} \sim \frac{\partial\overline{u'w'}}{\partial z}. \quad (14)$$

To evaluate expression (14) we assume that  $x \sim L_h$  and that inertia and turbulence terms balance in the region where  $z \sim l$ . We also assume that  $\bar{u} \sim \bar{u}_0$  which means that  $\Delta\bar{u} \ll \bar{u}$ . Finally, we assume that  $u' \sim w' \sim u_*$ , where  $u_*$  is the friction velocity. With these assumptions we have

$$\frac{\bar{u}_0^2(l)}{L_h} \sim \frac{u_*^2}{l}. \quad (15)$$

To transform this order of magnitude relation in an equality, we introduce an unknown function  $C_2(x)$  of order one, such that  $\bar{u}_0^2(l)/L_h = C_2(x) \cdot u_*^2/l$  and, thus,

$$\frac{l}{L_h} = C_2 \frac{u_*^2}{\bar{u}_0^2(l)}. \quad (16)$$

This relation is presumably valid for all incident wind profiles. For a logarithmic profile of the form  $\bar{u}_0/u_* = (1/\kappa)\ln(l/z_0)$ , we can write  $l/L_h = C_2 \kappa^2/\ln^2(l/z_0)$  which, upon dividing and multiplying by  $z_0$ , gives

$$l^+ \ln(l^+) = C_2 \kappa^2 L_h^+. \quad (17)$$

This equation is identical to that of JEN except for the constant  $C_2$ , to be determined. In the mainframe of an order of magnitude analysis, this can only be accomplished through a comparison with observational data. We do that in the next section. First, however, we shall show that  $l$ , calculated from (17), is indeed the maximum speed-up height.

Consider the mass conservation and x-momentum equations in Cartesian co-ordinates. They are essentially the same as eqs. (12) and (13), except for the curvature terms containing  $R$  and  $L_a$  in eq. (13). Returning to the hypothesis that the inertia and turbulence terms balance in the inner region, we have

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \sim \overline{\partial u' w'}. \quad (18)$$

As we now want to obtain results about the height where  $\Delta \bar{u}$  is maximum, we substitute  $\bar{u} = \bar{u}_0 + \Delta \bar{u}$  into (18) to obtain

$$\bar{u}_0 \frac{\partial \Delta \bar{u}}{\partial x} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}_0}{\partial z} \sim \overline{\partial u' w'}, \quad (19)$$

after considering that  $\partial \bar{u}_0(z)/\partial x = 0$  and that  $\Delta \bar{u} \ll \bar{u}$ . If we are to obtain the height where  $\Delta \bar{u}$  is maximum, we must impose that  $\partial \Delta \bar{u}/\partial z = 0$  at  $z = z_h + l_{\max}$  (in Cartesian co-ordinates). Differentiating (19) with respect to  $z$  allows us to substitute this condition in the resulting equation and find

$$\frac{\partial \bar{u}_0}{\partial z} \frac{\partial \Delta \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \frac{\partial \bar{u}_0}{\partial z} + \bar{w} \frac{\partial^2 \bar{u}_0}{\partial z^2} \sim \frac{\partial^2 \overline{u' w'}}{\partial z^2}, \quad (20)$$

at  $z = z_h + l_{\max}$ . Substituting for the orders of the individual terms yields

$$\frac{\bar{u}_0}{(z_h + l) L_h} \frac{\Delta \bar{u}}{(z_h + l)^2} + \frac{\bar{w} \bar{u}_0}{(z_h + l)^2} \sim \frac{u_*^2}{(z_h + l)^2}. \quad (21)$$

The magnitude order for  $w$  can be obtained from the mass conservation equation as  $\bar{w} \sim \bar{u}_0 (z_h + l_{\max})/L_h$ . Substituting this expression on eq. (21), multiplying by  $(z_h + l_{\max})^2$  and introducing a function  $C_3(x)$  to obtain an equality, we get

$$\bar{u}_0 (\Delta \bar{u} + \bar{u}_0) \frac{(z_h + l_{\max})}{L_h} = C_3 u_*^2. \quad (22)$$

Recalling that  $u_0 \gg \Delta u$  and returning to the streamline co-ordinate system, where  $z_h + l_{\max}$  is simply equal to  $l$ , we finally get

$$\frac{1}{L_h} = C_3 \frac{u_*^2}{\bar{u}_0^2 (l_{\max})}. \quad (23)$$

Eq. (23) is identical to eq. (16), except for the constant to be determined. As the constant value is entirely arbitrary, we can set  $C_2(x) = C_3(x)$ , therefore proving that  $l = l_{\max}$ , indeed. In the next item, we calculate the value of  $C_2(x)$  through comparison with field data and test the overall capability of expression (17).

#### 4. COMPARISON WITH OBSERVATIONAL DATA

Many field studies provide the observational data needed for our purposes. The most popular data can be obtained from the work of Taylor et al. (1987) and Copin et al. (1994). The available measurements for  $l$  are represented in fig. (2) together with the results of eqs. (17), (5), (6) and (7).

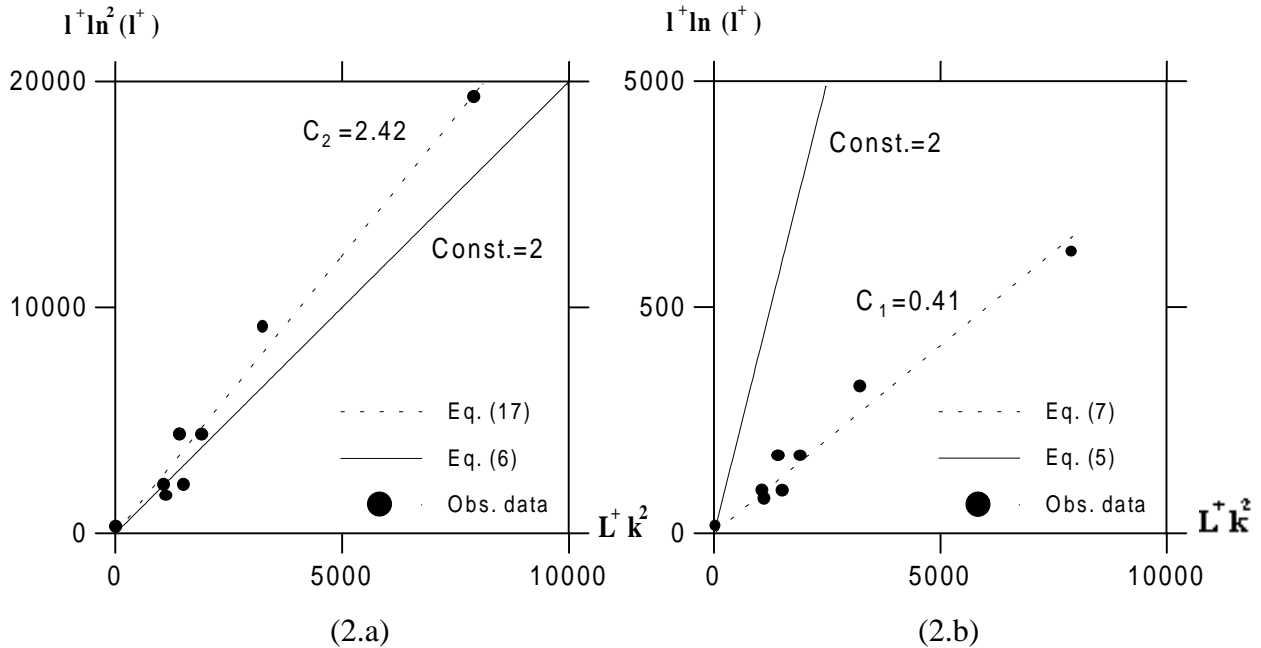


Fig.2. Non-dimensional height of maximum speed-up.

Equation (17) was tested for some values of  $C_2(x)$  and we verified that good agreement is obtained with  $C_2(x) = 2.0$  for the HT. All measurements were made at the HT and, therefore, it was not possible to assess the  $x$  dependence of  $C_2(x)$ . The result, however, confirms JEN's equation, expression (6). We also obtained the best fit value of  $C_2(x) = 2.42$ , for eq. (17), which has never been proposed before. We believe, however, that more field data is necessary before we can state that this value is definitive. Our tests also showed that the agreement between observation and JH's expression, eq. (5), is acceptable only for the Bungendore Ridge (BR) results (Bradley, 1983), not represented in fig. (2.b). This conclusion is confirmed by other workers, e.g. Mickle et al. (1988) and Taylor and Walmesley (1996). The BR results deserve some attention, nevertheless.

According to Taylor et al. (1987), the  $z_0$  value varied between 0.002 and 0.005 m during the BR experiment. Those limits, with  $l$  estimated as 5m, (following Taylor et al., 1987) correspond to the values that were well represented by eq. (5). In addition, the speed-up vertical profile presented a very broad maximum, from the first measurement point up to the height of 8m. The point represented in figs. (2.a) and (2.b) were calculated supposing that  $l=1$  m and adopting  $z_0=0.0035$  m as an average value. This point agrees very well with eq. (17).

Fig. (2.b) shows a plot of the field data against eqs. (5) and (7), for the same experimental data used on fig. (2.a). Agreement is good in this case too, except in the BR case. Comparison of eqs. (5) and (7) shows that CL's expression differs from JH's only by a constant. In fact, before CL proposed his expression, Teunissen et al. (1987) had suggested that a different value for the constant could correct its prediction ability. CL proposed  $C_1 = 0.59$  based on one field result (210° wind direction case of ASK). Based on fig. (2.b), we propose a value of  $C_1 = 0.41$ , which seems to fit the observational data better, as a whole. To our present knowledge, this result is also new.

## 5. CONCLUSIONS

In this paper, we present a study on the height of maximum speed-up for flows over low hills under neutral atmosphere. The flow was assumed to be two-dimensional and the upwind velocity profile was considered to be logarithmic. Furthermore, the determination of the function  $C_2(x)$  was made from observational data obtained over the HT; so the result is restricted to this site.

In our analysis, we show that  $l$ , calculated as the inner layer depth, is indeed the height of maximum speed-up,  $l_{max}$ . We also propose a value for the function  $C_1(x)$  in CL's expression, eq. (6), and confirm that JEN's expression gives better results than JH's. Regarding this fact, we suggest that JH's expression should definitively be substituted for JEN's or CL's (which seem to work just as well). We also believe that the BT's results ratify that the best expression lies between CL's and JEN's, as proposed here.

One thing worth of note is that the simple demonstration we present here, showing that  $l=l_{max}$ , has apparently passed unnoticed over the years. We speculate that this is probably due the fact that comparison between predictions for  $l_{max}$  and observations of  $l$  has always showed good agreement, in most cases.

It is also worth noting that the demonstration of the equality  $l=l_{max}$  could have been used itself as a new form of obtaining  $l$ . It uses the classical hypothesis about the relative order of inertia and turbulence terms and introduces the requirement that  $\partial\Delta\bar{u}/\partial z = 0$ , which guarantees that  $l=l_{max}$ . Furthermore, it makes no use of turbulence closure models and allows

to a re-calibration of the function  $C_2(x)$  in case it is required by new observational data available.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge the financial support from CNPq, through grant No. 143041/97-5 and FAPERJ, grant No. E-26/171.284/99.

## REFERENCES

- Beljaar, A. C. M. and Taylor, P. A.: 1989, 'On the inner-layer scale height of boundary layer flow over low hills', *Boundary Layer Meteorology*, 49, 433—438.
- Bradley, E. F.: 1983, 'The influence of thermal stability na angle of incidence on the acceleration of wind up a slope', *J. Wind Eng. and Indust. Aerodyn.*, 15, 231—242.
- Coppin, P. A., Bradley, E. F., Finnigan, J. J.: 1994, 'Measurements of flow over an elongated ridge and its thermal stability dependence', *Boundary Layer Meteorology*, 69, 173—199.
- Claussen, M.:1988, 'On the inner layer scale height of boundary layer flow over low hills', *Boundary Layer Meteorology*, 44, 411—413.
- Finnigan, J. J.: 1983, 'A streamline co-ordinate system for distorted turbulent shear flows', *J. Fluid Mech.*, 130, 241—258.
- Frenzen, P. and Voguel, C. A.: 1995, 'On the magnitude and apparent range of variation of von Karman constant in the atmospheric surface layer', *Boundary Layer Meteorology*, 72, 371—392.
- Jackson, P. S., and Hunt, J. C. R.: 1975, 'Turbulent wind flow over a low hill', *Quart. J. Roy. Meteorol. Soc.*,106, 929—955.
- Jensen, N. O., Petersen, E. L., Troen, I.: 1984, 'Extrapolation of mean wind statistics with special regard to wind energy applications', Rep. WCP—86, World Meteorol. Organ., Geneva, 85 pp.
- Kaimal, J. C. and Finnign, J. J.: 1994, 'Atmospheric boundary layer flows: their structure and measurement', Oxford Univ. Press, New York, 289 pp.
- Mickle, R. E., Cook, N. J., Hoff, A M., Jensen, N. O., Salmon, J. R., Taylor, P.A., Tetzlaff, G. and Teunissen, H.W.:1988, 'The Askervein hill project: vertical profiles of wind and turbulence', *Boundary Layer Meteorology*, 43, 143—169.
- Taylor, P. A., Mason, P. J and Bradley, E. F.: 1987, 'Boundary layer flow over low hills (a review)', *Boundary Layer Meteorology*, 39, 107—132.
- Teunissen, H. W., Shokr, M. E., Bowen, A. J., Wood, C. J. and Green, D. W. R.: 1987, 'Askervein hill project: wind tunnel simulations at three length scales', *Boundary Layer Meteorology*, 40, 1—29.
- Walmsley, J. L and Taylor, P. A.: 1996, 'Boundary layer flow over topography: impacts of the Askervein study', *Boundary Layer Meteorology*, 78, 291—320.

# SOME RECENT ADVANCES ON ADAPTIVE PROCEDURES IN NONLINEAR FE ANALYSIS

**C. A. Almeida**

Department of Mechanical Engineering  
Pontifícia Universidade Católica/RJ  
Rio de Janeiro - Brazil

## ABSTRACT

A methodology initially proposed for automatic mesh generation of triangular and quadrilateral finite element discretizations in linear two-dimension problems is now extended to material nonlinear analysis. The technique, which is based on a h-adaptive process, is capable of achieving a specified discretization density using a powerful mesh generator. The element solutions at the nodes are obtained through a general stress recovery procedure employing an *a posteriori* error estimator. The constitutive equation is approached in the formulation using a flow theory to describe the elasto-plastic material behavior. In this study the von Mises condition is employed for the state of multiaxial stress corresponding to the start of plastic flow, the normality condition furnishes a flow rule in the plastic strain increments subsequent to yielding and the kinematic hardening is assumed as hardening rule. The adaptive procedure is based on the complete mesh regeneration and specific mesh requirements (boundary conditions, geometry definitions and space node function), and aims for an optimality condition with the least number of elements that yields an uniform error distribution in all elements. In the stress recovery process the nodal values are assumed to belong to a polynomial expansion defined over patches of elements adjoining a particular assembly node considered. The nodal point parameters, at each element, are obtained using a least square fit of superconvergent sampling points existing in the patch. The material uniaxial elasto-plastic constitutive behavior is represented using overlays, defined over small strain increments, allowing for the representation of the material kinematic hardening behavior beyond the classical bilinear relation. The procedure error estimation is obtained from differences between the post-processed stress gradients and those from the finite element solutions. The energy error norm associated with stress field differences and the finite element strain energy gives an effective error estimate, used for comparison with the process tolerance. Evaluation of the proposed technique is presented through numerical sampling analyses to illustrate its applicability in the improvement of the solution accuracy of general two-dimension finite element model solutions.

## INTRODUCTION

The success of the finite element method in numerical analysis is based largely on the basic finite element procedures used, namely, the formulation of the problem in variational or weighted residual form, the finite element discretization of this formulation, and the effective



solution of the resulting finite element equations. These basic steps are the same whichever problem is considered and provide a general framework and a quite natural approach to engineering analysis. Besides being the most general analysis tool available today, the method may still require from the analyst a broad knowledge and some experience in using the numerical procedures employed, to perform a reliable modelling analysis of practical applications.

In this context, capabilities such solution error estimates, combined with an effective mesh adaptive technique, have been added to extend the method numerical efficiency. For a given mesh, error estimates current available in the literature are classified in two types: residual estimators and flux projection estimators. In the first, the solution error is evaluated over the elements or mesh subdomains by solving a local boundary value problem using samplings of the differential equation residuals in each element domain and the residual in the stress components sampled on the boundary of each element (Kelly, Graco, et. al.-83). In the second type, the error is evaluated from the stress component fields post-processed using some projection technique (Zhu, Zienkiewicz-87; Ladeveze, Coffignal & Pelle-86; Ortiz, Quigley-91), such the least square method. In Ref. (Tetambe, Saigal-94), a comparative study for five flux projection error estimators in elasto-plastic analysis of two-dimension plane strain and axisymmetric solids, undergoing large deformations, is presented. In this study no mesh refinement is employed and it is shown that error estimators based on the energy rate and on the  $L_2$ -norm of the incremental strains accurately predicts the region of maximum error. From all error estimators tested in the analyses considered, the  $L_2$ -norm of the incremented strains gave the most conservative estimate of error.

In this paper the h-adaptive and mesh generation procedures, presented in Ref. [Almeida-94] for the finite element analysis of two-dimension isotropic linear-elastic problems, are extended to account for material nonlinear effects. The material constitutive relation for the uniaxial stress-strain is represented by a multi-linear idealized model using the overlay model procedures reported in Refs. (Nayak, Zienkiewicz-72; Zienkiewicz, Villiapan, King-69; Owen, Prakash, Zienkiewicz-74). In this material modelling technique, the multi-linear relation is replaced by the superposition of a number of elasto-perfectly plastic material models. This technique has been proven attractive on representing the elasto-plastic behavior of materials undergoing cyclic-loadings. It is worthy a notice that that even under complex loading conditions, the material model represented by overlays gives accurate numerical solution responses in representing the Bauschinger and the strain softening effects. In the following sections a brief outline of the finite element steps in the elasto-plastic analysis, the details of the overlay model, a review of the adaptive procedure based on an *a posteriori* error estimator and the conclusions founded from sample analysis results are presented, indicating the applicability of the proposed methodology to general structure analyses.

## THE ELASTO-PLASTIC ANALYSIS

In finite element analysis the basic step is the unique representation, within an element (i), of the unknown displacement vector

$$\mathbf{v}^{(i)} = \mathbf{N}^{(i)} \hat{\mathbf{v}}^{(i)} \quad (1)$$

in terms of the element nodal displacement vector  $\hat{\mathbf{v}}^{(i)}$  and the displacement transformation

matrix  $\mathbf{N}^{(i)}$  [Bathe-82], which depends on the spatial coordinates and the interpolation function used in the problem discretization. At any point of the problem domain, represented by  $\mathbf{n}$  elements, the strains can be then obtained from

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \sum_{i=1}^n \mathbf{B}^{(i)} \hat{\mathbf{v}} = \mathbf{B} \hat{\mathbf{v}} \quad (2)$$

where matrices  $\mathbf{B}^{(i)}$  are generally obtained from the shape functions and their derivatives. From linear elasticity the proportional constitutive law for an initially strained material, with initial strains  $\boldsymbol{\varepsilon}_0$  and initial stresses  $\boldsymbol{\sigma}_0$ , gives the relation

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0 \quad (3)$$

in which  $\mathbf{D}$  is the elasticity matrix. If nodal forces acting on the structure are listed in a vector  $\mathbf{R}$  and the stresses at any point are as in eq. (3), then for equilibrium it is required that

$$\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \hat{\mathbf{v}} = \mathbf{R} - \int_V (\mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma}_0 - \mathbf{B}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon}_0) dV. \quad (4)$$

In elasto-plasticity eq. (3) does not hold to represent the full constitutive law. However, for the case of small strain analysis, the strain-displacement relationship remaining linear, the problem can be solved without complete reformulation.

Plastic deformations are characterized by an irreversible straining and begins once certain level of stresses has occurred. This level is governed by a yield condition function

$$F(\boldsymbol{\sigma}, \kappa) = 0 \quad (5)$$

where  $\kappa$  is a state variable which depends on the plastic strain vector  $\boldsymbol{\varepsilon}_p$ . Strain state increments in the material may be decomposed into elastic and plastic components, in the form

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon} = \delta \boldsymbol{\varepsilon}_e + \delta \boldsymbol{\varepsilon}_p. \quad (6)$$

In equation (6) we use the following definition

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon}_e = \mathbf{D}^{-1} \delta \boldsymbol{\sigma} \quad (7)$$

according to eq. (3), and the plastic strain increments being associated gradients of the yielding potential by to the following flow rule

$$\delta \varepsilon_{pij} = \lambda \partial F / \partial \sigma_{ij} = \lambda q_{ij} \quad (8)$$

in which  $\lambda$  is a scalar to be determined. Since during plastic deformations the stresses should remain on the yield surface, i.e.  $\delta F = 0$ , we also have

$$\mathbf{q}^T \delta \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{p}^T \delta \boldsymbol{\varepsilon}_p = 0 \quad (9)$$

where  $p_{ij} = \partial \mathcal{E} / \partial \varepsilon_{pij}$ . Using eqs. (7) to (9), the scalar  $\lambda$  is evaluated,

$$\lambda = \mathbf{q}^T \mathbf{D} \delta \boldsymbol{\varepsilon} / (\mathbf{p}^T \mathbf{q} + \mathbf{q}^T \mathbf{D} \mathbf{q}). \quad (10)$$

Then substituting from (8) and (10) into (9) one obtains

$$\delta \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}_{ep} \delta \boldsymbol{\varepsilon} \quad (11)$$

where the matrix

$$\mathbf{D}_{ep} = \mathbf{D} - (\mathbf{D} \mathbf{q}) (\mathbf{D} \mathbf{q})^T / (\mathbf{p}^T \mathbf{q} + \mathbf{q}^T \mathbf{D} \mathbf{q}) \quad (12)$$

represents the instantaneous elastic-plastic stress-strain law. This constitutive law depends on the yield function  $F$  used. In this work the von Mises yield criterion with isotropic hardening was employed.

To solve the nonlinear equilibrium equation resulting from (4), an iterative procedure must be employed with a series of elastic solutions being performed until all the problem nonlinear

conditions are satisfied. In a linear analysis where the resulting stresses are constrained to satisfy the yield criterion, the equilibrium equation in (4) will not be satisfied and the residual forces

$$\mathbf{R}^* = \mathbf{R} - \int_V \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} dV \neq 0 \quad (13)$$

will arise. In eq. (13)  $\boldsymbol{\sigma}$  is a vector containing the actual stress components obtained from the stress level reached as governed by the yield criterion. Variations of the out-of-balance force,  $\delta \mathbf{R}^*$ , due to changes  $\delta \hat{\mathbf{v}}$  in the displacement vector leads to the problem tangent stiffness matrix

$$\mathbf{K}_T = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D}_{ep} \mathbf{B} dV. \quad (14)$$

The solution is then obtained by starting from a trial solution, calculating the residuals by means of (13) and then obtaining a corrected solution displacement vector, at iteration  $(n + 1)$ , in the form

$$\hat{\mathbf{v}}_{n+1} = \hat{\mathbf{v}}_n + \mathbf{K}_T^{-1} \mathbf{R}^*. \quad (15)$$

Since the constitutive law in (11) is expressed incrementally the process is repeated for small increments, starting from previously established conditions until further changes in displacements are sufficiently small.

## THE OVERLAY MODEL

The elasto-plastic solution method outlined in the previous section provides adequate numerical results if no load reversal occurs or, for increasing loads, the uniform expansion of the yielding surface is assumed to occur in the analysis. Nevertheless, it does not simulate the Bauschinger effect on reverse loading, and the initial yield value on reversal increases with the amount of straining on the previous loading. As indicated by analytical modelling approaches available in the literature, Refs. (Kröener-61; Hutchinson-64), the Bauschinger effect can be simulated by considering the continuum composed of individual grains each possessing individual properties. Thus, it is quite natural to conceive the structure as an assembly of element models with different material properties assigned to each, or to the Gaussian points, as in the isoparametric element discretization. Although convenient, this procedure would not be practical to use because the internal stress and displacement distribution would be meaningless, being dependent on the prescribed distribution of the material properties. To overcome this difficulty the overlay model has been proposed [Owen, et. al-74]. By this modelling technique the material is assumed to be composed of several layers of overlays. Each overlay may have different material properties and thickness, with an elastic-perfectly plastic behavior being assigned. Nodes in each overlay are coincidental and the same strain pattern is produced in each overlay. As a result, different stress fields are produced in each overlay, which contribute to the total stress distribution

$$\boldsymbol{\sigma} = \sum_{i=1}^{\ell} \boldsymbol{\sigma}_i \xi_i \quad (16)$$

suitable weighted by the overlay thickness  $\xi_i$ . in eq. (16) the condition  $\sum_{i=1}^{\ell} \xi_i = 1$  must hold.

This material model has the advantage of providing stress and displacement distributions that

are physically meaningful. These stresses may be recognized as the continuum average of the stresses in the material individual grains.

Considering the constitutive linear elastic relation in each overlay to be equal to the material Young's Module  $E_1$  and the slopes in the multi-linear model as  $E_2, E_3, \dots$ , the overlay thicknesses are evaluated by imposing the conditions in eq. (16) to  $\ell$  sampling points from the uniaxial stress-strain relation, resulting in

$$\xi_i = (E_i - E_{i+1})/E_1, \text{ for } i=1 \text{ to } \ell \quad (17)$$

Although being originally developed for plane stress state representations, the overlay technique is readily extensible to three-dimension stress states and, in this case, the overlay thicknesses become weight parameters. Negative values for these parameters allows the technique to simulate materials with strain-softening effects, Ref. (Owen, Prakash, Zienkiewicz-74).

## ADAPTIVITY AND MESH GENERATION

In elasto-plastic analyses, lacking an exact solution for comparison with a particular finite element solution requires, at a certain loading, approximation of the numerical results to evaluate the solution error. Numerical experiments with various solution error procedures indicates the energy norm error measure as one of the simplest but reliable to use error estimate, in the evaluation of a particular problem discretization performance, Ref. [5]. For a certain mesh, the energy error norm is obtained from approximations of the stress field in the error evaluation at each element level, based on differences between numerical results and the approximation fields, as detailed in Refs. (Zhu, Zienkiewicz-87; Zienkiewicz, Zhu-91; Zienkiewicz, Zhu-92). This technique has been implemented and tested in two-dimension applications presenting severe stress singularities (Almeida-94; Almeida & Santana-93). It was shown that with the use of triangular and quadrilateral isoparametric finite element discretizations a great improvement in the solution efficiency is obtained when quadratic elements were used versus linear interpolation elements. Thus, the methodology initially presented for linear applications, and detailed in Ref. (Almeida-94), was extended for material nonlinear analyses, and is based on the following steps:

- after numerical convergence has been achieved, at a certain load step, an *a posteriori* solution error estimation is evaluated from differences between post-processed stress gradients and those from the finite element solutions. The energy error norm associated with stress field differences and the finite element predicted strain energy gives an effective error estimate used for comparison with the process tolerance;
- if the convergence condition is not satisfied, an h-adaptive process is employed, based on a complete mesh regeneration, guided by specified mesh requirements such as boundary conditions, geometry definitions, and space node functions to achieve an optimal refinement. The optimality condition used requires the mesh refinement with the least number of elements that yields a uniform strain energy norm error distribution in all elements. This is generally referred as Zienkiewicz-Zhu condition, described in Ref. (Zienkiewicz, Zhu-91);
- to proceed with the analysis, a general stress recovery is required to obtain the element solution at the new node positions. In this procedure, the nodal values are assumed to belong to a polynomial expansion of the same complete order in the interpolation function basis used, which is valid over all elements adjoining a node. A least-square fit of superconvergent sampling points existing in the path is used to obtain the recovered nodal point parameters for

each element. These parameters, stresses and displacements, are averaged to all elements adjoining the node of interest.

The numerical solution continues for increasing load steps, using the new discretization mesh and solutions for evaluation of the equilibrium condition in (4).

### SAMPLE ANALYSIS

The foregoing enhancements for the material nonlinear representation in two-dimension continuum mechanics problems have been implemented to the adaptivity procedures presented earlier. Although the prime motivation for these enhancements is the better description of the material behavior under cyclic loading, the analysis that follows provides an assessment of the model for results in conventional plasticity analysis with monotonically increasing loads. In such situations isotropic hardening plasticity gives accurate results.

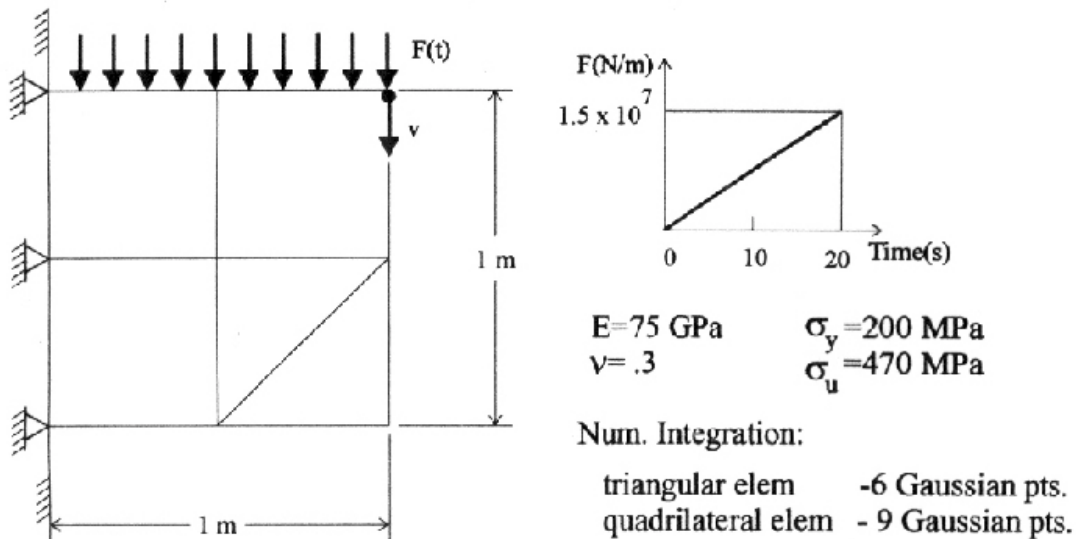


Figure 1 - Short Cantilever Beam Under Transverse Uniform Loading.  
Initial Finite Element Meshes Used.

The first problem concerns the plane strain behavior of a short cantilever beam, subjected to uniform transverse loading, linearly incremented in 20 time steps, as shown in Fig. 1. Figure 1 also presents the initial triangular (6 nodes) and quadrilateral (9 nodes) quadratic isoparametric element meshes employed. Five elastic perfectly-plastic overlays were used to represent the material stress-strain relationship. Computed weighting parameters and yielding stress values are indicated in Fig. 2. In both finite element discretization analyses a 6% energy error criteria for mesh reformation was required and a .1% converge rate was used for the iterative procedure during evaluation of the out-of-balance load  $\mathbf{R}^*$ , defined in eq. (13). The energy error norms obtained from the finite element solution and the number of degrees-of-freedom required in each solution step are shown in Tables 1a and 1b, for both discretization models. In the first load step of each analysis, two mesh refinement steps were required due to the very crude discretization

initially used, yielding to large energy error norm solutions. These results are, in essence, the same obtained in previous linear analyses in Ref. (Almeida-94), because at this load step the material is still

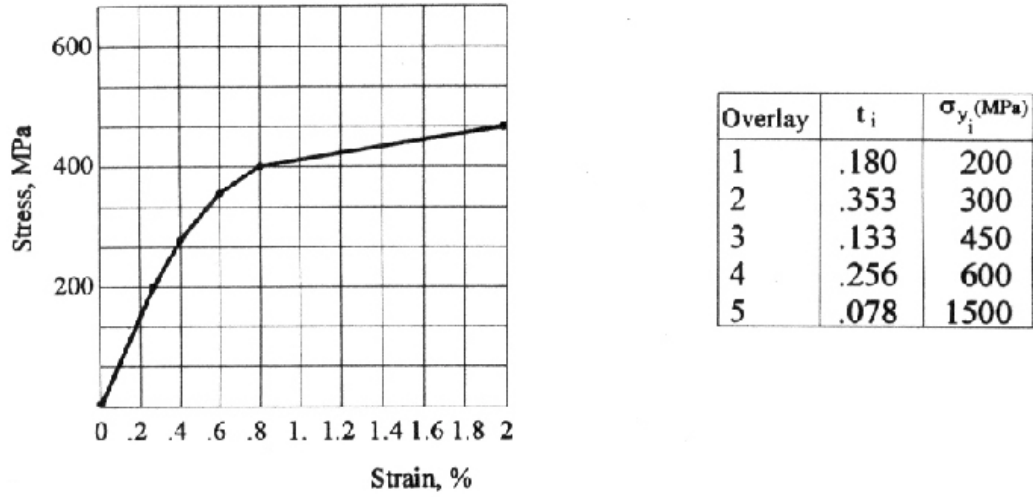


Figure 2 - Material Stress-strain Curve Approximation. Parameters Used in the Overlay Representation.

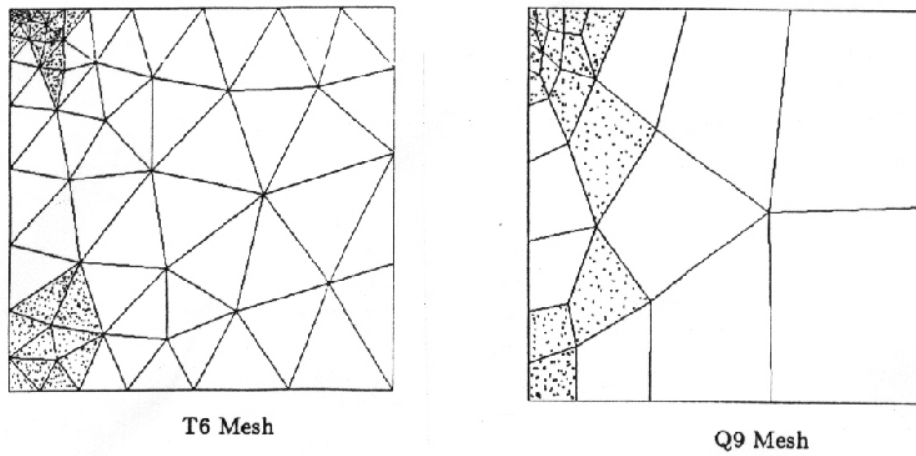


Figure 3 - Final Obtained Meshes with Triangular and Quadrilateral Finite Element Models Used.

elastic. As the analysis proceed, a gradual increasing in the energy norm error is observed but no need of refinements is required until the 7th and the 6th load steps were reached for the triangular e quadrilateral meshes, respectively. At these load steps, only one cycle of refinement was then required for convergence. Further, as plasticity region advances over the elements, larger values for the energy error norm requires frequent cycles of refinements (steps 11 to 20). Figure 3 depicts the obtained final meshes in both analyses; the indicated areas correspond to the elements in which the material yielding conditions have been satisfied in at least one Gauss integration point. The displacement-load curves displayed in Fig. 4 are concerned with four quadrilateral finite element analyses. The vertical displacement solution  $v$  for the node located at the structure upper right corner is obtained from the full mesh refinement procedure proposed in this work and compared to the solutions given by discretizations obtained at the first step of mesh refinement. These mesh discretizations were kept constant throughout the analyses with energy error norms equal to 19.9%, 11.1% and 5.62%, see Table 1b step 1. From the results it may be observed that obtained errors in the displacement solutions at the latest steps are larger than at the beginning of analysis when almost the entire structure is still under the linear elastic behavior. Moreover, for the entire range of loading considered, the results obtained with the initially proposed mesh are inadequate.

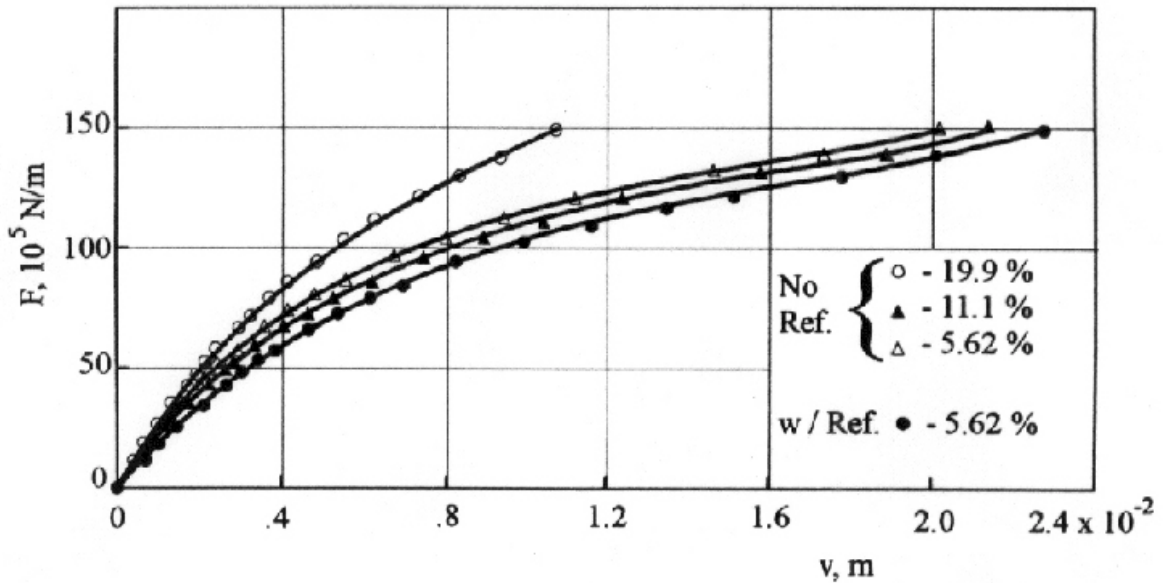


Figure 4 - Displacement-load Relations for the Analyses with Quadrilateral Elements, Using Different Mesh Discretizations, Obtained in the First Step of the h-Adaptive Procedure

Table I - Energy Error Norms and Number of Degrees-of-freedom Required at Each Load Step

(a) the triangular element model (6 node)

STEP	Energy Error Norm (%)	Deg-of-Freed	STEP	Energy Error Norm (%)	Deg-of-Free
1	27.0 - 8.36 - 4.84	312	11	6.57 - 5.14	430
2	4.84	312	12	5.77	430
3	4.97	312	13	6.43 - 5.03	490
4	5.11	312	14	5.78	490
5	5.38	312	15	6.86 - 5.11	568
6	5.87	312	16	5.89	568
7	6.43 - 4.68	384	17	6.99 - 5.27	666
8	4.95	384	18	6.01 - 5.08	772
9	5.27	384	19	5.93	772
10	5.86	384	20	7.22 - 5.45	926

(b) the quadrilateral element model (9 node)

STEP	Energy Error Norm (%)	Deg-of-Freed	STEP	Energy Error Norm (%)	Deg-of-Free
1	19.9 - 11.1 - 5.62	230	11	6.26 - 4.73	306
2	5.62	230	12	5.21	306
3	5.73	230	13	5.77	306
4	5.88	230	14	6.41 - 4.93	342
5	5.97	230	15	5.59	342
6	6.24 - 4.57	272	16	6.23 - 4.90	394
7	4.89	272	17	5.63	394
8	5.16	272	18	6.37 - 5.19	464
9	5.48	272	19	5.97	464
10	5.83	272	20	6.94 - 5.76	558

In the second problem the doubly-cracked square plate reported in Ref. (Almeida-94) and shown in Fig. 5 was considered. The uniform loading was linearly increased in 12 time steps, bringing the material to the behavior beyond its elastic limit. As in linear analysis, only one fourth of the plate was represented in the model analyses with four and eight element discretizations in the initial quadrilateral and triangular meshes, respectively. In both analyses only quadratic elements were considered with nine nodes for the quadrilateral mesh and six nodes for the triangular. As in the first problem, the material constitutive law employed is as shown in Fig. 2, using the overlay modelling technique. A 6% energy error norm criteria for mesh updating was required with 0.1% convergence rate for evaluation of the out-of-balance loading, during iterations. Obtained error norms from the finite element solutions are presented in Tables 2a and 2b for the element discretizations employed. As in the short cantilever beam problem, two mesh refinement steps were required due to the proposed crude initial meshes. The energy error norms gradually increase with loading increments, not requiring requirements until steps 5 and 6 for the triangular and quadrilateral meshes, respectively. At these steps one cycles of refinement was required for convergence. Larger values of the energy error norms require frequent cycles of refinements, as the plastic region advances over the elements. Final obtained meshes are shown in Figure 5; in dashed area is represented the elements with the stress state fulfilling the yielding condition, in eq. (5).



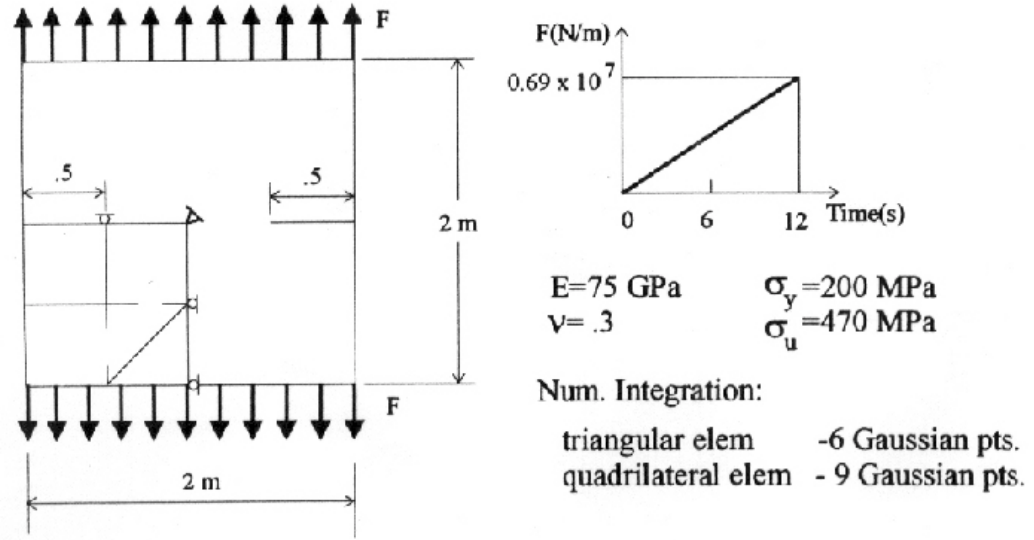


Figure 5 - Doubly-notched Plate Under Uniaxial Loading  
Initial Finite Element Meshes Used.

Table II - Energy Error Norms and Number of Degrees-of-freedom Required at each Step for the Doubly-cracked Plate Analyses.

a)triangular element model (6 node)

STEP	Energy Error Norm(%)	Deg-of-Freed	STEP	Energy Error Norm(%)	Deg-of-Freed
1	33.8 - 16.4 - 7.31 - 2.49	2524	7	6.98 - 5.02	3048
2	2.57	2524	8	6.18 - 4.11	3392
3	2.96	2524	9	5.79	3392
4	3.61	2524	10	6.61 - 5.37	3858
5	4.57	2524	11	6.21 - 4.46	4276
6	5.72	2524	12	5.85	4276

b) quadrilateral element model (9 node)

STEP	Energy Error Norm(%)	Deg-of-Freed	STEP	Energy Error Norm(%)	Deg-of-Freed
1	27. - 10.8 - 3.16	1252	7	5.77	1666
2	3.51	1252	8	6.63 - 5.17	1836
3	4.02	1252	9	5.94	1836
4	4.87	1252	10	7.03 - 5.28	2018
5	5.67	1252	11	6.09 - 4.67	2204
6	6.65 - 4.91	1480	12	5.23	2204

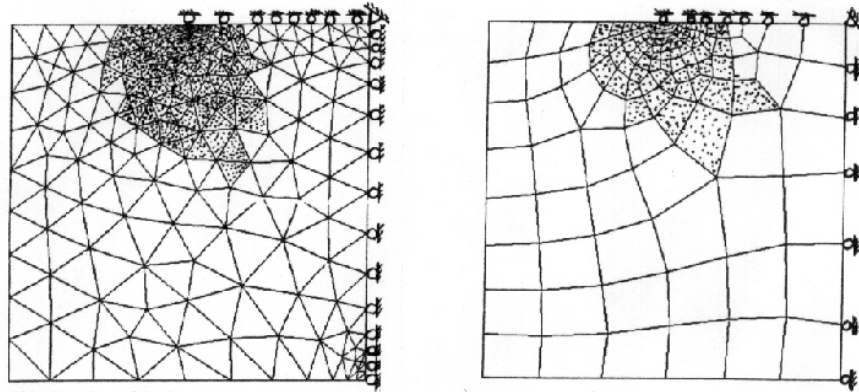


Figure 6 - Final Obtained Meshes with Triangular and Quadrilateral Finite Element Models Used in the Second Exemple.

## CONCLUSIONS

Some recent developments with a fully automated h-adaptive strategy for an efficient two-dimensional finite element analysis has been presented and demonstrated with applications in two sampling problems presenting stress singularities. The use of the overlay concept to represent element constitutive behavior beyond yielding in a multi-linear relationship is physically considered as representing the action of individual grains. Moreover, the procedure can be treated as a mathematical artifice and, as stated, extended to general three dimension stress state representations. Moreover, the use of negative overlay weights may allow to simulate material strain-softening effects. As implemented the overall strategy provides an adequate basis for the formulation of a general h-p adaptive procedure.

*Acknowledgments* - The work has been partially supported by CNPq through research grant no. 530417 which is greatly appreciated.

## REFERENCES

- Almeida, C.A., "Adaptivity and Mesh Generation in 2-D Finite Element Analysis", ASME Computers in Enging. Conf., 2, pp. 561-566, 1994.
- Almeida, C.A. & Santana, W.C., "An Effective H-Adaptive Procedure in Finite Element Analysis", Structural Optmization'93 Conf., 2, pp. 275-282, 1993.
- Bathe, K.J., Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice Hall, 1982.
- Hutchinson, J.W., "Plastic Deformation of Body-centered Cubic Polycrystals", J.Mech. Phys. Solids, 12, pp. 25- , 1964.

- Kelly, D.W., Gago, J., Zienkiewicz, O.C., and Babuska, I., "A-*Posteriori* Error Analysis and Adaptive Processes in the Finite Element Method: Part I - Error Analysis", *Int. J. Num. Meth. in Enging*, 19, pp. 1593-1619, 1983.
- Kröner, E., "Zur Plastischen Verformung des Viel Kristalls", *Acta Met.*, 9, pp. 155, 1961.
- Ladeveze, P., Coffignal, G. and Pelle, J.P., "Accuracy of Elasto-plastic and Dynamic Analysis", *Accuracy Estimates and Adaptive Refinements in Finite Element Computations*, Edited by I. Babuska, O.C. Zienkiewicz, J. Gago and E.R. de A. Oliveira, John Wiley and Sons Ltda, Ch. 11, 1986.
- Nayak, G.C. and Zienkiewicz, O.C., "Elasto-plastic Stress Analysis. A Generalization for Various Constitutive Relations Including Strain Softening", *Intl. J. Num. Meth. Enging.*, 5, pp. 113, 1972.
- Ortiz, M. and Quigley IV, J.J., "Adaptive Mesh Refinement in Strain Localization Problems", *Comp. Meth. Appl. Mech. and Enging.*, pp 781-804, 1991.
- Owen, D.R.J., Prakash, A., and Zienkiewicz, O.C., "Finite Element Analysis of Nonlinear Composite Materials by Use of Overlay Systems", *Computers and Structures*, 4, pp. 1251-1267, 1974.
- Tetambe, R.P. and Saigal, S., "A Comparative Study of Flux Projection Type Error Estimators in Elasto-Plastic Finite Element Analysis", *ASME Computer in Enging. Conf.*, pp. 545-554, 1994.
- Zhu, J.Z., and Zienkiewicz, O.C., "A Simple Error Estimator and Adaptive Procedure for Practical Engineering Analysis", *Intl. J. for Num. Meth. Eng.*, 24, pp. 337-357, 1987.
- Zienkiewicz, O.C., Valliappan, S., and King, I.P., "Elasto-plastic Solution of Engineering Problem; Initial Stress Finite Element Approach", *Intl. J. Num. Meth. Enging.*, 1, pp. 75, 1969.
- Zienkiewicz, O.C., and Zhu, J.Z., "Adaptive and Mesh Generation", *Int. J. for Num. Meth. Eng.*, 32, pp. 783-810, 1991.
- Zienkiewicz, O.C., and Zhu, J.Z., "The Superconvergent Patch Recovery and A *Posteriori* Error Estimates. Part I: The Recovery Technique", *Intl. J. for Num. Meth. Eng.*, 33, pp. 1331-1364, 1992.

# ESTUDO DA DEGRADAÇÃO MICROESTRUTURAL DE UMA LIGA DE TITÂNIO EM FUNÇÃO DA TAXA DE DEFORMAÇÃO E DA TEMPERATURA

**Miguel Justino Ribeiro Barboza**  
**Carlos Antonio Reis Pereira Baptista**  
**Sergio Schneider**  
**Olivério Silva<sup>(\*)</sup>**

Faculdade de Engenharia Química de Lorena, Departamento de Engenharia de Materiais, Caixa Postal 116, 12600-000, Lorena, SP, Brasil. E-mail: [mbarbosa@demar.fauguil.br](mailto:mbarbosa@demar.fauguil.br)

<sup>(\*)</sup> Centro Técnico Aeroespacial, Divisão de Materiais, Praça Mal. Eduardo Gomes, 50, Campo Montenegro, 12228-000, São José dos Campos, SP, Brasil.

## Resumo

Neste trabalho são empregados conceitos da mecânica do dano contínuo (MDC), que constitui uma área da mecânica dos sólidos iniciada com a definição de um parâmetro escalar de características isotrópicas associado à redução de área útil de um elemento estrutural sob condições de fluência. A MDC atingiu um estágio de desenvolvimento que permite seu uso em diversas aplicações práticas. Seu forte embasamento em análises e observações experimentais permitiu compreender os vários mecanismos responsáveis pelos processos de degradação microestrutural e sua íntima relação com a ruptura dos diferentes tipos de componentes mecânicos. Este trabalho tem como objetivo associar o comportamento elástico a um parâmetro representativo da degradação microestrutural através de medidas do módulo de Young, visando avaliar e quantificar o efeito do dano por deformação plástica sobre esta propriedade. Para tanto, realizaram-se testes com amostras da liga Ti-13V-11Cr-3Al, sob condições de tração uniaxial e diferentes taxas de deformação, à temperatura ambiente e em temperatura criogênica (77 K). O trabalho é complementado por análises fractográficas das amostras ensaiadas.

**Palavras-chaves:** Propriedades mecânicas, liga de titânio, temperaturas criogênicas.

## INTRODUÇÃO

As diferentes solicitações mecânicas e ambientais provocam alterações na microestrutura dos metais e ligas empregados com fins estruturais. Tendo em vista que essas alterações reduzem a resistência mecânica dos materiais, o termo “dano” é empregado para designá-las. Os processos de acumulação de dano podem ocorrer sob deformação elástica (como no caso da fadiga de alto ciclo), deformação elasto-plástica e sob condições de fluência. Em presença de grandes deformações plásticas, o dano se manifesta pela nucleação e crescimento de microcavidades e microtrincas no metal (Kachanov, 1986). Os diversos tipos de defeitos e sua distribuição correspondem a diferentes descrições matemáticas do dano. A mecânica do dano contínuo (MDC) introduz um parâmetro, que pode ser entendido como uma variável contínua que se relaciona à densidade dos defeitos gerados durante a degradação do material. No caso mais simples, assumindo-se que o dano seja isotrópico, o parâmetro de dano pode ser de natureza escalar. O efeito do dano nas propriedades elásticas do material permite que se avalie

indiretamente o dano sofrido através da variação de seu módulo elástico (Lemaitre, 1992). Neste caso, o dano  $d$  pode ser estimado de acordo com a equação (1), sendo conhecido o módulo de Young  $E$  e medindo-se o módulo de elasticidade do material danificado,  $\tilde{E}$ :

$$d = 1 - \frac{\tilde{E}}{E} \quad (1)$$

Esta metodologia foi empregada em um trabalho recente (Paes *et al*, 1999), em que medidas do módulo de Young obtidas em ensaios de tração e também através do teste não destrutivo de ultra-som foram associadas a um parâmetro de dano com o objetivo de estimar a degradação associada à fadiga em amostras de titânio de pureza comercial.

O titânio e suas ligas, devido à possibilidade de uma combinação favorável entre propriedades mecânicas e físicas, vêm sendo muito utilizados nas mais variadas áreas: indústria aeronáutica e aeroespacial, indústria naval e em aplicações criogênicas diversas. Além da alta razão resistência por densidade, as ligas de titânio apresentam a característica de serem não magnéticas. Possuem maior resistividade elétrica e menor condutividade térmica que o aço inox austenítico. Geralmente, todas essas propriedades são favoráveis em aplicações como material estrutural em ambientes criogênicos. O titânio apresenta, à temperatura ambiente, estrutura cristalina hexagonal compacta, denominada fase  $\alpha$ . Esta estrutura se transforma alotrópicamente para cúbica de corpo centrado, chamada fase  $\beta$ , a 1155,5 K. É basicamente na manutenção de uma ou outra fase que se baseia a adição de elementos de liga ao Ti. Os elementos que favorecem a fase  $\beta$  (chamados betagênicos) reduzem a temperatura de transformação alotrópica e incluem os metais de transição do grupo IV. As ligas Ti- $\beta$  além de apresentarem alta resistência, boa plasticidade e alta temperabilidade, podem combinar baixo módulo de elasticidade com alta resistência à corrosão. Dentre essas, destaca-se a liga Ti-13V-11Cr-3Al, que, tendo sido a primeira liga Ti- $\beta$  comercial (introduzida em 1952), é empregada na indústria aeroespacial em componentes estruturais de alta resistência (Donachie Jr., 1988; Flower, 1990; Nagai *et al*, 1985). Além disso, de acordo com a norma ASTM E399 (1990) esta liga é a mais indicada para a confecção de braços para medidores de deslocamento (*clip gauges*) empregados nos ensaios de tenacidade à fratura, devido à sua alta relação entre limite elástico e módulo de Young na condição solubilizada. A possibilidade do emprego desses medidores em baixas temperaturas é um fator adicional a justificar o estudo de seu comportamento mecânico a 77 K.

O presente trabalho tem como objetivo associar o comportamento elástico da liga Ti-13V-11Cr-3Al a um parâmetro representativo da degradação microestrutural através de medidas do módulo de Young, visando avaliar e quantificar o efeito do dano por deformação plástica sobre esta propriedade. Para tanto, realizaram-se testes com amostras da liga Ti-13V-11Cr-3Al, sob condições de tração uniaxial e diferentes taxas de deformação, à temperatura ambiente e em temperatura criogênica (77 K). O trabalho é complementado por análises fractográficas das amostras ensaiadas.

## MATERIAIS E MÉTODOS

O material foi recebido na forma de barras cilíndricas com 7,6 mm de diâmetro. Através de análise química por ICP encontrou-se, para os teores dos elementos de liga e para o ferro, os valores mostrados na Tabela 1. Estes valores são comparados com as faixas de variação estabelecidas para esta liga de acordo com a especificação AMS 4917. A análise metalográfica mostrou que a microestrutura do material compõe-se de grãos da fase metaestável  $\beta$ , conforme pode ser observado na Figura 1.

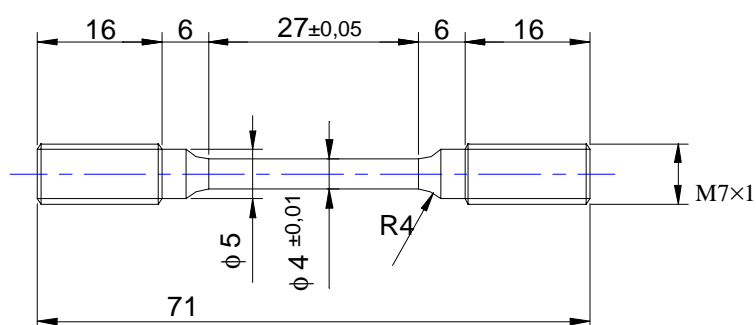
**Tabela 1.** Composição da liga (% em peso)

	V	Cr	Al	Fe
Mat. Recebido	14,1	11,1	3,32	0,18
AMS 4917	12,5-14,5	10,0-12,0	2,5-3,5	0,35 máx.

Os ensaios mecânicos foram realizados em uma máquina servo-hidráulica MTS com capacidade de 250 kN. Os corpos de prova foram confeccionados segundo as dimensões mostradas na Figura 2, de acordo com a norma ASTM E8M. Os ensaios foram realizados nas temperaturas ambiente (293 K) e do nitrogênio líquido (77 K), sendo que para os ensaios a baixa temperatura foi necessário desenvolvimento de um dispositivo para imersão das amostras em um banho de nitrogênio líquido. Para a aquisição dos dados de deformação foi utilizado o extensômetro MTS mod. 632.11F21, com faixa de trabalho de  $\pm 15\%$  e adequado para uso em baixa temperatura.



**Figura 1.** Microestrutura do material, corte transversal (aumento 100 $\times$ )



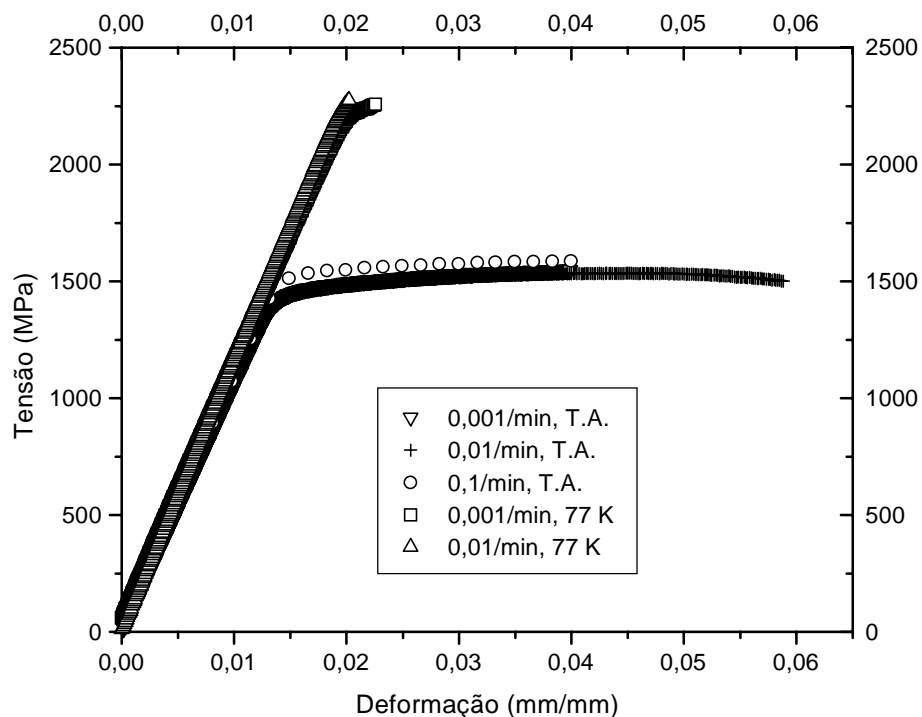
**Figura 2.** Corpo de prova para ensaios de tração

Para os ensaios de tração à temperatura ambiente foram adotadas 3 taxas de deformação: 0,001/min, 0,01/min e 0,1/min. As duas primeiras foram adotadas também no caso dos ensaios a baixa temperatura. Estas taxas foram reproduzidas em ensaios com descarregamentos sucessivos, realizados com o objetivo de se avaliar o dano por deformação

plástica. As superfícies de fratura de amostras ensaiadas à temperatura ambiente e a 77 K foram observadas ao microscópio eletrônico de varredura.

## RESULTADOS

Na Figura 3 são apresentadas as curvas  $\sigma \times \epsilon$  correspondentes aos ensaios de tração sob as diferentes condições de temperatura e taxas de deformação adotadas. Os valores do módulo de Young correspondentes às diferentes condições de ensaio são mostrados na Tabela 2. Pode-se observar que o efeito da temperatura se sobrepõe ao efeito da taxa de deformação no que diz respeito ao comportamento sob tração uniaxial do material, nas condições estudadas neste trabalho. A Figura 4 mostra a variação do limite de escoamento ( $\sigma_e$ ) e do limite de resistência à tração ( $\sigma_t$ ) com a taxa de deformação, para o caso dos ensaios à temperatura ambiente.

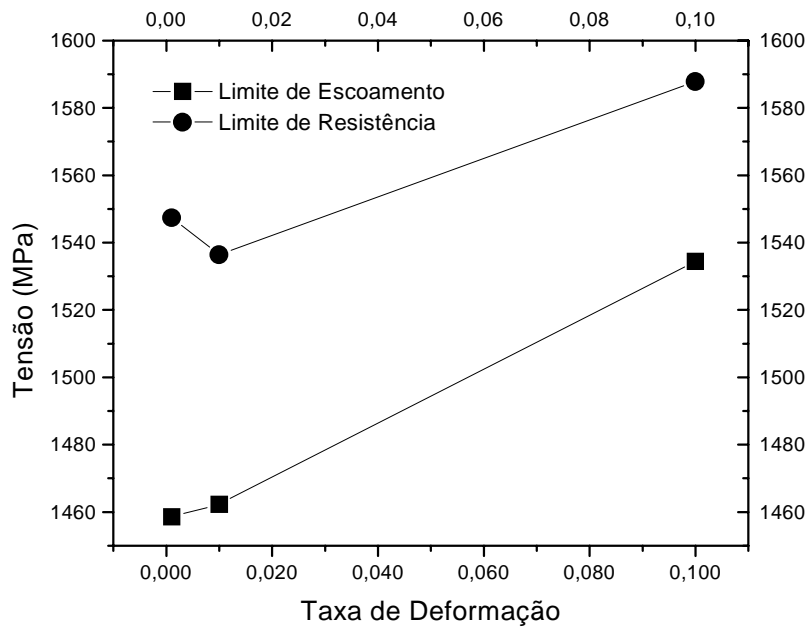


**Figura 3.** Curvas Tensão-Deformação

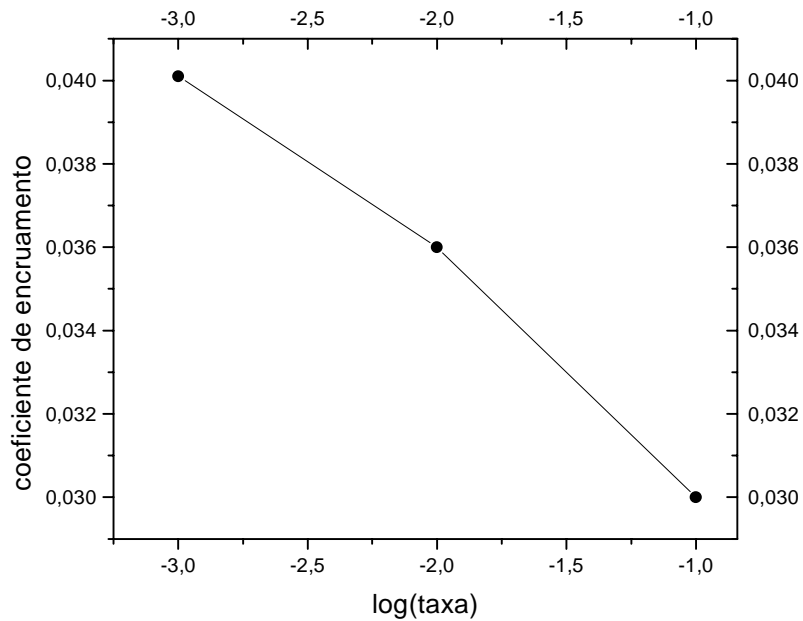
**Tabela 2.** Variação do Módulo de Young

E (GPa)	0,001/min	0,01/min	0,1/min
Temp. Ambiente	105,7	104,8	106,6
77 K	108,5	112,8	-

Na Figura 5 pode-se observar o efeito da taxa de deformação sobre o coeficiente de encruamento, obtido de acordo com a norma ASTM E646, para os ensaios à temperatura ambiente. No caso dos ensaios a 77 K, devido à pouca deformação plástica, esses parâmetros não puderam ser determinados.



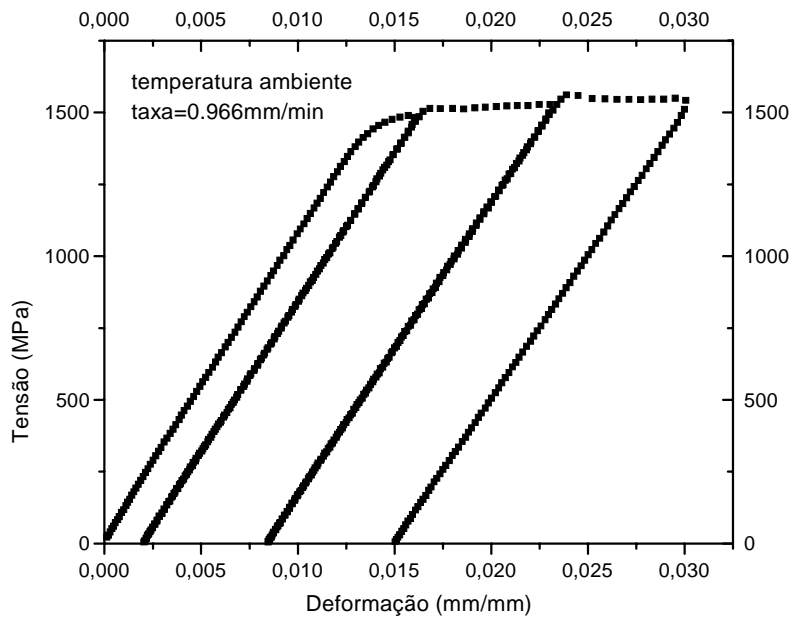
**Figura 4.** Variação das Propriedades de Tração com a Taxa de Deformação



**Figura 5.** Variação do Coeficiente de Encruamento com a Taxa de Deformação

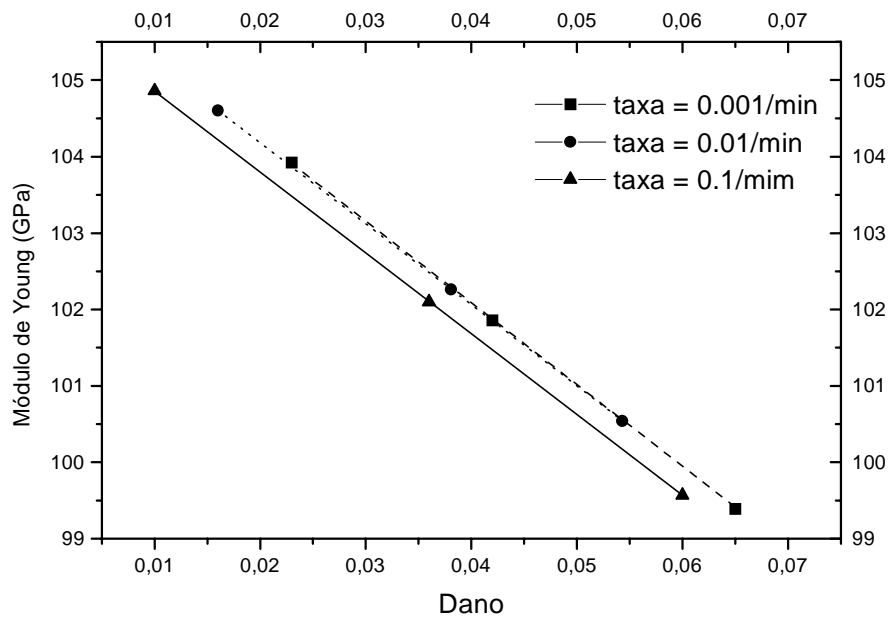
Para analisar o efeito do dano, foram realizados ensaios de tração com descarregamentos sucessivos, nas diferentes temperaturas e taxas de deformação estudadas. Como exemplo, mostra-se na Figura 6 a curva  $\sigma \times \epsilon$  correspondente à taxa de 0,01/min para a temperatura ambiente.



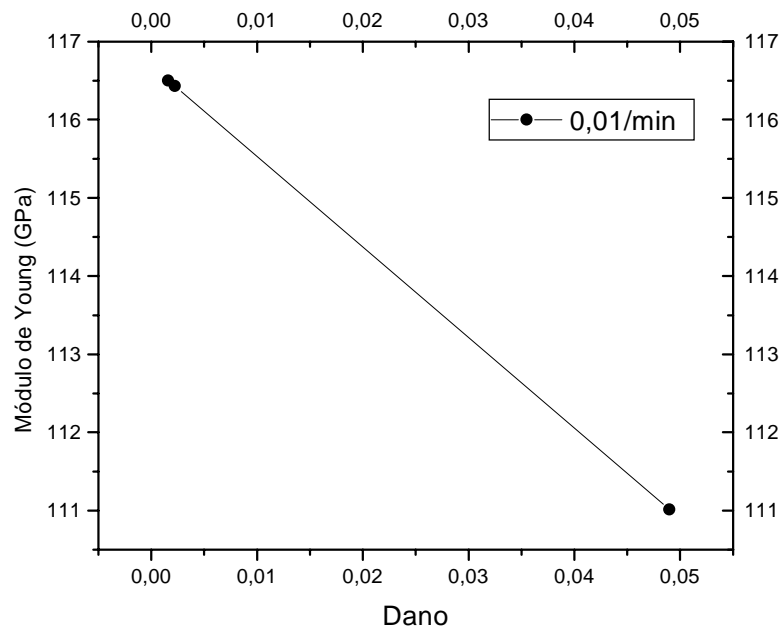


**Figura 6.** Ensaio com Descarregamentos Sucessivos

A evolução do dano, calculado de acordo com a equação (1), é mostrada nas Figuras 7 (temperatura ambiente) e 8 (77 K). Observa-se na Figura 7 que a evolução do dano é independente da taxa de deformação. Na Figura 8, pode-se notar que o dano a 77 K atingiu níveis compatíveis com aquele à temperatura ambiente, embora a deformação plástica tenha atingido apenas 0,25%, ante 1,5% de deformação plástica atingida no ensaio com descarregamentos sucessivos à temperatura ambiente.

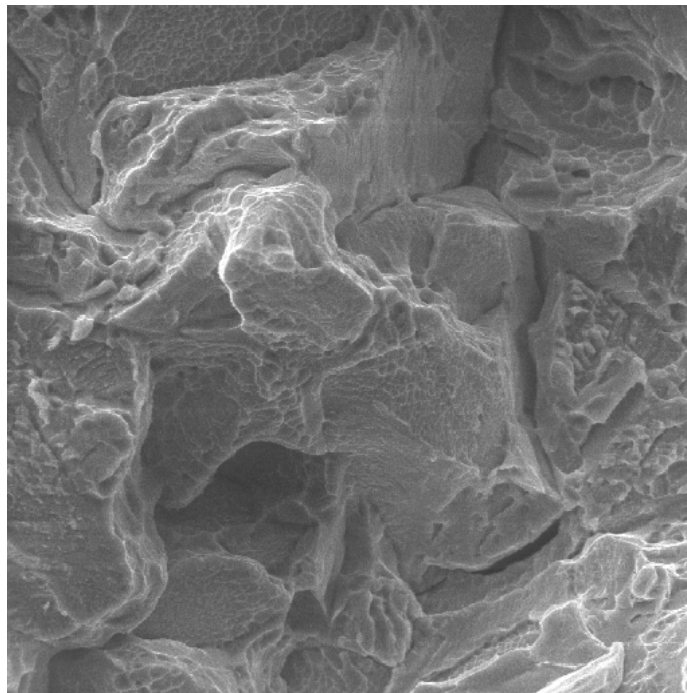


**Figura 7.** Correlação entre Dano e Módulo de Young, Temperatura Ambiente

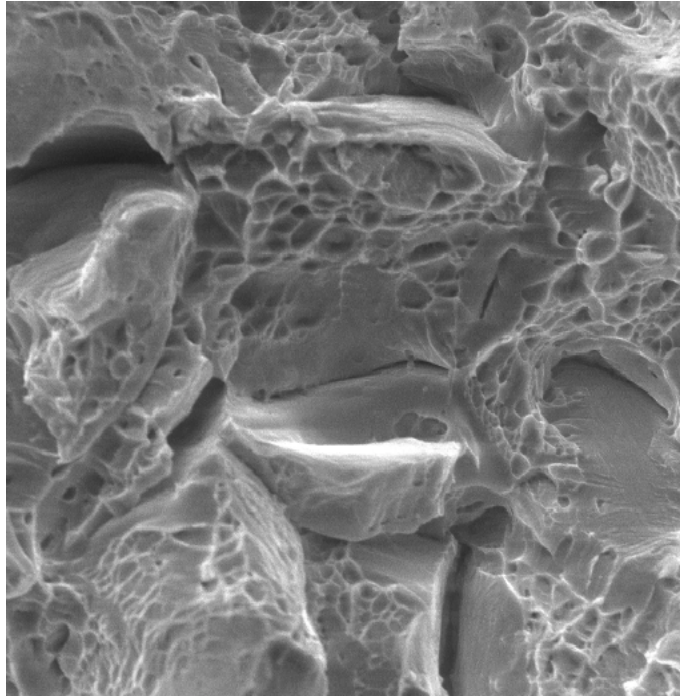


**Figura 8.** Correlação entre Dano e Módulo de Young, 77 K

As Figuras 9 e 10 são dois exemplos representativos da superfície de fratura, respectivamente a 77 K e à temperatura ambiente. Na Figura 9 o principal aspecto concentra-se no mecanismo intergranular, caracterizando intensa fragilidade nessas condições de ensaio. No entanto, a Figura 10 apresenta poucas regiões relativas a estrutura alveolar, destacando-se de forma mais intensa os micromecanismos responsáveis pela fratura intergranular.



**Figura 9.** Superfície de Fratura a 77 K (1000 ×)



**Figura 10.** Superfície de Fratura à Temperatura Ambiente (1000 ×)

## CONCLUSÕES

Observou-se que as propriedades em tração e a evolução do dano não foram significativamente afetadas pela taxa de deformação, dentro dos limites estudados neste trabalho. Os ensaios a 77 K resultaram em um aumento significativo das propriedades de resistência em tração e uma intensa redução na componente plástica até a fratura. O principal mecanismo de fratura corresponde a cavidades intergranulares, independente da temperatura de ensaio. O parâmetro de dano não apresentou uma dependência significativa em relação à temperatura, embora os níveis de deformação plástica verificados nos ensaios com descarregamentos sucessivos a 77 K tenham sido 6 vezes menores que no caso da temperatura ambiente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Donachie Jr., J.D., 1988, "Titanium, A Technical Guide", ASM International, Metals Park, Ohio, 469 p.
- Flower, H.M., 1990, "Microstructural Development in Relation to Hot Working of Titanium Alloys. Materials Science and Technology, v.6(11), p.1082-1092.
- Kachanov, L.M., 1986, "Introduction to Continuum Damage Mechanics", Martinus Nijhoff, Dordrecht, Holanda, 135p.
- Lemaitre, J., 1992, "A Course on Damage Mechanics", Springer-Verlag, Berlin, Alemanha, 228p.
- Nagai K., Yuri T., Umezawa O. Andishikawa, 1985, "Fatigue and fracture of Ti alloys at cryogenic temperatures", 11<sup>th</sup> International Conf. on Magnet Technology, p.754-759.
- Paes, M., Baptista, C.A.R.P., Barboza, M.J.R., Silva, E.M.R., Reis, F.P., Pastoukhov, V.A., 1999, "Aspectos do Comportamento Mecânico do Titânio Grau 2 Submetido a Carregamentos Cíclicos", Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, SP, Brasil, 10p. (em CD-ROM).

# FRACTURE AND FATIGUE ANALYSIS USING A GRADIENT-ENHANCED CONTINUUM DAMAGE THEORY

**Heraldo S. Costa Mattos, Stella Maris Pires-Domingues**

Laboratório de Mecânica Teórica e Aplicada, Departamento de Engenharia Mecânica,  
Universidade Federal Fluminense - UFF, Niterói - RJ - Brasil - 24210-240

**Fulvio Giacomo Chimisso**

Departamento de Materiais de Construção, Fundação Universidade do Rio Grande - FURG,  
Rio Grande - RS - Brasil - 96200-210

**Fernando Alves Rochinha**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro - EE-  
COPPE/UFRJ, CP 68503, Rio de Janeiro - RJ - Brasil - 21945-970

## Abstract

This paper discusses the possibility of structural failure prediction using a theory of continuum media with microstructure. The proposed theory allows an adequate description of the strain-softening and localization behaviors due to the material degradation. This theory is similar to some other continuum damage theories for elastic materials that introduce higher order gradients of the damage variable in the constitutive model in order to avoid the ill-posedness in the post-localization range. The possibility and main features of such kind of approach are discussed through examples concerning elastic-plastic and brittle-elastic behaviors.

**Keywords:** Continuum Damage Mechanics; Fracture, Fatigue.

## 1- INTRODUCTION

Continuum Damage Mechanics uses a phenomenological approach to model the effect of microscopic geometric discontinuities induced by the deformation process (micro-cracks, micro-voids, so on) on the macroscopic behaviors of a structure. In continuum damage theories an internal variable related to the growth and coalescence of micro-defects before the macroscopic crack initiation (whose definition and physical interpretation may vary from one model to the other). Therefore, the problem becomes to establish the constitutive relations for the damage variable as a function of the other state variables.

Many different continuum damage theories have been proposed to describe the degradation process in elastic brittle materials. The local damage theories, Kachanov (1986) and Lemaitre *et al* (1990), often lead to a physically unrealistic description of strain localization phenomena. In general, due to the loss of ellipticity of the governing equations in the post-localization range, the resulting mathematical problems may present an infinite number of solutions with discontinuous fields of displacement gradients what leads to numerical difficulties of mesh-dependence, Knowles *et al.* (1978), Bazant *et al.* (1988) and Vree *et al* (1995). In order to avoid the loss of well-posedness in the post-localization range, some alternative non-local approaches were proposed, Costa-Mattos *et al* (1992) and (1995), Frémond *et al* (1996) and Domingues (1996), for example. Some of these alternative theories

introduce higher order gradients of the damage variable in the constitutive model. Although such theory allow a mathematically correct modeling of the strain localization phenomena, they are usually considered very complex to handle from the numerical point of view.

The present paper deals with an alternative gradient enhanced theory in which the continuum is supposed to possess a microstructure. In the resulting nonlinear mathematical problems the coupling between damage and strain is circumvented by means of a splitting technique which allows to solve the nonlinear problem through a sequence of simpler linear problems, Domingues (1996). To demonstrate the capability of the proposed model some examples involving elastic and elastic-plastic problems are exploited.

## 2- MODELING - BASIC BALANCE EQUATIONS

A body is defined as a set of material points  $B$  which occupies a region  $\Omega$  of the Euclidean space at the reference configuration. In this theory, besides the classical variables that characterize the kinematics of a continuum medium (displacements and velocities of material points), an additional scalar variable  $\beta \in [0,1]$ , is introduced. This variable is related with the links between material points and can be interpreted as a measure of the local cohesion state of the material. If  $\beta = 1$ , all the links are preserved and the initial material properties are preserved. If  $\beta = 0$  a local rupture is considered since all the links between material points have been broken. The variable  $\beta$  is associated to the damage variable  $D$  by the following relation:  $\beta = 1 - D$ . Since the degradation is an irreversible phenomena, the rate  $\dot{\beta}$  must be negative or equal to zero.

In this section are presented a summary of the basic balance equations of the modeling. Here, the appropriate conservation laws that governing the evolution of a continuous damageable body are postulated. To simplify the presentation, non mechanical external actions that may affect the cohesion of the material points are neglected. A more detailed discussion about the basic principles can be found in Costa-Mattos *et al* (1995).

The main difference from other damage theories are some additional terms in the balance of energy equations and a additional conservation law for the microscopic forces associated to  $\beta$  must be postulated. Thus, besides the classical balance relations for linear momentum and angular momentum, the evolution is supposed to be governed by the following local balance relations:

$$\text{div } \mathbf{H} - \mathbf{F} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \dot{e} = \boldsymbol{\sigma} \cdot \nabla \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{H} \cdot \nabla \dot{\beta} + F \dot{\beta} - \text{div } \mathbf{z} + \rho r \quad (2)$$

where  $\rho$  is the density,  $\boldsymbol{\sigma}$  is the stress tensor,  $e$  is the specific internal energy,  $\mathbf{u}$  is the displacement,  $\mathbf{z}$  is the heat flux vector,  $\mathbf{H}$  is the microscopic internal force related to  $\nabla \beta$ ,  $F$  is the microscopic internal force related to  $\beta$  and  $r$  is a heat source per mass and time. The equation (1) is the balance of microscopic forces and the equation (2) is the balance of energy.

## 3- CONSTITUTIVE EQUATIONS

The balance equation and the second law restriction are valid for any kind of process. A complete modeling requires additional information in order to characterize the behavior of

each kind of material. In this section it is presented a general constitutive theory for damageable materials.

**State variables:** Under the hypothesis of small deformations and isothermal process, the local state of a damageable material is supposed to be a function of the total strain  $\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}[\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T]$ , of the cohesion variable  $\beta$  and its gradient  $\nabla\beta$ . To complete the presentation of the constitutive theory of a hypothetical material, initially only a scalar internal variable  $\zeta$  related with other dissipative mechanisms is considered.

**Free energy - state laws:** Following the classical assumption of the Thermodynamic of Irreversible Processes, the free energy  $\Psi$  is supposed to be a function of the state variables with the following form:

$$\Psi(\boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \nabla\beta, \theta, \zeta) = \hat{\Psi}(\boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \nabla\beta, \zeta) + \frac{1}{2}k\nabla\beta \cdot \nabla\beta \quad (3)$$

where  $\hat{\Psi}$  is a differentiable function such that  $\frac{\partial\hat{\Psi}}{\partial\beta} \geq 0$  and  $k$  is a positive function of the absolute temperature  $\theta$ . The term  $(\frac{k}{2})\nabla\beta \cdot \nabla\beta$  is so considered to give  $\beta$  a diffusive behavior, thus smoothing the field  $\beta$  on  $\Omega$ .

The here called thermodynamic forces  $(\boldsymbol{\sigma}, B^\beta, \mathbf{H}, s, B^\zeta)$  related to the state variables  $(\boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \nabla\beta, \zeta)$  are defined from the free energy by the state laws:

$$\boldsymbol{\sigma} = \frac{\partial\Psi}{\partial\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (4)$$

$$\mathbf{H} = \frac{\partial\Psi}{\partial(\nabla\beta)} = k\nabla\beta \quad (5)$$

$$B^\beta = \frac{\partial\Psi}{\partial\beta} \quad (6)$$

$$B^\zeta = \frac{\partial\Psi}{\partial\zeta} \quad (7)$$

It can be observed that the state variables are taken as independent parameters in equations (4) - (7). To complete the constitutive equations additional information about the dissipative behavior must be obtained from the Fourier law and evolution laws for  $\beta$  and  $\zeta$ .

### Evolution laws

The evolution laws are obtained from a potential  $\Phi(B^\beta, B^\zeta; \boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \zeta)$ :

$$\dot{\zeta} = -\frac{\partial\Phi}{\partial B^\zeta} \quad \text{and} \quad \dot{\beta} = -\left\langle \frac{\partial\Phi}{\partial B^\beta} - \frac{1}{c_0}\mathbf{F} \right\rangle \quad (8)$$

where  $c_0$  is a positive material constant,  $\langle a \rangle = \max\{0, a\}$ . An alternative set of constitutive equations is given by:

$$\dot{\zeta} = -\lambda \frac{\partial \Phi}{\partial B^\zeta} \quad \text{and} \quad \dot{\beta} = -\left\langle \lambda \frac{\partial \Phi}{\partial B^\beta} - \frac{1}{c_0} F \right\rangle, \quad \lambda \geq 0; \Phi \leq 0; \lambda \Phi = 0 \quad (9)$$

In Chimisso (1994) and Costa-Mattos *et al* (1995) is shown that the state laws, equations (4) - (7), and the evolution laws, equations (8) or (9), form a complete set of constitutive equations that always verify the second law restriction, regardless the geometry of the body, the external actions, the initial and boundary conditions, provided  $\Phi$  is a convex and positive function of  $(B^\zeta, B^\beta)$  such that:

$$\Phi(B^\beta = 0, B^\zeta = 0; \boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \zeta) = 0 \quad \forall (\boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \zeta) \quad (10)$$

### 3.1- Brittle-elastic constitutive model

The constitutive equations for brittle-elastic material are presented after some specific assumptions about the state variables and the state laws.

**State variables:** The local state of a brittle-elastic material is supposed to be a function of the total strain  $\boldsymbol{\varepsilon}$ , of the cohesion variable  $\beta$  and of its gradient  $\nabla\beta$ .

**Free energy – state laws:** In linear elasticity, it can be supposed that the free energy of the elastic material is composed by a mechanical term  $\hat{\Psi}_e(\boldsymbol{\varepsilon})$ . Thus, the proposed free energy  $\Psi$  can be represented by the following expression:

$$\Psi = \beta \hat{\Psi}_e(\boldsymbol{\varepsilon}) + \frac{1}{2} k \nabla\beta \cdot \nabla\beta \quad (11)$$

$$\hat{\Psi}_e(\boldsymbol{\varepsilon}) = \mu \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} + \frac{1}{2} \lambda (\text{tr}\boldsymbol{\varepsilon})^2 \quad (12)$$

where  $\mu$  and  $\lambda$  are Lamé's constants. The here called thermodynamic forces  $(\boldsymbol{\sigma}, B^\beta, \mathbf{H}, s)$  related to the state variables  $(\boldsymbol{\varepsilon}, \beta, \nabla\beta)$  are defined from the free energy by the state laws. These equations have the same form presented in the equations (4) to (7).

**Evolution laws:** The evolution law for cohesion variable  $\beta$  can be derived from the evolution law adopted in the local damage theory:

$$\dot{\beta} = -\frac{1}{C} \langle (B^\beta - w) - F \rangle, \quad \text{if } \beta > 0 \quad \text{and} \quad \dot{\beta} = 0, \quad \text{if } \beta = 0 \quad (13)$$

where  $C$  and  $w$  are positive constants of the material, respectively, a coefficient related to the viscosity and the elastic strain energy (the area below the linear part of the curve stress versus strain). The constant  $C$  is associated to constant  $c_0$  of (8).

After some consideration, Costa-Mattos *et al* (1995) and Domingues (1996), the final relations are the following:

$$\boldsymbol{\sigma} = \left( \frac{\beta E}{1+\nu} \right) \left[ \frac{\nu}{1-2\nu} \text{tr}(\boldsymbol{\varepsilon}) \mathbf{I} + \boldsymbol{\varepsilon} \right] \quad (14)$$

$$F = \left( \frac{E}{2(1+\nu)} \right) \left[ \frac{\nu}{(1-2\nu)} (\text{tr}(\boldsymbol{\varepsilon}))^2 + \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \right] - w + \lambda_\beta + C\dot{\beta} + \lambda_{\dot{\beta}} \quad (15)$$

$$\mathbf{H} = k(\nabla\beta) \quad (16)$$

where  $E$  is the Young modulus,  $\nu$  is the Poisson's ratio,  $C$  is a coefficient related to the viscosity and  $k$  is a diffusive constant. The terms  $\lambda_\beta$  and  $\lambda_{\dot{\beta}}$  are Lagrange multipliers associated, respectively, to the constraints  $\beta \geq 0$  and  $\dot{\beta} \leq 0$ , they are such that:  $\lambda_\beta \leq 0$ ,  $\beta\lambda_\beta = 0$  and  $\lambda_{\dot{\beta}} \leq 0$ ,  $\dot{\beta}\lambda_{\dot{\beta}} = 0$ .

### 3.2- Elastic-plastic constitutive model

**State Variables :** Under the hypothesis of small deformations, the local state of a elastic-plastic material is supposed to be a function of the total strain  $\boldsymbol{\varepsilon}$ , of the plastic strain  $\boldsymbol{\varepsilon}^p$ , of the cohesion variable  $\beta$ , of its gradient  $\nabla\beta$ , and also of a scalar variable  $p$  associated with the isotropic hardening, and of a second order tensor variable  $\mathbf{c}$  associated with the kinematic hardening .

**Free Energy - State Laws:** Following the classical assumption of the Thermodynamic of Irreversible Processes, the free energy is supposed to be a function of the state variables. Thus, the following expression is proposed for the free energy, considering a elastic-plastic behaviour:

$$\Psi(\boldsymbol{\varepsilon}, \boldsymbol{\varepsilon}^p, p, \mathbf{c}, \beta, \nabla\beta) = \beta \left[ \Psi_e(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}^p) + \Psi_p(p) + \Psi_c(\mathbf{c}) \right] + \frac{1}{2} k \nabla\beta \cdot \nabla\beta \quad (17)$$

$$\Psi_p = v_1 \left( p + \frac{e^{-v_2 p}}{v_2} \right) + p \sigma_y \quad (18)$$

$$\Psi_c = \frac{1}{2} a (\mathbf{c} \cdot \mathbf{c}) \quad (19)$$

where  $\Psi_e(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}^p) = \hat{\Psi}_e(\boldsymbol{\varepsilon})$ , equation (12),  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $a$ ,  $\sigma_y$  are non negative constants and  $(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}^p) = \boldsymbol{\varepsilon}^e$  is the elastic strain tensor. The here called thermodynamic forces  $(\boldsymbol{\sigma}, \mathbf{x}, y, \mathbf{G}, \mathbf{H})$ , related to the state variables  $(\boldsymbol{\varepsilon}^e, \mathbf{c}, p, \beta, \nabla\beta)$  are defined from the free energy by the state laws:

$$\boldsymbol{\sigma} = \frac{\partial \Psi}{\partial \boldsymbol{\varepsilon}^e} = \frac{\beta E}{1+\nu} \left[ \frac{\nu}{1-2\nu} \text{tr}(\boldsymbol{\varepsilon}^e) \mathbf{I} + \boldsymbol{\varepsilon}^e \right] \quad (20)$$

$$\mathbf{x} = \frac{\partial \Psi}{\partial \mathbf{c}} = \beta (a \mathbf{c}) \quad (21)$$

$$y = \frac{\partial \Psi}{\partial p} = \beta \left[ v_1 (1 - e^{-v_2 p}) + \sigma_y \right] \quad (22)$$



$$G = \frac{\partial \Psi}{\partial \beta} = \Psi_e + \Psi_p + \Psi_c \quad (23)$$

where  $\boldsymbol{\sigma}$  is the stress tensor and  $\mathbf{H}$  was presented in last section.

**Plastic Potential - Evolution Laws:** To complete the constitutive equations additional information about the dissipative behaviour must be given. This information can be obtained from a plastic potential  $F$  and are called evolution laws. The potential  $F$  is supposed to have the following form :

$$\chi = J(\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{x}) - y + g(\mathbf{x}, G; \boldsymbol{\varepsilon}, \boldsymbol{\varepsilon}^p, p, c, \beta) \quad (24)$$

with  $J(\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{x})$  being the Von Mises equivalent stress, and

$$g = \frac{b}{2a}(\mathbf{x} \cdot \mathbf{x}) - \frac{ab}{2}(\beta \mathbf{c} \cdot \mathbf{c}) + \frac{G^2}{2S_0} - \frac{1}{2S_0} \left( \frac{\Psi_e + \Psi_p + \Psi_c}{\beta} \right)^2 \quad (25)$$

Besides the plastic potential  $\chi$ , another potential  $\hat{\chi}(\hat{\beta}) = \hat{\beta}$ , is used to take into account the restriction  $\hat{\beta} \leq 0$ . Hence the following evolution laws are postulated:

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p = \lambda \frac{\partial \chi}{\partial \boldsymbol{\sigma}} = \lambda \frac{3}{2} [(\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{x})_{\text{dev}} / J(\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{x})] \quad (26)$$

$$\dot{\mathbf{c}} = -\lambda \frac{\partial \chi}{\partial \mathbf{x}} = \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p - \frac{b}{a} \mathbf{x} \lambda \quad (27)$$

$$\dot{p} = -\lambda \frac{\partial \chi}{\partial y} = \lambda \quad (28)$$

$$\dot{\beta} = F - \lambda \frac{\partial \chi}{\partial G} - \hat{\lambda} \frac{\partial \hat{\chi}}{\partial \hat{\beta}} = F - \frac{\lambda(\Psi_e + \Psi_p + \Psi_c)}{S_0} - \hat{\lambda} \quad (29)$$

where  $\lambda \geq 0$ ,  $\chi \leq 0$ ,  $\lambda \chi = 0$  and  $\hat{\lambda} \geq 0$ ,  $\hat{\chi} \leq 0$ ,  $\hat{\lambda} \hat{\chi} = 0$ . Besides,  $F$  is a microscopic internal force associated with  $\beta$ ,  $\lambda$  is the Lagrange multiplier related with the restriction  $\chi \leq 0$ , and  $\hat{\lambda}$  is the Lagrange multiplier related with the restriction  $\hat{\chi} \leq 0$ .

It is possible to prove that the state laws (20) - (23) and the evolution laws (26) - (29) define a complete set of thermodynamically admissible constitutive equations.

Introducing equations (16) and (29) in the equation of the balance of microscopic forces (Chimisso & Costa Mattos, 1994) and using the change of variables:  $\beta = 1 - D$ , the following balance equation is obtained:

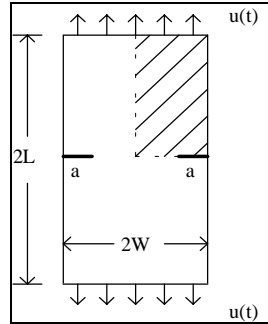
$$\langle C \Delta D + \lambda(\Psi_e + \Psi_p + \Psi_c) / S_0 \rangle = \dot{D} \quad (30)$$

#### 4- EXAMPLES

The main goal of this work is to show a general idea of the theory which is presented and discussed in several papers, for example, Domingues (1996) and Chimisso (1994).

#### 4.1- Brittle-elastic

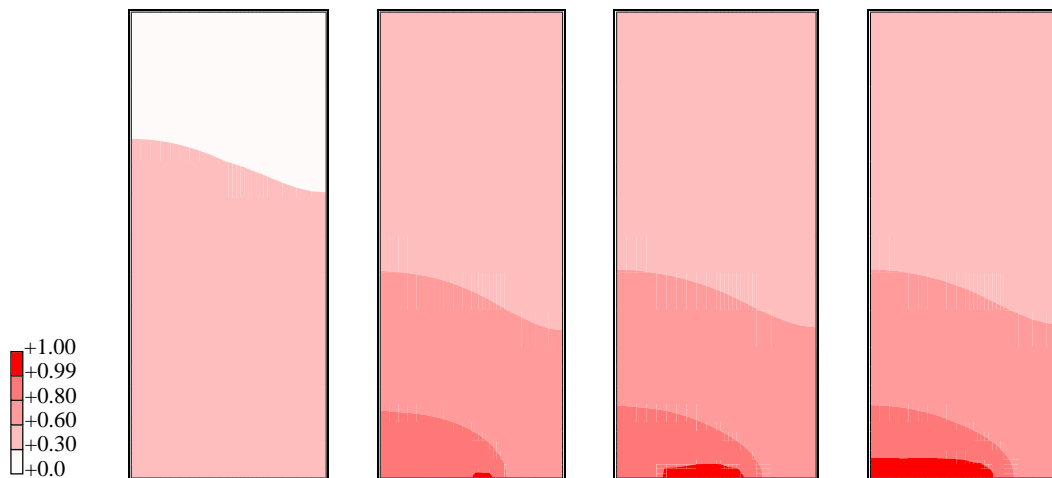
The double edge cracked plate, which contains crack length  $a = 4 \text{ mm}$ , length  $L = 25 \text{ mm}$  and width  $W = 10 \text{ mm}$ , is loaded with a prescribed displacement  $u(t)$  at the both sides, figure 1. The existent symmetry permits to analyze only a quarter of the plate, in that case the upper right quarter of the plate, figure 1.



**Figure 1.** The cracked plate

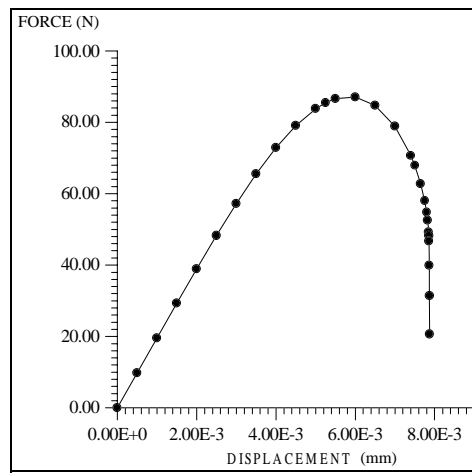
The usual bilinear quadrilateral finite element mesh are used on the discretization of the problem. In the region where the highest levels of damage are expected the mesh has a great quantity of elements with small mesh parameter. In this study were considered plates of concrete and the following values:  $E=27.0\text{GPa}$ ,  $k = 0.2\text{MPa}\cdot\text{mm}^2$ ,  $C=1.0 \times 10^{-3} \text{MPa}\cdot\text{s}$  and  $w=5.0 \times 10^{-5} \text{MPa}$ , Domingues (1996). The prescribed displacement and the adopted time step are given respectively by  $u(L,t) = \alpha t$ , ( $\alpha = 5.0 \times 10^{-3} \text{ mm/s}$ ).

Figure 2 shows the damage evolution on the plate. To simulate the damage evolution on the plate, the damage field ( $D = 1 - \beta$ ) at four different time steps are presented. After the instant  $1.577\text{s}$ , the plate is broken in two parts undergoing a rigid body motion.



**Figure 2.** Damage levels at the instants  $t=1.3\text{s}$ ,  $t=1.573\text{s}$ ,  $t=1.575\text{s}$  e  $t=1.577\text{s}$ .

In order to complete the study a curve of the external force versus the displacement  $u(t)$  are presented in the figure 3. The curve permit to observe the expected softening behavior.

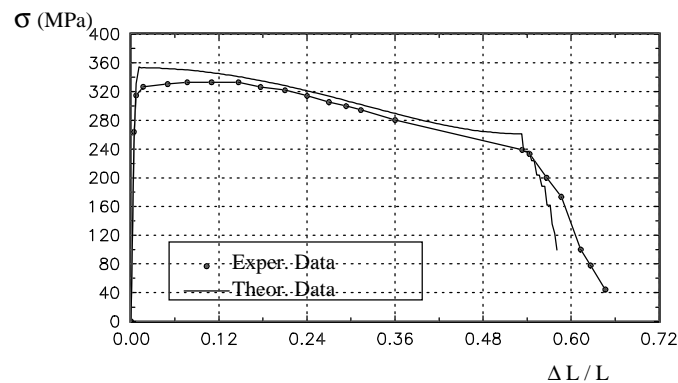


**Figure 3.** Force x displacement  $u(t)$ .

## 4.2- Elastic-plastic

### A near rupture behaviour example

To exemplify the use of the theoretical model, we simulate a monotonic test in an ASTM 6351 aluminium alloy and its behaviour near the final rupture. The test was simulated with controlled strain amplitude where the displacement initial conditions was  $u(t = 0, z = L) = 0$  and  $u(t = T, Z = L) = 0,7 L$ . It is considered length  $L = 1,0$ ,  $k = 0,01$  and  $S_0 = 56,0$ .



**Figure 4.** Curve  $\sigma \times \Delta L/L$ .

Figure 4 shows the axial stress component for different elongations, where dot line is the experimental data and hairline is the theoretical results. The theoretical results are in agreement with the experimental data.

## 5- CONCLUSIONS

The study of different problems demonstrate that the gradient-enhanced damage theories allows a correct qualitative description of the strain-softening phenomena. Also, the proposed damage theory can describe the evolution of the damage, the stress and the displacement fields for structure formed by different materials (concrete, glass and ceramic, metallic alloy, for instance), Domingues (1996) and Chimisso (1994).

## 6- ACKNOWLEDGMENTS

The authors would like to thanks: **FAPERJ** - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio de Janeiro and **CNPq** - Conselho Nacional de Desenv. Científico e Tecnológico.

## 7- REFERENCES

- Bazant, Z. P., Pijandier Cabot, G., Nonlocal Continuum Damage, Localisation, Instability and Convergence, ASME J. Appl. Mech., Vol.55, pp. 287-293, 1988.
- Chimento, F.E.G., Um Modelo de Dano Contínuo para Materiais com Comportamento Elasto-Plástico, Doctor Thesis, Pontifícia Univ. Católica do Rio de Janeiro - PUC-Rio, 1994.
- Chimento, F.E.G. and Costa-Mattos, H. (1994). Modeling the softening behavior of damageable elasto-plastic bars. In Localized Damage III. Computer Aided Assessment and Control. M. H. Aliabadi, A. Carpinteri, S. Kaliszky and D. J. Cartwright eds. Computational Mechanics Publication.
- Costa Mattos, H. & Sampaio, R., Analysis of the Fracture of Brittle Elastic Materials Using a Continuum Damage Model, Structural Engineering and Mechanics, Vol. 3, N°5, pp. 411-428, 1995.
- Costa Mattos, H., Frémond, M. & Mamiya, E.N., A Simple Model of the Mechanical Behavior of Ceramic-Like Material, Int. J. for Solids and Structures, Vol. 20, N° 24, pp. 3185-3200, 1992.
- Domingues, S.M.P., Análise de Materiais Elásticos Frágeis através de um Modelo de Dano Contínuo, Doctor Thesis, Pontifícia Univ. Católica do Rio de Janeiro - PUC-Rio, 1996.
- Domingues, S.M.P., Costa-Mattos, H. & Rochinha, F.A., Continuum Damage Problems Solved by the Splitting technique in Connection with Finite element method, Anais do COBEM97, 1997.
- Frémond, M. & Nedjar, B., "Endommagement et Principe des Puissances Virtuelles", C. R. Acad. Sci., tome 317, serie II, n° 7, pp. 857-864, Paris, 1993.
- Frémond, M. & Nedjar, B., Damage, Gradient of Damage and Principle of Virtual Power, Int. J. Solids Structures, Vol. 33, No. 8, pp. 1083-1103, 1996.
- Kachanov, L. M., Introd. to Continuum Damage Mech., Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht, Netherland, 1986.
- Knowles, J.K. & Sternberg, E., "On the Failure of Ellipticity and the Emergence of Discontinuous deformation Gradients in Plane Finite Elastostatics", J. Elast., 8, 329-378, 1978.
- Lemaitre, J. & Chaboche, J.L., Mech. of Solid Materials, Cambridge Univ. Press, 1990.
- Vree, J. H. P. de, *et al.*, "Comparison of Nonlocal Approaches in Continuum Damage Mechanics", Computer and Structure, Vol. 55, No. 4, pp. 581-588, 1995.

# DINÂMICA DE SISTEMAS CONSTITUÍDOS POR VIGAS SUJEITAS A CARGAS MÓVEIS ORIUNDAS DE SUBSISTEMAS MECÂNICOS

**Wallace M. Bessa**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e Materiais  
Praça General Tibúrcio, 80, Praia Vermelha – 22290-270 – Rio de Janeiro, RJ, Brasil

**Fernando R. da Silva**

Universidade Católica de Petrópolis, Escola de Engenharia  
Rua Barão do Amazonas, 124, Centro – 25685-070 – Petrópolis, RJ, Brasil

## Resumo

Apresenta-se um estudo da interação entre uma estrutura, representada por uma viga, e um carregamento oriundo de um subsistema mecânico em movimento. O efeito de parâmetros importantes do subsistema, como por exemplo, sua velocidade e suas características mecânicas, são levados em consideração na análise da resposta da estrutura. Utiliza-se o método dos elementos finitos e a técnica dos grafos de ligação na modelagem do sistema. O modelo matemático obtido na forma de equações de estado permite uma análise física do sistema global, isto é, uma análise do comportamento dinâmico da estrutura e do subsistema mecânico, interagindo entre si. São apresentados resultados de simulação para a validação do procedimento, com o intuito de destacar a importância de um modelo que considere o comportamento global do sistema.

**Palavras-chave:** Dinâmica, Vibrações, Cargas Móveis, Elementos Finitos, Grafos de Ligação

## 1. INTRODUÇÃO

O comportamento dinâmico de uma estrutura submetida a um carregamento móvel vem sendo investigado desde a construção das primeiras pontes para estradas de ferro no começo do século XIX. O interesse por essa classe de problemas surgiu quando se observou que, em uma determinada estrutura, o deslocamento dinâmico proporcionado por um carregamento móvel era maior do que o deslocamento estático máximo.

Diferentes aspectos do problema em questão foram investigados ao longo das últimas décadas. Biggs(1964), Timoshenko(1965) e Warburton(1976) apresentaram soluções analíticas para a equação diferencial de governo de uma viga Bernoulli-Euler submetida a uma carga móvel simples e constante. Considerando o efeito do cisalhamento e da inércia rotatória e desconsiderando o regime transiente do modelo estrutural, Achembach e Sun(1965) analisaram o comportamento de uma viga de Timoshenko infinita apoiada em uma fundação elástica, quando atravessada por uma carga móvel.

Utilizando o método dos elementos finitos para discretizar a estrutura, Lin e Trethewey(1990) analisaram o comportamento dinâmico de uma viga Bernoulli-Euler interagindo com sistemas mecânicos de um e dois graus liberdade, e Thambiratnam e Zhuge(1996) investigaram o caso de uma viga apoiada em uma fundação elástica e submetida a uma carga simples.

Em trabalhos mais recentes, Henchi *et al.*(1997), Wu & Shih(1998), Kwon *et al.*(1998), Wang & Lin(1998), Wang & Chou(1998) e Chant *et al.*(1999), propuseram-se a investigar o

problema de cargas móveis em estruturas. Apesar da crescente complexidade que vem sendo atribuída ao modelo estrutural, o carregamento continua sendo tratado como uma carga simples e constante. Em alguns casos, como por exemplo na análise de veículos pesados trafegando sobre pontes e viadutos, esta simplificação não é apropriada, pois necessita-se de um subsistema que represente a dinâmica veicular.

Aliando as vantagens do método dos elementos finitos à versatilidade da técnica dos grafos de ligação, Da Silva(1994) apresentou um procedimento para a representação de uma estrutura que esteja acoplada a subsistemas de naturezas físicas distintas.

Utilizando este procedimento, Bessa(2000) investigou o comportamento dinâmico de vigas e placas com condições de contorno arbitrárias e submetidas a subsistemas mecânicos em movimento com diferentes níveis de complexidade.

Neste trabalho analisa-se a interação de uma viga com um carregamento oriundo de um subsistema mecânico que possua uma dinâmica própria. Apresenta-se, ainda, um modelo específico para a análise do comportamento de um trem interagindo com uma ferrovia.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA

### 2.1. Viga submetida a um oscilador móvel

A abordagem do problema de cargas móveis em vigas, através de uma metodologia clássica, pode representar um grande desafio quando o carregamento móvel é proveniente de um subsistema mecânico, como por exemplo, no modelo físico ilustrado na Figura 1(a).

A técnica dos grafos de ligação tem se mostrado como a alternativa mais apropriada, quando se necessita analisar um sistema composto por subsistemas de natureza distinta. Devido a sua característica modular, esta técnica permite que o modelo representativo de cada subsistema seja desenvolvido separadamente, e mediante o acoplamento destes modelos, torna-se possível a avaliação do comportamento global do sistema dinâmico. O grafo de ligação proposto para a representação deste sistema é apresentado na Figura 1(b).

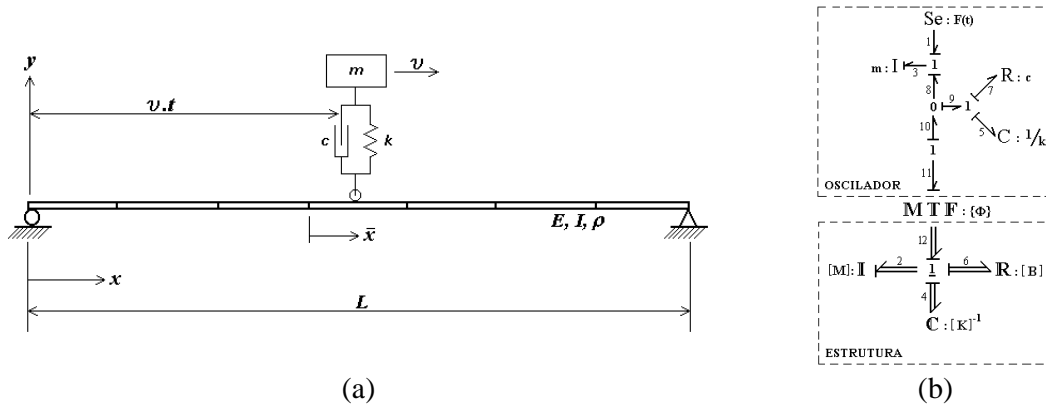


Figura 1. (a) Modelo físico do sistema e (b) Grafo de ligação do sistema

A parte deste grafo correspondente a estrutura baseia-se no modelo proposto por Da Silva(1994), e aplica-se a qualquer estrutura que possa ser representada em termos de suas matrizes de massa  $[M]$ , de flexibilidade  $[K]^{-1}$  e de amortecimento  $[B]$ , representadas na Figura 1(b) pelos campos multiportas  $\mathbf{I}$ ,  $\mathbf{C}$  e  $\mathbf{R}$  respectivamente. Para o oscilador foi construído um grafo no qual estivessem incluídos seus efeitos inerciais ( $m$ ), capacitivos ( $1/k$ ) e resistivos ( $c$ ), característicos de um sistema massa-mola-amortecedor .

Pelo fato do oscilador estar em movimento, seu ponto de contato com a estrutura varia a cada instante de tempo. Deste modo, como o carregamento não limita-se apenas aos nós, torna-se necessária sua representação no interior do elemento de viga.

Na técnica dos grafos de ligação esta função é desempenhada por um multitransformador modulado (**M T F**), cujo módulo é definido através das funções de interpolação, calculadas no ponto de contato do oscilador com a viga.

Para um elemento de viga Bernoulli-Euler, utiliza-se as funções de interpolação cúbica de Hermite (Reddy, 1993), apresentadas a seguir em função das coordenadas locais do elemento.

$$\begin{aligned}\phi_1^e &= 1 - 3\left(\frac{\bar{x}}{h_e}\right)^2 + 2\left(\frac{\bar{x}}{h_e}\right)^3, & \phi_2^e &= -\bar{x}\left(1 - \frac{\bar{x}}{h_e}\right)^2, \\ \phi_3^e &= 3\left(\frac{\bar{x}}{h_e}\right)^2 - 2\left(\frac{\bar{x}}{h_e}\right)^3, & \phi_4^e &= -\bar{x}\left[\left(\frac{\bar{x}}{h_e}\right)^2 - \left(\frac{\bar{x}}{h_e}\right)\right]\end{aligned}\quad (1)$$

onde  $h_e$  é o comprimento do elemento de viga.

Deste modo, definidas as funções de interpolação, determina-se os coeficientes das matrizes elementares de massa ( $M_{ij}^v$ ) e rigidez ( $K_{ij}^v$ ).

$$K_{ij}^v = EI \int_{x_e}^{x_{e+1}} (d^2\phi_i^e/dx^2)(d^2\phi_j^e/dx^2) dx \quad (2)$$

$$M_{ij}^v = \rho A \int_{x_e}^{x_{e+1}} \phi_i^e \phi_j^e dx \quad (3)$$

onde  $E$ ,  $I$ ,  $\rho$  e  $A$  são, respectivamente, o módulo de elasticidade, o momento de inércia, a massa específica e a área da seção reta da viga.

A matriz de amortecimento do modelo estrutural pode ser obtida através de uma combinação linear das matrizes de massa e rigidez, conhecida como amortecimento proporcional.

$$B_{ij}^v = \alpha \cdot M_{ij}^v + \beta \cdot K_{ij}^v \quad (4)$$

Estas matrizes foram definidas, através de uma formulação consistente, para um elemento isolado da malha. Para a construção das matrizes globais  $[M]$ ,  $[K]$  e  $[B]$ , que são utilizadas por este procedimento para a representação da estrutura, deve-se compatibilizar os deslocamentos nos graus de liberdade do modelo, impondo condições de continuidade e equilíbrio às variáveis primárias e secundárias.

Assim, o modelo de estado obtido a partir do grafo da Figura 1(b), escrito em função das variáveis de estado de entrada do sistema, é apresentado na Equação 5.

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{p}}_2 \\ \dot{\mathbf{p}}_3 \\ \dot{\mathbf{q}}_4 \\ \dot{\mathbf{q}}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -([B] + \{\Phi\}c\{\Phi\}^T)[M]^{-1} & \{\Phi\} \frac{c}{m} & -[K] & -\{\Phi\}k \\ c\{\Phi\}^T[M]^{-1} & -\frac{c}{m} & 0 & k \\ [M]^{-1} & 0 & 0 & 0 \\ \{\Phi\}^T[M]^{-1} & -\frac{1}{m} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p}_2 \\ \mathbf{p}_3 \\ \mathbf{q}_4 \\ \mathbf{q}_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [e_1] \quad (5)$$

onde  $\mathbf{p}_2$  e  $\mathbf{q}_4$  são os vetores com as quantidades de movimento e com os deslocamentos associados a cada grau de liberdade do modelo estrutural,  $\mathbf{p}_3$ ,  $\mathbf{q}_5$  e  $e_1$  representam a quantidade de movimento, o deslocamento e o peso relativo a massa do oscilador.

Deve-se ressaltar que o módulo do multitransformador  $\{\Phi\}$ , é um vetor cujo número de coeficientes depende do número de graus de liberdade do modelo estrutural. Porém, apenas quatro destes coeficientes, correspondentes aos graus de liberdade do elemento de viga no qual a carga esteja atuando, assumem valor diferente de zero. Assim, existe um sub-vetor  $4 \times 1$ , que a medida que a carga se move para o próximo elemento, ele se desloca para os graus de liberdade representativos deste elemento.

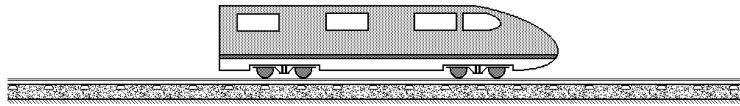
Os valores dos termos deste sub-vetor podem ser calculados a partir das funções de interpolação do elemento. Como a carga está em movimento sua posição  $\bar{x}$  pode ser substituída por:

$$\bar{x} = \mathbf{v} \cdot (t - t_e) \quad (6)$$

onde  $\mathbf{v}$  é a velocidade do oscilador e  $t_e$  é o instante em que o oscilador entra no elemento.

## 2.2. Aplicativo: interação trem – ferrovia

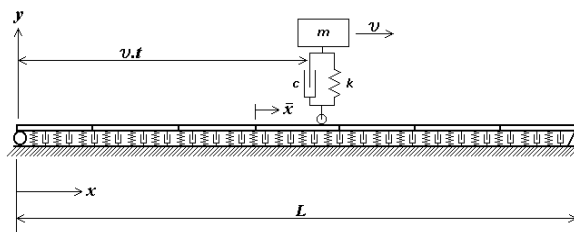
A dinâmica da interação entre trens e ferrovias possui uma série de questões que ainda não foram resolvidas. Um dos principais problemas encontrados, consiste na deterioração dos trilhos, devido a passagem de vagões de trens. Portanto, a melhor compreensão do comportamento dinâmico deste sistema (ver Figura 2), pode significar uma redução nos custos de manutenção de uma ferrovia.



**Figura 2.** Modelo Real

Para representar corretamente este sistema dinâmico, é de extrema importância que seja considerada a influência do terreno, no qual os trilhos estejam apoiados. O modelo físico proposto, consiste em um sistema massa-mola-amortecedor, deslocando-se com uma velocidade constante, sobre uma viga simplesmente apoiada em uma fundação elástica.

Como pode ser observado na Figura 3, a fundação elástica, utilizada para representar o terreno, foi modelada como sendo uma série de molas ( $k_f$ ) e amortecedores ( $c_f$ ) linearmente distribuídos ao longo de todo o comprimento da viga.



**Figura 3.** Modelo físico



Deste modo, as matrizes características deste modelo estrutural, podem ser obtidas através da simples adição das matrizes do elemento de viga Bernoulli-Euler ( $K_{ij}^v$  e  $B_{ij}^v$ ), com as matrizes relativas à fundação elástica ( $K_{ij}^f$  e  $B_{ij}^f$ ).

$$K_{ij}^f = \int_{x_e}^{x_{e+1}} \phi_i^e k_f \phi_j^e dx \quad (7)$$

$$B_{ij}^f = \int_{x_e}^{x_{e+1}} \phi_i^e c_f \phi_j^e dx \quad (8)$$

Destaca-se que, como não existe nenhum efeito inercial associado à fundação elástica, a matriz elementar de massa permanece idêntica à matriz de massa do elemento de viga Bernoulli-Euler.

Devido a característica generalizada da técnica dos grafos de ligação, e a versatilidade do método dos elementos finitos, pode-se representar este sistema, utilizando o mesmo grafo de ligação desenvolvido para o modelo físico da Figura 1(a).

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

#### 3.1. Viga submetida a um oscilador móvel

Utilizando um código computacional, desenvolvido em FORTRAN 90, simulou-se o comportamento dinâmico da estrutura para diferentes velocidades do carregamento, e comparou-se os resultados obtidos com resultados provenientes da literatura.

As propriedades de cada subsistema, utilizadas para a comparação dos resultados, foram: (1) Viga de 1,938 m modelada com doze elementos e engastada nas suas duas extremidades; seção reta com 0,0342 m de largura por 0,1491 m de altura;  $\rho = 2,9602 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup>;  $E = 104,79$  GPa e (2) Oscilador;  $m = 9,0641$  kg;  $k = 8,3459 \times 10^6$  N/m;  $c = 173,9517$  N.s/m.

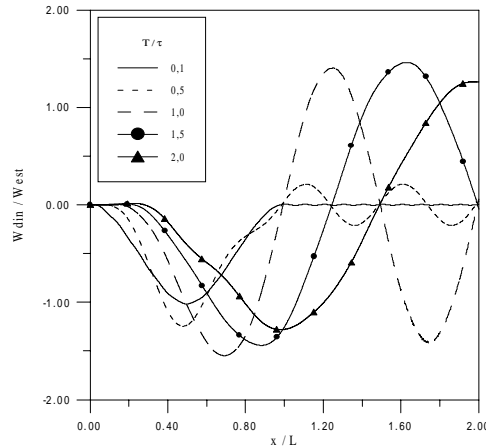
A Tabela 1 apresenta o fator dinâmico de amplificação ( $F_{din}$ ), definido como sendo a razão do máximo deslocamento dinâmico pelo máximo deslocamento estático ( $W_{est} = FL^3/192EI$ ), para diferentes parâmetros adimensionais de velocidade ( $T/\tau$ ). O símbolo  $T$  representa o período fundamental da estrutura, enquanto  $\tau$  é tempo necessário para o oscilador percorrer todo o vão da viga.

**Tabela 1.** Fator dinâmico de amplificação ( $F_{din}$ )

$T/\tau$	Este trabalho	Lin e Trethewey(1990)
0,1	1,017	1,028
0,5	1,245	1,206
1,0	1,548	1,533
1,5	1,459	1,460
2,0	1,281	1,307

Verifica-se que a máxima discrepância entre os fatores dinâmicos de amplificação obtidos por este trabalho e pelos obtidos na referência está em torno de 3%. Ressalta-se que os resultados apresentados Lin e Trethewey(1990) foram obtidos a partir de um modelo em elementos finitos, cuja malha era composta por apenas quatro elementos de viga, e as equações relativas aos graus de liberdade de rotação ( $\partial w/\partial x$ ) foram resolvidas estaticamente para reduzir o tempo de processamento.

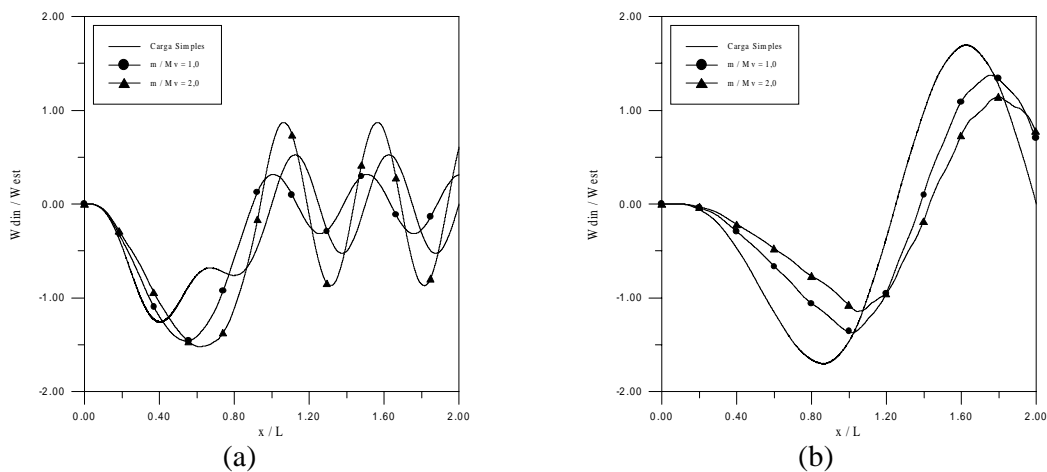
O deslocamento transversal do nó central da viga em função da posição do carregamento, é apresentado na Figura 4, para cada parâmetro adimensional de velocidade da Tabela 1. Destaca-se que o oscilador só está em contato com a viga no intervalo  $0 \leq x/L \leq 1$ , portanto os deslocamentos para  $x/L > 1$  correspondem à vibração livre da estrutura.



**Figura 4.** Deslocamento vertical do centro da viga em função da posição do oscilador

Observando a Tabela 1 e a Figura 4, pode-se constatar a presença de uma velocidade crítica, para a qual o deslocamento dinâmico apresenta um valor máximo. Este deslocamento dinâmico máximo foi identificado (Bessa, 2000), para o caso de uma carga móvel simples, como sendo 73,5% maior que o deslocamento estático máximo ( $F_{din} = 1,735$ ), e ocorria quando o tempo necessário para a carga percorrer todo o vão da viga era 0,81 vezes o período fundamental ( $T / \tau = 1,234$ ). Para o caso de uma viga submetida a um oscilador, a velocidade crítica do sistema depende da razão entre a massa do oscilador e a massa da viga ( $m/M_v$ ).

Apresenta-se a seguir o deslocamento dinâmico de uma viga para dois diferentes parâmetros de massa. Pela Figura 5(a), verifica-se que para um carregamento com velocidade abaixo da velocidade crítica (velocidade subcrítica), as maiores amplitudes de deslocamento ocorrem para os valores mais elevados de  $m/M_v$ . No entanto, para velocidades supercríticas, como mostra a Figura 5(b), observa-se exatamente o inverso, as maiores amplitudes de deslocamento ocorrem para os menores valores de  $m/M_v$ .



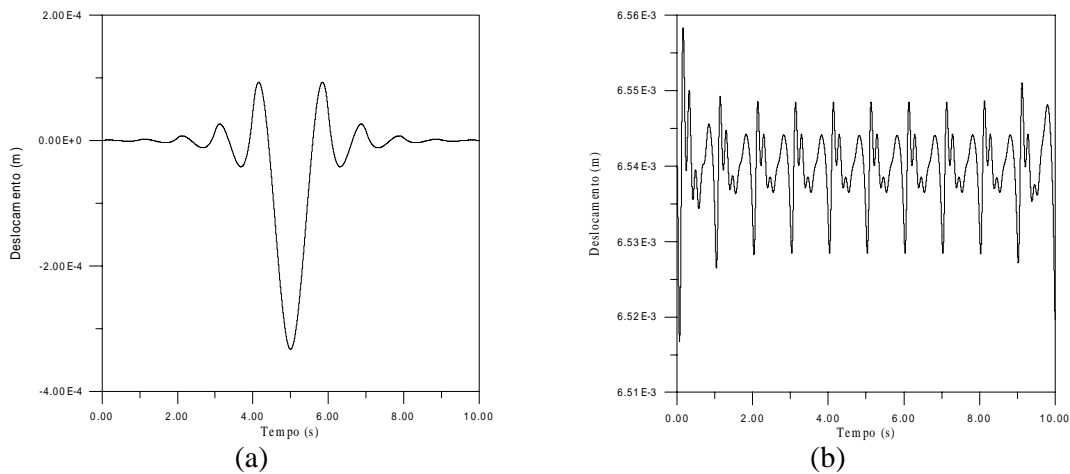
**Figura 5.** Deslocamento vertical do centro da para: (a)  $T/\tau = 0,5$  e (b)  $T/\tau = 1,5$

Destaca-se que os gráficos relativos a uma carga simples foram incluídos na Figura 5 apenas para demonstrar que esta simplificação nem sempre representa adequadamente a realidade, e deve ser adotada somente quando a massa do subsistema representar uma pequena fração da massa da estrutura.

### 3.2. Aplicativo: interação trem – ferrovia

Para apresentar alguns resultados de simulação, que ilustrem o comportamento do trilho e do vagão interagindo entre si, considerou-se um sistema com as seguintes propriedades: (1) Trilho de aço de 500 m, com uma seção reta de 10 cm de largura por 10 cm de altura e  $\xi_1 = \xi_2 = 5\%$ ; (2) Fundação elástica com rigidez  $k_f = 4 \times 10^7 \text{ N/m}^2$  e amortecimento  $c_f = 1,5 \times 10^4 \text{ N.s/m}^2$ ; (3) Vagão com  $m = 40.000 \text{ kg}$ ,  $k = 6 \times 10^7 \text{ N/m}$  e  $c = 4 \times 10^5 \text{ N.s/m}$ .

A Figura 6 mostra o deslocamento dinâmico do trilho modelado com 20 elementos, submetido a um vagão com velocidade constante de 50 m/s.



**Figura 6.** Deslocamento vertical: (a) do trilho em  $x = L/2$  e (b) do vagão

Ressalta-se que outros resultados, podem facilmente ser obtidos através do código computacional desenvolvido. Para o veículo, por exemplo, pode-se avaliar a variação dos esforços, das acelerações, das velocidades e dos deslocamentos, relativos a cada um de seus componentes (mola, amortecedor e inércia).

Para a estrutura, além dos deslocamentos associados a cada grau de liberdade, poderia se explorar os esforços, as deformações e as tensões atuantes.

## 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Uma análise do comportamento dinâmico de uma viga submetida a um carregamento móvel foi apresentada. Verificou-se, através dos resultados obtidos, que o comportamento do sistema está diretamente relacionado com a velocidade desenvolvida pelo carregamento.

Investigou-se a influência que a massa do subsistema exerce sobre a resposta da estrutura. Deste modo, foi constatado que para velocidades subcríticas, o aumento da massa do oscilador proporciona uma maior amplitude no deslocamento dinâmico da viga, ao passo que para velocidades supercríticas, ocorre justamente o contrário.

Verificou-se, também, que o carregamento só deve ser aproximado por uma carga simples, quando a massa do subsistema for desprezível, se comparada com a massa da estrutura. Portanto, para a análise da interação entre estruturas e veículos pesados, a dinâmica veicular precisa ser considerada.

É importante lembrar que os resultados aqui discutidos, limitaram-se a considerar uma um carregamento com velocidade constante . Porém, nada impede que o oscilador assuma um movimento do tipo uniformemente variado.

Embora tenha-se analisado apenas vigas biapoiadas ou com engastes em ambas as extremidades, devido a versatilidade do método dos elementos finitos, este procedimento permite que vigas com as mais diversas condições de contorno, apresentando inclusive, apoios intermediários, possam ser analisadas.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Achenbach, J.D. and Sun, C.T., 1965, “Moving Load on a Flexibly Supported Timoshenko Beam”, *International Journal of Solids Structures*, vol. 1, p. 353 – 370.
- Bessa, W.M., 2000, “Abordagem do Problema de Cargas Móveis Através de uma Técnica Multidisciplinar de Modelagem”, Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, R.J., Brasil.
- Biggs, J.M., 1964, “Introduction to Structural Dynamics”, McGraw Hill, New York.
- Chan, T.H.T. et al., 1999, “An Interpretative Method for Moving Force Identification”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 219, N° 3, p. 503 – 524.
- Da Silva, F.R. , 1994, “Procedimentos para a Análise Estrutural Dinâmica Através da Técnica Generalizada dos Grafos de Ligação”, Tese de Doutorado, COPPE, Rio de Janeiro.
- Henchi, K. et al., 1997, “Dynamic Behaviour of Multi-Span Beams Under Moving Loads”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 199, N° 1, p. 33 – 50.
- Kwon, H.-C., Kim, M.-C. and Lee, I.-W., 1998, “Vibration Control of Bridges Under Moving Loads”, *Computers & Structures*, vol. 66, N° 4, p. 473 – 480.
- Lin, Y.-H. and Trethewey, M.W., 1990, “Finite Element Analysis of Elastic Beams Subjected to Moving Dynamic Loads”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 136, N° 2, p. 323 – 342.
- Reddy, J.N. , 1993, “Introduction to the Finite Element Method”, McGraw Hill, New York.
- Thambiratnam, D. and Zhuge, Y., 1996, “Dynamic Analysis of Beams on Elastic Foundations Subjected to Moving Loads”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 198, N° 2, p. 149 – 169.
- Timoshenko, S.P. , 1965, “Theory of Structures”, John Wiley, New York.
- Wang, R.-T. & Lin, J.-S., 1998, “Vibration of Multi-Span Timoshenko Frames due to Moving Loads”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 212, N° 3, p. 417 – 434.
- Wang, R.-T. & Chou, T.-H., 1998, “Non-Linear Vibration of Timoshenko Beam due to a Moving Force and the Weight of Beam”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 218, N° 1, p. 117 – 131.
- Warburton, G.B. , 1976, “The Dynamic Behavior of Structures”, Pergamon Press, Oxford.
- Wu, J.-S. and Shih, P.-Y., 1998, “Moving-Load-Induced Vibrations of a Moored Floating Bridge”, *Computers & Structures*, vol. 66, N° 4, p. 435 – 461.

# MODELAGEM DA INTERAÇÃO DINÂMICA ENTRE ESTRUTURAS DE PLACA E SUBSISTEMAS MECÂNICOS EM MOVIMENTO

**Wallace M. Bessa**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e Materiais  
Praça General Tibúrcio, 80, Praia Vermelha – 22290-270 – Rio de Janeiro, RJ, Brasil

**Fernando R. da Silva**

Universidade Católica de Petrópolis, Escola de Engenharia  
Rua Barão do Amazonas, 124, Centro – 25685-070 – Petrópolis, RJ, Brasil

## Resumo

Procura-se, neste trabalho, apresentar uma formulação para o estudo da interação entre uma estrutura, representada por uma placa, e um carregamento oriundo de um subsistema mecânico em movimento, que percorra uma trajetória qualquer ao longo da superfície da placa. O efeito de parâmetros importantes do subsistema, como por exemplo, sua velocidade, sua trajetória, e suas características mecânicas, são levados em consideração na análise da resposta da estrutura. Utiliza-se o método dos elementos finitos e a técnica dos grafos de ligação na modelagem do sistema. O modelo matemático obtido na forma de equações de estado permite uma análise física do sistema global, isto é, uma análise do comportamento dinâmico da estrutura de placa e do subsistema mecânico, interagindo entre si. São apresentados resultados de simulação para a validação do procedimento, com o intuito de destacar a importância de um modelo que considere o comportamento global do sistema.

**Palavras-chave:** Dinâmica, Vibrações, Cargas Móveis, Elementos Finitos, Grafos de Ligação

## 1. INTRODUÇÃO

A análise dinâmica do problema de cargas móveis em placas é de grande importância para algumas áreas da engenharia mecânica, civil e aeroespacial. Em boa parte dos casos, o carregamento pode perfeitamente ser representado por uma carga constante, concentrada ou linearmente distribuída. Porém, nem sempre esta simplificação representa adequadamente a realidade.

Com o desenvolvimento de novos materiais e o crescimento dos transportes urbanos de massa, pontes e viadutos têm se tornado cada vez mais esbeltos, à medida que ônibus e trens, por sua vez, tornam-se mais pesados. Devido a esse aumento da relação entre o peso do veículo e o peso da estrutura, para que um modelo represente bem esta interação, a dinâmica veicular precisa ser considerada. Essa necessidade, porém, esbarra na dificuldade de se considerar, em um mesmo modelo, subsistemas de parâmetros distribuídos e concentrados que interajam entre si.

Apesar da grande maioria dos trabalhos, Henchi *et al.*(1997), Wu & Shih(1998), Kwon *et al.*(1998), Wang & Lin(1998), Wang & Chou(1998) e Chant *et al.*(1999), abordar o problema de cargas móveis através de modelos simplificados, onde o carregamento é constante e a estrutura é representada por uma viga, alguns autores propuseram-se a investigar o comportamento de uma placa submetida a um carregamento móvel.

Considerando o efeito do cisalhamento e da inércia rotatória e desconsiderando o regime transiente do modelo estrutural, Jahanshahi e Monzel(1965) e Adler e Reismann(1974), utilizando a teoria de Mindlin para placas analisaram o comportamento uma placa infinita sob a ação de um carregamento móvel distribuído em linha perpendicularmente à sua trajetória.

Utilizando o método dos elementos finitos para discretizar a estrutura, Taheri e Ting(1990) analisaram o comportamento dinâmico de uma placa de Kichhoff submetida a uma carga simples.

Através de uma formulação baseada na análise modal e na técnica dos grafos de ligação, Da Silva e Bessa(1999), analisaram a interação entre uma placa de Kichhoff e um carregamento oriundo de um subsistema mecânico em movimento. Apesar de sua grande eficiência esta metodologia está condicionada ao conhecimento das autofunções do modelo estrutural.

Aliando as vantagens do método dos elementos finitos à versatilidade e da técnica dos grafos de ligação, Da Silva(1994) apresentou um procedimento para a representação de uma estrutura que esteja acoplada a subsistemas de natureza física distinta.

Utilizando este procedimento, Bessa(2000) investigou o comportamento dinâmico de vigas e placas com condições de contorno arbitrárias e submetidas a subsistemas mecânicos em movimento com diferentes níveis de complexidade.

Neste trabalho analisa-se a interação de uma placa de Kichhoff com um carregamento oriundo de um subsistema mecânico que possua uma dinâmica própria. Apresenta-se, ainda, um modelo específico para a análise da interação veículo-estrutura.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA

### 2.1. Placa submetida a um oscilador móvel

A abordagem do problema de cargas móveis em placas, através de uma metodologia clássica, pode representar um grande desafio, quando o carregamento móvel é proveniente de um subsistema mecânico, como por exemplo, no modelo físico ilustrado na Figura 1(a).

A técnica dos grafos de ligação supera esta dificuldade, pois permite que um sistema complexo, seja dividido em subsistemas mais simples, e que podem ser posteriormente acoplados, para a obtenção do modelo matemático representativo do sistema global. O grafo de ligação proposto para a representação deste sistema é apresentado na Figura 1(b).

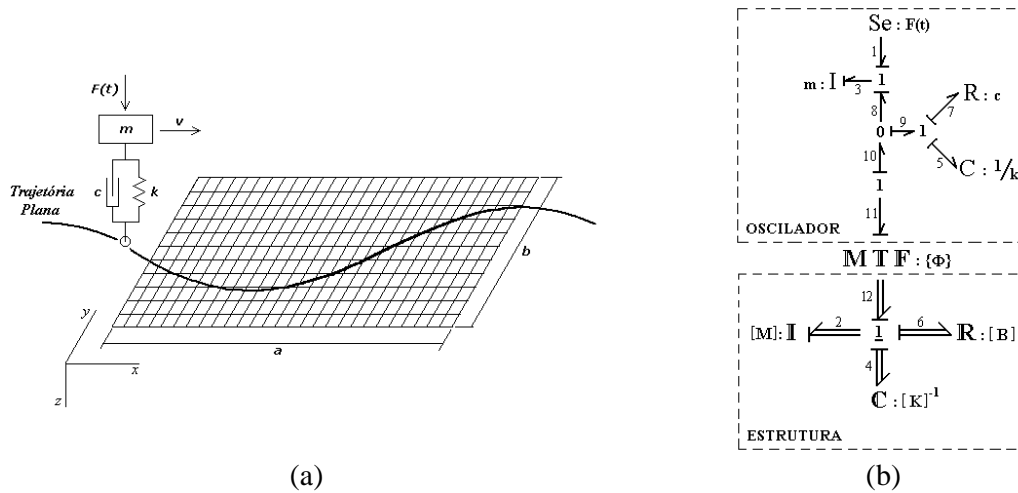


Figura 1. (a) Modelo físico do sistema e (b) Grafo de ligação do sistema

A parte deste grafo correspondente a estrutura baseia-se no modelo proposto por Da Silva(1994), e aplica-se a qualquer estrutura que possa ser representada em termos de suas matrizes de massa  $[M]$ , de flexibilidade  $[K]^{-1}$  e de amortecimento  $[B]$ , representadas na Figura 1(b) pelos campos multiportas  $\mathbf{I}$ ,  $\mathbf{C}$  e  $\mathbf{R}$  respectivamente. Para o oscilador foi construído um grafo no qual estivessem incluídos seus efeitos inerciais ( $m$ ), capacitivos ( $1/k$ ) e resistivos ( $c$ ), característicos de um sistema massa-mola-amortecedor .

Pelo fato do oscilador estar em movimento, seu ponto de contato com a estrutura varia a cada instante de tempo. Deste modo, como o carregamento não limita-se apenas aos nós, torna-se necessária sua representação no interior do elemento de placa.

Na técnica dos grafos de ligação esta função é desempenhada por um multitransformador modulado ( $\mathbf{M T F}$ ), cujo módulo é definido através das funções de interpolação, calculadas no ponto de contato do oscilador com a viga.

As matrizes elementares do modelo estrutural foram definidas, através de uma formulação consistente, para um elemento de dezesseis graus de liberdade (quatro graus de liberdade por nó –  $w$ ,  $\partial w/\partial x$ ,  $\partial w/\partial y$  e  $\partial^2 w/\partial x \partial y$ ). As funções de interpolação para este elemento são obtidas a partir do produto das funções de Hermite unidimensionais nas direções  $x$  e  $y$ .

Para a construção das matrizes globais  $[M]$ ,  $[K]$  e  $[B]$ , que são utilizadas por este procedimento para a representação da estrutura, deve-se compatibilizar os esforços e deslocamentos nos graus de liberdade do modelo, impondo condições de continuidade e equilíbrio às variáveis primárias e secundárias.

Assim, o modelo de estado obtido a partir do grafo da Figura 2, escrito em função das variáveis de estado de entrada do sistema, é apresentado na Equação 1.

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{p}}_2 \\ \dot{\mathbf{p}}_3 \\ \dot{\mathbf{q}}_4 \\ \dot{\mathbf{q}}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -([B] + \{\Phi\}c\{\Phi\}^T)[M]^{-1} & \{\Phi\} \frac{c}{m} & -[K] & -\{\Phi\}k \\ c\{\Phi\}^T [M]^{-1} & -\frac{c}{m} & 0 & k \\ [M]^{-1} & 0 & 0 & 0 \\ \{\Phi\}^T [M]^{-1} & -\frac{1}{m} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p}_2 \\ \mathbf{p}_3 \\ \mathbf{q}_4 \\ \mathbf{q}_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [e_1] \quad (1)$$

onde  $\mathbf{p}_2$  e  $\mathbf{q}_4$  são os vetores com as quantidades de movimento e com os deslocamentos associados a cada grau de liberdade do modelo estrutural,  $\mathbf{p}_3$ ,  $\mathbf{q}_5$  e  $e_1$  representam a quantidade de movimento, o deslocamento e o peso relativo a massa do oscilador.

Deve-se ressaltar que o módulo do multitransformador  $\{\Phi\}$ , é um vetor cujo número de coeficientes depende do número de graus de liberdade do modelo estrutural. Porém, apenas dezesseis destes coeficientes, correspondentes aos graus de liberdade do elemento de placa no qual a carga esteja atuando, assumem valor diferente de zero. Assim, existe um sub-vetor  $16 \times 1$ , que a medida que a carga se move para o próximo elemento, ele se desloca para os graus de liberdade representativos deste elemento.

Os valores dos termos deste sub-vetor podem ser calculados a partir das funções de interpolação do elemento. Como a carga está em movimento sua posição  $\bar{x}$  pode ser substituída por:

$$\bar{x} = \mathbf{v} \cdot (t - t_e) \quad (2)$$

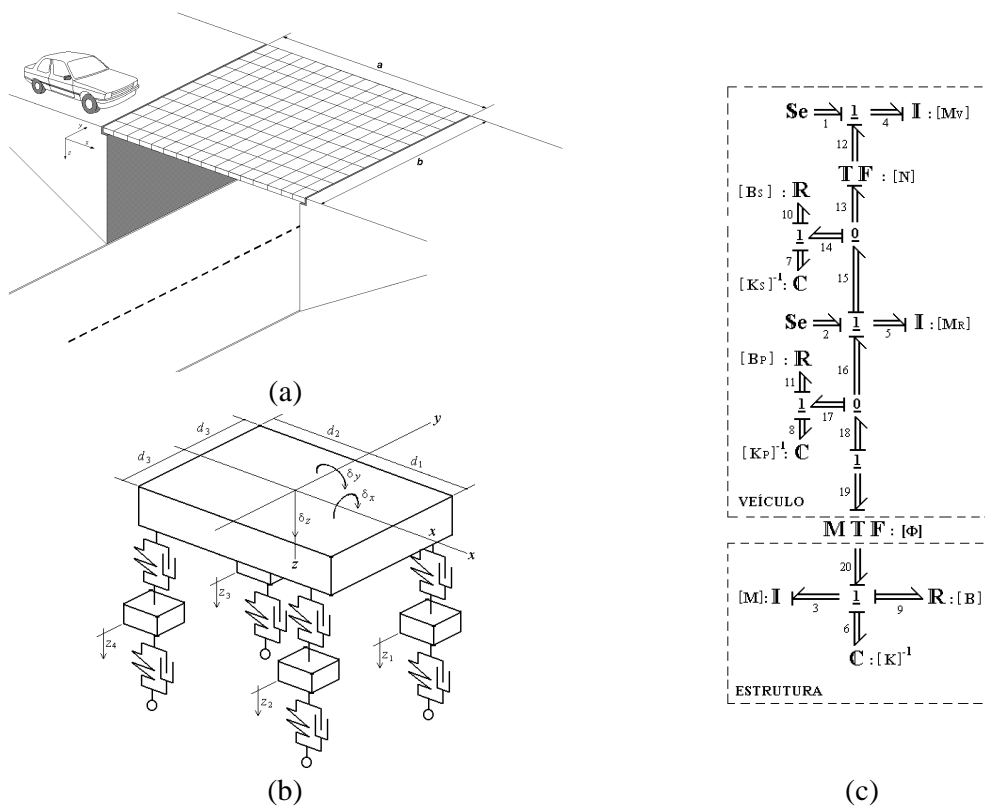
onde  $\mathbf{v}$  é a velocidade do oscilador e  $t_e$  é o instante em que o oscilador entra no elemento.

## 2.2. Aplicativo: interação carro – ponte

A técnica dos grafos de ligação tem se mostrado eficaz na solução de sistemas que envolvam solicitações dinâmicas, inclusive quando há interação entre subsistemas com elevado grau de complexidade. Assim, esta técnica torna-se perfeitamente aplicável à modelagem da interação entre um veículo e uma ponte, como apresentado na Figura 2.

O modelo físico proposto para representar este sistema consiste de um veículo, modelado com sete graus de liberdade, que trafega sobre uma ponte (placa apoiada por dois lados opostos), discretizada pelo método dos elementos finitos e representada pela técnica dos grafos de ligação.

Devido a modularidade da técnica de modelagem utilizada, o modelo dinâmico global pode ser obtido através do acoplamento dos grafos desenvolvidos, isoladamente, para cada subsistema. Deste modo, o grafo multiligação representativo do sistema completo é apresentado na Figura 2(c).



**Figura 2.** (a) Subsistema estrutural; (b) Veículo e (c) Grafo multiligação do sistema

A partir deste grafo, pode-se determinar as equações de estado do modelo, aqui escritas na sua forma matricial, em função das variáveis de estado ( $X$ ) e do vetor de entradas ( $U$ ).

$$\dot{X} = AX + BU \quad (3)$$

$$Y = CX + DU \quad (4)$$

Neste caso, os vetores  $X$ ,  $U$  e  $Y$ , e as matrizes  $A$ ,  $B$ ,  $C$  e  $D$ , presentes no modelo de estado, podem ser expressos por:



$$\begin{aligned}
X &= [\mathbf{p}_3 \quad \mathbf{p}_4 \quad \mathbf{p}_5 \quad \mathbf{q}_6 \quad \mathbf{q}_7 \quad \mathbf{q}_8]^T \\
U &= [\mathbf{e}_1 \quad \mathbf{e}_2]^T \\
Y &= [\mathbf{f}_4] \\
A &= \begin{bmatrix} -([\mathbf{B}] + [\Phi][\mathbf{B}_p][\Phi]^T)[\mathbf{M}]^{-1} & 0 & [\Phi][\mathbf{B}_p][\mathbf{M}_R]^{-1} & -[\mathbf{K}] & 0 & -[\Phi][\mathbf{K}_p] \\ 0 & -[\mathbf{N}][\mathbf{B}_s][\mathbf{N}]^T[\mathbf{M}_v]^{-1} & [\mathbf{N}][\mathbf{B}_s][\mathbf{M}_R]^{-1} & 0 & [\mathbf{N}][\mathbf{K}_s] & 0 \\ [\mathbf{B}_p][\Phi]^T[\mathbf{M}]^{-1} & [\mathbf{B}_s][\mathbf{N}]^T[\mathbf{M}_v]^{-1} & -([\mathbf{B}_p] + [\mathbf{B}_s])[\mathbf{M}_R]^{-1} & 0 & -[\mathbf{K}_s] & [\mathbf{K}_p] \\ [\mathbf{M}]^{-1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -[\mathbf{N}]^T[\mathbf{M}_v]^{-1} & [\mathbf{M}_R]^{-1} & 0 & 0 & 0 \\ [\Phi]^T[\mathbf{M}]^{-1} & 0 & -[\mathbf{M}_R]^{-1} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
B &= \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{I}] & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [\mathbf{I}] & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \\
C &= \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{M}_v]^{-1} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
D &= [0]
\end{aligned}$$

onde  $[\mathbf{N}]$  e  $[\Phi]$  são os módulos dos transformadores, expressos por:

$$[\mathbf{N}] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ d_3 & -d_3 & d_3 & -d_3 \\ d_1 & d_1 & -d_2 & -d_2 \end{bmatrix}; \quad [\Phi] = \{[\Phi]_1 \quad [\Phi]_2 \quad [\Phi]_3 \quad [\Phi]_4\}$$

Os elementos  $\{[\Phi]_n\}$  da matriz  $[\Phi]$ , são os vetores responsáveis pela representação de cada roda do veículo, nos pontos de contato situados no interior do elemento de placa.

Destaca-se, que para modelar o veículo, foram adotadas algumas propriedades características da área de dinâmica veicular. A matriz  $[\mathbf{M}_v]$ , por exemplo, contém as inércias referentes ao deslocamento vertical ( $m$ ) e aos deslocamentos angulares ( $I_x$  e  $I_y$ ) do veículo, ao passo que a matriz  $[\mathbf{M}_R]$ , representa a massa de cada roda.

$$[\mathbf{M}_v] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}; \quad [\mathbf{M}_R] = \begin{bmatrix} M_R^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_R^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_R^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_R^4 \end{bmatrix}$$

As propriedades de rigidez e amortecimento da suspensão e do pneu, foram incorporadas ao modelo, através das matrizes:

$$[\mathbf{K}_s] = \begin{bmatrix} K_s^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_s^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_s^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_s^4 \end{bmatrix}; \quad [\mathbf{B}_s] = \begin{bmatrix} B_s^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_s^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_s^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_s^4 \end{bmatrix}; \\
[\mathbf{K}_p] = \begin{bmatrix} K_p^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_p^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_p^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p^4 \end{bmatrix}; \quad [\mathbf{B}_p] = \begin{bmatrix} B_p^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & B_p^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_p^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_p^4 \end{bmatrix}$$

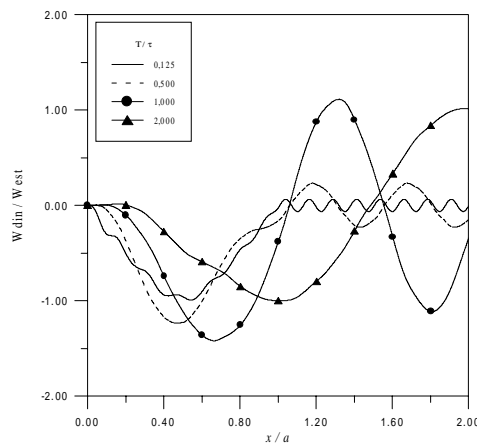
### 3. RESULTADOS OBTIDOS

#### 3.1. Placa submetida a um oscilador móvel

Utilizando um código computacional, desenvolvido em FORTRAN 90, simulou-se o comportamento dinâmico da estrutura para diferentes velocidades do carregamento.

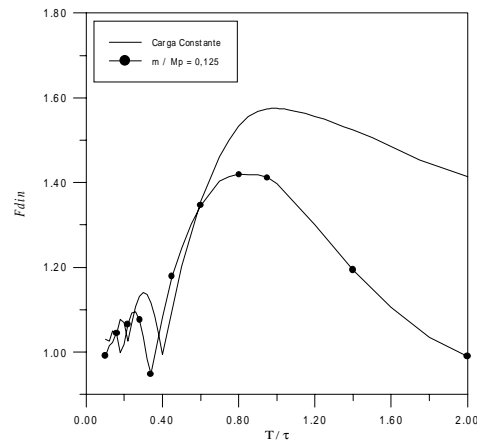
Nesta simulação, considerou-se uma placa de dimensões:  $a=b=1\text{m}$  e  $h=0,001\text{m}$ , discretizada por uma malha com dezesseis elementos. Para o oscilador, a massa ( $m$ ) e a rigidez ( $k$ ) foram escolhidas, de modo que se obtivesse uma razão  $m/M_p = 0,125$  ( $m/M_p$  – massa do oscilador dividido pela massa da placa) e uma frequência natural ( $\omega$ ) de  $38,73\text{ rad/s}$ , enquanto sua trajetória foi definida ao longo de uma linha reta, paralela ao lado  $a$  da placa, e que passava pelo centro desta estrutura.

Apresenta-se na Figura 3, o deslocamento transversal do nó central da placa, para diferentes parâmetros adimensionais de velocidade ( $T/\tau$ ). O símbolo  $T$  representa o período fundamental da estrutura, enquanto  $\tau$  significa o tempo necessário para o oscilador atravessar a superfície da placa.. Destaca-se que os deslocamentos a partir de  $x/a > 1$  correspondem à vibração livre da estrutura, pois neste instante o oscilador perde o contato com a estrutura.



**Figura 3.** Deslocamento vertical do centro da placa em função da posição do oscilador

Observando a Figura 3, pode-se constatar a presença de uma velocidade crítica, para a qual o deslocamento dinâmico apresenta um valor máximo.



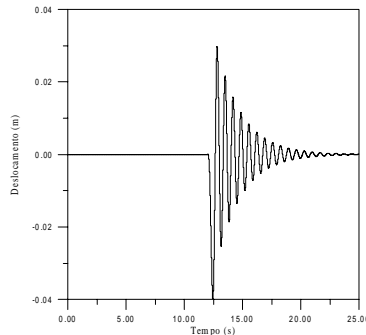
**Figura 4.** Fator dinâmico de amplificação para diferentes velocidades do carregamento

A Figura 4 mostra a variação do fator dinâmico de amplificação ( $F_{din}$ ), definido como sendo a razão do máximo deslocamento dinâmico pelo máximo deslocamento estático ( $W_{est} = 0,0116Fa^2/D_E$ , onde  $D_E$  é a rigidez flexional de uma placa isotrópica), em função da velocidade desenvolvida pelo carregamento. Verifica-se que para uma carga constante, o deslocamento dinâmico transversal do centro da placa pode chegar a ser 57,5% vezes maior que deslocamento estático máximo ( $F_{din} = 1,575$ ) quando o tempo necessário para a carga atravessar a placa for igual ao seu período fundamental ( $T/\tau = 1,0$ ). Observa-se também que, para um subsistema mecânico, sua inércia gera um desvio na curva do Fator Dinâmico de Amplificação. É interessante notar que, para uma velocidade pré-determinada, este desvio causa uma diferença no comportamento da estrutura. Considerando, por exemplo, a região acima da velocidade crítica, verifica-se as maiores amplitudes de deslocamento ocorrem para o modelo com a carga constante, enquanto que em grande parte da região abaixo da velocidade crítica, as maiores amplitudes acontecem para o modelo com o oscilador.

### 3.2. Aplicativo: interação carro – ponte

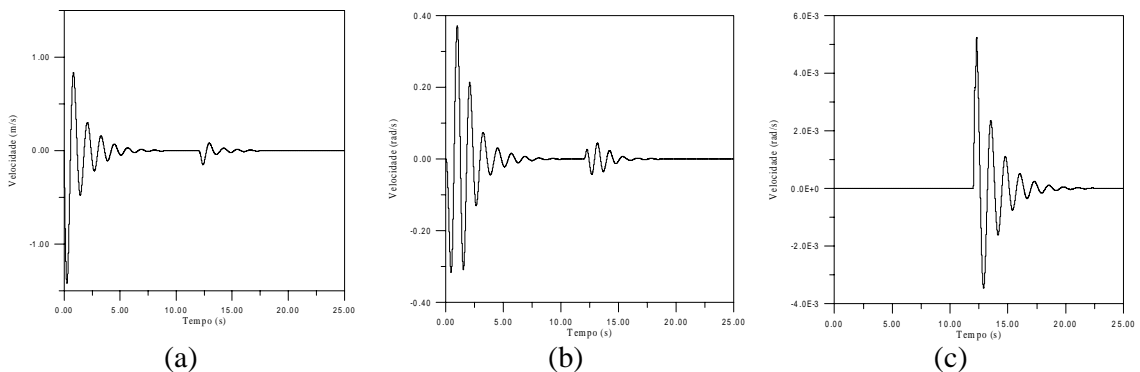
Procurando simular o comportamento dinâmico deste sistema, considerou-se um veículo trafegando com uma velocidade constante de 20 m/s, sobre uma ponte, representada por uma placa apoiada por dois lados opostos.

A Figura 5, mostra o deslocamento vertical no tempo, do ponto central da ponte.



**Figura 5.** Deslocamento vertical da ponte em  $x = a/2$  e  $y = b/2$

Para o veículo, apresenta-se, na Figura 6 as velocidades relacionadas ao movimento vertical (Bounce) e as velocidades relacionadas aos movimentos angulares em  $y$  e  $x$ , (Pitch e Roll, respectivamente).



**Figura 6.** Velocidades relacionadas ao : (a) Bounce  $\dot{\delta}_z$ , (b) Pitch  $\dot{\delta}_y$  e (c) Roll  $\dot{\delta}_x$

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Uma análise do comportamento dinâmico de uma placa submetida a um carregamento móvel foi apresentada. Verificou-se, através dos resultados obtidos, que o comportamento do sistema está diretamente relacionado com a velocidade desenvolvida pelo carregamento, identificando, inclusive, a presença de uma velocidade crítica, para a qual o subsistema estrutural apresenta suas maiores amplitudes de deslocamento.

Observou-se que o deslocamento dinâmico transversal de uma placa simplesmente apoiada, sujeita a uma carga simples, deslocando-se com uma velocidade constante, em uma trajetória paralela a um de seus lados, pode chegar a ser 1,575 vezes maior que deslocamento estático máximo, quando o tempo necessário para a carga atravessar a placa for igual ao seu período fundamental ( $T/\tau = 1,0$ ). Considerando que o carregamento atuante tenha sido proveniente de um subsistema massa-mola-amortecedor, investigou-se a influência que a massa do subsistema exerce sobre a resposta da estrutura.

Ressalta-se, através do modelo proposto para representar a interação veículo-estrutura, as vantagens de se utilizar um procedimento generalizado e modular na representação de um sistema de maior complexidade.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adler, A.A. and Reismann, H., 1974, “Moving Loads on a Elastic Plate Strip”, Transactions of the ASME, 1974, vol. 41, p. 713 – 718.
- Bessa, W.M., 2000, “Abordagem do Problema de Cargas Móveis Através de uma Técnica Multidisciplinar de Modelagem”, Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, R.J., Brasil.
- Chan, T.H.T. et al., 1999, “An Interpretative Method for Moving Force Identification”, Journal of Sound and Vibration, vol. 219, N° 3, p. 503 – 524.
- Da Silva, F.R. , 1994, “Procedimentos para a Análise Estrutural Dinâmica Através da Técnica Generalizada dos Grafos de Ligação”, Tese de Doutorado, COPPE, Rio de Janeiro.
- Da Silva, F.R. e Bessa, W.M., 1999, “Cargas Móveis Sobre Placas: Uma Formulação Através da Análise Modal”, XV COBEM, Águas de Lindóia.
- Henchi, K. et al., 1997, “Dynamic Behaviour of Multi-Span Beams Under Moving Loads”, Journal of Sound and Vibration, vol. 199, N° 1, p. 33 – 50.
- Jahanshahi, A. and Monzel, F.J., 1965, “Effects of Rotatory Inertia and Transverse Shear on the Response of Elastic Plates to Moving Loads”, Ingenieur-Archiv, vol. 34, N° 6, p. 401 – 410.
- Kwon, H.-C., Kim, M.-C. and Lee, I.-W., 1998, “Vibration Control of Bridges Under Moving Loads”, Computers & Structures, vol. 66, N° 4, p. 473 – 480.
- Taheri, M.R. & Ting, E.C., 1990, “Dynamic Response of Plates to Moving Loads: Finite Element Method”, Computers & Structures, vol. 34, N° 3, p. 509 – 521.
- Wang, R.-T. & Lin, J.-S., 1998, “Vibration of Multi-Span Timoshenko Frames due to Moving Loads”, Journal of Sound and Vibration, vol. 212, N° 3, p. 417 – 434.
- Wang, R.-T. & Chou, T.-H., 1998, “Non-Linear Vibration of Timoshenko Beam due to a Moving Force and the Weight of Beam”, Journal of Sound and Vibration, vol. 218, N° 1, p. 117 – 131.
- Wu, J.-S. and Shih, P.-Y., 1998, “Moving-Load-Induced Vibrations of a Moored Floating Bridge”, Computers & Structures, vol. 66, N° 4, p. 435 – 461.

## ESTUDO DA UTILIZAÇÃO DE ELEMENTOS HIERÁRQUICOS EM OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL EVOLUCIONÁRIA

**Julio Antonio Beltrami da Silva**

**Janito Vaqueiro Ferreira**

**Renato Pavanello**

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica - FEM, Departamento de Mecânica Computacional - DMC, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil.  
E-mail: [beltrami@fem.unicamp.br](mailto:beltrami@fem.unicamp.br)

### Resumo

Este trabalho faz a avaliação da utilização de uma modelagem de Elementos Finitos p adaptativa em um processo de Otimização Estrutural Evolucionária (OEE) tendo como critério de projeto a tensão equivalente de von Misses. Apresenta-se também uma comparação entre duas formas de se fazer a retirada gradual dos elementos da estrutura: retirando-os ou alterando suas propriedades estruturais.

Os testes são realizados em estruturas planas, em exemplos de otimização de forma e topologia. A implementação é feita em um programa comercial mostrando a simplicidade do método de otimização.

**Palavras-chave:** Otimização Evolucionária, Estruturas, Método dos Elementos Finitos, Elementos Hierárquicos.

### 1. INTRODUÇÃO

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma técnica computacional utilizada na modelagem de estruturas ou de um meio contínuo através da montagem de pequenos subdomínios, que são os elementos, de modo a se ter uma discretização do domínio completo [Cook,1989]. Cada elemento apresenta geometria simples facilitando sua análise, o que permite que um problema que antes não tinha ou apresentava solução analítica muito difícil, seja resolvido através da superposição de vários problemas simples. A implementação deste método só é viável usando-se computação intensiva.

Os resultados encontrados neste tipo de modelo são uma aproximação ou simulação numérica da solução. A engenharia de simulação é realidade desde 1960, mas a partir de 1970 sistemas de simulação tem sido vendidos comercialmente, sendo que hoje em dia com o desenvolvimento da eletrônica digital e dos computadores, a simulação computacional de sistemas complexos tem se tornado cada vez mais viável do ponto vista de tempo de processamento e custo computacional [Cook,1989]. Como benefícios introduzidos pela simulação computacional nos processos de projeto tem-se: refinamento de componentes, descoberta e previsão de problemas antes da construção do componente, otimização do desempenho e performance. Em resumo, como já disse Bruce Irons, um dos pioneiros no

MEF,” Se houver a oportunidade de se melhorar um projeto, então alguém em algum lugar estará tentando fazê-lo com o MEF” [Xie,1997].

Após larga utilização do MEF como poderosa ferramenta na análise de tensões e em outras áreas, a sua próxima utilização se fez na otimização de sistemas mecânicos. Com a introdução de algoritmos de otimização, onde centenas de variáveis de projeto e restrições puderam ser manipuladas, o conceito de projeto otimizado tornou-se disponível para engenheiros e cientistas de uma forma confiável, barata e de bom entendimento [Xie,1997].

Otimização Estrutural é a fusão de várias áreas como: Engenharia, Matemática, Ciência e Tecnologia, que tem como objetivo a melhor performance para uma dada estrutura. A maioria dos métodos tratam o problema de uma forma matemática onde procura-se maximizar ou minimizar uma característica do sistema. Em contrapartida a este rigor matemático, um método de otimização evolucionário foi desenvolvido por pesquisadores da Austrália (Xie e Steven), onde o processo de otimização é feito de uma forma mais intuitiva e heurística [Xie,1997].

Xie e Steven vêm propondo um método de otimização estrutural evolucionário (OEE) desde 1992. O método é baseado na observação das estruturas da natureza como ossos, galhos de árvores e conchas, tentando-se explicar como estas estruturas adquiriram suas características ao longo do processo de evolução natural [Xie,1993]. Este método é baseado no simples conceito de remoção gradual de material ineficiente da estrutura, sendo que o material não removido tende a comportar-se como uma estrutura melhor adaptada a suas funções. Uma importante característica deste método é o seu fácil entendimento e implementação [Xie,1997].

Existem basicamente três tipos de otimização estrutural: de topologia – que pode ser exemplificado como a melhor localização das barras de uma treliça, dimensional – que determina os parâmetros geométricos como espessuras ou área da seção, e de forma – em que se escolhe o formato do componente.

Vários tipos de projeto já foram solucionados via OEE como por exemplo: minimizar o peso de estruturas fazendo-se a remoção segundo o nível de tensão [Xie,1993] ou com restrição relacionadas a deslocamentos [Nha Chu,1996]; maximizar ou minimizar uma frequência natural escolhida [Zhao,1997] ou ainda controlar o intervalo entre duas frequências naturais de vibração de uma estrutura variando-se sua forma e topologia [Zhao,1997]; otimizar peso variando-se parâmetros dimensionais [Xie,1997]; otimizar forma com vistas a reduzir concentração de tensão [Xie,1997].

Este trabalho apresenta um estudo da utilização do método adaptativo-p de resolução no processo OEE. O método é aplicado em problemas de otimização de forma e topologia cujo objetivo é a diminuição de peso, tendo como variável de controle a tensão de von Mises ao longo da estrutura. Avalia-se também duas maneiras de se fazer a retirada gradual dos elementos da estrutura. Os algoritmos foram implementados no *software* ANSYS 5.4, usando-se uma linguagem própria, que permite a adequação do pacote comercial para fins de otimização evolucionária [Silva, 1999].

## **2. PROCESSO EVOLUCIONÁRIO DE OTIMIZAÇÃO**

A remoção gradual de material da estrutura determina a tendência da configuração desta estrutura em direção a um ótimo, tendo-se a otimização de forma e de topologia simultaneamente. Este é o conceito simples de otimização evolucionária estrutural (OEE), sendo que vários critérios de projeto podem ser admitidos no sentido de orientar esta retirada de material redundante da estrutura. Como critérios pode-se destacar tensão máxima, rigidez em uma determinada região, frequência natural, entre outros.

O critério escolhido para este trabalho foi a tensão local. Na prática apenas algumas partes da estrutura estão sujeitas a tensões elevadas, tal fato leva a idéia de retirada das regiões que estão sendo pouco utilizadas, ou seja, aquelas em que os níveis de tensão estão bem baixos, usando-se para isso algum critério de rejeição [Xie,1993].

Este procedimento se inicia partindo-se de um domínio de trabalho grande o suficiente para cobrir a área final da peça. Em seguida divide-se este domínio com uma malha suficientemente fina de elementos finitos e aplica-se as condições de contorno, carregamento e restrições, nos seus devidos locais e determina-se a distribuição de tensão ao longo da estrutura.

Elementos são retirados conforme um critério de rejeição **RC** que escolhe aqueles com os mais baixos valores de tensão em toda a estrutura. Para o caso de estado plano de tensão e material isotrópico, a tensão utilizada é a equivalente de von Misses calculada no centróide do elemento, que é definida como:

$$\sigma_{EQV} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (1)$$

onde  $\sigma_x$   $\sigma_y$  são as componentes normais do tensor de tensões nas direções x e y e  $\tau_{xy}$  é a componente de cisalhamento.

Inicialmente, elementos com valor  $\sigma_{EQV}$  menor que o produto do **RC** pela  $\sigma_{EQV}$  máxima encontrada ao longo da estrutura são eliminados, sendo que **RC** também é chamada de razão de rejeição inicial **RR<sub>0</sub>**. O ciclo de eliminação de elementos é repetido até que não existam mais elementos a serem retirados para **RR<sub>0</sub>**. A estrutura ótima não é determinada em apenas uma etapa, o processo evolucionário é adotado, ou seja, adiciona-se à **RR<sub>0</sub>** uma razão de evolução **ER** e um novo ciclo de eliminação inicia-se até que não exista mais elementos a serem eliminados para esta nova razão de rejeição (**RR = RR<sub>0</sub>+ER**), a razão de rejeição vai sendo atualizada até se obter uma configuração otimizada.

Os valores escolhidos para as constantes **RR** e **ER** devem ser pequenos, aproximadamente 1%, para que se tenha uma melhor convergência e não seja retirado muito material, a semelhança do que ocorre nos processos evolutivos da natureza. A cada etapa (**RR**) é possível observar a nova forma e topologia determinada, bem como congelar alguma parte da estrutura que não possa ser eliminada.

O processo evolucionário pode ser resumido assim:

- 1) discretizar o domínio de análise com uma malha fina de elementos finitos,
- 2) determinar a distribuição de tensões para as restrições e carregamentos,
- 3) selecionar e remover os elementos com  $\sigma_{EQV} < \sigma_{EQV} \text{ máxima} \times \mathbf{RR}$ ,
- 4) repetir passos 2 e 3 até não haver elementos selecionados,
- 5) atualizar **RR** e iniciar nova retirada de elementos repetindo-se os passos 2, 3 e 4,

Como exemplo analítico de estrutura otimizada com o uso do OEE, é apresentada uma estrutura de Michell mostrada na Figura 1-a [Hemp,1973]. O domínio de projeto tem dimensões 2H x H e foi discretizado em 50 x 25 elementos quadrilateral bilineares de estado plano de tensão. Os nós dos cantos inferiores foram fixados e uma carga nodal foi aplicada na metade do lado inferior do domínio inicial, conforme Figura 1-b. O processo evolucionário teve início com **RR<sub>0</sub> = 1%**, a razão de evolução **ER = 0,5%**, e os elementos foram retirados da estrutura modificando a topologia da matriz de rigidez global.

A figura 2 mostra diferentes etapas do processo evolucionário para **RR** igual a 5%, 12,5% e 19,5%.

A forma otimizada foi alcançada para **RR=19,5%**. Em cada passo de **RR** foram necessárias 3,5 iterações em média. Observa-se uma concordância do ângulo de 45° entre a solução numérica otimizada e a solução analítica mostrada na figura 1-a. A distribuição das barras na forma final não se apresentou idêntica, mas é bastante semelhante à encontrada por

Steven [Xie,1993], o que pode ser explicado pelo fato da estrutura de Michell assumir solução para elementos de barra pivotados onde a força é aplicada, ao passo que o modelo evolucionário é contínuo[Xie,1997].



**Figura 1.** a) Estrutura de Michell e b) domínio inicial de projeto



**Figura 2.** Etapas do processo evolucionário para RR = 5%, 12,5% e 19,5%

### 3. ELEMENTO HIERÁRQUICO E O PROCESSO EVOLUCIONÁRIO

No contexto deste trabalho a adaptatividade é o processo de modificação da discretização dos elementos finitos com o objetivo de buscar uma melhor precisão no cálculos dos campos de deslocamentos, deformações e tensões. Desta forma, a estimativa e o controle dos erros é feita através de uma série de modificações sistemáticas na aproximação, geralmente aumentando o número de graus de liberdade no final de cada modificação.

Dois tipos de adaptatividade são os mais utilizados. O primeiro consiste em variar o tamanho dos elementos, que é chamada de versão  $h$  do método. Pode-se mostrar [Cook,1989] que a medida que a malha é refinada, a solução tende a convergir para a solução exata do modelo matemático que se está resolvendo. O segundo tipo é baseado no aumento da ordem das funções de interpolação do elemento, que é chamada de versão  $p$  [Babuska, 1986] do método adaptativo.

Este método oferece duas vantagens: elementos  $p$  que são de grande tamanho absorvem melhor problemas de distorção da malha e a topologia da malha não se modifica como resultado da adaptatividade.

Uma vez que na otimização evolucionária estrutural proposta por Steven a posição dos elementos não é alterada, pois a modificação da topologia da estrutura ocorre com a eliminação dos elementos, introduziu-se o método adaptativo  $p$  no processo evolucionário com a intenção de se ter um cálculo mais preciso do campo de tensões do modelo. Estando melhor avaliadas as tensões, espera-se um melhor desempenho do método de otimização em relação a razões de evolução e até mesmo mudanças nas etapas do processo evolucionário.

O algoritmo de otimização evolucionária adaptativa  $p$  pode assim ser resumido:

- 1) discretizar o domínio de análise com uma malha fina de elementos finitos,
- 2) determinar o campo de deslocamentos e tensões da estrutura,
- 3) calcular erro na norma de energia dos elementos e selecionar aqueles com erro maior que 5%,
- 4) aumentar em um grau a ordem das funções de forma dos elementos selecionados no item 3,
- 5) repetir 2, 3 e 4 até alcançar a convergência requerida para todos os elementos,
- 6)selecionar e remover os elemento com  $\sigma_{EQV} < (\sigma_{EQV \text{ máxima}} \times \mathbf{RR})$ ,



- 7) repetir 4 a 6 até não haver elementos selecionados,
- 8) atualizar **RR** e repetir e iniciar nova retirada de elementos partindo-se do item 4,

O mesmo exemplo anterior foi resolvido usando-se o algoritmo descrito acima, estando os resultados obtidos registrados na Figura 3, onde observa-se que a forma final obtida é semelhante. No próximo item os métodos são comparados.

#### 4. RESULTADOS

Vários testes numéricos foram realizados para se verificar a influência da modelagem adaptativa *p* (*michellpc*) no processo de otimização estrutural evolucionária. A seguir será feita a comparação desta modelagem com o processo evolucionário convencional (*michellhc*).

Em todos os casos a malha inicial, as condições de contorno e o carregamento foram mantidos iguais. Para o *michellpc* adotou-se como critério de erro limite 5% na energia de distorção [Zienkiewicz, 1987], sendo que as funções de forma (hierárquica) de cada elemento eram acrescidas em um grau quando a convergência requerida não era alcançada, ou seja, comparando-se o erro da norma da energia da última iteração com a anterior e verificando se a diferença era menor que 5%.



**Figura 3.** Etapas do processo evolucionário para  $RR = 5\%$ ,  $12,5\%$  e  $16,5\%$

Com a utilização do método-*p* houve um evidenciamento de erros devido a concentração de tensão que promoveram valores de tensão máxima 50% em média superiores aos valores encontrados com o método de resolução convencional, conforme mostrado na Tabela 1.

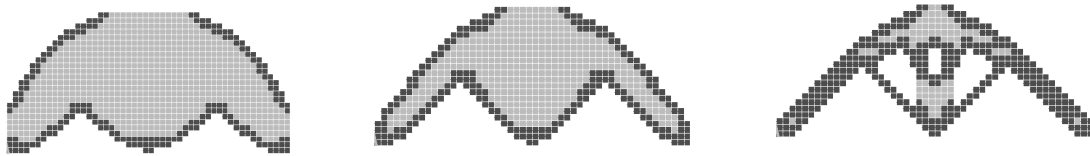
**Tabela 1.** Valores de tensão máxima ao longo do processo evolucionário

RR(%)	Método- <i>p</i> $\sigma_{EQV}$ máxima (Pa)	Convencional $\sigma_{EQV}$ máxima (Pa)
2,5	15333,3	9578,9
5,0	15546,1	9662,0
7,5	16470,5	10187,9
10,0	16469,4	10671,5
12,5	17444,6	10813,8
15,0	16640,1	11040,6
16,5	16635,5	11035,0
17,5	Colapso	11552,4
19,5	Colapso	11566,8
>19,5	Colapso	Colapso

O fato de se obter tensões máximas superiores para o *michellpc* determina uma maior retirada de elementos para cada **RR**, uma vez que os elementos são selecionados baseado no produto da **RR** pela tensão máxima encontrada na estrutura. A Figura 5-a mostra a evolução do volume, sendo que o *michellpc* atingiu a estrutura ótima para **RR**=16,5% e o *michellhc* em **RR**=19,5%. Tal fato pode também ser comprovado comparando-se as configurações para **RR**=12,5% mostradas nas Figuras 2 e 3. Pode-se observar uma estrutura mais esbelta referente ao *michellpc*.

No processo adaptativo-p os elementos com funções de ordem mais alta localizaram-se próximos às restrições e nos pontos de retirada de elementos, pois nestes pontos o contorno perde suavidade causando certa singularidade, o que causa uma perda de precisão nos cálculos. Tal fato pode ser comprovado observando as regiões mais escuras da Figura 4.

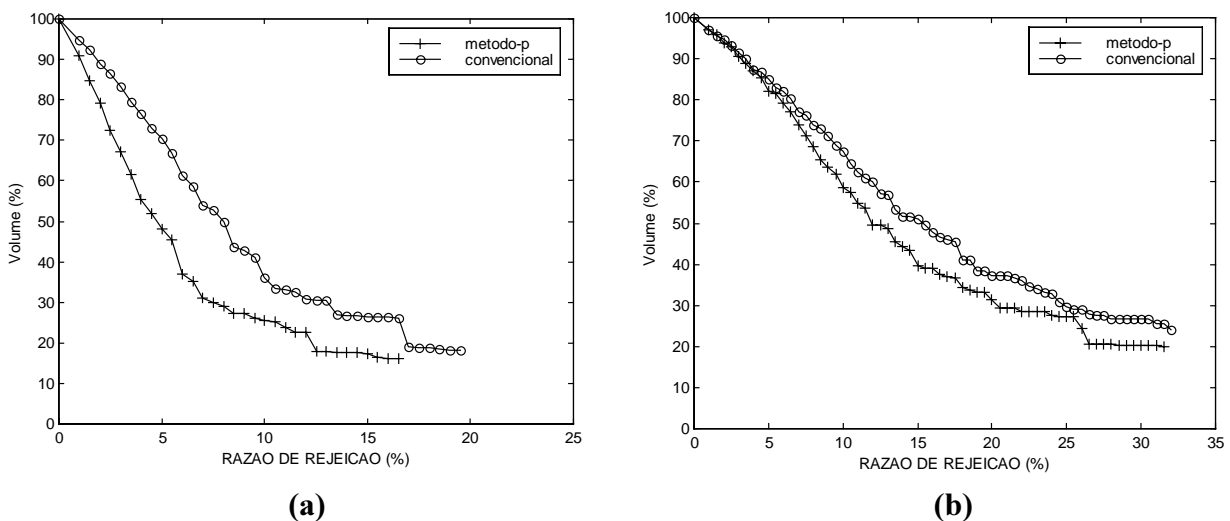
O número médio de iterações para cada **RR** foi de 3,5 para o michellhc e de 3,7 para o michellpc, que teve seu tempo de resolução por iteração inicialmente maior. Com maior retirada dos elementos, ou melhor depois de **RR**=3,5%, o tempo de resolução por iteração para michellpc tornou-se menor, conforme mostrado na Figura 6-a.



**Figura 4.** Elementos hierárquicos p para **RR** = 2,5%, 5% e 7,5%

A fim de diminuir a excessiva concentração de tensão evidenciada pelo método adaptativo p, será feita a comparação novamente para os dois casos: método adaptativo p e o método convencional com cargas distribuídas. Os exemplos serão identificados por michellpd e michellhd respectivamente.

O que se verificou é que o michellpd apresentou tensões máximas em um patamar superior, 15% em média, mas o colapso se deu praticamente para o mesmo valor de **RR**, sendo **RR**=31,5% para o michellpd e **RR**=32% para o michellhd, conforme Figura 5-b. Os tempos de resolução foram equivalentes, sendo que depois de **RR**=13%, Figura 6-b, o tempo de resolução para o michellpd ficou menor. O número médio de iterações para cada **RR** foi de 4,9 para o método convencional e de 3,7 para o método-p.

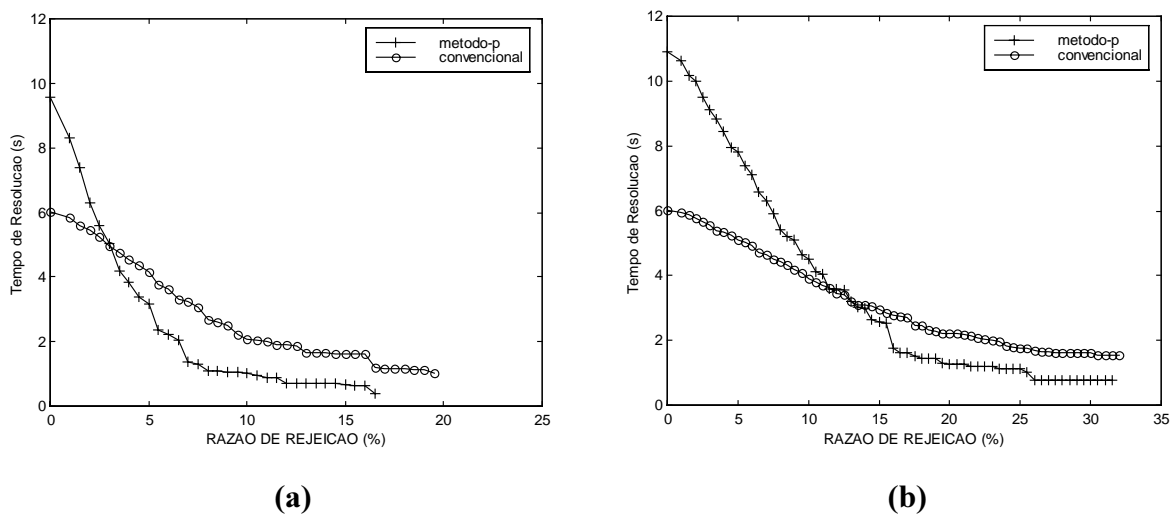


**Figura 5.** Variação do volume em função da **RR**, a) carga concentrada., b) carga distribuída

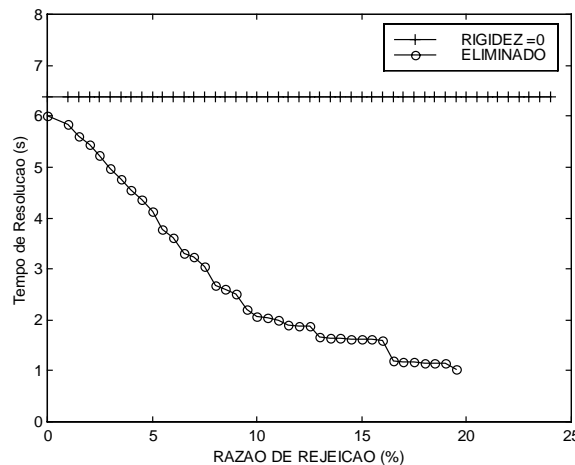
Outro ponto analisado, refere-se a forma como é feita a retirada dos elementos ao longo do processo evolucionário. Duas maneiras são apresentadas: retirando os elementos do modelo, ou alterando as propriedades estruturais dos elementos selecionados. Neste caso é imposto módulo de elasticidade  $E$  muito pequeno, de tal forma que a contribuição destes elementos na rigidez do sistema passa a ser desprezível, ou seja, os elementos são considerados mortos estruturalmente. As condições de contorno são do tipo concentrada, e já descritas inicialmente, e o método de resolução é o convencional em ambos os casos.

Observou-se que as duas formas são idênticas no que diz respeito ao número de elementos retirados, tensão máxima, tensão mínima e configurações geradas para cada valor de **RR**. A diferença se deu na **RR** de colapso e no tempo total de resolução.

No caso em que os elementos foram retirados da estrutura, o colapso se deu em **RR**=19%, e para o caso que os elementos foram mortos o colapso se deu em **RR**=24%. Para o primeiro caso, embora a retirada de elementos tenha sido idêntica ao segundo, depois de **RR**=19% surgem instabilidades numéricas que causam o colapso, pois elementos ficam ligados entre si por um nó apenas, determinando antecipadamente o aparecimento de singularidades. Em contrapartida, o tempo total de resolução se torna constante no modelo de elementos mortos, uma vez que os elementos se tornam pouco rígidos e não são retirados da estrutura, conservando-se o número total de graus de liberdade da estrutura. A Figura 7 mostra a evolução dos tempos de resolução em função da razão de rejeição para as duas formas de se eliminar elementos.



**Figura 6.** Variação do Tempo de Resolução em função de **RR**, a) carga concentrada, b) carga distribuída



**Figura 7.** Variação do Tempo de Resolução em função de **RR**

## 5. CONCLUSÕES:

O método evolucionário adaptativo proposto acelerou o processo evolucionário, convergindo para as soluções otimizadas em razões de rejeição menores. As configurações de forma e topologia encontradas concordam, de forma satisfatória, com as soluções analíticas e

numéricas encontradas na literatura. Os testes preliminares realizados mostram um pequeno ganho do ponto de vista de custo computacional, quando comparado ao método evolucionário convencional. Observa-se que este ganho é fortemente influenciado pelo nível de concentração de tensão.

Nos exemplos estudados, o ganho em precisão na avaliação das distribuições do campo de tensão não foi muito significativo na obtenção das configurações finais.

Quanto às maneiras de retirada dos elementos: retirando-os da estrutura ou alterando suas propriedades estruturais, conclui-se que são idênticas até as etapas de evolução em que instabilidades numéricas aparecem, sendo que quando elemento são retirados, a estrutura resultante se torna singular antecipadamente. Uma implementação mais eficiente seria a combinação das duas formas, iniciando-se com a retirada de elementos, e a partir de certa etapa utilizar a modificação do módulo de elasticidade como forma de se anular os elementos selecionados, uma vez que a última exige um maior custo computacional.

O método de otimização estrutural evolucionário (OEE) é simples, de fácil compreensão e pode ser implementado em qualquer código comercial.

## 6. REFERÊNCIAS

- Babuska, I; Zienkiewicz, O.C.; Gago, J; Oliveira, E.R.A., "Accuracy estimates and adaptive refinements in finite element computations.", John Wiley & Sons – 1986
- Cook, R.D., Malkus, D.S. and Plesha, M.E., 1989, "Concepts and applications of finite element analysis", 3<sup>rd</sup> edn, John Wiley & Sons, New York.
- Hemp, W. S., "Michell's structural continua. In Optimal Structures", 1973, Clarendon Press, Oxford.
- Nha Chu, D.N., Xie, Y.M., Hira, A. and Steven, G.P., "Evolutionary structural optimization for problems with stiffness constraints ", Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 21, (1996), pp. 239-251.
- Silva, J.A.B., Pavanello R., Evolutionary structural optimization using finite element method. IX Seminário de Elementos Finitos - ANSYS. São Paulo SP, Brasil, 09 e 10 de Novembro, 1999. 20 pp. (CD ROM).
- Silva J.A.B., Pavanello R., Evolutionary structural optimization using finite element method. SAE Technical Paper Series 1999-013033E. VIII Internacional Mobility Technology Conference & Exhibit. São Paulo , Brazil , October 4 to 6, 1999. 7 pp. (CD ROM). ISSN 0148-7191.
- Xie, Y.M, Steven, G.P., 1997, "Evolutionary structural optimization " 1<sup>st</sup> edn, Springer-Verlag, London.
- Xie, Y.M, Steven, G.P., "Evolutionary structural optimization for dynamic problems", Computer and Structures, Vol. 58, 6, pp 1067-1073, (1996).
- Xie, Y.M, Steven, G. P., "A simple evolutionary procedure for structural optimization", Computer and Structures, Vol. 49, 5, pp 885-896, (1993).
- Zhao, C. B., Steven, G. P., Xie, Y.M, "Evolutionary optimization of maximizing the difference between two natural frequencies of a vibration structure", Structural Optimization, 13, (1997), pp148-154, © Springer-Verlag.
- Zhao, C. B., Steven, G. P., Xie, Y.M, "Effect of initial nodesign domain on optimal topologies of structures during natural frequency optimization", Computer and Structures, Vol. 62, 1, pp 119-131, (1997).
- Zienkiewicz, O. C., Zhu, J. Z., "A simple error estimator and adaptive procedure for practical engineering analysis", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 24, pp. 337-357 (1987).

# ALGORITMO PARA IMPLEMENTAÇÃO DO CRITÉRIO DE PLANO CRÍTICO PARA FADIGA MULTIAXIAL

**José A. Araújo\***

**José C. Balthazar\*\***

**Nelison R.C. Vilela\*\***

\* Departamento de Ciências de Engenharia, Universidade de Oxford, Oxford, Reino Unido. E-mail: [alex.araujo@christ-church.oxford.ac.uk](mailto:alex.araujo@christ-church.oxford.ac.uk)

\*\* Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail: [jcb@enm.unb.br](mailto:jcb@enm.unb.br)

## Resumo

A grande maioria das teorias propostas para análise do problema da fadiga multiaxial o fazem segundo tres metodologias básicas: a) métodos baseados nas tensões ou deformações equivalentes; b) métodos de plano crítico e; c) métodos de energia ou do trabalho de deformação. As teorias de plano crítico, desenvolvidas a partir da interpretação física dos mecanismos de crescimento de trincas de fadiga são as que tem mostrado resultados mais promissores. Entretanto, a aplicação destas teorias não é tão simples, pois nos carregamentos fora de fase, os eixos das tensões e deformações principais mudam de orientação ao longo do tempo, dificultando a identificação do plano crítico, e o cálculo dos parâmetros envolvidos, mesmo nos casos de carregamentos proporcionais. Neste trabalho é descrito um algoritmo para implementação de dois modelos de plano crítico para fadiga multiaxial.

**Palavras-chave:** fadiga, fadiga multiaxial, carregamentos combinados, plano crítico.

## 1. INTRODUÇÃO

Componentes mecânicos com funções estruturais são frequentemente submetidos a carregamentos variáveis no tempo. Árvores de transmissão, eixos, barras de torção, vasos de pressão, tubulações em plantas químicas e refinarias, junções pás de turbina/rotor, componentes aeronáuticos e mesmo junções parafusadas, entre outros, estão frequentemente sob estados bi-axiais ou tri-axiais de tensão que, quando originados por carregamentos dinâmicos, podem levar à iniciação e propagação de trincas de fadiga. O processo de fadiga sob estes estados complexos de tensão é conhecida como *Fadiga Multiaxial* e sua consideração é de fundamental importância para o correto dimensionamento e aumento da confiabilidade de componentes que na sua vida operacional estejam submetidos a este tipo de carregamento. As primeiras investigações sobre o assunto datam do século passado, quando Lanza (1886) publicou os primeiros resultados de testes envolvendo carregamento combinado de flexão e torção. Já neste século, Mason (1917), Haigh(1923), Nishiara e Kawamoto (1941), Gough *et al* (1951) e Sines (1955), publicaram mais resultados experimentais e formularam as primeiras hipóteses teóricas para explicar o processo de fadiga sob cargas multiaxiais. Na tentativa de desenvolver teorias que possam ser utilizadas nas situações mais gerais e complexas da fadiga multiaxial, mais de duas dezenas de modelos já

foram propostos para tentar solucionar o problema. De um modo geral, as teorias já apresentadas são derivadas a partir de três diferentes abordagens: a) da tensão ou deformação equivalente (Sines, 1959), b) da energia de deformação (Garud, 1979, Ellyin et al., 1991, Ellyin e Golos, 1993, Liu, 1993 e Glinka et al., 1995) e; c) do plano crítico (Brown e Miller, 1973, Lohr e Ellison, 1980, Socie, 1987, Fatemi e Socie, 1988, McDiarmid, 1991, e Socie, 1993).

As teorias de tensão ou deformação equivalente propõem a transformação das tensões multiaxiais de amplitude constante em uma amplitude de tensão uniaxial, a qual, assume-se, irá produzir a mesma vida à fadiga que as tensões multiaxiais combinadas. A amplitude de tensão equivalente é então usada para determinar a vida à fadiga a partir de curvas S-N, obtidas em ensaios convencionais de fadiga sob carregamento uniaxial alternado. Um modelo deste tipo bastante conhecido foi proposto por Sines (1959) o qual estabelece que a tensão cisalhante octaedral admissível é uma função linear da soma das tensões normais médias sobre os planos octaedrais, expresso matematicamente como:

$$\frac{1}{3} \left\{ (\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{1a} - \sigma_{3a})^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \leq A - \alpha (\sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm}) \quad (1)$$

onde  $\sigma_{1a}$ ,  $\sigma_{2a}$  e  $\sigma_{3a}$  são as tensões principais alternadas,  $\sigma_{xm}$ ,  $\sigma_{ym}$  e  $\sigma_{zm}$  são as tensões normais médias,  $A$  é uma constante para o material, proporcional a resistência a fadiga para carregamentos alternados, e  $\alpha$  é uma medida da influência da tensão média normal sobre a resistência à fadiga do material para uma vida esperada. A falha ocorrerá se o valor da expressão do lado esquerdo exceder o do lado direito. A constante  $A$  é obtida a partir de ensaios sob carregamentos alternados, e  $\alpha$  sob carregamentos repetidos. Formulações baseadas nas deformações também são utilizadas. Araújo e Balthazar (1997) mostraram que o critério de Sines apresenta resultados satisfatórios para o cálculo da resistência à fadiga em carregamentos combinados de flexão e torção em fase. Entretanto, critérios deste tipo não prevêm o crescimento de trincas de fadiga de forma coerente com o observado experimentalmente pois não considera os aspectos físicos da resposta do material submetido à carregamentos dinâmicos, isto é, não oferece uma interpretação em termos dos processos de nucleação e crescimento de trincas, parte fundamental do processo de fadiga. O modelo de Sines, por exemplo, prevê que a vida à fadiga é controlada pela amplitude da tensão cisalhante octaedral e, portanto, seria esperado que as trincas de fadiga propagassem nestes planos, o que não ocorre, conforme mostrado por Socie (1987). Outro problema deste tipo de critério é que sua aplicabilidade é restrita à carregamentos proporcionais, ou seja, aos casos em que os eixos principais das componentes alternadas de tensão permanecem invariáveis ao longo do ciclo de carga.

Uma outra abordagem para o problema foi considerada através do uso da energia como parâmetro de correlação para a falha por fadiga multiaxial. O método consiste em computar o trabalho plástico realizado em cada ciclo sob um estado multiaxial de tensões e correlacioná-lo com a vida à fadiga. Um método deste tipo é o modelo de Garud (1979) o qual propõe que a vida à fadiga para iniciação de uma trinca,  $N_f$ , é uma função do trabalho plástico por ciclo de carregamento,  $W_c$ , expresso pela equação:

$$N_f = F(W_c) \quad (2)$$

onde  $F$  é uma função a ser determinada experimentalmente a partir de ensaios sob controle de deformação.

Combinando-se um modelo deste tipo com uma teoria de acumulação de dano, como a

*Regra de Miner*, por exemplo, pode-se fazer uma previsão da vida à fadiga. Entretanto, para determinar o trabalho plástico realizado por ciclo é necessário o uso de relações constitutivas de plasticidade, o que torna difícil a utilização prática do modelo. Além disso a precisão deste tipo de modelo é questionável quando aplicada a fadiga policíclica, onde as deformações plásticas são muito pequenas ou inexistentes, o que torna as estimativas do trabalho plástico realizado em cada ciclo difíceis e imprecisas. De acordo com Nelson e Tipton (1985) uma pequena variação no valor do trabalho de deformação plástica resulta em grandes discrepâncias na previsão da vida à fadiga.

## 2. AS TEORIAS DE PLANO CRÍTICO

As teorias de plano crítico são fundamentadas em observações experimentais mostrando que as trincas de fadiga nucleiam-se e crescem inicialmente em planos preferenciais. As tensões e deformações são determinadas em vários planos durante um ciclo de carregamento para o mesmo estado de tensão e, uma combinação empírica destas variáveis é então usada para prever o plano mais severamente carregado ou “plano crítico”, onde espera-se que as trincas de fadiga tenham origem. Além do local de nucleação da trinca, tais parâmetros também podem ser correlacionados com a vida por fadiga obtida a partir de simples testes de flexão ou torção alternada pura.

Brown e Miller (1973) afirmaram que o plano crítico é o plano de máxima amplitude da deformação cisalhante e que as trincas poderiam crescer sobre estes paralelamente a superfície (caso A) ou indo desta para o interior (caso B), como mostra a Fig. 1. Mais recentemente Bannantine e Socie e (1985) e Socie (1987) mostraram que os planos críticos, ou os planos mais prováveis de crescimento das trincas são os planos de máxima amplitude da deformação normal ou de máxima amplitude da deformação cisalhante e que o processo de crescimento e propagação das trincas depende não apenas do tipo do carregamento aplicado, mas do material, assim como da amplitude do carregamento.

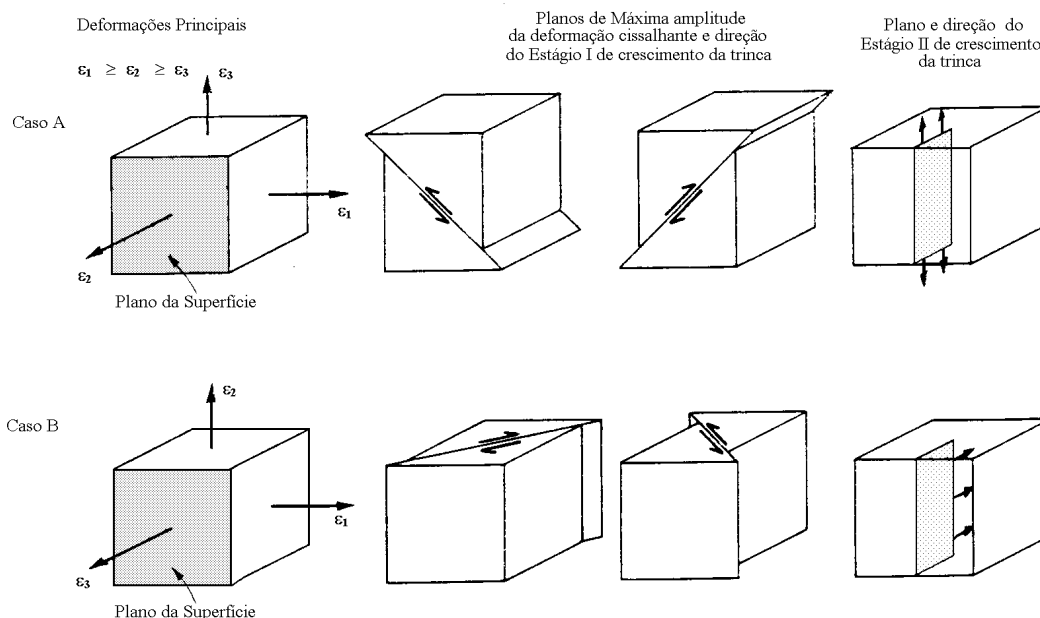


Figura 1 - Caso A e B de formação das trincas.

Como há dois casos de crescimento das trincas de fadiga, Socie (1987) e Fatemi e Socie (1988) mostraram que pelo menos 2 modelos diferentes são necessários para à análise da fadiga sob estados multiaxiais de deformações: (a) o modelo da deformação normal, para falhas que ocorrem devido a propagação de trincas normais (modo I) e b) o modelo da deformação

cisalhante, para falhas que ocorrem devido a propagação de trincas de cisalhamento (modo II).

Dois modelos de plano crítico têm sido amplamente usados e discutidos na literatura. O critério SWT de Smith, Watson and Topper (1970) é apropriado para previsão da vida de trincas que crescem em planos sujeitos a grandes deformações normais e que, portanto, crescem inicialmente no Modo I (estágio II). Este modelo é descrito pela eq. (3)

$$\Gamma = \sigma_{max} \epsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_{ff})^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_{ff})^{b+c} \quad (3)$$

onde  $\epsilon_a$  é a amplitude de deformação no plano de máxima amplitude de deformação e  $\sigma_{max}$  é a máxima tensão sobre este plano para um dado estado de tensão. Note-se que de acordo com o parâmetro de SWT o plano crítico é definido como o plano que experimenta a maior combinação de  $\epsilon_a \sigma_{max}$ . Para encontrar o valor máximo de  $\Gamma$ , correspondente ao plano crítico, situado a um ângulo  $\theta_c$ , medido em relação aos planos principais ou outro referencial previamente definido, precisa-se calcular os campos de tensão e deformação para cada passo de carga em cada diferente ponto x,y da região mais severamente carregada. Mais ainda, as equações de transformação de tensão e deformação devem ser usadas para avaliar o parâmetro em diferentes planos em cada ponto e passo de carga. O lado direito da eq. (3) é a descrição de uma curva  $\epsilon-N$  onde  $\sigma_f'$  e  $b$  são, respectivamente, o coeficiente e o expoente de resistência à fadiga, e  $\epsilon_f'$  e  $c$  são o coeficiente e expoente de ductilidade à fadiga;  $E$  é o módulo de elasticidade e  $2N_{ff}$  é o número de reversões necessárias para nuclear uma trinca de 1mm de comprimento.

Para situações onde a trinca cresce no Modo II (estágio I), em planos sujeitos a altos esforços cisalhantes, Fatemi e Socie (1988) propuseram o seguinte modelo:

$$\Psi = \gamma_a \left[ 1 + \alpha \left( \frac{\sigma_{max}}{\sigma_e} \right) \right] = \left( \frac{\tau_f'}{G} \right) (2N_{ff})^{b'} + \gamma_f' (2N_{ff})^c \quad (4)$$

onde  $\gamma_a$  é a máxima amplitude de deformação cisalhante e  $\sigma_{max}$  é a máxima tensão normal sobre este plano.  $\sigma_e$  é a tensão de escoamento e  $\alpha$  é uma constante obtida a partir de ensaios de fadiga uniaxiais e de torção pura, a qual se aproxima de um para vidas longas ( $>10^7$ ) e diminui para vidas curtas (Neu, Pape and Swalla-Michaud, 1999). Aqui, o plano crítico é definido como o plano experimentando a maior combinação  $\gamma_a$  e  $\sigma_{max}$ , e para avaliar-se o valor máximo do parâmetro  $\Psi$ , usa-se um procedimento similar ao descrito anteriormente para o parâmetro de SWT. Novamente, o lado direito da eq. (4) representa a curva  $\epsilon-N$  para testes de torção alternada pura.

### 3. ALGORITMOS PARA IMPLEMENTAÇÃO DOS MODELOS DE SWT E FS

A quantificação do dano por fadiga e determinação do plano crítico é uma tarefa complexa. Um código que fosse capaz de descrever em detalhes os passos necessários para a implementação numérica destes modelos seria de grande relevância para aplicação prática em situações de projeto. O algoritmo apresentado a seguir, utilizando os modelos de Smith, Watson e Topper, e Fatemi e Socie, tem esta finalidade. O procedimento é adequado para determinação da vida inicial por fadiga de componentes estruturais sujeitos a carregamentos combinados cíclicos, de amplitude constante ou variável. Assume-se que os materiais estudados sejam isotrópicos e que o estado de tensão ou deformação seja plano, limitando a análise ao plano x,y. O detalhamento independe do regime de carregamento (elástico ou plástico) e da geometria analisada. Note-se que de acordo com os modelos de plano crítico, as variáveis que controlam o mecanismos de nucleção



da trinca são as tensões e deformações presentes no material na ausência de imperfeições. Para configurações com geometrias mais complicadas a determinação destas variáveis requer o uso de um método numérico como, por exemplo, o método de Elementos Finitos. Apesar da maioria de componentes estruturais de interesse prático possuírem geometrias complexas, ainda assim é possível obter soluções relativamente precisas para os campos de tensão/deformação de estruturas como eixos, árvores de transmissão ou tubos sob regime de carregamento elástico cíclico. Independentemente do método utilizado para determinação dos campos de tensão/deformação, deve-se enfatizar que, no procedimento abaixo, o objetivo é a determinação dos parâmetros de fadiga multiaxial e, portanto, assumir-se-á que a determinação dos campos de tensão/deformação pode ser conduzida pelo leitor com a precisão desejada.

*Algoritmo:*

- 1- Delimitar a região do componente onde as tensões são mais severas para conduzir a análise, por exemplo, as redondezas de concentradores de tensão (Fig. 2);

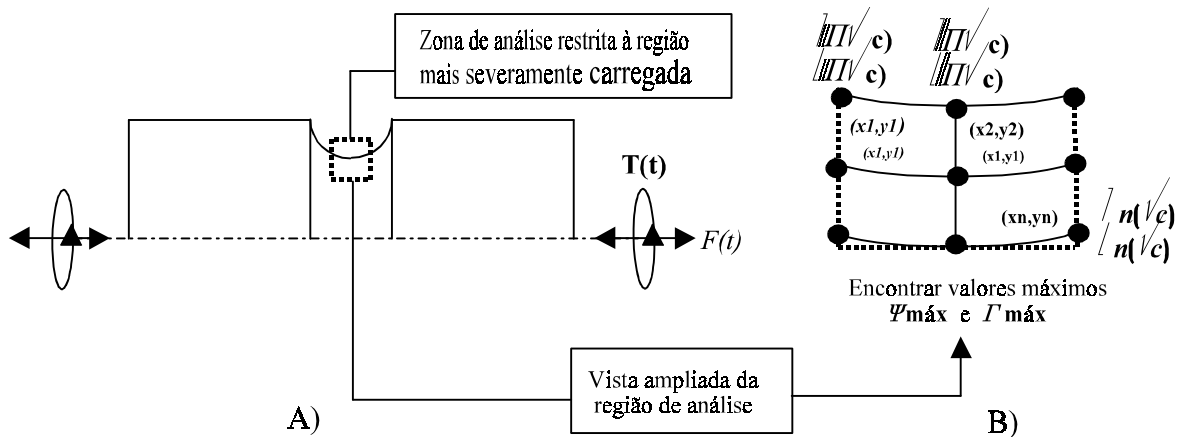


Figura 2 – A) Corpo-de-prova com entalhe mostrando a região onde a análise deve ser conduzida e B) vista ampliada desta região com pontos discretos onde os parâmetros  $\Gamma$  e  $\Psi$  serão avaliados.

- 2- Dividir esta região em uma malha de pontos  $x_i, y_i$ , onde  $i=1, M$ ;
- 3- Escolher uma posição inicial, por exemplo,  $x_i^0, y_i^0$ ;
- 4- Dividir a história de carregamento em  $N$  pontos discretos, onde  $N$  é um número inteiro suficientemente grande;
- 5- Iniciar a análise sobre o plano  $x$  ( $\theta = 0^\circ$ ), vai-se para o primeiro passo da história de carregamento ( $j = 1$ ) e avalia-se o tensor de tensão  $\sigma_{kl}^j$  e o tensor de deformação  $\epsilon_{kl}^j$ ;
- 6- Repetir o passo 5 até  $j = N$ .
- 7- Calcular  $\sigma_{xx}^{max}, \epsilon_{xx}^{max}, \epsilon_{xx}^{min}, \gamma_{xy}^{max}, \gamma_{xy}^{min}$ , onde o índices superiores *max* e *min* indicam os valores máximos e mínimos da tensão máxima (média + alternada) e da deformação máxima dentro do ciclo de carregamento (ver Fig. 3);
- 8- Calcular os parâmetros  $\Gamma_i(\theta)$  e  $\Psi_i(\theta)$  para o plano estudado e na posição  $i$ , correspondendo cada posição  $i$  a um par ordenado  $(x_i, y_i)$ ;
- 9- Usando-se as equações básicas de transformação de tensão e deformação, calcular  $\sigma_{kl}^{ij}$  e  $\epsilon_{kl}^{ij}$  em um plano na posição  $\theta_i = \theta + \Delta\theta$ ;

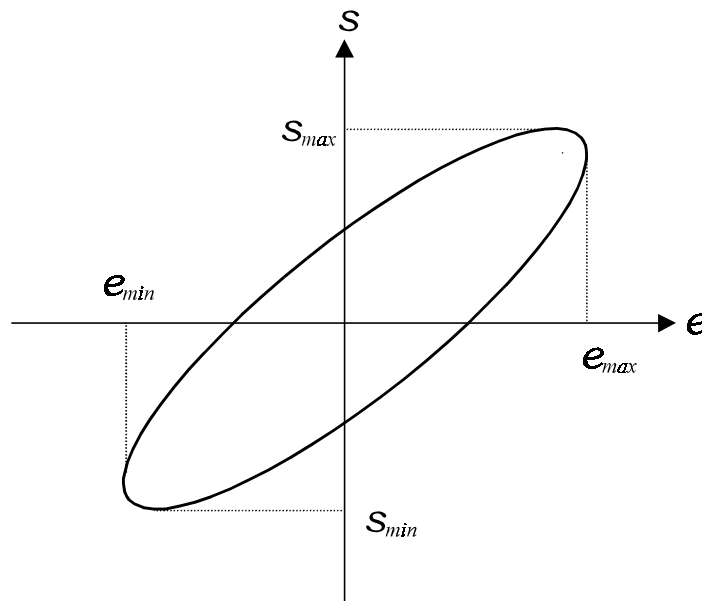


Figura 3 – Diagrama esquemático do ciclo de tensão x deformação do material em um determinado plano  $\theta$ , mostrando os pontos onde a tensão e a deformação máxima (média + alternada) alcançam valores máximos e mínimos.

- 10- Repetir os passos 7 e 8 para novos planos, variando  $\theta$  de  $0^\circ$  até  $\theta = 180^\circ$ ;
- 11- Encontrar e armazenar os maiores valores de  $\Gamma_i$  e  $\Psi_i$  e os correspondentes planos críticos locais  $\theta_c$  entre todos os planos investigados para o ponto inicial;
- 12- Incrementar  $x_i$  e ir para o passo 2;
- 13- Repetir o passo 12 até  $i = M$ ;
- 14- Incrementar  $y_i$  e ir para o passo 2;
- 15- Repetir o passo 14 até  $i = M$ ;
- 16- Encontrar o valores máximos globais  $\Gamma_{max}$  e  $\Psi_{max}$  entre todos os diferentes pontos  $i$  (estados de tensão) analisados e os planos críticos  $\theta_c$  associados a cada um destes parâmetros;
- 17- Entrar com os valores de  $\Gamma_{max}$  e  $\Psi_{max}$  nas Eqs. 3 e 4 e calcular o número de reversões ( $2N_f$ ) necessárias para iniciar uma trinca de 1mm de comprimento. Adotar a previsão mais conservativa (menor vida) como solução.

#### 4. ANÁLISE CRÍTICA DOS MODELOS DE PLANO CRÍTICO

O grande apelo das teorias de plano crítico é que a mesma apresenta uma interpretação física do processo de dano de fadiga sob estados multiaxiais de tensões. Entretanto, de um modo geral, elas requerem um maior número de parâmetros a serem determinados experimentalmente. Na fadiga oligocíclica há necessidade do uso de teorias de plasticidade para caracterizar o comportamento plástico dos materiais nos modelos que utilizam tensão e deformação como parâmetros. Isto pode ser feito através das teorias da deformação total ou da plasticidade incremental. A teoria da deformação total é de fácil implementação, porém não pode ser aplicada a casos de carregamentos não proporcionais. A teoria da plasticidade incremental prevê que o comportamento plástico dos materiais pode ser aproximado em uma curva tensão-deformação

por segmentos lineares. Estas regiões de inclinação constante são definidas através de condições de escoamento previamente estabelecidas e devem ser redefinidas sempre que ocorrerem deformações plásticas. Isto requer a aplicação de regras de encruamento para definir as mudanças no estado do material, tornando complicada a implementação da teoria.

É evidente que a escolha do modelo apropriado para avaliar a vida por fadiga depende do prévio conhecimento do modo de nucleação e crescimento inicial da trinca (Modo I ou II). Esta não é uma tarefa trivial pois o modo de crescimento da trinca depende não apenas do tipo do carregamento aplicado, mas do material, assim como da amplitude do carregamento. Isto essencialmente quer dizer que, *a priori*, não se pode definir qual dos modelos propostos, eq. 3 ou 4, seria mais indicado para avaliar o dano por fadiga em um dado tipo de material e carregamento. Sabe-se entretanto que, a aplicação do modelo usado para quantificar o dano em trincas dominadas por deformações cisalhantes para casos em que o crescimento da trinca é controlado por deformações normais fornece resultados ligeiramente conservativos, e *vice-versa*. Portanto, uma solução para este impasse passa pelo cálculo da vida por fadiga usando-se ambos os modelos. A vida esperada será a fornecida pela menor estimativa.

A determinação da constante  $\alpha$  presente no modelo de Fatemi e Socie exige dados experimentais tanto para ensaios de fadiga uniaxiais assim como para ensaios de fadiga à torção pura. Um outro problema do modelo da deformação cisalhante (Fatemi e Socie) é que o mesmo não consegue distinguir entre o crescimento de trincas do tipo A e do tipo B. Além disto, segundo Socie (1987), os modelos da deformação cisalhante e da deformação normal não fornecem bons resultados nos casos de fadiga policíclica, pois neste caso, o processo de fadiga é controlado pelas tensões elásticas.

As tensões normais médias de tração diminuem a resistência à fadiga em carregamentos de flexão e torção alternada. Portanto, qualquer modelo proposto dentro das diferentes abordagens para o problema da fadiga multiaxial, deve possuir termos capazes de quantificar o efeito das tensões normais médias. Na fadiga oligocíclica o relaxamento da tensão média acontece devido a existência de grandes deformações plásticas o que também deve ser quantificado pelo modelo.

Resultados apresentados por Das e Sivakumar (1999) mostram que os métodos de Plano Crítico apresentam boa correlação com resultados experimentais

## 5. CONCLUSÃO

Embora os critérios de tensão/deformação equivalentes sejam de simples implementação e apresentem resultados satisfatórios em alguns casos, sua aplicabilidade é limitada às situações envolvendo carregamentos proporcionais (Araújo e Balthazar, 1997). Os métodos de energia apresentam dificuldades em situações onde as deformações plásticas são reduzidas ou inexistentes, como no caso da fadiga policíclica. Por estarem vinculados a uma interpretação física do processo de fadiga, os modelos de plano crítico parecem mais adequados para abordagem do problema da fadiga multiaxial, particularmente para carregamentos fora-de-fase e não-proporcionais. A identificação dos planos críticos é essencial neste processo. O algoritmo apresentado permite indentificar o plano crítico, segundo os modelos SWT e Fatemi-Socie. Este trabalho é parte de um programa de pesquisa em andamento, para avaliar a capacidade dos modelos de plano crítico para previsão da resistência e vida à fadiga de componentes estruturais sob estados multiaxiais de tensões.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BALTHAZAR, J.C. e ARAÚJO, J.A. - "Biaxial Fatigue: An Analysis of the Combined Bending / Torsion Loading Case", *Proc. of 5th International Conference on Biaxial /*

*Multiaxial Fatigue and Fracture*, Cracóvia, Polônia, Setembro, 1997, pp. 9-23.

- BROWN, M. W. and MILLER, K.J., (1973), A Theory for Fatigue Failure under Multiaxial Stress-Strain Conditions, Proc. IMechE, Vol. 187, pp. 745-755.
- DAS, J., e SIVAKUMAR, S.M., An Evaluation of Multiaxial Faigue Life Assessment Methods for Engineering Components, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 76, 1999,
- ELLYIN, F., GOLOS, K. and XIA, Z., (1991), In-Phase and Out-of-Phase Multiaxial Fatigue, J. Engng. Mat. Tech., ASME, vol. 113, pp.112-118.
- ELLYIN, F., and KUJAWSKI, D., (1993), A Multiaxial Fatigue Criterion Including Mean-Stress Effect, Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191, (Ed. D.L. McDowell and R. Ellis), pp. 55-66.
- FATEMI, A., and SOCIE, D. F., (1988), A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading, Fatigue & Fracture Engng. Mat. Struct., vol. 11, pp. 149-165.
- GARUD, Y. S., (1979), A New Approach to the Evaluation of Fatigue under Multiaxial Loading, proc. Symp. on Methods for Predicting Material Life in Fatigue, ASME, New York, pp. 247-264.
- GARUD, Y.S., (1981), Multiaxial Fatigue: A Survey of the State of the Art, J. of Testing and Evaluation, vol. 9, No. 3, pp. 165-178.
- GLINKA, G., SHEN, G. and PLUMTREE, A., (1995), A Multiaxial Fatigue Strain Energy Density Parameter Related to the Critical Fracture Plane, Fatigue & Fracture of Engng. Mat. Structures, vol. 18, pp. 37-46.
- HAIGH, B.P., (1923), The Thermodynamic Theory of Mechanical Fatigue and Hysteresis in Metals, Rep. British Association for the Advancement of Science, pp. 358-368.
- LANZA, G., (1886), Strength of Shafting Subjected to Both Twisting and Bending, Trans. ASME, vol. 8, pp. 121-196.
- LIU, K. C., (1993), A Method Based on Virtual Strain-Energy Parameters for Multiaxial Fatigue Life Prediction, Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191, (Ed. D.L. McDowell and R. Ellis), pp. 67-84.
- LOHR, R.D. and ELLISON, E.G., (1980), A Simple Theory for Low-Cycle Multiaxial Fatigue, Fatigue & Fracture of Engng. Mat. Structures, vol. 3, pp. 1-17.
- MASON, W., (1917), Alternating Stress Experiments, Proc. IMechE, Feb., pp. 121-196.
- McDIARMID, D.L., (1991), A General Criterion for High Cycle Multiaxial Fatigue Failure, Fatigue & Fracture Engng. Mat. Struct., vol. 14, pp. 429-453.
- NISHIARA, T. and KAWAMOTO, M., (1941), The Strength of Metals under Combined Alternating Bending and Twisting, Memoirs, College of Engineering, Kyoto Imp. University, Japan, vol. 10, pp. 177-201.
- NEU, R. W., PAPE, J. A., and SWALLA-MICHAUD, D. R., Methodologies for Linking Nucleation and Propagation Approaches for Predicting Life under Fretting Fatigue, Fretting Fatigue: Current Technology and Practices, ASTM STP 1367, D.W. Hoepfner, V. Chandrasekaran, and C.B. Elliotts, Eds., American Society for Testing Materials, 1999.
- SINES, G., (1955) , Failure of Materials under Combined Repeated Stresses with Superimposed Static Stresses, NACA Technical Note 3495, Washington, USA.
- SMITH, K.N., WATSON, P., and TOPPER, T.H., A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals, J. Mater., Vol. 5, No. 4, 1970, pp. 767-778.
- SOCIE, D. F., (1987), Multiaxial Fatigue Damage Models, J. of Engineering Materials and Technology, ASME, Vol. 109, Oct. pp. 293-298.
- SOCIE, D.F., (1993), Critical Plane Approaches for Multiaxial Fatigue Damage Assessment, Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191, (Ed. D.L. McDowell and R. Ellis), pp.7-36.

# DETERMINAÇÃO DO FATOR DE INTENSIDADE DE TENSÃO UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

**Neilor Cesar dos Santos \***

**Jonas de Carvalho**

**João Lirani**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo - São Carlos

Av. Trabalhador São-carlense, 400 - Centro, CEP 13566-590 - São Carlos - SP

e-mail: neilor@sc.usp.br, prjonas@sc.usp.br

## Resumo

Apresenta-se diversas abordagens para determinação do fator de intensidade de tensão, para o modo I e modo combinado de carregamento da abertura das faces da trinca. Estas abordagens são baseadas em uma única análise pelo método dos elementos finitos. As metodologias aqui estudadas são as que utilizam a correlação do deslocamento na região próxima da ponta da trinca. A precisão das metodologias é discutida e analisada. Diferentes configurações de geometria e refinamento de malha foram testadas para se verificar a aplicabilidade das rotinas desenvolvidas. Estas metodologias foram implementadas em um *software* comercial para análise pelo método dos elementos finitos, com o objetivo de verificar a possibilidade de criação de um ambiente amigável para análise dentro do campo da mecânica da fratura. Propiciou-se assim, uma integração conveniente com o *software* utilizado, oferecendo-se condições suficientes para a avaliação do crescimento de trincas governado pela mecânica da fratura linear elástica.

**Palavras-chave:** Correlação do deslocamento, Fator de intensidade de tensão, Mecânica da fratura linear elástica, Método dos elementos finitos.

## 1. INTRODUÇÃO

O uso da mecânica da fratura, nos projetos de engenharia, evoluiu muito nos últimos anos, principalmente devido a utilização de métodos numéricos. Estes são utilizados na determinação dos parâmetros de tenacidade à fratura, na análise de tensões e/ou deformações de corpos contendo trincas e no estudo do crescimento de trincas.

No método dos elementos finitos, considera-se como etapas para análise no campo da mecânica da fratura: o modelamento da singularidade na ponta da trinca, determinação dos parâmetros de tenacidade à fratura (fator de intensidade de tensão, integral J, etc.) e definição de crescimento e/ou estabilização da trinca.

Algoritmos para a determinação do fator de intensidade de tensão e conseqüentemente verificação da propagação da trinca, foram aplicados e testados através de diversos critérios

---

\* Professor do Centro Federal de Educação Tecnológica – CEFETPB  
Av. 1º de Maio, 720 - Jaguaribe, CEP: 58015-430, João Pessoa – PB  
e-mail: neilor@cefetpb.br

de convergência por: (Owen & Fawkes, 1983), (Gerstle & Abdalla, 1990), (Bittencourt et al., 1992) e (Lin & Smith, 1999).

Referências bibliográficas, cujas abordagens, revelam os estudos iniciais do método dos elementos finitos aplicados a mecânica da fratura podem ser encontradas no trabalho de (Liebowitz & Moyer, 1989). Nestes trabalhos iniciais, a precisão na obtenção das soluções, das tensões e/ou deformações próximas à ponta da trinca, não podiam ser garantidas sem que houvesse um refinamento na malha suficientemente adequado. Esta limitação, levou alguns pesquisadores a desenvolverem elementos especiais, (Liebowitz & Moyer, 1989).

Entretanto, grande passo foi dado por (Henshell & Shaw, 1975) e (Barsoum, 1976). Eles observaram que movimentando-se o nó do meio de um dos lados de um elemento quadrilátero de oito nós, para a posição a um quarto, a representação da singularidade de deformação e tensão era obtida, *quarter point element*.

Entretanto, (Barsoum, 1976) mostrou que esta singularidade não era atingida na região interna ao elemento. E desta forma, ele obteve a representação correta da singularidade quando construiu um elemento triangular a partir de um elemento quadrilátero de oito nós, pela união dos nós de um dos lado do elemento, *colapsed side*.

Outra classe de elementos usados para o estudo de problemas envolvendo trincas foram os desenvolvidos por (Benzley, 1974) conhecidos como *enriched elements* e os desenvolvidos por (Tong et al., 1973) conhecidos como *hybrids elements*.

Na fase de determinação dos parâmetros de tenacidade à fratura há vários métodos para se calcular o fator de intensidade de tensão: os que utilizam a correlação dos campos de tensão e/ou deslocamento na ponta da trinca, métodos híbridos, integral J, a abordagem da energia de deformação, a técnica da extensão virtual da trinca e a integral de fechamento da trinca.

Este trabalho tem o objetivo de analisar as técnicas que usam a correlação do campo de deslocamento na ponta da trinca para a determinação do fator de intensidade de tensão. Os procedimentos foram implementados em um *software* comercial para análise pelo método dos elementos finitos, ANSYS, com o intuito de criar um ambiente amigável para que se possa fazer análises dentro do campo da mecânica da fratura.

Este *software* permite a criação de rotinas, através de uma linguagem de programação própria, denominada *Ansys Parametric Design Language - APDL* (Ansys, 1998a). Tornando-se assim, um sistema adequado à implementação e realização de análises dentro do campo da mecânica da fratura.

## 2. DETERMINAÇÃO DO FATOR DE INTENSIDADE DE TENSÃO

### 2.1. O campo de deslocamento na ponta da trinca

Os deslocamentos na ponta da trinca, para o caso bidimensional, segundo (Irwin, 1957), são dados por:

$$u = \frac{K_I}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left[ \frac{1}{2}(\kappa - 1) + \sin^2 \frac{\theta}{2} \right] + \frac{K_{II}}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left[ \frac{1}{2}(\kappa + 1) + \cos^2 \frac{\theta}{2} \right] \quad (1)$$

$$v = \frac{K_I}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left[ \frac{1}{2}(\kappa + 1) - \cos^2 \frac{\theta}{2} \right] + \frac{K_{II}}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left[ \frac{1}{2}(1 - \kappa) + \sin^2 \frac{\theta}{2} \right] \quad (2)$$

Onde,  $r$  e  $\theta$ , são as coordenadas definidas a partir da ponta da trinca,  $K_I$  e  $K_{II}$  são os fatores de intensidade de tensão correspondentes ao modo de carregamento (Irwin, 1957),

$\mu=E/2(1+\nu)$  é o módulo de elasticidade no cisalhamento;  $\kappa=3-4\nu$  para deformação plana e  $\kappa=(3-\nu)/(1+\nu)$  para tensão plana;  $\nu$  é o coeficiente de Poisson.

Avaliando-se as Equações 1 e 2 para  $\theta = \pm\pi$ , tem-se:

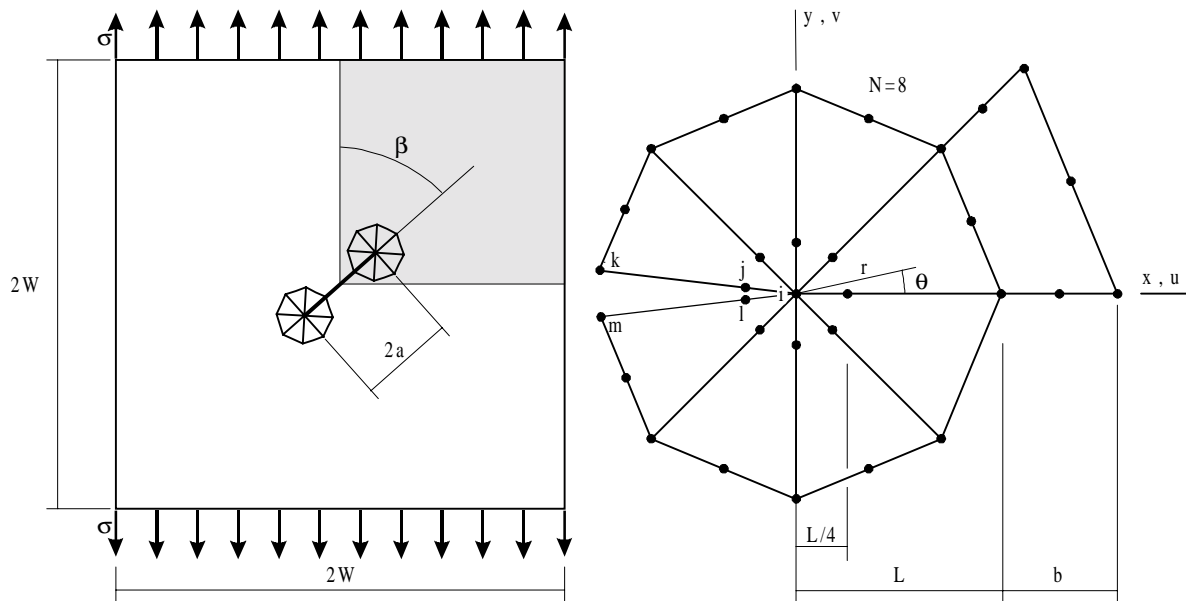
$$\begin{cases} u(\theta = +\pi) \\ u(\theta = -\pi) \end{cases} = \begin{cases} +K_{II} \\ -K_{II} \end{cases} \frac{1}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} (\kappa + 1) \quad (3)$$

$$\begin{cases} v(\theta = +\pi) \\ v(\theta = -\pi) \end{cases} = \begin{cases} +K_I \\ -K_I \end{cases} \frac{1}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} (\kappa + 1) \quad (4)$$

## 2.2. Técnicas baseadas no campo de deslocamento próximo a ponta da trinca

### 2.2.1. Malha utilizada na ponta da trinca (elemento *quarter point*)

Na metodologia que usa o campo de deslocamentos na ponta da trinca, relaciona-se os deslocamentos obtidos a partir da solução por elementos finitos com as expressões analíticas, Equações 1 e 2. Entretanto, o elemento usado para determinação do fator de intensidade de tensão é o elemento desenvolvido por (Henshel e Shaw, 1975) e (Barsoum, 1976). As relações geométricas do corpo de prova, da malha na ponta da trinca e do elemento utilizado neste trabalho, estão mostradas na Figura 1.



**Figura 1.** Relações geométricas do corpo de prova e da malha na ponta da trinca.

### 2.2.2. Extrapolação do campo de deslocamento, com os deslocamentos avaliados em vários pontos (nós) nas faces da trinca

A partir das Equações 3 e 4, arranjando-as para se determinar o fator de intensidade de tensão, segundo (Owen & Fawkes, 1983), para  $1/4$  do corpo de prova analisado com  $\beta=90^\circ$  (modelo simétrico), tem-se:

$$\begin{Bmatrix} K_{II} \\ K_I \end{Bmatrix}_i = \frac{2\mu}{(\kappa+1)} \sqrt{\frac{2\pi}{r_i}} \begin{Bmatrix} u(\theta = \pi) \\ v(\theta = \pi) \end{Bmatrix}_i \quad (5)$$

O índice  $i$  indica que os valores de  $K_I$ ,  $K_{II}$ , são determinados em vários nós na face da trinca, para os vários valores de  $u$ ,  $v$  e  $r$ . Ou seja, substituindo-se os valores de  $u$  ou  $v$  e  $r$  para os pontos nodais ao longo da face da trinca determina-se  $K_I$  ou  $K_{II}$ , dependendo do modo de carregamento, em função da distância  $r$  a partir da ponta da trinca.

Os valores de  $K$ , assim obtidos, foram avaliados graficamente em função da distância  $r$ . O valor de  $K$  para  $r = 0$  foi obtido fazendo-se uma regressão dos pontos da curva (Owen & Fawkes, 1983) e (Wilson & Meguid, 1995). Neste Trabalho, utilizou-se o método dos mínimos quadrados.

### 2.2.3. Extrapolação do campo de deslocamento, com os deslocamentos avaliados em dois pontos (nós) nas faces da trinca

Esta metodologia é a recomendada pelo fabricante do *software* ANSYS (Ansys, 1995). Sendo que os deslocamentos são avaliados nos nós dos elementos singulares.

Analisando-se o caso para  $\frac{1}{4}$  do corpo de prova analisado com  $\beta=90^\circ$  (modelo simétrico), e considerando-se que:

$$\frac{|u(\theta = \pi)|}{\sqrt{r}} = A + Br \quad \text{e} \quad \frac{|v(\theta = \pi)|}{\sqrt{r}} = C + Dr \quad (6)$$

E como os parâmetros  $\frac{|u(\theta = \pi)|}{\sqrt{r}}$  e  $\frac{|v(\theta = \pi)|}{\sqrt{r}}$ , são baseados nos deslocamentos e localizações do nós  $j$  e  $k$ , Figura 1, obtém-se duas equações com duas incógnitas ( $A$  e  $B$  ou  $C$  e  $D$ ). Desta forma as constantes  $A$ ,  $B$ ,  $C$  e  $D$  são determinadas diretamente.

Fazendo-se  $r$  tender a zero, tem-se:

$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{|u(\theta = \pi)|}{\sqrt{r}} = A \quad \text{e} \quad \lim_{r \rightarrow 0} \frac{|v(\theta = \pi)|}{\sqrt{r}} = C \quad (7)$$

E a partir das Equações 3 e 4, os valores do fator de intensidade de tensão podem ser obtidos por:

$$K_{II} = \frac{2\mu}{(\kappa+1)} \sqrt{2\pi} A \quad \text{e} \quad K_I = \frac{2\mu}{(\kappa+1)} \sqrt{2\pi} C \quad (8)$$

Analisando-se o caso para o modelo completo, e considerando-se que:

$$\frac{|u(\theta = \pi) - u(\theta = -\pi)|}{\sqrt{r}} = A' + B'r \quad \text{e} \quad \frac{|v(\theta = \pi) - v(\theta = -\pi)|}{\sqrt{r}} = C' + D'r \quad (9)$$

E fazendo-se  $r$  tender a zero, tem-se:



$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{|u(\theta = \pi) - u(\theta = -\pi)|}{\sqrt{r}} = A' \quad \text{e} \quad \lim_{r \rightarrow 0} \frac{|v(\theta = \pi) - v(\theta = -\pi)|}{\sqrt{r}} = C' \quad (10)$$

Analogamente ao caso anterior os valores do fator de intensidade de tensão podem ser obtidos por:

$$K_{II} = \frac{\mu}{(\kappa + 1)} \sqrt{2\pi} A' \quad \text{e} \quad K_I = \frac{\mu}{(\kappa + 1)} \sqrt{2\pi} C' \quad (11)$$

#### 2.2.4. Formulação baseada no deslocamento da abertura da trinca – *Crack Opening Displacement (COD)* e deslocamento do deslizamento da trinca – *Crack Sliding Displacement (CSD)*

Esta técnica também foi utilizada por (Bittencourt, *et al.*, 1992) e é também chamada de *two-point formulae* por (Aliabadi & Rooke, 1992).

Para a análise de ¼ do corpo de prova com  $\beta=90^\circ$  (modelo simétrico), tem-se:

$$\begin{Bmatrix} K_I \\ K_{II} \end{Bmatrix} = \frac{2\mu}{(\kappa + 1)} \sqrt{\frac{2\pi}{L}} \begin{Bmatrix} 4v^j - v^k \\ 4u^j - u^k \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Para a análise com o modelo completo, tem-se:

$$\begin{Bmatrix} K_I \\ K_{II} \end{Bmatrix} = \frac{\mu}{(\kappa + 1)} \sqrt{\frac{2\pi}{L}} \begin{Bmatrix} 4(v^j - v^l) - (v^k - v^m) \\ 4(u^j - u^l) - (u^k - u^m) \end{Bmatrix} \quad (13)$$

onde:  $v^j, v^l, v^k, v^m, u^j, u^l, u^k$  e  $u^m$ , são os deslocamentos dos nós j, l, k e m, e  $L$  o comprimento do elemento singular (*quarter point*), Figura 1.

#### 2.2.5 Formulação baseada no deslocamento do nó a ¼ da ponta da trinca - *¼ Point Displacement*

Esta metodologia foi utilizada por (Lin & Smith, 1999) e é também chamada de *one-point formulae* por (Aliabadi & Rooke, 1992). Esta considera simplesmente, a avaliação das expressões teóricas dos deslocamentos no nó localizado a ¼ do nó da ponta da trinca, Figura 1. O fator de intensidade de tensão é determinado diretamente.

Para a análise de ¼ do corpo de prova com  $\beta=90^\circ$  (modelo simétrico), tem-se:

$$\begin{Bmatrix} K_I \\ K_{II} \end{Bmatrix} = \frac{4\mu}{(\kappa + 1)} \sqrt{\frac{2\pi}{L}} \begin{Bmatrix} v^j \\ u^j \end{Bmatrix} \quad (14)$$

Para a análise com o modelo completo, tem-se:

$$\begin{Bmatrix} K_I \\ K_{II} \end{Bmatrix} = \frac{2\mu}{(\kappa + 1)} \sqrt{\frac{2\pi}{L}} \begin{Bmatrix} (v^j - v^l) \\ (u^j - u^l) \end{Bmatrix} \quad (15)$$

onde:  $v^j$ ,  $v^l$ ,  $u^j$  e  $u^l$ , são os deslocamentos dos nós  $j$  e  $l$ , e  $L$  o comprimento do elemento singular (*quarter point*), Figura 1.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A geometria analisada, considera um modelo quadrado  $2W=0.1$  m, espessura de 0.005 m e trinca central  $2a=0.01$  m, ângulo  $\beta$  variando de 15 a 90° em relação a tensão aplicada, Figura 1. A tensão aplicada foi de 100 MPa. A malha adotada é composta de elementos quadriláteros com oito nós, PLANE 82, (Ansys, 1995), elemento capaz de ser modificado para o tipo singular.

Os resultados puderam ser comparados com os obtidos a partir das expressões utilizadas para o cálculo do fator de intensidade de tensão para a geometria estudada:

$$K_I = \sigma \sin^2 \beta \sqrt{\pi a} \quad K_{II} = \sigma \sin \beta \cos \beta \sqrt{\pi a} \quad (16)$$

Os fatores de intensidade de tensão foram determinados a partir da análise por elementos finitos, tanto para o modelo completo, caso em que se considerou o modo combinado de carregamento (modo I e modo II), e para ¼ do corpo de prova com  $\beta=90^\circ$ , modo I de carregamento. Em todos os casos considerou-se estado de tensão plana.

Para o modelo de ¼ do corpo de prova com  $\beta=90^\circ$ , as análises foram feitas levando-se em consideração a influência de alguns parâmetros da geometria dos elementos na ponta da trinca. Por exemplo, o número de elementos na ponta da trinca (N), o comprimento do elemento *quarter point* (L) e o tamanho do elemento regular (b), Figura 1.

Sendo assim, diferentes níveis de refinamento da malha foram obtidos. Para isto, utilizou-se o critério adotado por (Gerstle & Abdalla, 1990). Este considera uma região mínima na qual a singularidade que ocorre na ponta da trinca pode ser representada com bastante precisão com somente necessidade de um refinamento local. Refinamento este, realizado em torno da ponta da trinca.

Os resultados obtidos podem ser verificados nas Tabelas de 1 e 2.

**Tabela 1.** Valores de  $K_I (Pa \sqrt{m})$  com  $b/L = 1$ . ( $K_{\text{teórico}} = 12.533 Pa \sqrt{m}$ )

(L/a)	Extrapolação do deslocamento (Owen & Fawkes, 1983)		Extrapolação do deslocamento (Ansys, 1995)		COD (Bittencourt et al., 1992)		Um ponto na ponta da trinca (Lin & Smith, 1999)	
	N = 8 elem.	N = 4 elem.	N = 8 elem.	N = 4 elem.	N = 8 elem.	N = 4 elem.	N = 8 elem.	N = 4 elem.
1/32	12.670	12.711	12.769	12.823	12.851	12.973	12.727	12.748
1/16	12.696	12.640	12.705	12.623	12.823	12.758	12.647	12.555
1/8	12.822	12.775	12.739	12.757	12.955	13.002	12.630	12.634
¼	12.749	12.715	12.743	12.757	13.189	13.239	12.520	12.517

**Tabela 2.** Valores de  $K_I (Pa \sqrt{m})$  com  $L/a = 1/8$ . ( $K_{\text{teórico}} = 12.533 Pa \sqrt{m}$ )

(b/L)	Extrapolação do deslocamento (Owen & Fawkes, 1983)		Extrapolação do deslocamento (Ansys, 1995)		COD (Bittencourt et al., 1992)		Um ponto na ponta da trinca (Lin & Smith, 1999)	
	N = 8 elem.	N = 4 elem.	N = 8 elem.	N = 4 elem.	N = 8 elem.	N = 4 elem.	N = 8 elem.	N = 4 elem.
0.25	12.704	12.680	12.716	12.644	12.944	12.859	12.602	12.537
0.50	12.680	12.724	12.693	12.724	12.919	12.974	12.580	12.599
0.75	12.696	12.669	12.721	12.742	12.949	13.003	12.607	12.611
1.00	12.822	12.775	12.739	12.757	12.955	13.002	12.630	12.634

Nos gráficos que seguem, Figuras 2 e 3, podem ser verificados os erros encontrados no cálculo do fator de intensidade de tensão, quando considerando  $\frac{1}{4}$  do corpo de prova com  $\beta=90^\circ$ .

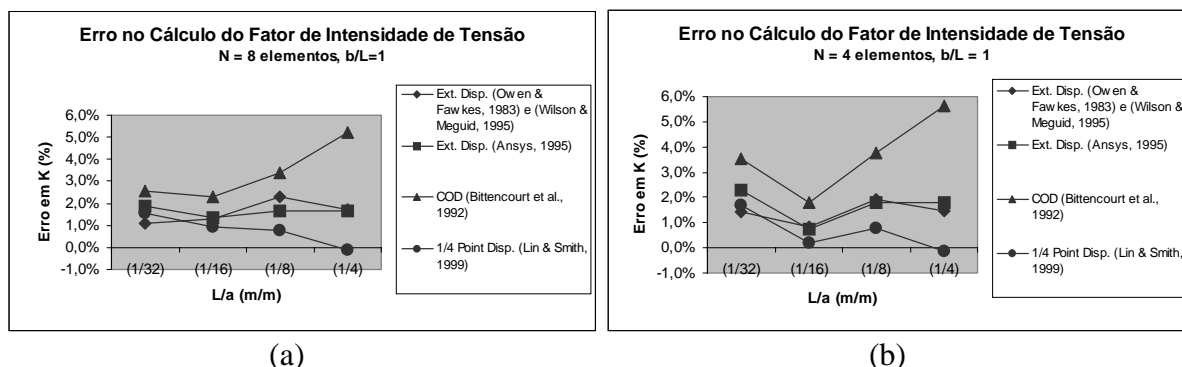


Figura 2. Gráficos mostrando o erro no cálculo do fator de intensidade de tensão com relação  $b/L = 1$  (a)  $N=8$  elementos (b)  $N=4$  elementos.

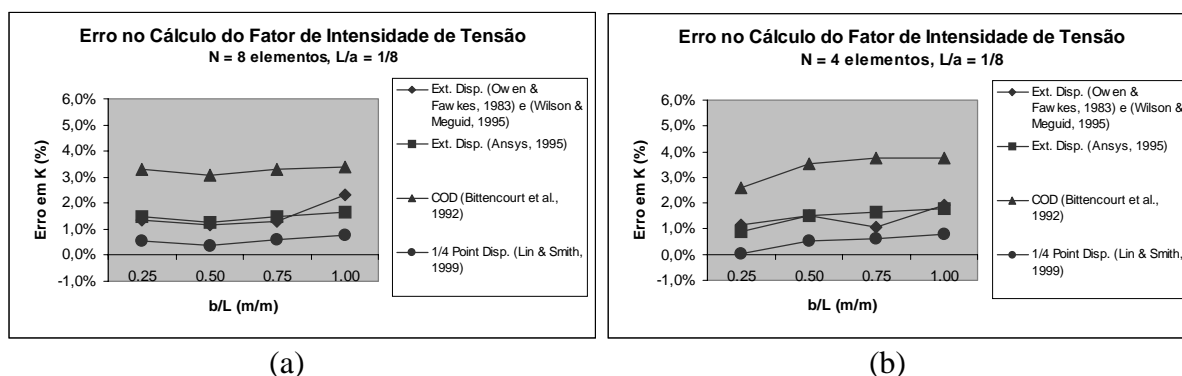


Figura 3. Gráficos mostrando o erro no cálculo do fator de intensidade de tensão com relação  $L/a = 1/8$  (a)  $N=8$  elementos (b)  $N=4$  elementos.

Os resultados obtidos são bastante aceitáveis, pois os erros não foram superiores a 6%, estes resultados são compatíveis com os obtidos por (Gerstle & Abdalla, 1990) e (Bittencourt *et al.*, 1992).

De uma maneira geral os resultados não foram muito influenciados pelo número de elementos em torno da ponta da trinca. Estes resultados tenderam a serem mais susceptíveis a variação do tamanho do elemento singular ( $L$ ) que a variação do tamanho do elemento regular (b).

Entretanto observando-se os gráficos separadamente, verifica-se que há uma certa divergência nos resultados, quando utilizando-se o método da abertura do deslocamento da trinca – COD, este efeito também foi mostrado por (Aliabadi e Rooke, 1992), quando eles variaram o tamanho do elemento singular, entretanto a análise foi realizada para o caso de uma trinca central inclinada em relação a direção de carregamento (modelo completo), em alguns casos eles chegaram a erros de até 15%, com relações  $L/a$  variando de 0.1 até 1.

Da mesma forma, (Bittencourt *et al.*, 1992) apresentaram erros nos resultados que variaram de 2 a 10%, para o caso da determinação do fator de intensidade de tensão a partir do deslocamento da abertura da trinca – COD, a precisão nos resultados, neste caso, foi dependente do refinamento da malha e convergiram mais lentamente que os obtidos pelo método da Integral J, por exemplo.

Para a relação  $L/a = 1/16$ , Figura 2, houve uma tendência de diminuição nos erros do cálculo dos valores do fator de intensidade de tensão, esta observação está de acordo com os resultados obtidos por (Gerstle & Abdalla, 1990), em que eles consideraram como relação ótima, para obtenção de erros da ordem de 1%,  $L/LD = 1/20$ . Onde LD significa *least dimension*, onde esta dimensão é usada para calcular um raio aproximado em torno da ponta da trinca, que determina uma região dentro da qual o campo de tensão singular é garantido e domina a solução.

Esta dimensão (LD) para o caso aqui considerado é governado pelo tamanho da trinca “a”, o que faz a relação  $L/a=1/16$ , mais próxima da relação  $L/LD=1/20$ , proposta por (Gerstle & Abdalla, 1990).

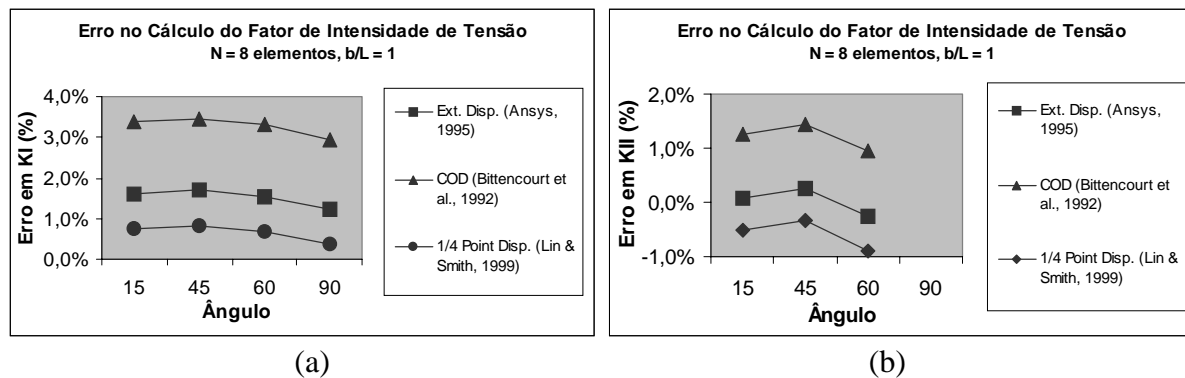
Para o modo combinado de carregamento, a análise foi feita variando-se o ângulo da trinca em relação a tensão aplicada. A geometria da malha na ponta da trinca adotada para este caso foi com  $N = 16$  elementos,  $L=a/8$  e  $b/L=1$ , Figura 1.

Na Tabela 3, mostra-se os resultados obtidos para este caso.

**Tabela 3.** Valores de  $K_I$  e  $K_{II}$  ( $Pa\sqrt{m}$ ) - ( $N = 16$  elementos,  $L/a = 1/8$ ,  $b/L = 1$ )

$\beta$ (°)	Extrapolação do deslocamento (Ansys, 1995)		COD (Bittencourt et al., 1992)		Um ponto na ponta da trinca (Lin & Smith, 1999)	
	$K_I$	$K_{II}$	$K_I$	$K_{II}$	$K_I$	$K_{II}$
15	0.853	3.136	0.868	3.173	0.846	3.117
45	6.373	6.282	6.482	6.356	6.319	6.245
60	9.546	5.413	9.711	5.479	9.463	5.379
90	12.687	-0.0062	12.903	-0.0069	12.579	-0.0059

Na Figura 4, mostra-se os erros encontrados no cálculo dos valores dos fatores de intensidade de tensão,  $K_I$  e  $K_{II}$ .



**Figura 4.** Gráficos mostrando o erro no cálculo dos fatores de intensidade de tensão (a) Erro no cálculo de  $K_I$  (b) Erro no cálculo de  $K_{II}$ .

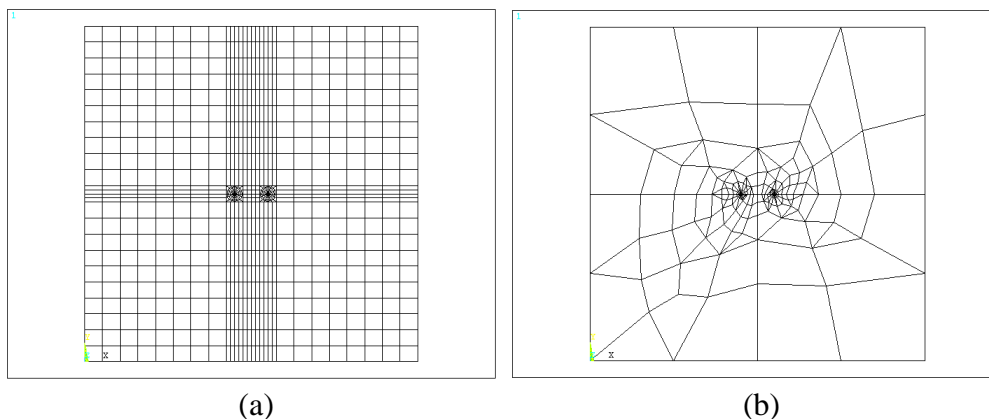
Apesar dos resultados apresentados, considerarem uma única análise de refinamento da malha, verifica-se individualmente, que os erros nos cálculos dos valores dos fatores de intensidade de tensão, para o ângulo da trinca a  $90^\circ$  (modo I de carregamento), tenderam a uma diminuição, quando comparados com os valores obtidos considerando-se  $1/4$  do corpo de prova (modelo simétrico).

Em relação aos outros ângulos da trinca, os valores também são compatíveis com os obtidos por (Gerstle & Abdalla, 1990) e (Bittencourt *et al.*, 1992). No caso aqui considerado os erros não foram superiores a 4%.

Na Figura 5, observa-se dois exemplos, considerando-se o modelo completo, das malhas geradas para a análise realizada neste trabalho. Na Figura 5a, observa-se a malha criada utilizando-se a opção de geração “mapeada” enquanto que na Figura 5b, observa-se a malha na condição de geração de malha, “livre”.

Com a opção de geração de malha “mapeada”, utilizando-se modelagem sólida (Ansys, 1998b), é possível obter-se uma malha mais regular e um controle maior do refinamento.

Apesar desta vantagem, muitas vezes se faz necessário a subdivisão do modelo em várias áreas (no caso do modelo 2D), para se ter um controle maior no posicionamento e na forma dos elementos a serem criados. Este tipo de trabalho adicional sempre leva a um aumento nos custos de tempo de geração do modelo.



**Figura 5.** Malha utilizada no cálculo do fator de intensidade de tensão.  
(a) malha mapeada (b) malha livre.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos nas análises aqui estudadas foram bastantes compatíveis com os da literatura, especificamente aqui, estes não foram superiores a 6%.

Algumas dificuldades foram encontradas na geração das malhas dos modelos, e um certo trabalho foi realizado para se conseguir malhas mais uniformes e um tempo maior de modelagem foi despendido. Entretanto nenhuma diferença significativa nos valores do fator de intensidade de tensão foi verificado, o que não significa que possa ocorrer para modelos mais complexos.

As metodologias implementadas para a determinação do fator de intensidade de tensão foram todas baseadas na relação com os deslocamentos obtidos a partir da análise pelo método dos elementos finitos, o que provavelmente tenha levado a obtenção de valores do fator de intensidade de tensão muito próximos uns dos outros. Entretanto a geometria da malha na ponta da trinca pôde ser estudada.

Com a possibilidade de programação e adaptação do *software*, ANSYS, às necessidades do usuário, verifica-se que o mesmo torna-se um sistema adequado à implementação e realização de análises dentro do campo da mecânica da fratura.

## 6. REFERÊNCIAS

- Aliabadi, M. H., Rooke, D. P., 1992, “Numerical Fracture Mechanics”, Kluwer Academic Publishers, London, 276 pp.
- ANSYS APDL Programmer’s Guide, 1998a, SAS IP, Sep.
- ANSYS Modeling and Meshing Guide, 1998b, 3<sup>rd</sup> Edition. SAS IP, Sep.

- ANSYS User's Manual, 1995, Procedures Volume. I, SAS IP, Aug.
- Barsoum, R., 1976, "On the Use of Isoparametric Elements in Linear Fracture Mechanics", International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 10, pp. 25-37.
- Benzley, S. E., 1974, "Representation of Singularities with Isoparametric finite Elements", International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 8, pp. 537-545.
- Bittencourt, T. N., Barry, A., Ingraffea, A. R., 1992, "Comparison of Mixed-Mode Stress-Intensity Factors Obtained Through Displacement Correlation, J-Integral Formulation, and Modified Crack-Closure Integral", Fracture Mechanics: Twenty-Second Symposium, ASTM STP 1131, S. N. Atluri, J. C. Newman, Jr., I. S. Raju, and J. S. Epstein, Eds., American Society for Testing Materials, Philadelphia, v.11, pp. 69-82.
- Gerstle, W. H., Abdalla, Jr., J. E., 1990, Finite Element Meshing Criteria for Crack Problems", Fracture Mechanics: Twenty-First Symposium, ASTM STP 1074, J. P. Gudas, J. A. Joyce and E. M. Hackett, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp. 509-521.
- Henshel, R. D., Shaw, K. G., 1975, "Crack Tip Finite Elements are Unnecessary", International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 9, pp. 495-507.
- Irwin, G. R., 1957, "Analysis of Stresses and Strains Near the End of Crack Traversing a Plate", Journal of Applied Mechanics, v. 24, n. 3, pp. 361-364, Jun.
- Liebowitz, H., Moyer, Jr., E. T., 1989, "Finite Element Methods in Fracture Mechanics", Computers & Structures, v. 31, n. 1, pp. 1-9.
- Lin, X. B., Smith, R. A., 1999, "Finite Element Modelling of Fatigue Crack Growth of Surface Cracked Plates Part I: The Numerical Technique", Engineering Fracture Mechanics, v. 63, n. 5, pp. 503-522, Jul.
- Owen, D. R. J., Fawkes, A. J., 1983, "Engineering Fracture Mechanics: Numerical Methods and Applications", Pineridge Press Ltd., Swansea, U. K., 305 p.
- Tong, P., Pian, T. H. H., Lasry, S. J., 1973, "A Hybrid-Element Approach to Crack Problems in Plane Elasticity", International Journal for Numerical Methods in Engineering, v. 7, pp. 297-308.
- Wilson, R. L., Meguid, S. A., 1995, "On the Determination of Mixed Mode Stress Intensity Factors of an Angled Crack in a Disc Using FEM", Finite Elements in Analysis and Design, v. 18, n.4, pp. 433-448, Jan.1.

# MODELAGEM DE UM DISPOSITIVO DE PRÉ-CARGA COM MEMÓRIA DE FORMA PARA JUNTAS FLANGEADAS

**Carlos Américo Panisset Lanhas La Cava**

**Eduardo Prieto Silva**

**Luciano Guimarães Machado**

**Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco**

CEFET/RJ - Departamento de Engenharia Mecânica

20.271.110 - Rio de Janeiro - RJ - Brasil

E-Mail: calas@cefet-rj.br

**Marcelo Amorim Savi**

Instituto Militar de Engenharia - Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais

22.290.270 - Rio de Janeiro - RJ - Brasil

E-Mail: savi@epq.ime.eb.br

## Resumo

As características das ligas com memória de forma (SMAs) vêm motivando o desenvolvimento de aplicações em diversas áreas do conhecimento que vão desde a robótica até a indústria aeroespacial. No entanto, a sua modelagem ainda não é um ponto bem estabelecido. Durante o processo de recuperação da forma de um componente de SMA, que pode ser induzido aquecendo-se o componente através de uma corrente elétrica ou de um jato de ar quente, grandes forças podem ser geradas num período de tempo relativamente curto. Este trabalho apresenta a modelagem e a simulação numérica de um dispositivo de pré-carga com memória de forma para juntas flangeadas. Este dispositivo permite aplicar a pré-carga nos parafusos da junta de uma forma simples e precisa, além de evitar as tensões de cisalhamento introduzidas pelos processos tradicionais. As simulações numéricas permitem descrever algumas das principais características do dispositivo, fornecendo informações úteis para o seu projeto.

**Palavras-Chave:** Ligas com Memória de Forma, Modelagem, Simulação Numérica.

## 1. INTRODUÇÃO

As Ligas com Memória de Forma (SMA – *Shape Memory Alloys*) são ligas metálicas que possuem a capacidade de retornar à sua forma original quando submetidas a um processo termomecânico apropriado. Para temperaturas acima de uma temperatura crítica, as SMAs apresentam o fenômeno conhecido como pseudoelasticidade no qual chega-se a experimentar deformações reversíveis da ordem de 8%. Para temperaturas abaixo de uma outra temperatura crítica, as SMAs apresentam o efeito de memória de forma no qual, após um processo de carregamento e descarregamento, a liga apresenta uma deformação residual que pode ser eliminada através de um carregamento térmico adequado. Estas ligas podem apresentar ainda

um comportamento denominado efeito de memória de forma reversível (*two-way*) no qual associa-se uma determinada forma a faixas temperaturas, fazendo com que uma peça mude sua forma através de um processo cíclico de aquecimento e resfriamento (Hodgson *et al.*, 1999). Este efeito é conseguido através de um processo de treinamento da liga.

Os fenômenos associados às SMAs estão relacionados às transformações de fase que podem ser induzidas tanto pela variação da temperatura quanto pela variação no nível de tensão. Fundamentalmente, duas fases estão presentes nestas ligas: austenita e martensita. Zhang *et al.* (1991) indicam a formação de vinte e quatro variantes de martensita a partir do resfriamento da fase matriz. Estas vinte e quatro variantes estão dispostas em seis placas contendo quatro variantes cada. Com a aplicação de um carregamento, tem-se um processo de conversão (*detwinning*) de três das quatro variantes de martensita obtidas inicialmente em uma única que obedece à direção preferencial dada pelo alinhamento dos planos preferenciais com a direção principal do carregamento.

As ligas de Ni-Ti, Cu-Zn, Cu-Zn-Al, Mg-Cu, Fe-Mn-Si e Cr-Ni são alguns exemplos de ligas com memória de forma. Estas ligas são muito sensíveis a variações na composição, podendo apresentar grandes mudanças em suas propriedades com uma simples adição de um elemento de liga. A liga Ni-Ti é a mais popular por apresentar a maior deformação entre as ligas com memória de forma (próxima de 8%). Além desta característica, a liga Ni-Ti tende a ser muito mais estável termicamente e ainda apresenta uma excelente resistência à corrosão quando comparadas as ligas à base de cobre que apresentam média resistência a corrosão. As ligas de Ni-Ti são suscetíveis a corrosão sob tensão e apresentam uma elevada ductilidade. Por outro lado, possuem um custo maior do que as demais ligas citadas (Hodgson *et al.*, 1999).

De uma maneira geral, as ligas com memória de forma apresentam baixa resistência à fadiga quando comparadas aos aços carbono comum. Visando melhorar esta propriedade, atualmente pesquisas vem sendo desenvolvidas sobre o efeito da adição e combinação de certos elementos de ligas. Uma outra característica destas ligas é o tempo de resposta relativamente elevado. Em situações em que necessita-se de uma resposta rápida existem outros materiais inteligentes, como os piezoelétricos, que podem apresentar resultados mais satisfatórios. Vale ressaltar no entanto, que as SMAs são capazes de gerar grandes forças de restituição com um consumo de energia relativamente baixo, o que é uma característica que as diferenciam em diversas aplicações.

Estes materiais vêm sendo utilizados nas mais diversas aplicações, variando desde a indústria aeroespacial até a biomédica, passando pela robótica. Dentre estas, vale citar inúmeros dispositivos termo-ativados como válvulas pneumáticas para o controle de fluxo (Johnson & Martynov, 1999) e dispositivos que exploram a pseudoelasticidade como armações de óculos (SMA, 1999).

Na indústria aeroespacial, estes materiais são utilizados em dispositivos de separação não-pirotécnicos - *Frangibolt* (Pacheco & Savi, 1997). Outra aplicação é a construção de enrijecedores em asas de aviões, que tendem a aumentar a rigidez na medida em que a pressão aerodinâmica aumenta (SMA, 1999). Na área biomédica, estes materiais são aplicados na construção de pequenos tubos que são colocados dentro dos vasos sanguíneos com a função de reforçar as suas paredes internas. Existem também aplicações em próteses dentárias, na construção de catéter (sonda – instrumento cirúrgico) e ferramentas cirúrgicas (SMA, 1999). Na ortodontia, o emprego de aparelhos com memória de forma trouxe resultados muito satisfatórios, difundindo bastante o uso das SMAs (Airoldi *et al.*, 1997). Recentemente, a indústria robótica tem se dedicado a utilizar fibras de SMA para reproduzir o movimento contínuo dos músculos humanos (Rogers, 1995).

A indústria petroquímica utiliza as propriedades singulares destas ligas em juntas flangeadas (SINTEF, 1999). Tradicionalmente, a pré-carga dos parafusos do flange é obtida



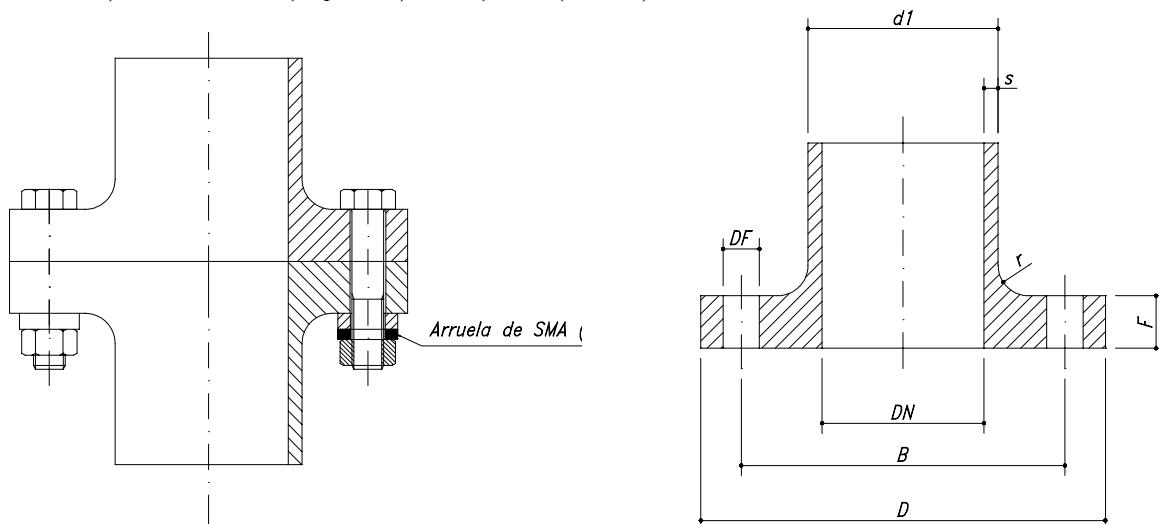
através de um torque de aperto que acaba introduzindo tensões de cisalhamento nos parafusos, reduzindo a resistência mecânica da junta. Existe ainda uma grande incerteza com relação ao valor da pré-carga que a junta efetivamente absorve, podendo variar em torno de  $\pm 30\%$  (Juvinal, 1983). As SMAs oferecem uma alternativa a este processo tradicional. A utilização de um dispositivo com memória de forma permite aplicar a pré-carga de uma forma simples e precisa, sem introduzir tensões de cisalhamento.

O dispositivo de pré-carga com memória de forma para juntas flangeadas consiste de uma arruela feita com uma SMA, pré-comprimida. A pré-carga é obtida aquecendo-se o dispositivo através de um jato de ar quente após a sua instalação nas juntas. Com isso, a arruela se expande, recuperando sua forma original, tracionando o parafuso de fixação. Isso promove a pré-carga do parafuso de fixação sem submetê-lo a tensões cisalhantes. O objetivo deste trabalho é apresentar uma discussão sobre a concepção desse dispositivo, propondo um modelo para descrever o seu comportamento termomecânico. Os resultados das simulações numéricas permitem descrever algumas das principais características do dispositivo, fornecendo informações úteis para o seu projeto.

## 2. DESCRIÇÃO DO DISPOSITIVO DE PRÉ-CARGA COM MEMÓRIA DE FORMA

O dispositivo de pré-carga com memória de forma para juntas flangeadas funciona como um atuador que, além de não introduzir tensões de cisalhamento nos parafusos de fixação do flange, propicia um controle mais preciso da pré-carga. Além disso, a montagem do flange torna-se mais simples uma vez que não requer a aplicação de um torque de aperto em cada parafuso. A Figura 1 mostra a montagem do dispositivo no flange. O dispositivo consiste de uma arruela, inicialmente pré-comprimida que, quando é aquecida, recupera sua forma original gerando uma força axial de restauração, o que provoca uma carga nos parafusos da junta. Desse modo, o aperto do flange é feito sem a introdução de tensões de cisalhamento resultantes do torque de aperto em juntas tradicionais.

Neste trabalho, considera-se um flange padrão DIN 2544 de aço carbono fundido St 37-2 (Acepam, 1997), que é bastante utilizado na indústria petroquímica. Os 8 parafusos utilizados na fixação do flange são de cabeça sextavada, de tolerância grossa (M16 x 2), de acordo com a norma DIN 7990 [DIN 7990, 1983]. A arruela e a porca sextavada estão de acordo com a norma citada. Além disso, admite-se que a tubulação está submetida a uma pressão nominal de 25 atm. A Figura 1 apresenta as características geométricas do flange em questão. Os parâmetros indicados na figura são os seguintes:  $DN = 80$  mm,  $D = 200$  mm,  $B = 160$  mm,  $F = 26$  mm,  $DF = 18$  mm,  $d_1 = 86,4$  mm,  $s = 3,2$  mm,  $r = 6$  mm.



**Figura 1** - Flange com o dispositivo com memória de forma.

O dispositivo em questão é modelado em um contexto unidimensional considerando a teoria constitutiva proposta por Tanaka & Nagaki (1982). O modelo proposto permite prever o comportamento termomecânico do dispositivo, obtendo informações úteis para o seu projeto.

### 3. MODELO CONSTITUTIVO PARA SMAs

A modelagem das ligas com memória de forma possui duas abordagens distintas. A primeira, microscópica, leva em consideração aspectos metalúrgicos. A segunda abordagem, macroscópica, descreve os aspectos fenomenológicos. Os modelos com cinética de transformação de fase assumida consideram que a transformação de fase é regida por uma função conhecida. O primeiro modelo a apresentar esta formulação foi proposto por Tanaka & Nagaki (1982), tendo dado origem a outros modelos que apresentam alterações na cinética de transformação de fase. Pelo fato de seu uso ter se popularizado, esses modelos apresentam maiores comprovações experimentais, ocupando um importante espaço na modelagem das SMAs. Neste trabalho, considera-se o modelo de Tanaka para descrever o comportamento termomecânico das SMAs. Algumas pequenas modificações são introduzidas com o objetivo de obter resultados mais condizentes.

O modelo de Tanaka considera, além da deformação,  $\varepsilon$ , e da temperatura,  $T$ , uma variável interna escalar,  $\beta$ , que representa a fração volumétrica da fase martensítica. A relação constitutiva entre a tensão,  $\sigma$ , e as variáveis de estado pode ser expressa da seguinte maneira, na forma de taxas

$$\dot{\sigma} = E\dot{\varepsilon} - \alpha\dot{\beta} - \Omega\dot{T} \quad ; \quad E = E_M|\beta| + E_A(1-|\beta|) \quad ; \quad \Omega = \Omega_M|\beta| + \Omega_A(1-|\beta|) \quad (1)$$

onde  $\alpha$  é o parâmetro de transformação,  $E$  o módulo de elasticidade e  $\Omega$  o coeficiente de expansão térmica. A variável  $\beta$  é função dos valores de tensão e temperatura,  $\beta = \beta(\sigma, T)$ , estando contida no intervalo de  $-1 \leq \beta \leq +1$ . Quando  $\beta = +1$ , significa que a composição do material é 100% martensita positiva ( $M^+$ ), induzida por tensão trativa. Quando  $\beta = -1$ , a composição do material é 100% martensita negativa ( $M^-$ ), induzida por tensão compressiva. Quando  $\beta = 0$ , o material está 100% na fase austenítica ( $A$ ). Para valores de  $\beta$  entre  $-1$  e  $+1$  e diferentes de 0, tem-se frações de martensita somadas com austenita. A equação que descreve a transformação da austenita em martensita é a seguinte,

$$\beta = \{1 - \exp[-a_M(M_S - T) - b_M|\sigma|]\} \text{sign}(\sigma) + \beta^M \quad (2)$$

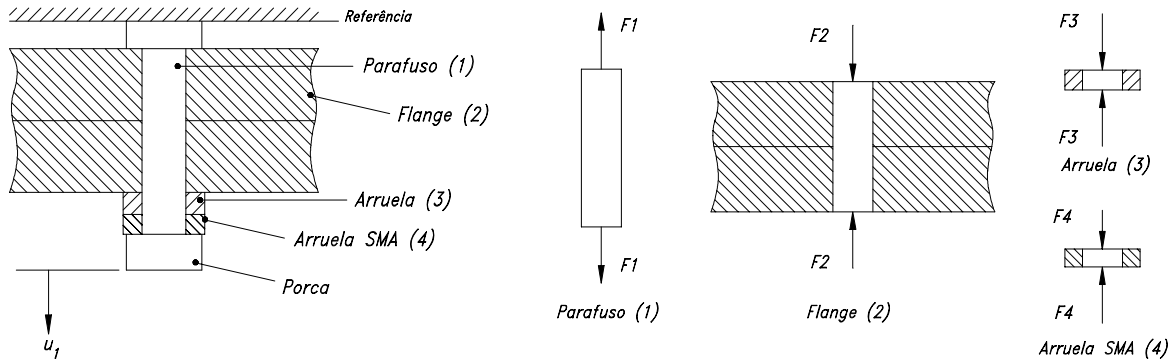
onde  $\text{sign}(\sigma) = \sigma/|\sigma|$ ;  $a_M$  e  $b_M$  são constantes positivas da martensita,  $M_S$  é a temperatura de início da transformação martensítica e  $\beta^M$  representa a fração volumétrica da martensita quando a transformação reversa se inicia. Esta equação se aplica para  $\sigma \geq \sigma_M = (a_M/b_M)(T - M_S)$ . A transformação reversa, martensita para austenita, é descrita pela seguinte equação

$$\beta = \{\beta^M \exp[-a_A(T - A_S) + b_A|\sigma|]\} \text{sign}(\sigma) \quad (3)$$

onde  $a_A$  e  $b_A$  são constantes positivas da austenita;  $A_S$  é a temperatura de início da transformação austenítica. Esta equação se aplica para  $\sigma \leq \sigma_A = (a_A/b_A)(T - A_S)$ .

#### 4. MODELO DO DISPOSITIVO DE PRÉ-CARGA COM MEMÓRIA DE FORMA

O modelo proposto para descrever o comportamento termomecânico do dispositivo de pré-carga considera que a cabeça do parafuso e a porca são rígidos. A Figura 2 mostra o modelo considerado e as forças em cada elemento.



**Figura 2** - Modelo do dispositivo com a arruela de SMA.

A partir da análise de compatibilidade geométrica e de equilíbrio de forças nos componentes tem-se a seguinte expressão, onde adota-se a hipótese de pequenos deslocamentos:

$$u_1 = u_4 - u_2 - u_3 \quad ; \quad F_1 = F_2 = F_3 = F_4 \quad (4)$$

onde  $u_i$  e  $F_i$  ( $i = 1, \dots, 4$ ) representam os deslocamentos e as forças no elemento  $i$ , conforme especificado na Figura 2.

A partir da equação constitutiva (1), obtém-se a taxa de deformação para a arruela de SMA:

$$\dot{\epsilon}_4 = \frac{1}{E_4} (\dot{\sigma}_4 + \alpha \dot{\beta} + \Omega \dot{T}) \quad (5)$$

Utilizando a definição de tensão uniaxial para a arruela do dispositivo de SMA e relações lineares entre força e deslocamento para os demais componentes, tem-se

$$\sigma_4 = F_4 / A_4 \quad ; \quad F_i = K_i u_i \quad \text{para } (i = 1, \dots, 3) \quad (6)$$

onde  $K_i = E_i A_i / L_i$  ( $i = 1, \dots, 4$ ) é a rigidez dos componentes do dispositivo.  $E_i$ ,  $A_i$  e  $L_i$  representam, respectivamente, o módulo de elasticidade, a área transversal e o comprimento dos elementos. Dessa forma, é possível escrever:

$$\dot{\sigma}_4 = - \frac{(\alpha \dot{\beta} + \Omega \dot{T})}{\left( \frac{K_4}{K_1} + \frac{K_4}{K_2} + \frac{K_4}{K_3} + 1 \right)} \quad (7)$$

Um procedimento numérico iterativo, do tipo preditor-corretor, é utilizado para resolver o sistema de equações que descrevem o comportamento do dispositivo. O

procedimento é composto de um preditor termoelástico, durante o qual não ocorre transformação de fase ( $\dot{\beta} = 0$ ). Em seguida, emprega-se um procedimento de integração para obter os valores  $\sigma_4$  e  $\beta$ . O procedimento é repetido até que algum critério de convergência seja satisfeito.

## 5. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Considerando o flange apresentado na Figura 1, algumas simulações numéricas são desenvolvidas. Os parafusos são da classe 5.8. Shigley & Mischke (1989) mostram que a carga de aperto necessária para estes parafusos deve ser maior ou igual a 54 kN. A rigidez do parafuso e da junta podem ser calculadas através das seguintes equações (Shigley & Mischke, 1989):

$$K_1 = \frac{K_t K_d}{K_t + K_d} \quad ; \quad K_2 = \frac{0,577\pi E_2 d_p}{2 \ln \left[ 5 \left( \frac{0,577(2F) + 0,5d_p}{0,577(2F) + 2,5d_p} \right) \right]} \quad (8)$$

onde  $K_t = 6,500 \times 10^9$  N/m e  $K_d = 0,886 \times 10^9$  N/m representam, respectivamente, a rigidez da parte roscada e da parte lisa do parafuso (Shigley & Mischke, 1989). Admite-se uma arruela com um comprimento de 8 mm, um diâmetro externo de 30 mm e um diâmetro interno de 17,5 mm. O parafuso, o flange e a arruela possuem módulos de elasticidade de 207 GPa. Com isso, têm-se os seguintes valores para a rigidez de cada elemento:  $K_1 = 0,780 \times 10^9$  N/m,  $K_2 = 3,01 \times 10^9$  N/m e  $K_3 = 12,06 \times 10^9$  N/m.

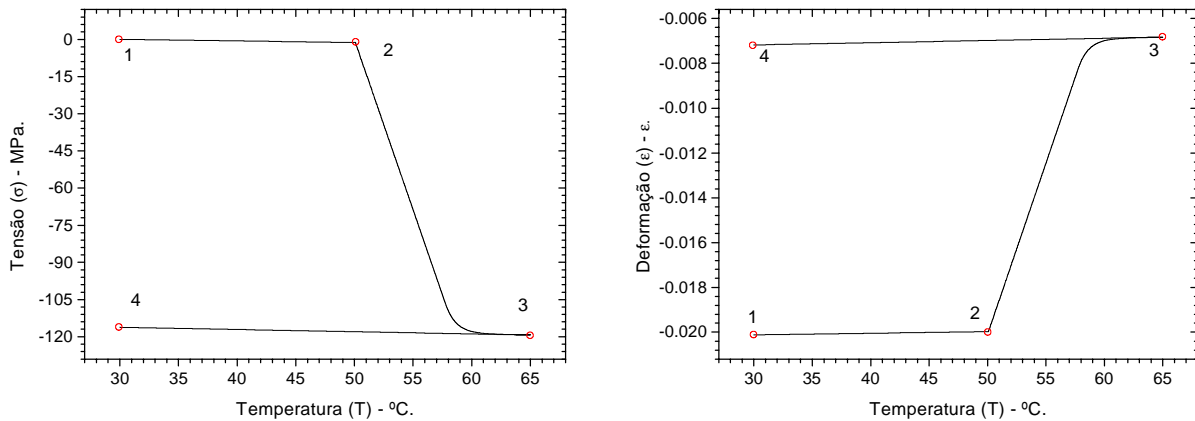
Considera-se que a arruela de SMA possui os mesmos diâmetros, externo e interno, da outra arruela. Dessa forma, para que a arruela de SMA introduza a força de aperto necessária, deve ser capaz de desenvolver uma tensão de restituição de  $-116$  MPa.

Várias simulações foram desenvolvidas para determinar a espessura e a deformação residual inicial da arruela de SMA, chegando-se aos seguintes valores: espessura de 7,1 mm e deformação residual inicial é  $\epsilon_0 = -2\%$ , o que está associado a uma fração volumétrica inicial de martensita  $\beta_0 = -0,754$ , a temperatura ambiente de  $30^\circ\text{C}$ . As propriedades mecânicas do material da arruela de SMA estão listadas na Tabela 1.

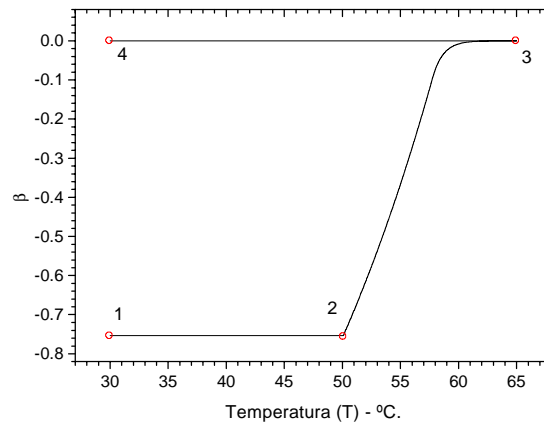
**Tabela 1 .** Propriedades da liga Ni-Ti (Leuven, 1998).

$E_M$	35 GPa
$E_A$	83 GPa
$M_S$	20 °C
$A_S$	50 °C
$\alpha$	1,25 GPa
$\Omega_M$	231 kPa °C <sup>-1</sup>
$\Omega_A$	913 kPa °C <sup>-1</sup>
$a_M$	1,10 °C <sup>-1</sup>
$b_M$	0,08 MPa <sup>-1</sup>
$a_A$	1,10 °C <sup>-1</sup>
$b_A$	0,08 MPa <sup>-1</sup>

A partir das condições iniciais estabelecidas, simula-se o processo de pré-carga do parafuso. A arruela de SMA é aquecida até uma temperatura de 65°C, necessária para que a transformação de fase se complete ( $\beta = 0$ ). Em seguida, a arruela é resfriada até a temperatura ambiente. As Figuras 3 e 4 mostram a evolução da tensão, deformação e fração volumétrica da fase martensítica em função da temperatura. A transformação de fase induz a recuperação da deformação residual inicial ( $\epsilon_0$ ), promovendo a pré-carga no parafuso de fixação.



**Figura 3** - Evolução da tensão e da deformação com a temperatura.



**Figura 4** - Evolução da fração volumétrica da fase  $\beta$  com a temperatura.

O processo de pré-carga pode ser acompanhado através de 4 pontos destacados nas figuras. O ponto 1 representa a condição inicial do processo, com uma temperatura inicial de 30°C, uma deformação -2% e uma fração volumétrica  $\beta_0 = -0,754$ . O ponto 2 indica o início do processo de transformação de fase ( $T = 50^\circ\text{C}$ ), observando-se uma tensão compressiva associada à dilatação térmica. O ponto 3 está associado à temperatura máxima e à tensão mínima ( $T = 65^\circ\text{C}$  e  $\sigma = -119$  MPa), quando toda a transformação de fase já se processou. Finalmente, o ponto 4 representa a condição final onde se observa, a uma temperatura de 30°C, a recuperação da dilatação térmica e uma tensão final de -116 MPa que é suficiente para aplicar a força de aperto necessária.

Visando avaliar a vantagem deste dispositivo em relação ao processo tradicional de pré-carga, que utiliza um torque de aperto, estabelece-se uma comparação entre as tensões equivalentes de *von Mises* no parafuso de fixação para as duas situações. Segundo Shigley & Mischke (1989), um torque de aperto de 173 N.m é necessário para promover uma pré-carga adequada na junta em questão. Considerando que o parafuso de fixação absorve metade do

torque de aperto aplicado, este elemento apresenta uma tensão equivalente de *von Mises* de 327 MPa. Por outro lado, o uso do dispositivo com memória de forma acarreta uma tensão equivalente de *von Mises* de 269 MPa, o que representa uma redução da ordem de 20% em termos de sollicitação mecânica.

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se um modelo para descrever o comportamento termomecânico de um dispositivo de pré-carga com memória de forma para juntas flangeadas. Um procedimento numérico é proposto e as simulações numéricas apresentadas permitem prever o comportamento termomecânico do dispositivo, fornecendo dados importantes para o seu projeto. Os resultados mostram que, para a junta analisada, a utilização do dispositivo promove uma redução da sollicitação mecânica da ordem de 20% quando comparada com a observada no processo tradicional que aplica um torque de aperto.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte da FAPERJ (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio de Janeiro) e do CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico).

## 8. REFERÊNCIAS

- Acepam, 1997, “Catálogo de Flanges – Válvulas Industriais”.
- Airoidi, G., Riva, G., Vanelli, M., Filippi, V. & Garattini, G., 1997, “Oral Environment Temperature-Changes Induced by Cold/Hot Liquid Intake”, *American J. of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics*, v.112, n.1, pp.58-63.
- DIN 7990, 1983. “Elementos de Fixação Mecânica I – Parafusos e Porcas – Normas de Dimensionamento” - 1ª Edição Brasileira – Editora Is.
- Hodgson, D.E., Wu, M. H., Biermann, R.J., 1999, “Shape Memory Alloys”, [www.sma-inc.com/SMAPaper.html](http://www.sma-inc.com/SMAPaper.html), maio.
- Johnson, A.D. & Martynov, V.V., 1999, “Applications Of Shape-Memory Alloy Thin Film”, “<http://www.sma-mems.com/smst.htm>”, maio.
- Juvinall, R.C., 1983, “Fundamentals of Machine Component Design”, John Wiley & Sons.
- Leuven, K.U., 1998, <http://www.mtm.kuleuven.ac.be>.
- Pacheco, P.M.C.L. & Savi, M.A., 1997, “A Non-explosive Release Device For Aerospace Applications Using Shape Memory Alloys”, COBEM 97 – XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica.
- Rogers, C.A., 1995, “Intelligent Materials”, *Scientific American*, September, pp.122-127.
- Schetky, L.M., 1979, “Shape Memory Alloys”, *Scientific American*, v.241(5), pp.68-76.
- Shigley, J.E. & Mischke, C.R., 1989, “Mechanical Engineering Design”, McGraw-Hill.
- SINTEF, 1999, “Shape Memory Alloys in Oil Well Applications”, <http://iku.sintef.no/Borebronn/Brosjyrer/SMA/SMA.htm>.
- SMA, 1999, “Applications of Shape Memory and Superelastic Alloys”, <http://www.sma-inc.com/Applications.html>.
- Tanaka, K. & Nagaki, S.A., 1982, "Thermomechanical Description of Materials with Internal Variables in the Process of Phase Transitions", *Ing. Arch.*, vol.51, pp.287-299.
- Zhang, X.D., Rogers, C.A. & Liang, C., 1991, “Modeling of Two-Way Shape Memory Effect”, *ASME - Smart Structures and Materials*, v.24, pp.79-90.

# AVALIAÇÃO DE UM CRITÉRIO DE SELEÇÃO DE MODOS APLICADO NA TÉCNICA DE SÍNTESE MODAL

## **Cleudmar Amaral de Araújo**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, CP: 593, 38400-089, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: cleudmar@mecanica.ufu.br

## **Paulo Roberto Gardel Kurka**

Universidade Estadual de Campinas, Departamento de Projeto Mecânico, Campus Zeferino Vaz, CP: 6122, 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: kurka@fem.unicamp.br

## **Resumo**

Em um recente trabalho, os autores propuseram um critério de seleção de modos normais de subestruturas aplicado a um método de síntese modal, com a finalidade de eliminar a interferência do usuário no processo de identificação. Sabe-se que a análise por elementos finitos de uma estrutura específica, gera, na maioria dos casos, modos reais que não podem ser diretamente relacionados com os respectivos modos complexos de uma análise experimental. Neste trabalho, o critério de escolha é avaliado em termos de modos complexos obtidos a partir de uma técnica de conversão de modos reais em modos complexos. O trabalho apresenta o método de síntese modal utilizado, o critério de seleção automática de modos e a técnica de conversão dos modos reais em modos complexos. A validação da metodologia é feita através de um modelo experimental, composto de elementos estruturais do tipo perfil U.

**Palavras-chave:** Síntese modal, Modos complexos, Flexibilidade residual, Identificação.

## **1. INTRODUÇÃO**

A análise de estruturas de engenharia depende essencialmente do tipo de modelo matemático que é utilizado para descrever o comportamento físico do sistema. Dentre os modelos numéricos comumente utilizados na análise de sistemas destaca-se o método dos elementos finitos. Uma outra forma de análise de sistemas é através da modelagem experimental. Uma análise experimental criteriosa porém, visando minimizar as fontes de erros, é uma tarefa de difícil execução. Além disso, a condensação das matrizes do modelo analítico aos graus de liberdade experimentais para efeito de comparação, ou mesmo, o problema inverso, são operações que podem apresentar problemas numéricos de condicionamento. Em todos os tipos de análise descritos anteriormente, principalmente, quando se tratar de estruturas grandes ou complexas, a solução do sistema completo geralmente torna-se inviável do ponto de vista de tempo de modelagem e esforço computacional. Nestes casos, uma solução seria utilizar um processo de síntese modal que forneça um problema computacional de tamanho reduzido.

Desde o trabalho pioneiro sobre síntese modal de Hurty (1965), vários métodos de síntese modal foram desenvolvidos, sendo que alguns destes métodos foram revisados, Hurty et al.(1971) e Craig (1987). O trabalho de Craig (1981) apresenta uma revisão destes principais métodos, mostrando que os métodos de síntese modal diferenciam-se, basicamente, na forma

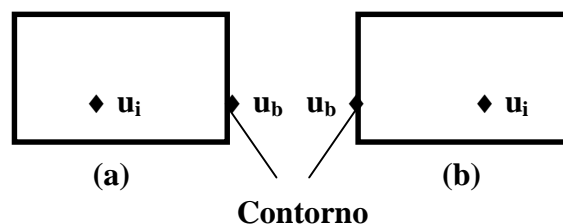
de forçar as compatibilidades para a montagem das equações de equilíbrio e na montagem dos superconjuntos modais, que podem incluir modos estáticos e/ou modos normais.

No método proposto as subestruturas são discretizadas através de parâmetros de massa, rigidez e amortecimento, sendo separadas umas das outras através de pontos discretos de inércia. Os modos de flexibilidade residual são estimados à partir dos modos não selecionados da base modal. Aqui, nenhuma restrição é feita quanto a quantidade de modos que devem ser selecionados e não selecionados da base, sendo que é possível obter-se resultados satisfatórios na faixa de 65 a 80% de modos identificados, dentro da faixa de frequência analisada (Duarte, 1994). A qualidade dos modos selecionados e não selecionados da base modal também possui um papel fundamental para o sucesso da síntese. Até então, a eliminação dos modos da base era feita por tentativa pelo analista. Para contornar este problema é proposto uma formulação que utiliza um processo de seleção automática dos modos da base modal, com a vantagem de tornar o procedimento de síntese automático, sem a possível interferência do usuário, (Cleudmar e Kurka, 1999).

A maioria dos trabalhos que utiliza o método de síntese dos modos do componente para a solução de problemas dinâmicos de grandes estruturas, desprezam o amortecimento ou no caso mais geral consideram amortecimento proporcional. Entretanto, a suposição de leve amortecimento não é válida para algumas estruturas em engenharia. Além disso, geralmente os modos medidos experimentalmente são complexos, ou seja, não satisfazem a condição de proporcionalidade no amortecimento. Na análise do autoproblema de um sistema sem amortecimento, os modos de vibrar considerados são todos reais. Na prática, sabe-se que as estruturas possuem um certo nível de amortecimento levando a um modelo cujo autoproblema fornecerá, necessariamente, modos complexos. Este fato sempre ocorre na análise experimental, onde autovalores e autovetores complexos são extraídos de dados oriundos do domínio da frequência ou do domínio do tempo. Entretanto, os softwares de análise por elementos finitos, geralmente, fornecem apenas modelos de modos reais. Com isso, a transformação destes modos reais em modos complexos similares será de grande importância para a validação de testes experimentais, bem como, para a utilização em métodos de síntese modal que exijam modos complexos.

## 2. MÉTODO DE SÍNTESE MODAL

O método proposto é utilizado tanto em sistemas sem amortecimento como em sistemas com amortecimento não proporcional. Para isto, as equações de movimento das subestruturas são transformadas em equações de estado de primeira ordem e um superconjunto modal de flexibilidade residual é utilizado para transformar as coordenadas físicas em coordenadas modais, (Cleudmar e Kurka, 1999). Para a aplicação da técnica de síntese modal proposta, suponha que dois componentes (a) e (b) sejam ligados por uma interface comum, para formarem uma estrutura global, como mostrado na figura (1). Estas subestruturas são discretizadas utilizando coordenadas físicas internas ( $u_i$ ) e de contorno ( $u_b$ ).



**Figura 1.** Subestruturas (a) e (b) discretizadas e interligadas por uma interface comum.



A equação de movimento de uma subestrutura supondo amortecimento geral pode ser definida de forma genérica por:

$$M \ddot{u} + C \dot{u} + K u = f \quad (1)$$

Na equação (1), (M) é a matriz de massa, (C) a matriz de amortecimentos, (K) a matriz de rigidez, (u) o vetor de deslocamentos físicos e (f) o vetor de forças internas e de contorno. A forma mais conveniente de solução desta equação é utilizar a formulação de estado (Santos, 1993), ou seja, transformá-la em um sistema de 2n equações diferenciais de primeira ordem, ou seja:

$$A \dot{v} + B v = P \quad (2)$$

Os modos de flexibilidade residual são obtidos a partir dos modos flexíveis não selecionados ( $\theta_{fu}$ ), ponderados através de forças unitárias ( $f_b$ ) no contorno, da seguinte forma:

$$\delta_r = \theta_{fu} \Lambda_{fu}^{-1} \theta_{fu}^t f_b = \theta_{fu} \Lambda_{fu}^{-1} \theta_{fub}^t \quad (3)$$

A solução homogênea da equação (2) fornece os autovalores e os autovetores complexos do sistema físico. As coordenadas físicas (v) são substituídas pelas coordenadas modais ( $\eta$ ) através da seguinte transformação linear:

$$v = \begin{bmatrix} \hat{\delta}_{ri} & \hat{\theta}_{fki} \\ \hat{\delta}_{rb} & \hat{\theta}_{fkb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \eta_r \\ \eta_k \end{Bmatrix} = \hat{\Psi} \eta \quad (4)$$

Finalmente, a equação de movimento de cada componente em termos das coordenadas modais pode ser obtida como:

$$\hat{\beta} \ddot{\eta} + \hat{\alpha} \dot{\eta} = \hat{\Psi}^t P \quad \text{sendo } \hat{\beta} = \hat{\Psi}^t A \hat{\Psi} = \begin{bmatrix} \hat{\beta}_{rr} & 0 \\ 0 & I_{kk} \end{bmatrix} \quad \text{e } \hat{\alpha} = \hat{\Psi}^t B \hat{\Psi} = \begin{bmatrix} \hat{\alpha}_{rr} & 0 \\ 0 & \hat{\Lambda}_{kk} \end{bmatrix} \quad (5)$$

A equação de movimento para as duas subestruturas conectadas é uma extensão da equação (5). As equações de compatibilidade entre as subestruturas podem ser obtidas aplicando-se uma con

$$\begin{cases} u_b^a - u_b^b = 0 \\ \eta_r^a - \eta_r^b = 0 \end{cases} \quad (6)$$

As parcelas de coordenadas modais mantidas são utilizadas para efetuar uma nova transformação linear no sistema, sendo que a matriz de conectividade geral ( $\bar{S}$ ) é dada por:

$$\bar{S} = \begin{bmatrix} -C_{db}^{-1} C_{ik} \\ I_{kk} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -D \hat{\theta}_{fkb}^a & D \hat{\theta}_{fkb}^b \\ D \hat{\theta}_{fkb}^a & -D \hat{\theta}_{fkb}^b \\ I_{kk}^a & 0 \\ 0 & I_{kk}^b \end{bmatrix} \text{ sendo } D = (\hat{\delta}_{rb}^a + \hat{\delta}_{rb}^b)^{-1} \quad (7)$$

Finalmente, a equação homogênea global de movimento do sistema é dada por:

$$\hat{M} \ddot{\hat{p}} + \hat{K} \hat{p} = 0 \quad \text{Onde; } \hat{M} = \bar{S}^t \hat{\Delta} \bar{S} = \begin{bmatrix} I_{kk}^a + \hat{\theta}_{fkb}^{a^t} \hat{V} \hat{\theta}_{fkb}^a & -\hat{\theta}_{fkb}^{a^t} \hat{V} \hat{\theta}_{fkb}^b \\ -\hat{\theta}_{fkb}^{b^t} \hat{V} \hat{\theta}_{fkb}^a & I_{kk}^b + \hat{\theta}_{fkb}^{b^t} \hat{V} \hat{\theta}_{fkb}^b \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\hat{V} = D^t (\hat{\beta}_{rr}^a + \hat{\beta}_{rr}^b) D \quad \text{e} \quad \hat{K} = \bar{S}^t \hat{\Gamma} \bar{S} = \begin{bmatrix} \hat{\Lambda}_{kk}^a + \hat{\theta}_{fkb}^{a^t} D \hat{\theta}_{fkb}^a & -\hat{\theta}_{fkb}^{a^t} D \hat{\theta}_{fkb}^b \\ -\hat{\theta}_{fkb}^{b^t} D \hat{\theta}_{fkb}^a & \hat{\Lambda}_{kk}^b + \hat{\theta}_{fkb}^{b^t} D \hat{\theta}_{fkb}^b \end{bmatrix}$$

A equação (8), representa a equação de movimento sintetizada do sistema completo e a sua solução fornece os autovalores e autovetores complexos.

### 3. CRITÉRIO DE ELIMINAÇÃO AUTOMÁTICA DE MODOS COMPLEXOS

Nos processos de síntese modal que utilizam o superconjunto modal de flexibilidade residual, o usuário define, aleatoriamente, quais modos deseja retirar da base modal. Estes modos não selecionados vão ser utilizados para definir os modos de flexibilidade residual. Neste caso, mesmo mantendo-se um número suficiente de modos na base, corre-se o risco de selecionar modos que seriam de baixa sensibilidade para a identificação dinâmica do sistema original. Visando automatizar este processo, foi definido um critério de eliminação de modos complexos através da suposição de que as parcelas internas de energia dos modos selecionados são as principais responsáveis pelo movimento de vibração do sistema completo, já que as parcelas relativas do contorno ficarão naturalmente sujeitas às condições impostas pelo acoplamento. Os graus de liberdade do interior de cada subestrutura, por sua vez, tendem a sofrer estes efeitos apenas de forma indireta. No entanto, como o movimento resultante da estrutura completa é devido ao acoplamento mútuo entre os vários modos das subestruturas conectadas, mesmo que um modo isolado de uma subestrutura possua uma pequena influência no contorno, quando este modo for, naturalmente, associado com os outros modos da outra subestrutura conectada, esta vinculação pode acarretar em um aumento do nível de energia de deflexão no contorno. Esta influência foi medida levando-se em conta um peso que fornece um índice de qualidade modal. Considerando, inicialmente, duas subestruturas conectadas, o peso final de cada modo ( $Z^x$ ) é definido através de um somatório mútuo entre os vários pesos modais de cada subestrutura conectada. Estes pesos modais individuais de cada subestrutura são obtidos através da norma Euclidiana (kreyzig, 1991) entre as parcelas modais do contorno e as parcelas modais internas (Cleudmar e Kurka, 1999). Finalmente, o peso final de cada j-ésimo modo de uma dada subestrutura é obtido por:

$$N^j = \sqrt{|N_x^j|^2 + |N_y^j|^2 + |N_z^j|^2} \quad (9)$$

Onde  $(N_x^j)$  representa um somatório de  $(n)$  pesos finais na direção  $(x)$ . Portanto, um critério consistente é a eliminação daqueles modos de maior peso  $(N^j)$ .

#### 4. FORMULAÇÃO EM MODOS COMPLEXOS

Os trabalhos de (Santos, 1993) e (Mitchell, 1990) apresentam um processo de transformação de modos reais em modos complexos similares e que são utilizados como base para a formulação apresentada neste trabalho. Uma base de autovetores complexos pode ser extraída à partir dos modos reais calculados  $(\bar{\phi})$ . Para que os modos complexos obtidos possam descrever adequadamente o comportamento do sistema físico, deve-se efetuar uma normalização conveniente dos modos reais calculados. A fim de se obter estes parâmetros de normalização, considere um sistema com amortecimento geral descrito pela equação (2). Esta equação diferencial de primeira ordem, de tamanho  $2n$  é descrita por;

$$A = \begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix} ; B = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} ; v = \begin{Bmatrix} u \\ \dot{u} \end{Bmatrix} ; P = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (10)$$

As coordenadas físicas  $(v)$  são substituídas pelas coordenadas modais  $(\eta)$  através da seguinte transformação linear:

$$v = \hat{\psi} \eta \quad \text{onde} \quad \hat{\psi} = \begin{bmatrix} \psi & \psi^* \\ \lambda\psi & \lambda^*\psi^* \end{bmatrix} \quad (11)$$

A matriz modal  $(\hat{\psi})$  é composta de modos normais mantidos e modos de flexibilidade residual, conforme mostrado na equação (4). Através das equações (10) e (11) e premultiplicando o resultado pela transposta da matriz modal, obtém-se um conjunto de equações diferenciais da forma:

$$a \dot{\eta} + b \eta = \hat{\psi}^t P \quad (12)$$

Onde:

$$a = \begin{bmatrix} 2\lambda^* \psi^h M \psi^* + \psi^h C \psi^* & (\lambda + \lambda^*) \psi^h M \psi + \psi^h C \psi \\ (\lambda + \lambda^*) \psi^t M \psi^* + \psi^t C \psi^* & 2\lambda \psi^t M \psi + \psi^t C \psi \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} -\lambda^{*2} \psi^h M \psi^* + \psi^h K \psi^* & -\lambda \lambda^* \psi^h M \psi + \psi^h K \psi \\ -\lambda \lambda^* \psi^t M \psi^* + \psi^t K \psi^* & -\lambda^2 \psi^t M \psi + \psi^t K \psi \end{bmatrix}$$

Os autovalores do sistema são descritos por  $(\lambda = -\omega \xi - i \omega \sqrt{1 - \xi^2})$ . A equação (12) é diagonal. Com isso, as equações de ortogonalidade podem ser definidas como:

$$\begin{aligned}
-2\omega \xi \psi^h M \psi + \psi^h C \psi &= 0 & -\omega^2 \psi^t M \psi^* + \psi^t K \psi^* &= 0 \\
-2\omega \xi \psi^t M \psi^* + \psi^t C \psi^* &= 0 & -\omega^2 \psi^h M \psi + \psi^h K \psi &= 0
\end{aligned} \tag{13}$$

Para um sistema modelado sem amortecimento, o parâmetro de normalização dos modos reais é obtido da seguinte forma:

$$a = \begin{bmatrix} 2\lambda^* m^* & 0 \\ 0 & 2\lambda m \end{bmatrix} \quad e \quad b = \begin{bmatrix} k^* - \lambda^{*2} m^* & 0 \\ 0 & k - \lambda^2 m \end{bmatrix} \tag{14}$$

Onde, as equações de compatibilidade do sistema amortecido são definidas como:

$$\begin{aligned}
\psi^t M \psi &= m & \psi^t K \psi &= k \\
\psi^h M \psi^* &= m^* & \psi^h K \psi^* &= k^*
\end{aligned} \tag{15}$$

Através das equações (13) e (15), obtém-se para a parcela relativa à matriz de massa, a seguinte relação:

$$m = i 2 \psi^t M \psi \tag{16}$$

Para uma normalização pela massa e da equação (14), tem-se que ( $2\lambda m = 1$ ). Finalmente, através das equações (15) e (16) tem-se que:

$$\psi^t M \psi = \frac{1}{4\omega} \tag{17}$$

Utilizando o parâmetro de normalização definido pela equação (17), é possível a obtenção de modos complexos simulados através dos modos reais. Se os modos reais obtidos pelo método de elementos finitos forem normalizados pela massa, os modos complexos simulados de cada subestrutura, serão definidos por:

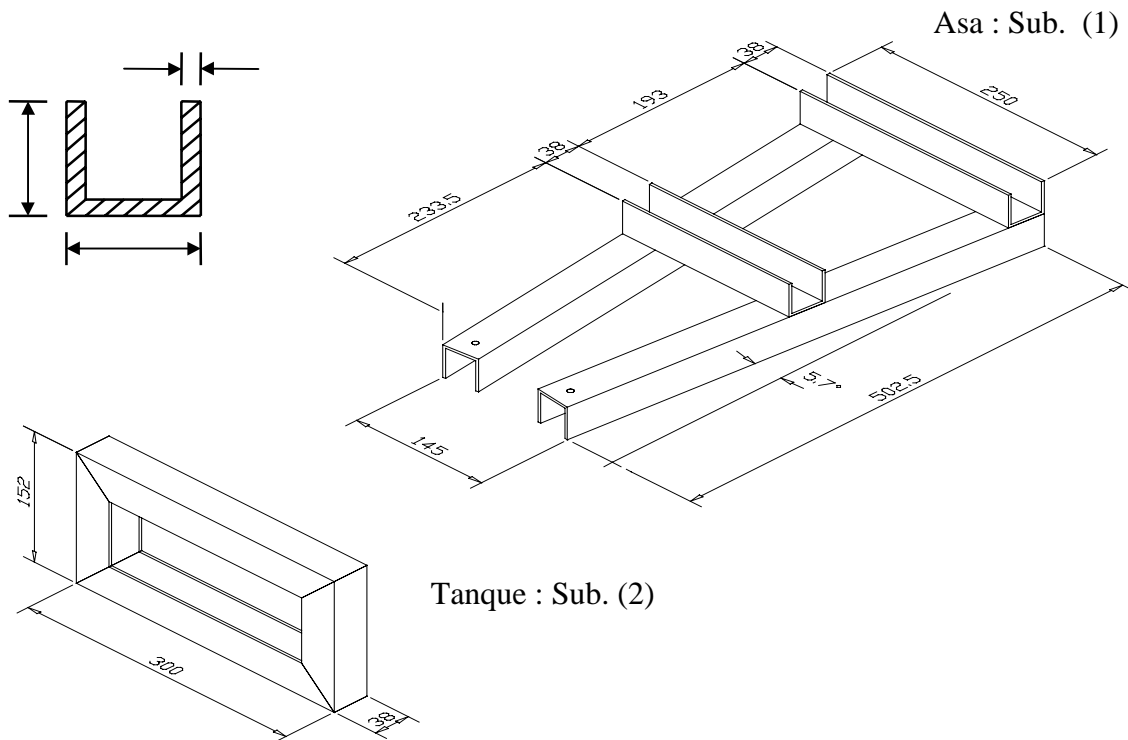
$$\psi = \phi + i \bar{\phi} \quad \text{sendo} \quad \phi = \frac{\bar{\phi}}{2\sqrt{\omega}} \quad e \quad \bar{\phi}^t M \bar{\phi} = I \tag{18}$$

## 5. ESTRUTURA ANALISADA

O modelo avaliado consiste de uma estrutura de alumínio construída em perfil U (Cleudmar, 1998) cujas dimensões são mostradas na figura (2). Para a aplicação do processo de síntese, a estrutura completa foi dividida em duas subestruturas. A subestrutura (1) é definida pela estrutura principal (asa) e a subestrutura (2) é definida pelo quadro (tanque), (kurka e Cleudmar, 1998). Os parâmetros modais experimentais das subestruturas e estrutura completa foram identificados a partir das funções de resposta em frequência (FRF) de pontos aleatoriamente distribuídos nas subestruturas, utilizando-se o programa StarModal, (SMS, 1990).

A estrutura completa, a subestrutura (1) e a subestrutura (2) foram também modeladas analiticamente, utilizando-se o método dos elementos finitos, através do programa Ansys. Os modelos foram construídos utilizando-se elementos de casca com oito nós por elemento e seis graus de liberdade por nó. As dimensões do modelo analítico são idênticas às do modelo experimental. A tabela 1 apresenta a comparação entre as frequências naturais numéricas com as respectivos frequências identificadas experimentalmente. Como os índices de amortecimento são baixos, utilizaram-se, para fins de comparação, somente a parte imaginária dos autovalores experimentais. Os modelos analíticos e experimentais foram avaliados através da comparação dos respectivos autovalores utilizando-se a inspeção visual entre os respectivos modos.

Os autovetores obtidos via análise numérica foram normalizados de acordo com a equação (17) e bases modais complexas equivalentes foram obtidas de acordo com a equação (18). Estas bases modais foram utilizadas para a identificação dos parâmetros dinâmicos da estrutura completa através da técnica de síntese modal. As informações modais analíticas das subestruturas são armazenadas em um arquivo externo e através do Programa Struct, (Cleudmar, 1998) é realizado o processo de síntese modal. Neste caso, eliminaram-se 5 modos da subestrutura (1) e 8 modos da subestrutura (2), correspondendo a 27,8 % e 40% do total dos respectivos modos.



**Figura 2.** Desenho da estrutura analisada.

A tabela 2 apresenta os resultados da síntese modal do sistema utilizando o critério de seleção automática de modos. Estes valores estão dentro de faixas usuais de identificação obtidos pela técnica de síntese modal (Duarte, 1993).

**Tabela 1.** Comparação entre as frequências naturais analíticas e experimentais.

	FREQUÊNCIAS NATURAIS (Hz)								
	SUB 1			SUB 2			ESTRUT. COMPLETA		
	EXP.	MEF	ERRO (%)	EXP.	MEF	ERRO (%)	EXP.	MEF	ERRO (%)
1	58,6	57,2	2,4	617,0	776,0	25,8	74,7	75,9	1,6
2	254,0	225,0	11,4	919,0	933,0	1,5	174,7	187,7	7,4
3	354,0	322,0	9,0	988,0	954,0	3,4	356,3	402,1	12,9
4	600,0	616,0	2,7	1210,0	1070,0	11,6	475,1	492,0	3,6
5	626,0	679,0	8,5	1250,0	1160,0	7,2	550,9	578,8	5,1
6	677,0	810,0	19,7	1370,0	1310,0	4,4	726,3	784,8	8,1
7	784,0	894,0	14,0	1510,0	1520,0	0,7	790,6	815,1	3,1
8	809,0	912,0	12,7	1660,0	1600,0	3,6	846,3	915,9	8,2
9	963,9	1030,4	6,9	1770,0	1700,0	3,9	939,7	952,4	1,4
10	964,0	1030,2	6,9	1810,0	1900,0	4,9	966,6	996,6	3,1

**Tabela 2.** Resultados da síntese modal.

Número do modo	Frequências naturais do sistema (Hz)	Frequências naturais sintetizadas (Hz)	ERRO RELATIVO (%)	MAC
1	0,06	0,07	24,5	0,38
2	0,07	0,05	31,7	0,88
3	0,13	0,14	3,9	0,86
4	75,9	23,2	69,4	0,91
5	187,7	156,3	16,7	0,60
6	492,0	369,5	24,9	0,89
7	784,8	682,1	13,1	0,50
8	815,1	865,4	9,2	0,60
9	1047,7	1028,1	1,9	0,84
10	1048,0	1007,2	3,9	0,60
11	1062,8	1058,6	0,4	0,83

## 5. CONCLUSÕES

O trabalho apresenta uma técnica de conversão de modos reais em modos complexos. Estes modos complexos equivalentes são utilizados no método de síntese modal que utiliza um superconjunto de flexibilidade residual acoplado a um processo automático de escolha de modos a serem utilizados na síntese do sistema. A indicação dos modos que devem ser selecionados ou não selecionados das subestruturas, é um fator decisivo para a obtenção de precisão na síntese final. Verificou-se, através do modelo experimental, que o critério proposto é uma das possibilidades de escolha das bases modais apropriadas que poderiam ser utilizadas no processo de síntese, não descartando, porém, a possibilidade de existência de outras bases modais que também poderiam levar a resultados satisfatórios. Observou-se que os resultados obtidos com esta base modal equivalente foram satisfatórios, indicando a possibilidade de utilização de tal procedimento quando uma base de modos reais da estrutura for calculada via método dos elementos finitos. Uma avaliação mais criteriosa da metodologia pode ser obtida considerando um outro modelo experimental com um índice de amortecimento mais elevado.

## 6. REFERÊNCIAS

- Araújo, Cleudmar A., 1998, “Modelagem de Sistemas Dinâmicos Através da Síntese Modal de Componentes”, Doctoral Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil.
- Araújo, Cleudmar A. e Kurka, P. R. G. “Critério de seleção de modos complexos aplicado a um método de síntese modal generalizado - Parte I : Simulação Numérica.”, COBEM/99, Nov. 1999, Águas de Lindóia, SP.
- Araújo, Cleudmar A. e Kurka, P. R. G. “Critério de seleção de modos complexos aplicado a um método de síntese modal generalizado - Parte II : Ensaio Experimental.”, COBEM/99, Nov. 1999, Águas de Lindóia, SP.
- Craig, Jr., R. R., 1987, “A Review of Time-Domain and Frequency-Domain Component Mode Synthesis Methods”, J. of Modal Analysis, pp. 59-72.
- Craig Jr., R. R., 1981, “Structural dynamics - An introduction to computer methods”, J. Wiley, New York.
- Duarte, M. A. V., 1994, “Ajuste de Modelos de Dinâmicos de Estruturas com Não Linearidades Concentradas”, Doctoral Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil.
- Hurty, W. C., 1965, “Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes”, AIAA J., vol. 3, n. 4, pp. 678 - 685.
- Hurty, W. C., Collins, J. D., Hart, G. C., 1971, “Dynamic analysis of large structures by modal synthesis techniques. Computers & Structures, v. 1, p. 535-563.
- Kreyszig, E., 1993, “Advanced Engineering Mathematics”, J. Wiley, 7a. ed., New York.
- Kurka, P. R. G. and Araújo, Cleudmar A., 1998, “Practical application of a selection criteria for constructing the superset of residual flexibility modes used in modal synthesis method”, ISMA 23, Internatinal Conference on Noise and Vibration Engineering, Sept., Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, pp. 16-18.
- Mitchell, L., 1990, “Complex modes: A Review.”, Proc. of the 8th International Modal Analysis Conference. Kissimmee, USA, p. 891 -899.
- Programa StarModal, 1990, Theory and Applications. Structural Measurement Systems.
- Santos, J. M. C., 1993, “Ajuste de Modelos de Estruturas Acopladas por Juntas Mecânicas Usando Funções de Resposta em Frequência e Síntese Modal de Componentes”, Doctoral Thesis, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil.

# INFLUÊNCIA DA NÃO-CONFORMIDADE GEOMÉTRICA ENTRE ALOJAMENTO E MANCAL SOBRE O CAMPO DE TENSÕES DE BRONZINAS

**Cleber C. Thomazi**

**Mário M. Pérez**

**Sonia A. G. Oliveira**

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica – Departamento de Projetos Mecânicos – E-mail: cthomazi@mecanica.ufu.br

## Resumo

O Método dos Elementos Finitos foi usado na investigação dos efeitos da não-conformidade geométrica entre mancal e alojamento sobre o campo de tensões de uma bronzina. A distribuição de pressão hidrodinâmica atuante na bronzina foi calculada através da teoria de Ocvirk para mancais curtos. Na análise das tensões circunferenciais na superfície do mancal e das tensões cisalhantes na interface entre revestimento e a casca de aço da bronzina verificam-se concentrações de tensão nas regiões onde há perda de suporte ou influência de partículas incrustadas entre o mancal e o alojamento, as quais podem contribuir para a nucleação de falha por fadiga.

**Palavras-chave:** mancais de filme fluido, análise de tensão, não-conformidade geométrica, método dos elementos finitos, falha por fadiga.

## 1. INTRODUÇÃO

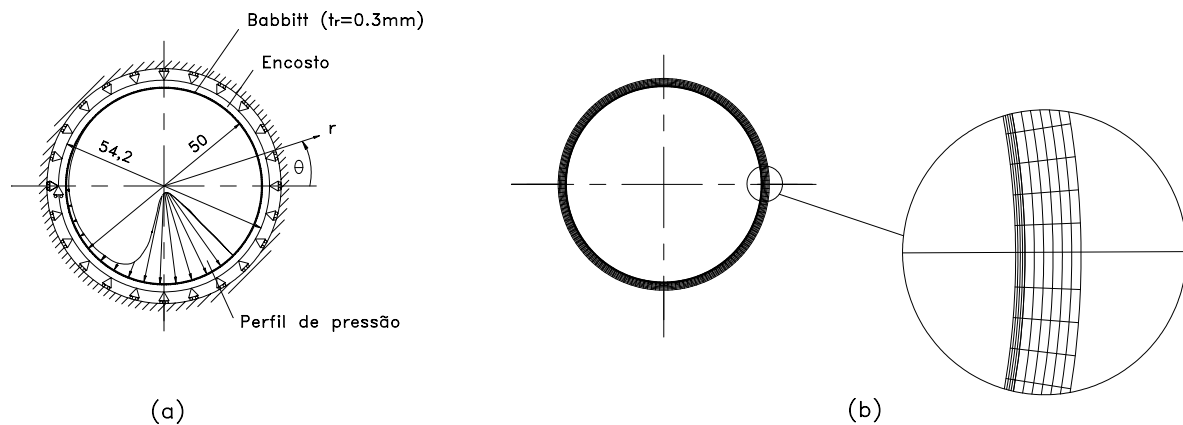
Mancais de biela e mancais principais de virabrequins de motores de combustão interna, conhecidos como bronzinas, ou casquilhos, são usualmente obtidos através da conformação de uma tira de aço de baixo carbono na qual são depositadas camadas de material metálico com o objetivo de reduzir o atrito e permitir suficiente conformabilidade para acomodar o munhão (Wilcock e Booser, 1957).

Os carregamentos cíclicos severos aos quais estes mancais estão sujeitos, podem levar o material antifricção a falhar por fadiga. Em mancais revestidos com babbitt, as trincas de fadiga progridem primeiramente através da espessura da camada de babbitt, mudando de direção à medida que aproximam-se da interface revestimento/casca de aço (encosto, Figura 1.a), passando a propagarem-se paralelamente e logo acima da interface. Quando ocorre o encontro entre trincas radiais e circunferenciais, há desprendimento de pequenos trechos do revestimento. O número destes trechos aumenta gradualmente até que a superfície de apoio restante seja insuficiente para suportar a carga. Se o material antifricção não estiver apropriadamente aderido ao encosto, estas trincas propagar-se-ão rapidamente ao longo da interface (Wilcock e Booser, 1957), causando o desprendimento do revestimento.

Qualquer tentativa na predição de falha em mancais deve ser baseada no conhecimento da distribuição de tensões em serviço. Apesar da falha por fadiga ser facilmente reconhecida, os



fatores e circunstâncias que levam à sua ocorrência ainda não estão completamente esclarecidos.



**Figura 1.** (a) configuração usada na análise e, (b) malha de elementos finitos.

A ausência de soluções analíticas confiáveis e a dificuldade em se obterem resultados experimentais levaram ao uso de técnicas numéricas para se atingir uma melhor compreensão do problema. Ibrahim e McCallion (1970) calcularam as tensões em uma tira bimetálica usando o método das diferenças finitas. Eles sugeriram que a falha por fadiga seria induzida na superfície do mancal devida às tensões normais flutuantes, ou na interface, devida às tensões cisalhantes flutuantes. McCallion e Lofti (1992) usaram o método dos elementos finitos para comparar as posições das tensões circunferenciais de tração máximas com a localização das trincas observadas experimentalmente por Blundell (1977)<sup>1</sup> e encontraram uma excelente correlação entre as posições das trincas de fadiga observadas e a posição das tensões circunferenciais de tração máximas calculadas. Xu (1996) analisou um mancal com revestimento formado por uma liga de alumínio sobre um encosto de aço, suportado por um alojamento também de aço, e propôs que a repetição de tensões cisalhantes elevadas podem iniciar trincas ao longo da interface, tanto na direção axial, quanto na circunferencial. Hacifazlioglu e Karadeniz (1996) analisaram um mancal radial adotando um modelo retificado onde foram usados elementos hierárquicos. Eles estabeleceram que a presença de um canal de lubrificação no alojamento levaria a concentrações de tensão no revestimento. Neste trabalho Hacifazlioglu e Karadeniz (1996) também analisaram os efeitos da ausência de suporte em parte do mancal.

No presente trabalho alguns resultados da influência da falta, ou da não-conformidade do suporte fornecido pelo alojamento a um mancal de filme fluido submetido a uma distribuição de pressão hidrodinâmica são apresentados. O programa de elementos finitos ANSYS<sup>®</sup>, versão 5.4 (Swanson Analysis Systems, 1995a,b) foi usado para modelar um mancal como um anel suportado por um alojamento perfeitamente rígido. Os efeitos da ausência de suporte parcial em mancais com encosto de aço e cerâmica e, a presença de partículas incrustadas entre o mancal e o alojamento sobre as tensões circunferenciais na superfície e, sobre as tensões cisalhantes na interface entre o revestimento e o encosto foram analisadas individualmente. Espera-se que os resultados desta investigação sejam úteis no desenvolvimento de métodos que permitam prever falha por fadiga em mancais submetidos a cargas variáveis.

<sup>1</sup> Blundell, J. K., 1977, "The fatigue of dynamically loaded journal bearings", PhD Thesis, University of Nottingham.

## 2. MODELAGEM EM ELEMENTOS FINITOS

Os mancais considerados nesta análise são constituídos por uma casca cilíndrica de aço ou cerâmica revestida por uma liga antifricção. Foi adotada a hipótese de estado plano de deformação, que, segundo Ibrahim e McCallion (1970), é uma consideração realística para relações comprimento/diâmetro ( $l/d$ ) usuais. Lang (1977) também adotou estado plano de deformação em seu trabalho, enquanto Hacifazlioglu e Karadeniz (1996) consideraram esta aproximação aceitável para um pré-projeto. Os mancais analisados foram submetidos a carregamentos estáticos. Para todos os modelos assumiu-se uma perfeita aderência entre o revestimento antifricção e o encosto, o que garante a continuidade dos deslocamentos nesta região.

O modelo tomado como referência na comparação dos resultados corresponde a um mancal com alojamento perfeitamente rígido e totalmente apoiado no alojamento (Figura 1.a). O diâmetro interno do mancal é  $d = 50,0$  mm, seu comprimento é  $l = 25,0$  mm, a espessura do revestimento é  $t_r = 0,3$  mm e, a espessura do encosto  $t_e = 1,8$  mm. Estas dimensões foram tomadas de uma bronzina de uso corrente na indústria automobilística. O material antifricção é um babbitt base-estanho com módulo de Young  $E_b = 50$  GPa e coeficiente de Poisson  $\nu_b = 0,330$  (American Society for Metals, 1985). O aço do encosto possui módulo de Young  $E_s = 207$  GPa e coeficiente de Poisson  $\nu_s = 0,292$  (Shigley e Mischke, 1989). O material cerâmico é o  $Si_3N_4$ , com módulo de elasticidade  $E_{sn} = 304$  GPa e coeficiente de Poisson  $\nu_{sn} = 0,240$  (Richerson, 1993). Esta cerâmica é usada na fabricação de elementos rolantes de rolamentos para eixos de máquinas ferramentas e, também, como revestimento de ferramentas de usinagem. Schwartz (1992) cita, ainda, o emprego de materiais cerâmicos em buchas.

No modelo com suporte completo os deslocamentos radiais foram restringidos ao longo de toda a circunferência externa (Figura 1.a). O nó na interface entre o encosto e o alojamento em  $\theta = \pi$  também possui seus deslocamentos impedidos na direção circunferencial, conforme apresentado na Figura 1.a. Esta restrição circunferencial é necessária para evitar problemas numéricos decorrentes de movimento de corpo rígido e para simular o ressalto encontrado em bronzinas, cuja finalidade é impedir que as mesmas girem ou movimentem-se axialmente no alojamento.

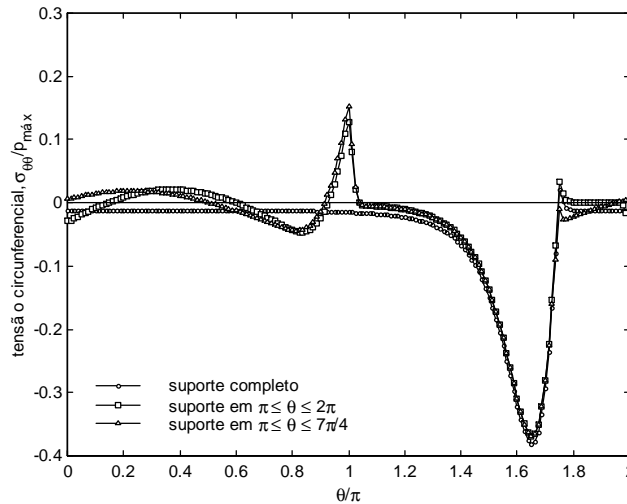
A distribuição de pressão atuante na região compreendida no intervalo  $3\pi/4 \leq \theta \leq 7\pi/4$  (Figura 1.a) foi calculada usando-se a teoria de Ocvirk para mancais curtos (Norton, 1996). Adotou-se, para a análise, uma pressão máxima arbitrária,  $p_{máx} = 10$  MPa, que ocorre no ângulo  $\theta = 297^\circ$ . A velocidade de operação é  $n = 3600$  rpm. Considerou-se uma folga radial do mancal  $c_r = 0,022$  mm.

Foram usados elementos quadrilaterais isoparamétricos de oito nós, PLANE82 (Swanson Analysis Systems, 1995b) para todos os modelos. O revestimento antifricção e o encosto foram discretizados por uma malha regular de  $160 \times 4$  e  $160 \times 6$  elementos, respectivamente, conforme ilustrado na Figura 1.b. Esta densidade de malha foi adotada após serem executados sucessivos refinamentos e atingir-se convergência das soluções.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A ausência de suporte em parte da circunferência do encosto pode ser causada por falha de usinagem, ou superfície do alojamento com acabamento grosseiro; aperto insuficiente dos parafusos do alojamento; ou por deformação do alojamento causado por aquecimento e resfriamento brusco. Ranhuras para distribuição de óleo no alojamento devem ser evitadas, a não ser para mancais de parede grossa [Neale (ed), 1973]. Impurezas sólidas entre o mancal e o alojamento também são consideradas causas de não-conformidade.

Na Figura 2 são apresentadas as distribuições de tensões circunferenciais na superfície do mancal para as seguintes situações de apoio: suporte completo, suporte para  $\pi \leq \theta \leq 2\pi$  e  $\pi \leq \theta \leq 7\pi/4$ . Apesar de ser quase totalmente compressiva, a tensão circunferencial na superfície do mancal com suporte completo, passa a ser de tração ao final da região de pressão, onde ocorrem os maiores gradientes de pressão. Para este mancal, a tensão circunferencial de tração máxima possui o valor de  $0,0213 p_{máx}$  e, ocorre ao final da região lubrificada, onde existem os maiores gradientes de pressão.

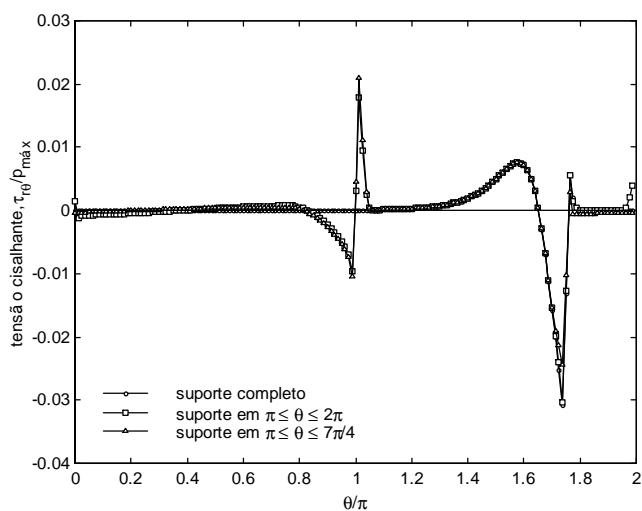


**Figura 2.** Influência da ausência de suporte fornecido pelo alojamento sobre as tensões circunferenciais na superfície do mancal.

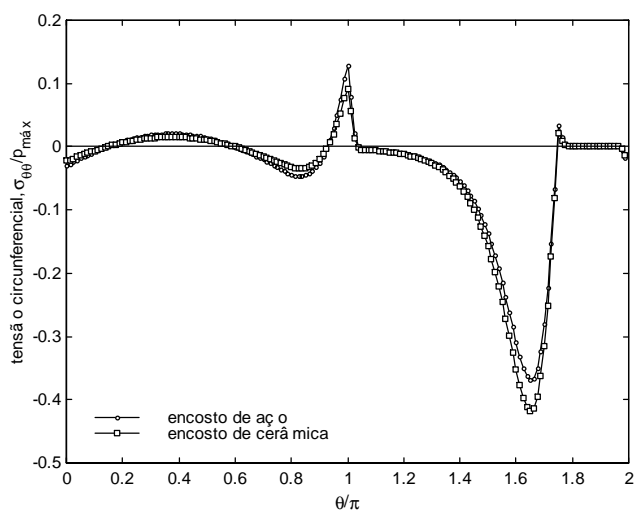
Nota-se que o perfil da curva de tensão circunferencial tem sua forma alterada nas regiões onde termina o apoio do alojamento. Particularmente, se a ausência de suporte ocorre dentro da região de pressão, as tensões circunferenciais de tração tendem a valores bastante elevados, maiores que aqueles encontrados ao final da região lubrificada (fim do perfil de pressão hidrodinâmica), quando esta última apresenta-se apoiada. A ausência de suporte causa deformações de flexão localizadas induzindo as tensões circunferenciais de tração a valores muito elevados. De modo geral, os resultados desta investigação estão de acordo com aqueles apresentados por Hacifazlioglu e Karadeniz (1996).

A influência da não-conformidade geométrica sobre as tensões cisalhantes na interface entre o revestimento e o encosto para as mesmas condições de suporte acima, é apresentada na Figura 3. Para o mancal com suporte completo, a tensão cisalhante máxima na interface entre o revestimento e o encosto ocorre sob a região de maior gradiente de pressão e, seu valor é de  $0,0303 p_{máx}$ . Da mesma forma como ocorre com as tensões circunferenciais na superfície do mancal, nota-se uma forte modificação na distribuição e magnitude das tensões de cisalhamento nas regiões sob pressão onde há perda de suporte.

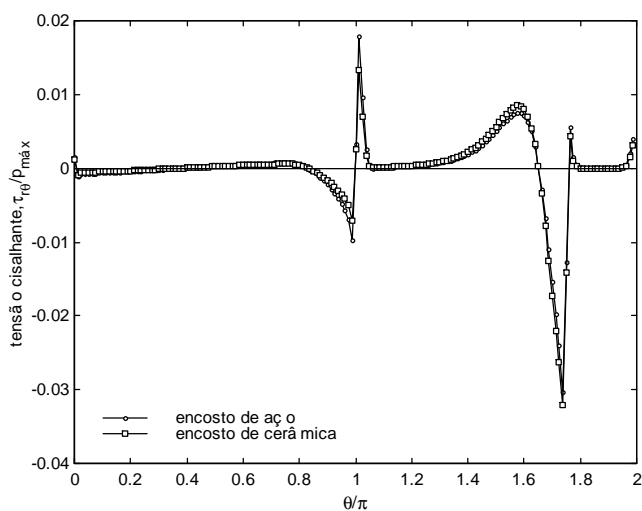
A resposta do mancal com encosto de cerâmica ao suporte incompleto do alojamento, também foi analisada. Verifica-se que o mancal com encosto de cerâmica é menos sensível à ausência de suporte do alojamento, tanto no que se refere às tensões circunferenciais de tração na superfície, quanto às tensões cisalhantes na interface entre o revestimento e o encosto (Figuras 4 e 5, respectivamente). Em  $\theta = \pi$ , têm-se tensões circunferenciais máximas na superfície de  $0,1285 p_{máx}$  para o mancal com encosto de aço e, de  $0,0921 p_{máx}$  para o mancal com encosto de cerâmica. Comportamento análogo foi obtido com relação às tensões cisalhantes máximas na interface entre o encosto e o revestimento;  $0,0178 p_{máx}$  para o mancal com encosto de aço e,  $0,0133 p_{máx}$  para o mancal com encosto de cerâmica.



**Figura 3.** Influência da ausência de suporte fornecida pelo alojamento sobre as tensões cisalhantes na interface revestimento/encosto.

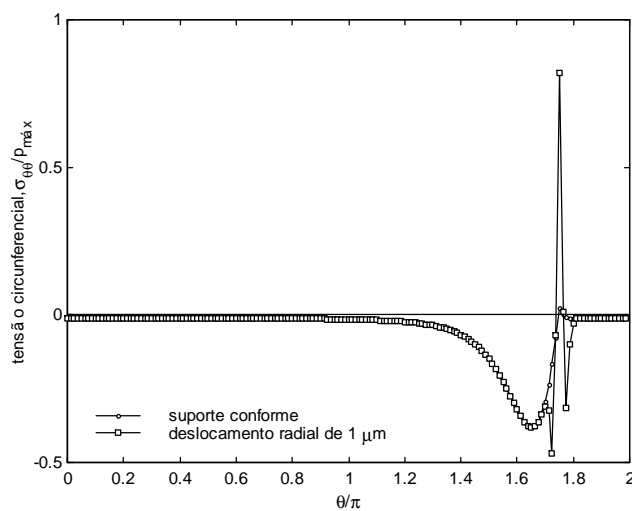


**Figura 4.** Influência da ausência de suporte fornecido pelo alojamento sobre as tensões circunferenciais na superfície do mancal para diferentes materiais de encosto (suporte em  $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ ).

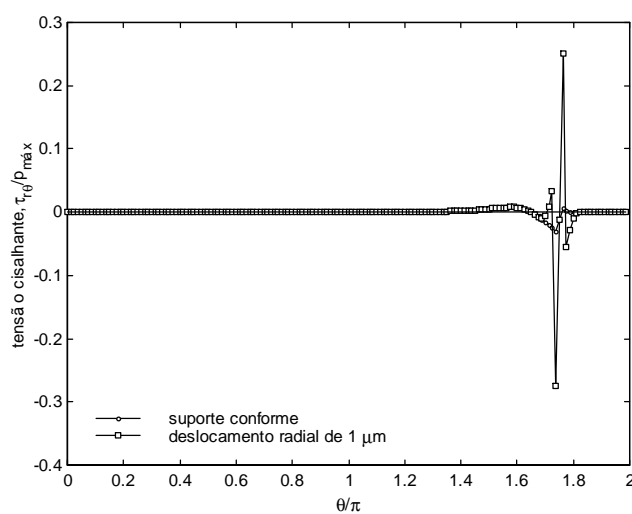


**Figura 5.** Influência da ausência de suporte fornecido pelo alojamento sobre as tensões cisalhantes na interface revestimento/encosto para diferentes materiais de encosto (suporte em  $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ ).

Outra situação de não-conformidade geométrica entre alojamento e mancal ocorre quando há presença de partículas sólidas (sujeira, rebarbas, etc.) entre o alojamento e o encosto. Estas partículas impedem o contato adequado entre a bronzina e o alojamento e dificultam o fluxo de calor. Para analisar a influência da presença destas partículas sobre o campo de tensões foi imposto ao encosto, na região correspondente ao fim do perfil de pressão hidrodinâmica, um deslocamento radial de  $1\ \mu\text{m}$ , no sentido do centro da bronzina. Todos os nós da circunferência externa da bronzina permaneceram nas condições de alojamento perfeitamente rígido, ou seja, com os deslocamentos impedidos na direção radial. Esta situação corresponderia à presença de um conjunto de partículas perfeitamente rígidas, com diâmetro de  $1\ \mu\text{m}$ , alinhadas no sentido do comprimento do mancal, incrustadas no encosto, entre o mancal e o alojamento; este último, também perfeitamente rígido. A influência da presença desta partícula sobre a distribuição das tensões circunferenciais na superfície do mancal e sobre as tensões cisalhantes na interface entre o revestimento e o encosto é mostrada nas Figuras 6 e 7, respectivamente.



**Figura 6.** Influência da presença de partícula sólida entre o mancal e o alojamento sobre as tensões circunferenciais na superfície do mancal.



**Figura 7.** Influência da presença de partícula sólida entre o mancal e o alojamento sobre as tensões cisalhantes na interface revestimento/encosto.

Nota-se que, tanto as tensões circunferenciais de tração na superfície, quanto as tensões cisalhantes na interface entre o encosto e o revestimento, sofrem significativo aumento na região afetada pela presença das partículas.

A presença de partículas sólidas entre o alojamento e o mancal, causam distorções de flexão na superfície do revestimento. O efeito torna-se ainda maior quando somado à flexão devida aos elevados gradientes de pressão ao fim da região de pressão.

Analisando-se os resultados, pode-se dizer que a conformidade geométrica entre mancal e alojamento possui significativa influência na magnitude das tensões circunferenciais de tração na superfície do revestimento e das tensões cisalhantes na interface entre encosto e revestimento, devendo ser evitada a fim de aumentar a vida à fadiga do mancal.

#### 4. CONCLUSÕES

Mancais radiais de filme fluido sob carregamento estático foram analisados através do Método dos Elementos Finitos com o objetivo de se verificar a influência da falta, ou da não-conformidade do suporte fornecido pelo alojamento ao mancal sobre o campo de tensões em bronzinas.

Dentro do escopo deste trabalho pode-se concluir que:

- i) A ausência de conformidade entre mancal e alojamento na região sob pressão induz tensões circunferenciais de tração na superfície do mancal. As tensões cisalhantes na interface entre o revestimento e o encosto também sofrem forte influência, tendo seus valores aumentados na região onde há perda de suporte;
- ii) Mancais com encosto de cerâmica apresentam-se menos sensíveis à ausência de suporte quando comparados a mancais com encosto de aço. As magnitudes das tensões circunferenciais de tração na superfície e das tensões cisalhantes na interface revestimento/encosto, na região onde ocorre perda de suporte, são menores quando comparadas aos mancais com encosto de aço;
- iii) A presença de partículas estranhas entre o alojamento e o encosto induzem deformações de flexão na superfície do mancal, originando tensões circunferenciais de tração nesta região. As tensões cisalhantes na interface têm suas magnitudes aumentadas quando há presença destas partículas.

A condição de alojamento perfeitamente rígido é uma consideração bastante simplificadora. Na realidade, não existe estrutura perfeitamente rígida. Particularmente, em mancais radiais de filme fluido, submetidos a carregamentos variáveis, uma baixa rigidez do alojamento implica uma diminuição da vida à fadiga do mancal, devido ao aumento da magnitude das tensões (Hacifazlioglu e Karadeniz, 1996; Thomazi, *et al*, 1999).

Sugerem-se investigações no intuito de verificar a viabilidade da utilização de material cerâmico na confecção de encostos de bronzinas. Apesar das dificuldades, inicialmente relacionadas com a obtenção de boa conformabilidade entre alojamento e mancal, devido à maior rigidez do material cerâmico, Hamrock e Anderson (1983) citam que, naquela ocasião, mancais de rolamentos com elementos cerâmicos estavam sendo utilizados ainda em caráter experimental. Hoje, mancais de rolamento de material cerâmico são amplamente comercializados e apresentam, em determinadas aplicações, grandes vantagens sobre os rolamentos convencionais.

A análise apresentada neste trabalho restringe-se aos efeitos da não-conformidade geométrica entre mancal e alojamento. Vários fatores relevantes que afetam a distribuição das tensões em mancais de filme fluido não foram considerados no presente trabalho. Entre eles, podem ser citados a influência da deformação do mancal e do alojamento, promovido pelo carregamento hidrodinâmico e térmico sobre a distribuição de pressão hidrodinâmica (efeito elasto-hidrodinâmico); o esmagamento das bordas da bronzina devido à operação de

montagem e, as tensões residuais devidas ao processo de fabricação. Este fatores, entre outros, são objetos de uma investigação mais ampla que encontra-se em andamento.

## 5. AGRADECIMENTOS

À Sra. Silvana Rizzioli, coordenadora da Área de Educação e Cultura, e ao Sr. Mário Lúcio de Oliveira, responsável pelo Setor de Gestão do Conhecimento - Mecânica, ambos da FIAT Automóveis S.A, pelo apoio ao desenvolvimento deste trabalho.

À CAPES pelo suporte financeiro e à FAPEMIG, por fornecer parte dos recursos computacionais que vêm permitindo a realização desta pesquisa.

## 6. REFERÊNCIAS

- American Society for Metals, 1985, "Metals Handbook", 9 ed., Vol. 3, pp 802-822.
- Hacifazlioglu, S. e Karadeniz, S., 1996 "A parametric study of stress sources in journal bearings", Int. J. Mech. Sci., Vol. 38, Nos. 8-9, pp.1001-1015.
- Hamrock, B. J. e Anderson W. J., 1983, "Rolling-Element Bearings", NASA Reference Publication 1105.
- Ibrahim, S. M. e McCallion, H., 1970, "Stresses in oil lubricated bearings", Proc. Inst. Mech. Engrs., **184**, Pt. 1, pp.69-78.
- Lang, O. R., 1977, "Surface fatigue of plain bearings", Wear, **43**, pp.25-30.
- McCallion, H. e Lofti, M., 1992, "Tensile surface stresses and fatigue in plain journal bearings", Tribology International, Vol.25, no.4, pp.247-257, Butterworth-Heinemann.
- Neale, M. J., 1973, "Tribology Handbook", Newnes-Butterworths, Londres.
- Norton, R. L., 1996, "Machine Design An Integrated Approach", Prentice-Hall Inc.
- Richerson, D. W., 1993, "Modern Ceramic Engineering - Properties, Processing, and Use in Design", segunda ed., Marcel Dekker, Nova Iorque.
- Schwartz, M. M., 1992, "Handbook of Structural Ceramics", McGraw-Hill, USA.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., 1989, "Mechanical Engineering Design", quinta ed., McGraw-Hill International Editions, Nova Iorque
- Swanson Analysis Systems, Inc., 1995a, "ANSYS Analysis Guide", Houston, PA.
- Swanson Analysis Systems, Inc., 1995b, "ANSYS Elements Manual", Houston, PA.
- Thomazi, C., Pérez, M., Oliveira, S., 1999, "Análise numérica de tensões em um mancal radial hidrodinâmico", Anais do VI Congresso Iberoamericano de Ingenieria Mecanica, 2v., n.p., Santiago, Chile.
- Xu, H., 1996, "Effects of EHD contacts upon the bearing and housing behavior", SAE Technical Paper Series, Paper no.960987, SAE Int. Cong. & Exp., Detroit, Michigan.
- Wilcock, D. F. e Booser, E. R., 1957, "Bearing design and application", McGraw-Hill Book Company, Inc., Londres.

# ASPECTOS DA MODELAGEM COMPUTACIONAL TRIDIMENSIONAL DE CABOS DE FIBRAS ÓPTICAS UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

**Carlos A. Vasconcellos<sup>\*</sup>, Mildred B. Hecke<sup>\*</sup> e Roberto D. Machado<sup>\*</sup>**

<sup>\*</sup> Centro de Estudos de Engenharia Civil Professor Inaldo Ayres Vieira  
Universidade Federal do Paraná  
Caixa Postal 19011 – CEP 81531-990 – Curitiba, PR, Brasil  
e-mail: cecec@cecec.ufpr.br, página web: <http://www.cecec.ufpr.br>

## **Resumo.**

Este trabalho visa discutir alguns aspectos da modelagem computacional tridimensional de um cabo de fibras ópticas pelo Método dos Elementos Finitos. O cabo óptico estudado no presente trabalho é do tipo “*loose tube*”, com 6 fibras em cada tubo de proteção (total de 36 fibras ópticas monomodo), onde tais tubos são reunidos ao longo de uma helicóide em torno do elemento estrutural central. Foi utilizado o programa ANSYS, versão 5.3, para discretizar a estrutura do cabo pelo Método dos Elementos Finitos. Um modelo preliminar foi desenvolvido considerando-se o cabo como um problema de estado plano de deformações. Em seguida, utilizando-se alguns resultados da análise plana, foi criado um modelo sólido tridimensional. Aspectos a respeito desta modelagem serão discutidos no presente trabalho, visando fornecer subsídios para uma modelagem mais completa no futuro.

**Palavras chave:** Cabos Ópticos, Análise Numérica, MEF.

## **1. INTRODUÇÃO**

Cabos ópticos (Keiser, 1991) são dispositivos utilizados em sistemas de comunicações de dados e devem possuir características mecânico-estruturais que os permitam transmitir informações com baixa perda de sinal. Os componentes do cabo óptico estudado neste trabalho serão apresentados no item 2.

Quando submetido a carregamentos externos, seja compressão diametral, flexão, variação de temperatura etc., os cabos podem sofrer deformações excessivas que serão transmitidas às fibras ópticas. Tal comportamento degrada e compromete a transmissão dos sinais através das fibras. Deste modo, é de fundamental importância o controle e a limitação das deformações dos componentes estruturais que compõem o cabo óptico.

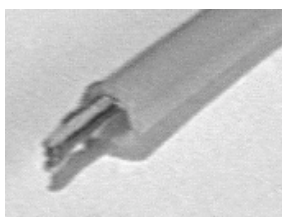
Este trabalho procura discutir aspectos da modelagem computacional tridimensional de um cabo de fibra óptica, submetido a esforços de compressão diametral, pelo Método dos Elementos Finitos. Um estudo desta natureza se faz necessário por algumas razões principais: primeiro, o comportamento mecânico-estrutural do cabo tem influência em sua capacidade de transmissão de dados; segundo, tem-se um emprego crescente de cabos ópticos nas empresas de telecomunicações. Estes fatos fazem com que a otimização no projeto dos cabos ópticos seja de fundamental importância para as indústrias que os produzem.



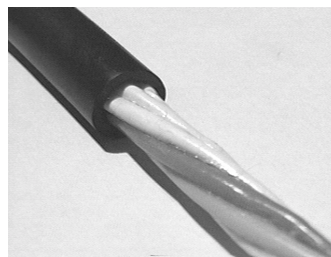
## 2. CARACTERIZAÇÃO DA ESTRUTURA DE UM CABO ÓPTICO

A fibra óptica é um meio através do qual informações luminosas são transmitidas. Consiste em material dielétrico, essencialmente sílica pura ( $\text{SiO}_2$ ), dopada com pequena quantidade de outros materiais. Possui uma estrutura cilíndrica formada por uma região central, núcleo (*core*), por onde a informação luminosa transita, envolta por uma camada, denominada casca, composta de material de menor índice de refração, onde tal sinal é refletido.

As fibras apresentam baixa resistência mecânica. Curvaturas acentuadas fazem com que o sinal luminoso perca intensidade, fenômeno conhecido como atenuação. Por este motivo, elas precisam ter proteção mecânica. No cabo óptico em estudo, esta proteção é oferecida por tubos do tipo “*loose*”, caracterizados por terem as fibras ópticas soltas em seu interior. A figura 1 mostra fibras ópticas e o tubo de proteção tipo “*loose*”.



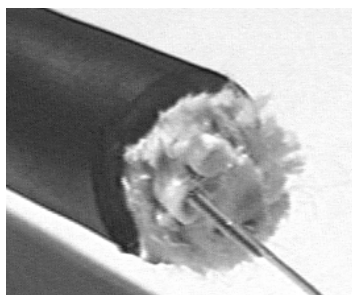
**Figura 1.** Fibras ópticas e tubo “*loose*” de proteção



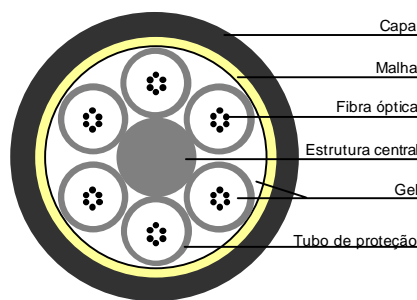
**Figura 2.** Tubos “*loose*” de proteção reunidos em torno do elemento estrutural central

Cada um dos tubos de proteção “*loose tube*” que compõem o cabo óptico em estudo abrigam fibras ópticas embebidas em um fluido gelatinoso impedindo penetração de umidade. Os tubos, por sua vez, são reunidos em torno de um elemento estrutural central, como pode ser visto na figura 2.

Este conjunto, elemento central e tubos de proteção (núcleo óptico), é envolvido, no modelo de cabo em estudo, uma malha de material fibroso resistente à tração (elemento de tração) e uma capa de material plástico, como ilustrado na figura 3



**Figura 3.** Núcleo óptico, elemento de tração e capa



**Figura 4.** Representação da estrutura do cabo tipo *loose* em estudo

Existem diversos modelos estruturais de cabos ópticos (configuração tipo *tight*, *loose* ou *ribbon*) que dão proteção mecânica às fibras ópticas e tais estruturas são projetadas de acordo com o uso que o cabo terá. O presente trabalho estuda as estruturas de cabos de configuração *loose*, cuja geometria é representada esquematicamente na figura 4.

### 3. ASPECTOS DO MODELO COMPUTACIONAL ADOTADO

O cabo óptico foi discretizado pelo Método dos Elementos Finitos, utilizando-se o programa ANSYS, versão 5.3, onde, devido à complexidade do cabo, vários tipos de elementos foram considerados. Conforme explicado a seguir, dois tipos de análises foram realizadas – uma plana (estado plano de deformações) e outra tridimensional. Os componentes estruturais do cabo foram modelados por elementos finitos PLANE42, nos modelos em estado plano de deformações e por elementos SOLID45 nos modelo tridimensionais. Elementos de contato (Johnson, 1987) foram empregados para representar a interação entre os diversos tubos do cabo, o elemento estrutural central e a capa do cabo.

O principal desafio nesta etapa do trabalho é simular a interação entre os componentes estruturais do cabo óptico através dos elementos de contato. A escolha correta das constantes características destes elementos é uma fase crucial na análise.

Com este objetivo e visando algumas simplificações no modelo computacional, o estudo do cabo seguiu as seguintes etapas: Primeiro, o cabo óptico foi modelado no estado plano de deformações, desprezando-se o efeito da helicóide. Segundo, para considerar o efeito da reunião dos tubos de proteção em forma de hélice em torno do elemento central, foi criado um modelo tridimensional para o cabo óptico.

#### 3.1. Análise do cabo óptico em estado plano de deformações

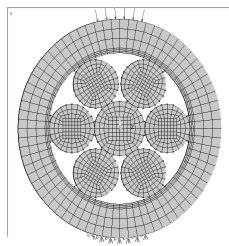
Em uma primeira etapa da análise, um modelo computacional do cabo óptico foi criado, considerando-o em estado plano de deformações.

Esta hipótese simplificadora negligencia o efeito da reunião dos tubos de proteção se dar de maneira helicoidal em torno do elemento central, ou seja, considera que a seção transversal do cabo e suas deformações são as mesmas em todo seu comprimento.

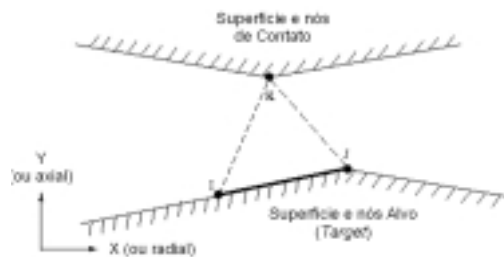
As propriedades de material e geometria do modelo são aqueles característicos do cabo, à exceção da rigidez equivalente dos tubos de proteção. Estes são agora representados por cilindros maciços com rigidez equivalente.

Os componentes estruturais do cabo foram modelados por elementos finitos PLANE42 e os contatos entre tubo de proteção/capa, tubo de proteção/tubo de proteção e tubo de proteção/elemento central foram modelados por elementos CONTAC48.

Este elemento de contato funciona com um algoritmo que procura, de maneira incremental, a posição de equilíbrio entre duas superfícies, superfície de contato e superfície alvo, que podem vir a entrar em contato. O elemento apresenta grande sensibilidade às suas constantes características (rigidez normal e tangencial) bem como às propriedades dos materiais que podem entrar em contato e às cargas atuantes no sistema. A figura 6 ilustra um elemento plano de contato, seus nós (i, j e k), seu sistema de coordenadas e as superfícies envolvidas no problema, contato e alvo.



**Figura 5.** Modelo computacional plano do cabo óptico



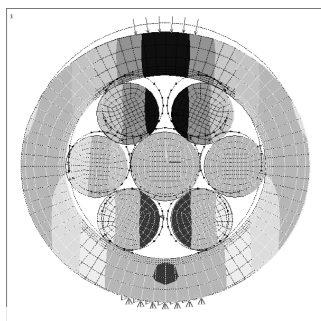
**Figura 6.** Elemento plano de contato (CONTAC48)

Na base do cabo, os apoios restringiram as translações nas direções  $x$  e  $y$ . No topo do cabo, foi aplicada uma carga diametral de pressão de modo a simular um ensaio de compressão diametral.

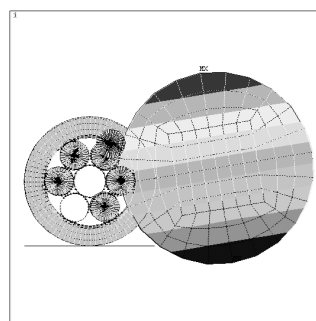
Tal modelo é afetado pela não linearidade do elemento de contato, havendo um grande custo computacional para sua solução. Além disto, os parâmetros necessários para caracterizar os elementos de contato, isto é, a rigidez normal e tangencial, podem variar em uma larga faixa de valores. Dependendo destes valores, chega-se à convergência correta (solução do problema), convergência incorreta (resultados incorretos) ou divergência (solução não encontrada).

Esta etapa da análise requer grande esforço computacional, uma vez que a escolha das constantes não segue parâmetros rígidos. O software Ansys sugere uma grande faixa de valores admissíveis para as constantes. O modelo plano do cabo convergiu corretamente com a rigidez normal de contato assumindo valores na ordem de grandeza da rigidez média dos componentes estruturais do mesmo. Ainda no modelo plano, a rigidez tangencial do contato deve assumir valores da ordem de um centésimo da rigidez normal.

Pode-se observar um resultado qualitativamente correto no modelo computacional plano do cabo óptico, onde os esforços aplicados no topo do cabo foram transmitidos através da capa, para os tubos de proteção. Estes sofreram um rearranjo e a simetria é verificada. Uma maior aplicação de carga leva a uma maior deformação dos tubos de proteção. A figura 7 ilustra a deformação do modelo plano do cabo óptico.



**Figura 7.** Convergência correta do modelo computacional plano



**Figura 8.** Convergência incorreta do modelo computacional plano

A figura 8 representa uma convergência incorreta do modelo, obtida com a mudança nas constantes características do elemento de contato. O resultado encontrado nem sequer pode ser interpretado fisicamente.

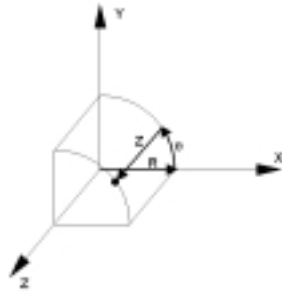
O modelo em estudo pode representar melhor o cabo óptico quando incorporar o tubo de proteção real (incluindo os elementos finitos que modelam o gel e as fibras ópticas).

Em seguida, com a finalidade de considerar a reunião helicoidal dos tubos de proteção em torno do elemento central, criou-se um modelo sólido tridimensional. Nesta etapa, com vistas a reduzir o custo computacional, foram utilizados alguns conceitos desenvolvidos na análise no estado plano de deformações (tubo equivalente).

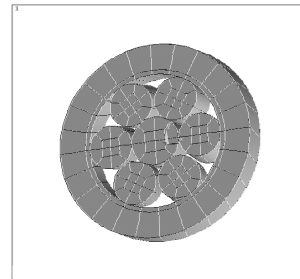
### 3.2. Análise tridimensional do cabo óptico

A partir da seção transversal do cabo analisada no item 3.1, o cabo foi modelado geometricamente para um passo da helicóide (Huang, 1994) de 100 mm. Cada incremento na direção longitudinal ( $dz$  no sistema cilíndrico de coordenadas) do cabo foi gerado de tal modo que os incrementos na rotação ( $d\theta$ ) perfizessem um passo completo ao final dos 100 mm. As

demais dimensões de cada componente foram usadas de acordo com dados de projeto do cabo. A figura 9 representa o sistema cilíndrico de coordenadas e a figura 10, um incremento longitudinal  $dz$  da modelagem espacial do cabo óptico.



**Figura 9.** Sistema cilíndrico de coordenadas empregado na modelagem espacial do cabo

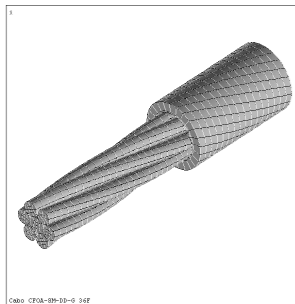


**Figura 10.** Incremento longitudinal ( $dz$ ) na seção transversal do cabo óptico

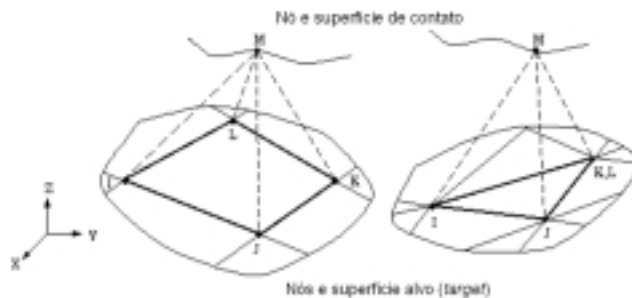
Na etapa de implementação da geometria do problema tridimensional já se verifica uma necessidade de se trabalhar com equipamentos de grande poder computacional. A versão 5.3 do Ansys gera um arquivo de 276 MB para representar o modelo geométrico do cabo. Tal modelo encontra-se na figura 11.

Para obtenção de resultados (deformação do cabo óptico), este modelo é muito caro computacionalmente. Nesta etapa, optou-se por uma malha de elementos finitos menos refinada (figura 13), com elementos estruturais lineares tridimensionais SOLID45 (paralelepípedo de 8 nós, com 3 graus de liberdade em cada nó – translação nas direções x, y e z) em um quarto do passo da hélice de reunião.

A solução do problema tridimensional depende, assim como no estado plano de deformações, das constantes de rigidez normal e tangencial do elemento de contato, no caso, CONTAC49 (figura 12) . É oportuno salientar que estas constantes são diferentes daquelas utilizadas no modelo em estado plano.



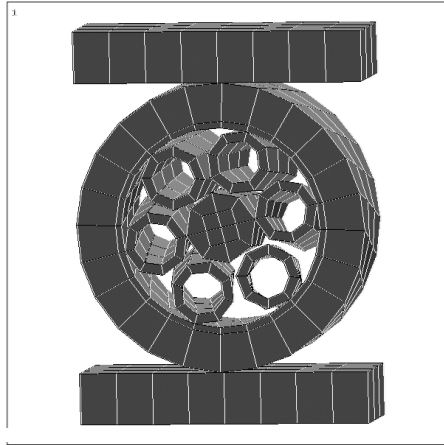
**Figura 11.** Modelo tridimensional do cabo óptico



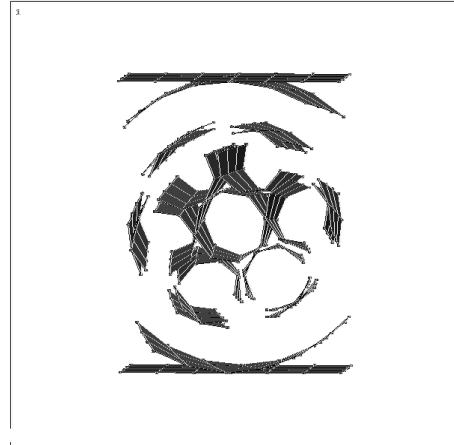
**Figura 12.** Elemento de contato tridimensional (CONTAC49)

Assim como no modelo plano, o algoritmo do elemento de contato tridimensional procura a posição de equilíbrio entre duas superfícies, mas o custo computacional é maior. Isto porque o elemento finito CONTAC49 requer que os elementos estruturais que modelam as superfícies, de contato e alvo, sejam lineares. Estes elementos, por sua vez, exigem uma malha de elementos finitos estruturais refinada o suficiente para garantir a precisão da solução

do problema, o que aumenta consideravelmente o tamanho dos sistemas de equações e arquivos de dados manipulados.



**Figura 13**  
Modelo tridimensional da estrutura do cabo óptico



**Figura 14**  
Elementos de contato empregados no modelo

A tabela 1 relaciona os valores adotados nos modelos computacionais para módulos de elasticidade e coeficiente de Poisson para os materiais que entram em contato

**Tabela 1.** Caracterização dos materiais empregada no modelo tridimensional

Elemento estrutural	Módulo de elasticidade (E=N/mm <sup>2</sup> )	Coefficiente de Poisson (ν)
Capa	681	0.3
Aramida	50	0.1
Tubo de proteção	758	0.3
Elemento central	53.700	0.3

#### 4. RESULTADOS

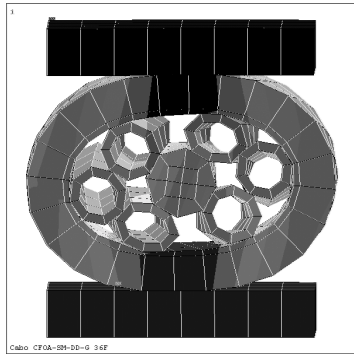
Os resultados (deformação do cabo óptico) obtidos com o modelo tridimensional podem ser considerados satisfatórios, uma vez que representam qualitativamente bem o comportamento do cabo óptico. Além disto, o modelo computacional criado serve como parâmetro de comparação entre o comportamento do cabo atualmente construído e novos projetos de cabos (com variações na geometria e nos materiais).

Melhores resultados quantitativos dependem, entretanto, de alguns fatores: a geração de uma malha mais refinada no interior do cabo (na modelagem dos tubos de proteção e do elemento estrutural central); a consideração da ortotropia do componente estrutural de tração; a incorporação do gel e das fibras óticas no interior do tubo de proteção e a consideração das não-linearidades geométricas e de materiais.

No momento, novos estudos estão sendo realizados com outros elementos de contato da versão 5.5 do software Ansys®, que admitem elementos estruturais quadráticos na modelagem das superfícies de contato.

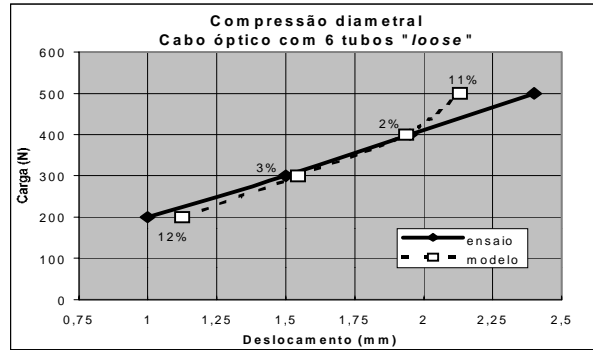
O modelo ilustrado na figura 13 foi submetido a diversas cargas de compressão diametral e suas respectivas deformações foram comparadas com ensaios realizados no cabo óptico. A figura 15 representa a situação deformada do cabo óptico após a aplicação de uma carga de

500 N. Observar que alguns tubos de proteção sofrem um esmagamento maior do que outros e que a camada de aramida é mais deformável, já que ela não tem rigidez na direção radial.



**Figura 15.**

Estrutura do cabo óptico deformada



**Figura 16.**

Gráfico comparativo dos deslocamentos verticais máximos sofridos pelo cabo óptico

A tabela 1 e o gráfico da figura 16 comparam os valores de deslocamento radial máximo sofrido pela estrutura do cabo óptico. Tal deslocamento é sofrido pelo nó superior da capa do cabo, na posição onde sofre a aplicação do carregamento de compressão diametral.

Os valores numéricos obtidos com o modelo computacional estão no entorno dos valores obtidos nos ensaios de laboratório. O erro percentual encontra-se aceitável (na ordem de 3%) nas cargas de trabalho às quais o cabo óptico é submetido. Entretanto, observa-se o ganho de rigidez do modelo computacional (em relação ao ensaio) com o aumento da carga aplicada. Para amenizar este efeito, deve-se incorporar as sofisticções ao modelo computacional (tais como não-linearidade geométrica e de material, ortotropia do componente estrutural de tração, refino da malha de elementos finitos no interior do cabo e inclusão do gel e fibras ópticas no interior dos tubos de proteção).

**Tabela 2.** Deslocamentos verticais do cabo óptico

Carga (N)	Deslocamento (mm)				
	1dz	2dz	3dz	4dz	5dz
200	1,191	1,163	1,124	1,066	1,029
300	1,672	1,595	1,544		1,405
400		1,909	1,935		
500			2,130		

Os valores empregados no gráfico da figura 16 são referentes ao modelo computacional com 3 incrementos longitudinais dz.

## 5. CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

O Método dos Elementos Finitos empregado em problemas de contato mostrou-se bastante apropriado para modelar a estrutura do cabo óptico proposto neste trabalho. Tem-se exatamente a situação de restrição à penetração de um componente estrutural no outro, mas com a liberdade de escorregar quando em contato.

Tendo em vista a complexidade da estrutura do cabo óptico, tanto geométrica quanto dos materiais que a compõem, a maior dificuldade em um trabalho desta natureza é a determinação das constantes características do problema de contato.

Os resultados obtidos representam qualitativamente bem o comportamento do cabo óptico. Uma melhor representação quantitativa deverá ser obtida com a elaboração de modelos mais completos. O elemento estrutural de tração (material fibroso aderente à capa do cabo óptico) deverá ser considerada como material ortotrópico, com suas diferentes rijezas (direção radial e direção longitudinal) sendo caracterizadas corretamente. Os materiais que compõem a capa do cabo óptico e o tubo de proteção das fibras ópticas devem ser caracterizados considerando o fato de que eles não têm um comportamento linear, a partir de curvas tensão x deformação que os caracterizem.

Além do aperfeiçoamento do modelo estrutural, os componentes do interior do tubo de proteção, gel e fibras ópticas (Tormena, 1999), devem ser incluídos. Este último aperfeiçoamento do modelo computacional permitirá a avaliação dos efeitos do carregamento externo aplicado ao cabo óptico sobre a fibra óptica.

Uma vez aprimorado o modelo computacional do cabo óptico, uma etapa seguinte do trabalho, prevê a aplicação de um carregamento de variação de temperatura ao mesmo, que é um problema que também afeta a sua capacidade de transmissão de dados.

## 6. AGRADECIMENTOS

À Furukawa Industrial S.A. Produtos Elétricos pela colaboração técnico-financeira no desenvolvimento do trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS

- Ansys User's Manual for Revision 5.4, 1997, Swanson Analysis System.
- Björklund, S. e Sören, A., 1994, "A Numerical Method for Elastic Contacts Subjects to Normal and Tangencial Loading", *Wear*, 179, 117-122.
- Johnson, K.L., 1987, "Contact Mechanics". Cambridge : Cambridge University Press..
- Gupta , P. K e Walowit, J. A., 1974, "Contact Stresses between an Elastic Cylinder and a Layered Elastic Solid" , *ASME Journal of Lubrification Tecnology*, 250-257.
- Horska, J., 1994, "Design of Loose Tube Fiber Optic Cable with Adjusted Contraction and Strain Windows". *International Wire & Cable Symposium*, 50-58.
- Huang, X. and Vinogradov, O., 1994, "Analysys of Dry Friction Hysteresis in a Cable under Uniform Bending", *Structural Engineering and Mechanics*, 63-80.
- Keiser, G., 1991, "Optical Fiber Communications", McGraw-Hill.
- Tormena, F. V. et ali., 1999, "Modelagem Computacional Bidimensional de Cabos Ópticos Utilizando o Método dos Elementos Finitos.", *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR., Brasil, 90p.*
- Vasconcellos, C. A. M. et ali, 1999, "Modelagem Computacional Tridimensional da Estrutura de um Cabo de Fibras Ópticas Utilizando o Método dos Elementos Finitos". *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, PR., Brasil, 58p.*

# ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DE EIXOS DE BOMBAS DE PISTÕES AXIAIS TIPO SWASHPLATE – COMPARAÇÃO COM RESULTADOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

**Mauro Hugo Mathias**

**Fernando de Azevedo Silva**

Universidade Estadual Paulista – UNESP, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Departamento de Mecânica, CP 205, 12.500-000, Guaratinguetá, SP. E-mail: [mathias@feg.unesp.br](mailto:mathias@feg.unesp.br) e [fazevedo@feg.unesp.br](mailto:fazevedo@feg.unesp.br).

## Resumo

Neste trabalho a análise modal de um eixo rotativo, desenvolvida com um modelo paramétrico de identificação baseado em dados experimentais, é comparada com os resultados de simulação numérica obtidos através do método dos elementos finitos. A análise por elementos finitos foi implementada utilizando o *software* comercial ANSYS, de modo a validar o procedimento de identificação dos parâmetros modais.

**Palavras-chave:** Análise modal experimental, identificação, parâmetros modais, elementos finitos.

## 1. INTRODUÇÃO

Afim de prever precisamente o desempenho dinâmico de estruturas e máquinas flexíveis torna-se necessário obterem-se modelos analíticos com um alto grau de precisão. Devido à própria complexidade destas estruturas, uma técnica comum de modelagem é obtida usando o método dos elementos finitos. Contudo, é fato conhecido que essa metodologia é passível de erros (Cook, 1974).

Por outro lado, a utilização efetiva de métodos numéricos para análise de problemas físicos reais sem solução analítica conhecida, implica na validação dos resultados computacionais através, por exemplo, da comparação com resultados de medições experimentais. A utilização de análise experimental permite também obter informações complementares do sistema estudado, de modo a melhorar o modelo teórico, como por exemplo, inferir sobre valores de amortecimento estrutural.

Desta forma, a proposta deste trabalho é comparar os resultados da análise modal de um eixo rotativo, que faz parte de uma bomba de pistões axiais tipo *swasplate* para fluido óleo-hidráulico. A análise foi desenvolvida através de duas diferentes metodologias: experimental e simulação numérica, de forma a validar o procedimento de identificação dos parâmetros modais.

Inicialmente, foi utilizado o *software* comercial de elementos finitos, ANSYS, para realizar as simulações numéricas do comportamento do eixo à vibração. Em seguida, foram utilizadas técnicas experimentais, onde o eixo foi ensaiado e os respectivos parâmetros modais foram determinados por análise modal no domínio do tempo. Nesta etapa foram utilizados diferentes mecanismos de excitação: martelo de impacto instrumentado e excitador de vibrações. A coleta e tratamento dos dados no procedimento experimental foi desenvolvida com auxílio dos *softwares* SISDIN e AQDADOS da LYNX.



## 2. ANÁLISE MODAL TEÓRICA

Análise modal é fundamentada no fato de que o comportamento dinâmico de um sistema linear pode ser descrito como uma composição de movimentos independentes, que possuem, cada um, uma forma de deformação única. Estes movimentos independentes são definidos como modos de vibração. Os modos de vibração são caracterizados pelos parâmetros modais: frequência natural, amortecimento modal e forma modal.

Assim, a análise modal determina as propriedades dinâmicas de uma estrutura mecânica através da identificação de seus modos de vibração. As propriedades inferidas através da análise modal, podem ser utilizadas para prever ou controlar a performance dinâmica da estrutura (Ewins, 1992 & Meirovitch, 1986).

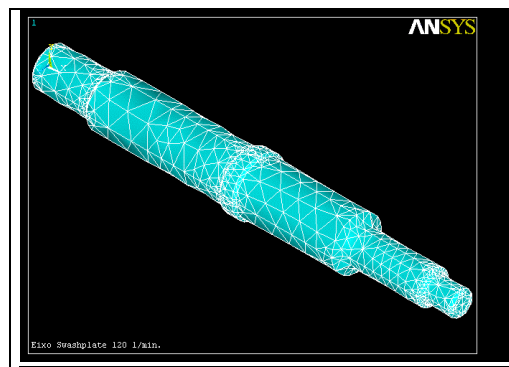
O procedimento de análise modal elaborado via elementos finitos, abrange as seguintes etapas gerais: construção do modelo geométrico, geração do modelo discreto, aplicação das condições de contorno (cargas e restrições), expansão dos modos, obtenção da solução e revisão dos resultados.

Como um dos interesses desta análise foi o de visualizar as configurações deformadas do eixo, foi construído um modelo tridimensional da estrutura inteira sem a utilização de planos de simetria, no cálculo da resposta estrutural.

O material utilizado para a confecção do eixo é o aço SAE 4140, sendo este um aço de média temperabilidade e com boas propriedades mecânicas.

Para a geração da malha de elementos finitos foi utilizado o elemento SOLID 72. Este elemento é definido por 4 nós, possuindo 6 graus de liberdade em cada um dos nós: rotações em torno das direções X, Y, Z, e translações nas direções X, Y e Z.

A figura 1 apresenta o modelo global do eixo com a malha de elementos finitos, sendo constituída por 12.681 elementos e 2.771 nós.



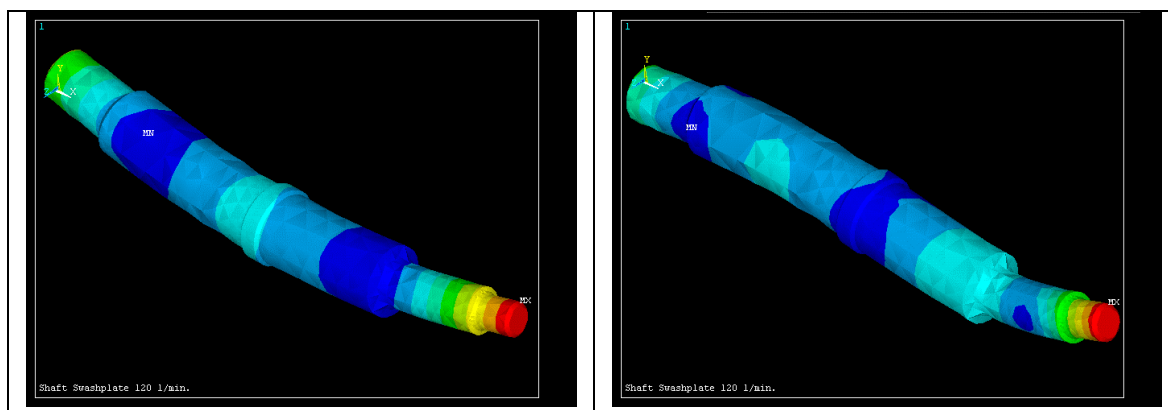
**Figura 1.** Malha de elementos finitos do eixo rotativo.

### 2.1. Resultados de Simulação Numérica por Elementos Finitos

As quatro primeiras frequências naturais obtidas são apresentadas na tabela 1. Na figura 2 são ilustradas as formas modais correspondentes ao 2º modos de vibração e 3º modo de vibração respectivamente. Ressalta-se que em vista da maior complexidade do modelo podem aparecer frequências que não são verificadas no procedimento experimental.

**Tabela 1.** Valores das 4 primeiras frequências estimadas do modelo de elementos finitos.

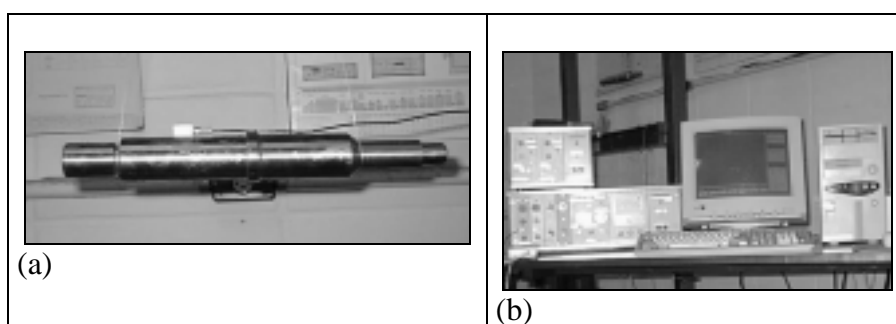
Modo	Frequência (Hz)
1 <sup>o</sup>	1.822,3
2 <sup>o</sup>	1.826,7
3 <sup>o</sup>	3.808,9
4 <sup>o</sup>	3.891,6



**Figura 2.** 2<sup>a</sup> e 3<sup>a</sup> formas modais do eixo.

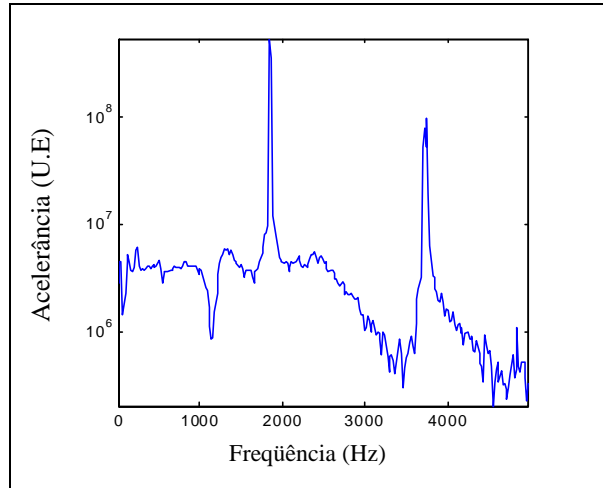
### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

No desenvolvimento do procedimento experimental, um eixo de uma bomba axial tipo *swashplate* foi confeccionado com o objetivo de realizar um ensaio de análise modal. Com os dados do ensaio a identificação dos parâmetros modais do sistema foi realizada através de um modelo paramétrico do domínio do tempo. Da identificação as frequências naturais estimadas do modelo de elementos finitos foram validadas e os fatores de amortecimento da estrutura foram também estimados. O ensaio foi desenvolvido com a estrutura presa por elementos elásticos conforme ilustra a figura 3-(a). O procedimento experimental consistiu em aplicar impactos em diferentes pontos da estrutura e coletar os sinais de aceleração em um dado ponto de referência. Este procedimento foi baseado em uma análise univariada (modelo SISO). Os sinais foram medidos ao longo de uma única direção. A componente de excitação foi aplicada ao sistema através de um martelo de análise modal, imprimindo-se impactos em oito pontos dispostos de forma equidistantes ao longo do eixo. O aparato instrumental indicado na figura 3-(b) consistiu de um martelo, acelerômetro, condicionadores de sinais, filtros analógicos e sistema de aquisição de dados. O sistema de aquisição de dados resume-se a uma placa analógica digital, um *software* de aquisição e um microcomputador.



**Figura 3.** (a) Eixo ensaiado; (b) Aparato experimental.

A aquisição dos sinais foi efetuada na frequência de amostragem de 10.000 Hz de modo estabelecer a faixa de análise de 0 a 5.000 Hz. As saídas dos sinais dos condicionadores foram filtrados com filtros analógicos do tipo passa-baixa ajustado na frequência de 5.000 Hz. A análise dos sinais foi processada com programas desenvolvidos no ambiente do Matlab, tomando-se os dados de entrada e saída referentes as oitos estações de medida. Na figura 4 é ilustrado uma função de transferência do sistema correspondente a resposta no ponto de referência 3 a um impacto aplicado no ponto 2.



**Figura 4.** Função de transferência H32.

#### 4. PROCEDIMENTO DE IDENTIFICAÇÃO

A identificação experimental foi implementada com um modelo paramétrico do domínio do tempo. De início foi adotado o modelo autoregressivo de médias móveis com entrada exógena (ARMAX), no entanto como os resultados obtidos com o modelo autoregressivo com entrada exógena (ARX) foram equivalentes, optou-se pelo último. A justificativa da escolha do modelo ARX foi motivada pela sua simplicidade de implementação com relação aos aspectos numéricos e estimação da ordem do modelo. Os modelos ARX com diferentes ordens foram ajustados a partir dos dados de força e aceleração obtidos nos diferentes pontos de medida no eixo. Os dados experimentais foram ajustados pela seguinte equação de diferenças que descreve um processo ARX:

$$y(k) = \sum_{i=1}^{p-2n} \alpha_i y(k-i) + \sum_{i=1}^{r-2n-1} \gamma_i f(k-i) + e(k) \quad (1)$$

onde  $p$  e  $r$  correspondem a ordem dos processos autoregressivo (AR) e exógeno, os escalares  $\alpha_i$  ( $i = 1 \dots p$ ) representam os coeficientes AR que ponderam a influência de valores prévios de uma série temporal discreta  $\{y(k)\}$  no valor presente  $y(k)$ ,  $\gamma_i$  ( $i = 1 \dots r$ ) são coeficientes associados a uma componente determinística de excitação e  $e(k)$  componente relacionado com o erros de ajuste (Skullestad, 1996). Dos coeficientes AR um polinômio de grau da mesma ordem do processo AR é construído. As raízes do polinômio guardam informações relativas aos parâmetros modais, frequência e fator de amortecimento, bem como informações de modos computacionais que aparecem em decorrência da ordem do modelo ser mais elevada do que a ordem verdadeira do processo em questão. O recurso do ajuste de ordens mais elevadas justifica-se em razão dos efeitos de ruídos presentes nos sinais e de aspectos relacionados a precisão dos estimadores numéricos. Assim o aspecto fundamental no processo de estimação é a busca de critérios de ajuste de ordem de modelo que estabeleça estimação de

parâmetros precisa, bem como critérios que possibilitem distinguir os parâmetros que guardam a informação da dinâmica do sistema daqueles relacionados com os modos computacionais (Hollkamp *et al.*, 1992). Reforçando o conceito enfatiza-se que a idéia básica na determinação da ordem é estabelecer a ordem que forneça parâmetros mais precisos ao invés de identificar a verdadeira ordem do modelo. Na literatura são propostos diferentes critérios de ajuste da ordem de modelos, tais como os critérios FPE, AIC, MDL, etc. (Ljung, 1987 & Young, 1976). Estes critérios baseiam-se essencialmente na minimização de um funcional descrito a partir do erro quadrático de ajuste. Os aspectos importantes na busca da identificação satisfatória é levar em consideração que a identificação apropriada do modelo depende da relação associada entre o tipo de excitação a estrutura do modelo de ajuste e a relação de transformação dos parâmetros discretos da equação de diferenças com os pólos relacionadas ao domínio contínuo no tempo da transformada de Laplace (Broersen, 1988 & Fassois *et al.*, 1990). No presente trabalho optou-se pelo critério MDL (*Maximum Description Length*) para o ajuste da ordem do modelo ARX.

Considerando todos os relevantes aspectos acima o procedimento de identificação adotado neste trabalho resume-se nos seguintes passos:

1. Leitura dos dados de entrada e saída do sistema;
2. Ajuste do modelo ARX de diferentes ordens e definição da ordem com o critério MDL;
3. Avaliação de modelos concorrentes de modo a avaliar a precisão dos parâmetros;
4. Obtenção do polinômio característico com base nos coeficientes AR;
5. Obtenção dos pólos do modelo e separação dos modos computacionais e modos físicos;
6. Estimativa das frequências e fatores de amortecimento do sistema.

#### **4.1. Resultados**

Os resultados foram avaliados para cada conjunto de dados de entrada e saída nas oito estações de medidas definidas no eixo. Na faixa de frequência estudada foi identificado três modos. O que se observou é que em todos os pontos a convergência dos parâmetros modais relativa ao primeiro modo foi bastante satisfatória. Já para o segundo e terceiro modos a convergência dos parâmetros relativa ao conjunto de dados ficou prejudicada nos extremos do eixo. Mas com os dados obtidos nos outros pontos pode-se validar o modelo, bem como utilizá-los como referência para a busca de modelos concorrentes que estabeleçam resultados mais precisos. Este procedimento é justificado em razão dos critérios de ordem não estabelecer efetivamente a ordem ideal. Visto que determinada base de dados pode até não ser caracterizada pelo modelo escolhido, requerendo assim modelos mais robustos. No caso em estudo não foi necessário este recurso, no entanto o que se adotou foi um refinamento da ordem do modelo. O critério utilizado para definir os parâmetros físicos do sistema foi através da análise do módulo do fator de amortecimento e pela repetibilidade das componentes (Mathias, 1998). Na tabela 2 são apresentados alguns resultados referentes a identificação de parâmetros com três conjuntos de dados, relacionados a estação de referência 3 e aos pontos de impactos 1, 3 e 4. As frequências estimadas através do modelo ARX são destacadas em negrito na tabela.

**Tabela 2.** Resultados preliminares da identificação.

H31		H33		H34	
f(Hz)	$\zeta$	f(Hz)	$\zeta$	f(Hz)	$\zeta$
1,0	100,0	2,2	100,0	4,4	100,0
341,7	71,4	222,50	48,5	230,1	41,3
999,1	4,4	666,90	23,2	658,1	24,3
1.536,6	25,8	1.002,6	2,0	1.004,1	11,0
		1.416,2	5,2	1.448,3	7,9
<b>1.836,0</b>	<b><math>1,3 \times 10^{-2}</math></b>	<b>1.836,0</b>	<b><math>1,3 \times 10^{-2}</math></b>	<b>1.836,0</b>	<b><math>1,2 \times 10^{-2}</math></b>
2.451,8	4,9	2.181,1	6,2	2.236,2	5,6
2.965,4	4,9	2.549,7	6,9	2.516,4	75,3
		2.774,8	6,8	2.634,3	6,0
		3.181,0	3,0	3.033,7	7,1
				3.091,4	9,1
<b>3.703,8</b>	<b><math>7,1 \times 10^{-2}</math></b>	<b>3.706,6</b>	<b><math>2,1 \times 10^{-1}</math></b>	<b>3.708,5</b>	<b><math>1,9 \times 10^{-1}</math></b>
<b>3.744,7</b>	<b><math>7,3 \times 10^{-2}</math></b>	<b>3.745,1</b>	<b><math>6,7 \times 10^{-2}</math></b>	<b>3.745,0</b>	<b><math>7,0 \times 10^{-2}</math></b>
4.493,8	3,0	4.287,6	2,3	4.314,7	2,2
		4.635,1	2,5	4.677,1	3,2

Observa-se dos dados relativo a função de transferência H31 que certa discrepância aparece no fator de amortecimento do modo de frequência 3.703, 8 Hz. Embora em menor grau este problema foi também verificado no terceiro modo na análise de outros conjuntos de dados. A validação dos parâmetros foi efetuada utilizando quatro amostras de sinais para cada ponto de medida. Problema semelhante foi observado no outro extremo da barra (ponto 8). Os demais pontos apresentaram resultados satisfatórios não requerendo maior demanda de recursos numéricos para a análise. Outro aspecto que ficou evidente da análise é que a ordem do processo AR para os dados sempre apresentou valores elevados (acima de 20) e do processo exógeno foi baixa, aspecto que é característico de sinais determinísticos. Na tabela 3 são compilados os resultados da estimação dos parâmetros, frequência e fator de amortecimento, obtidos com os sinais medidos no ponto 3 quando excitado nos pontos 2 e 4, respectivamente. Os resultados correspondem a média da identificação de um conjunto de quatro amostras para cada estação de medida.

**Tabela 3.** Parâmetros modais identificados.

H32		H34	
f(Hz)	$\zeta$	f(Hz)	$\zeta$
1.835,9	$1,3 \times 10^{-2}$	1.836,2	$1,2 \times 10^{-2}$
3.706,8	$1,9 \times 10^{-1}$	3.707,6	$2,1 \times 10^{-1}$
3.744,8	$7,0 \times 10^{-2}$	3.745,2	$6,9 \times 10^{-2}$

Pela comparação percentual das frequências estimadas na tabela 3 com as do modelo de elementos finitos, conclui-se que na primeira frequência o erro foi da ordem de 1,0%, na segunda o erro foi da ordem de 2,7% e na terceira o erro foi de 3,0%.

## 5. CONCLUSÕES

Um método de identificação paramétrico aliado a um modelo de elementos finitos foi aplicado para estimar os parâmetros modais de um eixo de uma bomba *swashplate*. O método de identificação explorou a relação entre o modelo paramétrico discreto e o modelo contínuo no tempo derivado da formulação de Laplace.

É importante salientar que o objetivo principal deste trabalho foi de estabelecer subsídios ao projeto de uma bomba tipo *swashplate* que se encontra em desenvolvimento no Departamento de Mecânica da FEG – UNESP. O trabalho continua sendo complementado com a identificação dos modos de vibrar através da análise dos resíduos da função de transferência identificada.

## 6. REFERÊNCIAS

- Broersen, P. M. T., 1988, “A Comparison of Criteria for Autoregressive Order Selection. In: IFAC – Identification and System Parameter Estimation”, Beijing, pp. 27-31.
- Cook, R. D., 1974, “Concepts and Applications for Finite Element Analysis”, John Wiley & Sons.
- Ewins, D. J., 1992, “Modal Testing: Theory and Practice”, John Wiley & Sons Inc.
- Fassois, S. D., Eman, K. F., Wu, S. M., 1990, “Sensitivity Analysis of The Discrete-To-Continuous Dynamic System Transformation”, ASME- Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 112, pp. 1-9.
- Hollkamp, J. J., Batil, S. M., 1992, “Structural Identification Using Order Overspecified Time-Series Models”, ASME - Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, v. 114, n.1, pp. 27-33.
- Ljung, L., 1987, “System Identification: Theory for The User”, New Jersey: Prentice-Hall Englewood Cliffs.
- Mathias, M. H., 1998, “Aplicação da Técnica Paramétrica ARMA de Processamento de Sinais na Caracterização de Estruturas Mecânicas”, Universidade Estadual de Campinas, Tese de Doutorado.
- Meirovitch, L., 1986, “Elements of Vibration Analysis”, Mc Graw-Hill Book Company.
- Skullestad, A., 1996, “Identification of Vibration Modes. In: A Spacecraft Using Nonparametric and Parametric Methods”, Modeling, Identification and Control, v. 17, n. 4, pp. 231-259.
- Young, P., 1976, “Some Observations on Instrumental Variable Methods of Time Series Analysis”, International Journal of Control, v. 23, pp. 593-612.

# GERAÇÃO AUTOMÁTICA DE MALHAS PARA UM PROBLEMA DE PERTURBAÇÃO SINGULAR COM CAMADA LIMITE

Carlos Augusto de Souza<sup>1</sup>

Dominique Leguillon<sup>2</sup>

Évariste Sanchez-Palencia<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900 Brasília, DF, Brasil. E-mail: carlos@lion.enm.unb.br

<sup>2</sup>Laboratoire de Modélisation en Mécanique, Université Paris VI, 8, rue de Capitaine Scott, 75015, Paris, France.

## Resumo

Este trabalho apresenta um problema elíptico bidimensional de perturbação singular, resolvido através do método de elementos finitos (MEF). A solução deste problemas apresenta as mesmas dificuldades encontradas no cálculo de problemas de equilíbrio de cascas elásticas delgadas. O objetivo é desenvolver ferramentas apropriadas para contornar as dificuldades associadas a camadas limite e interna que aparecem quando a espessura da casca tende a zero. O problema em estudo é uma função de um parâmetro  $\varepsilon \geq 0$  que, quando lhe são atribuídos pequenos valores, provoca também o aparecimento destas camadas. Para que se consigam resultados satisfatórios para a solução do problema nas camadas, via MEF, necessita-se de uma malha refinada anisotrópica, que é obtida, neste trabalho, através de um processo adaptativo.

**Palavras-chave:** malha anisotrópica, perturbação singular, adaptatividade.

## 1. INTRODUÇÃO

Uma casca é simplesmente um corpo elástico cuja forma no seu estado natural não deformado é de pequena espessura  $2e$  em relação à sua superfície  $S$ . Pode-se mesmo dizer que uma casca é uma superfície material de espessura  $2e$ . Exemplos familiares de aplicações de cascas são: painéis solares de satélites e outras estruturas espaciais, cascos de navios, revestimentos de aviões, torres de centrais nucleares, reservatórios, etc.

A estática e a dinâmica das cascas elásticas delgadas são atualmente relativamente mal conhecidas e apresentam problemas inesperados a um usuário desinformado. Existem algumas teorias (Goldenveizer (1962) e Niordson (1985)) que fornecem resultados relativamente satisfatórios para cascas de uma certa espessura, mas se tornam pouco confiáveis no caso de espessuras muito pequenas. Algumas catástrofes aconteceram nos últimos anos na construção de torres de resfriamento de centrais nucleares, como o caso de Ferry-Bridge no Reino Unido (Sanchez-Palencia (1995)), o que leva a crer que os métodos de cálculo ainda não são adequados.

Os problemas do cálculo de cascas elásticas delgadas foram expostos por Sanchez-Palencia (1995), que afirma que, para certos tipos de cascas com certas solicitações específicas, as teorias apontadas acima apresentam bons resultados. Mas, segundo o mesmo autor, na maioria dos casos aparecem fenômenos surpreendentes e inesperados no cálculo de estruturas feitas a partir de cascas delgadas.

De fato, as equações da teoria clássica de cascas contém dois termos correspondentes à energia de deformação: de membrana e de flexão. Os coeficientes correspondentes a estes

dois termos têm uma razão entre si de  $e^{-2}$ . Conseqüentemente, pode-se estudar o comportamento assintótico de uma casca delgada quando a espessura tende a zero (Sanchez-Palencia (1989)). Esta característica do problema tem se acentuado devido à tendência de otimização de todo tipo de estruturas, implicando na construção de estruturas cada vez mais delgadas, cujo cálculo necessita de códigos confiáveis mesmo em condições limites quando a relação entre a espessura e as outras dimensões da casca tende a zero.

Dois problemas são frequentemente encontrados ao se fazer o cálculo numérico de soluções de cascas elásticas delgadas. O primeiro é o travamento (*locking*) de membrana causado por uma certa incompatibilidade entre o subespaço dos deslocamentos inextensionais e o subespaço dos elementos finitos utilizados. Segundo Choi(1999), o travamento de membrana é uma deterioração da aproximação por elementos finitos quando a espessura tende a zero.

O segundo problema consiste no surgimento de fenômenos de falta de regularidade das soluções, que se manifestam através de camadas limites, camadas internas, propagação de singularidades e outras instabilidades, sendo conhecido por *sensibilidade*. A razão principal do surgimento destes fenômenos é que as equações de cascas têm como limite, quando a espessura tende a zero, equações que não são necessariamente elípticas, de modo que as soluções não apresentam propriedades de regularidade habituais aos problemas de elasticidade, que são do tipo elíptico. Uma descrição correta deste tipo de singularidade pode ser feita através de refinamentos da malha nas zonas onde elas aparecem. Desta forma, para se conseguir cálculos numéricos com precisão satisfatória torna-se necessário refinar a malha uniformemente, o que conduz, quando a espessura é muito pequena, a um número de graus de liberdade extremamente grande; ou a ter-se um conhecimento preciso do tipo de singularidade e de seu posicionamento em cada caso particular, o que é inviável nas aplicações práticas de cascas delgadas.

Segundo Sanchez-Palencia (1995) e Choi *et al.*(1998) é extremamente complicado o desenvolvimento e a implementação de um elemento finito para cascas que contorne estes dois problemas. Dentro deste contexto, numa primeira etapa é conveniente considerar-se o estudo de um problema similar com um grau de dificuldade reconhecidamente menor para que se possam desenvolver ferramentas que serão utilizadas posteriormente na implementação de um elemento finito para cascas delgadas dentro de um código clássico que possa gerar malhas adaptativas anisotrópicas.

Desta forma, o objeto de estudo deste trabalho é um problema elíptico bidimensional de perturbação singular que depende de um pequeno parâmetro  $\varepsilon \geq 0$ . São utilizadas forças (segundo membro) singulares (que não pertencem ao espaço dual de energia) colocando-se em evidência fenômenos de camada limite e camada interna de grande intensidade. Este problema é similar ao de soluções de cascas, cuja equação possui também um pequeno parâmetro que é a espessura da casca. Quando esta tende a zero surgem problemas análogos àqueles encontrados para o problema em estudo.

Um cálculo numérico confiável para valores pequenos de  $\varepsilon$  só é possível através de uma malha bastante fina nas camadas. Para se construir estas malhas é necessário utilizar-se um gerador de malhas adaptativas bidimensional. Devido à complexidade de construção de um código deste tipo, optou-se por utilizar o programa *BL2D* desenvolvido por Borouchaki e Laug (1995) que permite a construção de malhas bidimensionais isotrópicas ou anisotrópicas, com ou sem adaptação.

## 2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Sejam  $\Omega = (0, 1) \times (0, 1)$  um domínio bidimensional,  $u : \Omega \rightarrow \mathbb{R}$  um campo escalar de interesse,  $f : \Omega \rightarrow \mathbb{R}$  um campo de forças e  $\mathbf{x} := (x, y)$  um ponto representativo qualquer



em  $\Omega$ . O problema de perturbação singular em estudo é da forma:

$$\varepsilon^2 \Delta^2 u - c \Delta u = f, \quad \text{com } \varepsilon \geq 0, \quad (1)$$

$$f = -\delta'_{(x=1)} F(y), \quad (2)$$

onde  $\Delta u$  é o laplaciano de  $u$ ,  $\delta'_{(x=1)}$  é a derivada da distribuição de Dirac  $\delta$  no ponto  $x = 1$  e  $F(y)$  é uma função qualquer que depende unicamente de  $y$ .

As condições de contorno são:

$$u = 0 \text{ em } x = 0, \quad u = 0 \text{ em } x = 1, \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \text{ em } x = 0 \quad e \quad x = 1. \quad (3)$$

Levando-se em conta as condições de contorno utilizadas, a formulação variacional do problema é da forma:

$$a^\varepsilon(u, v) = b(v), \quad u \in V \quad e \quad \forall v \in V, \quad (4)$$

com:

$$a^\varepsilon(u, v) := \varepsilon^2 \int_{\Omega} \Delta u \Delta v d\mathbf{x} + c \int_{\Omega} \nabla u \cdot \nabla v d\mathbf{x} \quad e \quad b(v) := \int_{\Omega} f v d\mathbf{x}. \quad (5)$$

Esta forma de escrever é mais adequada à realidade física do problema: a forma bilinear  $a^\varepsilon(u, v)$  representa o trabalho virtual das forças internas (associado à variação da energia de deformação do sistema) e a forma linear  $b(v)$  representa o trabalho das forças exteriores para o deslocamento virtual  $v$  aplicado ao meio.

Os espaços apropriados  $V$  e  $V_a$  são definidos como:

$$V = \{v \in H^2(\Omega)\}, \quad \text{para } \varepsilon > 0 \quad e \quad V_a = \{v \in H^1(\Omega)\}, \quad \text{para } \varepsilon = 0. \quad (6)$$

Como forma linear  $b(v)$  são aplicadas *forças* que estão no espaço dual de  $V$ , mas que não estão no espaço dual de  $V_a$ , isto é,  $f \in V'$ , mas  $f \notin V'_a$ .

Desta forma, observa-se que no problema limite, no qual  $\varepsilon = 0$ , há uma inconsistência devida à  $f$ . A consequência é que, para  $\varepsilon$  pequeno, aparecem fenômenos de camada limite e camada interna de grande intensidade. Problemas deste tipo foram considerados em dimensão 1 por Leguillon *et al.*(1999). Neste trabalho faz-se o estudo do mesmo problema considerando-se o caso bidimensional.

No cálculo das integrais utiliza-se o método da quadratura de Gauss. O elemento finito implementado é triangular com 3 graus de liberdade por nó ( $u$  e as derivadas parciais  $u_x$  e  $u_y$ ). Este elemento é chamado de *triângulo de Hermite do tipo 3* (Kardestuncer (1987)).

Deseja-se fazer uma expansão cúbica de  $u$ . Disto surge uma dificuldade, pois para se fazer a expansão desejada utiliza-se um polinômio completo de terceiro grau contendo dez termos e tem-se apenas nove graus de liberdade. Para se resolver este problema foram utilizadas as funções de base encontradas em Zienkiewicz (1991), propostas por Specht (1988) que permitem escrever:

$$\begin{aligned} u = \mathbf{N}\boldsymbol{\alpha} = & [L_1, L_2, L_3, L_1L_2, L_2L_3, L_3L_1, \\ & L_1^2L_2 + 1/2L_1L_2L_3 \{3(1 - \mu_3)L_1 - (1 + 3\mu_3)L_2 + (1 + 3\mu_3)L_3\}, \\ & L_2^2L_3 + 1/2L_1L_2L_3 \{3(1 - \mu_1)L_2 - (1 + 3\mu_1)L_3 + (1 + 3\mu_1)L_1\}, \\ & L_3^2L_1 + 1/2L_1L_2L_3 \{3(1 - \mu_2)L_3 - (1 + 3\mu_2)L_1 + (1 + 3\mu_2)L_2\}] \boldsymbol{\alpha} \end{aligned} \quad (7)$$

onde:

$$\mu_1 = \frac{l_3^2 - l_2^2}{l_1^2} \quad \mu_2 = \frac{l_1^2 - l_3^2}{l_2^2} \quad \mu_3 = \frac{l_2^2 - l_1^2}{l_3^2}, \quad (8)$$

e  $l_1, l_2, l_3$  são os comprimentos das arestas do triângulo.

A forma linear  $b(v)$  é da forma:

$$b(v) := \int_{\Omega} f v d\mathbf{x}. \quad (9)$$

A função  $f$  utilizada é da forma:

$$f = -\delta'_{(x=1)} F(y), \quad (10)$$

onde  $\delta'_{(x=1)}$  é a derivada da distribuição de Dirac  $\delta$  no ponto  $x = 1$  e  $F(y)$  é uma função qualquer que depende unicamente de  $y$ .

Com este tipo de força  $F(y)$ , utiliza-se a antisimetria do problema em torno de  $x = 1$  e acrescenta-se a independência da solução em relação a  $y$  para comparar-se a solução deste problema com a solução unidimensional apresentada por Leguillon *et al.* (1999).

Com este segundo membro a camada limite encontra-se próxima da reta  $x = 1$  para valores pequenos de  $\varepsilon$ . Para ser utilizado nos códigos clássicos de elementos finitos este tipo de segundo membro *não padrão* necessita de uma reprogramação.

O elemento finito implementado foi acrescentado ao *Module f*, uma biblioteca de programas destinada à resolução de problemas quaisquer através do método dos elementos finitos, desenvolvida na França pela equipe do *INRIA - Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique*.

### 3. RESULTADOS PRELIMINARES

O problema teste é definido em um domínio bidimensional com  $x \in [0; 1]$  e  $y \in [0; 1]$ , segundo a Figura 1.

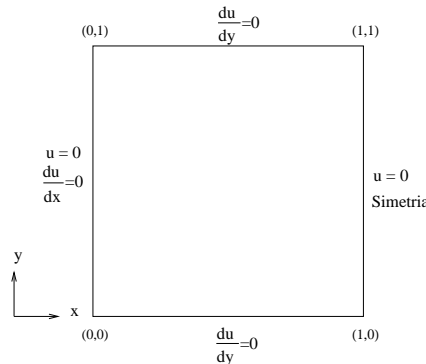


Figura 1. Problema teste com condições de contorno

O segundo membro é uma função do tipo  $f = -\delta'_{(x=1)} F(y)$  com  $F(y) = -0.5$ . Com a escolha desta função, a solução do problema é independente de  $y$  e pode ser comparada com a solução do problema unidimensional. Afim de comparar os resultados, utiliza-se o código *delta2* (que foi desenvolvido por Dominique Leguillon), o qual resolve o mesmo problema na sua forma 1D. A malha unidimensional usada nos teste é sempre regular, ou seja, todos os elementos possuem o mesmo tamanho.

Todos os cálculos da validação foram feitos em um computador pessoal com sistema operacional Linux Red Hat 6.0, equipado com processador Pentium II de 300 Mhz e 64Mb

de memória RAM. Para os dois testes preliminares o valor da constante  $c$  é igual a 1, e varia-se o valor de  $\varepsilon$ . No primeiro teste tem-se  $\varepsilon = 0.1$  e no segundo teste  $\varepsilon = 0.01$ .

Para a construção das malhas utiliza-se a rotina **apnoxx** do *Modulef*. Para cada tipo de malha são feitos vários refinamentos, através de divisões sucessivas das arestas do domínio. A variável  $M$  é o número de nós sobre cada aresta do domínio. Para fazer-se a comparação entre os casos unidimensional e bidimensional o domínio  $\Omega$  é cortado por uma reta de equação  $y = 0.5$  e é mostrada, a curva de  $u$  em função de  $x$  para esta reta.

Para o primeiro teste, com  $\varepsilon = 0.1$ , a Figura 2 apresenta a malha mais refinada (com  $M = 45$ ) e o gráfico de convergência para o valor máximo da função  $u$  ( $u_{max}$ ), normalizado em relação ao valor máximo obtido para o problema unidimensional, sobre a reta  $y = 0.5$ .

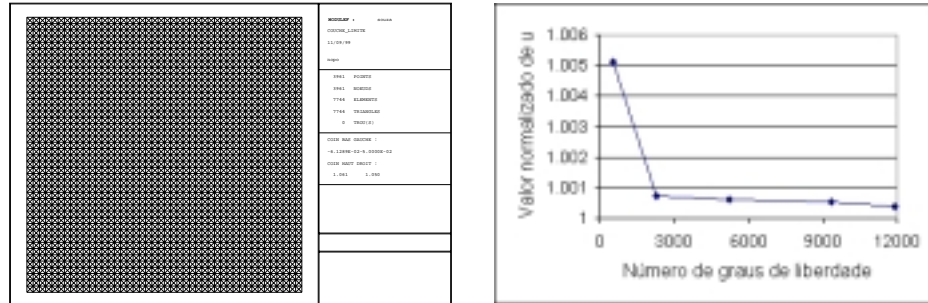


Figura 2. a) Malha regular com  $M = 45$  b) Convergência de  $u_{max}$  em  $y = 0.5$

A Figura 3 mostra a curva de  $u(x)$  em  $y = 0.5$  para o modelo unidimensional e para o modelo bidimensional. Destas duas figuras observa-se que a convergência é muito boa. Para este valor de  $\varepsilon$  não há uma camada limite definida, e a curva de  $u$  é suave.

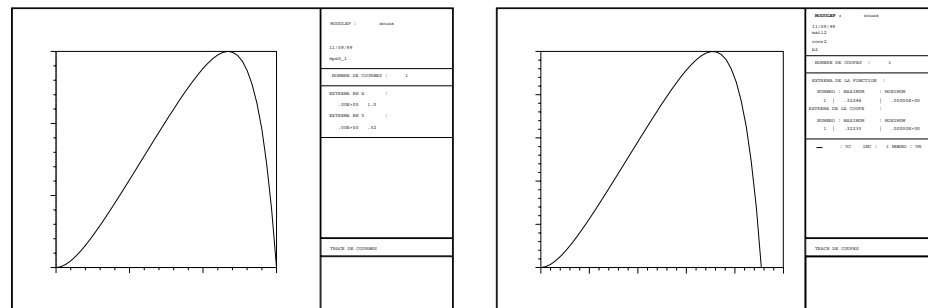


Figura 3. Teste 1 - a) Resultado unidimensional b) Resultado bidimensional

Apresentam-se agora os resultados do teste com  $\varepsilon = 0.01$ . A Figura 4 mostra o gráfico de convergência para o valor máximo de  $u(x)$  e os isovalores de  $u$ .

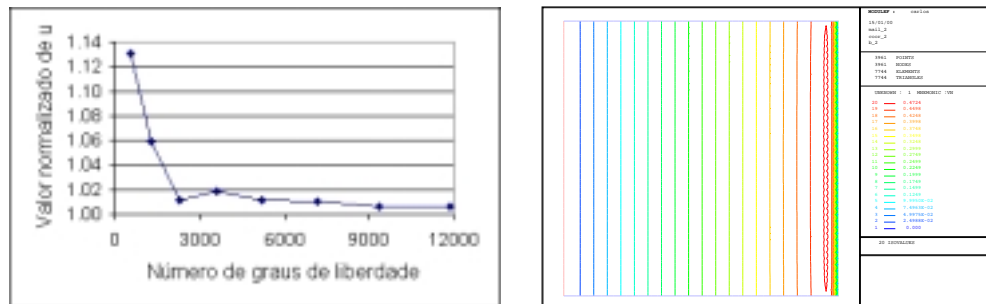


Figura 4. a) Convergência de  $u_{max}$  em  $y = 0.5$  b) Isovalores de  $u$  com  $\varepsilon = 0.01$

Observa-se que, apesar de ter-se uma boa convergência para  $u_{max}$ , o gráfico de isovalores apresenta oscilações na extremidade direita. Esta é a região de camada limite, que esperava-se aparecer para pequenos valores de  $\varepsilon$ . A Figura 5 mostra a curva de  $u(x)$  em  $y = 0.5$  e comprova a grande variação do gradiente de  $u$  nesta região.

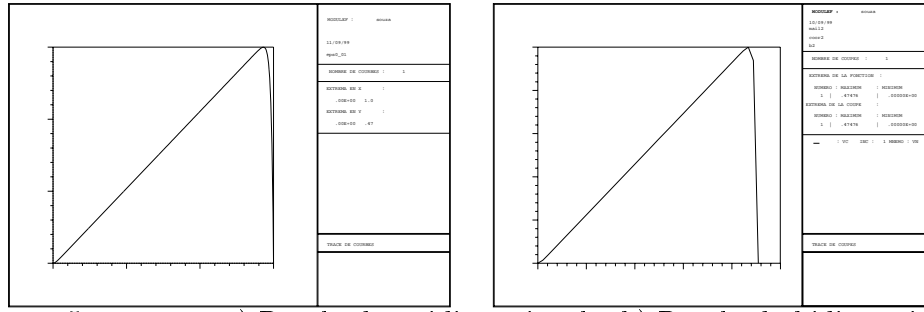


Figura 5. Teste 2 - a) Resultado unidimensional b) Resultado bidimensional

Constrói-se uma nova malha, refinada na região da camada limite. A Figura 6 apresenta esta malha e os isovalores de  $u$  obtidos com ela.

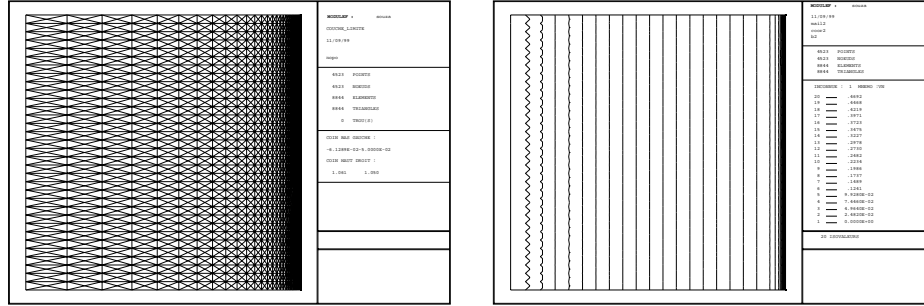


Figura 6. Teste 2 - a) Malha refinada à direita b) Isovalores de  $u$

Observa-se que, com esta malha refinada à direita, resolve-se o problema de oscilações nesta região. Entretanto, observa-se que na parte esquerda do domínio aparecem novas oscilações. A partir destas constatações, procura-se implementar um procedimento de geração automática de malhas para este problema, de modo a refinar a malha nos locais onde há grande variação no gradiente da função  $u$ .

O programa escolhido para se gerar as malhas automaticamente é o *BL2D*, um gerador de malhas adaptativas bidimensional, desenvolvido por Borouchaki e Laug (1995). O processo adaptativo consiste em:

- construir uma malha inicial com o *BL2D*
- calcular a solução correspondente com o *Module f*
- utilizar um estimador de erro
- decidir pela adequação ou não da malha atual:
  - se a malha atual é estável e fornece bons resultados, fim;
  - senão, traduzir os resultados do estimador de erro em uma *carta de especificações* ou *carta de métricas* que permitirá a construção de uma nova malha adaptada e depois iterar o processo.

#### 4. RESULTADOS COM GERAÇÃO AUTOMÁTICA DE MALHAS

Para que se possa comparar melhor os resultados, dois pontos  $P$  e  $Q$ , cujas coordenadas são  $P := (0.955, 0.5)$  e  $Q := (0.05, 0.5)$ , são fixados na malha. Os valores de  $u$  nestes pontos são calculados em todas as iterações e o gráfico da Figura 7 apresenta a convergência do valor de  $u$ . Os valores são normalizados em relação à solução do problema unidimensional.

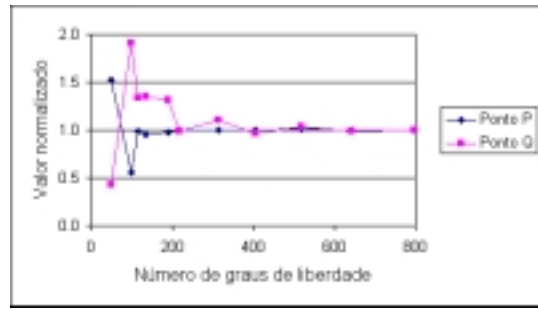


Figura 7. Convergência do processo iterativo

Da Figura 7 observa-se que a convergência é muito boa e tem-se para o ponto  $P$  bons resultados para malhas com apenas 300 graus de liberdade (100 nós), enquanto que, para as malhas regulares do teste anterior são necessários 4523 nós com a malha refinada à direita. Para o ponto  $Q$ , a convergência é um pouco mais lenta, com bons resultados apenas para malhas com mais de 400 graus de liberdade. A Figura 8 apresenta as malhas para as iterações 0, 5 e 10 e os isovalores de  $u$  de cada uma delas.

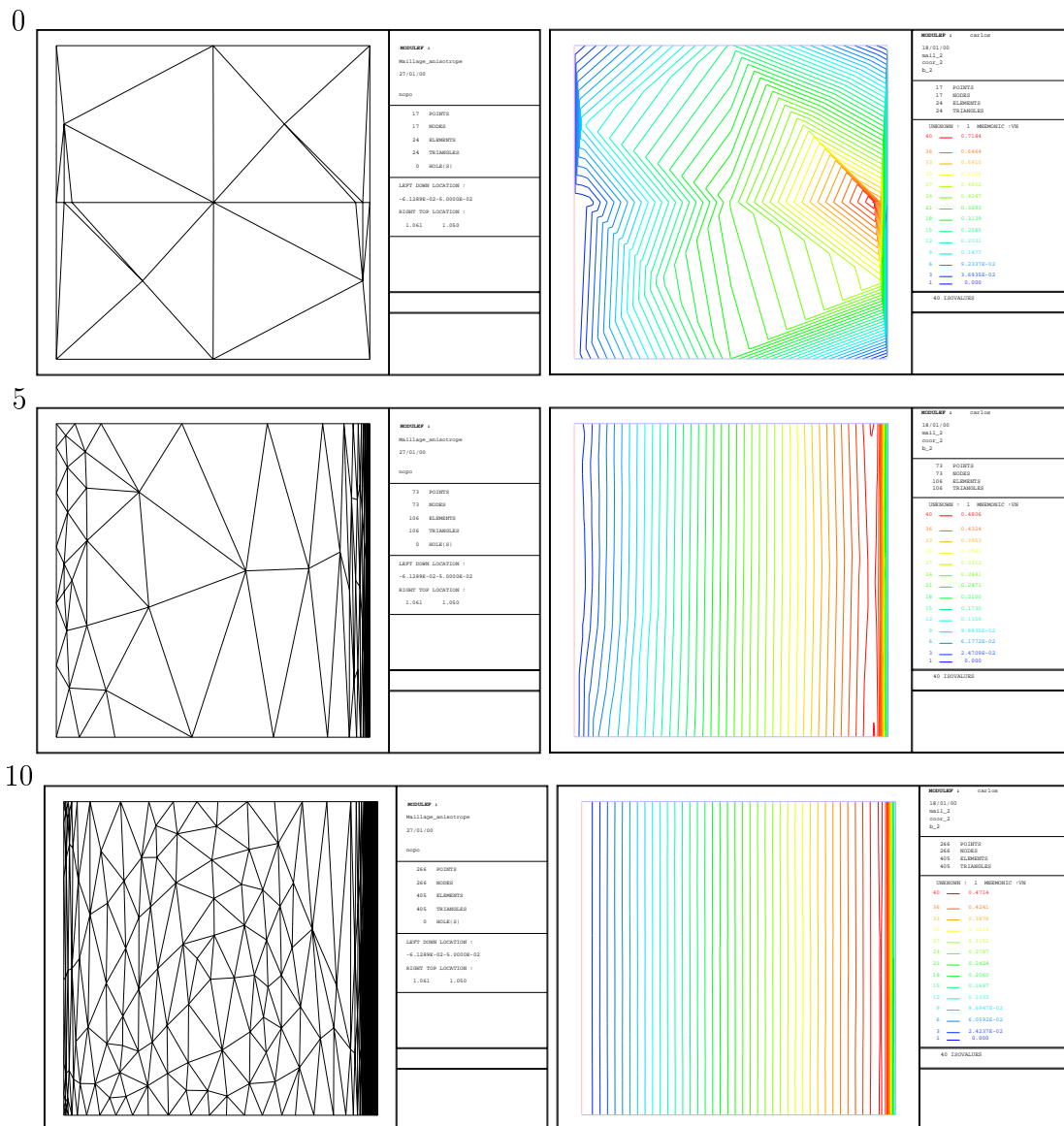


Figura 8. Malhas e isovalores para iterações 0, 5 e 10 com  $\epsilon = 0.01$

Observa-se que tem-se grande densidade de elementos na região da camada limite para a malha da iteração 10. Os elementos desta região são altamente anisotrópicos, pois a variação do gradiente de  $u$  na direção  $x$  é muito maior do que na direção  $y$ . Assim, o processo adaptativo cria elementos que são estirados na direção paralela à camada limite.

No lado esquerdo do domínio tem-se uma densidade menor de elementos, pois, nesta região a variação do gradiente de  $u$  na direção  $x$  é bem menor. Na parte central do domínio, como não há variação significativa do gradiente de  $u$  em nenhuma direção os elementos são quase isotrópicos.

## 5. CONCLUSÃO

O processo de geração de malhas adaptativas anisotrópicas implementado mostrou-se eficiente na criação de uma malha adaptada ao problema em questão. A menor quantidade de graus de liberdade possibilita o cálculo de soluções melhores com menor tempo de processamento. Isto é conseguido através do adensamento de elementos nas regiões de maior gradiente e com a utilização de elementos altamente anisotrópicos.

Os procedimentos utilizados na solução deste problema simples de perturbação singular podem ser empregados num problema de equilíbrio de cascas delgadas que envolve dificuldades semelhantes àquelas que surgiram neste trabalho.

## Referências Bibliográficas

- BOROUCAKI, H. e LAUG, P. (1995): “Le mailleur adaptatif bidimensionnel BL2D: manuel d’utilisation et documentation”, *INRIA, Rapp. Tech.n. 0185*, Rocquencourt.
- BOROUCAKI, H.; GEORGE, P. L.; HECHT, F.; LAUG, P. e SALTEL E. (1995): “Mailleur bidimensionnel de Delaunay gouverné par une carte de métriques. Partie I: Algorithmes”, *INRIA, Rapp. Tech. n. 2741*, Rocquencourt.
- CHOÏ, D., PALMA, F. J., SANCHEZ-PALENCIA, É. e VILARINO, M. A. (1998): “Membrane locking in the finite element computation of very thin elastic shells”, *Mathematical Modelling and Numerical Analysis*, **32**, pp. 131–152.
- CHOÏ, D. (1999): “Computations of thin non-inhibited hyperbolic elastic shells. Benchmarks for membrane locking”, *Math. Meth.in the Applied Sciences*, **22**, pp. 1293–1321.
- GOLDENVEIZER, A. L. (1962): *Theory of elastic thin shells*, Pergamon, New York.
- KARDESTUNCER, H. e NORRIE, D. H. (1987): *Finite element handbook*, McGraw-Hill.
- LEGUILLON, D.; SANCHEZ-HUBERT, J. e SANCHEZ-PALENCIA, É. (1999): “Model problem of singular perturbation without limit in the space of finite energy and its computation”, *C. R. Acad. Sci. Paris*, **327**, série II b, pp. 485-492.
- NIORDSON, F. (1985): *Shell Theory*, North-Holland, Amsterdam.
- SANCHEZ-PALENCIA, É. (1989): “Statique et dynamique des coques minces. I: Cas de flexion pure non inhibée”, *Compt. Rend. Acad. Sci. Paris*, série I, **309**, pp. 411–417.
- SANCHEZ-PALENCIA, É. (1995): Surfaces et coques élastiques minces: problèmes et défis, *La Vie des Sciences*, **12**, num. 3, pp. 239–258.
- SPECHT, B. (1988): “Modified shape functions for the three node plate bending element passing the patch test”, *Int. Jour. for Num. Meth. in Engin.*, **26**, pp. 705–715.
- ZIENKIEWICZ, O. C. (1991): *The finite element method. Volume 2 - Solid and fluid mechanics. Dynamics and non-linearity*, McGraw-Hill, Londres.

# WAVE PROPAGATION IN DISCONTINUOUS DAMAGED FIELDS

**Saulo Guimarães Machado**

**Felipe Bastos de Freitas Rachid**

Universidade Federal Fluminense, Laboratory of Theoretical and Applied Mechanics, Department of Mechanical Engineering, Rua Passo da Pátria, 156, 24210-240 - Niterói, RJ, Brazil. E-mail: [saulo@mec.uff.br](mailto:saulo@mec.uff.br) & [rachid@mec.uff.br](mailto:rachid@mec.uff.br)

## Abstract

This paper presents a theoretical investigation, based on numerical simulations, of the wave propagation phenomenon in damageable elasto-viscoplastic one-dimensional medium. The degradation of the medium induced by inelastic deformations is described by a local continuum damage model in a context of internal variable theory. To solve the hyperbolic governing equations, the Glimm's scheme along with a splitting technique were used. Numerical simulations with discontinuous damage initial conditions are presented so that the influence of the damage on the wave propagation phenomenon is highlighted.

**Keywords:** Wave Propagation, Continuum Damage Mechanics, Elasto-viscoplasticity, Glimm's Scheme.

## 1. INTRODUCTION

Metallic materials, specially those used in high temperature environments, are known to be susceptible to inelastic deformations when exposed to moderately amplitude impact loading and/or transient complex loading histories. Structural components used in nuclear and thermohydraulics power plants are typical examples of particular interest.

Because of its importance in engineering applications, the analysis of dynamical problems involving the wave propagation in inelastic solids has been the subject of several researches in the past years (Belytshko, et al. 1987, Loret and Prevost, 1990 and Sluys et al., 1993). Even though several important features have been definitively addressed and significant progress has been achieved, a few works (Freitas Rachid et al., 1996 and Freitas Rachid et al., 1997) have been dedicated to the study of the degradation phenomenon (damage induced by inelastic strains) influence on the dynamical response of structures.

This paper reports a theoretical and numerical investigation of longitudinal wave propagation phenomenon in damageable elasto-viscoplastic bars under isothermal and small deformations. The material inelastic response is described by an internal constitutive theory with strong thermodynamics basis and the degradation phenomenon by means of local continuum damage theory.

The constitutive model used in this work exhibits strain-softening phenomenon yet gives rise to a unique solution to the wave propagation initial-boundary-value problem. The primary effect of the damage on the wave propagation analysis is that it affects the tensile wave speed. As a result, dispersive effects appear in the solution whenever the magnitude of inelastic strains is capable to cause damage evolution. To solve the non-linear hyperbolic equations

describing the wave propagation phenomenon, a suitable numerical technique based on Glimm's method is proposed.

With this model is possible to analyse cases in which there exists discontinuous damage initial conditions. This is a case of interest when a structure, composed by several members with different loading histories, is exposed to an impact loading. Another relevant case occurs in practice when damaged stretches of a structure are replaced by pieces of virgin material.

## 2. CONSTITUTIVE EQUATIONS

The constitutive equations used in this work are derived in a context of an internal variable theory (Lemaitre & Chaboche, 1990). Due to the limited space, only its main features will be focused on. For further details, refer to the work of Freitas Rachid & Costa Mattos (1995).

For the isothermal evolution of an elasto-viscoplastic damageable solid, the local state is supposed to be characterized by the total strain tensor  $\underline{\underline{\epsilon}}$ , the anelastic strain  $\underline{\underline{\epsilon}}^p$ , by an internal variable  $D$  related with the damage and by two other internal variables  $\underline{\underline{c}}$  and  $p$  related to the kinematical and isotropic hardening, respectively. The variable  $\underline{\underline{c}}$  is a second-order tensor whereas  $p$  is of scalar nature. The variable  $D \in [0,1]$  is a macroscopic quantity which can be interpreted as a local measure of the degradation of the material induced by deformation. If  $D=0$ , the material is virgin and if  $D=1$  the material loses locally its mechanical strength.

The Helmholtz free energy  $\psi$  is assumed to be a differentiable scalar function of the state variables with the following form:

$$\rho\psi(\underline{\underline{\epsilon}}, \underline{\underline{\epsilon}}^p, D, \underline{\underline{c}}, p) = (1-D) \{ \psi_e(\underline{\underline{\epsilon}} - \underline{\underline{\epsilon}}^p) + \psi_p(p) + \psi_c(\underline{\underline{c}}) \} \quad (1)$$

$$\psi_e(\underline{\underline{\epsilon}} - \underline{\underline{\epsilon}}^p) = \frac{1}{2} \left( \underline{\underline{C}}(\underline{\underline{\epsilon}} - \underline{\underline{\epsilon}}^p) \right) \cdot (\underline{\underline{\epsilon}} - \underline{\underline{\epsilon}}^p), \quad \psi_p(p) = b \left( p + \frac{1}{d} \exp(-dp) \right) + \sigma^y p, \quad \psi_c(\underline{\underline{c}}) = \frac{1}{2} a \underline{\underline{c}} \cdot \underline{\underline{c}} \quad (2.1-2-3)$$

The term  $\psi_e$  is the elastic strain energy density and the terms  $\psi_p$  and  $\psi_c$  are the inelastic strain energy densities related to the internal variables  $\underline{\underline{c}}$  and  $p$ .  $\underline{\underline{C}}$  is the classical symmetric fourth-order positive definite tensor of elasticity. In the above relations,  $a$ ,  $b$  and  $d$  are material parameters. The so-called thermodynamical forces  $(\underline{\underline{\sigma}}, B^D, \underline{\underline{B}}^c, B^p)$  related to the internal variables  $(\underline{\underline{\epsilon}}, \underline{\underline{\epsilon}}^p, D, \underline{\underline{c}}, p)$  are defined from the free energy potential by taking its partial derivatives. The relations between the state variables and the thermodynamical forces are the so-called state laws:

$$\underline{\underline{\sigma}} = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial \underline{\underline{\epsilon}}^p} = (1-D) \underline{\underline{C}}(\underline{\underline{\epsilon}} - \underline{\underline{\epsilon}}^p) \quad (3.1)$$

$$B^D = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial D} = \psi_e + \psi_p + \psi_c \quad (3.2)$$

$$\underline{\underline{B}}^c = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial \underline{\underline{c}}} = -(1-D) a \underline{\underline{c}} \quad (3.3)$$



$$B^p = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial p} = -(1-D)(+b(1-\exp(-dp)) + \sigma^y) \quad (3.4)$$

To complete the constitutive equations, evolution laws are required for the internal variables. These are obtained by introducing a differentiable scalar function  $\Phi = \Phi(\underline{\underline{\sigma}}, B^D, B^p, \underline{\underline{B}}^c, \underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{\underline{\varepsilon}}^p, D, p, \underline{\underline{c}})$  of the thermodynamical forces and the internal variables, named dissipation potential. For this particular material  $\Phi$  has the following form:

$$\Phi = \frac{k}{n+1} \left\langle \frac{F}{k} \right\rangle^{n+1} \quad (4)$$

where  $\langle x \rangle = \max(0, x)$  and  $F$  is the yield function  $F(\underline{\underline{\sigma}}, B^D, B^p, \underline{\underline{B}}^c, \underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{\underline{\varepsilon}}^p, D, p, \underline{\underline{c}})$ :

$$F = f + \frac{\varphi}{2a} (\underline{\underline{B}}^c \cdot \underline{\underline{B}}^c - (1-D)^2 a^2 \underline{\underline{c}} \cdot \underline{\underline{c}}) + \frac{1}{2S_0} \left( (B^D)^2 - (\psi_e + \psi_p + \psi_c)^2 \right)$$

$$f = f(\underline{\underline{\sigma}}, B^p, \underline{\underline{B}}^c) = J(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c) + B^p \text{ and } J(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c) = \left( \frac{3}{2} (\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)_{\text{dev}} \cdot (\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)_{\text{dev}} \right)^{1/2}$$

In the above relations,  $\varphi$  and  $S_0$  are material parameters.  $(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)_{\text{dev}}$  is the deviatoric part of  $(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)$ . When  $\Phi$  is differentiated with respect to the arguments  $\underline{\underline{\sigma}}$ ,  $B^D$ ,  $B^p$  and  $\underline{\underline{B}}^c$ , the evolution laws are obtained:

$$\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p = \frac{\partial \Phi}{\partial \underline{\underline{\sigma}}} = \frac{3}{2} \left\langle \frac{F}{k} \right\rangle^n \frac{(\underline{\underline{\sigma}} + \underline{\underline{B}}^c)_{\text{dev}}}{J} \quad (5.1)$$

$$\dot{p} = \frac{\partial \Phi}{\partial B^p} = \left( \frac{2}{3} \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p \cdot \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p \right)^{1/2} = \left\langle \frac{F}{k} \right\rangle^n \quad (5.2)$$

$$\underline{\underline{\dot{c}}} = \frac{\partial \Phi}{\partial \underline{\underline{B}}^c} = \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p + \frac{\varphi}{a} \underline{\underline{B}}^c \dot{p} \quad (5.3)$$

$$\dot{D} = \frac{\partial \Phi}{\partial B^D} = -\frac{B^D}{S_0} \dot{p} \quad (5.4)$$

Using equations (3), it is easy to verify that  $F(\underline{\underline{\sigma}}, B^D, B^p, \underline{\underline{B}}^c, \underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{\underline{\varepsilon}}^p, D, p, \underline{\underline{c}}) < 0$  if and only if  $f(\underline{\underline{\sigma}}, B^p, \underline{\underline{B}}^c) < 0$ . If  $f < 0$  then  $\underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p = 0$ ,  $\dot{p} = 0$ ,  $\underline{\underline{\dot{c}}} = 0$ ,  $\dot{D} = 0$ , and consequently, the material will behave elastically. When  $B^p = -\sigma^y$  and  $\underline{\underline{B}}^c = 0$ , the condition  $f \leq 0$  is nothing else than the classical Von-Mises criterion. If  $B^p = -\sigma^y$  and  $\underline{\underline{B}}^c = 0$  at the time  $t=0$ , the evolution of the elastic domain (the set of the stress  $\underline{\underline{\sigma}}$  such that  $f(\underline{\underline{\sigma}}, B^p, \underline{\underline{B}}^c) < 0$ ) will be characterized by an homothetical expansion or contraction (due to  $B^p(t)$ ) and by a translation (due to  $\underline{\underline{B}}^c(t)$ ) of the initial elastic domain (defined by the Von-Mises criterion). Equation (5.1) implies that  $\text{tr}(\underline{\underline{\varepsilon}}^p) = 0$ . This means that the inelastic deformation preserve the volume of the body. If the internal variable  $\underline{\underline{c}}$  is zero at time  $t=0$  then, from (3.3), (5.1) and (5.3), it is also easy to verify

that  $\text{tr}(\underline{\underline{c}}) = \text{tr}(\underline{\underline{B}}^c) = 0$ . The variable  $\underline{\underline{\epsilon}}^p$  is usually called the plastic strain and the internal variable  $p$  is called the cumulated plastic strain.

Equations (3) and (5) describe adequately the mechanical phenomena of damage, elasticity, plasticity (cyclic plasticity, strain-hardening and strain-softening), creep and relaxation observed in many metallic materials at high temperature. Experimental procedures to identify the material parameters  $a$ ,  $b$ ,  $d$ ,  $\sigma^y$ ,  $k$ ,  $n$ ,  $\varphi$  and  $S_0$  can be found in (Lemaitre & Chaboche, 1990).

### 3. BALANCE EQUATIONS

The balance of linear momentum, along with the strain-displacement relationship, that governs the motion of a continuum solid body under the assumption of small displacements and deformations are (Salençon, 1990):

$$\rho \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} = \text{div} \underline{\underline{\sigma}} + \rho \underline{g}, \quad \underline{\underline{\epsilon}} = 1/2(\text{grad} \underline{u} + \text{grad} \underline{u}^T) \quad (6.1-2)$$

In the above expressions  $\underline{v}$ ,  $\underline{u}$ ,  $\underline{\underline{\sigma}}$  and  $\underline{\underline{\epsilon}}$  represent, respectively, the velocity vector field, the displacement vector field, the stress tensor field and the strain tensor field, which are all functions of the space coordinate  $x$  in the reference configuration and of the time  $t$ . The external body force per unit of mass  $\underline{g}$  is assumed to be zero and the body supposed to be homogeneous, so that the mass density  $\rho$  is constant. Once the body geometry and the initial/boundary conditions have been specified, the balance (6) and constitutive (3) and (5) equations describe the problem of wave propagation in damageable elasto-viscoplastic medium.

### 4. PROBLEM FORMULATION

As a first step towards the analysis of the wave propagation phenomenon, we restrict the complexity of the problem by dealing with the one-dimensional situation. Let us consider a bar of length  $L$  of an isotropic damageable elasto-viscoplastic material whose axis coincides with the coordinate  $x$ . The origin of the coordinate system is the left end of the bar so that  $x \in [0, L]$  Fig.1.

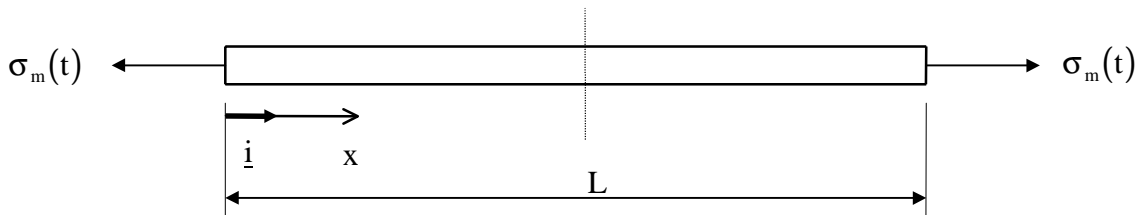


Fig.1 - One-dimensional bar of length  $L$  with stress prescribed at both ends

It is further assumed that the velocity and the stress tensor have only one non-vanishing component in the  $x$  direction,  $\underline{v} = v \underline{i}$  and  $\underline{\underline{\sigma}} = \sigma \underline{i} \otimes \underline{i}$ , in which  $\underline{i}$  is the unit length vector of the positive  $x$  direction and  $\otimes$  stands for the usual tensorial product. As a consequence, there will

exist only one independent component of the tensors  $\underline{\underline{\varepsilon}}^p$  and  $\underline{\underline{c}}$ ,  $\underline{\underline{\varepsilon}}^p = \varepsilon^p \underline{i} \otimes \underline{i} - \frac{\varepsilon^p}{2} \underline{j} \otimes \underline{j} - \frac{\varepsilon^p}{2} \underline{k} \otimes \underline{k}$   
and  $\underline{\underline{c}} = c \underline{i} \otimes \underline{i} - \frac{c}{2} \underline{j} \otimes \underline{j} - \frac{c}{2} \underline{k} \otimes \underline{k}$ .

Based on the considerations presented so far, equations (3), (5) and (6) can be reduced to the following system of partial differential equations:

$$\frac{\partial v}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \sigma}{\partial t} - \rho \lambda^2 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\sigma}{(1-D)} \frac{\partial D}{\partial t} + (1-D)E \frac{\partial \varepsilon^p}{\partial t} = 0 \quad (7.1-2)$$

$$\frac{\partial \varepsilon^p}{\partial t} = f(\sigma, c, p, D), \quad \frac{\partial c}{\partial t} = g(\sigma, c, p, D), \quad \frac{\partial p}{\partial t} = h(\sigma, c, p, D), \quad \frac{\partial D}{\partial t} = l(\sigma, c, p, D) \quad (7.3-4-5-6)$$

where the functions  $f$ ,  $g$ ,  $h$  and  $l$  of the arguments  $(\sigma, c, p, D)$  are obtained from (5) and  $\lambda = \lambda(D)$ , the wave speed with which disturbances propagate in the bar, is given by  $\lambda = \sqrt{(1-D)E/\rho}$ .

It is initially assumed that the bar is at rest and free of stress. As boundary conditions, we consider the bar is submitted to a prescribed stress at its edges. These conditions can be stated as follows:

$$v(x, t=0) = \sigma(x, t=0) = \varepsilon^p(x, t=0) = p(x, t=0) = c(x, t=0) = 0 \quad (8)$$

$$\sigma(x=0, t) = \sigma(x=L, t) = \sigma_m(t) \quad (9)$$

$$D(x \leq L/2, t=0) = D_0^L; \quad D(x > L/2, t=0) = D_0^R \quad (10)$$

It can be shown that the system of equations (7) is merely hyperbolic in time for  $D \in [0,1)$  since its eigenvalues are all real (although not distinct) and the associated eigenvectors form a complete set of linear independent vectors (Jeffrey, 1976). The hyperbolicity of (7) ensures the well-posedness of the initial-boundary-value problem (7)+(8)+(9).

## 5. NUMERICAL METHOD

In order to construct the numerical approximation for the solution  $(\sigma, v, \varepsilon^p, D, c, p)$  of (7) from time  $t^n$  to time  $t^{n+1} = t^n + \Delta t$  the following splitting algorithm is adopted:

i. First, an initial approximation  $(\bar{\sigma}, \bar{v})$  is obtained by advancing  $\Delta t$  in time through:

$$\frac{\partial v}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \sigma}{\partial t} - \rho \lambda^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

via Glimm's method. As Cauchy data for the Glimm's scheme, the values of  $(\sigma, v, D)$  at time  $t^n$  are used.

ii. Once  $(\bar{\sigma}, \bar{v})$  has been evaluated, the numerical approximation for the solution at time  $t^{n+1}$  is finally obtained by advancing in time with the same time-step  $\Delta t$  through:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial t} = -\frac{\sigma}{(1-D)} 1 - (1-D)Ef, \quad \frac{\partial \varepsilon^p}{\partial t} = f, \quad \frac{\partial c}{\partial t} = g, \quad \frac{\partial p}{\partial t} = h, \quad \frac{\partial D}{\partial t} = 1 \quad (12)$$

To do this, the Euler's scheme is employed by taking as initial conditions  $(\varepsilon^p, D, c, p)$  at time  $t^n$  and  $(\bar{\sigma}, \bar{v})$ .

This procedure may be repeated throughout until a desired time of simulation has been reached. Before using Glimm's method for solving equations (11), one must know the solution of the associated Riemann problem.

### 5.1 Riemann Problem

The Riemann problem associated to (11) is an initial-value problem of the form (Smoller, 1983),

$$(\sigma(x, t = 0); v(x, t = 0)) = \begin{cases} (\sigma_l, v_l); & \text{for } x < 0 \\ (\sigma_r, v_r); & \text{for } x > 0 \end{cases}$$

with discontinuous coefficient  $\lambda$  such that:

$$\lambda = \begin{cases} \lambda_l = \lambda(D_l) = \text{constant}; & \text{if } x < 0 \\ \lambda_r = \lambda(D_r) = \text{constant}; & \text{if } x > 0 \end{cases}$$

where  $\sigma_l, v_l, D_l$  and  $\sigma_r, v_r, D_r$  are constants.

The generalized solution of this particular problem depends only on the ratio  $\xi = x/t$  and is constructed by connecting the left state  $(\sigma_l, v_l)$  and the right state  $(\sigma_r, v_r)$  to the intermediate states  $(\sigma^*_1, v^*_1)$  and  $(\sigma^*_r, v^*_r)$ , which must be determined, by shock waves (discontinuous solutions). The shock speeds  $s$  must satisfy the Rankine-Hugoniot jump condition. In this case this relationship is:

$$\left. \begin{array}{l} s\rho[v] = [\sigma] \\ s[\sigma] = \rho\lambda_1^2[v] \end{array} \right\} \text{if, } x < 0 \quad \text{or} \quad \left. \begin{array}{l} s\rho[v] = [\sigma] \\ s[\sigma] = \rho\lambda_r^2[v] \end{array} \right\} \text{if, } x > 0 \quad (13)$$

where  $[\zeta]$  denotes the jump of  $\zeta$  across adjacent states.

From equations (13) it is easy to see that shocks propagate with speeds  $s = -\lambda_l$  if  $x < 0$  or  $s = \lambda_r$  if  $x > 0$ . Thus, the solution is constructed by connecting the left state  $(\sigma_l, v_l)$  to the intermediate state  $(\sigma^*_1, v^*_1)$  with shock speed  $s = -\lambda_l$ . Similarly, the right state  $(\sigma_r, v_r)$  is connected to the intermediate state  $(\sigma^*_r, v^*_r)$  by a shock with speed  $s = \lambda_r$ . To complete the solution, however, it remains to connect the state  $(\sigma^*_1, v^*_1)$  and  $(\sigma^*_r, v^*_r)$ . This is done by imposing a stationary shock (a shock with speed  $s = 0$ ) at  $x = 0$  as illustrated in Fig. 2. It should be mentioned that such kinds of shock appearing in the solution of this problem are actually the so-called contact discontinuities (Smoller, 1983).

The generalized solution of this problem is unique and is summarized in Fig. 2 which displays the regions in the  $x$ - $t$  plane where the solutions is defined.

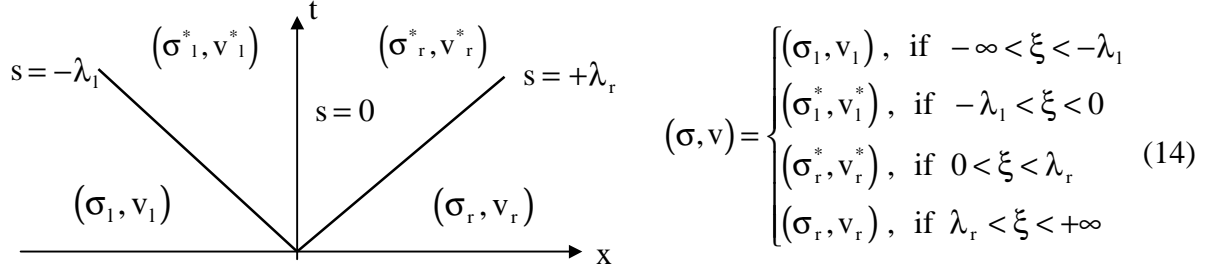


Fig. 2 - Solution of Riemann Problem in the x-t plane.

In the above relations,  $\sigma_l^*$ ,  $v_l^*$  and  $\sigma_r^*$ ,  $v_r^*$  are given by the following expressions:

$$\sigma_r^* = \sigma_l^* = \frac{(\lambda_r \sigma_r + \lambda_l \sigma_l + \rho(\lambda_l^2 v_l - \lambda_r^2 v_r))}{(\lambda_r + \lambda_l)}$$

$$v_l^* = \frac{\lambda_r}{\lambda_l(\lambda_r + \lambda_l)} \left( \lambda_l v_l + \lambda_r v_r + \frac{(\sigma_l - \sigma_r)}{\rho} \right), \quad v_r^* = \frac{\lambda_l}{\lambda_r(\lambda_r + \lambda_l)} \left( \lambda_l v_l + \lambda_r v_r + \frac{(\sigma_l - \sigma_r)}{\rho} \right)$$

## 5.2 Glimm's Method

Glimm's method is a numerical scheme which employs the solution of the associated Riemann problem to generate approximate solutions of the hyperbolic equations, when they are subjected to arbitrary initial data. The main idea behind the method is to appropriately gather the solution of as many Riemann problems as desired to successively march from time  $t^n$  to time  $t^{n+1} = t^n + \Delta t$ . To do this it is first necessary to approximate the data at the time  $t^n$  by piecewise constant functions.

Consider a uniform partition  $0 = x_1 < \dots < x_i < \dots < x_{i+1} < \dots < x_{N+1} = L$  of the interval  $[0, L]$  such that  $\Delta x = x_{i+1} - x_i$ . Let us also assume that at time  $t^n$  there already exists a piecewise constant approximation of  $(\sigma, v, D)$  such as :

$$\sigma(x, t^n) = \sigma_i = \sigma(x_i, t^n), \quad v(x, t^n) = v_i = v(x_i, t^n), \quad D(x, t^n) = D_i = D(x_i, t^n)$$

for  $x \in (x_i - \Delta x / 2, x_i + \Delta x / 2)$  and  $1 \leq i \leq N + 1$ .

For each two consecutive states  $(\sigma_i, v_i, D_i)$  and  $(\sigma_{i+1}, v_{i+1}, D_{i+1})$ ,  $1 \leq i \leq N$ , there is defined and solved a Riemann problem centered at  $\bar{x} = x_i - \Delta x / 2$ , according to the preceding section. Now, with solution of these  $N$  Riemann problems and by introducing a random sequence of numbers  $\{\theta_n\}$ ,  $\theta_n \in (0, 1)$ , it is finally obtained a piecewise constant approximate solution of (11) at time  $t^{n+1}$  as follows:

$$(\bar{\sigma}, \bar{v})(x, t^{n+1}) = (\bar{\sigma}_j(\xi_i), \bar{v}_j(\xi_i)), \quad \text{where} \quad \xi_i = \frac{(x_i + \theta_n \Delta x - \bar{x})}{\Delta t} \quad (15)$$

for  $x \in (x_i - \Delta x / 2, x_i + \Delta x / 2)$  and  $1 \leq i \leq N + 1$  with  $j$  defined as  $j = i$ , if  $\theta_n \leq 1/2$  or  $j = i + 1$ , if  $\theta_n > 1/2$ .

In these expressions  $(\bar{\sigma}_j, \bar{v}_j)$  stands for the  $j$ -th Riemann problem with initial data  $(\sigma_i, v_i, D_i)$  and  $(\sigma_{i+1}, v_{i+1}, D_{i+1})$  whose solution is given by equation (14).

In order that nearby shocks of adjacent Riemann problem do not interact with each other, the time-step  $\Delta t$  is chosen to satisfy the Courant-Friedrichs-Lewy condition:

$$\Delta t = t^{n+1} - t^n \leq \frac{\Delta x}{2|\lambda|_{\max}}$$

where  $|\lambda|_{\max}$  is the maximum absolute value of the shock speeds, taking into account the  $N$  Riemann problems at time  $t^n$ .

With reference to the algorithm described at the beginning of this section, the aforementioned approximation  $(\bar{\sigma}, \bar{v})$  is the one provided by equation (15).

## 6. NUMERICAL EXAMPLES

Aiming to better understand the phenomenon of wave propagation in a damageable elasto-viscoplastic medium, the physical problem, described in section 4 is numerically simulated here. To characterize severe impact loading, we consider as boundary conditions triangular-shape stress pulses, having a rise time of 0.5 ms and duration of 1 ms, so that:

$$\sigma(x=0, t) = \sigma(x=L, t) = \begin{cases} \sigma_m t, & \text{if } 0 \leq t \leq 0.5 \text{ms} \\ -\sigma_m t + 2\sigma_m, & \text{if } 0.5 \text{ms} \leq t \leq 1 \text{ms} \\ 0, & \text{if } t \geq 1 \text{ms} \end{cases}$$

where  $\sigma_m$  represents the stress pulse amplitude

The bar, which is 16m long, is made an AISI 316L stainless steel and is submitted to a temperature of 600°C. At this temperature the material parameters are (Lemaitre and Chaboche, 1990):  $E=130$  GPa,  $\nu=0,27$ ,  $\sigma^y=6$  MPa,  $k=150$  MPas,  $b=80$  MPa,  $d=10$ ,  $n=12$ ,  $a=17$  GPa,  $\phi=300$  and  $S_0=2$  kPa.

After time  $t=0$ , the impulsive stress pulses generated at both extremities will propagate towards the midpoint of the bar. Afterward these pulses will interact with each other and will be reflected at the bar's ends until the steady state has been reached or rupture has occurred. The wave speed in the virgin material is  $\lambda(D=0)=4082$  m/s.

Evidences of the influence of the degradation on the bar response can be found at (Freitas Rachid et al., 1997). Here we are concerned about the response of the bar when we have discontinuous damage initial conditions. We consider as damage initial condition  $D_0^L = 0$  and  $D_0^R = 0.9$ , as shown in equation (10).

In what follows, the dynamical response of the bar will be analyzed for an input stress pulse  $\sigma_m = 190$  MPa. Spatial dimensionless stress distributions along the bar are displayed in fig. 3 for different instants. The evolution of the wave propagation is depicted in an horizontal sequence.

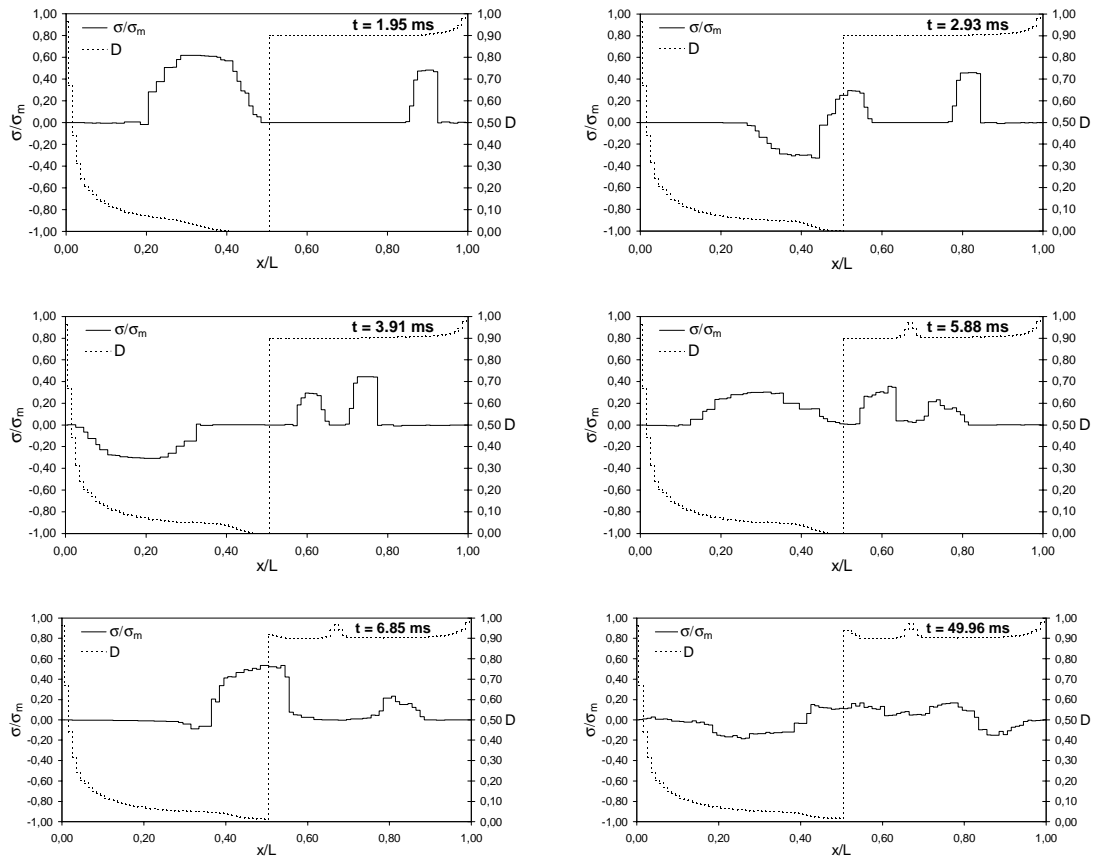


Fig. 3 - Dimensionless stress and damage fields at several time instants for  $\sigma_m = 190$  MPa

At time  $t = 1.95$  ms both stress pulses are propagating towards the midpoint of the bar. The right pulse is smaller than the left one because damage is an additional dissipative mechanism. In addition, at time  $t = 2.93$  ms, the right stress pulse reaches the midpoint before the other. The pulses propagate with different speeds due to the reduction of the local wave speed induced by damage. So, in the left side of the bar the wave speed is greater than in the right one. At the same instant,  $t = 2.93$  ms, when the left pulse reaches the midpoint, we can see the reflection of the part of the pulse. Notice that it occurs before the first superposition of the stress pulses. So, at  $t = 3.91$  ms, we can see clearly three stress pulses propagating in the rod.  $t = 5.88$  ms is the instant after the first superposition and we can see the damage evolution around the point  $x/L = 0.66$ . When the right pulse reaches the midpoint, at  $t = 6.85$  ms, it occurs another superposition. The reflected pulse reaches the midpoint at the same time.

The last picture, at  $t = 49.96$  ms, shows the final stress and damage fields. The most critical regions susceptible to damage evolution are not only those close to the extremities and to the center of the bar. There exist another region susceptible to damage evolution whose localization and dimension depends on damage initial conditions.

## 7. FINAL REMARKS

The influence of the degradation on the wave propagation phenomenon in an elasto-viscoplastic medium has been characterized by means of numerical simulations in a bar submitted to impact stress pulses at both ends. Besides of attenuating the stress waves and introducing significant delay in the signals, the discontinuous damage initial condition may

cause the reflection of the part of the stress pulse where the damage discontinuity is sufficiently great.

#### **ACKNOWLEDGMENTS**

The partial financial support provided by CAPES and the concession of a scholarship granted to Saulo Guimarães Machado is gratefully acknowledged.

#### **REFERENCES**

- Belytshko, T., Wang, X. J., Bazant, Z. P. & Hyun, Y., Transient Solutions for One-Dimensional Problems With Strain-Softening, *J. Appl. Mech.*, vol. 54, pp. 513-517, 1987.
- Freitas Rachid, F. B. & Costa Mattos, H. S., Integrity of Liquid Transmission Lines Taking into Account the Fluid-Structure Interaction, *Proc. of the 1996 ASME Pressure Vessel & Piping Conf.*, Montreal, PVP-Vol. 337 pp. 61-69, 1996.
- Freitas Rachid, F. B. & Costa Mattos, H. S., Pressure Transients in Damageable Elastoplastic Pipes, *Proc. of the 1995 ASME/JSME Pressure Vessels & Piping Conf.*, Hawaii, PVP-Vol. 301, pp. 31-40, 1995.
- Freitas Rachid, F. B. and Machado, S. G., Wave Propagation in Damageable Elasto-Viscoplastic Bars, *Proceedings in CD-Rom of the 14<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Vol. X, Bauru – SP, Brazil, 1997.
- Jeffrey, A., *Quasilinear Hyperbolic Systems and Waves*, Pitman Publishing, London, 1976.
- Lemaitre, J. & Chaboche, J.L., *Mechanics of Solid Materials*, Cambridge University Press, 1990.
- Loret, B. & Prevost, J. H., Dynamic Strain Localization in Elasto-(visco)-plastic Solids, Part1. General Formulation and One-Dimensional Examples, *Comp. Meth. Appl. Mech.*, vol. 83, pp. 247-273, 1990.
- Salençon, J., *Mécanique des Milieux Continus*, Tome II, Ellipses, Paris, 1988.
- Slugs, L. J., De Borst, R. & Muhlhaus, H.-B., Wave Propagation, Localization and Dispersion in Gradient-Dependent Medium, *Int. J. Solids*, vol. 30, n° 9, pp. 1153-1171, 1993.
- Smoller, J., *Shock Waves and Reaction-Diffusion Equations*, Springer-Verlag, New York, 1983.



# **A ONE-DIMENSIONAL CONSTITUTIVE MODEL FOR SHAPE MEMORY ALLOYS**

**Alberto Paiva**

**Marcelo A. Savi**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais

22.290.270 - Rio de Janeiro - RJ - Brasil

E-Mail: savi@epq.ime.eb.br

**Pedro Manuel C.L. Pacheco**

CEFET/RJ, Departamento de Engenharia Mecânica

20.271.110 - Rio de Janeiro - RJ - Brasil

E-Mail: calas@cefet-rj.br

## **Abstract**

Shape memory and pseudoelastic effects may be modeled either by microscopic or macroscopic point of view. Phenomenological aspects of SMA behavior are considered by constitutive models which are formulated to describe these phenomena. The present contribution considers a new one-dimensional constitutive model with internal constraint to describe SMA behavior. The proposed theory contemplates four phases: three variants of martensite and an austenitic phase. Two different elastic moduli for austenitic and martensitic phases and new constraints are also conceived for a correct description of phenomena related to SMA. A numerical procedure is developed and numerical results show that the proposed model is capable to describe shape memory and pseudoelastic effects.

**Key-words:** Shape Memory Alloys, Constitutive Equations.

## **1. INTRODUCTION**

Shape memory alloys (SMAs) are a family of metals with the ability of changing shape depending on their temperature. SMAs undergo thermoelastic martensitic transformations which may be induced either by temperature or stress. When a specimen of SMA is stressed at a constant higher temperature, inelastic deformation is observed above a critical stress. This inelastic deformation, however, fully recovers during the subsequent unloading. The stress-strain curve, which is the macroscopic manifestation of the deformation mechanism of the martensite, forms a hysteresis loop. At a lower temperature, some amount of strain remains after complete unloading. This residual strain may be recovered by heating the specimen. The first case is the pseudoelastic effect, while the last is the shape memory effect (SME) or one way SME. These effects are inter-related in the sense that, if the hysteresis cycle in the pseudoelastic case is not completed when the applied stress is removed, then reversion of the residual martensite must be induced upon heating, by employing the SME (Sun & Hwang, 1993). In the process of returning

to their remembered shape, these alloys can generate large forces which may be useful for actuation (Rogers, 1995). Because of such remarkable properties, SMAs have found a number of applications in engineering.

Metallurgical studies have revealed the microstructural aspects of the behavior of SMAs. Basically, there are two possible phases on SMAs: austenite and martensite. In martensitic phase, there are plates which may be internally twin-related. Hence, different deformation orientations of crystallographic plates constitute what is known by martensitic variants. On SMAs there are 24 possible martensitic variants which are arranged in 6 plates groups with 4 plate variants per group (Zhang *et al.*, 1991). Schroeder & Wayman (1977) have shown that when a specimen is deformed below a temperature where only martensitic phase is stable, with increasing stress, only one of the 4 variants in a given plate group will begin to grow. This variant is the one that has the largest partial shear stress. On the other hand, because the crystal structure of martensite is less symmetric than the austenite, only a single variant is created on the reverse transformation (Zhang *et al.*, 1991). For one-dimensional cases, it is possible to consider only three variants of martensite on SMAs: the twinned martensite ( $M$ ), which appears with no stress field, and two other martensitic phases ( $M+$ ,  $M-$ ), which are induced by positive and negative stress fields, respectively.

Shape memory alloys may be modeled either by microscopic or macroscopic point of view. Phenomenological aspects of SMA behavior are contemplated by constitutive models which are formulated to describe these phenomena (Birman, 1997). The following classification may be considered to the phenomenological theories: Polynomial models, models based on plasticity, models with internal constraints and model with assumed phase transformation kinetics.

Polynomial model was proposed by Falk (1980) and is based on the Devonshire theory for temperature-induced first order phase transition combined with hysteresis. This is a one-dimensional model that defines a polynomial free energy which describes pseudoelasticity and shape memory in a very simple way.

Models based in plasticity exploit the well-established principles of the theory of plasticity. Bertram (1982) proposes a three-dimensional model using the concepts of kinematics and isotropic hardening. Mamiya and co-workers (Silva, 1995; Souza *et al.*, 1998; Motta *et al.*, 1999) also presents models which are capable to describe shape memory and pseudoelastic effects. Auricchio and co-workers also introduces models using these ideas. First, Auricchio & Lubliner (1997) and Auricchio & Sacco (1997) present a one-dimensional model and then, it is extrapolated to include the analysis in the set of three-dimensional media (Auricchio *et al.*, 1997).

Models with assumed transformation kinetics consider that the phase transformation is governed by a known function which is determined through the current values of stress and temperature. The first model based in this formulation was proposed by Tanaka & Nagaki (1982) which originates other models proposed by Liang & Rogers (1990), Brinson (1993), Boyd & Lagoudas (1994), Ivshin & Pence (1994). Perhaps, these are the most popular models to describe SMA behavior.

Models with internal constraints consider internal variables to describe the volumetric fractions of the material phase and constraints, which establishes the form how the phases may coexist. Fremond (1987) develops a three-dimensional model which considers three phases: two variants of martensite and an austenitic phase. Limitations of this theory are discussed in Savi & Braga (1993a). Abeyaratne *et al.* (1994) describes phase transformation kinetics with the aid of some constraints based on thermodynamic admissibility rules. The model of Auricchio and co-workers also may be included in this classification.

The present contribution considers a new one-dimensional constitutive model with internal constraint to describe SMA behavior. The proposed theory is based on Fremond's model and includes four phases in the formulation: three variants of martensite and an austenitic phase. The inclusion of twinned martensite allows one to describe a stable phase when the specimen is at a lower temperature and free of stress. This is an improvement of the proposed model when compared to the original Fremond's model. Furthermore, two different elastic moduli for austenitic and martensitic phases and new constraints are conceived in the formulation. A numerical procedure is developed and numerical results show that the proposed model is capable to describe shape memory and pseudoelastic effects.

## 2. CONSTITUTIVE MODEL

Fremond (1987) has proposed a three-dimensional model for the thermomechanical response of SMA where martensitic transformations are described with the aid of two internal variables. These variables represent volumetric fractions of two variants of martensite ( $M+$  and  $M-$ ), and must satisfy constraints regarding the coexistence of three distinct phases, the third being the parent austenitic phase ( $A$ ). It has been noted (Savi & Braga, 1993a) that Fremond's original model can not present good results in three-dimensional problems, however, one-dimensional results are qualitatively good. Here, an alternative one-dimensional model is considered introducing a fourth variant of martensitic phase: twinned martensite.

SMA behavior can be characterized by the Helmholtz free energy,  $\psi$ , and the potential of dissipation,  $\phi$ . The thermodynamic state is completely defined by a finite number of state variables: deformation,  $\varepsilon$ , temperature,  $T$ , the volumetric fractions of martensitic variants,  $\beta_1$  and  $\beta_2$ , which are associated with detwinned martensites ( $M+$  and  $M-$ ) and austenite ( $A$ ),  $\beta_3$ . The fourth phase is associated with twinned martensite ( $M$ ) and its volumetric fraction is  $\beta_4$ . Each phase have a free energy function as follows,

$$M+ : \rho\psi_1(\varepsilon, T) = \frac{1}{2} E_M \varepsilon^2 - \alpha \varepsilon \quad (1)$$

$$M- : \rho\psi_2(\varepsilon, T) = \frac{1}{2} E_M \varepsilon^2 + \alpha \varepsilon \quad (2)$$

$$A : \rho\psi_3(\varepsilon, T) = \frac{1}{2} E_A \varepsilon^2 - \frac{L_A}{T_M} (T - T_M) \quad (3)$$

$$M : \rho\psi_4(\varepsilon, T) = \frac{1}{2} E_M \varepsilon^2 + \frac{L_M}{T_M} (T - T_M) \quad (4)$$

where  $\alpha$ ,  $L_M=L_M(T)$  and  $L_A=L_A(T)$  are material parameters that describe the martensitic transformation,  $E_M$  and  $E_A$  represents the elastic moduli for the martensitic and austenitic phases, respectively;  $T_M$  is a temperature below which the martensitic phase becomes stable in the absence of stress;  $\rho$  is the density. A free energy for the mixture can be written as follows,

$$\rho\hat{\psi}(\varepsilon, T, \beta_i) = \rho \sum_{i=1}^4 \beta_i \psi_i(\varepsilon, T) + \hat{\mathbf{J}}(\beta_i) \quad (5)$$

where the volumetric fraction of the phases must satisfy constraints regarding the coexistence of four distinct phases:

$$\beta_i \geq 0 \quad (i=1,2,3,4); \quad \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 = 1 \quad (6)$$

In the absence of strain, the detwinned martensites,  $M^+$  and  $M^-$ , do not exist. In order to include this physical aspect, an additional constraint must be written,

$$\beta_1 = \beta_2 = 0 \quad \text{if } \varepsilon = 0 \quad (7)$$

With these considerations,  $\hat{\mathbf{J}}$  is the indicator function of the convex  $\tau$  (Rockafellar, 1970):

$$\tau = \left\{ \beta_i \in \mathfrak{R} \mid 0 \leq \beta_i \leq 1 \quad (i=1, 2, 3, 4); \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 = 1; \beta_1 = \beta_2 = 0 \quad \text{if } \varepsilon = 0 \right\} \quad (8)$$

Using constraints (6),  $\beta_4$  can be eliminated and the free energy can be rewritten as:

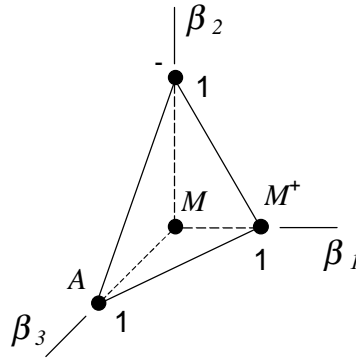
$$\rho\psi(\varepsilon, T, \beta_1, \beta_2, \beta_3) = \rho\tilde{\psi}(\varepsilon, T, \beta_1, \beta_2, \beta_3) + \mathbf{J}(\beta_1, \beta_2, \beta_3) \quad (9)$$

where,

$$\begin{aligned} \rho\tilde{\psi}(\varepsilon, T, \beta_1, \beta_2, \beta_3) = & \beta_1 \left[ -\alpha\varepsilon - \frac{L_M}{T_M}(T - T_M) \right] + \beta_2 \left[ \alpha\varepsilon - \frac{L_M}{T_M}(T - T_M) \right] + \\ & + \beta_3 \left[ \frac{1}{2}(E_A - E_M)\varepsilon^2 - \frac{L_M + L_A}{T_M}(T - T_M) \right] + \frac{1}{2}E_M\varepsilon^2 + \frac{L_M}{T_M}(T - T_M) \end{aligned} \quad (10)$$

Now,  $\mathbf{J}$  represents the indicator function of the tetrahedron  $\pi$  of the set (Figure 1),

$$\pi = \left\{ \beta_i \in \mathfrak{R} \mid 0 \leq \beta_i \leq 1 \quad (i=1, 2, 3); \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 \leq 1; \beta_1 = \beta_2 = 0 \quad \text{if } \varepsilon = 0 \right\} \quad (11)$$



**Figure 1** - Tetrahedron of the constraints  $\pi$ .

State equations can be obtained from the Helmholtz free energy as follows:

$$\sigma = \rho \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial \varepsilon} = [E_M - \beta_3(E_M - E_A)]\varepsilon + \alpha(\beta_2 - \beta_1) \quad (12)$$

$$B_1 \in -\rho \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial \beta_1} - \partial_1 J = \alpha \varepsilon + \frac{L}{T_A}(T - T_A) - \partial_1 J \quad (13)$$

$$B_2 \in -\rho \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial \beta_2} - \partial_2 J = -\alpha \varepsilon + \frac{L_M}{T_M}(T - T_M) - \partial_2 J \quad (14)$$

$$B_3 \in -\rho \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial \beta_3} - \partial_3 J = -\frac{1}{2}(E_M - E_A)\varepsilon^2 + \frac{L_M + L_A}{T_M}(T - T_M) - \partial_3 J \quad (15)$$

where  $B_i$  are thermodynamic forces and  $\sigma$  represents the uniaxial stress;  $\partial_i$  is the *sub-differential* with respect to  $\beta_i$  (Rockafellar, 1970). Lagrange multipliers offer a good alternative to represent sub-differentials of the indicator function (Savi & Braga, 1993b). Considering a pseudo-potential of dissipation of the following type,

$$\phi(\beta_1, \beta_2, \beta_3) = \frac{\eta}{2}(\dot{\beta}_1^2 + \dot{\beta}_2^2 + \dot{\beta}_3^2) \quad (16)$$

where  $\eta$  is a parameter associated with the internal dissipation of the material, it is possible to write the following complementary equations:

$$B_i = \frac{\partial \phi}{\partial \dot{\beta}_i} = \eta \dot{\beta}_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (17)$$

These equations form a complete set of constitutive equations. Since the pseudo-potential of dissipation is convex, positive and vanishes at the origin, the Clausius-Duhem inequality (Eringen, 1967), is automatically satisfied if the entropy is defined as  $s = -\partial \psi / \partial T$ .

Further, it is important to consider the definition of the parameters  $L_M = L_M(T)$  and  $L_A = L_A(T)$ , which is obtained assuming  $\dot{\beta}_1 = 0$  and  $\varepsilon = \varepsilon_R = \alpha / E_M$  in a critical temperature,  $T_C$ , below which there is no residual strain. Hence, using these conditions in Equation (14), one obtains the following expressions,

$$L_M(T) = \begin{cases} L_M = L, & \text{if } T \geq T_C \\ L_M = L \frac{(T_C - T_M)}{(T - T_M)}, & \text{if } T < T_C \end{cases} \quad (18)$$

$$L_A(T) = \begin{cases} L_A = L, & \text{if } T \geq T_C \\ L_A = 2L - \left[ L \frac{(T_C - T_M)}{(T - T_M)} \right], & \text{if } T < T_C \end{cases} \quad (19)$$

In order to solve the governing equations, an algorithm based on the operator split technique (Ortiz *et al.*, 1983) are conceived. The procedure isolates the sub-differentials and uses

the implicit *Euler's method* combined with an *orthogonal projection* (Savi & Braga, 1993b) to evaluate evolution equations. Orthogonal projections guarantee that volumetric fractions of the martensitic variants will obey the imposed constraints. In order to satisfy constraints expressed in (6), values of volumetric fractions must stay inside or on the boundary of  $\pi$ , the tetrahedron shown in Figure 1. For instance, if the values of a volumetric fraction calculated by (17) fall outside the region  $\pi$ , the projection are prescribed in such a way that the result will be pulled to the nearest point on the boundary of the tetrahedron.

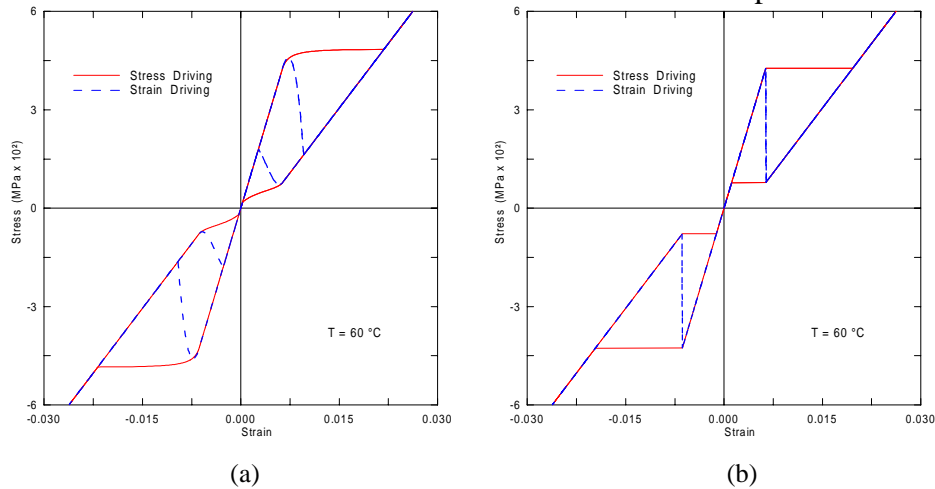
### 3. NUMERICAL SIMULATIONS

In order to evaluate the response predicted by the proposed model, a SMA specimen which properties are presented in Table 1, is subjected to a thermomechanical loading.

**Table 1** - Mechanical properties.

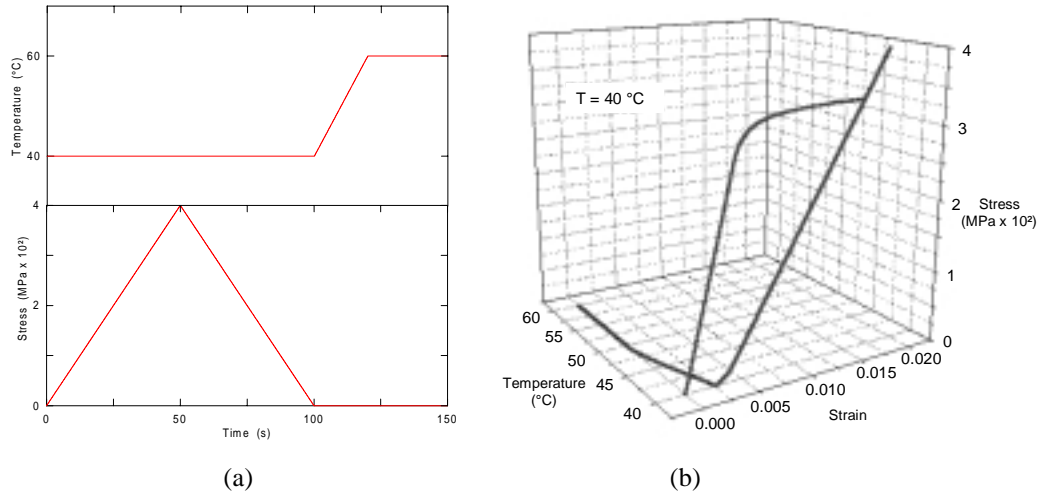
$E_A$ (GPa)	$E_M$ (GPa)	$\alpha$ (GPa)	$L$ (MPa/°C)	$T_M$ (°C)
67.0	26.3	0.228	61.6	18.4

At first, the pseudoelastic effect is contemplated regarding a SMA specimen subjected to a mechanical loading with a constant temperature ( $T = 60^\circ\text{C}$ ). The stress-strain curve for stress and strain driving cases and different values of the parameter  $\eta$ , are presented in Figure 2. Notice that the strain driving case predicts a softening behavior. Further, it should be pointed out that there are two different elastic moduli for the austenitic and martensitic phase.



**Figure 2** - Pseudoelastic effect ( $T = 60^\circ\text{C} > T_A$ ). (a)  $\eta = 7 \times 10^4$  MPa.s; (b)  $\eta = 7 \times 10^{-4}$  MPa.s

The shape memory effect is now contemplated regarding a thermomechanical loading depicted in Figure 3a. Firstly, one conceives a constant temperature  $T = 40^\circ\text{C}$ , where the martensitic phase is stable. The dissipation parameter is  $\eta = 7 \times 10^4$  MPa.s. After mechanical loading-unloading process (Figure 3a), the specimen presents a residual strain that can be eliminated by a subsequent thermal loading (Figure 3a). Notice that the stress-strain-temperature curve (Figure 3b) represents the shape memory effect. Further, it is important to observe that there is a stable phase, associated with the twinned martensite, when the specimen is free of stress.



**Figure 3 - Shape Memory effect.**

## 4. CONCLUSIONS

The present contribution proposes a new one-dimensional constitutive model with internal constraint to describe SMA behavior. The proposed theory considers the twinned martensite in the formulation and, as a consequence, there is a stable phase when the material is free of stress at low temperatures. The consideration of different elastic moduli for austenite and martensite is another improvement of the theory. The inclusion of the constraint which establishes that the detwinned martensites does not exist in the absence of strain, permits to describe thermoelasticity behavior. A numerical procedure is developed and numerical results show that the proposed model are capable to describe shape memory and pseudoelastic effects. Some features are still needed to be contemplated in the proposed model and one could mention the elimination of the softening behavior for strain driving case and also the internal loops observed during cyclic loads associated with incomplete phase transformations.

## 5. REFERENCES

- Abeyaratne, R., Kim, S.J. & Knowles, J.K., 1994, "A One-Dimensional Continuum Model for Shape Memory Alloys", *Int. J. Solids and Structures*, v.31, pp.2229-2249
- Auricchio, F. & Lubliner, J., 1997, "A Uniaxial Model for Shape Memory Alloys", *Int. J. of Solids and Structures*, v.34, n.27, pp. 3601-3618.
- Auricchio, F. & Sacco E., 1997, "A One-Dimensional Model for Superelastic Shape Memory Alloys with Different Elastic properties Between Austenite and Martensite", *Int. J. of Non-Linear Mechanics*, v. 32, n.6, pp.1101-1114
- Auricchio, F., Taylor, R.L. & Lubliner, J., 1997, "Shape-Memory Alloys: Macromodeling and Numerical Simulations of the Superelastic Behavior", *Comp. Methods in Applied Mech. and Eng.*, v.146, pp. 281-312.
- Bertran, A., 1982, "Thermo-Mechanical Constitutive Equations for the Description of Shape Memory Effects in Alloys", *Nuclear Eng. and Design*, v.74, pp. 173-182.
- Birman, V., 1997, "Review of Mechanics of Shape Memory Alloy Structures", *Applied Mechanics Review*, v. 50, pp.629-645.

- Boyd, J.G. & Lagoudas, D.C., 1994, “Constitutive Model for Simultaneous Transformation and Reorientation in Shape Memory Alloys”, *Mech. of Phase Transf. and Shape Memory Alloys*, L.C. Brinson and B. Moran (eds), ASME New York, pp. 159-177.
- Brinson, L.C., 1993, “One Dimensional Constitutive Behavior of Shape Memory Alloys: Thermomechanical Derivation with Non-Constant Material Functions and Redefined Martensite Internal Variable”, *J. Intelligent Material Systems and Structures*, n.4, pp.229-242.
- Eringen, A.C., 1967, “*Mechanics of Continua*”, John Wiley & Sons.
- Falk, F., 1980, “Model Free-Energy, Mechanics and Thermodynamics of Shape Memory Alloys”, *ACTA Metallurgica*, v.28, pp.1773-1780.
- Fremond, M., 1987, “Matériaux à Mémoire de Forme”, *C.R. Acad. Sc. Paris*, Tome 34, s.II, n.7, pp. 239-244.
- Ivshin, Y. & Pence, T.J., 1994, “A Constitutive Model for Hysteretic Phase Transition Behavior”, *Int. J. Eng. Sci.*, n.32, pp. 681-704.
- Liang, C. & Rogers, C.A., 1990, “One-Dimensional Thermomechanical Constitutive Relations for Shape Memory Materials”, *J. Intelligent Material Systems and Structures*, n.1, pp.207-234.
- Motta, L.B., Guillén, L.L., Mamiya, E.N. & Vianna, D.M., 1999, “A Study on the Hardening in Particular Model for Pseudoelastic Materials”, *COBEM 99 - 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*.
- Rockafellar, R.T., 1970, “*Convex Analysis*”, Princeton Press.
- Rogers, C.A., 1995, “Intelligent Materials”, *Scientific American*, September, pp.122-127.
- Savi, M.A. & Braga, A.M.B., 1993a, “Chaotic Vibrations of an Oscillator with Shape Memory”, *J. Brazilian Society for Mechanical Sciences - RBCM*, v.XV, n.1, pp.1-20, 1993.
- Savi, M.A. & Braga, A.M.B., 1993b, “Chaotic Response of a Shape Memory Oscillator with Internal Constraints”, *COBEM 93 - 12th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*.
- Schroeder, T.A. & Wayman, C.M., 1977, “The Formation of Martensite and the Mechanism of the Shape Memory Effect in Single Crystals of Cu-Zn Alloys”, *Acta Metallurgica*, v.25, pp.1375.
- Silva, E.P., 1995, “*Modelagem Mecânica de Transformações de Fase Induzidas por Tensões em Sólidos*”, Dissertação de Mestrado, UnB - Departamento de Engenharia Mecânica.
- Souza, A.C., Mamiya, E.N. & Zouain, N., 1998, “Three-Dimensional Model for Solids Undergoing Stress-induced Phase Transformations”, *European J. Mechanics A - Solids*, v.17, pp.789-806.
- Sun, Q.P. & Hwang, K.C., 1993, “Micromechanics Modelling for the Constitutive Behavior of Polycrystalline Shape Memory Alloys: II-Study of the Individual Phenomena”, *J. Mech.Phys. Solids*, v.41, n.1, pp.19-33.
- Tanaka, K. & Nagaki, S., 1982, “Thermomechanical Description of Materials with Internal Variables in the Process of Phase Transformation”, *Ingenieur – Archiv.*, v.51, pp.287-299.
- Ortiz, M., Pinsky, P.M. & Taylor, R.L., 1983, “Operator Split Methods for the Numerical Solution of the Elastoplastic Dynamic Problem”, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, v.39, pp.137-157.
- Zhang, X.D., Rogers, C.A. & Liang, C., 1991, “Modeling of Two-Way Shape Memory Effect”, *ASME - Smart Structures and Materials*, v.24, pp.79-90.



# ON POLAR DECOMPOSITION AND SUM DECOMPOSITION OF NONLINEAR GEOMETRIC FIELD THEORY OF CONTINUUM MECHANICS

**Wang Chong**

Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Departamento de Tecnologia, 98280-000, Panambi, RS, Brasil. E-mail: wang@panambi.unijui.tche.br

## **Abstract**

This work addresses the fundamentals of nonlinear geometric field theory of continuum mechanics. Two decomposition theories: the classical *polar decomposition* ( $\mathbf{F}=\mathbf{R}\mathbf{U}=\mathbf{V}\mathbf{R}$ ) and the *sum decomposition* ( $\mathbf{F}=\mathbf{S}[\text{strain}]+\mathbf{R}[\text{rotation}]$ ) for the deformation gradient ( $\mathbf{F}$ ) are introduced. Those two theorems both give definitions for finite strain and local rotation. However the strain defined by the classical polar decomposition in the initial configuration of an embedding co-moving coordinate reference system is non-unique due to the non-commutative property of matrix products but the one defined by the sum decomposition in the deformed configuration is unique. The conception of rotation in polar decomposition is referred to the rigid body rotation of a mass particle while the one in sum decomposition is related to the curl of the particle. The non-unique strain and rigid body rotation conception is contributed to that the classical polar decomposition theorem is set in mathematics but not in physics of deformation. Some works of successfully applying the sum decomposition theorem have been mentioned at the end of this paper. This work suggests that the sum decomposition theorem will show its especial value in bio-mechanics field where large deformation and finite rotation are generally involved.

**Keywords:** Non-linear continuum mechanics, Polar decomposition, Sum decomposition, Large deformation and finite rotation, Co-moving coordinate system

## **1. INTRODUCTION**

In non-linear continuum mechanics, to separate deformation from rotation out of a given displacement field is an important study subject, as rotation would result large and unreal strain. It is well known that when a body deforms, each one of the small segments passing through a point in the body will be stretched and rotate. For a large displacement field, which is generally involved in finite rotation, the formula for small strain is not applicable, therefore, definition for large strain must be given reasonably. Until now, there remain only three definitions of finite strain which are rigorous in mathematical character, they are the finite strains (a) defined by metric tensor, the so called Green's strain, (b) defined by polar decomposition theorem (Truesdell & Noll, 1965) and (c) defined by the sum decomposition theorem (Chen, 1979).

As for Green's strain, the finite strain and finite rotation are defined separately, it is not compatible in mathematical sense. Moreover, Green's strain is not suitable for engineering measure due to the length variation of a small segment emerges in quadratic form  $(ds/ds_0)^2$ .

Truesdell and Noll (1965) presented a method to decompose strain and rotation from a given deformation gradient field, the so called classical polar decomposition. The presentation of the decomposition is based only on mathematics consideration i.e. the deformed configuration of a mass particle can be achieved by a pure stretch transformation proceeding to a rigid rotation transformation or vice versa. This decomposition unavoidably leads to two distinct strains respectively to strain pre-rotation or rotation pre-strain. Generally, people apply the polar decomposition without questioning its physical reality. Almost all of deformation analysis software has applied the polar decomposition to solve large deformation problems.

Chen (1979) proposed a new decomposition theorem, named sum decomposition theorem, in which strain and local rotation occur at the same time without order and the strain is determined uniquely. Moreover, local rotation is simply and analytically given, which is relative to the curl of the particle. Since then, some examples successfully applying the sum decomposition theorem have been reported sequentially.

At the beginning of this paper, the polar decomposition and the sum decomposition are introduced respectively. To show the difference between those two decompositions, four simple examples of finite deformation in plane are given. By comparison, the merits of the sum decomposition are shown. In the later part of the paper, the performance comparison between the software based on the sum decomposition and the ADINA based on the polar decomposition is given (Li & Chen, 1994). The results show that the software based on the S-R decomposition is much more efficient than the ADINA, even though no significant difference in the displacement magnitudes respectively obtained by the software and by the ADINA was found.

## 2. POLAR DECOMPOSITION AND SUM DECOMPOSITION

To describe any degree of large deformation and rotation of a deformable body, double coordinate systems are usually required. One is a fixed system  $X^i$  (inertial system) and the other is a co-moving system  $x^i$  (or natural system) which is embedded in the body. Let  $\mathbf{g}_i^\circ$  be the local basis vectors of the co-moving system before deformation; it changes to  $\mathbf{g}_i$  after deformation (Fig. 1). The transformation  $\mathbf{g}_i^\circ \rightarrow \mathbf{g}_i$  is realized in the form:

$$\mathbf{g}_i = F_i^j \mathbf{g}_j^\circ = \frac{\partial X^j}{\partial x^i} \mathbf{g}_j^\circ, \quad F_i^j = \delta_i^j + u^j|_i \quad (i, j = 1, 2, 3) \quad (1)$$

where  $F_i^j$  is a function of the deformation gradient and  $u^j|_i$  denotes the covariant derivation of the displacement component  $u^j$ , which is defined in the initial co-moving system  $\mathbf{g}_i^\circ$ , with respect to the co-moving coordinate  $x^i$ .

### 2.1 Polar decomposition

In polar decomposition,  $u^j|_i$  becomes the conventional derivation of the displacement component  $u^j$  i.e.  $u_i^j$ , and  $x^i = X^i$  (the coordinates of the fixed system). The polar decomposition says that the deformation gradient can always be decomposed into a product of

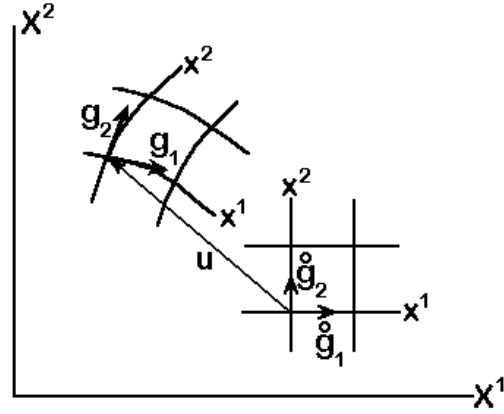


Figure 1 Transformation of the basis vectors of co-moving coordinates system before and after deformation

two matrices, a symmetric stretch matrix  $\mathbf{U}$  or  $\mathbf{V}$  and an orthogonal matrix  $\mathbf{R}$  corresponding to a rigid principal axes rotation i.e.

$$\mathbf{F} = \mathbf{R}\mathbf{U} = \mathbf{V}\mathbf{R} \quad (2)$$

Equation (2) is interpreted in that the total deformation is obtained by first applying the stretch and then rotation (respect to the first equality) or vice versa (to the second equality). We see that this decomposition unavoidably leads two distinct stretch strains, in other words, the decomposition is non-unique. However, real deformation is that stretch and rotation occur at same time, no order is involved. Therefore Eq. (2) is only resulted from mathematical consideration instead from physics. Apart from the non-unique strain, the computation for the strain and rotation is quite complicate because no analytic formulae are found.

## 2.2 Sum decomposition (S-R)

The sum decomposition theorem (Chen, 1979) proved that: for a physically possible transformation induced by a deformable body point set,  $F_i^j$  can be decomposed into a summed representation of a symmetrical transformation and an orthogonal transformation i.e.

$$F_i^j = S_i^j + R_i^j \quad (3)$$

where  $S_i^j$  and  $R_i^j$  are the components of strain tensor and rotation tensor respectively, which are determined as

$$S_j^i = \frac{1}{2}(u^i|_j + u^i|_j^T) - (1 - \cos\vartheta)L_k^i L_j^k \quad (4)$$

$$R_j^i = \delta_j^i + L_j^i \sin\vartheta + (1 - \cos\vartheta)L_k^i L_j^k \quad (5)$$

$$L_j^i = \omega_j^i / \sin\vartheta, \quad \omega_j^i = \frac{1}{2}(u^i|_j - u^i|_j^T) \quad (6)$$

In the above  $\delta_i^j$  is Kronecker identity tensor and  $L_j^i$  is a two order anti-symmetric tensor dual to the direction vector  $\boldsymbol{l}$  of the rotation axis of local rotation, which is defined as

$$\boldsymbol{l} = \frac{1}{2\sin\vartheta} \text{rot}\boldsymbol{u} \quad (7)$$

Equation (7) relates the local rotation angle  $\vartheta$  to the curl of a mass particle, which is evaluated by

$$\begin{aligned} \vartheta &= \pm \arcsin(-\omega_j^i \omega_i^j)^{1/2} \\ &= \pm \arcsin \left\{ \frac{1}{2} \sqrt{(u^1|_2 - u^1|_2^T)^2 + (u^2|_3 - u^2|_3^T)^2 + (u^3|_1 - u^3|_1^T)^2} \right\} \end{aligned} \quad (8)$$

The positive sign in Eq. (8) is used for counterclockwise rotation. For practical computation, the tensor components must be changed into physical components. Let  $\bar{u}^j|_i$  denote the physical component of  $u^j|_i$ , then we have (Chen, 1988)

$$\bar{u}^j|_i = \sqrt{\frac{g_{(jj)}}{g_{(ii)}}} u^j|_i \quad (9)$$

(*ii*), (*jj*) indicate no sum over the double index, and the local rotation angle should be

$$\vartheta = \pm \arcsin \left\{ \frac{1}{2} \sqrt{(\bar{u}^1|_2 - \bar{u}^1|_2^T)^2 + (\bar{u}^2|_3 - \bar{u}^2|_3^T)^2 + (\bar{u}^3|_1 - \bar{u}^3|_1^T)^2} \right\} \quad (10)$$

Let the co-moving system before deformation be coincident with the fixed system, then

$$g_{ij} = \overset{\circ}{\mathbf{g}}_i \cdot \overset{\circ}{\mathbf{g}}_j = \delta_{ij} \quad (11)$$

and covariant derivation is identical to conventional derivation, i.e.

$$u^j|_i = \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \quad (12)$$

Hence

$$\bar{u}^j|_i = \frac{1}{\sqrt{g_{(ii)}}} \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \quad (13)$$

It is especially noted that  $\vartheta$  is different from the rigid body rotation described by the polar decomposition theorem. When a body deforms, in general, the rotation of each line segment passing through a point differs from another line segment. So  $\vartheta$  represents the mean rotation effect of all line segments passing through the point, a non-simple arithmetic mean effect. It might be said that  $\vartheta$  scales the state of local rotation. As the advantages of

mathematical uniqueness and physical reality, the S-R decomposition theorem has been used widely (Qin & Chen, 1988; Chen, 1989; Shang & Chen, 1989; Chen, 1989; Wang & Chen, 1991; Li & Chen 1994; Chen & Liu, 1995).

For a plane problem the physical components of strain tensor can be written as

$$\bar{S}_1^{\bar{1}} = \frac{\partial u}{\partial s_x} + (1 - \cos \vartheta) \quad (14)$$

$$\bar{S}_2^{\bar{2}} = \frac{\partial v}{\partial s_y} + (1 - \cos \vartheta) \quad (15)$$

$$\bar{S}_2^{\bar{1}} = \bar{S}_1^{\bar{2}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial s_x} + \frac{\partial u}{\partial s_y} \right) \quad (16)$$

and local rotation angle is defined by

$$\vartheta = \pm \arcsin \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial s_x} - \frac{\partial u}{\partial s_y} \right) \right] \quad (17)$$

where  $s_x$  and  $s_y$  are the arc lengths respectively along co-moving coordinate lines  $x^1 = x$  and  $x^2 = y$ .

### 3. EXAMPLES OF PLANE FINITE DEFORMATION

Table 1 exhibits four examples of plane finite deformation to help ones to understand, by comparison, the finite strains and local rotations defined respectively by the polar decomposition theorem and the strain-rotation decomposition theorem. It should be noted that the finite strain defined by the strain-rotation decomposition is measured in the deformed configuration but the one by the polar decomposition is measured in the undeformed configuration, which has been seen clearly in the examples of uniaxial tensile and homogeneous dilation. In the later the transformation carries a square A:  $3 \times 3$  to

A':  $4\sqrt{2} \times 4\sqrt{2}$  (Fig. 2), the dimension change:  $\frac{l-l_0}{l} = \frac{4\sqrt{2}-3}{4\sqrt{2}}$  shown as in the strain

defined by the strain-rotation decomposition or  $\frac{l-l_0}{l_0} = \frac{4\sqrt{2}-3}{3}$  defined by the polar

decomposition. For the fourth example, we obtain two distinct strain tensors from the polar decomposition. Which one is correct? If both of them is correct, then the strain energy per unit volume is unique?

Based on the sum decomposition, Li & Chen developed the so called UC software, then, used it to evaluate the displacement of a cantilever beam respectively subjected to a concentrated force at the free end or to a uniformly distributed load. They compared the efficiency of the UC with the ADINA. The displacements obtained from the UC and the ADINA are quite close, but the total number of time increment steps required by the ADINA is sixteen times the one by the UC. The detailed comparison is shown in Table 2. From the table, one can see that the UC software has less time expense in computation than the ADINA. It would be understood that the sum decomposition is more reasonable than the polar decomposition.

Table 1 Comparison of S-R and RU-VR (polar decomposition) measurements.  $(\bar{x}, \bar{y})$  is the transformed coordinates of a material point  $(x, y)$  in the fixed system  $\{x, y\}$ ;  $[\varepsilon'_{ij}]_U$ , the strain determined by the right stretch tensor  $U$  and  $[\varepsilon'_{ij}]_V$ , the one by the left stretch tensor  $V$ , where  $U$  and  $V$  are defined by the polar decomposition theorem.

Example	Transformation function	Strain and rotation of S-R decomposition	Strain and rotation of polar decomposition
Uniaxial tensile	$\bar{x} = (1 + \lambda)x$ $\bar{y} = y$	$[\bar{S}'_j] = \begin{bmatrix} \lambda & 0 \\ 1 + \lambda & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ $\vartheta = 0$	$[\varepsilon'_{ij}] = \begin{bmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ $\theta = 0$
Pure shear	$\bar{x} = x + tg\gamma \cdot y$ $\bar{y} = tg\gamma \cdot x + y$	$[\bar{S}'_j] = \begin{bmatrix} 0 & sin\gamma \\ sin\gamma & 0 \end{bmatrix}$ $\vartheta = 0$	$[\varepsilon'_{ij}] = \begin{bmatrix} 0 & tg\gamma \\ tg\gamma & 0 \end{bmatrix}$ $\theta = 0$
Large rotation and dilation of a square	$\bar{x} = \frac{4}{3}x - \frac{4}{3}y$ $\bar{y} = \frac{4}{3}x + \frac{4}{3}y$	$[\bar{S}'_j] = \begin{bmatrix} \frac{4\sqrt{2}-3}{4\sqrt{2}} & 0 \\ 0 & \frac{4\sqrt{2}-3}{4\sqrt{2}} \end{bmatrix}$ $\vartheta = 45^\circ$	$[\varepsilon'_{ij}] = \begin{bmatrix} \frac{4\sqrt{2}-3}{3} & 0 \\ 0 & \frac{4\sqrt{2}-3}{3} \end{bmatrix}$ $\theta = 45^\circ$
Large rotation and distortion of a square	$\bar{x} = \frac{1}{2}x - \frac{3}{2}y$ $\bar{y} = \frac{5}{4}x + y$	$[\bar{S}'_j] = \begin{bmatrix} 0.1541 & 0.0482 \\ 0.0482 & 0.5255 \end{bmatrix}$ $\vartheta = 61.67^\circ$	$[\varepsilon'_{ij}]_U = \begin{bmatrix} 0.3368 & 0.1596 \\ 0.1596 & 0.7965 \end{bmatrix}$ $[\varepsilon'_{ij}]_V = \begin{bmatrix} 0.5627 & -0.2793 \\ -0.2793 & 0.5627 \end{bmatrix}$ $\theta = 61.39^\circ$

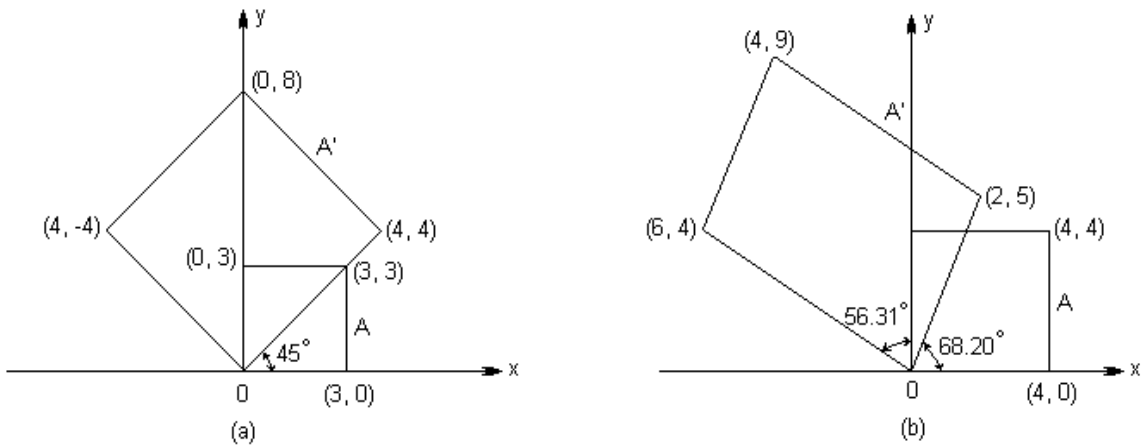


Fig. 2 (a) Large rotation and dilation of a square; (b) large rotation and distortion of a square.

Table 2 Comparison of efficiency of the UC software with the ADINA (Li & Chen, 1994); all the calculation were performed in double precision on a VAX 11/780 computer.

Cantilever beam subjected to a concentrated force at the free end				Cantilever beam under a uniformly distributed load			
Program	Load steps	No. Of iterations	CPU time (s)	Program	Load steps	No. Of iterations	CPU time (s)
UC	10	57	99	UC	10	61	99
ADINA	160	1172	900	ADINA	150	1040	673

#### 4. DISCUSSION

As being set on mathematics consideration instead of physics, the polar decomposition only gives non-unique strains. The rigid rotation conceptually described by the polar decomposition does not exist in the process of deformation. The local rotation and stretch of a deformable particle occur always at same time without the order of stretch pre-rotation or rotation pre-stretch. Although the polar decomposition has used widely, its reasonableness in physics should be studied. Perhaps this question would be clarified when strain energy evaluation is required. Owing to its reasonableness in physics and simplicity in computation, the sum decomposition will obtain more application especially in bio-mechanics field where large deformation and rotation are generally involved.

#### *Acknowledgements*

The author would like to thank CNPq, CAPES and FAPERGS for their financial supports.

#### REFERENCES

- Chen, Z. D., 1979, Geometric field theory of finite deformation in continuum mechanics, Acta Mechanica Sinica, Vol.2, pp.107-117. (in Chinese)
- Chen, Z. D., 1988, Nonlinear Continuum Mechanics, China University of Mining and Technology Press, Xuzhou, China. (in Chinese)
- Chen, Z. D., 1989, Energy principle and incremental law for large deformation of bio-muscle, Proceedings of International Congress of Applied Mechanics, ed Zeng, Z. M., International Academic Publisher, Beijing, pp.1067-1072.
- Chen, Z. D., 1989, Nonlinear irreversible thermodynamics and constitutive law of finite elasto-plastic deformation, in Advances in Constitutive Laws for Engineering Materials, ed Fan, J. H. and Murakami, S., Pergamon Press, Beijing.
- Chen, Z. D. & Liu, X. C., 1995, Nonlinear geometric field theory and viscoplasticity of large deformation, Proceedings of the ASME Materials Division, Vol. 69, pp.429-440.
- Li, P. & Chen, Z. D., 1994, The updated co-moving coordinate formulation of continuum mechanics based on the S-R decomposition theorem, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 114, pp. 21-34.
- Qin, Z. & Chen, Z. D., 1988, Large deformation analysis of shells with finite element method based on the S-R decomposition theorem, Computer & Structures, Vol.30, pp.957-961.
- Shang, Y. & Chen, Z. D., 1989, On the objective stress rate in co-moving system, J. of Applied Mathematics and Mechanics, Vol.10, pp.103-112.

- Shang, Y. & Chen, Z. D., 1989, On large deformation unilateral contact problem with friction (I) — Incremental variational equations, *J. of Applied Mathematics and Mechanics*. Vol. 10, pp.1107-1117.
- Truesdell, C. & Noll, W., 1965, The nonlinear field theories of mechanics, in *Handbuch de Physik*, Band III/3, edited by Flugge, S., Springer-Verlag, Berlin.
- Wang, C & Chen, Z. D., 1991, Microrotation effects in material fracture and damage, *Eng. Fract. Mech.*, Vol. 38, pp.147-155.
- Wang, C. & Chen, Z. D., 1991, Microrotation analysis applied to material cracking and toughness, *Int. J. Fracture*, Vol. 54, pp.359-369.



# ANÁLISE DA DELAMINAÇÃO EM PLACAS COMPÓSITAS ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

**Iran S. Aragão Filho**

**Marcelo A. Savi**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais

22.290.270 - Rio de Janeiro - RJ - Brasil

E-Mail: savi@epq.ime.eb.br

## Resumo

Este trabalho tem por objetivo apresentar um estudo sobre a delaminação em placas compósitas utilizando-se o método de elementos finitos para simular numericamente o comportamento de uma placa de Kirchhoff-Love. As simulações são realizadas considerando um elemento finito retangular, com um nó em cada vértice, possuindo 6 graus de liberdade por nó. As tensões interlaminares são calculadas a partir de um pós-processamento que considera as equações de equilíbrio tridimensionais. Uma análise de falha é desenvolvida considerando a delaminação, o escoamento do material e o rompimento das fibras e da matriz. Esta análise é feita utilizando os critérios de Tsai-Hill, de Hashin e o da Delaminação Quadrática. A inclusão das tensões interlaminares nos critérios de Tsai-Hill e de Hashin definem outros dois critérios de falha. Os resultados mostram que o aumento do grau de anisotropia torna a análise da delaminação mais importante.

**Palavras-chave:** Compósitos, Delaminação, Elementos Finitos.

## 1. INTRODUÇÃO

O elemento básico de um material compósito é a *lâmina* que, usualmente, é acoplada a outras lâminas para formar o que se chama de *laminado*. Cada lâmina é reforçada por fibras que podem ter uma orientação genérica. Um material compósito é anisotrópico no sentido de que suas propriedades dependem da orientação dos eixos coordenados. Tipicamente, existem propriedades diferentes nas direções longitudinal e transversal às direções das fibras, o que define um comportamento ortotrópico de uma lâmina, neste sistema de eixos.

A degradação de um laminado pode ser dividida em dois tipos: delaminação e dano intralaminar. A delaminação é caracterizada pela perda de adesão entre duas lâminas adjacentes. A evolução deste dano pode causar o descolamento das lâminas e uma conseqüente perda de rigidez e de resistência no laminado. O dano intralaminar consiste numa trinca na matriz, um descolamento entre fibra e matriz ou uma ruptura da fibra.

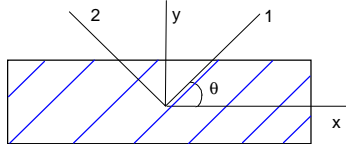
A delaminação é usualmente causada pelo crescimento de tensões interlaminares nas bordas livres, próximas de falhas e trincas ou nas descontinuidades do material. Outros tipos de delaminação incluem as causadas pela flambagem na lâmina ou pela micro-flambagem na fibra, ou ainda como uma conseqüência de impactos que produzem uma delaminação local. A maioria dos trabalhos sobre delaminação é tratada no contexto da Mecânica da Fratura, considerando os

modos de falhas do material. Outra linha de análise considera modelos constitutivos que utilizam variáveis de estado para descrever o comportamento da interface interlaminar. De uma maneira geral, despreza-se a espessura desta interface, considerando-a como uma superfície, e avaliando-se a adesão do contato de duas lâminas adjacentes. A perda de adesão, e a conseqüente perda de contato em pontos das lâminas, caracteriza o descolamento ou a delaminação destes pontos (Point & Sacco, 1996). Vieira Carneiro & Savi (1999) propõem um modelo para descrever o fenômeno onde as tensões interlaminares são determinadas a partir de uma modificação da teoria de laminados proposta por Bai *et al.* (1997), que utiliza uma interface de espessura finita. Uma outra linha para determinar as tensões interlaminares utiliza o método dos elementos finitos. Reddy (1997) apresenta uma revisão sobre o tema, apresentando inúmeras referências.

Este trabalho tem por objetivo apresentar um estudo sobre a delaminação em placas compósitas utilizando-se o método de elementos finitos para simular numericamente o comportamento de uma placa de Kirchhoff-Love. As simulações são feitas considerando um elemento finito retangular, com um nó em cada vértice, possuindo 6 graus de liberdade por nó. As tensões interlaminares são calculadas a partir de um pós-processamento que considera as equações de equilíbrio tridimensionais. Este procedimento permite avaliar as tensões fora do plano a partir de uma teoria plana. A matriz de rigidez elementar, assim como os cálculos do pós-processamento, são obtidos através da manipulação simbólica das equações de governo. Uma análise de falha é desenvolvida considerando a delaminação, o escoamento do material e o rompimento das fibras e da matriz. Esta análise é feita utilizando os critérios de Tsai-Hill, de Hashin e o da Delaminação Quadrática. A inclusão das tensões interlaminares nos critérios de Hashin e de Tsai-Hill definem outros dois critérios de falha (Aragão Filho, 2000). Os resultados mostram algumas comparações entre estes critérios para diferentes situações físicas.

## 2. LÂMINA ORTOTRÓPICA

Considere uma placa plana, reforçada por fibras, que possui espessura desprezível na presença das outras dimensões. Admite-se que as fibras estão dispostas na matriz de maneira homogênea, e que inexistem quaisquer efeitos de concentração de tensões (Figura 1).



**Figura 1.** Placa plana reforçada com fibras.

No sistema principal, eixos 1-2, a relação entre tensões e deformações pode ser simplificada a partir da lei de Hooke generalizada para o caso ortotrópico, de tal forma que,

$$\hat{\sigma}_I = \hat{C}_{IJ} \hat{\epsilon}_J \quad (1)$$

onde  $I, J = 1, 2, 3$ ;  $\hat{C}_{IJ}$  são constantes elásticas que podem ser relacionadas com as constantes de engenharia (Gibson, 1994);  $\hat{\sigma}_I$  e  $\hat{\epsilon}_I$  são vetores construídos a partir das componentes dos tensores de tensão e deformação, respectivamente, no plano  $xy$ . A convenção soma é adotada (Eringen, 1967). A ortotropia da lâmina estabelece simetrias que definem a forma de  $\hat{C}_{IJ}$  (Gibson, 1994).

A relação entre as componentes de tensão e deformação, segundo eixos quaisquer  $x$ - $y$ , são encontradas através da rotação do sistema de referência.

$$\hat{\sigma}_I = T_{IK} \sigma_K ; \quad \hat{\varepsilon}_I = T_{IK} \varepsilon_K \quad (2)$$

onde  $T_{IK}$  é a matriz de rotação (Gibson, 1994). Desta forma, tem-se a relação constitutiva nos eixos  $x$ - $y$ ,

$$\sigma_I = C_{IJ} \varepsilon_J \quad (3)$$

sendo  $C_{IJ} = T_{IM}^{-1} \hat{C}_{MK} T_{KJ}$ . Considerando  $\gamma_I$  como as componentes do vetor  $\varepsilon_J$  onde a deformação cisalhante  $\varepsilon_3 = \varepsilon_{xy}$  é substituída pela deformação de engenharia  $\gamma_3 = \gamma_{xy}$ , a equação constitutiva deve ser reescrita, substituindo  $C_{IJ}$  por  $Q_{IJ}$ , que leva em conta esta alteração.

### 3. PLACA LAMINADA

Considere agora uma placa constituída de lâminas de material compósito submetida a esforços normais e de flexão. Admite-se a hipótese cinemática de Kirchhoff e que as lâminas são de material ortotrópico que se curvam de forma conjunta e uniforme, sem descolamento. Desta forma, a equação (3) estabelece a relação constitutiva para cada lâmina. A hipótese cinemática implica que,

$$\gamma_I = \gamma_I^0 + z \kappa_I \quad (4)$$

onde  $\gamma_I^0$  é a deformação da superfície neutra e as curvaturas  $\kappa_I$  são definidas a seguir,

$$\kappa_1 = -w_{,xx} ; \quad \kappa_2 = -w_{,yy} ; \quad \kappa_3 = -2w_{,xy} \quad (5)$$

As resultantes de tensões são dadas por,

$$N_I = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_I^k dz = \sum_{k=0}^n \left( \int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_I^k dz \right) \quad (6)$$

$$M_I = \int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_I^k z dz = \sum_{k=0}^n \left( \int_{z_{k-1}}^{z_k} \sigma_I^k z dz \right) \quad (7)$$

Usando a hipótese cinemática de Kirchhoff (4) e a equação constitutiva (3), a seguinte equação é obtida,

$$N_I = A_{IJ} \gamma_J^0 + B_{IJ} \kappa_J \quad (8)$$

$$M_I = B_{IJ} \gamma_J^0 + D_{IJ} \kappa_J \quad (9)$$

onde

$$A_{IJ} = \sum_{k=0}^n \left( \int_{z_{k-1}}^{z_k} Q_{IJ}^k dz \right) = \sum_{k=0}^n Q_{IJ}^k (z_k - z_{k-1}) \quad (10)$$

$$B_{IJ} = \sum_{k=0}^n \left( \int_{z_{k-1}}^{z_k} Q_{IJ}^k z dz \right) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^n Q_{IJ}^k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \quad (11)$$

$$D_{IJ} = \sum_{k=0}^n \left( \int_{z_{k-1}}^{z_k} Q_{IJ}^k z^2 dz \right) = \frac{1}{3} \sum_{k=0}^n Q_{IJ}^k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \quad (12)$$

A matriz  $A_{IJ}$  relaciona os esforços normais com as deformações na superfície média;  $D_{IJ}$ , por outro lado, relaciona os momentos com as curvaturas;  $B_{IJ}$  descreve o acoplamento entre os esforços normais e as curvaturas, assim como dos momentos com as deformações na superfície média.

#### 4. TENSÕES INTERLAMINARES

O estudo das tensões interlaminares é de grande importância na análise da delaminação de materiais compósitos e a sua determinação requer uma análise tridimensional de tensões (Gibson, 1994). Em uma lâmina, para regiões suficientemente distantes das descontinuidades geométricas, como por exemplo as bordas livres, pode-se considerar que existe o estado plano de tensões. Pipes e Pagano (1970) mostram que mesmo em um laminado carregado uniaxialmente, há uma região de contorno ao longo das bordas livres onde as tensões existem no estado tridimensional. Esta região é aproximadamente igual a espessura do laminado. O comportamento das tensões interlaminares próximo das bordas pode ser avaliada a partir das equações de equilíbrio tridimensionais, da seguinte forma:

$$\tau_{xz}^k(z) = - \int_{z_k}^z (\sigma_{1,1}^k + \sigma_{3,2}^k) dz + C_1^k(x, y) \quad (13)$$

$$\tau_{yz}^k(z) = - \int_{z_k}^z (\sigma_{3,1}^k + \sigma_{2,2}^k) dz + C_2^k(x, y) \quad (14)$$

$$\sigma_z^k(z) = - \int_{-t/2}^z \tau_{yz,2} dz \quad (15)$$

Estudos mostram que diversos fatores influenciam as tensões interlaminares e, conseqüentemente, a delaminação dos compósitos (Pipes & Pagano, 1974; Pipes & Pagano, 1970; Bhat & Lagace, 1994; Herakovich, 1981).

#### 5. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O método de elementos finitos aproxima uma quantidade desconhecida em um domínio através de aproximações em subdomínios. As funções de aproximação são polinômios escritos em termos de seus valores nodais (Reddy & Ochoa, 1992). Neste trabalho, utiliza-se um elemento retangular de dimensões  $2a$  e  $2b$ , nas direções  $x$  e  $y$ , respectivamente. Cada elemento possui um nó em cada vértice e dois sistemas de coordenadas: um local  $x_e-y_e$  e um sistema de

coordenadas naturais  $\xi-\eta$ , onde  $\xi = x_e/a$  e  $\eta = y_e/b$ . Os sistemas possuem eixos paralelos e as origens são coincidentes no centro do elemento. Assim, os deslocamentos ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ) são determinados por interpolações do tipo:

$$u = \sum_{j=1}^n U_j \psi_j(x, y), \quad v = \sum_{j=1}^n V_j \psi_j(x, y), \quad w = \sum_{j=1}^m W_j \phi_j(x, y) \quad (16)$$

onde ( $U_j$ ,  $V_j$ ) correspondem aos valores nodais de ( $u$ ,  $v$ ) e  $W_j$  corresponde aos valores nodais de  $w$ , que possui 4 valores associados:  $w$ ,  $w_{,x}$ ,  $w_{,y}$  e  $w_{,xy}$ . A derivada mista  $w_{,xy}$  é incluída na interpolação visando garantir a continuidade entre os elementos com relação a inclinação dos deslocamentos transversais. Todo o conjunto de deslocamentos e rotações são chamados deslocamentos nodais generalizados e estão associados com o elemento  $\Omega^e$ . Os deslocamentos no plano ( $u$ ,  $v$ ) são aproximados a partir da interpolação linear de Lagrange,  $\psi_i$ , e portanto,  $n = 4$ . No caso do deslocamento transversal  $w$ , utiliza-se a interpolação cúbica de Hermite,  $\phi_i$ , tomando-se  $m = 16$  (Reddy, 1997). Após fazer as substituições adequadas a partir das equações de equilíbrio para o caso estático, obtém-se o seguinte modelo de elementos finitos:

$$0 = \int_{\Omega^e} \left( \frac{\partial \psi_i}{\partial x} N_1 + \frac{\partial \psi_i}{\partial y} N_3 \right) dx dy - \int_{\Gamma^e} N_n \psi_i ds \quad (17)$$

$$0 = \int_{\Omega^e} \left( \frac{\partial \psi_i}{\partial x} N_3 + \frac{\partial \psi_i}{\partial y} N_2 \right) dx dy - \int_{\Gamma^e} N_n \psi_i ds \quad (18)$$

$$0 = - \int_{\Omega^e} \left( \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial x^2} M_1 + 2 \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial x \partial y} M_3 + \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial y^2} M_2 + \phi_i q \right) dx dy - \int_{\Gamma^e} \left( \phi_i V_n + \frac{\partial \phi_i}{\partial n} M_n \right) ds \quad (19)$$

onde  $N_n$ ,  $V_n$  e  $M_n$  estão associados às condições de contorno. Estas equações também podem ser expressas na forma:

$$\sum_{\beta=1}^3 \sum_{j=1}^{n(\beta)} K_{ij}^{\alpha\beta} U_j^\beta - F_i^\alpha = 0, \quad i=1, 2, \dots, n(\alpha); \quad \alpha = 1, 2, 3. \quad (20)$$

Os coeficientes de rigidez  $K_{ij}^{\alpha\beta}$  estão definidos em Reddy (1997).

Esta formulação é utilizada na implementação de um código computacional. As integrações e derivações são feitas a partir do manipulador simbólico do *Mathematica* e então, transportadas para o programa. Desta forma, a matriz de rigidez, o vetor força, as deformações, tensões no plano e tensões interlaminares são calculadas a partir de expressões obtidas nesse manipulador simbólico. Após calcular os valores nodais, efetua-se um pós-processamento onde são calculadas as tensões e as deformações no centro de cada elemento. A seguir, calculam-se as tensões interlaminares a partir das equações de equilíbrio. O próximo passo da análise é implementar os critérios de falha.

A análise de falha é desenvolvida considerando a delaminação, o escoamento do material e o rompimento das fibras e da matriz. Utilizam-se os critérios de Tsai-Hill, de Hashin e o da Delaminação Quadrática. A inclusão das tensões interlaminares nos critério de Hashin e de Tsai-

Hill definem outros dois critérios de falha. Desta forma, apresentam-se seis fatores de falha: dois referentes à delaminação, dois referentes ao escoamento do material e dois referentes a falha da matriz e das fibras (Aragão Filho, 2000). Para isso, consideram-se as tensões nas direções principais, avaliando os fatores de falha em cada elemento. A análise se inicia na superfície inferior do laminado, prosseguindo por todas as superfícies e interfaces, avaliando-se qual elemento possui o maior valor do fator de falha para cada critério.

## 6. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

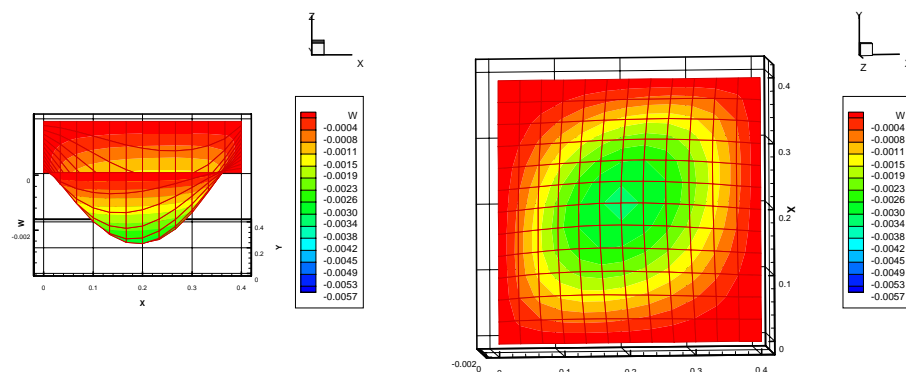
Nesta seção, consideram-se algumas simulações realizadas com a formulação apresentada. Admita, então, uma placa quadrada de 0,4m de lado, com duas camadas  $[45^\circ/\theta]$  de espessura constante igual a 0,002 m. O material é o T300/5208 cujas propriedades são apresentadas nas Tabelas 1-2. A placa está apoiada nos quatro lados e submetida a uma carga distribuída  $q = 16\text{kN/m}^2$ . Neste caso, se  $\theta \neq 45^\circ$ , a placa é assimétrica o que acarreta o fenômeno do acoplamento extensão-flexão. Este fenômeno pode ser verificado através da assimetria dos deslocamentos transversais, mostrado na Figura 2 para a placa  $[45^\circ/70^\circ]$ .

**Tabela 1.** Propriedades mecânicas dos materiais.

Material	$E_1$ (GPa)	$E_2$ (GPa)	$G_{12}$ (GPa)	$\nu_{12}$
T300/5208	131,0	13,0	6,4	0,38
E-Glass/470-36	24,4	6,9	2,9	0,32

**Tabela 2.** Resistências mecânicas dos materiais.

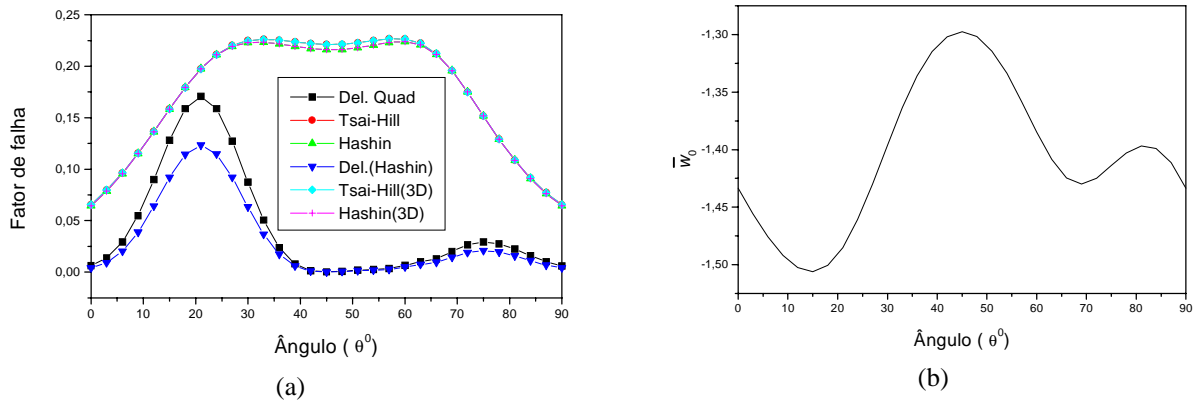
Material	$S_L^+$ (GPa)	$S_L^-$ (GPa)	$S_T^+$ (GPa)	$S_T^-$ (GPa)	$S_{LT}$ (GPa)
T300/5208	1,4000	1,1380	0,0809	0,1890	0,0690
E-GLASS/470-36	0,5840	0,8030	0,0430	0,1870	0,0640



**Figura 2** - Influência do acoplamento no deslocamento da placa de duas camadas de mesmo material  $[45^\circ/70^\circ]$  e apoiada.

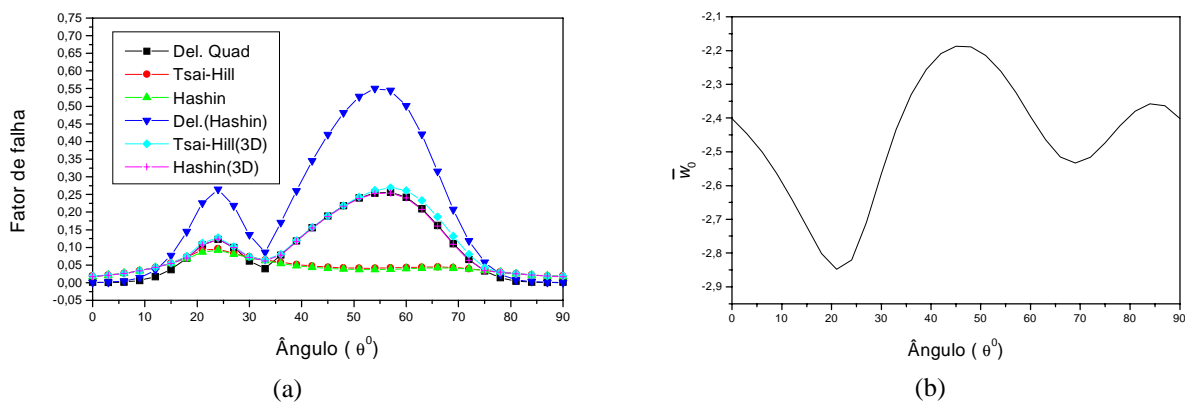
Visando avaliar diferentes configurações de placas, varia-se o ângulo  $\theta$  desde zero até  $90^\circ$ . A Figura 3 mostra a variação dos fatores de falha, associados aos diferentes critérios, e do deslocamento máximo da placa. Os critérios de Tsai-Hill e de Hashin tridimensionais, que incluem as tensões interlaminares na análise, mostram-se mais conservativos do que os critérios

de delaminação. Em torno  $20^\circ$ , tem-se um crescimento das tensões interlaminares o que faz com que os fatores associados à delaminação cresçam. Uma vez que  $\theta = 45^\circ$  significa um laminado com duas camadas com a mesma orientação, esta configuração representa um mínimo dos fatores de falha associados aos critérios de delaminação. Com relação ao deslocamento transversal máximo, tem-se um máximo em torno de  $15^\circ$ .



**Figura 3** - Placa  $[45^\circ/\theta]$ , T300/5208 graphite/epoxy. Influência do ângulo das fibras na análise de falha (a), e nos deslocamentos transversais do centro (b).

Admita agora uma mudança no material da lâmina superior para o E-Glass/470-36 (Tabelas 1-2) o que faz com que o fenômeno da delaminação se torne mais importante. A placa está submetida a uma carga distribuída  $q = 6\text{kN/m}^2$ . A Figura 4 mostra a variação dos fatores de falha, associados aos diferentes critérios, e do deslocamento máximo da placa variando o ângulo  $\theta$  desde  $0^\circ$  até  $90^\circ$ . Nesta nova placa, ocorre um aumento do grau de anisotropia o que acarreta uma tendência de aumento das tensões interlaminares. Isto é confirmado pelo aumento dos fatores de falha associados aos critérios de delaminação. O critério de Delaminação de Hashin é o mais conservativo para os ângulos entre  $15^\circ$  e  $75^\circ$ . Com relação aos deslocamentos, o comportamento é similar ao da placa anterior de um ponto de vista qualitativo. Quantitativamente, no entanto, a placa apresenta deslocamentos maiores.



**Figura 4** - Placa  $[45^\circ/\theta]$ , T300/5208 graphite/epoxy e E-glass/470-36. Influência do ângulo das fibras na análise de falha (a), e nos deslocamentos transversais do centro (b).

## 7. CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um estudo sobre a delaminação em placas compósitas utilizando-se o método de elementos finitos para simular numericamente o comportamento de uma placa de Kirchhoff-Love. As tensões interlaminares são calculadas a partir de um pós-processamento que considera as equações de equilíbrio tridimensionais. Uma análise de falha considera diferentes critérios para avaliar a importância na delaminação no projeto de uma placa compósita. O procedimento desenvolvido mostrou-se eficiente para analisar a delaminação em placas compósitas. Os resultados mostram que o aumento do grau de anisotropia, através da consideração de diferentes materiais nas lâminas e/ou diferentes configurações, faz com que a delaminação se torne preponderante em uma análise de falha.

## 8. REFERÊNCIAS

- Aragão Filho, I.S., 2000, “*Análise da Delaminação em Placas Compósitas Através do Método dos Elementos Finitos*”, Dissertação de Mestrado, IME - Dept. Eng. Mecânica e de Materiais.
- Bai, Q.S., Murakami, S. & Kanagawa, Y., 1997, “A Lamination Theory Incorporating the Effect of Interlaminar Deformation”, *Journal of Composite Materials*, v.31, No.20, pp.2052-2073.
- Bhat, N.V. & Lagace, P.A., 1994, “An Analytical Method for the Evaluation of Interlaminar Stress Due to Material Discontinuities”, *Journal of Composite Materials*, v.28 (3), pp.190 - 209.
- Herakovich, C.T., 1981, “On the Relationship Between Engineering Properties and Delamination of Composite Materials”, *Journal of Composite Materials*, v.15, pp.336-348.
- Eringen, A.C., 1967, “*Mechanics of Continua*”, John Wiley & Sons.
- Gibson, R.F., 1994, “*Principles of Composite Materials Mechanics*”, McGraw Hill.
- Pipes, R.B. & Pagano, N.J., 1970, “Interlaminar Stresses in Composite Laminates Under Uniform Axial Extension”, *Journal of Composite Materials*, v.4, pp.538-548.
- Pipes, R. B. & Pagano, N. J., 1974, “Interlaminar Stress in Composite Laminates – An Approximate Elasticity Solution”, *Journal of Applied Mechanics*, v.41, Series E (3), pp.668 – 672.
- Point, N. & Sacco, E., 1996, “A Delamination Model for Laminated Composites”, *Journal of Solids and Structures*, v.33, No.4, pp.483-509.
- Reddy, J.N., 1997, “*Mechanics of Laminated Composite Plates - Theory and Analysis*”, CRC Press.
- Ochoa, O.O. & Reddy, J.N., 1992, “*Finite Element Analysis of Composite Laminated*”, Kluwer, Netherlands.
- Vieira Carneiro, C.A. & Savi, M.A., 1999, “Modeling and Simulation of Delamination in Composite Tubes”, *COBEM 99 - XV Congresso Brasileiro de Eng. Mecânica*.



# O USO DO DISCO CIRCULAR SÓLIDO PRÉ-TRINCADO COMO EFETIVO CORPO DE PROVA PARA DETERMINAÇÃO DE $K_{IC}$ EM MATERIAIS FRÁGEIS

**Eduardo A. de Carvalho**

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Laboratório de Materiais Avançados, CCT  
Av. Alberto Lamago, 2000 – Campos dos Goytacazes – RJ - CEP 28015 – 620

**Christian P. Burger**

**Ravinder Chona**

Texas A&M University, Department of Mechanical Engineering  
College Station, TX 77843-3123, USA

## Resumo

A determinação por meio de ensaios mecânicos tradicionais de propriedades mecânicas em materiais frágeis apresenta dificuldades inerentes ao comportamento do material, a grande quantidade de microtrincas e defeitos de fabricação, bem como características dos meios usados nos métodos tradicionais para testes em metais tais como desalinhamento de barras de tração e garras que fraturam o corpo de provas. Para contornar algumas destas limitações um novo método de trabalho é proposto. Este não se utiliza de contatos mecânicos para aplicação de carregamento, mas de tensões de origem térmica induzidas pela aplicação de radiação de uma emissão laser que incide sobre um disco sólido circular contendo um entalhe que funciona como uma pré-trinca. Resultados experimentais obtidos para nitreto de silício evidenciam o potencial do teste proposto.

**Palavras-Chave:** Tenacidade à fratura, Materiais frágeis, Tensões térmicas, Laser de  $CO_2$

## 1. INTRODUÇÃO

Para que exista uma efetiva utilização de materiais frágeis em situações onde tensões de origem mecânica e térmica estejam presentes é necessário que exista um conhecimento das suas propriedades físicas, em particular limites de ruptura à tração e compressão bem como tenacidade à fratura. Porém, os métodos tradicionais tais como ensaio de tração e de fadiga, esbarram na fragilidade intrínseca do material. Para testes onde é necessário que haja alguma forma de acoplamento do corpo de prova à garras ou mecanismos de fixação, ocorre a fratura pela ação de contato das garras sobre as extremidades do mesmo, inutilizando o teste antes mesmo que qualquer carga seja aplicada ao corpo de prova. Caso as garras sejam revestidas de materiais macios como ligas de cobre, não é possível afirmar que não houve escorregamento do corpo de prova durante o teste (De Carvalho, 1997). Um segundo fator a impedir o uso de técnicas tradicionais de ensaio na determinação de propriedades mecânicas de materiais cerâmicos é a presença de desalinhamento entre as barras de tração das máquinas de ensaio, gerando momentos no plano de carregamento do corpo de prova ou na direção transversal a este.

Em caso de materiais metálicos este efeito geralmente é desprezível, mas em materiais frágeis este estado de tensões pode destruir o corpo de prova antes que o nível de tensões atinja o valor de teste.

Outros métodos aplicáveis na determinação de  $K_{IC}$  são testes de dureza Knoop, que apresenta resultados questionáveis já que parte da energia gasta na formação da indentação é desviada para a formação de superfícies (trincas) no plano paralelo ao do carregamento, acarretando profundidades de indentações menores que as esperadas (De Carvalho, 1997).

## 2. MÉTODO PROPOSTO

O novo método aqui proposto se utiliza de tensões térmicas induzidas por um laser de  $CO_2$  num corpo de prova circular, removendo assim a transferência de carga de teste por vias mecânicas (De Carvalho *et al.*, 1998). A presença de um feixe de laser aquecendo o centro do disco, gera uma região central de temperaturas mais altas, progressivamente reduzidas até atingir as bordas do disco, fazendo surgir uma região compressiva no centro do disco e trativa nas regiões mais afastadas deste mesmo centro. A presença desta tensão trativa pode ser portanto explorada para fins de avaliação de propriedades mecânicas. O método tem como vantagem sobre outros propostos (Schneider e Petzow, 1991, Akyama e Amada, 1993) a utilização apenas do canhão laser, sem necessitar nenhum arranjo de elementos óticos sofisticados e porque prevê resultados confiáveis com o aquecimento de apenas um lado do corpo de prova, caso o material frágil estudado apresente alta condutividade térmica. Outras vantagens não desprezíveis são a possibilidade de se controlar o diâmetro da emissão laser, a potência aplicada e a duração dos pulsos e intervalos, permitindo que se manipule a magnitude das tensões de origem térmica induzidas, além da emissão em comprimento de onda bem conhecido (10.6  $\mu m$  no caso do laser de  $CO_2$  Rofin-Sinar 810), o que permite um estudo também dos efeitos da radiação emitida sobre as propriedades óticas e de absorção do material estudado. Uma vez que resultados experimentais determinem o período de tempo máximo de validade do modelo, basta determinar o tempo exato da fratura para que a distribuição de tensões naquele instante possam ser conhecida.

### 2.1 Espessura máxima do disco analisado

Tensões térmicas são produzidas em um corpo como resultado de distribuições de temperaturas que não permitem a livre expansão dos elementos individuais de acordo com a temperatura local. Existem certas distribuições de temperatura que produzem expansões livres tais que os elementos adjacentes se acomodam sem interferência e portanto sem o desenvolvimento de tensões (Burgreen, 1971).

Distribuições de temperaturas que satisfaçam as equações abaixo geram determinações compatíveis e não produzem tensões térmicas em corpo livre de restrições a expansão ou contração:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3)$$

Uma distribuição linear de temperaturas em um corpo livre de restrições, que pode ser representado em coordenadas retangulares da forma:

$$T = T_0 + T_1x + T_2y + T_3z \quad (4)$$

ou

$$T = (T_0 \cos\theta + T_1 \cos\theta) r \quad (5)$$

Não produzirá tensões. Isto é prontamente percebido ao se observar que esta variação linear de temperaturas satisfaz Eqs. (1) a (3), que são as condições requeridas para que não existam tensões térmicas em um corpo sem restrições. Distribuições de temperatura lineares, como as apresentadas nas Eqs. (4) e (5), produzirão deformações livres de tensões nos corpos onde estão presentes. Deve se observar que para estas condições serem válidas, a distribuição linear de temperaturas deve ser contínua por toda a extensão do corpo (Burgreen, 1971).

A importância da descrição acima é basicamente mostrar que se a análise numérica aponta para existência de variações de temperatura ao longo da espessura, sendo esta linear, tensões ao longo do eixo z podem ser ignoradas.

## 2.2 – Distribuição de energia num feixe de laser

A distribuição de energia na seção transversal do feixe de laser tem grande influência na distribuição de temperaturas. Para um laser de CO<sub>2</sub> calibrado e alinhado, a distribuição é do tipo TEM<sub>00</sub> ou gaussiano. O método numérico será tão eficiente quanto este valor previsto esteja próximo da situação real. A expressão abaixo representa uma distribuição de energias como o previsto no caso descrito:

$$I_{inc} = I_0 e^{\left(\frac{-2r^2}{R_0^2}\right)} \quad (6)$$

onde:

$$I_0 = \frac{2P}{\pi R_0^2} \quad (7)$$

sendo:

$I_{inc}$  é densidade de energia incidente,  
 $I_0$  é a intensidade máxima, no centro do feixe,  
 $r$  é o raio, medido a partir do centro do feixe ( $0 < r < R$ ),  
 $R_0$  é o raio do feixe,  
 $P$  é a potência emitida;

## 2.3 Influência do diâmetro do feixe nas tensões induzidas

A magnitude das temperaturas presentes no disco ao longo do ensaio sofre influência de diversos fatores, mas a distribuição espacial relativa das isoterms pode ser manipulada variando-se o diâmetro do feixe de laser. O uso de um expansor/colimador de raios serve perfeitamente para este fim (De Carvalho, 1997) e permite um controle preciso das tensões induzidas. Estas tensões são conhecidas pelo uso de câmara filmadora operando no espectro infravermelho. Depois de se coletarem as variações nas posições e temperaturas, para um caso onde a razão diâmetro da emissão laser e o do disco é da ordem de 0.22, um polinômio

apresentando razão de segunda ordem, é utilizado para representar a distribuição de temperaturas:

$$T(r, t) = \frac{a_0(t) + a_2(t)r + a_4(t)r^2}{1 + a_1(t)r + a_3(t)r^2} \quad (8)$$

Sendo os termos  $a_n$  constantes determinadas pelo uso de um método super-determinístico de obtenção de coeficientes e  $r$  a posição radial da temperatura e  $t$  o tempo decorrido. As tensões para este caso estudado foram descrita por Boyle e Weiner (1960):

$$\sigma_r = \alpha E \left[ \frac{1}{R^2} \int_0^R T r dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r T r dr \right] \quad (9)$$

$$\sigma_\theta = \alpha E \left[ \frac{1}{R^2} \int_0^R T r dr + \frac{1}{r^2} \int_0^r T r dr - T \right] \quad (10)$$

onde:

$\alpha$  é o coeficiente linear de expansão térmica,  
 $E$  é o módulo de Young,  
 $R$  é o raio do disco  
 $r$  é um raio variável ( $0 \leq r \leq R$ );

A simetria axial do disco, aliada a espessura pequena em relação ao diâmetro, resultam em  $\tau_{\theta}$  igual a zero. Para as avaliações numéricas (Diferenças Finitas) basta que se represente o disco por uma região retangular bidimensional, com refinamento de malha somente na região próxima ao limite externo do feixe de laser.

## 2.4 Distribuição temporal dos gradientes de temperaturas

No caso de um disco circular sólido, as distribuições de tensões atingirão um máximo no início do carregamento, sendo este fenômeno um produto do comportamento dos gradientes de temperatura. Estes partem de zero, atingem um máximo e caem progressivamente, até que o corpo entre em regime permanente (Zhang e Burger, 1986), neste caso o equilíbrio entre o fluxo de calor que é absorvido pelo disco e o que é trocado com o meio via convecção – a radiação só se faz significativa em tempos mais longos, após a fratura, como detectado por De Carvalho (1997). Assim sendo a fratura do corpo de provas deverá ocorrer no início do processo. Quanto menor forem as difusividade e condutividade térmicas de um dado material, maiores serão os gradientes de temperatura. Um estudo numérico cuidadoso pode prever o tempo aproximado de duração do experimento, sendo este onde o gradiente de tensões atingirá um máximo uma vez que o material pode se romper antes deste máximo ser atingido, mas não depois. O uso de um detetor determinará o momento exato da fratura do corpo de prova.

## 2.5 Semi-opacidade de alguns materiais frágeis

Entre os materiais frágeis os cerâmicos apresentam uma característica que deve ser levada em conta: o comportamento semi-opaco. Sob esta condição, a distribuição de tensões

num corpo será diferente da prevista pelo modelo tradicional (Hasselmann *et al.*, 1980). Estudos complementares discutem em profundidade o assunto e apresentam desenvolvimento de formulações que analisam o caso do disco circular (De Carvalho *et al.*, 1998, De Carvalho *et al.*, 1999).

## **2.6 Acabamento superficial**

Materiais frágeis são extremamente sensíveis a microtrincas, vazios e falhas superficiais. Em função disto o corpo de prova deve apresentar um grau de acabamento superficial que evite a iniciação da falha catastrófica em outro ponto do corpo que não o ponto na raiz do entalhe que se encontre mais próximo do centro do disco.

## **2.7 Absorção de potência**

Em função do acabamento superficial, uma parte sensível da energia aplicada será refletida. Um medidor de potência serve como anteparo para o raio refletido, permitindo que a potência refletida seja medida em tempo real. Utilizando-se este medidor de potência para calibrar o interno do laser garante que o total de energia absorvida seja determinado com precisão. Este valor também servirá como valor de entrada no método numérico empregado.

## **2.8 Determinação experimental de outras constantes físicas**

Como este método depende parcialmente de análise numérica para previsão do estado de tensões existentes no disco, a determinação experimental das constantes requeridas durante o processo torna-se crítica. No caso particular dos cerâmicos, a dependência de dados experimentais é mais crítica, uma vez que existe uma grande dispersão nos valores apresentados pela literatura e fabricantes para um mesmo produto. Esta avaliação deve se estender até mesmo para diferentes lotes de um mesmo fabricante. Existem diversos métodos de determinação das grandezas de interesse tais como condutividade e difusividade térmicas, densidade, coeficiente de troca de calor convectivo e coeficiente de absorção óptica.

## **3 . UM CASO ESTUDADO**

Para verificar a viabilidade do método aqui apresentado, este trabalho apresenta um estudo experimental e numérico realizado com discos de nitreto de silício apresentando 18 mm de diâmetro e espessura de 1.6 mm. Para a previsão das distribuições de temperaturas, o método das Diferenças Finitas foi utilizado (De Carvalho, 1998). O laser utilizado foi um Rofin-Sinar 810, com capacidade máxima de 600 W em modo contínuo de 2500 W em pulsado. Para a medição da potência de fato absorvida pelo corpo foram utilizados dois medidores de potência independentes e calibrados, sendo o interno ao equipamento calibrado utilizando-se o externo. Para minimizar as perdas de calor para o dispositivo de fixação, o disco foi mantido em posição por 3 parafusos cujas pontas foram afiadas em um esmeril.

### **3.1 Preparação dos corpos de prova**

A partir de um cilindro de nitreto de silício (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> CERALLOY<sup>®</sup> 147-5 Hot Pressed silicon nitride) com 18 mm de diâmetro e 100 mm de comprimento, cedido pela Ceradyne<sup>®</sup>. A primeira operação consistiu em se abrir um entalhe radial com 4 mm de profundidade e um ângulo de inclinação de cerca de 6° para garantir a existência de um ponto mais próximo do centro, onde a trinca deve se iniciar). Devido a dureza do nitreto de silício, foi utilizado um

disco de corte de diamante. Feito isto foram cortados discos com espessura de cerca 1.6 mm. Estes discos foram polidos com diversas pastas de diamante até 1  $\mu\text{m}$  e 6  $\mu\text{m}$  slurry. Após o término da operação de polimento das duas faces do disco estes foram inspecionados visualmente para se verificar a existência de fraturas nas bordas. A Figura 1 apresenta um detalhe da raiz do entalhe (aumento de 110X).

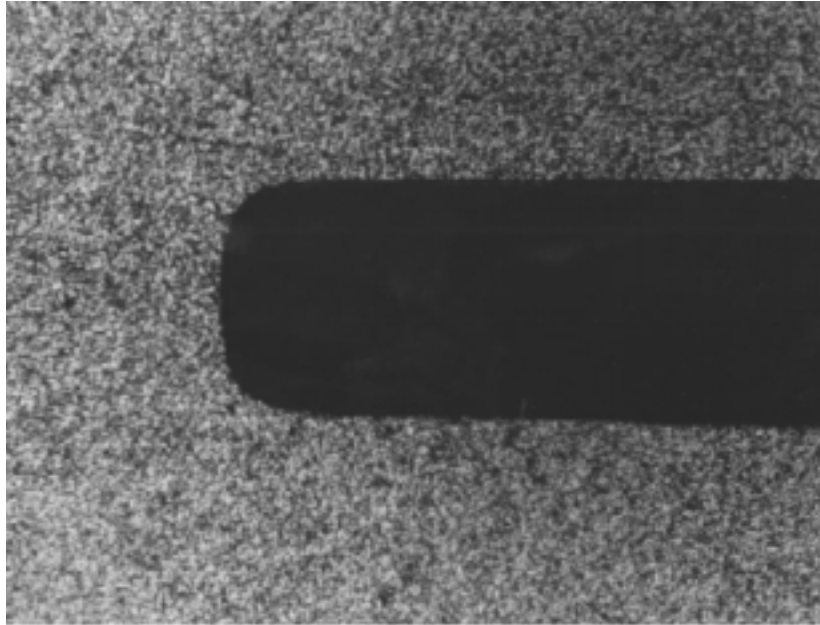


Figura 1 – Detalhe da raiz do entalhe ( aumento 110X )

### 3.2 Temperaturas

A Figura 2 apresenta resultados experimentais comparados a previsões obtidas pelo método de Diferenças Finitas. A coleta dos valores das temperaturas durante o teste é feita com o uso de uma filmadora Hughes Probeye Thermal Video System Series 3000 (operando em comprimentos de onda na faixa do infravermelho) gravando-se todo o teste numa fita de video formato VHS onde um contador de tempo e tabelas de temperaturas são apresentados e posteriormente analisando-se o teste quadro a quadro. Para que a emissividade do disco seja bem conhecida, recobre-se sua parte posterior (oposta ao lado submetido à radiação) com um pó medicinal branco conhecido nos EUA como “Micatin”. Este valor é de  $\epsilon = 1.0$ . Sobre estes valores experimentais, representados por pontos isolados na figura, valores numéricos são superpostos e a figura apresenta assim a distribuição radial de temperaturas, onde pode se constatar que existe uma boa concordância entre modelo e valores experimentais até um período de cerca de 10 segundos. A distribuição de densidade de energia no feixe de radiação é gaussiana (DeCarvalho, 1997) e tem seu centro superposto ao centro do disco de nitreto de silício.

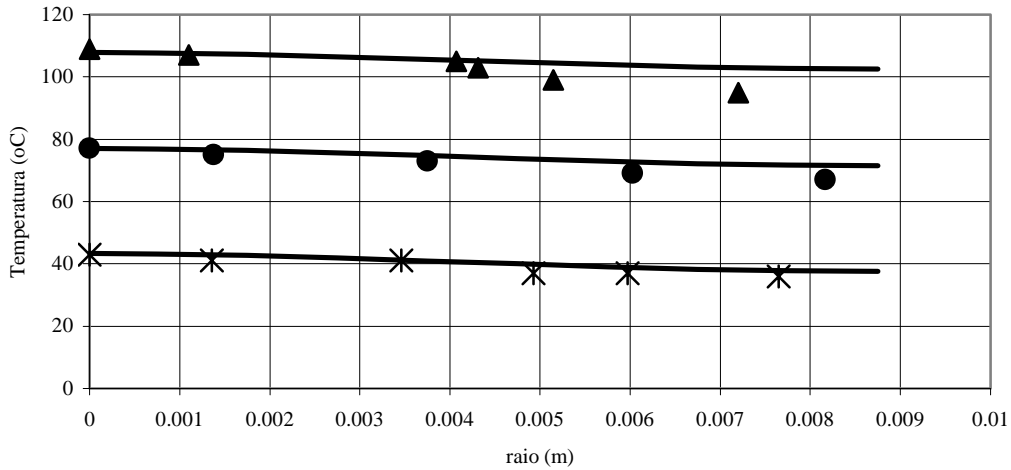


Figura 2: Valores experimentais (marcas isoladas) versus numéricos (linhas contínuas). Ao topo os valores para 17.1s, meio 10s e embaixo 3.1s.

### 3.3 Tensões radiais atuando nas faces da trinca

Das expressões (8) e (10), com seus coeficientes determinados pelo procedimento experimental, pode-se verificar que existe uma distribuição de tensões como prevista pela expressão (10), apresentado na Figura 3. Estas tensões passarão por um pico em  $t \approx 5s$  e depois cairão para um valor constante no tempo, quando do estado regime permanente.

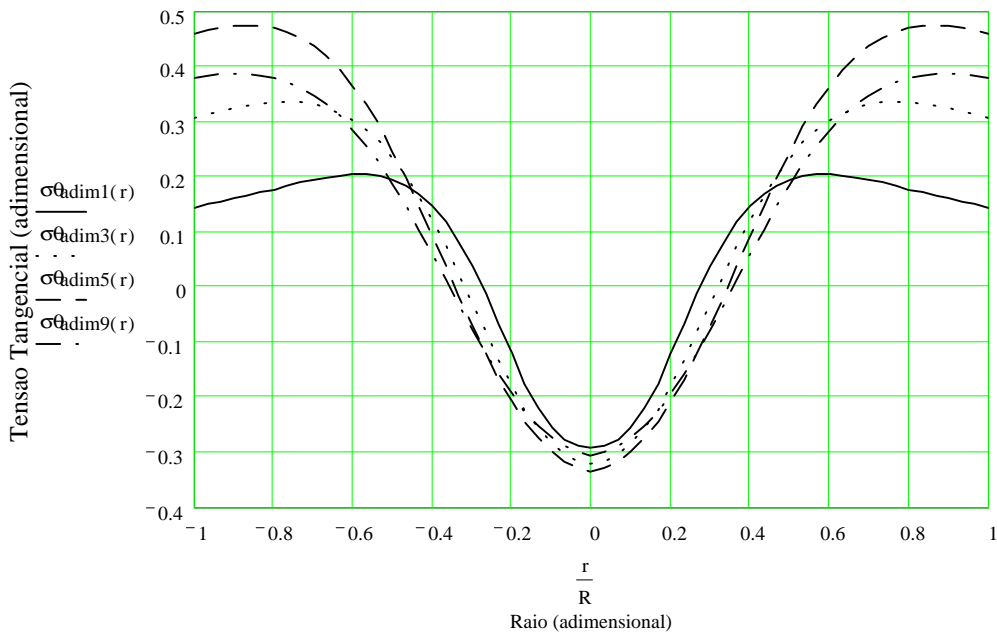


Figura 3: Variação de tensões radiais adimensionais nas faces da trinca apresentam pico nas vizinhanças de 5 segundos.

### 3.4 Comportamento de iniciação e propagação da trinca

Cinco corpos de prova foram rompidos e se verificou que bastaria o uso da pasta  $6 \mu m$  “slurry”, uma vez que sendo que o ponto de iniciação da trinca foi sempre o ponto mais

próximo do centro, como demonstrado pela observação direta dos corpos de prova rompidos. A Figura 4 apresenta o ponto de iniciação da trinca. Na região de iniciação a trinca se propaga a 45° com relação ao plano carregamento e a seguir vai progressivamente assumindo uma trajetória radial até o centro do disco (crack arresting), conforme comportamento previsto por De Carvalho (1999). Também foi notado que em ambas as faces a trinca se iniciou no mesmo ponto, indicando que deformações fora do plano não foram significativas.



Figura 4. Ponto de iniciação da trinca – 200X (lado reverso) .

### 3.5 Modelagem MFLE (Mecânica da Fratura Linear Elástica)

Uma vez que se pode determinar o nível de tensões no disco ao longo do tempo, o passo seguinte é calcular como esta distribuição controlará a propagação da trinca. Existem duas formulações tradicionais, Tweed & Rooke (1973) e Rooke & Tweed (1973), que tratam de tensões constantes ou parabólicas nas faces da trinca respectivamente. DeCarvalho (1997) propôs um novo modelo a partir do aspecto geométrico da distribuição de tensões, que é na verdade uma superposição das soluções previamente citadas. Para o caso onde as tensões atuando nas faces da trinca são constantes tem-se que:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \frac{1.122 + 0.140(a/D) - 0.545(a/D)^2 + 0.405(a/D)^3}{(1 - a/D)^{1.5}} \quad (11)$$

onde:

- $\sigma$  é a tensão atuante (ou de fratura no caso de  $K_{IC}$ ),
- $a$  é o comprimento da trinca,
- $D$  é o diâmetro do disco;

Para o caso onde a tensão é parabólica, com origem no centro disco, tem-se que:

$$K_I = \sigma_{ext} \sqrt{\pi a} \frac{1.12 - 2.52(a/D) + 2.42(a/D)^2 - 0.78(a/D)^3 + 0.13(a/D)^4}{(1 - a/D)^{1.5}} \quad (12)$$



onde:

$\sigma_{\text{ext}}$  é o valor da tensão no ponto mais externo do disco;

O modelo que combina as duas soluções acima soma a solução de (11) com (12) e subtrai o excesso de (12) aplicada invertida como apresentado na Figura 4.

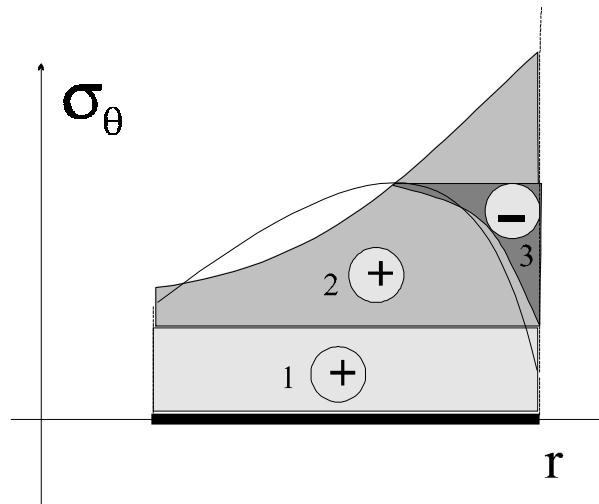


Figura 4. Um modelo alternativo gerado a partir da soma das Eqs. (11) e (12) – regiões 1 e 2 – e subtraído da Eq (12) – região 3.

O setup utilizado para a coleta de dados apresentados neste trabalho não dispunha de um microfone que determinasse o momento exato da fratura. Desta forma limita-se a apresentar os modelos propostos sendo empregados para a situação onde assumiu-se que a fratura ocorreu quando as tensões atingiram o pico. Estes valores estão apresentados na tabela 1.

Tabela 1.  $K_{IC}$  obtido pelos diversos modelos

Modelo	$K_{IC}$ (MPa $\sqrt{m}$ )
Tweed (1973)	4.8
Este Trabalho	4.8
Ceradyne	5.0

#### 4. CONCLUSÕES

O método proposto pode servir como instrumento de medida e avaliação de propriedades mecânicas de materiais frágeis, sendo que a simplicidade do setup óptico garante o baixo custo relativo do método. A incorporação de um microfone para a determinação o momento exato do momento da fratura complementa o método, uma vez que a fratura pode ocorrer antes das tensões atingirem o máximo previsto.

A similiaridade entre o caminho de propagação da trinca neste trabalho (monocíclico) e o de fadiga indica que certos modelos tradicionais podem ser usados também no caso de materiais frágeis.

Embora exista uma boa concordância entre todos os valores obtidos, o pequeno número de amostras estudadas e as hipóteses assumidas recomendam o aprofundamento do estudo.

## *Agradecimentos*

Os autores agradecem ao CNPq, pelo financiamento parcial deste trabalho (proc. n° 200.637-92/4), Dr. Gwo-Ping Fong e Steve Fazzini pela confecção dos corpos de prova e Dr. Todd Dickey pela operação da câmara de infra-vermelho.

## **REFERÊNCIAS**

- Akyiama, S. & Amada, S.A., 1993, A new method to evaluate the thermal shock resistance of ceramics by laser pulse radiation, *Fusion Technology*, v. 23, pp. 426-434.
- Boley, B.A. & Weiner, J.H., 1960, *Theory of Thermal Stresses*, Krieger, Malabar, FL.
- Burgreen, D., 1971, *Elements of Thermal Stress Analysis*, 1 st. ed., C.P. Press, Jamaica, NY.
- De Carvalho, E.A., 1997, Characterization of the effect of severe environment on advanced materials, Ph.D. Dissertation, Texas A&M University, pp. 220.
- De Carvalho, E.A., Burger, C.P. and Chona, R., 1998, A proposed new method to evaluate fracture toughness in brittle materials by laser radiation, *Proceedings of the SEM Spring Conference on Experimental and Applied Mechanics*, Houston, Texas, EUA, pp. 241-244.
- De Carvalho, E.A., Burger, C.P. and Chona, R., 1999,  $K_I$  Determination for a Solid Disk Containing a Crack Submitted To a Central Laser Radiation, *SEM Spring Conference on Experimental and Applied Mechanics*, Cincinnati, Ohio, USA.
- Rooke, D.P. & Tweed, J., 1973, The stress intensity factors of an radial crack in a finite rotating disk, *Int. J. of Eng. Sciences*, v. 11, pp. 279-290.
- Schneider, G.A. & Petzow, G., 1991, Thermal shock testing of ceramics - A new testing method, *Journal of American Ceramic Society*, v. 74, p. 98-102.
- Tweed, J. & Rooke, D.P., 1973, The stress intensity factors of an edge crack in a finite elastic disk, *Int. J. of Eng. Sciences*, v. 11, pp. 65-73.
- Zhang, P. & Burger, C.P., 1986, The investigation of thermal stress-intensity factors  $K_I$  and  $K_{II}$ , *SEM Spring Conference on Experimental Mechanics*, v.1, New Orleans, USA, p 3-6.

## **FRACTURE TOUGHNESS DETERMINATION FOR CERAMICS VIA LASER INDUCED THERMAL STRESSES**

**Abstract.** Difficulties associated to ceramics mechanical properties determination using traditional methods, by its very own fragility, presence of large amount of microcracks and manufacturing defects, or by crossbars misalignment at traditional methods more related to metals, took to a new working method proposition. The proposed method does not rely on mechanical contacts for load transfer, but laser emission radiation falling over a solid circular disk containing a notch which works as a pre-crack. Some experimental results are presented for silicon nitride and show the new method potential usefulness.

Key-words: Fracture toughness, brittle materials, thermal stresses, CO<sub>2</sub> laser

## MODELLING THE CYCLIC SOFTENING BEHAVIOUR FOR THE ASTM A471 STEEL THROUGH AN ELASTO-PLASTIC CONTINUUM THEORY

**Fulvio E. G. Chimento**

Depto. de Materiais e Construção

FURG – Fundação Universidade Federal do Rio Grande – RS, Brasil

**Gianni Caligiana**

Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Aeronautiche e di Metallurgia

DIEM - Facoltà di Ingegneria Università di Bologna, Bologna, Italia

**Heraldo Costa Mattos**

Depto. de Engenharia Mecânica

UFF - Universidade Federal Fluminense, Niterói, RJ, Brasil

***Abstract.** The present work is concerned with the modelling of the cyclic softening behaviour for the ASTM A471 steel (24CrNiMoV14-6, vacuum-treated alloy steel forgings) through an elasto-plastic continuum theory. This alloy is used in turbine generator shafts, turbine rotor disks and wheels. The experimental work has been performed by strain controlled, completely reversed push-pull low cycle fatigue tests, at room temperature, to determine the stable hysteresis loops and the cyclic curve. The tests have been performed using a servo-hydraulic INSTRON testing machine on ASTM standard specimens. The cyclic inelastic behaviour is characterised by a non-linear coupling between plasticity, isotropic softening and kinematic hardening. The aim of this paper is to present an adequate phenomenological description for such kind of coupling. The constitutive parameters that appear in the model are identified experimentally and the theoretical results are compared with experimental data, showing a very good agreement.*

***Key words:** elasto-plasticity, kinematic hardening and isotropic softening.*

### 1. INTRODUCTION

The use of continuum mechanics models into design and structural integrity assessment of inelastic mechanical components, is often restricted by the difficulties to find references about material parameters obtained experimentally. The determination of the stable hysteresis loop in an elasto-plastic behaviour is an important step concerning low cycle fatigue of metallic structures. The present work is concerned with the determination of material parameters that appear in an internal variables elasto-plastic theory proposed to model the inelastic behaviour of an ASTM A 471 (vacuum-treated alloy steel forgings), very often utilised for turbine generator shafts, turbine rotor disks and wheels. Low cycle fatigue is significant in the study of turboalternator shafts behaviour because they suffer very heavy local strain during transients and accidental emergencies (short circuits, out of phase synchronisation, etc.).

The experimental data are obtained by strain controlled low cycle fatigue push-pull tests to determine the stable hysteresis loops and the associated cyclic curve. The analysis of the experimental stress-strain hysteresis loops show us a cyclic isotropic softening due to the material behaviour.

A continuum elasto-plastic model with internal variables is used to describe the cyclic softening and the theoretical results are compared with experimental data to check the model accuracy. The plastic deformation, the isotropic softening and the kinematic hardening are strongly coupled for this kind of material. A first step towards a complete modelling of the material behaviour was made in Chimisso & Caligiana (1999). The present paper is mainly concerned with an adequate description of the cyclic softening observed experimentally. A method to identify the material parameters that appear in the evolution laws proposed for the isotropic softening and kinematic hardening is presented and discussed.

## 2. MATERIAL

The experimental data considered in this paper, according Chimisso and Caligiana (1999), have been derived from a broad study undertaken with the aim of extending knowledge about the fatigue behaviour of turboalternator shafts. The chemical composition and the typical heat treatments for A 471 are reported in Table 1. Mechanical properties are listed in Table 2.

**Table 1 – Chemical composition and typical heat treatments of A 471 rotor steel**

Chemical Composition (%)										
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	Al	Cu
0.28	0.07	0.23	0.008	0.004	1.63	0.42	3.59	0.09	0.009	0.06
Heat Treatment										
Tempered			940°C x 28 hrs.;			870°C x 28 hrs.;		630°C x 28 hrs.		
Quality Tempered			845°C x 19 hrs.;			630°C x 25 hrs.;				
Stress-relieving			570°C x 21 hrs.			furnace cooled		(17.2 °C/hrs.)		
			200°C			air cooled				

**Table 2 – Mechanical properties of A471 rotor steel**

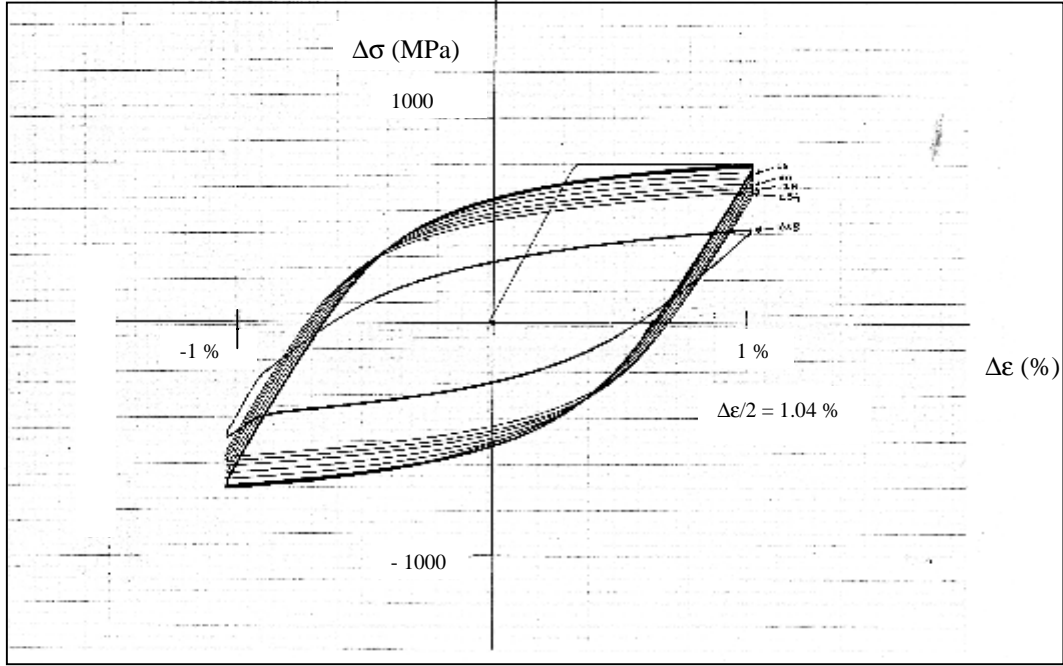
Mechanical Properties					
0.02 Yield Strength (MPa)	Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction of Area (%)	KV (J)	FATT (°C)
520-655	585-725	20	70	136-193	-12/-14

## 3. EXPERIMENTAL PROCEDURES

Experimental data utilised in the paper are obtained by push-pull strain controlled low cycle fatigue tests to determine the stable hysteresis loops and the cyclic curve. The tests have been performed, Caligiana (1987), with an INSTRON servo-hydraulic testing machine, series 8000, on ASTM standard 12 mm diameter specimen. A triangular strain waveform at a constant total strain rate (1%/s) was applied and a clip-gage was used for measuring the total strain at room temperature.

The interpolation of the experimental values of isotropic parameters versus accumulated plastic strain has been performed by utilising non linear regression tools of the MATHEMATICA package. The mean values of Young modulus and the elastic limit have been determined, according to normal distribution, by using the same package.

A set of 6 specimens (E1 to E6) has been cycled with standard strain-controlled low cycle fatigue test, with strain amplitudes ranging between 0.46% and 1.27%. Here, due to the limited space, only the development of hysteresis behaviour for specimen E5 is shown in Figure 1, where the continuous softening phenomenon can be observed.



**Fig.1 Strain-controlled low cycle fatigue test, specimen E5:  $\Delta\epsilon/2 = 1.04\%$**

The companion specimen test (CST) is used to determine the experimental cyclic curve. Usually the cyclic curve is obtained by the tips connection of the hysteresis loops at saturation (when it is found) or at the half-life of test specimens.

Considering the little sample, a Student distribution are used to certify that a normal distribution of the Young modulus and of the elastic limit obtained in the experimental tests are a good representation of those parameters. Consequently, mean values  $E = 186.5 \text{ GPa}$ , and elastic limit (at  $\epsilon = 0.02\%$ )  $S_y = 545 \text{ MPa}$ , are used.

#### 4. THE ELASTO-PLASTIC CONTINUUM MODEL

The set of elasto-plastic constitutive equations with internal variables used in this work describes the mechanical behaviour of metallic materials submitted to non-monotonic loading. We use the concept of the free energy in the constitutive theory with a strong thermodynamic basis, Lemaitre (1990). The free energy is defined as a differentiable function of the state variables  $\epsilon, \epsilon^p, \beta$ :  $\psi = \psi(\epsilon - \epsilon^p, \beta)$ .  $\epsilon^p$  is the plastic strain and  $\beta$  is a generic representation of internal variables related to other dissipative mechanisms. The elastic dominion defined by the existence of a plastic potential  $F$  such that

$$F(\sigma, B^\beta, \epsilon^p, \beta) < 0 \Rightarrow \dot{\epsilon}^p = 0 \text{ e } \dot{\beta} = 0 ; \quad B^\beta = \frac{\partial \psi}{\partial \beta}$$

A complete set of constitutive equations is then given by:

$$\sigma = \frac{\partial \psi}{\partial \epsilon} \tag{1}$$

$$x = \frac{\partial \psi}{\partial c} \tag{2}$$

$$y = \frac{\partial \psi}{\partial p} \tag{3}$$

$$\dot{\varepsilon}^p = \lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma} \quad (4)$$

$$\dot{p} = -\lambda \frac{\partial F}{\partial y} \quad (5) \text{ and}$$

$$\dot{c} = -\lambda \frac{\partial F}{\partial x} \quad (6)$$

where  $\lambda \geq 0$ ,  $F \leq 0$ ,  $\lambda F = 0$ , are the complementary conditions and  $\lambda$  is the Lagrange multiplier related with the restriction (plasticity criterion)  $F \leq 0$ .

Equations (1) – (3) are called state laws and equations (4) – (6) the evolution laws. For an adequate modelling of the physical behaviour of the ASTM A471 steel, two additional variables  $p$  and  $c$  related, respectively, with the isotropic softening and kinematic hardening mechanisms are introduced and the following potentials are chosen:

$$\psi = \frac{1}{2} E (\varepsilon - \varepsilon^p)^2 + v_1 \left( p + \frac{e^{-v_2 p}}{v_2} \right) + p S_y + \frac{1}{2} a c^2 \quad (7)$$

$$F = J(\sigma - x) - y + \frac{b}{2a} x^2 - \frac{ab}{2} c^2 \quad (8)$$

where  $J(\sigma - x)$  is the von Mises equivalent stress,  $S_y$  is the elastic limit,  $v_1, v_2$  are material constants and  $a, b$  are non-linear functions of the variable  $p$ :

$$a = A_i \varepsilon^i \quad \text{and} \quad b = B \varepsilon^{-\gamma} \quad (9)$$

Hence, using (1) – (6),

$$\sigma = \frac{\partial \psi}{\partial \varepsilon} = E(\varepsilon - \varepsilon^p) \quad (10)$$

$$x = \frac{\partial \psi}{\partial c} = a c \quad (11)$$

$$y = \frac{\partial \psi}{\partial p} = S_y - v_1 (1 - e^{-v_2 p}) \quad (12)$$

$$\dot{\varepsilon}^p = \lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma} = \lambda \frac{(\sigma - x)}{|\sigma - x|} = \lambda S_g \quad (13)$$

$$\dot{p} = -\lambda \frac{\partial F}{\partial y} = \lambda = |\dot{\varepsilon}^p| \quad (14) \text{ and}$$

$$\dot{c} = -\lambda \frac{\partial F}{\partial x} = \dot{\varepsilon}^p - \frac{b}{a} (x \lambda) \quad (15)$$

$y$  is called the isotropic hardening variable,  $x$  is the kinematic hardening variable,  $p$  and  $c$  are internal variables associated to the isotropic and kinematic hardening respectively. The main difference between this model and the one proposed by Marquis (1978), which is discussed in Lemaitre and Chaboche (1990), is the expression for the variable  $y$ . Generally, the cyclic softening or hardening is described through the kinematic hardening, considering the variable  $b$  in equation (15) as a nonlinear function of  $p$ . For the ASTM A471 steel, such modeling is not adequate since the softening is basically isotropic.

## 5. MODELLING THE MATERIAL BEHAVIOUR

From the experimental curves, figure 1, a cyclic softening behaviour of the material has been observed. The material never stabilises and softens continuously until complete failure. Once a crack of significant magnitude was formed, the hysteresis loops were observed to become asymmetric and, in the most of cases, the tests were stopped. In those situations of continuously softening, it is a usual way consider the standard half-life values for a hypothetical stable hysteresis loop.

In the experimental tests, as well, a change is observed in the plastic strain amplitude with the increasing number of cycles. Therefore cyclic softening implicates a change in the anelastic dominion with a consequential change in the accumulated plastic strain,  $p$ , cycle by cycle.

Considering the continuum elasto-plastic model (where the isotropic hardening,  $y$ , related to the accumulated plastic strain, plays an important role during the life of the specimen), the life history is important since the beginning to the end-failure to model the behaviour of themselves. The strong indication of damage effect presence in the specimens observed by a local change of Young modulus (identified by the slope change in the stress-strain loop), is another important consideration. Consequently, in this case, it isn't appropriate estimate a standard stable hysteresis loop at one-half specimen's fatigue life.

Observing the development of the hysteresis loops, the difference between the accumulated plastic strain in a cycle to the consecutive is small: the plastic strain increases slowly. So, the isotropic hardening or softening is very important in the progressive behaviour cycle by cycle but for a single cycle it may be considered constant. Thereby, during a stable loop, the isotropic hardening will be taken constant and only the non-linear kinematic hardening is significant.

Taking into account the above considerations, the choice of the first hysteresis loop are be justified as an hypothetical stable cycle to build the kinematic hardening behaviour. In the elasto-plastic model represented by the set of equations above, the isotropic hardening, equation (12) was constant ( $v_1 = v_2 = 0$ ) and equal to the elastic limit obtained in the first hysteresis loop:

$$y = S_y \quad \Rightarrow \quad \dot{y} = 0 \quad (12.a)$$

Figure 2 shows the first experimental complete hysteresis loop for the E1 to E6 specimens and figure 3 shows the monotonic, cyclic at middle life and cyclic for the first cycle curves where cyclic softening can be observed.

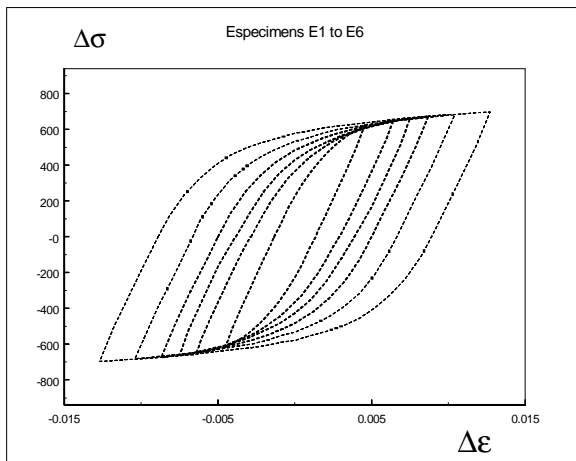


Fig.2 First cycles for the E1 to E6 tests

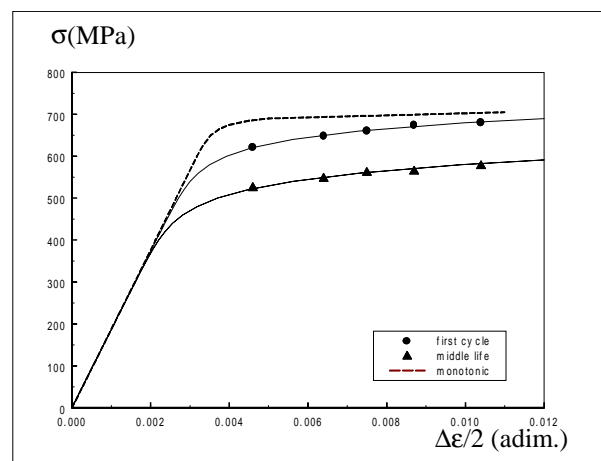


Fig.3 Monotonic vs. cyclic curves

## 6. PARAMETERS DETERMINATION

### 6.1. Kinematic Hardening

The kinematic hardening parameters,  $a$  and  $b$ , are obtained at the first complete hysteresis loop, for the tests E1 to E6, using a least-square method with sufficiently accurate convergence and determination coefficient. For a detailed discussion, see Chimisso & Caligiana (1999). So, the best representation of themselves can be obtained:

$$a = 174 - 34950\varepsilon + 2,884,840 \varepsilon^2 - 84,160,460 \varepsilon^3 \quad (16)$$

$$b = 4.4729 \varepsilon^{-0.7955} \quad (17)$$

It is interesting to observe that when the total strain amplitude tends to values greater than 1.5 % the parameters  $a$  and  $b$  tend to asymptotic values. It signifies the saturation of the kinematic hardening curve for large strain. Those behaviour are observed in the experimental tests too. Consequently, when the cyclic strain applied exceed 1.5 % ( $\Delta\varepsilon/2 > \pm 1.5\%$ ), the asymptotic values tend to:  $a = 15$  GPa and  $b = 126$ .

Figures 4 and 5 show, for the E4 and E5 specimens, the model prevision and experimental results for the non-linear kinematic hardening behaviour, related to plastic strain.

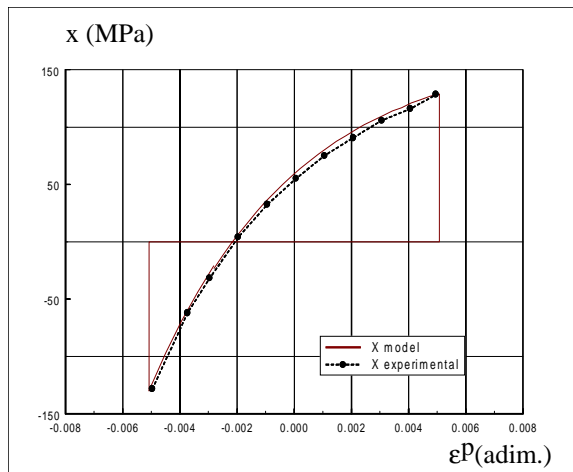


Fig.4 E4: model x test kinematic hardening

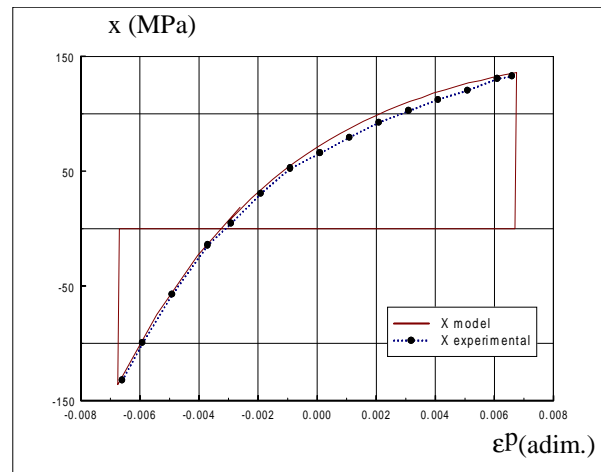


Fig.5 E5: model x test kinematic hardening

### 6.2. Isotropic Softening

To determine the parameters  $v_1$  e  $v_2$ , was considered the equation (12):

$$y = S_y - v_1(1 - e^{-v_2 p})$$

When  $p \rightarrow 0$ ,  $y \rightarrow S_y$ , and when  $p \rightarrow \infty$ ,  $y \rightarrow S_y - v_1$   
And its derivative related to the accumulated plastic strain,  $p$

$$\frac{dy}{dp} = -v_1 v_2 e^{-v_2 p}$$

When  $p \rightarrow 0$ ,  $dy/dp \rightarrow -v_1 v_2$ , and when  $p \rightarrow \infty$ ,  $dy/dp \rightarrow 0$  ( $y = \text{constant}$ )



The limit values of the variables and its derivatives above can be showed graphically.

In the experiments, the softening denote in a inelastic domain change with a modification in the accumulated plastic strain, cycle by cycle. So, the parameters  $v_1$  e  $v_2$ , can be determinate through the cyclic plastic strain variation, related with the accumulated plastic strain,  $p$ .

From the figure 1(E5 specimen test) where the isotropic softening is show since the first cycle, the plastic strain can be measured in the following cycles. Supposing a little linear growth of the cyclic plastic strain, the accumulated plastic strain growth,  $p$ , is estimated in the following form:

$$p_i = p_{i-1} + 2\Delta\epsilon_i^P \quad (18)$$

Where  $p_i$  is is the accumulated plastic strain at the  $i$  cycle.

Thus, for the E5 test was obtained:

- At the first cycle,  $y = 545$  MPa,
- $p_{16} = 42,9$  % and  $y_{16} = 525$  MPa , at  $N = 16$  cycles,
- $p_{64} = p_{\infty} = 180$  % and  $y_{64} = 475$  MPa, at  $N = 64$ cycles.

In this way, the isotropic softening parameters are obtained:

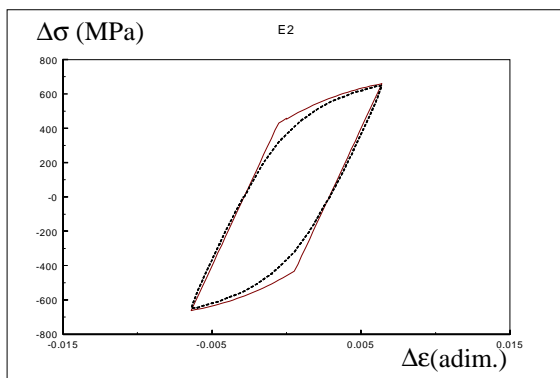
$$v_1 = 70 \text{ MPa and } v_2 = 0,784$$

So, equation (12) give us:

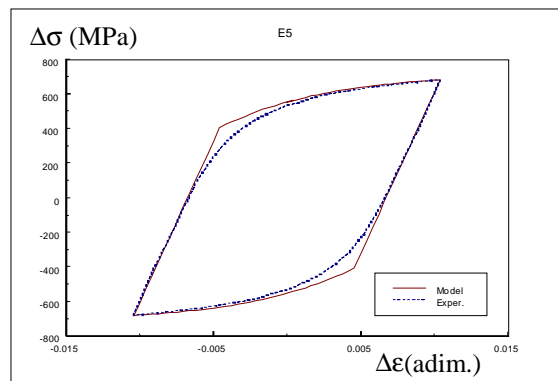
$$y = 545 - 70(1 - e^{-0,784p}) \quad (19)$$

## 7. RESULTS

The model and the experimental first hysteresis loop were compared. For example the following figures 6 and 7 show a good agreement of the model results, obtained from numerical simulation, to the experimental results.



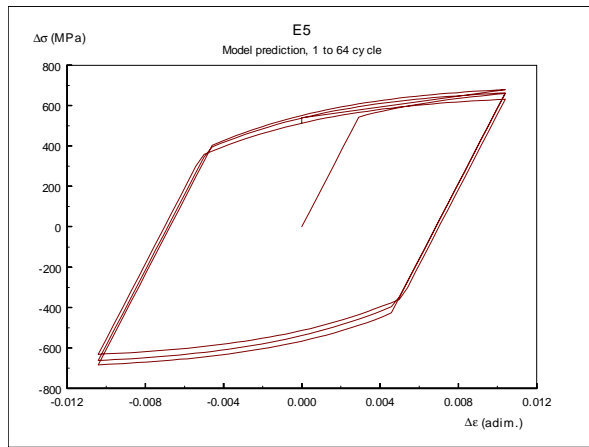
**Fig.6 E2:  $\Delta\sigma \times \Delta\epsilon$   $\Delta\epsilon/2 = 0.64\%$**



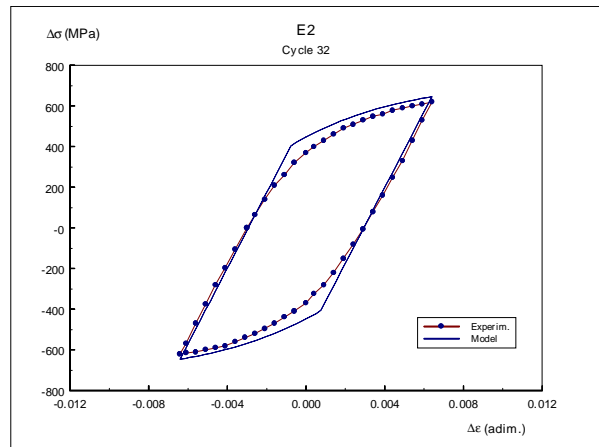
**Fig.7 E5:  $\Delta\sigma \times \Delta\epsilon$   $\Delta\epsilon/2 = 1.04\%$**

As it can be seen in Chimisso & Caligiana (1999) the results between the model cyclic curve and the experimental cyclic curve taken at the first hysteresis loop are so closed.

Figure (8) show the model results, for the E5 test, obtained for the cyclic softening from the first to de 64<sup>th</sup> cycle. Figure (9) compare the E2 experimental result with the model result for the 32<sup>th</sup> cycle.

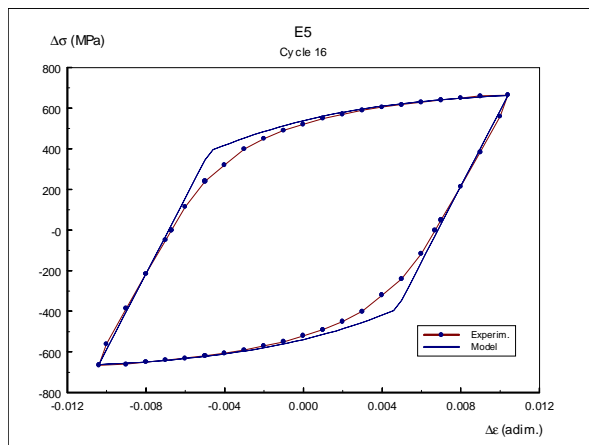


**Fig. 8 E5 test:  $\Delta\epsilon/2 = 1.04\%$ . 1<sup>th</sup> to 64<sup>th</sup> cycle**

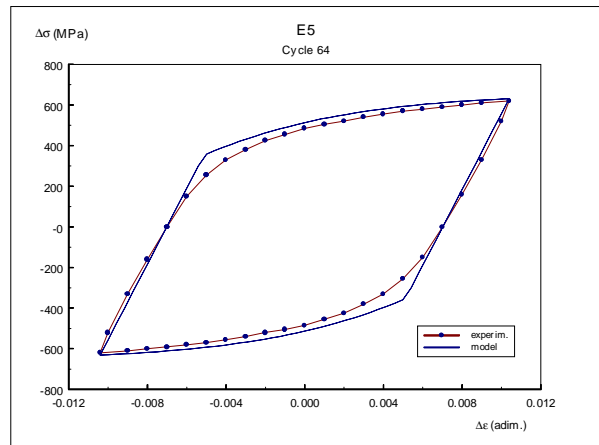


**Fig. 9 E2 test:  $\Delta\epsilon/2 = 0.64\%$ . 32<sup>th</sup> cycle**

Figures 10 and 11 compare the E5 experimental result with the model result for the 16<sup>th</sup> and 64<sup>th</sup> respectively.



**Fig. 10 E5 test:  $\Delta\epsilon/2 = 1.04\%$ . 16<sup>th</sup> cycle**



**Fig. 11 E5 test:  $\Delta\epsilon/2 = 1.04\%$ . 64<sup>th</sup> cycle**

## 8. CONCLUDING REMARKS

The ASTM A 471 study becomes interesting due to its continuous softening until fracture occurs. In this work the softening behaviour of this steel by a continuum elasto-plastic damage approach is considered. Assuming that the first cycle as a stable cycle, the isotropic hardening/softening influence must be neglected and a non-linear kinematic hardening law is sufficient to find the model hysteresis loop.

The isotropic behaviour is considered with an appropriate softening evolution law. The model allows a good results for the elasto-plastic hysteresis loop behaviour and for the continuously softening phenomenon and this is fundamental to extend the results into the continuum damage model.

## *Acknowledgement*

Data and tests are obtained in the DIEM- Università degli Studi di Bologna, Italia. Our special gratitude to Professor Sergio Curioni the Dean of the Department. The first author is grateful to the **CNPq** (Brazilian Council for Scientific and Technological Development) support.

## **REFERENCES**

- ASTM Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing, E 606-92.
- Bhambri, S.K., Prasad, C.R., Vasudevan, R., Low Cycle Fatigue Behaviour of a 1Cr-Mo-V Steel with Bainite and Ferrite Microstructure, *Int. J. Fatigue*, 9 No 3, pp. 239-246, Butterworth & Co., October 1987.
- Caligiana, G., Curioni, S. Freddi, A., Fatigue life evaluation in the motor vehicle industries, *Int. J. of Vehicle Design*, ed. M.A. Dorgham, Inderscience Ltd., U.K., 1987.
- Chimisso, F., Caligiana, G., Parameter Determination for Modelling the ASTM A471 Steel Behaviour in an Elasto-plastic Continuum Approach, *Anais XV COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Aguas de Lindoia, SP, Brasil, novembro 1999.
- Lemaitre, J. and Chaboche, J.L., *Mechanics of Solid Materials*, Cambridge University Press, Great Britain, 1990.
- Marquis, D., *Modelisation et Identification de l' Ecrouissage Anisotrope des Métaux*, Thèse de Troisième Cycle, Université de Paris 6, France, 1978.
- Moosbrugger, J. C., and McDowell, D.L., On a Class of Kinematic Hardening Rules for Nonproportional Cyclic Plasticity, *J. of Eng. Materials and Technology*, *Trans. of the ASME*, Vol. 111, pp. 87-98, January 1989.

# A MECHANICAL MODEL WITH INTERNAL LOOPS FOR PSEUDOELASTIC MATERIALS

Fábio Albernaz Ferreira  
Dianne Magalhães Viana  
Edgar Nobuo Mamiya

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900 Brasília, DF, Brasil. E-mail: mamiya@unb.br

## Abstract

The goal of the present paper is to propose a new macroscopic mechanical model for pseudoelastic materials. In particular, we are interested in the description of path dependent internal hysteresis loops detected in experimental observations. The model is written in the framework of one-dimensional media and considers, as state variables, the transformation strain and two hardening parameters, one associated with the austenite-to-martensite transformations and other associated with reverse transformations. Comparisons with experimental data are performed so as to assess the model.

**Keywords:** Pseudoelasticity, hysteresis, phase transformations.

## 1. INTRODUCTION

Pseudoelasticity or superelasticity accounts for the ability of certain metallic alloys to recover extremely large strains (of the order of 10%), as a result of stress induced reversible phase transformations from austenite to martensite. Due to their remarkable mechanical properties, superelastic materials have been considered for many applications such as, for instance, eyeglass frames, medical guidewires, hingeless laparoscopic surgical instruments, and damping devices.

Mechanical models describing the phenomena have been proposed by many authors since the seventies. Ericksen (1975) considered nonmonotonous stress-strain relations for the description of discontinuities in the strain field, which were associated with phase interfaces. Abeyaratne & Knowles (1988) considered kinetic laws describing the motion of phase interfaces subjected to thermodynamic admissibility rules. Alternative models have been proposed by Frémond (1987), Graesser & Cozzarelli (1994), Leclercq & Lexcelent (1996), Auricchio et al. (1997), Souza et al. (1998), Govindjee & Hall (1999), amongst many others.

We propose, within the setting of one-dimensional media subjected to small strains, a new phenomenological model for the description of the mechanical behavior of pseudoelastic materials. The model is strongly influenced by classical descriptions of the elastoplastic behavior, but on the other hand it includes new features as, for instance, its ability to describe, with good accuracy, internal hysteresis loops observed experimentally when the material is subjected to complex loading conditions.

## 2. THE MECHANICAL MODEL

From the macroscopic point of view, martensitic phase transformations associated with pseudoelastic behavior can be characterized by the *transformation strain*  $\varepsilon_T$ , which

is defined as  $\varepsilon_T := \xi_m \varepsilon_M$ , where  $\xi_m \in [0, 1]$  is the volume fraction of the martensite in the medium, while  $\varepsilon_M$  is the strain observed when the material undergoes a complete transformation from austenite to martensite. The stress  $\sigma$  is supposed to be a linear function of the elastic strain  $\varepsilon - \varepsilon_T$ :

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon_T), \quad (1)$$

where  $E$  is the Young modulus of the material and  $\varepsilon$  is the linear measure of total strain.

Transformation from austenite to martensite is associated with the following constraint:

$$f_{AM}(\sigma, \varepsilon_T, \alpha_{AM}) := |\sigma| - [\sigma_T(\varepsilon_T) + \kappa_{AM}(\alpha_{AM})] \leq 0, \quad (2)$$

where  $\sigma_T(\varepsilon_T) := k|\varepsilon_T| + \sigma_{T0}$  is the so called *transformation stress*,  $k$  and  $\sigma_{T0}$  are material parameters, while  $\kappa_{AM}(\alpha_{AM})$  is a nonlinear function of the *austenite-to-martensite hardening variable*  $\alpha_{AM}$ : stress induced phase transformation from austenite to martensite can occur only when the stress  $\sigma$  is such that equality is attained in (2). Otherwise, either elastic behavior or reverse transformation takes place.

On the other hand, transformation from martensite back to austenite is related to the inequality constraint:

$$f_{MA}(\sigma, \varepsilon_T, \alpha_{MA}) := [\sigma_T(\varepsilon_T) - \kappa_{MA}(\alpha_{MA})] - |\sigma| \leq 0, \quad (3)$$

where  $\kappa_{MA}(\alpha_{MA})$  is a nonlinear function of the *martensite-to-austenite hardening variable*  $\alpha_{MA}$ : here again, phase transformation can happen only if equality is verified in (3) or otherwise either elastic behavior or direct transformation occurs.

The constraint (2) makes sense only if there is austenite to be transformed into martensite. Analogously, the constraint (3) is defined only if there is martensite present in the material.

The transformation strain  $\varepsilon_T$  and the hardening variables  $\alpha_{AM}$  and  $\alpha_{MA}$  define the set of internal variables of the thermodynamic system which evolves according to the following flow rules:

$$\dot{\varepsilon}_T = \dot{\gamma}_{AM} \frac{\partial f_{AM}}{\partial \sigma} + \dot{\gamma}_{MA} \frac{\partial f_{MA}}{\partial \sigma} = (\dot{\gamma}_{AM} - \dot{\gamma}_{MA}) \frac{\sigma}{|\sigma|}, \quad (4)$$

$$\dot{\alpha}_{AM} = \dot{\gamma}_{AM} \quad \text{if} \quad \dot{\gamma}_{AM} > 0, \quad (5)$$

$$\dot{\alpha}_{MA} = \dot{\gamma}_{MA} \quad \text{if} \quad \dot{\gamma}_{MA} > 0. \quad (6)$$

where  $\dot{\gamma}_{AM}$  and  $\dot{\gamma}_{MA}$  are subjected to the following constraints:

$$\dot{\gamma}_{AM} \geq 0, \quad \dot{\gamma}_{AM} f_{AM} = 0, \quad \dot{\gamma}_{MA} \geq 0, \quad \dot{\gamma}_{MA} f_{MA} = 0; \quad (7)$$

Further, state variables  $\alpha_{AM}$  and  $\alpha_{MA}$  are subjected to the rules:

$$\alpha_{AM} = 0, \quad \text{if} \quad \dot{\gamma}_{MA} > 0, \quad \text{and} \quad \alpha_{MA} = 0, \quad \text{if} \quad \dot{\gamma}_{AM} > 0, \quad (8)$$

Such resetting rules are the key point for the description of internal hysteresis loops.

Figure 1 illustrates a schematic stress-strain curve for a pseudoelastic material, as described by our model: let the specimen be loaded from a stress free configuration

(point A), and let it be subjected to a strain driven tractive load. Since there is only austenite present in the material ( $\varepsilon_T = 0$ ) and, below point B, strict inequality is verified in (2), the complementarity condition (7) imposes  $\dot{\gamma}_{AM} = 0$ , i.e., the material behaves elastically along line AB. Equality in (2) is verified along line BC and, from the same constraints (7), the consistency parameter  $\dot{\gamma}_{AM}$  is allowed to attain values distinct from zero. Therefore, we conclude from (4) and (5) that the state variables  $\varepsilon_T$  and  $\alpha_{AM}$  can evolve, i.e., phase transformation from austenite to martensite takes place. Between points C and D, as the specimen is unloaded, strict inequalities are observed in both expressions (2) and (3). Thus, from (4) and (5) we conclude that both  $\dot{\gamma}_{AM}$  and  $\dot{\gamma}_{MA}$  are equal, i.e., the material behaves elastically. Equality of (3) is observed along line DE, meaning that we can have  $\dot{\gamma}_{MA} > 0$  and hence transformation of martensite back to austenite. If, at point E, the specimen is subjected to a new increase in the prescribed strain, then the material behaves elastically between points E and F. From F to G, transformation from austenite to martensite is once more observed. It should be remarked that both direct and reverse transformations starts whenever the stress-strain curve crosses the dotted line corresponding to the transformation stress  $\sigma_T$ . This is justified by the fact that, from conditions (8), the hardening variables  $\alpha_{AM}$  and  $\alpha_{MA}$  are reset to zero whenever ( $\dot{\gamma}_{MA} > 0$ ) and ( $\dot{\gamma}_{MA} > 0$ ), respectively.

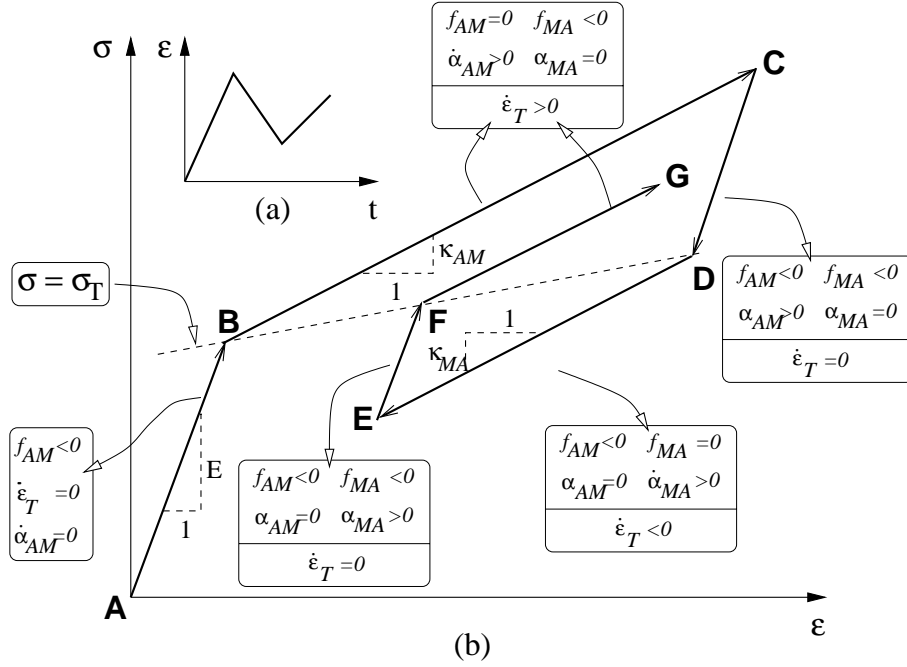


Figure 1: When subjected to the strain history in (a), the proposed constitutive model defines the stress-strain curve in (b).

### 3. NUMERICAL ASPECTS

The time discrete version of equations (1–8) is obtained via a *backward Euler* scheme and can be written as:

(i) *Stress-strain relation:*

$$\sigma_{n+1} := E (\varepsilon_{n+1} - \varepsilon_{Tn+1}); \quad (9)$$

(ii) *Elastic domain:*

(ii.1) If  $\varepsilon_{Tn} = 0$  (austenite):

$$f_{AMn+1} := |\sigma_{n+1}| - [\sigma_T(\varepsilon_{Tn+1}) + \kappa_{AM}(\alpha_{AMn+1})] \leq 0; \quad (10)$$

(ii.2) If  $|\varepsilon_{Tn}| = \varepsilon_M$  (martensite):

$$f_{MA n+1} := [\sigma_T(\varepsilon_{Tn+1}) - \kappa_{MA}(\alpha_{MA n+1})] - |\sigma_{n+1}| \leq 0; \quad (11)$$

(ii.3) If  $0 < |\varepsilon_{Tn+1}| < \varepsilon_M$  (mixture of phases):

$$f_{AMn+1} \leq 0 \quad \text{and} \quad f_{MA n+1} \leq 0; \quad (12)$$

(iii) *Flow rules:*

$$\varepsilon_{Tn+1} = \varepsilon_{Tn} + (\Delta\gamma_{AMn+1} - \Delta\gamma_{MA n+1}) \frac{\sigma_{n+1}}{|\sigma_{n+1}|}, \quad (13)$$

$$\alpha_{AMn+1} = \alpha_{AMn} + \Delta\gamma_{AMn+1} \quad \text{if} \quad \Delta\gamma_{AMn+1} \geq 0, \quad (14)$$

$$\alpha_{MA n+1} = \alpha_{MA n} + \Delta\gamma_{MA n+1} \quad \text{if} \quad \Delta\gamma_{MA n+1} \geq 0, \quad (15)$$

where  $\Delta\gamma_{AMn+1} := \dot{\gamma}_{AM}(t_{n+1} - t_n)$  and  $\Delta\gamma_{MA n+1} := \dot{\gamma}_{MA}(t_{n+1} - t_n)$  are subjected to constraints:

$$\Delta\gamma_{AMn+1} \geq 0, \quad \Delta\gamma_{AMn+1} f_{AMn+1} = 0, \quad (16)$$

$$\Delta\gamma_{MA n+1} \geq 0, \quad \Delta\gamma_{MA n+1} f_{MA n+1} = 0, \quad (17)$$

(iv) *Hardening resetting rules:*

$$\alpha_{AMn+1} = 0 \quad \text{if} \quad \Delta\gamma_{MA n+1} > 0, \quad (18)$$

$$\alpha_{MA n+1} = 0 \quad \text{if} \quad \Delta\gamma_{AMn+1} > 0. \quad (19)$$

The integration of the aforementioned set of equations is described by the algorithm below. Details on its derivation can be found in Ferreira et al. (2000).

**ALGORITHM:**

- Compute a *trial state* at time instant  $t_{n+1}$ :

$$\varepsilon_{Tn+1}^{trial} := \varepsilon_{Tn}, \quad \alpha_{AMn+1}^{trial} := \alpha_{AMn} \quad \text{and} \quad \alpha_{MA n+1}^{trial} := \alpha_{MA n}. \quad (20)$$

- Compute the corresponding *trial stress state* and the corresponding *trial yield functions*:

$$\sigma_{n+1}^{trial} := E(\varepsilon_{n+1} - \varepsilon_{Tn+1}^{trial}), \quad (21)$$

$$f_{AMn+1}^{trial} := |\sigma_{n+1}^{trial}| - [\sigma_T(\varepsilon_{Tn+1}^{trial}) + \kappa_{AM}\alpha_{AMn+1}^{trial}] \quad (22)$$

$$f_{MA n+1}^{trial} := [\sigma_T(\varepsilon_{Tn+1}^{trial}) - \kappa_{MA}\alpha_{MA n+1}^{trial}] - |\sigma_{n+1}^{trial}| \quad (23)$$

- If ( $|\varepsilon_{Tn}| = 0$  and  $f_{AMn+1}^{trial} \leq 0$ ), ( $|\varepsilon_{Tn}| = \varepsilon_M$  and  $f_{MA n+1}^{trial} \leq 0$ ) or ( $0 < |\varepsilon_{Tn}| < \varepsilon_M$ ,  $f_{AMn+1}^{trial} \leq 0$  and  $f_{MA n+1}^{trial} \leq 0$ ), then (*elastic step*):

$$\varepsilon_{Tn+1} = \varepsilon_{Tn}, \quad \alpha_{AMn+1} = \alpha_{AMn} \quad \text{and} \quad \alpha_{MA n+1} = \alpha_{MA n}. \quad (24)$$

else:

- If  $0 \leq |\varepsilon_{Tn}| < \varepsilon_M$ ,  $f_{AMn+1}^{trial} > 0$  and  $f_{MA n+1}^{trial} < 0$  (*transformation from austenite to martensite*):

- \* Compute  $\Delta\gamma_{AMn+1}$  from the nonlinear equation:

$$|\sigma_{n+1}^{trial}| - E \Delta\gamma_{AMn+1} \left[ \sigma_T \left( \varepsilon_{Tn} + \Delta\gamma_{AMn+1} \frac{\sigma_{n+1}^{trial}}{|\sigma_{n+1}^{trial}|} \right) + \kappa_{AM}(\alpha_{AMn} + \Delta\gamma_{AMn+1}) \right] = 0, \quad (25)$$

- \* Compute the new state variables:

$$\varepsilon_{Tn+1} = \varepsilon_{Tn} + \Delta\gamma_{AMn+1} \frac{\sigma_{n+1}^{trial}}{|\sigma_{n+1}^{trial}|}, \quad (26)$$

$$\alpha_{AMn+1} = \alpha_{AMn} + \Delta\gamma_{AMn+1}, \quad (27)$$

$$\alpha_{MA n+1} = 0. \quad (28)$$

- else ( $0 < |\varepsilon_{Tn}| \leq \varepsilon_M$ ,  $f_{AMn+1}^{trial} < 0$  and  $f_{MA n+1}^{trial} > 0$ ) (*transformation from martensite to austenite*):

- \* Compute  $\Delta\gamma_{MA n+1}$  from the nonlinear equation:

$$\left[ \sigma_T \left( \varepsilon_{Tn} - \Delta\gamma_{MA n+1} \frac{\sigma_{n+1}^{trial}}{|\sigma_{n+1}^{trial}|} \right) - \kappa_{AM}(\alpha_{AMn} + \Delta\gamma_{AMn+1}) \right] - |\sigma_{n+1}^{trial}| - E \Delta\gamma_{AMn+1} = 0, \quad (29)$$

- \* Compute the new state variables:

$$\varepsilon_{Tn+1} = \varepsilon_{Tn} + \Delta\gamma_{MA n+1} \frac{\sigma_{n+1}^{trial}}{|\sigma_{n+1}^{trial}|}, \quad (30)$$

$$\alpha_{MA n+1} = \alpha_{MA n} + \Delta\gamma_{MA n+1}, \quad (31)$$

$$\alpha_{AMn+1} = 0. \quad (32)$$

#### 4. ASSESMENT OF THE MODEL

Next, we compare our model with experimental data reported by Sittner et al. (1995), who performed studies on the mechanical behavior of Cu 80% - Al 10% - Zn 5% - Mn 5% industrial polycrystalline shape memory alloy at temperature  $A_f + 25^\circ K (285^\circ K)$ . Figures 2 to 4 present stress-strain curves for tensile tests where the specimens were subjected to



three distinct loading-unloading histories. We considered, for these numerical simulations, the following expressions for the nonlinear functions  $\kappa_{AM}(\alpha_{AM})$  and  $\kappa_{MA}(\alpha_{MA})$ :

$$\kappa_{AM}(\alpha_{AM}) := a_{AM}\alpha_{AM} + b_{AM} [1 - \exp(-c_{AM}\alpha_{AM})], \quad (33)$$

$$\kappa_{MA}(\alpha_{MA}) := a_{MA}\alpha_{MA} + b_{MA} [1 - \exp(-c_{MA}\alpha_{MA})], \quad (34)$$

respectively, where  $a_{AM}$ ,  $b_{AM}$ ,  $c_{AM}$ ,  $a_{MA}$ ,  $b_{MA}$  and  $c_{MA}$  are material parameters. The following values of material properties were considered:  $E = 30.7 \text{ GPa}$ ,  $\sigma_{T0} = 120 \text{ MPa}$ ,  $k = 18 \text{ GPa}$ ,  $a_{AM} = 10 \text{ GPa}$ ,  $b_{AM} = 45 \text{ MPa}$ ,  $c_{AM} = 1600$ ,  $a_{MA} = 10 \text{ GPa}$ ,  $b_{MA} = 38 \text{ MPa}$ ,  $c_{MA} = 1600$ .

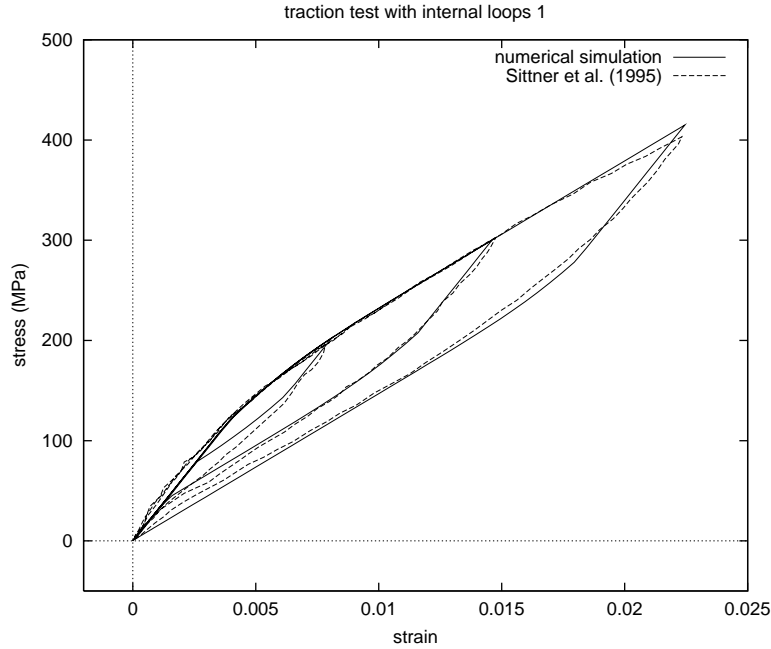


Figure 2: Traction test on Cu-Zn-Al-Mn polycrystalline specimen with distinct values of maximum strain on each cycle. Numerical simulation based on our model and experimental results from Sittner et al. (1995).

Numerical results are consistently in good agreement with experimental data. For the three cases of loading-unloading histories, the internal hysteresis loops could be replicated, both qualitatively and quantitatively.

## 5. CONCLUDING REMARKS

A macroscopic model capable to describe the mechanical behavior of pseudoelastic materials is presented in this paper. Most of its ingredients are inherited, from the formal point of view, from classical plasticity. Due to the resetting rules considered in the model, complex hysteresis patterns can be replicated by the model with good accuracy.

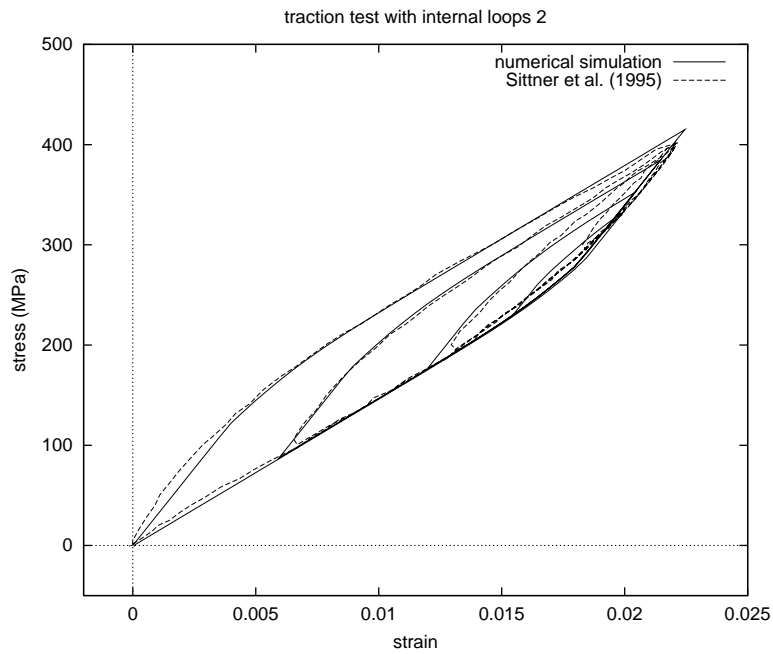


Figure 3: Traction test on Cu-Zn-Al-Mn polycrystalline specimen with distinct values of minimum strain on each cycle. Numerical simulation based on our model and experimental results from Sittner et al. (1995).

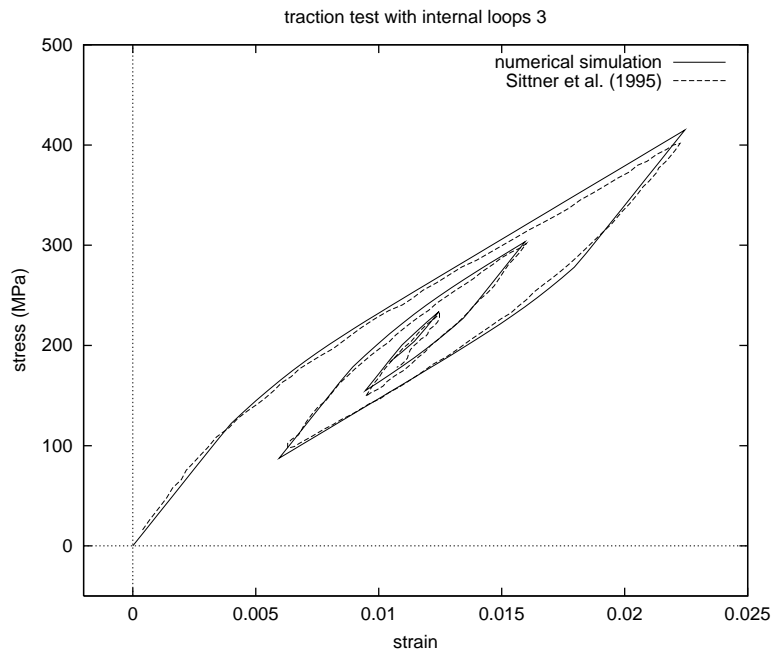


Figure 4: Traction test on Cu-Zn-Al-Mn polycrystalline specimen with decreasing values of maximum strain and increasing values of minimum strain prescribed along the loading-unloading cycles. Numerical simulation based on our model and experimental results from Sittner et al. (1995).

## REFERENCES

- Abeyaratne, R. & Knowles, J. K. (1988), “On the dissipative response due to discontinuous strains in bars of unstable elastic material”, *Int. J. Solids Struct.* **24**, 1021–1044.
- Auricchio, F., Taylor, R. L. & Lubliner, J., 1997, “Shape memory alloys: macro-modelling and numerical simulation of the superelastic behavior”, *Comp. Methods Appl. Engrg.*, 146, 281–312.
- Ericksen, J. L., 1975, “Equilibrium of bars”, *J. Elasticity*, 5, 191–201.
- Ferreira, F. A., Viana, D. M. & Mamiya, E. N., 2000, “Pseudoelastic hysteresis loops in one-dimensional media: phenomenological description inherited from classical plasticity”, Pre-print (submitted to the *Int. J. Solids Struct.*).
- Frémond, M., 1987, “Matériaux à mémoire de forme”, *C. R. Acad. Sci., Paris*, 304, II, 239–244.
- Govindjee, S. & Hall, G. J., 1999, “A computational model for shape memory alloys”, *Int. J. Solids Struct.*, 37, 735–760.
- Graesser, E. J. & Cozzarelli, F. A., 1994, “A proposed three-dimensional constitutive model for shape memory alloys”, *J. Int. Mat. Systems and Struct.*, 5, 78–89.
- Leclercq, S. & LExcellent, C., 1996, “A general macroscopic description of the thermomechanical behavior of shape memory alloys”, *J. Mech. Phys. Solids*, 44, 953–980.
- Sittner, P., Hara, Y. & Tokuda, M. (1995), “Experimental study on the thermoelastic martensitic transformation in shape memory alloy polycrystal induced by combined external forces”. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 26A, 2923–2935.
- Souza, A. C., Mamiya, E. N. & Zouain, N., 1998, “Three-dimensional model for solids undergoing stress-induced phase transformations”, *Eur. J. Mech. A/Solids*, 17, 789–806.

# **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE COROAS DENTÁRIAS SUBMETIDAS A CARGAS TÉRMICAS E DE MASTIGAÇÃO**

**Jesiel Cunha**

Faculdade de Engenharia Civil

**Raquel Santini Leandro Rade**

Faculdade de Matemática e Física

**Henner Alberto Gomide**

Faculdade de Engenharia Mecânica

Universidade Federal de Uberlândia

## **Resumo**

Este trabalho se insere no contexto da Biomecânica, buscando estudar o problema da distribuição das tensões responsáveis pela falha de coroas protéticas. Além das falhas que ocorrem devido ao procedimento de cimentação e dos materiais empregados, outros fatores que contribuem para a diminuição da resistência à retenção das coroas estão relacionados com os esforços mecânicos provocados por variações térmicas e pela mastigação, a que as coroas estão submetidas diariamente. O presente estudo analisa, do ponto de vista do comportamento mecânico, as tensões geradas por choques térmicos e cargas de compressão na coroa, através do Método dos Elementos Finitos. Os altos níveis de tensões encontrados em determinadas regiões podem provocar fissuras que agravam o fenômeno da infiltração marginal, principal responsável pelo descolamento da coroa. As análises feitas mostraram a importância da consideração das tensões geradas, em particular nas regiões onde a infiltração marginal pode ocorrer.

**Palavras-chave:** Biomecânica, Coroas dentárias, Infiltração marginal, Método dos Elementos Finitos, Comportamento mecânico.

## **1. INTRODUÇÃO**

A perda de elementos dentários compromete a mastigação, a fonética e a estética. A odontologia restauradora atual se baseia em parâmetros de conservação da estrutura dental e na obtenção de resultados estéticos, pela utilização de materiais que conseguem, através da adesão, restaurar o elemento dental de forma satisfatória. Porém, nem sempre é possível restaurar conservadoramente um elemento dental com grande destruição coronária, sendo pois, necessária a utilização de coroas protéticas. Uma coroa consiste de um envoltório metálico, geralmente feito de ligas de ferro-cromo ou níquel-cromo, preso por um cimento à dentina, conforme mostra a Figura 1. As coroas dentárias falham, na maioria dos casos, por processos ligados ao

comportamento mecânico do material cimentante. Estas falhas podem resultar em infiltração marginal e, em casos extremos, no descolamento da peça protética. A falta de uma eficiente ligação da coroa protética ao dente gera micro-fendas na região de cimentação, constituindo meios de entrada de bactérias e fluidos bucais que podem causar desde o aumento da sensibilidade pós-operatória, até a necrose pulpar e a perda definitiva do dente (Graver *et al.*, 1990; Tjan, 1987; Tjan & Sarkassian, 1986; Radke, 1988).

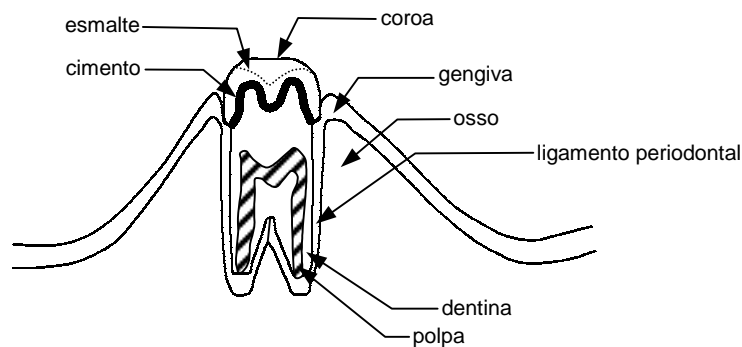


Figura 1- Esquema representativo de uma coroa fixa.

Além dos esforços advindos da mastigação, em sua alimentação diária o homem provoca choques térmicos na estrutura dentária ao consumir, por exemplo, uma xícara de café ou um copo de água gelada. Alguns estudos sugeriram a importância das variações de temperatura na aderência marginal de materiais de restauração dentária. Esta variação de temperatura provocaria o surgimento de fissuras nos materiais componentes de uma coroa. Experimentos realizados em restaurações sujeitas a variações de temperatura mostraram que o descolamento coroa/cimento/dentina pode ser causado pela diferença entre os coeficientes de dilatação térmica dos tecidos dentários e dos materiais de restauração, além da influência da expansão de fluidos localizados entre o dente e a restauração (Murphy & Gomide, 1997). Além destes, outros efeitos da variação de temperatura estão sendo analisados em ensaios de transferência de corpos de prova entre soluções frias e quentes, ensaio conhecido como termociclagem (Muradas & Gomide, 1998).

O objetivo principal deste trabalho foi de analisar, através de simulações numéricas, o comportamento mecânico de coroas protéticas, sob ação de efeitos térmicos e de mastigação. Buscou-se analisar, de forma qualitativa, a influência das tensões no processo de falha das coroas, em particular nas interfaces cimento/estrutura dentária e cimento/coróa, onde a infiltração marginal pode ocorrer, levando ao descolamento da coroa.

## 2. SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

Para proceder às simulações numéricas foi utilizado o Método dos Elementos Finitos. A análise de problemas na Biomecânica utilizando o Método dos Elementos Finitos já constitui um procedimento comum em várias aplicações, tais como projeto de próteses e implantes e análise de problemas médicos e odontológicos de alguma maneira ligados a esforços mecânicos.

As simulações computacionais feitas permitiram as análises do ponto de vista do comportamento mecânico, em regime elástico. Como foi dito, os pontos explorados foram a verificação do impacto das variações térmicas e a simulação da mastigação, com o objetivo de verificar os esforços advindos dessas solicitações.

O Método dos Elementos Finitos permite uma grande variação das propriedades dos materiais, da geometria dos componentes, dos esforços aplicados e das condições de contorno (Imbert, 1995). A partir de uma base de dados experimentais pode-se simular diversas situações práticas correntes ou mesmo extremas, às vezes difíceis de serem realizadas experimentalmente. Para efetuar as simulações, foi confeccionado um modelo de elementos finitos que se aproxime da situação real. A geometria do dente foi traçada com base na observação de várias amostras, tomando-se um formato anatômico médio, de tal forma que o estudo não ficasse limitado a um caso particular, tratando assim o problema de uma forma mais genérica.

Foi utilizado o programa comercial ANSYS® (1995). O elemento escolhido foi o *SOLID45*, para análise de campos de tensão e deformação tridimensionais. Este elemento possui 8 nós, sendo 3 graus de liberdade por nó. Para a modelagem do ligamento periodontal foi utilizado o elemento *COMBIN39*, que simula o comportamento de uma mola. O modelo resultante (Figura 2) é composto de 5268 nós, 4591 elementos, correspondendo a aproximadamente 15.000 graus de liberdade. O grau de refinamento da malha foi definido em função da precisão requerida para os resultados. Um aspecto interessante da modelagem é que as malhas das partes componentes do conjunto (coroa, cimento e dentina) foram concebidas separadamente, conforme mostra a Figura 2, de forma a permitir análises independentes em cada componente. É importante salientar que este modelo, embora aproximado, é significativo na representação da estrutura real, pois considera os efeitos mecânicos de forma tridimensional, o que não é comum na maioria dos estudos referentes ao assunto. Na literatura, encontra-se modelos em estado plano de deformação, estado plano de tensões ou modelos axissimétricos (Albuquerque *et al.*, 1999).

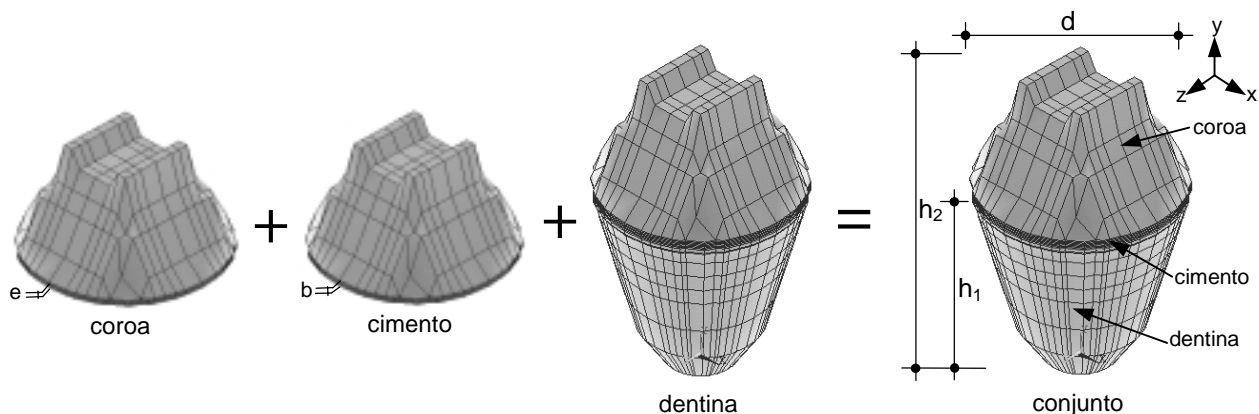


Figura 2 – Composição e dimensões do modelo de elementos finitos.

## 2.1. Parâmetros da simulação

### 2.1.1. Propriedades dos materiais

As propriedades físicas e mecânicas dos materiais envolvidos foram extraídas da bibliografia (Vieira, 1976; Phyllips, 1976; O'Bryen & Ryge, 1981; Selna, L.G. *et al.*, 1975). Estas propriedades, bem como as dimensões básicas (mostradas na Figura 2) são dadas na seqüência. Dentina:  $E=1.73 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$  (módulo de elasticidade);  $\nu=0.3$  (coeficiente de Poisson);  $\alpha=11.4 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  (coeficiente de expansão térmica); cimento (fosfato de zinco):  $E=22.4 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ;  $\nu=0.35$ ;  $\alpha=10 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ; coroa (níquel-cromo):  $E=1.79 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ;  $\nu=0.32$ ;  $\alpha=17.3 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ . Dados da geometria:  $h_1=0.012 \text{ m}$  (altura da base);  $h_2=0.019 \text{ m}$  (altura total);  $d=0.012 \text{ m}$  (diâmetro da coroa);  $e=0.0005 \text{ m}$  (espessura da coroa);  $b=0.0001 \text{ m}$  (espessura do cimento).

Em relação às propriedades referentes ao corpo humano, é importante observar que os valores utilizados são aproximados, pois são de difícil identificação experimental. Algumas propriedades podem variar em função da localização anatômica e de características biológicas individuais. Além disso, os materiais são geralmente heterogêneos e anisotrópicos, o que pode levar a valores de propriedades que variam de ponto a ponto (Noritomi & Sollero, 1999).

### 2.1.2. Condições térmicas impostas

A simulação numérica do efeito das variações de temperatura consistiu de choques térmicos aplicados ao modelo. Estes choques térmicos são advindos do fato de que o homem ingere alimentos em diferentes temperaturas. Desta forma, a temperatura do modelo passa por variações discretas, de 37°C para 55 °C no caso de aquecimento e de 37°C para 5 °C no caso de resfriamento. Deve-se observar que a simulação numérica efetuada não é uma termociclagem efetiva, onde os choques térmicos são sucessivos, resultando em fadiga térmica dos materiais.

### 2.1.3. Condições da mastigação

Os esforços advindos do processo de mastigação de alimentos pode ser outro fator que contribui, do ponto de vista do comportamento mecânico, ao processo de descolamento dos materiais na interface. Segundo Carvalho & Matson (1990), o esforço de mastigação corresponde a uma carga concentrada de compressão, de módulo aproximadamente igual a 50 kgf. Essa carga foi aplicada de forma assimétrica em uma região distante do centro geométrico da seção transversal do modelo (Figura 3), afim de que seu efeito seja o mais crítico possível.

### 2.1.4. Condições de contorno

Em relação às condições de contorno, ou seja, as restrições cinemáticas impostas ao modelo, estas consistem da imposição da rigidez do ligamento periodontal, que é uma membrana que liga o dente e a arcada dentária, conforme mostrou a Figura 1. O ligamento periodontal tem uma estrutura complexa formada por material fluido e fibroso, tornando a identificação de suas propriedades bastante difícil. Segundo Selna *et al.* (1975), o ligamento pode ser modelado por um conjunto de molas com rigidez conhecida, conforme está representado esquematicamente na Figura 3.

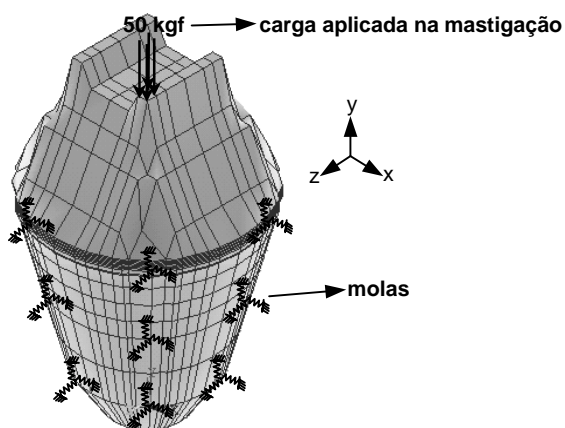


Figura 3 – Representação da modelagem do ligamento periodontal por meio de sistemas de molas, e do carregamento referente à mastigação.

Com este tipo de modelagem, todos os nós pertencentes à interface dentina/osso estão conectados por sistemas de molas. Os valores utilizados para as constantes das molas nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  foram:  $K_x=210449$  N/m;  $K_y=34243$  N/m;  $K_z=210449$  N/m.

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados das simulações numéricas foram analisados no que se refere à distribuição das tensões no conjunto e nos componentes individualmente (cimento, coroa e dentina), conforme mostrou a modelagem da Figura 2. Serão mostradas as figuras referentes às duas situações analisadas: choques térmicos e aplicação da carga de mastigação. Estas duas situações foram simuladas de forma independente.

Foi obtida uma grande quantidade de resultados. Apenas alguns destes resultados serão mostrados, sendo o suficiente para as análises efetuadas, que são de caráter mais qualitativo. Como valores de referência, serão fornecidas as distribuições das tensões principais  $\sigma_I$  e das tensões normais  $\sigma_{yy}$ , no conjunto e nos componentes, para situações de resfriamento e aquecimento. As tensões principais  $\sigma_I$  constituem um possível critério de resistência (falha) dos materiais. Já as tensões  $\sigma_{yy}$ , de tração em particular, atuam diretamente no sentido do descolamento na interface. Os valores das tensões estarão sempre em  $N/m^2$ .

As tensões resultantes do choque térmico de aquecimento ( $\Delta T=18^\circ C \rightarrow 37-55^\circ C$ ) são mostradas nas Figuras de 4 a 7. A distribuição das tensões  $\sigma_I$  na prótese para o resfriamento ( $\Delta T=32^\circ C \rightarrow 37-5^\circ C$ ) é dada pela Figura 8. A Figura 9 mostra a distribuição das tensões  $\sigma_{yy}$  no conjunto, quando da aplicação da carga excêntrica de 50 kgf, conforme Figura 3. A Figura 10 mostra a distribuição da tensão de Von Mises para a situação de aquecimento.

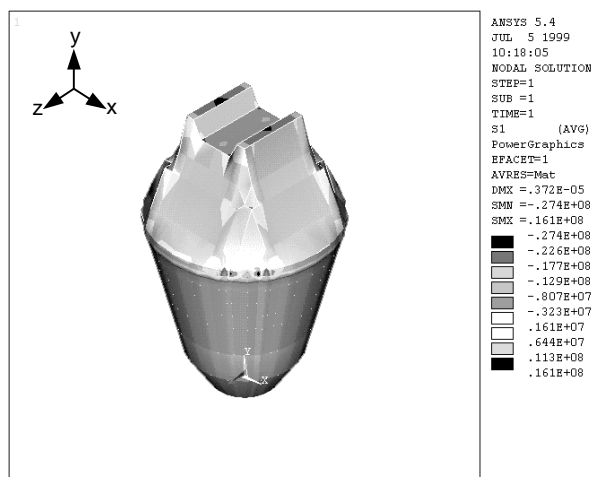


Figura 4 - Distribuição das tensões  $\sigma_I$  no conjunto após o aquecimento.

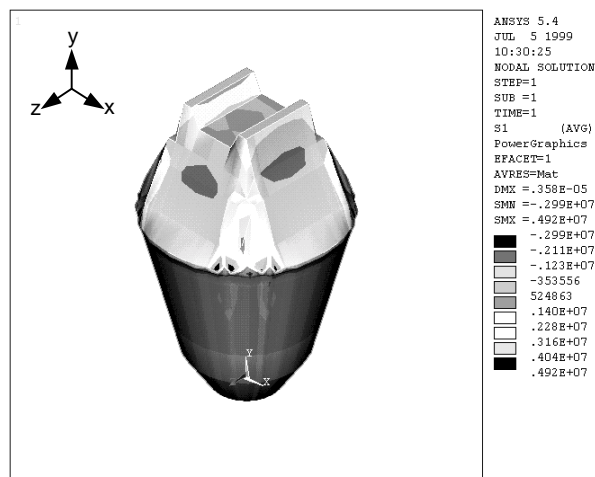


Figura 5 - Distribuição das tensões  $\sigma_I$  na dentina após o aquecimento.



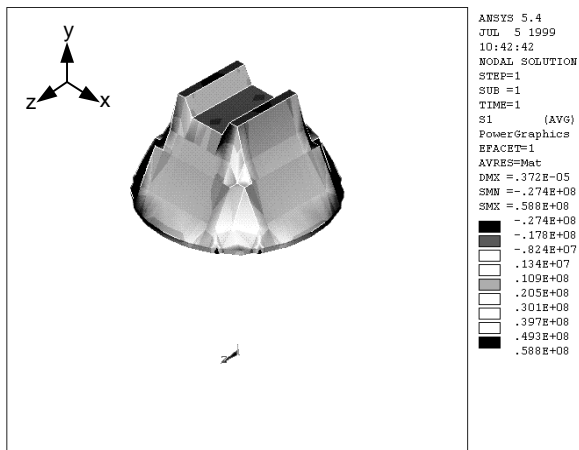


Figura 6 - Distribuição das tensões  $\sigma_I$  na coroa após o aquecimento.

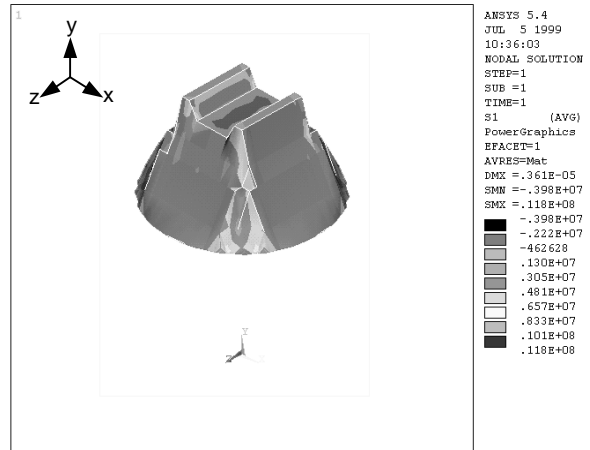


Figura 7 - Distribuição das tensões  $\sigma_I$  no cimento após o aquecimento.

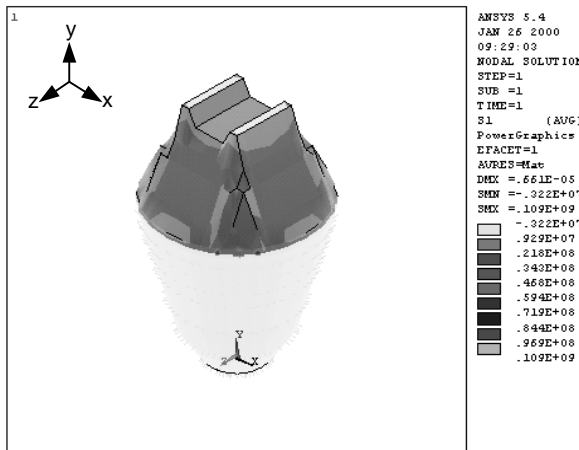


Figura 8 - Distribuição das tensões  $\sigma_I$  no conjunto após o resfriamento.

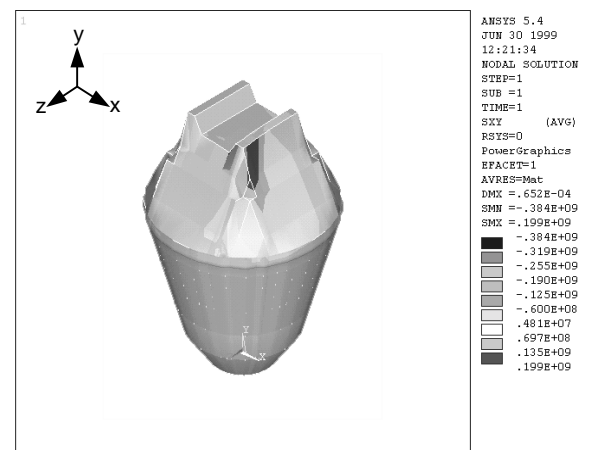


Figura 9 - Distribuição das tensões  $\sigma_{yy}$  no conjunto para a mastigação.

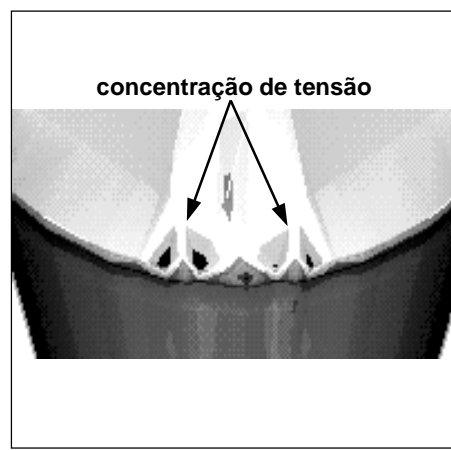
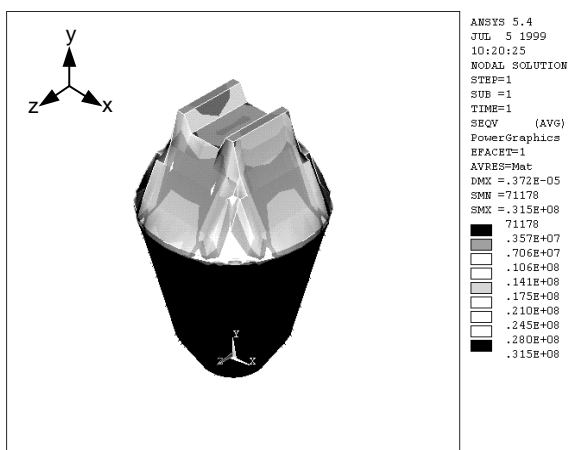


Figura 10 - Distribuição da tensão de Von Mises no conjunto e na interface dentina/cimento após o aquecimento.

#### **4. ANÁLISE DOS RESULTADOS**

Uma primeira observação é de que o choque térmico provocou níveis de tensão bastante elevados, ainda que relativamente distantes dos limites de ruptura dos materiais. A tensão de Von Mises para o caso de aquecimento foi de no máximo  $0.315 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ . No entanto, se for considerada uma situação em que os choques térmicos sejam sucessivos e em um número elevado, haveria grande possibilidade de fadiga térmica, com o surgimento de trincas e, conseqüentemente, do descolamento na interface.

Com relação à diferença da distribuição e dos valores das tensões na coroa, cimento e dentina, isto se deve à geometria, às propriedades elásticas e ao coeficiente de dilatação térmica de cada componente.

Embora nenhum critério de resistência (falha) tenha sido estabelecido neste trabalho, pode-se notar um resultado interessante que consiste na concentração de tensões de tração nas “quinas” do conjunto, conforme indicado na Figura 10. A concentração ocorre justamente nas interfaces coroa/cimento/dentina, podendo assim, ser este um fator que indique uma região crítica para ocorrência da infiltração marginal e do descolamento.

As cargas de compressão que surgem durante a mastigação causam uma distribuição assimétrica e concentrada das tensões no ponto de aplicação, com considerável intensidade. Para este caso, não foi observada uma concentração na interface coroa/cimento/dentina, que pudesse agravar de forma significativa o descolamento.

#### **5. CONCLUSÃO**

As análises feitas foram de caráter mais qualitativo do que quantitativo. Os níveis de tensões obtidos demonstraram a importância da consideração dos esforços termomecânicos e de mastigação no estudo de falhas de coroas protéticas. É importante observar no entanto, que os resultados obtidos neste trabalho são preliminares. Novas análises serão efetuadas a partir do levantamento experimental das propriedades dos materiais e da comparação com ensaios de termociclagem (Muradas & Gomide, 1998), atualmente em curso de realização. A partir daí poderão ser feitos estudos mais precisos para esclarecer pontos específicos, visando dar informações mais detalhadas e conclusivas a respeito do processo de descolamento de coroas, segundo o comportamento mecânico da estrutura.

#### **6. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à FAPEMIG – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais pelo suporte financeiro, através do Projeto de Pesquisa TEC-2205/97.

#### **7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- ALBUQUERQUE, R. C., POLLETO, L. T. A., FONTANA, R. H. B. T. S., SODRÉ, G. S. F. & CIMINI JR., C. A., 1999, “Análise de tensões em um incisivo central superior reconstruído com diferentes pinos intrarradiculares”, Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, CD-ROM, Águas de Lindóia-SP.

- “ANSYS - Engineering analysis system”, 1995, Swanson Analysis Systems Inc.
- CARVALHO, R. C. R. & MATSON, E., 1990, “Contribuição para o estudo das tensões que ocorrem em dentes restaurados, utilizando ligas de ouro e de cobre-alumínio, sob ação de força distribuída. Método dos Elementos Finitos”, Revista de Odontologia da USP.
- GRAVER, H. et al., 1990, “Microleakage of casting cemented with glass-ionomer cements”, Oper. Dent., 15: 2-9.
- IMBERT, J. F., 1995, “Analyse des structures par éléments finis”, Cépaduès Editions, 3<sup>o</sup> édition.
- MURPHY, M. J. & GOMIDE, H. A., 1997, “Sistema de controle de aparelho para termociclagem”, Relatório Técnico, Projeto CNPq- Processo 521524195 (NV), Uberlândia.
- NORITOMI, P. Y. & SOLLERO, P., 1999, “Revisão dos métodos de análise mais comumente utilizados para verificação de propriedades de interesse em ossos”, Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, CD-ROM, Águas de Lindóia-SP.
- O’BRYEN, W. J. & RYGE, G., 1981, “Materiais dentários”, 1<sup>a</sup> Edição, Rio de Janeiro, Ed. Interamericana.
- PHYLLIPS, R. W., 1976, “La ciencia de los materiales dentales de Skinner”, 7<sup>a</sup> Edição, Cidade do México, Ed. Interamericana.
- MURADAS, D. Q., GOMIDE, H. A., OLIVEIRA, S. A. G. & SOARES C. J., 1998, “Construção e utilização de um aparelho de termociclagem para provocar choques térmicos em próteses dentárias”, Anais do V CREEM/ABCM-Congresso de Estudantes de Engenharia Mecânica, Vitória-ES.
- RADKE, R. A., 1988, “Retention of cast endodontic posts: comparison of cementing agents”, The Journal of Prosthetic Dentistry, 59(3):318-320.
- SELNA, G. L., SHILLING-BURG, H. T. & KERR, P. A., 1975, “Finite element analysis of dental structures-axisymmetric and plane stress idealizations”, J. Biomed. Mater. Res., V. 9, 237-252.
- TJAN, A. H. L., 1987, “Effects of various cementation methods on the retention of prefabricated posts”, The Journal of Prosthetic Dentistry, 58(3):309-313.
- TJAN, A. H. L. & SARKISSIAN, R., 1986, “Effects of preparation finish on retention an fit of complete crowns”, The Journal of Dentistry, 56(3):183-188.
- VIEIRA, D. F., 1976, “Cimentação: incrustões, coroa e próteses dentárias”, 1<sup>a</sup> Edição, São Paulo, Sarvier Editora de Livros Médicos.

# FINITE ELEMENT SIMULATION OF SHAPE MEMORY COUPLINGS

**Leonardo Boselli da Motta**

**Dianne Magalhães Viana**

**Edgar Nobuo Mamiya**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900 Brasília, DF, Brasil. E-mail: boselli@lion.enm.unb.br

## **Abstract**

Hydraulic tube couplings for jet fighters can be fabricated from NiTi alloys. The use of NiTi alloys is an alternative of the difficult task of brazing hydraulic lines. In this case, the NiTi sleeve is mechanically expanded at low temperature, then placed around the tubes to be joined. In the sequence, it is warmed up to room temperature, when it recovers its original shape, gripping firmly the tubes. The goal of this paper is to present a qualitative finite element analysis of such pipe coupling.

**Keywords:** shape memory, pipe coupling, finite element.

## **1. INTRODUCTION**

Shape memory alloys (SMAs) are materials which, after being subjected to a severe inelastic deformation, can recover its original shape whenever it undergoes an appropriate increase of temperature. Such unique mechanical behavior is associated with stress-induced phase transformations from twinned martensite to detwinned martensite (during inelastic deformation) and from detwinned martensite to austenite (during shape recovery). Representative materials exhibiting shape memory include NiTi, CuZnAl, CuAlNi, AuCd alloys. Since the early sixties this class of materials has been considered for the design of pipe couplings, fasteners, clamps, “smart” structures, advanced composites, force actuators and heat engines. Shape memory alloys have been successfully employed to couple hydraulic-fluid lines in jet fighters as an alternative to the difficult task of brazing lines that lie close to the aluminum skin: a NiTi sleeve is expanded in the martensitic condition at liquid nitrogen temperature, then placed around the tubes to be joined; during warming to room temperature, the sleeve recovers its original shape, producing a tight seal. The use of such fittings avoids metallurgical degradation which can result from welding or brazing, and avoids damage to the aircraft skin. Over 300,000 such high performance connectors have been used in US Navy aircrafts with no reports of failures (Wayman, C. M. (1980)).

Many models have been proposed for the description of the thermomechanical behavior of shape memory alloys, including those reported by Graesser & Cozarelli (1994), Leclercq & Lexcellant (1996), Auricchio & Taylor (1997) and Souza et al. (1998), amongst many others. One interesting feature of the model proposed by Souza et al. is the fact that it showed a satisfactory qualitative agreement with experimental data (Sittner et al. (1995)) when nonproportional load histories were applied to the material. This feature is welcome in the setting of a finite element code, where very general load histories are expected.

The goal of this paper is to present some numerical results related to the development

of a finite element capable to describe the thermomechanical behavior of shape memory alloys, as described by Souza et al.. In particular, we present a simulation of the assembling process of a jet pipe coupling.

## 2. THE MECHANICAL MODEL

If  $\varepsilon$  denotes the classical *linear strain* tensor, then the corresponding *deviatoric strain* tensor is defined as  $\mathbf{e} := \varepsilon - \frac{1}{3}(\text{tr } \varepsilon) \mathbf{I}$ , where  $\mathbf{I}$  is the identity tensor in  $\mathbf{R}^3$ . If  $\mathbf{T}$  denotes the Cauchy stress tensor, then the *deviatoric stress* tensor  $\mathbf{S}$ , work-conjugate to  $\mathbf{e}$ , is given by  $\mathbf{S} := \mathbf{T} - \frac{1}{3}(\text{tr } \mathbf{T}) \mathbf{I}$ . A symmetric and deviatoric *transformation strain*  $\mathbf{e}_T$  describes the average detwinning (and hence the phase transformation) in the material. When  $\mathbf{e}_T = \mathbf{0}$ , we say that the material is in its parent phase (austenite or twinned martensite), when  $\|\mathbf{e}_T\| = \xi_s$ , the material is in its product phase (detwinned martensite), and when  $0 < \|\mathbf{e}_T\| < \xi_s$  a mixture of both parent and product phases can be observed in the material.

Souza et al. proposed two potentials from which the constitutive relations and the evolution law for the transformation strain  $\mathbf{e}_T$  are derived. The first potential is the *Helmholtz free energy*:

$$\psi(\text{tr } \varepsilon, \mathbf{e}, \mathbf{e}_T, \theta) := \left( \frac{\lambda}{2} + \frac{\mu}{3} \right) (\text{tr } \varepsilon)^2 + \mu \|\mathbf{e} - \mathbf{e}_T\|^2 + \tau_M(\theta) \|\mathbf{e}_T\| \quad (1)$$

where  $\lambda$  and  $\mu$  are the Lamé constants of the material and  $\tau_M(\theta)$ , a positive and monotonically increasing function of the temperature  $\theta$ , is the so called Maxwell stress (see Gurtin (1983), for instance). Differentiation of the potential  $\Psi$  with respect to state variables gives the following constitutive relations:

$$T_m := \frac{\partial \psi}{\partial (\text{tr } \varepsilon)} (\text{tr } \varepsilon, \mathbf{e}, \mathbf{e}_T, \theta) = \left( \lambda + \frac{2\mu}{3} \right) \text{tr } \varepsilon, \quad (2)$$

$$\mathbf{S} := \frac{\partial \psi}{\partial \mathbf{e}} (\text{tr } \varepsilon, \mathbf{e}, \mathbf{e}_T, \theta) = 2\mu (\mathbf{e} - \mathbf{e}_T), \quad (3)$$

$$\mathbf{X} \in -\partial_{\mathbf{e}_T} \psi (\text{tr } \varepsilon, \mathbf{e}, \mathbf{e}_T, \theta) = \mathbf{S} - \tau_M(\theta) \partial \|\mathbf{e}_T\|, \quad (4)$$

$$\eta \in -\partial_\theta \psi (\text{tr } \varepsilon, \mathbf{e}, \mathbf{e}_T, \theta) = -\partial \tau_M(\theta) \|\mathbf{e}_T\|. \quad (5)$$

Equation (2) describes the mean stress corresponding to changes in the volume of the material while equation (3) is the deviatoric stress-strain relation. The *transformation stress*  $\mathbf{X}$ , work-conjugate to the transformation strain  $\mathbf{e}_T$ , is the driving force for phase transformation processes. The term  $\tau_M(\theta) \partial \|\mathbf{e}_T\|$  describes the “origin” of the elastic domain. Finally,  $\eta$  is the density of entropy.

The second potential considered in the model is the *complementary potential of dissipation*  $\phi^c$ , defined as:

$$\phi^c(\mathbf{X}) = I_R(\mathbf{X}) := \begin{cases} 0 & \text{if } \|\mathbf{X}\| \leq R, \\ +\infty & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (6)$$

Differentiation of (6) with respect to  $\mathbf{X}$  leads to the following *flow rule*:

$$\dot{\mathbf{e}}_T \in \partial \phi^c(\mathbf{X}) = \partial I_R(\mathbf{X}). \quad (7)$$

An Implicit Euler scheme, together with a classical Return Mapping Algorithm, was considered for the integration of the aforementioned flow rule. Further details can be found in Souza et al. (1998).

### 3. FINITE ELEMENT SIMULATION OF HYDRAULIC COUPLINGS

In this section we present a numerical simulation of the assembling process of a Nitinol hydraulic coupling. In this setting, let us consider a pair of aluminum tubes with inner and outer diameters  $\phi_i = 6 \text{ mm}$  and  $\phi_o = 12 \text{ mm}$ , respectively. A shape memory sleeve with inner and outer diameters  $\Phi_i = 11.52 \text{ mm}$  and  $\Phi_o = 18 \text{ mm}$ , respectively, is machined at room temperature, so that the inner diameter of the sleeve is about 4% less than the outer diameter of the tubes (Fig. 1.a). The sleeve is then cooled up to  $-120^\circ\text{C}$  and mechanically expanded to have an inner diameter 4% larger than the tube's outer diameter (Fig.1.b). Still at low temperature, the set is assembled (Fig. 1.c). When the couple is warmed up to room temperature, it shrinks to form a tight seal (Fig. 1.d).

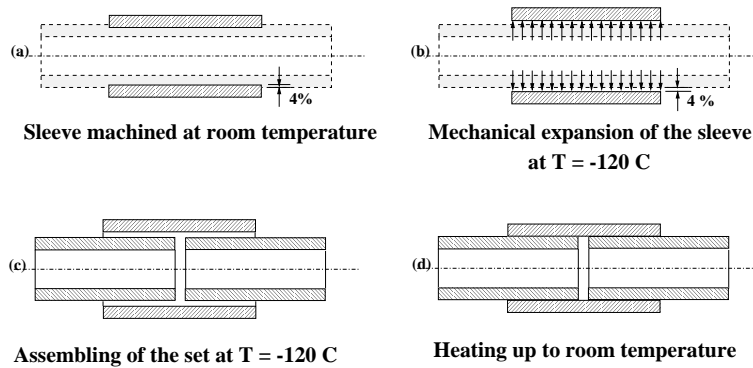


Figure 1: Schematic assembling process of the SMA coupling.

In order to simulate the aforementioned coupling process, two finite element discretizations were considered. The first one is illustrated in Figure 2 and considers that the problem is invariant along the longitudinal direction. As a consequence, the discretization is restricted to the radial direction. The aluminum tubes are discretized in four elastic four-noded axisymmetric elements, while the sleeve is discretized in four shape memory four-noded  $\bar{B}$  axisymmetric elements.  $\bar{B}$  elements were chosen in order to avoid the locking associated with the evolution of the transformation strain, which is a deviatoric tensor. Two simple “gap” elements are considered in order to describe the contact condition between the sleeve and the tubes.

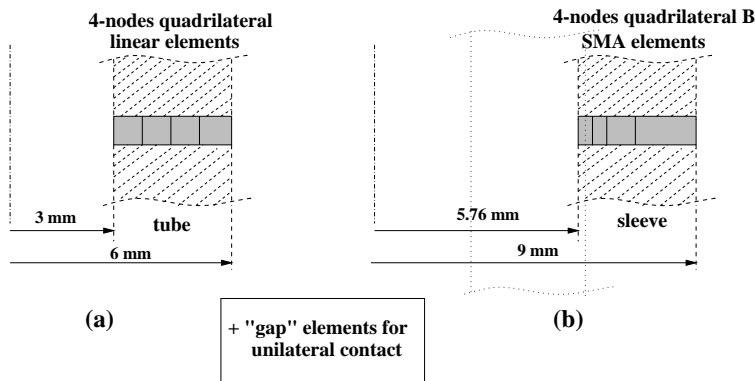


Figure 2: Discretization of the coupling along the radial direction: (a) tubes, (b) sleeve.

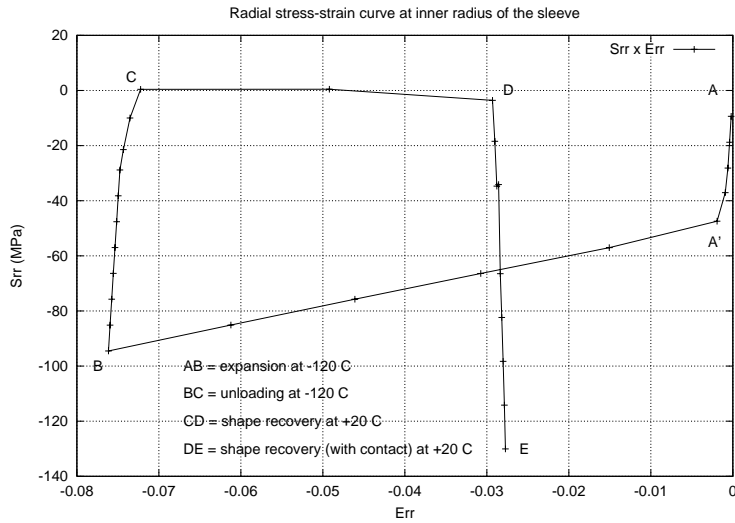


Figure 3: Radial stress-strain curve at inner radius of the sleeve.

Figure 3 describes the history of radial stress versus radial strain, at the inner radius of the sleeve, obtained from the numerical simulation of the assembling process. Starting from a stress-free configuration (at temperature  $-120^{\circ}\text{C}$ ), elastic behavior is observed from point A to point A', during mechanical expansion of the sleeve. Still during mechanical expansion, inelastic behavior associated with stress induced phase transformation is observed along line A'B. Line BC describes the stress-strain curve during unloading, always at cryogenic temperature. Next, line CDE is associated with elevation of the temperature up to  $20^{\circ}\text{C}$ . Contact between the sleeve and the tubes starts at point D, as a consequence of the shape recovery of the sleeve.

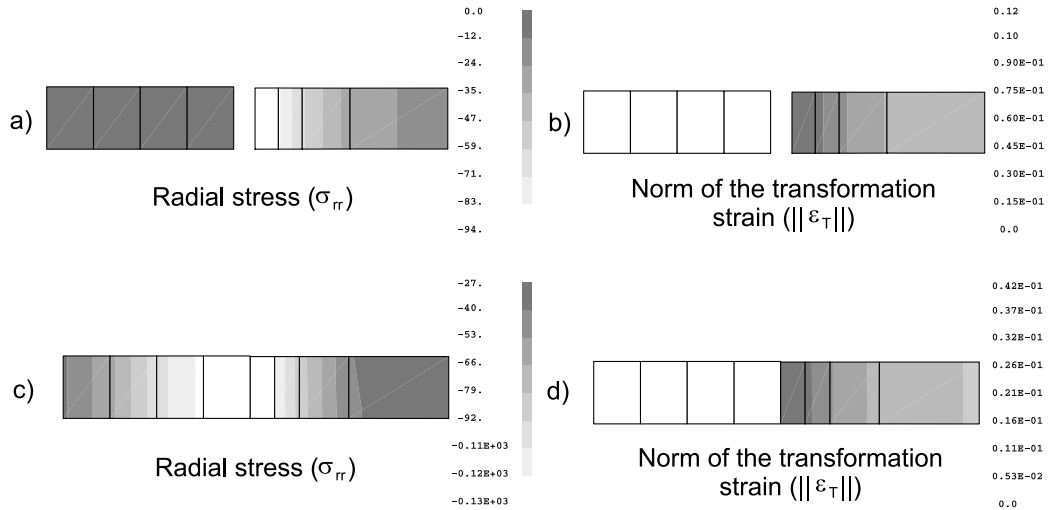


Figure 4: (a) Distribution of radial stress when maximum radial expansion of the sleeve is attained; (b) Distribution of  $\|\mathbf{e}_T\|$  when maximum radial expansion of the sleeve is attained; (c) Distribution of radial stress after shape recovery of the sleeve; (d) Distribution of  $\|\mathbf{e}_T\|$  after shape recovery of the sleeve.

Figure 4 describes the distributions of radial stress and of norm  $\|\mathbf{e}_T\|$  of the transformation strain on the coupling at two distinct stages: when maximum radial expansion of the sleeve is attained (Figures 4.a and 4.b) and after shape recovery of the sleeve (Figures 4.c and 4.d). It is interesting to observe from Figure 4.d that, after shape recovery, the martensitic phase is still present in the coupling ( $\|\mathbf{e}_T\| > 0$ ). As a consequence, the sleeve can undergo a further shape recovery even if small variations of the outer diameter of the tubes are observed.

The second discretization is illustrated in Figure 5 and consists of partitions of the tubes in 40 elastic four-noded axisymmetric elements each, and of the sleeve in 81 shape memory four-noded  $\bar{B}$  axisymmetric elements. 28 “gap” elements were considered for unilateral contact between tubes and sleeve.

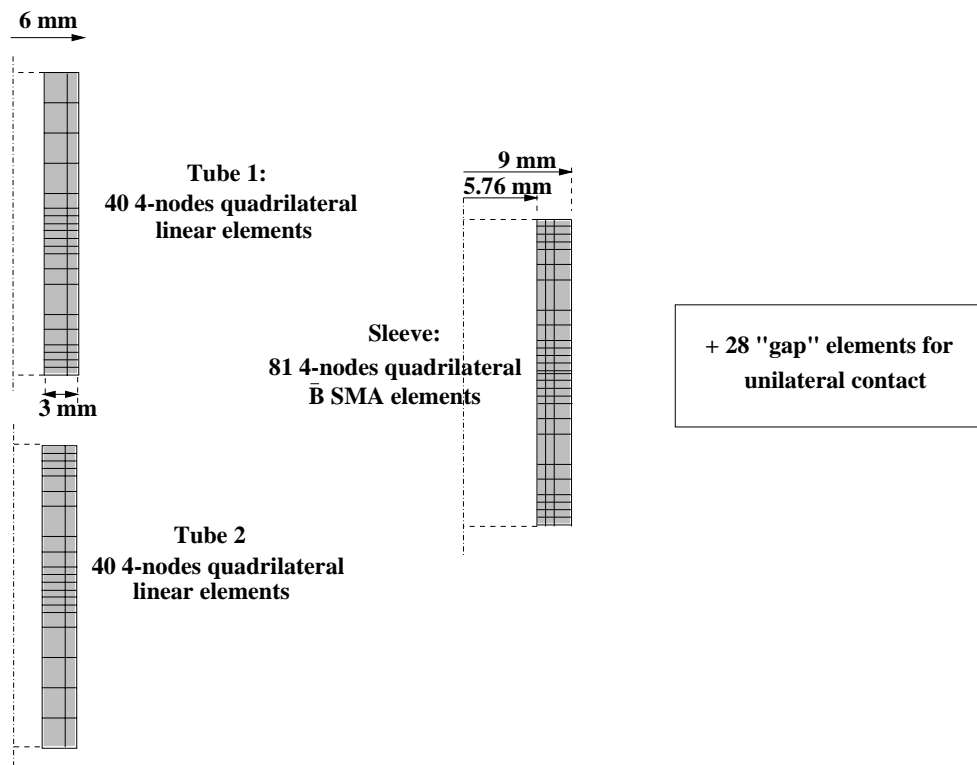


Figure 5: Second discretization of the coupling: partition of each tube in 40 elements and of the sleeve in 81 elements.

Figure 6 shows the corresponding distributions of the radial stress and of the norm  $\|\mathbf{e}_T\|$  of the transformation strain on the coupling at two distinct stages: when maximum radial expansion of the sleeve is attained (Figures 6.a and 6.b) and after shape recovery of the sleeve (Figures 6.c and 6.d). Small differences of the results are observed when compared with those from the first discretization.

#### 4. CONCLUDING REMARKS

The finite element discretization of the quasi-static evolution problem of a shape memory pipe coupling resulted in a set of nonlinear equations. Although a finite difference scheme was considered for the evaluation of the constitutive tangent moduli, quadratic convergence was observed during each isothermic step. The reasons for lower convergence rates associated with conditions of change in the temperature are under investigation.



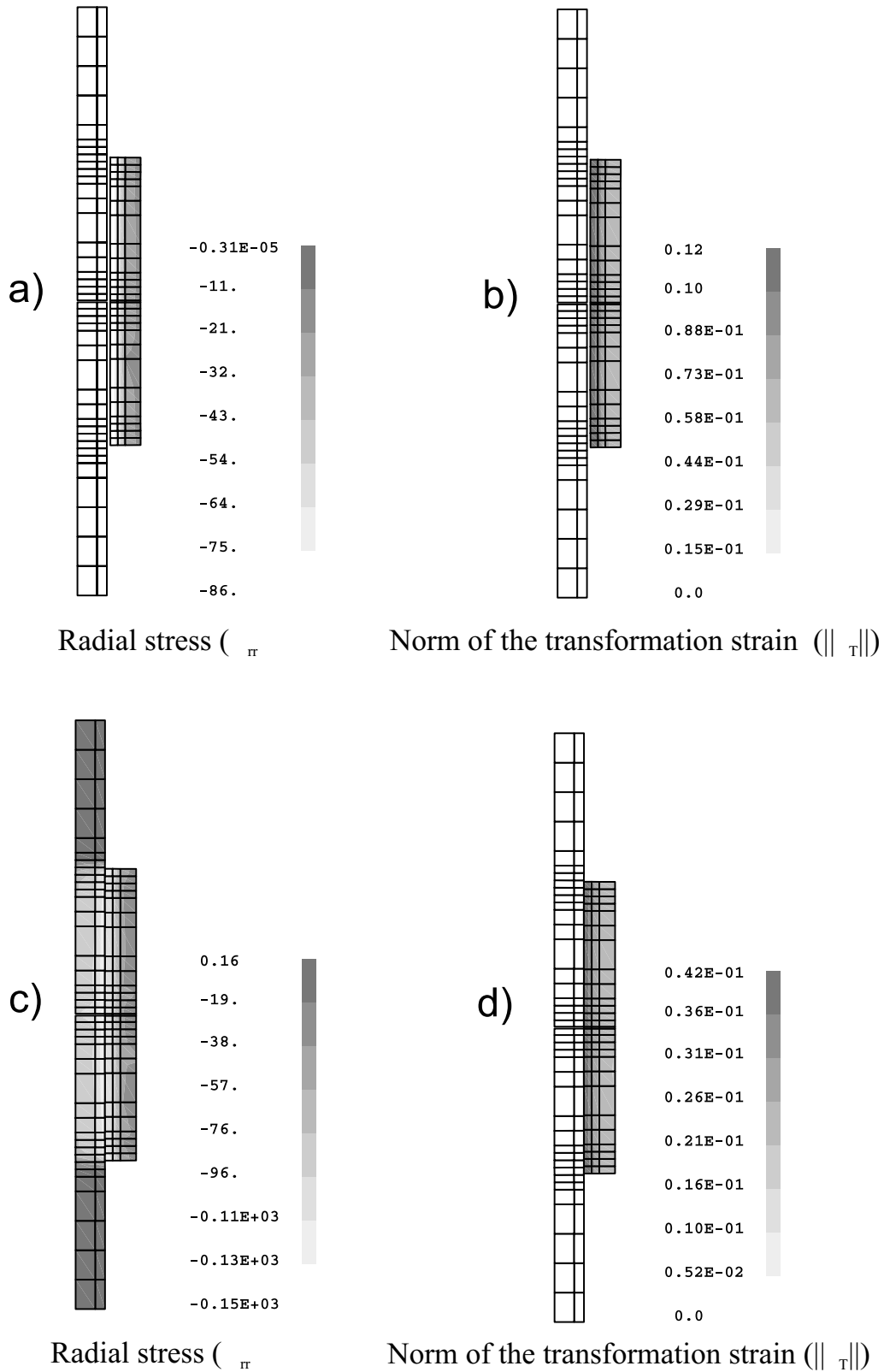


Figure 6: (a) Distribution of radial stress when maximum radial expansion of the sleeve is attained; (b) Distribution of  $\|e_T\|$  when maximum radial expansion of the sleeve is attained; (c) Distribution of radial stress after shape recovery of the sleeve; (d) Distribution of  $\|e_T\|$  after shape recovery of the sleeve.

## REFERENCES

- Auricchio F., Taylor R. L., 1997, “Shape-memory alloys: modelling and numerical simulation of the finite-strain superelastic behavior”, *Comp. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, 143:175–194.
- Graesser E. J., Cozzarelli F. A., 1994, “A proposed three-dimensional constitutive model for shape memory alloys”, *J. Int. Mat. Systems and Structures*, 5:78–89.
- Gurtin M. E., 1983, “Two-phase deformations of elastic solids”, *Arch. Rat. Mech. Anal.*, 84:1–29.
- Leclercq S., Lexcellent C., 1996, “A general macroscopic description of the thermo-mechanical behavior of shape memory alloys”, *J. Mech. Phys. Solids*, 44:953–980.
- Sittner P., Hara Y., Tokuda M., 1995, “Experimental study on the thermoelastic martensitic transformation in shape memory alloy polycrystal induced by combined external forces”, *Metall. Mater. Trans. A*, 26A:2923–2935.
- Souza, A. C., Mamiya, E. N., Zouain, N., 1998, “Three-dimensional model for solids undergoing stress-induced phase transformations”, *European Journal of Mechanics A/Solids*, 17:789-806.
- Wayman, C. M., 1980, “Some applications of shape memory alloys”, *Journal of Metals*, 32:129–137.

## **INFLUÊNCIA DA MÁQUINA DE ENSAIO NA FADIGA TERMOMECÂNICA DE FIOS COM EFEITO MEMÓRIA DE FORMA**

**Carlos José de Araújo**

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica

Caixa Postal: 10069

Campina Grande – PB BRASIL

e-mail: carlos@dem.ufpb.br

**Marie J. Bignon, Michel Morin, Gérard Guénin**

INSA de Lyon, Laboratoire GEMPPM, Bat. 502, 1<sup>er</sup> étage

20, Av. Albert Einstein – 69621 Villeurbanne FRANÇA

### **Resumo:**

A capacidade que os elementos fabricados à base de ligas com efeito memória de forma possuem de produzir um deslocamento mesmo quando submetidos a um carregamento mecânico considerável é responsável pelo crescente interesse nestes materiais ativos. A utilização repetida do elemento à memória de forma pode levar a um fenômeno de fadiga termomecânica não convencional. Neste trabalho, a fadiga até a ruptura de fios que apresentam o efeito memória de forma é estudada utilizando duas máquinas de ensaio diferentes e especialmente concebidas para testar estes materiais. Na primeira delas, denominada MF1, a carga é aplicada e mantida constante por um sistema pneumático original, enquanto na segunda, denominada MF2, o carregamento é assegurado por intermédio de pesos. Nos dois casos, o aquecimento do material é realizado essencialmente por efeito Joule. Os resultados obtidos mostram que, mesmo que o efeito memória de forma sob carga seja praticamente o mesmo nas duas máquinas, a vida em fadiga dos fios é bastante reduzida quando se utiliza a máquina MF1. Estes resultados são discutidos em função das especificidades de cada máquina no que se refere as condições de ensaio.

**Palavras chave:** Fios, efeito memória de forma, fadiga, atuadores.

### **1. INTRODUÇÃO**

O efeito memória de forma (EMF) corresponde a habilidade que alguns materiais possuem de recuperar uma deformação plástica, ou “aparentemente plástica”, por intermédio de um aquecimento simples. Esta recuperação da forma, podendo ser acompanhada de um trabalho mecânico, permite que tais materiais possam ser intrinsecamente considerados como atuadores termomecânicos. Esta propriedade, associada a sensibilidade a temperatura que eles demonstram, resultou na introdução recente destes

materiais em uma nova área de pesquisa e desenvolvimento, denominada estruturas e materiais adaptáveis (*smart structures and materials*) (Culshaw, 1996).

Atualmente, as aplicações que vem encontrando maior sucesso são aquelas que utilizam as ligas metálicas com EMF como atuadores termomecânicos no domínio da robótica, das estruturas inteligentes e no campo médico-odontológico (Melton, 1998). Vale ressaltar que quando estes materiais são usados como atuadores a operação que eles realizam sob carga é geralmente repetitiva. A figura 1 ilustra esquematicamente a operação de um fio atuador com EMF desenvolvendo um efeito memória reversível sob carga, que neste trabalho será denominado Efeito Memória de Duplo Sentido Assistido (EMDSA). O ponto B corresponde a posição baixa temperatura (PBT) sob carga, enquanto que o ponto C corresponde a posição alta temperatura (PAT). Estas posições podem variar em função do número de ciclos térmicos e a repetição da operação em EMDSA torna estes materiais susceptíveis a um fenômeno de fadiga que, antes da falha completa do atuador, pode ser responsável por uma degradação do EMDSA (De Araújo *et al.*, 1997; De Araújo, 1999). O problema da fadiga das ligas com EMF têm limitado algumas aplicações específicas no domínio da robótica (Mackenzie *et al.*, 1996).

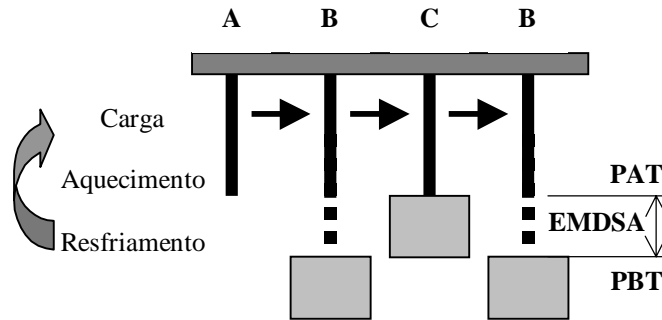


Figura 1 – Esquema simplificado do EMDSA desenvolvido por um fio trabalhando em tração uniaxial.

Infelizmente não existem normas técnicas que regulem os testes de fadiga destes materiais submetidos a ciclagem térmica sob carregamento mecânico, numa configuração semelhante aquela da figura 1. Isto faz com que as diferenças de vida em fadiga encontradas na literatura, para materiais semelhantes, sejam algumas vezes enormes e incompreensíveis. A realização deste trabalho foi motivada exatamente por essa constatação. Assim sendo, visando analisar os aspectos macromecânicos da fadiga de fios atuadores com memória de forma, duas máquinas (denominadas MF1 e MF2) foram especialmente projetadas e construídas. A primeira, MF1, possui um sistema de aplicação e controle de carga que se aproxima mais das máquinas clássicas, enquanto a segunda, MF2, foi totalmente inspirada na figura 1, sendo portanto a aplicação da carga realizada diretamente através de pesos. Os resultados obtidos permitem elucidar boa parte das divergências encontradas na literatura e são discutidos em função das especificidades de cada máquina.

## 2. CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS

### 2.1. As máquinas de ensaio MF1 e MF2

As duas máquinas de ensaio, MF1 e MF2, especialmente projetadas e construídas para o estudo das propriedades termomecânicas das ligas com EMF são mostradas na figura 2.

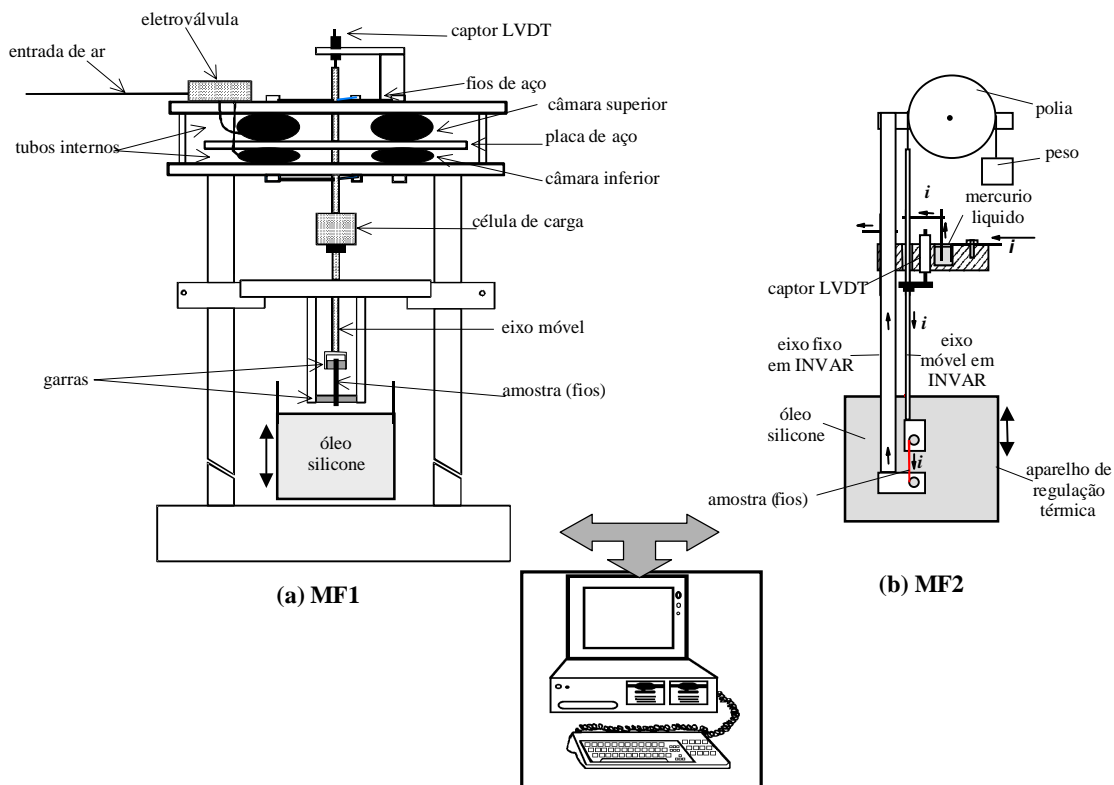


Figura 2 – Esquema das máquinas de ensaio especificamente concebidas para o estudo das propriedades termomecânicas de fios com EMF. (a) Máquina MF1. (b) Máquina MF2.

Na máquina MF1 (fig.2a), o sistema motor localizado na parte superior é pneumático. O carregamento mecânico é produzido através de duas câmaras de ar separadas por uma placa de aço solidária ao eixo móvel. Quando a câmara inferior é inflada enquanto a superior se esvazia, o eixo móvel sobe. A operação inversa produz o movimento de descida do eixo móvel. A distribuição de ar comprimido entre as duas câmaras pode ser controlada por uma eletroválvula. Para evitar qualquer problema de atrito, o eixo móvel da máquina pode ser elasticamente guiado usando dois conjuntos de fios de aço corda de piano. A máquina é equipada com uma célula de carga de 500N e um captor de deslocamento LVDT (Linear Variable Differential Transducer) capaz de medir um deslocamento de 5mm com uma resolução da ordem de  $2\mu\text{m}$ . É possível trabalhar em regime de tensão controlada ou em controle de deformação. A região da máquina que prende a amostra pode ser imersa em um banho de óleo silicone termicamente regulado para obter uma temperatura homogênea e estável. O aquecimento da amostra para produzir o EMDSA pode também ser realizado por corrente elétrica (efeito Joule). Neste caso a célula de carga da máquina é protegida por um isolante elétrico. A máquina é pilotada por

um sistema de controle e aquisição de dados instalado em um computador. Para a operação em EMDSA segundo a figura 1, o sistema mantém a carga constante, comanda o aquecimento da amostra através do controle da passagem de corrente elétrica e faz a aquisição da carga medida pela célula de carga, do deslocamento medido pelo captor LVDT e da temperatura do banho de óleo medida por uma sonda de platina.

Na máquina MF2 (fig.2b), o carregamento da amostra de fio com EMF é assegurado por intermédio de pesos, seguindo totalmente o esquema da figura 1. Esta configuração limita a carga máxima sobre a amostra em 10kg. Existe um contato elétrico móvel efetuado com mercúrio líquido que permite fazer a corrente elétrica ( $i$ ) passar pela amostra sem produzir nenhum carregamento adicional sobre a mesma. A instrumentação e o sistema de controle e aquisição é semelhante aquele utilizado na máquina MF1.

As diferenças no projeto dessas duas máquinas impõem necessariamente condições de aquecimento elétrico diferentes as amostras testadas. Para a máquina MF1, o aquecimento da amostra por corrente elétrica deve ser lento e gradual para que o sistema eletrônico que pilota a máquina tenha tempo suficiente para controlá-la mantendo sobretudo a carga constante (esquema do EMDSA ilustrado na figura 1). Este problema não existe na máquina MF-2 pois o carregamento mantido constante pelos pesos permite que o aquecimento elétrico seja feito muito rapidamente, através de pulsos de corrente elétrica de curta duração. A figura 3 mostra um esquema dos modos de aquecimento elétrico usados nas duas máquinas. Observa-se que um ciclo de aquecimento – resfriamento dura aproximadamente 80s na máquina MF1, enquanto que com a máquina MF2 este ciclo pode ser realizado em apenas 6s. Estes tempos são válidos para fios de ligas Ti-Ni com EMF tendo aproximadamente 0.5mm de diâmetro. A corrente máxima ( $i_{m\acute{a}x}$ ) é obtida experimentalmente, para cada valor da carga externa, aumentando-se gradativamente a corrente até obter-se a saturação do EMDSA (ponto C na figura 1).

Em ambas as máquinas o deslocamento do fio atuador é medido em termos da sua deformação ( $\epsilon$ ) através da equação:

$$\epsilon = \left( \frac{l - l_0}{l_0} \right) \times 100(\%) \quad (1)$$

onde  $l$  é o comprimento instantâneo do fio e  $l_0$  é o comprimento inicial medido na temperatura ambiente.

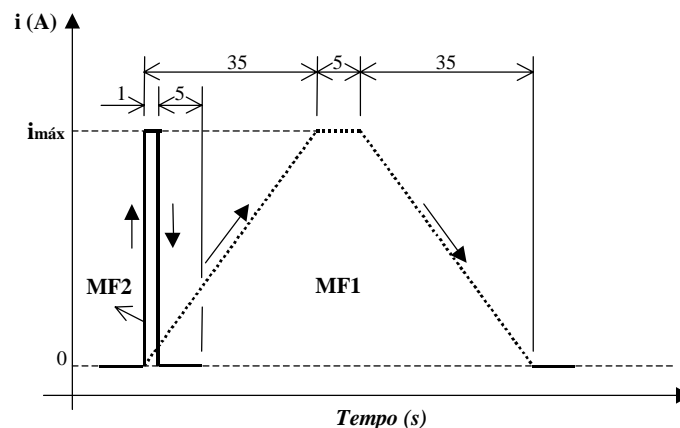


Figura 3 – Esquema dos modos de aquecimento elétrico utilizado nas máquinas MF1 e MF2. A temperatura do óleo silicone é mantida constante.

## 2.2. Material e condições de ensaio

Foram utilizados fios de uma liga Ti-Ni-Cu com EMF fornecidos pela empresa belga *Advanced Materials Technologies Inc.* Todas as amostras apresentam a composição nominal Ti-45.0Ni-5.0Cu (at%), diâmetros de 0.5 mm e foram obtidas por trefilação à frio com redução total de área de 35% durante a fabricação. Os fios foram recozidos à 425°C durante 1h e posteriormente resfriados ao ar ambiente.

Todas as amostras testadas tiveram comprimentos entre 27 e 32mm. O aquecimento e resfriamento das amostras foi realizado segundo o esquema da figura 3, mantendo a temperatura do banho de óleo silicone constante em aproximadamente 10°C.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A figura 4 mostra a evolução do EMDSA e das posições PBT e PAT em função do número de ciclos térmicos (N) utilizando a máquina MF2. Os resultados obtidos para dois níveis de carregamento externo, 175MPa e 225MPa, podem ser comparados nas figuras 4(a) e 4(b).

Observa-se nas figuras 4(a) e 4(b) que as posições PBT e PAT evoluem mais rapidamente no período inicial de ciclagem. Este comportamento, que depende da intensidade do carregamento externo, traduz um efeito de fluência da amostra, responsável por um alongamento permanente da mesma que resulta em uma degradação do EMDSA antes da ruptura abrupta. Qualitativamente, o comportamento obtido com a máquina MF1 é bastante semelhante. Quantitativamente, para um carregamento mecânico idêntico, as deformações correspondentes as posições PBT e PAT evoluem mais intensa e rapidamente quando se trabalha com a máquina MF1, porém o EMDSA obtido em geral é da mesma ordem de grandeza daquele verificado durante os ensaios com a máquina MF2. Esta evolução mais intensa das deformações PBT e PAT na máquina MF1 reduz bastante a vida útil dos fios com EMF. A figura 5 mostra as curvas de Wöhler dos fios testados até a falha completa nas máquinas MF1 e MF2. A flecha na figura 5(b) indica que, para um carregamento mínimo equivalente a 75MPa (~1.5kg), não houve ruptura dos fios testados com a máquina MF2 após 200000 ciclos. Para esse mesmo nível de carga e utilizando a máquina MF1, a vida em fadiga dos fios é bastante reduzida, podendo chegar a valores situados em torno de apenas 10000 ciclos, conforme indica a figura 5(a).

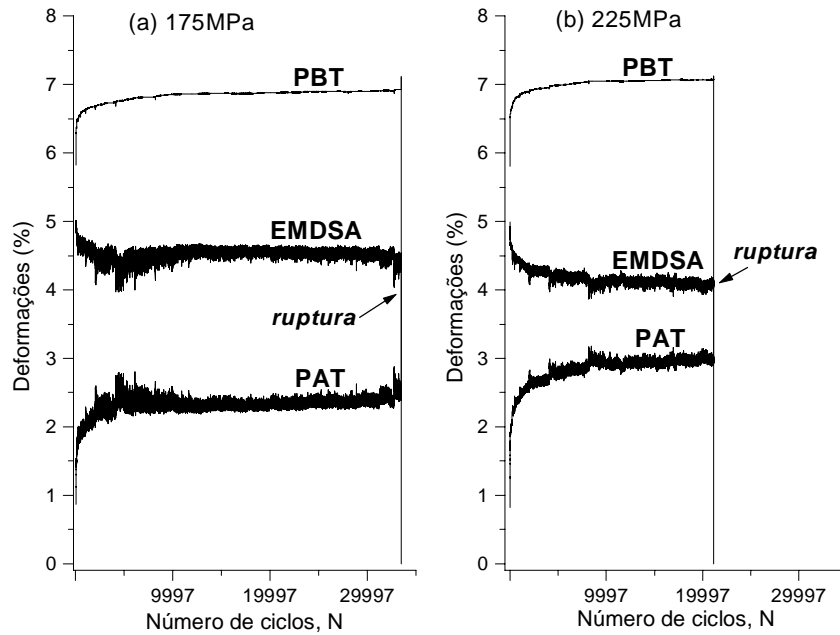


Figura 4 – Comportamento dos fios com EMF durante a ciclagem térmica por efeito Joule utilizando a máquina MF2. (a) 175MPa. (b) 225MPa.

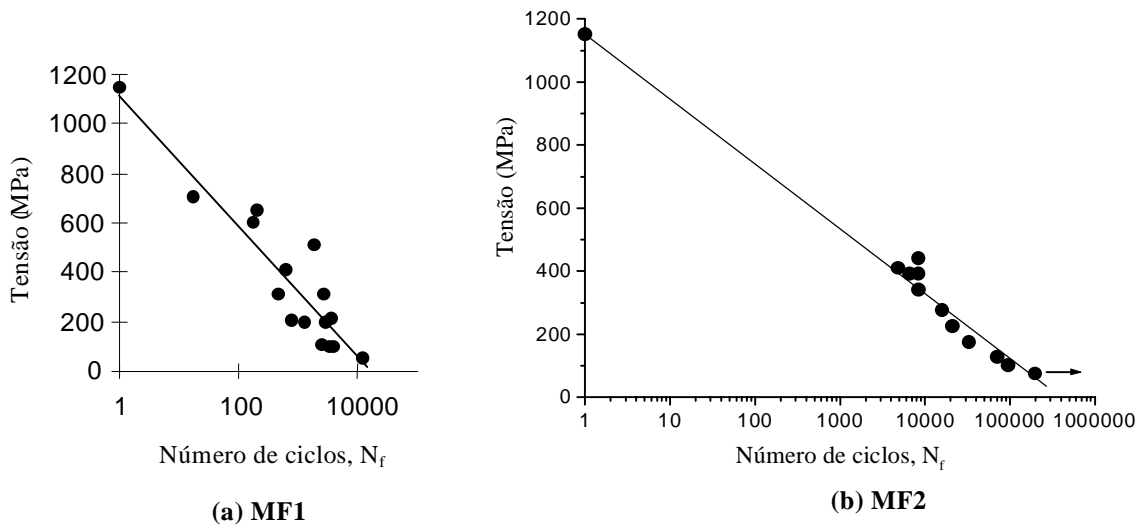


Figura 5 – Curvas de Wöhler para os fios testados. (a) Número de ciclos até a ruptura com a máquina MF1. (b) Número de ciclos até a ruptura com a máquina MF2.

Comparando as figuras 5(a) e 5(b) para a faixa de tensão situada entre 100 e 450MPa, verifica-se que existe um fator multiplicativo de aproximadamente 10 entre as vidas em fadiga dos fios avaliadas através das duas máquinas, isto é, os resultados obtidos com a máquina MF2 são dez vezes maiores. Com relação a literatura, não existem muitos



estudos específicos sobre a fadiga do EMDSA. Tautzenberg *et al.* (1992) encontraram valores de vida em fadiga intermediários aqueles mostrados nas figuras 5(a) e 5(b) para a faixa de tensão situada entre 50 e 200MPa, porém estes autores não detalham o equipamento utilizado. Em um outro estudo, Filip e Mazanec (1994) encontraram valores de vida em fadiga algumas vezes melhores que aqueles da figura 5(b) e utilizando um equipamento de configuração bastante semelhante a máquina MF2, mas os tratamentos termomecânicos aplicados aos fios diferem do nosso. Na realidade, não encontram-se registros de fios de materiais idênticos testados em equipamentos de concepção diferenciada como nesse trabalho.

As diferenças de vida útil evidenciadas na figura 5 podem ser explicadas pelas diferenças no modo de ciclagem utilizado em cada máquina. Verifica-se na figura 3 que os fios passam muito mais tempo sendo aquecidos sob carga quando se utiliza a máquina MF1. Além disso, nesta máquina a amostra permanece aproximadamente 5s submetida a corrente máxima ( $i_{máx}$ ). Este tempo é excessivo, mas necessário para que o sistema eletrônico possa controlar adequadamente a máquina mantendo sobretudo a carga constante. Estas condições impostas a amostra faz com que as deformações correspondentes as posições PBT e PAT evoluam muito mais intensamente na máquina MF1, causando uma ruptura precoce. Além disso, para os carregamentos mais intensos, a partir de 300MPa, tais condições podem causar o aparecimento do fenômeno de stricção na região da ruptura dos fios. Assim sendo, a vida em fadiga depende não apenas da carga aplicada, mas também do tempo de aquecimento. Para confirmar essa hipótese, pulsos de corrente de duração entre 1 e 5s foram aplicados as amostras utilizando a máquina MF2. A figura 6 mostra a vida em fadiga até a ruptura dos fios em função do tempo de aquecimento para um nível de carga específico (275MPa), assim como os dois tipos de ruptura observados.

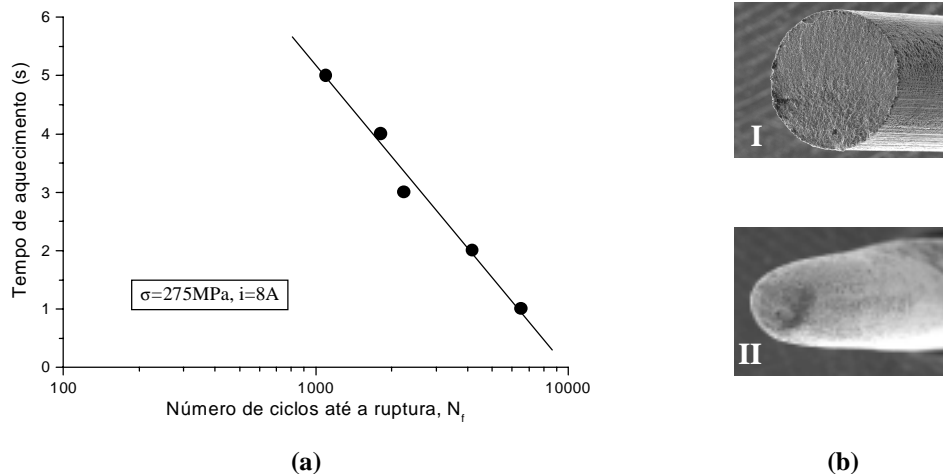


Figura 6 – (a) Vida em fadiga dos fios em função do tempo de aquecimento para uma carga de 275MPa utilizando a máquina MF2. (b) Tipos de ruptura.

Verifica-se na figura 6(a) que a utilização de tempos de aquecimento superiores a 1s reduz bastante a vida em fadiga quando se utiliza um mesmo equipamento de ensaio. Este resultado ajuda a explicar as diferenças de vida útil dos fios evidenciadas na figura 5, quando se compara as máquinas MF1 e MF2. Durante os ensaios que resultaram na figura

6(a), isto é, para uma carga correspondente a 275MPa e tempos de aquecimento entre 1 e 5s, nenhum fenômeno de stricção foi observado e as rupturas foram todas do tipo I, conforme mostra a figura 6(b). Na realidade, rupturas do tipo II mostrada na figura 6(b) foram observadas apenas para carregamentos iguais ou superiores a 300MPa na máquina MF1 e para carregamentos idênticos a esses quando se ultrapassa um tempo limite de 2s na máquina MF2. Assim sendo, para carregamentos entre 75MPa e 450MPa, o fenômeno de stricção não aparece nos fios testados na máquina MF2 quando se utiliza pulsos de corrente de curta duração, menores ou iguais a 1s.

Estas constatações traduzidas pelas figuras 5 e 6 são bastante importantes na medida em que verifica-se na literatura que o acionamento de elementos do tipo fios à memória de forma, para aplicações no domínio da robótica, é geralmente efetuado através de pulsos de corrente de curta duração (Furuya e Shimada, 1990). Mesmo que alguns autores (Furuya e Shimada, 1990) sejam induzidos a não considerarem a fadiga dos elementos Ti-Ni como um problema técnico muito importante, os resultados das figuras 5 e 6, associados aos baixos valores de vida em fadiga encontrados durante algumas tentativas de aplicações específicas no domínio da robótica (MacKenzie *et al.*, 1996), revelam que o comportamento em fadiga depende das condições de aplicação do carregamento termomecânico.

Vale salientar também que os baixos valores de vida em fadiga encontrados utilizando a máquina MF1 desaconselham o emprego de máquinas de ensaio clássicas (MTS ou INSTRON por exemplo) para o estudo deste tipo específico de fadiga, já que elas limitariam as condições de aquecimento das amostras, por razões semelhantes aquelas apresentadas para a máquina MF1.

#### **4. CONCLUSÕES**

A construção de duas máquinas de ensaio especificamente concebidas para o estudo das propriedades termomecânicas de fios atuadores com EMF, sob carregamento trativo uniaxial, permitiu demonstrar experimentalmente que as enormes discrepâncias entre os valores de vida em fadiga publicados na literatura podem estar muitas vezes associados as condições impostas pelo equipamento utilizado em detrimento dos aspectos mecano-metalúrgicos relativos as amostras testadas. Foi demonstrado que o aumento do tempo de aquecimento dos fios com EMF mantidos sob carga é responsável por um aumento da potência dissipada sobre os mesmos, reduzindo significativamente seus desempenhos. Levando em consideração os resultados obtidos com a máquina MF1 e a inexistência de normas que regulem os testes de fadiga de atuadores à memória de forma, não é recomendado o emprego de máquinas de ensaio clássicas para a caracterização do comportamento em fadiga destes elementos. Como a grande maioria das aplicações cíclicas no domínio da robótica utilizam pulsos de corrente de curta duração ( $t < 1s$ ), este trabalho revela que uma eventual análise da vida em fadiga de fios com EMF deve ser preferencialmente realizada em um equipamento semelhante a máquina MF2 apresentada nesse estudo.

#### ***Agradecimentos***

C. J. De Araújo agradece o apoio da Capes durante seu doutoramento no INSA de Lyon – França (Proc. n° 0073/95-13).

## REFERÊNCIAS

- Culshaw., B., 1996, Smart Structures and Materials. Artech House Publishers, 201p.
- De Araújo, C. J., Morin, M. and Guénin, G., 1997, Fatigue behavior of Ti-Ni-Cu thin wires SME, Journal de Physique IV, Colloque C5, pp. C5-501 – C5-505.
- De Araújo, C. J., 1999, Comportement cyclique de fils en alliage à mémoire de forme Ti-Ni-Cu: analyse electro-thermomécanique, dégradation et fatigue par cyclage thermique sous contrainte, Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, France, 177p.
- Filip, P. & Mazanec, K., 1994, Influence of cycling on the reverse martensitic transformation and shape memory phenomena in Ti-Ni alloys, Scripta Metallurgica e Materialia, vol. 30, pp. 67-72.
- Furuya, Y. & Shimada, H., 1990, Shape memory actuators for robotic applications. In Engineering Aspects of Shape Memory Alloys. Edited by T. W. Duerig. Butterworth-Heinemann, London, pp. 338-354.
- MacKenzie, M., An, N., Giere, M., Stori, J. and Wright, P., 1996, Experiences with shape memory alloy: robot grippers for sub-millimeter hard disc drive components. In Proceedings SPIE Vol. 2906, Microrobotics: Components and Applications, Edited by A. Sulzmann, pp. 25-36.
- Melton, K. N., 1998, General applications of SMA's and smart materials. In Shape Memory Materials, Edited by K. Otsuka and C. M. Wayman, Cambridge University Press, pp. 220-239.
- Tautzenberg, P., Kehrer, H-P., Nußkern, H. and Kocher, H. H., 1992, Stability of the shape memory effect and mechanical fatigue of Ni-Ti-Cu and Ni-Ti elements. In Proceedings of the International Conference on the Martensitic Transformation, Monterey, California, pp. 1295-1300.

## NUMERICAL STUDY OF STEEL PIPES REPAIRED WITH ANGLE PLY LAMINATES

**Flamínio Levy Neto**

**Vinícius Bernardes Soares**

**Wagner Rodrigues de Lisboa**

Universidade de Brasília – Faculdade de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica  
UnB–FT–ENM, Asa Norte, 70.910-900, Brasília – DF, Brasil. E-mail: [levy@enm.unb.br](mailto:levy@enm.unb.br)

### Abstract

The aim of this work is to present some numerical results concerned with the mechanical behavior of steel pipes 6 m long (length over diameter,  $L/D = 12$ ; diameter over thickness,  $D/t = 100$ ), subjected to internal uniform static pressure. These pipes were endowed with a thickness discontinuity (reduction of 60% in  $t$ ) at the center section ( $L/2$ ), covering a length of 1% of  $L$ , to simulate a defect in the form of a ring, and repaired with unidirectional Fiber Reinforced Plastic (FRP) angle ply laminates at the damaged area. The simulations were carried out using an in-house finite element code (COMPSHELL), and the results obtained so far indicate that it is possible to restore both the stiffness and the strength of the pipes using E-glass/epoxy composites.

**Key - words:** Composite repairs, Steel pipes, Numerical simulation.

### 1. INTRODUCTION

The search for new materials to repair metallic pipes is very important, mainly when they are located in remote areas where there is no welding equipment available. With the advent of the aerospace industry there was a necessity for new materials combining high strength and stiffness with low weight. Such materials, in particular the polymeric matrix composites, also have the advantage of good corrosion resistance in the presence of water (Levy Neto, 1991). Presently, in many other industries (e.g. chemical, oil, marine, car and building) carbon and E-glass Fiber Reinforced Plastics (FRP) are now replacing metallic materials in some applications (Hull and Clyne, 1996), and, in particular situations (e.g. ducts located in remote places), being used just to repair steel pipes (Soares and Lisboa, 1999).

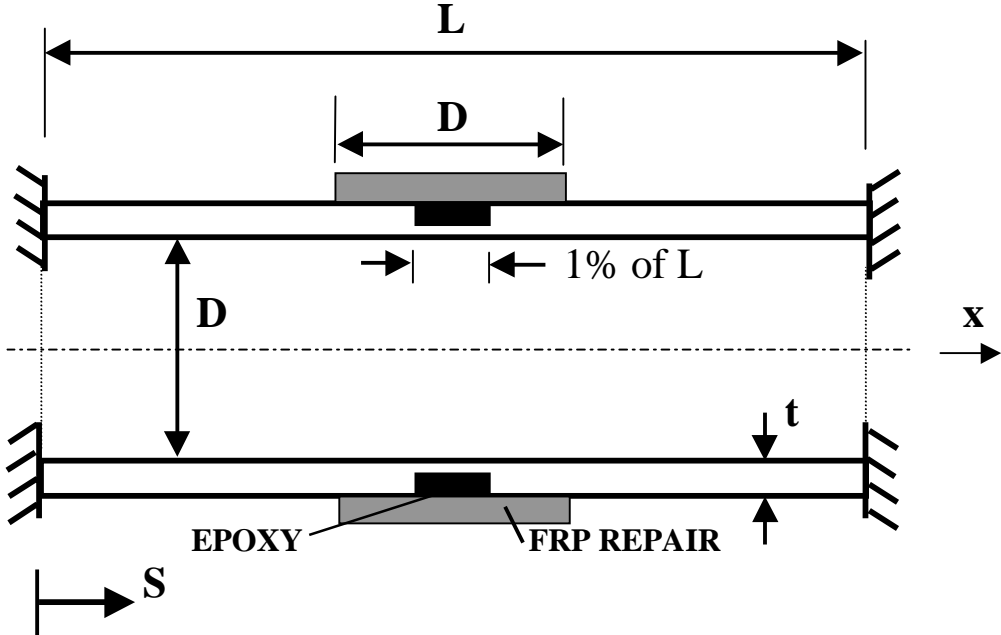
Another aspect which is relevant to the pipe industry is the fact that thin FRP shell structures usually tend to present linear elastic behavior up to failure (Levy Neto, 1991), even when subjected to low velocity (less than 10 m/s) impact loads (Levy Neto, 1983). So, if a catastrophic failure does not take place and only localized damage occurs, due to the normal absence of plastic deformations such structures return to their initial shapes after the loads are removed. In practical terms, this means that FRP pipes and pressure vessels, for instance, would keep their original geometry even after they were loaded slightly beyond their limiting critical loads (i.e. material failure or local buckling). However, if a major accident takes place, their capacity to absorb energy is limited. In addition, FRP pipes are much more expensive and brittle, in comparison with steel pipes, and, due to the fact that they use a

thermoset polymer as matrix they can not be recycled. In this context, there are some theoretical and experimental studies concerned with the repair of FRP structures (Baker, 1990; Mistry and Levy Neto, 1992), but the problems of high costs and low toughness still remain. Another possibility, which is the focus of this study, is to use FRP laminates, in the form of localized patches, only to repair steel pipes.

An additional practical aspect, which is relevant to the repair of pipe structures, is the fact that the epoxy resin is a good adhesive and the repair process does not involve any kind of welding. In such case, if the repair needs to be carried out in the field, this is a major advantage. A general repair procedure using FRP laminates includes: (i) preparation and cleaning of the metallic surface; (ii) patch application; (iii) vacuum bag and cure of the resin; (iv) surface finishing; and (v) inspection (Baker, 1990). The main objective of this theoretical investigation was to simulate the mechanical behavior of: (i) intact steel pipes subjected to static internal pressure; (ii) steel pipes with a localized decrease in the wall thickness resulting from corrosion, erosion, penetration, or lightning strike; and (iii) steel pipes with an axisymmetric discontinuity of the thickness, as described in item (ii), and repaired with carbon/epoxy and/or E-glass/epoxy angle ply laminates. The finite element code COMPSHELL (Levy Neto, 1991) was utilized to determine the theoretical failure pressures.

**2. DESCRIPTION OF THE MODELS**

The main geometric characteristics of the steel pipes simulated in this study are: total length (L) equal to 6000 mm; nominal diameter (D) equal to 500 mm; and thickness (t) equal to 5 mm, as shown in Figure 1. The material normally used in such structures is a mild carbon steel presenting elasticity modulus  $E = 205000 \text{ GPa}$ ; Poisson ratio  $\nu = 0.3$ ; shear modulus  $G = 78846 \text{ GPa}$ ; and yield stress  $\sigma_y = 400 \text{ MPa}$  (Jastrzebski, 1990).

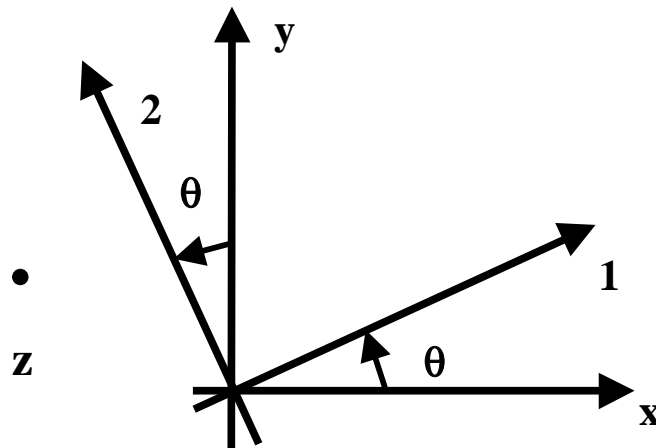


**Figure 1-** General view of a repaired pipe

In the numerical model, based on the finite element method, it was assumed that the pipe is a perfect cylinder (i.e. an axisymmetric shell) clamped at both ends. Steel pipes can

not be manufactured longer than about 6 m (Silva Telles, 1997). So, in a pipeline, many cylindrical segments need to be connected by flanges or welded. The flanges naturally contribute with a significant increase on the bending stiffness at the ends of the pipes; and, at the welded joints, there is an overlapping of the walls of the adjacent pipes, increasing the thickness at the joint by a factor of 2, which also increases the stiffness locally. So, the assumption of the clamped ends at the model seems to be a fair one.

The coordinates which are important for the in plane stress analysis of the pipes are the longitudinal, or meridian, direction  $x$  (see Figure 1), the shell circumferential direction  $y$ , and the directions 1 and 2, as shown in Figure 2, related to the orientations of the fibers in the FRP laminate. The angle  $\theta$  refers to the orientation of the fibers relatively to  $x$ .



**Figure 2** – Systems of Coordinates  $(x,y)$ , and  $(1,2)$ .

The shell element adopted in the finite element code COMPSHELL was a two-node axisymmetric ring with 4 degrees of freedom (displacements  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ; and the meridian rotation  $\beta$ ) per node, and the shell equations are those based on the theory of Novozhilov for thin shells. The displacement  $u$  is longitudinal (i.e. along direction  $x$  shown in Figure 1),  $v$  corresponds to the circumferential direction  $y$  of the shell, and  $w$ , along  $z$  shown in Figure 2 is normal to the shell surface. The program is able to calculate the stress resultants and the bending moments along  $x$  and  $y$ , as well as in plane stresses and strains in the coordinate systems  $(x,y)$  and  $(1,2)$ , and has 7 special failure criteria to estimate the threshold of failure of FRP laminae subjected to in plane stresses ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\tau_{12}$ ), where 1 and 2 refer to the directions parallel and perpendicular to the fibers of a FRP unidirectional lamina, respectively (Levy Neto, 1991). So,  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$  are normal stresses along and perpendicular to the fibers, respectively, and  $\tau_{12}$  a shear stress in the plane of the lamina. The theory adopted in the present investigation is the failure criterion of Tsai-Hill (Gibson, 1994), which is based on a quadratic equation as shown below:

$$\left(\frac{\sigma_1}{X}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_1\sigma_2}{X^2}\right) + \left(\frac{\sigma_2}{Y}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2 \leq 1 \quad (1)$$

where:

X : is the tensile ( $X_{1T}$ ) or the compressive strength ( $X_{1C}$ ) of the FRP in direction 1, depending on the sign of  $\sigma_1$ ;

Y : is the tensile ( $X_{2T}$ ) or the compressive strength ( $X_{2C}$ ) of the FRP in direction 2, depending on the sign of  $\sigma_2$ ; and

$S_{12}$ : is the shear strength of the FRP in the plane (1, 2).

For the static failure analysis of the damaged steel pipe repaired with FRP a laminate, which is a brittle material, the criterion of Tsai-Hill is very convenient. First because it presents good correlation with experimental results when FRP laminates are tested to failure (Gibson, 1994); and second because it turns itself into the yield theory of von Mises, for ductile materials, when the values of X, Y, and  $S_{12}$  are substituted by  $\sigma_y$  in equation (1). So, it is able to predict the onset of yield in the steel and the threshold of failure in FRP layers.

Two kinds of unidirectional composites, E-glass/epoxy and Carbon/epoxy, were used as the FRP repair in the numerical simulations. Their mechanical properties together with those of the epoxy resin are shown in Table 1 (Soares and Lisboa, 1999). The FRP layers have two different elasticity moduli,  $E_1$  and  $E_2$ , and Poisson ratios,  $\nu_{12}$  and  $\nu_{21}$ , depending if the FRP is stretched along or perpendicular to the fibers, respectively (Gibson, 1994).

Table 1 – Mechanical properties, in MPa, of the materials used in the repair

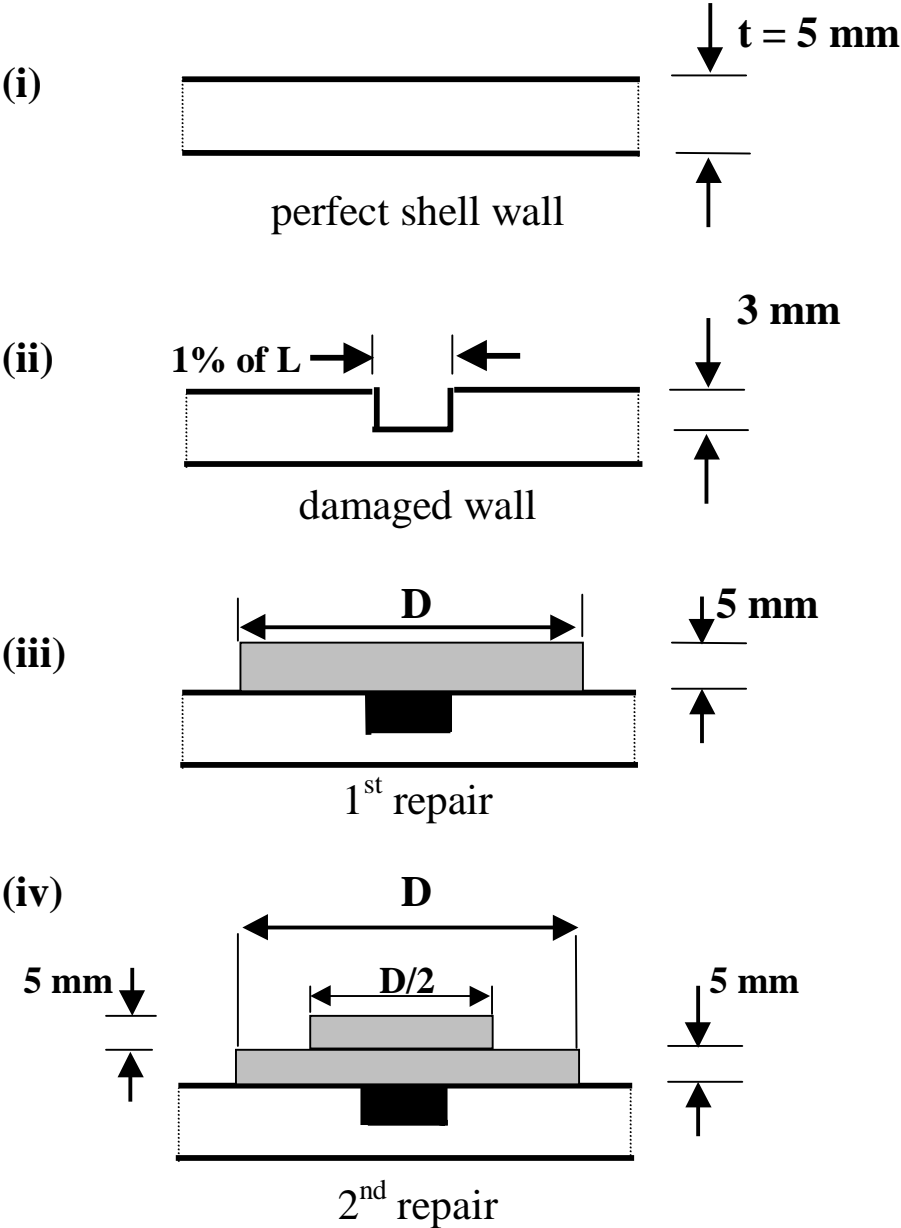
<b>Mech. Properties</b>	<b>E – glass/epoxy</b>	<b>Carbon/epoxy</b>	<b>Epoxy</b>
$E_1$	38600	138000	3100
$E_2$	8270	8960	3100
$\nu_{12}$	0.28	0.31	0.39
$\nu_{21}$	0.06	0.02	0.39
$G_{12}$	4140	7100	1115
$X_{1T}$	1062	1447	75
$X_{1C}$	610	1447	120
$X_{2T}$	31	52	75
$X_{2C}$	118	206	120
$S_{12}$	72	93	90

The FRP repairs consisted of symmetric angle-ply laminates with four layers and stacking sequences:  $[\theta / -\theta / -\theta / \theta]$ , or  $[\theta / -\theta]_s$ , in which  $20^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ , where the subscript s means symmetric about the middle surface of the laminate.

### 3. MAIN RESULTS

The simulations carried out so far, in order to predict the onset of failure of the models (i.e. yield of the steel, or material failure of the FRP) subjected to uniform pressure (p), included 4 situations, as illustrated in Figure 3: (i) perfect steel pipes (i.e.  $t = 5$  mm all over); (ii) steel pipes with a local thickness reduction at the central region, simulating a defect, or damage, in the form ring; (iii) same as situation (ii), in which the “ring” is filled with epoxy

resin and the central region is repaired with one laminate having 4 plies of FRP with fiber orientations  $[\theta / -\theta]_s$ ; and (iv) same as (iii) but repaired with two laminates of 4 plies each. The thickness reduction was 60% (3 mm), over a distance equal to 1% of L, the total thickness of each repair laminate was 5 mm (1.25 mm per ply), and the extension of the repair was equal to the diameter (D) of the pipe, as shown in Figure 3 (situations iii and iv).



**Figure 3** - Four situations for the shell wall at central region of the pipes

According to a survey carried out by Soares and Lisboa (1999) involving PETROBRAS / CENPES, in Rio de Janeiro, steel ducts with  $D = 500 \text{ mm}$  and  $t = 5 \text{ mm}$  should resist to at least  $p = 5 \text{ MPa}$  of internal hydrostatic pressure ( $p$ ). So, one of the purposes of this work was to find out if the damaged and the repaired pipes were able to resist to  $p \geq 5 \text{ MPa}$ .



Using the program COMPSHELL, and the model with the shell wall of situation (i), corresponding to the perfect steel pipe in Figure 3, after the finite element mesh was refined the results converged to  $p_{\max} = 6.3 \text{ MPa}$ . In this simulation,  $p_{\max}$  corresponds to the onset of yield, which occurred at the clamped edge ( $S = 0$ , in Figure 1). Under  $p = 6.3 \text{ MPa}$ , the radius of the pipe increased uniformly all over, except at the clamped edges where  $w = 0$ , by the value  $w_{\max} = w_{\text{unif}} = 0.26 \text{ mm}$  (radial displacement). The failure mechanism, according the distribution of stresses obtained in the simulations, was controlled by the peaks of bending moments occurring at the clamped edges ( $S = 0$ , and  $S = L$ ). Away from the clamped edges the bending moments vanish. Krauss (1967) using analytical solutions based on the hypergeometric functions also obtained similar results for an equivalent problem.

The threshold of failure of the steel pipe with the “ring” defect, corresponding to situation (ii) in Figure 3, was  $p_{\max} = 3.8 \text{ MPa}$  (drop of 39%), and the position of the onset of yield now migrated to  $S = L/2$  (i.e.  $S = 3 \text{ m}$ ). Close to  $S = L/2$  the bending moments were very high, and there was a local increase in the radial displacement  $w_{\max} = 0.45 \text{ mm}$ . Away from this region  $w = w_{\text{unif}} = 0.26 \text{ mm}$ , which is the same value as in situation (i). When the “ring” was only filled with epoxy resin, without any FRP repair, the obtained values of  $p_{\max}$ ,  $w_{\max}$ , and  $w_{\text{unif}}$  were practically as those obtained in situation (ii).

When a repair consisting of 4 plies of E-glass/epoxy,  $[90^\circ]_4$ , i.e. one laminate with 5 mm of thickness, was applied, as shown in Figure 3, situation (iii), the onset of failure remained at  $S = L/2$  but increased to  $p_{\max} = 4.9 \text{ MPa}$ ,  $w_{\max}$  was reduced to 0.42 mm close to  $S = L/2$ , and  $w = w_{\text{unif}} = 0.28 \text{ mm}$  along the pipe. Since  $p_{\max}$  was lower than 6.3 MPa, the strength of the perfect pipe, two laminates of E-glass/epoxy, of 5 mm each, were used as repair, as illustrated in Figure 3, situation (iv). This time the onset of failure shifted to the clamped edge  $S = 0$  and the pressure increased to  $p_{\max} = 6.2 \text{ MPa}$ ,  $w_{\text{unif}} = 0.28 \text{ mm}$ , and  $w_{\max} = 0.284 \text{ mm}$ .

Using the repair configuration of situation (iv), shown in Figure 3, with two laminates of  $[\theta / -\theta]_s$ , and varying the orientation of the fibers from  $20^\circ$  to  $90^\circ$ , at intervals of  $5^\circ$ , the values of  $p_{\max}$  obtained in the simulations, as shown in Table 2, remained practically unchanged. Only the location of the failure,  $S$ , changed from 0 to  $L/2$ , and back to 0.

Table 2 – Effect of the variation in the fibers orientations,  $\theta$  in the results.

$\theta$	S [mm]	Failed Ply	Z [mm]	$p_{\max}$ [MPa]
$20^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$	0	1	-2.5	6.182
$35^\circ$	3000	1	-7.5	6.155
$40^\circ$	3000	1	-7.5	6.115
$45^\circ$	3000	1	-7.5	6.125
$50^\circ \leq \theta \leq 55^\circ$	0	1	-2.5	6.185
$60^\circ \leq \theta \leq 70^\circ$	0	1	-2.5	6.192
$75^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$	0	1	-2.5	6.200

The results presented in Table 2 indicate the sensitivity of  $p_{\max}$  with the orientation of the fibers in the FRP repair is very reduced. In fact, for  $20^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ , and  $50^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$  the failure occurs at the clamped edge, away from the FRP repair. For  $35^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$  the failure

occurs at the repair region but the influence of  $\theta$  on  $p_{\max}$  was reduced. It is also important to mention that all the values of  $p_{\max}$  in Table 2 are very close to the onset of yield of the perfect pipe,  $p_{\max} = 6.3$  MPa.

Finally, some simulations were also carried out using an unidirectional carbon/epoxy laminate of 2.5 mm,  $[90^\circ]_s$ , according to situation (iii) shown in Figure 3, as the FPR repair. The value of  $p_{\max}$  obtained was 6.3 MPa, which is the same of the perfect pipe. However, the values of  $w$  in the repair region were smaller than  $w_{\text{unif}}$  by about 82% ( $w_{\text{min}} = 0.21$  mm), indicating that the FRP repair was so stiff that it subjected the damaged region in compression, relatively to the rest of the pipe. On the other hand, the thickness of the carbon/epoxy can laminate be reduced in order to solve this problem easily.

#### 4. COMMENTS AND CONCLUSIONS

The results obtained in this study indicate that, using E-glass/epoxy laminates, it is possible to restore both the strength and the stiffness of steel pipes subjected to a severe thickness discontinuity (only 40% of the original thickness remained) at the middle section. After the repair with two  $[\theta / -\theta]_s$  laminates of 5 mm each (situation (iv) in Figure 3) the failure pressure ( $p$ ), and the maximum radial displacement ( $w$ ) of the damaged pipe, were practically restored to those values presented by the perfect steel pipe.

Although different fiber orientations can be adopted for the repair, the laminate  $[90^\circ]_4$  (i.e. all fibers in the hoop direction), is the easiest to apply and figures among the most efficient, as shown in Table 2. According to the data presented in Table 2, the onset of failure always occurred at the innermost ply (layer 1), so, not visible at the external surface of the pipes.

Carbon fibers are known to be lighter, stiffer (at least 3 times), more brittle, and stronger than E-glass, but they are about 10 times more expensive (Hull and Clyne, 1996). According to the simulations carried out so far both kinds of fibers can be used for the repair of pipes. If the final cost in one of the design priorities the best choice is an E-glass fiber. But, if the repaired pipe needs to be as light as possible, then the choice must change to the carbon fibers instead.

Due to the discontinuity of thickness and stiffness close to the damaged area, the state of stresses at the repair region is very complex, and the initial results obtained so far should be confirmed by experimental data as well as by additional simulations using other finite element codes, based on different formulations. In the present study, the shape functions for  $u$  and  $v$  were linear, for  $\beta$  quadratic, and for  $w$  cubic. It is the intent of the authors to compare the simulations carried out so far with those based on alternative interpolation polynomials like a non Hermitian, for instance.

#### REFERENCES

- Baker, A. A., 1990, Repair Techniques for Composite Structures, in Composite Materials in Aircraft Structures, edited by D. H. Middleton, Longman Scientific and Technical, London.
- Gibson, R. F., 1994, Principles of Composite Material Mechanics, McGraw-Hill, New York.

Hull, D. and Clyne, T. W., 1996, *An Introduction to Composite Materials*, Cambridge University Press, Cambridge.

Jastrzebski, Z. D., 1987, *The Nature and Properties of Engineering Materials*, John Wiley & Sons, New York.

Krauss, H., 1967, *Thin Elastic Shells*, John Wiley & Sons, New York.

Levy Neto, F., 1983, *Estudo da Falha ao Impacto de uma Estrutura de Material Conjugado Usada em Aeronaves*, Tese de Mestrado, ITA, São José dos Campos (in Portuguese).

Levy Neto, F., 1991, *The Behaviour of Externally Pressurised Composite Domes*, Ph.D. Dissertation Thesis, University of Liverpool, U.K..

Mistry, J. and Levy Neto, F., 1992, *The Behaviour of Repaired Composite Domes Subjected to External Pressure*, *Composites*, vol. 23, number 4, July, pp. 271 – 277.

Silva Telles, P. C., 1997, *Tubulações Industriais: Materiais, Projeto e Montagem*, Editora LTC, Rio de Janeiro (in Portuguese).

Soares, V. B. e Lisboa, W. R., 1999, *Simulação Numérica Simplificada do Reparo Estrutural em Dutos Utilizando-se Materiais Compósitos Tipo Fibra / resina*, Projeto Final de Graduação, UnB, Dept. de Engenharia Mecânica, Brasília (in Portuguese).

Nota-se que os dados experimentais referentes a este nível de tensão, tanto para os CPs sem solda quanto para os com solda, se “misturam”, com dispersão elevada. No entanto para os níveis de tensão mais altos ( $0,70.S_u$  e  $0,80.S_u$ ) vê-se que os pontos apresentam-se “separados”, sendo que os resultados com solda têm vida N menor que os resultados sem solda.

Na figura 7.b têm-se os resultados para os 33 espécimes do SAE 1030 testados, através de um gráfico S-N. Os espécimes usados para levantar a resistência à fadiga sem micro-pontos de solda estão representados por círculos azuis. Já os resultados para os espécimes com micro-pontos de solda estão representados por losangos vermelhos.

Têm-se no gráfico S-N que as duas retas que melhor ajustam estes dois grupos de dados estão bem próximas. Nota-se que os resultados experimentais para os três níveis de tensão utilizados ( $0,60.S_u$ ,  $0,65.S_u$  e  $0,70.S_u$ ) apresentam-se “misturados” e bastante dispersos.

#### **4 - CONCLUSÕES**

Este trabalho teve como objetivo avaliar e determinar a influência da soldagem de micro-pontos, por descarga capacitiva, na resistência à fadiga de corpos de prova, aços de baixo teor de carbono. A partir dos resultados obtidos com espécimes ensaiados sob flexão rotativa, pôde-se concluir que os micro-pontos de solda não influenciaram de maneira significativa na iniciação de trincas de fadiga nos materiais estudados.

#### **5 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

ASTM / E 468-90 - "Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test for Metallic Materials", 1990.

ASTM / E 739-91 - "Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life ( $\epsilon$ -N)", 1991.

FREIRE, J. L. F. , Arêas, C. A. C. , "Fatigue Strength of Spot Welded Strain Gage Specimens", Rio de Janeiro, 1995.

IMIG, L. A. , "Effect of Strain-Gage Attachment by Spotwelding and Bonding on Fatigue behavior of Ti-6Al-4V, René 41 and Inconel X", National Aeronautics and Space Administration - Technical Note, Nasa TN D-5973, 1970.

LIPSON, C. & SHETH, N. J. , "Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments", Mac-Graw-Hill Book Company, 1973.

MACHADO, R. R. , *Influência de Micro-Pontos de Solda na Resistência à Fadiga de Aços de Baixo Carbono*, Dissertação de Mestrado, PUC-RJ, 1997;

METALS HANDBOOK - "Properties and Selection: Irons and Steels", vol. 1, 9<sup>th</sup> edition, ASM International, 1978.

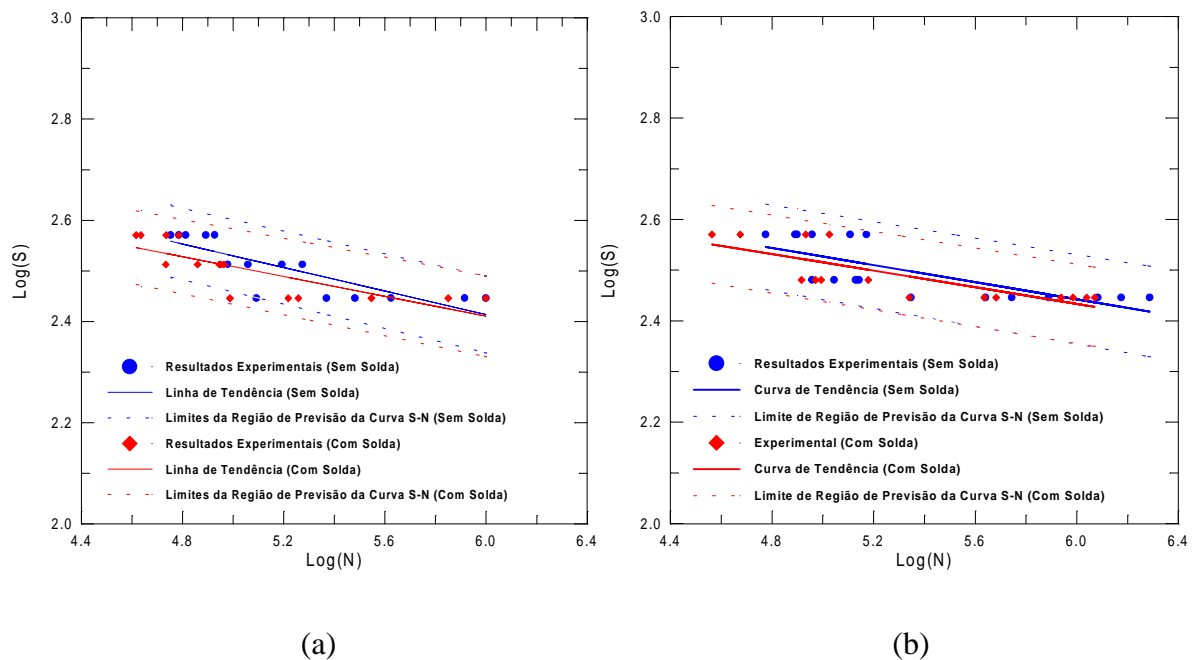
#### **6 - AGRADECIMENTOS**

Agradecemos o apoio e colaboração dos funcionários da Oficina do Departamento de Engenharia Mecânica da UnB, em especial aos técnicos Arthur Alves Rocha e Edson Luca de Almeida.

- para o aço SAE 1020 a hipótese das vidas médias serem iguais é aceita para os níveis de tensão de  $0,80 S_u$  e  $0,70 S_u$ ,  $t_{amostra} > t_{crítico}$ . Entretanto, para o nível de tensão de  $0,80 S_u$ , a hipótese das vidas serem diferentes é aceita, o que indicaria a existência da influência do processo de soldagem.
- para o SAE 1030 a comparação dos resultados indica que, para os três níveis de tensão, a hipótese das médias serem iguais é admitida, indicando que não há influência do micro-ponto de solda na resistência a fadiga do material.

### 3.3 - Análise da Curva S-N

Na figura 7 são apresentadas as curvas S-N para os aços SAE 1020 e 1030, com e sem micro-pontos de solda.



**Figura 7** - Curva S-N para materiais ensaiados - (a) SAE 1020 (b) SAE 1030

Considerando que a curva S-N pode ser descrita por uma lei de potências do tipo, os parâmetros  $a$  e  $b$  poderão ser obtidos através da linearização de tal função.

$$S = A \cdot N^b \quad (1)$$

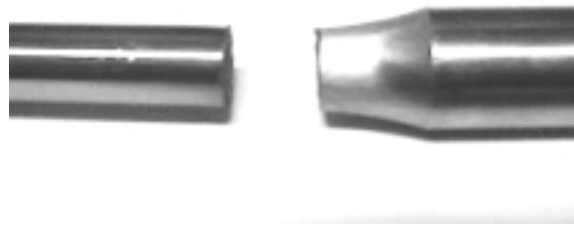
Assim, linearizando (1) resultará na equação linear (2).

$$\text{Log}(S) = \text{Log}(A) + b \cdot \text{Log}(N) \quad (2)$$

onde :  $\text{Log}(S)$  é logaritmo da tensão aplicada,  $\text{Log}(A)$  é a constante da reta,  $\text{Log}(N)$  é o logaritmo do número de ciclos até a ruptura, e  $b$  é a inclinação da reta, ou expoente da equação (1).

Desta forma, a aplicação da técnica de mínimo quadrados aos resultados experimentais permitirá a determinação das curvas de tendência e das curvas de dispersão. Tais curvas são apresentadas na figura 7.

A figura 7.a mostra os resultados encontrados para os 30 espécimes do SAE 1020 através de um gráfico do tipo S-N. Dois conjuntos de dados são realçados. Os espécimes usados para levantar a resistência à fadiga com o número de ciclos para os espécimes sem micro-pontos de solda estão representados por círculos. Os resultados para os espécimes com micro-pontos de solda estão apresentados por losangos. Pode-se notar através do gráfico que as duas retas que melhor ajustam estes dois grupos de dados concorrem, para o nível de tensão menor ( $0,60.S_u$ ).



**Figura 6** - Corpo de prova de SAE 1030 com falha na região do "ombro"

Os ensaios de fadiga para os dois aços foram realizados em três níveis de carregamento, tanto para os espécimes com micro-ponto de solda quanto para os sem. Os resultados foram examinados fazendo-se uma análise qualitativa dos corpos de prova do SAE 1030, e análises utilizando teste  $t$  e comparações das curvas S-N, para CPs com e sem pontos de solda, plotadas a partir dos resultados obtidos.

### 3.1 - Análise Qualitativa das Falhas nos Corpos de Prova SAE 1030

A análise qualitativa dos espécimes do SAE 1030 foi feita classificando-se os mesmos através da comparação dos resultados de falha que ocorreram na região próxima ao ponto de solda com aqueles que, mesmo estando com um micro-ponto de solda em um "ombro", falhou no "ombro" o qual estava sem o ponto de solda. Por esta análise, pôde-se observar que a introdução do micro-ponto de solda em um "ombro" do corpo de prova influenciou na localização da falha, sendo que, dos 21 CPs ensaiados com micro-ponto de solda em um dos "ombros", apenas 5 falharam naquele que não havia o ponto de solda, ou seja, 76% dos CPs ensaiados "com solda" romperam na solda. No entanto, esta influência não foi significativa, como comprovado pelos resultados do teste  $t$ , e analisando-se a curva S-N.

### 3.2 - Análise Estatística dos Resultados

Uma forma bastante eficiente de avaliar a influência da presença dos micro-pontos de solda sobre a resistência a fadiga dos materiais pode ser realizada utilizando-se testes de hipóteses para verificar se as vidas médias dos corpos de prova soldados e não soldados é a mesma. Neste trabalho utilizou-se o teste  $t$  com duas amostras presumindo variâncias diferentes [Lipson e Sheth, 1973]. Através dos resultados obtidos destes testes, considerando os 6 níveis de tensão utilizados, foram obtidos os resultados apresentados na tabela 4.

**Tabela 4** - Resumo dos resultados obtidos através do teste de média

Material	Nível de Tensão	Média (Log(N))		Desvio Padrão (Log(N))		Graus de Liberdade	$t_{amostra}$	$t_{crítico}$
		S/ Solda	C/ Solda	S/ Solda	C/ Solda			
SAE 1020	0,80 $S_u$	4,83	4,69	0,073	0,081	6	2,71	1,94
	0,70 $S_u$	5,13	4,89	0,132	0,097	5	2,98	2,01
	0,60 $S_u$	5,58	5,48	0,342	0,393	10	0,489	1,81
SAE 1030	0,70 $S_u$	4,97	4,79	0,148	0,216	5	1,36	2,01
	0,65 $S_u$	5,08	5,01	0,797	0,114	5	1,00	2,01
	0,60 $S_u$	5,88	5,81	0,330	0,269	12	0,422	2,01

Considerando os resultados apresentados na tabela 4, verifica-se :

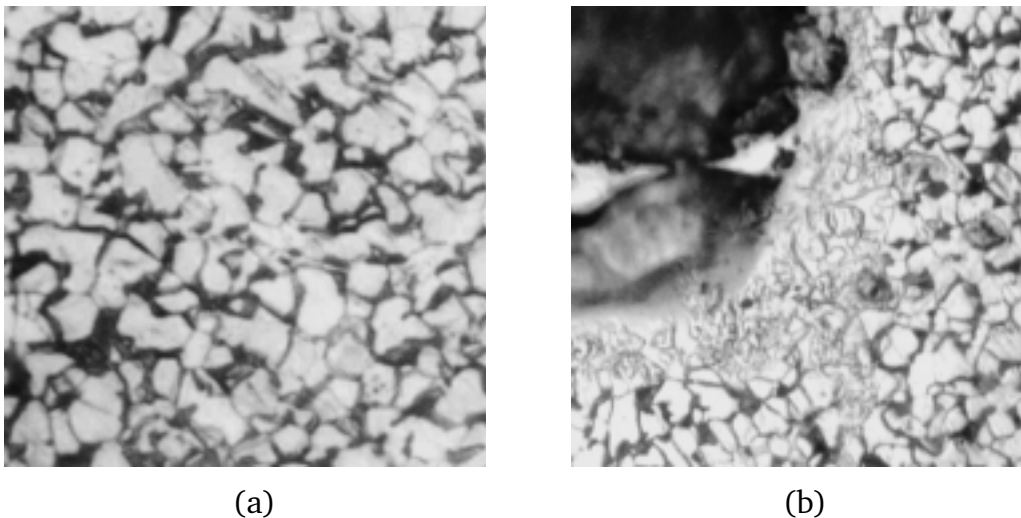
2º) Preparar o aparelho para soldagem capacitiva por pontos de acordo com a seguinte seqüência:

- a) Ligar o aparelho;
- b) Selecionar a energia a ser utilizada;
- c) Selecionar o tempo de descarregamento da carga pela máquina;

3º) Posicionar o corpo de prova entre as pontas soldadoras da máquina e pressionar o pedal com o pé para que haja contato entre o CP e as pontas;

4º) Aplicar a descarga sobre o corpo de prova.

Devido ao fato da máquina de soldagem disponível destinar-se a soldas de chapas, a quantidade de energia e o tempo selecionados no processo de soldagem foram de 30 J e 0,1 s, resultando numa descarga de 300 W, ou seja, um valor muito superior ao necessário para a soldagem dos extensômetros. Na figura 4 são apresentadas micrografias dos corpos de prova fabricados de aço SAE 1030 com e sem o ponto de solda.



**Figura 4** - Micrografia dos corpos de prova fabricados em SAE 1030 - 300 x (Ataque nital 3%) (a) material virgem (b) material soldado

### 3 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

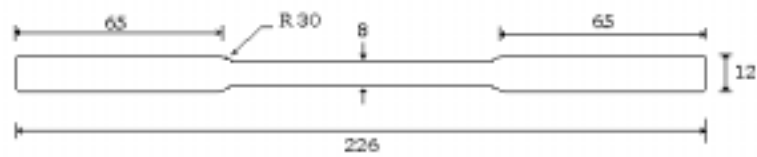
Nos ensaios para o SAE 1020 constatou-se que as seções onde as trincas se iniciaram e propagaram até a fratura, localizaram-se na extremidade da seção menor dos corpos de prova, conforme ilustrado na figura 5. Isto ocorreu para os 30 CPs ensaiados, com e sem pontos de solda.



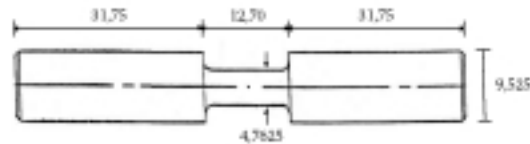
**Figura 5.** Corpo de prova de SAE 1020 com falha na extremidade da seção menor.

Para os ensaios com o SAE 1030 constatou-se que, em todos os 33 espécimes testados, as trincas se iniciaram e propagaram até a fratura na região dos “ombros” dos CPs, conforme ilustrado na figura 6. Dos 21 espécimes ensaiados com micro-pontos de solda 5 não tiveram a iniciação da trinca no “ombro” onde estava a solda, ou seja, falharam no “ombro” sem ponto de solda.

apresentados nas figuras 1 e 2.



**Figura 1** - Croqui dos corpos de prova utilizados para ensaios do SAE 1030 - Dimensões mm



**Figura 2** - Croqui dos corpos de prova utilizados para ensaios do SAE 1020 - Dimensões mm

Os ensaios foram realizados sob condições idênticas de carregamento em CPs sem e com micro-pontos de solda aplicados em uma das regiões de mudança de seção dos CPs, conforme ilustrado na figura 3.



**Figura 3** - Corpo de prova com micro-ponto de solda no raio de variação da seção.

Para o levantamento da curva S-N procurou-se inicialmente utilizar três diferentes níveis de tensão :  $0,80.S_u$ ,  $0,70.S_u$  e  $0,60.S_u$  [Lipson e Shets, 1973]. Entretanto, para os ensaios realizados na máquina de fadiga "UBM", aço 1030, por não se conseguir impor velocidade em níveis de tensão maiores que  $0,70.S_u$ , para o específico material, foram utilizados os seguintes níveis de tensão :  $0,60.S_u$ ,  $0,65.S_u$  e  $0,70.S_u$ .

Conforme recomenda a norma ASTM E - 739/91 [1991], o número mínimo necessário de espécimes para se montar uma curva padrão S-N depende do tipo de ensaio que será realizado. Neste estudo trabalhou-se no intervalo de 12 a 24 CPs para cada material, que segundo a Norma, corresponde ao tipo de teste para se obter "dados admissíveis para projeto" ou "dados para análise de confiabilidade". O número total mínimo de CPs torna-se, então,  $12 \times 1$  (material)  $\times 1$  (tipo de ensaio)  $\times 2$  (tipos de CPs) = 24. Assim, foram ensaiados sob flexão rotativa 27 CPs com superfícies como usinadas, sem micro-pontos de solda. Destes, 15 CPs foram do material SAE 1020 e 12 CPs do material SAE 1030. Para os ensaios com micro-pontos de solda foram utilizados 36 CPs, sendo 15 CPs do SAE 1020 e 21 CPs do SAE 1030. O que totaliza 63 corpos de prova distintos.

## 2.1 - Introdução dos micro-pontos de solda no CP

A introdução de micro-pontos de solda nos CPs padronizados simulando a união dos extensômetros soldáveis seguiu-se o seguinte procedimento:

- 1º) Limpar a superfície do espécime;



quebravam na região da solda, mas na região de mudança de seção.

A metodologia adotada nesse trabalho permite alcançar uma resposta qualitativa rápida com relação ao efeito dos micro-pontos de soldagem. Isto será possível porque serão introduzidos micro-pontos de solda em uma das regiões de mudança de seção dos espécimes. Assim, se a fratura do CP inicia em um micro-ponto de solda, pode-se dizer que a resistência desta seção é menor que a das outras, e também, pode-se determinar sua vida  $N$  à fadiga. Se as trincas iniciarem indiscriminadamente nos pontos de solda ou em outras seções, pode-se dizer que ambas têm resistência equivalentes. Se por outro lado, as trincas iniciarem em seções que não contenham pontos de solda, pode-se afirmar que seu efeito é irrelevante para a resistência à fadiga do material. Deve-se notar que a metodologia usada procura dar uma resposta fenomenológica, onde o efeito do ponto de solda é medido pela perturbação que ele causa na resistência à fadiga. Esta perturbação é resultante dos efeitos mencionados anteriormente, isto é, da combinação de uma redistribuição de tensões no micro-ponto (concentração de tensões) com mudanças nas características da resposta à fadiga do aço carbono. Em fadiga, este efeito é normalmente traduzido pelo fator de concentração de tensão efetivo para a fadiga, cujo símbolo é  $K_f$ . O fator  $K_f$  é definido pela razão entre a resistência à fadiga, para vidas idênticas, entre os espécimes sem e com concentração de tensões, e já leva em consideração a sensibilidade do material à presença de um entalhe.

## 2 - MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os materiais utilizados durante o desenvolvimento deste trabalho, os procedimentos seguidos para suas caracterizações e o tipo de ensaio realizado.

Os materiais utilizados durante este trabalho foram os aços SAE 1030 e SAE 1020, sendo que o primeiro foi escolhido por ter propriedades mecânicas análogas ao aço ASTM A-36, que é utilizado em elementos estruturais, tais como, navios, plataformas marítimas de exploração de petróleo. As propriedades mecânicas e químicas desses aços são apresentadas, respectivamente nas tabela 2 e 3

**Tabela 2** - Valores normalizados e obtidos em ensaios de tração das propriedades mecânicas dos aços SAE 1030 e SAE 1020.

Material	Resistência à Tração $S_u$ (MPa)	Limite de escoamento $S_e$ (MPa)	Dureza Brinell HB
SAE 1030 (normalizado)	551,6	344,7	179
SAE 1030 (ensaiado)	465,1	430,7	164
SAE 1020 (normalizado)	448,2	330,9	143

**Tabela 3** - Valores normalizados da análise química dos aços SAE 1030 e SAE 1020 [Metals Handbook, 1978]

Componentes	C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
SAE 1030	0,27 - 0,34	0,60 - 0,90	0,04 máx.	0,05 máx.
SAE 1020	0,17 - 0,23	0,30 - 0,60	0,04 máx.	0,05 máx.

Os ensaios de fadiga sob flexão rotativa foram realizados em uma máquina "UBM" VEB Werkstoffprüfmaschinen Leipzig, utilizando o SAE 1030, e uma máquina "BUDD" Modelo RFB-200, utilizando o SAE 1020. Os corpos de prova utilizados nestes ensaios são

alterações na região soldada, como por exemplo : aparecimento de macro tensões, mudanças nas suas propriedades mecânicas, e introdução de um concentrador de tensões.

A partir do exposto acima, pode-se gerar um questionamento sobre a possibilidade de trincas de fadiga serem iniciadas nos micro-pontos de soldas quando os extensômetros soldáveis forem montados, por tempos longos, em componentes que trabalham com tensões variáveis.

A resposta a este questionamento tem sido procurada através da medição e comparação direta entre as resistências à fadiga de corpos de prova padrões e de corpos de prova que contêm micro-pontos de solda [Imig, 1970, Freire e Arêas, 1995].

Imig [1970] utilizou-se de placas finas de aço inoxidável, soldadas a corpos de prova de tração-tração para verificar a influência dos micro-pontos de solda na resistência à fadiga dos corpos de prova (CPs) fabricados nos materiais : Ti-6Al-4V, René 41, Inconel X. Os testes foram feitos à temperatura ambiente e a alta temperatura (800°). Como resultados destas análises verificou-se :

- A liga Ti-6Al-4V teve sua resistência à fadiga reduzida pelo ponto de solda para menos de 1/8 do valor sem o ponto,
- A liga de René 41 teve sua resistência à fadiga reduzida para menos de 2/3 do valor sem o ponto, e
- A liga de Inconel X teve sua resistência à fadiga reduzida para menos de 1/3 do valor sem o ponto.

Em Freire e Arêas [1995], corpos de prova de flexão plana com geometria especial foram testados sob várias condições. Os resultados destes ensaios, embora não conclusivos, por serem realizados com um número pequeno de CPs, mostraram que os micro-pontos de solda não influenciaram de maneira significativa a vida à fadiga dos espécimes testados. Resultados ilustrativos destes ensaios são mostrados na tabela 1.

**Tabela 1 - Resultados do ensaio à fadiga em flexão plana (aço BS4360).**

Condição	Vida N (ciclos)					Média	Coef. de Variação
Sem solda	19987	29975	39708	23680	32780	33718	27%
Soldagem "seca"	13191	35277	65812	15073	35187	47122	63%
Soldagem "molhada"	20150	30832	48180	23466	24097	38265	39%

Estes ensaios apresentaram dois problemas na sua metodologia. O primeiro é que apenas uma seção do corpo de prova era crítica. Assim, apenas a diferença entre as vidas dos corpos de prova que continham ou não continham micro-pontos de solda serviram como fatores de comparação entre as suas resistências. Para atingir-se resultados conclusivos, um número razoável de espécimes, maior que o utilizado, seria necessário para se alcançar um resultado estatisticamente consistente. O segundo problema estava no controle do ensaio, que era feito através de extensômetros de resistência elétrica instalados na seção crítica. Isto fez com que trincas iniciadas nas seções críticas (ou nos próprios EREs) acarretassem desvios de zero significativos em tração dos EREs e impedissem a continuação dos ensaios.

Machado [1997], procurando solucionar os problemas acima descritos estudou o efeito dos micro pontos de solda, empregando espécimes que possuísem grandes superfícies ou volumes submetidos às mesmas tensões. Nesse estudo foram utilizados espécimes do tipo flexão rotativa, ensaiados sob controle de carga. A região escolhida por Machado [1997] para introduzir os micro-pontos de solda nos espécimes localizou-se na metade do comprimento dos mesmos, ou seja, bem distante da região de mudança de seção dos mesmos.

Através de ensaios de flexão rotativa foram estimadas as curvas S-N de corpos de prova com e sem micro-pontos de solda. Os resultados destes ensaios, embora também não conclusivos, mostraram que os micro-pontos de solda não influenciaram de maneira significativa a vida à fadiga dos espécimes testados, pois invariavelmente os espécimes não

# **INFLUÊNCIA DE MICRO-PONTOS DE SOLDA NA RESISTÊNCIA À FADIGA DE AÇOS DE BAIXO CARBONO**

**Marco Aurélio Zangrado Tonelli, Eng.**

**Ricardo Mendonça de Siqueira, Eng.**

**Jorge Luiz de Almeida Ferreira, Dr.**

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília - UnB, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte, Brasília, DF, Brasil

## **Resumo**

Extensômetros soldáveis de resistência elétrica (ESs) são transdutores de deformação muito utilizados em análises de tensões de elementos estruturais. Os ESs são instalados nos componentes estruturais metálicos a partir de micro-pontos de soldas, gerados por equipamentos de soldagem capacitiva. A inclusão destes micro-pontos pode causar alterações na região soldada, como por exemplo : aparecimento de macro tensões, mudanças nas suas propriedades mecânicas, e introdução de um concentrador de tensões. Este trabalho teve como objetivo avaliar e determinar a influência da soldagem de micro-pontos, por descarga capacitiva, na resistência à fadiga de corpos de prova confeccionados com aços de baixo teor de carbono. Neste sentido foram ensaiados um total de 63 corpos de prova fabricados em aço SAE 1020 e 1030, com e sem solda. Análises qualitativas e quantitativas foram realizadas para avaliar o comportamento da vida de fadiga destes corpos de prova. A partir dos resultados obtidos com espécimes ensaiados sob flexão rotativa, pôde-se concluir que os micro-pontos de solda não influenciaram de maneira significativa na iniciação de trincas de fadiga nos materiais estudados.

**Palavras-Chave :** Fadiga, Comportamento de Material, Soldagem Capacitiva

## **1 - INTRODUÇÃO**

Os extensômetros soldáveis (ESs) têm sido usados por um longo tempo. Eles representam uma boa opção na seleção de meios para medição de deformações pelas facilidades que oferecem na sua instalação, proteção e uso, quando são necessárias aplicações em estruturas em operação no campo, tais como pontes metálicas, navios, e plataformas marítimas de perfuração e exploração de petróleo. Os ESs são instalados nos componentes estruturais metálicos a partir de micro-pontos de soldas, gerados por instrumentos soldadores que trabalham através de descargas capacitivas. A inclusão destes micro-pontos pode causar

# COMPARAÇÃO ENTRE PREVISÕES DE ALGUNS MODELOS DE CHOQUE

## Edson Luiz Cataldo Ferreira

Universidade Federal Fluminense, Centro de Estudos Gerais, Departamento de Matemática Aplicada, 24020-140, Niterói, RJ, Brasil. E-mail: ecataldo@mec.puc-rio.br

## Rubens Sampaio

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 20543-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: rsampaio@mec.puc-rio.br

## Resumo

Ao estudar choque entre corpos rígidos nos deparamos com diversos modelos na literatura. Esses modelos fazem hipóteses simplificadoras que podem violar leis físicas ou mesmo não violando essas leis, os modelos podem prever dinâmicas diferentes. O objetivo desse trabalho é o de discutir as previsões de alguns desses modelos e compará-las, usando simulações e animações. Os modelos propostos por Newton, Kane-Levinson e Glocker-Pfeiffer adotam uma aproximação para o problema que consiste em formular as leis de comportamento a partir de velocidades e impulsos. O modelo proposto por Han-Gilmore usa o método sequencial; isto é, o problema é tratado como se fosse uma sucessão de choques. Os valores iniciais para uma etapa são os valores finais da etapa precedente. Frémond propõe um modelo que considera o sistema formado pelos dois corpos em colisão como deformável e usa a Mecânica dos Meios Contínuos para caracterizar as colisões. Discutiremos a aplicação desses modelos em dois problemas: colisões unidimensionais entre três moedas e colisões no plano de uma barra rígida contra uma barreira fixa.

**Palavras-chave:** Choque, Dinâmica, Simulação.

## 1. INTRODUÇÃO

Podemos dizer que a dinâmica de um corpo ou de um sistema com mais de uma partícula pode ser modelada propriamente se colisões são levadas em consideração. Nos trabalhos de Galileu e Descartes aparecem referências a choques (ou colisões), mas o primeiro modelo de colisões entre partículas parece ser devido a John Wallis e Christopher Wren em 1668. Alguns pesquisadores como Newton, Huygens, Coriolis, Darboux, Routh, Apple, Carnot e Poisson discutiram o problema. No começo do século o problema gerou algumas discussões, como podemos ver nos trabalhos de Painlevé (1905) e Klein (1910). Porém, até 1984, todos os trabalhos usavam a teoria desenvolvida por Newton ou Poisson e a dificuldade estava em incluir atrito na modelagem, que foi apontado por Painlevé no seu artigo *Sur les lois de frottement de glissement*.

Em 1984, Kane publicou um trabalho, num jornal de circulação limitada, onde ele apontou um paradoxo: a aplicação de teoria de Newton, universalmente aceita, num problema de colisões de um pêndulo duplo, conduziu à geração de energia nas colisões. O quê estava errado ?

Em 1986, Keller apresentou uma solução para o problema, mas esta solução não era fácil de generalizar. Este trabalho foi publicado num jornal de grande circulação e atraiu muito interesse. Nesses treze anos o interesse tem aumentado e há alguns livros totalmente dedicados ao tópico.

O problema a ser discutido quando tratamos da colisão entre corpos rígidos é: conhecida a dinâmica pré-colisão e as propriedades do corpo e da superfície de colisão queremos conhecer a dinâmica pós-colisão. Para isso vários modelos foram criados. Recentemente, um modelo que engloba alguns dos principais modelos da literatura e a discussão de uma proposta de sistematização da resolução de problemas envolvendo colisões foram tratados em (Cataldo, 1999).

Neste trabalho apresentaremos o problema de geração de energia (tal como observado por Kane) usando o problema de uma barra rígida em colisão com uma barreira fixa. Usaremos o coeficiente de restituição na direção normal dado por Newton e para a direção tangencial usaremos a lei de Coulomb modificada. Depois, usaremos o coeficiente de restituição de Poisson e não verificaremos mais o acréscimo de energia. Discutiremos, então, um caso de colisões múltiplas: colisões unidimensionais entre três moedas. Neste caso não consideraremos atrito e usaremos modelos diferentes para descrever o problema. Verificaremos que apesar de não violar leis físicas, cada modelo propõe uma dinâmica diferente.

## 2. EQUAÇÕES UTILIZADAS

Consideremos a posição do sistema, formado pelos corpos que irão colidir, por  $\mathbf{q} = (q_1, q_2, \dots, q_n)^t$ . A dinâmica do sistema é dada pelas equações de Lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i + r_i \quad (1)$$

sendo  $Q_i$  a contribuição das forças externas generalizadas,  $r_i$  a força generalizada devido à reação no contato e  $T$  a energia cinética do sistema.

Consideremos o contato entre dois corpos, digamos  $C_1$  e  $C_2$  e  $\mathbf{R}$  a força de reação de  $C_1$  sobre  $C_2$ . Escrevemos  $\mathbf{R} = (R_N, R_T)^t$ . Temos  $n$  parâmetros de posição desconhecidos e duas reações no contato  $R_N$  e  $R_T$  também desconhecidas. Considerando  $\mathbf{r}$  o vetor cujas componentes são dadas por  $r_i$  com  $i = 1, \dots, n$ ,  $\mathbf{r}$  e  $\mathbf{R}$  estão relacionadas por  $\mathbf{r} = [W]\mathbf{R}$ , sendo  $[W]$  uma matriz  $n \times 2$ . Integramos a Eq. 1 no intervalo  $(t - \epsilon, t + \epsilon)$ , sendo  $t$  o instante da colisão e consideramos  $\epsilon \rightarrow 0$ . Ao invés da força de reação  $\mathbf{R}$  usaremos o impulso causado por essa força e dado por

$$\mathbf{I} = \lim_{\epsilon \rightarrow 0} \int_{t-\epsilon}^{t+\epsilon} \mathbf{R} d\tau = \begin{pmatrix} I_N \\ I_T \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Considerando o índice  $A$  representando o momento pré-colisão e  $E$  o índice representando o momento pós-colisão e usando  $T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}[M]\dot{\mathbf{q}}^t$  chegamos à equação

$$[M](\dot{\mathbf{q}}_E - \dot{\mathbf{q}}_A) = [W]\mathbf{I} \quad (3)$$

Assim, nosso problema é encontrar  $\dot{\mathbf{q}}_E$  e  $\mathbf{I}$  sendo dados  $[M]$ ,  $[W]$  e  $\dot{\mathbf{q}}_A$ . Para isso, usamos uma estratégia que consiste em definir um processo chamado de *Processo Virtual*.



Figura 1: Esquema do processo virtual.

Esse processo não tem relação com o tempo pois modelamos a colisão como instantânea. Mostramos um esquema do processo virtual na Fig. 1.

Observamos que temos  $n$  equações, dadas pelas equações de Lagrange, mas queremos encontrar  $n + 2$  incógnitas. Assim, precisamos, a princípio, de duas equações a mais. Essas equações serão dadas pelas leis de restituição. A união das  $n$  equações dadas com as 2 obtidas pelas leis de restituição formam o que chamamos de um *modelo de colisão*. Vários modelos de colisão têm sido criados desde a época de Newton até os dias de hoje. Cada modelo tem vantagens e desvantagens que têm sido discutidas em (Cataldo, E. & Sampaio, R., 1998).

Ao invés de usar o vetor de coordenadas generalizadas  $\mathbf{q}$  podemos usar o vetor  $\mathbf{D}$  que representa a distância entre os pontos de contato ( $P_1$  e  $P_2$ ) dos corpos ( $C_1$  e  $C_2$ ) que irão colidir como mostra esquematicamente a Fig. 2.

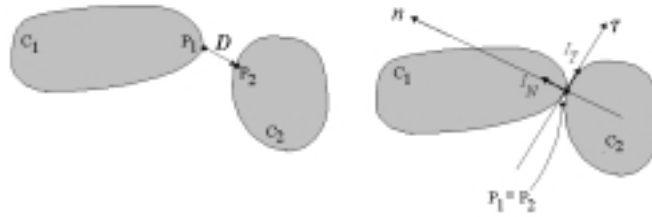


Figura 2: Colisão de dois corpos.

Podemos escrever

$$\dot{\mathbf{D}}_E - \dot{\mathbf{D}}_A = [W]^T [M]^{-1} [W] \mathbf{I} \Rightarrow \mathbf{I} = [M_L] (\dot{\mathbf{D}}_E - \dot{\mathbf{D}}_A) \quad (4)$$

sendo  $[M_L]$  chamada de matriz de massa local.

### 3. FASE DE COMPRESSÃO E FASE DE EXPANSÃO

A colisão entre dois corpos é modelada como um processo instantâneo. As velocidades são descontínuas e as posições são contínuas. Para descrever alguns dos modelos de colisão pensamos, formalmente, que a mudança de velocidade do momento pré-colisão para o pós-colisão é realizado em duas fases: a fase de compressão e a fase de expansão. O processo virtual será composto por essas duas fases e está mostrado esquematicamente na Fig. 3.

Usando o índice  $A$  para representar o momento pré-colisão, o índice  $C$  para representar o fim da fase de compressão e o índice  $E$  para representar o fim da fase de expansão podemos escrever as equações

$$[M](\dot{\mathbf{q}}_C - \dot{\mathbf{q}}_A) = [W] \mathbf{I}_C \quad \text{e} \quad [M](\dot{\mathbf{q}}_E - \dot{\mathbf{q}}_C) = [W] \mathbf{I}_E. \quad (5)$$



Figura 3: Fase de compressão e fase de expansão.

Considerando a velocidade relativa entre os pontos de contato,  $\dot{\mathbf{D}}$ , escrevemos

$$\dot{\mathbf{D}}_C - \dot{\mathbf{D}}_A = [W]^t(\dot{\mathbf{q}}_C - \dot{\mathbf{q}}_A) \quad \text{e} \quad \dot{\mathbf{D}}_E - \dot{\mathbf{D}}_C = [W]^t(\dot{\mathbf{q}}_E - \dot{\mathbf{q}}_C). \quad (6)$$

## 4. MODELOS DE COLISÃO

### 4.1 Modelos usados no caso da colisão de uma barra

Como dissemos, um modelo de colisão é formado pelas equações da dinâmica dadas pelas equações de Lagrange e equações a mais dadas pelas leis de restituição. Nesse trabalho queremos comparar alguns desses modelos. Começaremos discutindo dois modelos que chamamos de modelo de Kane-Levinson e modelo de Glocker-Pfeiffer (sem considerar as porções reversíveis do impulso tangencial). Aplicaremos esses dois modelos ao caso de uma barra rígida colidindo com uma superfície fixa como ilustra a Fig. 4.

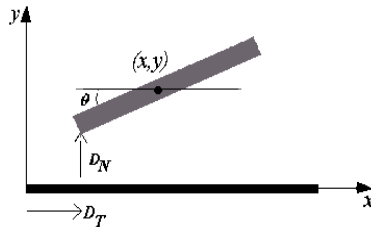


Figura 4: Barra rígida em colisão com barreira fixa.

Uma discussão mais ampla deste problema, usando outros modelos pode ser encontrada em (Cataldo & Sampaio, 1998, 1999).

O modelo de Kane-Levinson usa as equações da dinâmica considerando apenas os momentos pré e pós-colisão; isto é, não considera a fase de compressão. A lei de restituição usada na direção normal é a lei proposta por Newton definindo um coeficiente chamado de coeficiente de restituição de Newton e dado por

$$e_n = -\frac{\dot{D}_{NE}}{\dot{D}_{NA}} \quad (7)$$

relacionando a velocidade relativa normal no momento pós-colisão  $\dot{D}_{NE}$  com a velocidade relativa normal no momento pré-colisão  $\dot{D}_{NA}$ .

Na direção tangencial é usada a lei de Coulomb modificada dada por

$$\begin{cases} |I_T| < \mu I_N \Rightarrow \dot{D}_T = 0 \\ I_T = \mu I_N \Rightarrow \dot{D}_T \leq 0 \\ I_T = -\mu I_N \Rightarrow \dot{D}_T \geq 0 \end{cases} \quad (8)$$

$I_N$  e  $I_T$  são as componentes normal e tangencial do impulso e  $\dot{D}_T$  é a velocidade tangencial relativa.

O modelo de Glocker-Pfeiffer usa as equações da dinâmica considerando as fases de compressão e de expansão. A lei de restituição na direção normal é a proposta por Poisson definindo o coeficiente de restituição de Poisson dado por

$$e_{np} = \frac{I_{NE}}{I_{NC}} \quad (9)$$

relacionando os impulsos normais no fim da fase de expansão ( $I_{NE}$ ) e no fim da fase de compressão ( $I_{NC}$ ). Na direção tangencial é usada também a lei de Coulomb modificada em cada uma das duas fases: compressão e expansão.

## 4.2 Simulações

Para comparar os modelos apresentados faremos simulações considerando o caso da barra. Consideremos os seguintes valores dos parâmetros e as seguintes condições iniciais:  $e_n = e_{np} = 0.9$ ,  $x_0 = 0$ ,  $\dot{x}_0 = 2$ ,  $y_0 = 1$ ,  $\dot{y}_0 = 0$ ,  $\theta = \frac{\pi}{4}$ ,  $\dot{\theta}_0 = 0$  e  $\mu = 1$ .

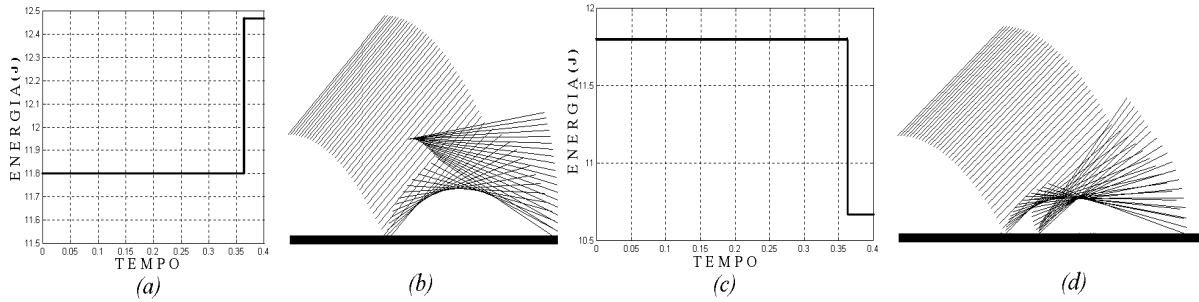


Figura 5: Barra rígida em colisão com barreira fixa. (a) e (b) Kane-Levinson; (c) e (d) Glocker-Pfeiffer.

Podemos observar que ao usarmos o modelo de Kane-Levinson obtivemos acréscimo de energia. Esse caso ilustra a situação de colisão em um único ponto e mostramos, assim, como um modelo pode falhar. No caso, contrariando uma lei física.

Porém, há casos em que consideramos modelos diferentes e mesmo não contrariando leis físicas podem apresentar previsões diferentes. Além disso, quando não há atrito, os coeficientes de restituição de Newton e de Poisson são equivalentes, quando tratamos de um único ponto de colisão (Cataldo, 1999). Quando tratamos de colisões múltiplas isso não é verdade. Discutiremos esses resultados considerando o caso da colisão entre três moedas, tratado na seção a seguir.



### 4.3 Modelos de colisão usados no caso de colisão entre três moedas

Consideremos a colisão entre três moedas como ilustra a Fig. 6.

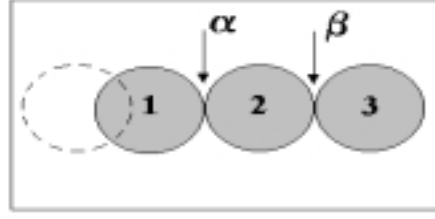


Figura 6: Colisão de moedas.

No momento da colisão dois contatos estão ativos: haverá colisão entre as moedas 1 e 2 no ponto  $\alpha$  e as moedas 2 e 3 estão em contato no ponto  $\beta$ . As velocidades normais relativas iniciais são:  $\dot{D}_{NA(\alpha)} < 0$  e  $\dot{D}_{NA(\beta)} = 0$  e o movimento é unidimensional. Não consideramos atrito e a colisão é frontal. Consideremos  $x_1$ ,  $x_2$  e  $x_3$  as posições das moedas 1, 2 e 3 respectivamente. As moedas 2 e 3 têm a mesma velocidade:  $\dot{x}_{2A} = \dot{x}_{3A}$ . Os coeficientes de restituição associados a esses contatos são  $e_\alpha$  e  $e_\beta$ . Consideraremos a mesma notação para os modelos de Newton, Glocker-Pfeiffer e Han-Gilmore.

As velocidades relativas nos pontos de contato têm por expressão:  $\dot{D}_{N(\alpha)} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$  e  $\dot{D}_{N(\beta)} = \dot{x}_2 - \dot{x}_3$ .

Apresentaremos as equações de cada um dos três modelos e depois mostraremos uma tabela com os resultados. Uma discussão mais ampla deste problema pode ser encontrada em (Cataldo, 1999).

Usando o modelo de Newton temos

$$\begin{cases} m(\dot{x}_{1E} - \dot{x}_{1A}) = I_\alpha \\ m(\dot{x}_{2E} - \dot{x}_{2A}) = -I_\alpha + I_\beta \\ m(\dot{x}_{3E} - \dot{x}_{3A}) = -I_\beta \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} \dot{D}_{NE(\alpha)} = -e_\alpha \dot{D}_{NA(\alpha)} \\ \dot{D}_{NE(\beta)} = -e_\beta \dot{D}_{NA(\beta)} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Usando o modelo de Glocker-Pfeiffer temos, na fase de compressão

$$\begin{cases} m(\dot{x}_{1C} - \dot{x}_{1A}) = I_{NC(\alpha)} \\ m(\dot{x}_{2C} - \dot{x}_{2A}) = -I_{NC(\alpha)} + I_{NC(\beta)} \\ m(\dot{x}_{3C} - \dot{x}_{3A}) = -I_{NC(\beta)}. \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} \dot{D}_{NC(\alpha)} = 0 \\ \dot{D}_{NC(\beta)} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

E na fase de expansão temos

$$\begin{cases} m(\dot{x}_{1E} - \dot{x}_{1C}) = I_{NE(\alpha)} \\ m(\dot{x}_{2E} - \dot{x}_{2C}) = -I_{NE(\alpha)} + I_{NE(\beta)} \\ m(\dot{x}_{3E} - \dot{x}_{3C}) = -I_{NE(\beta)} \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} I_{NE(\alpha)} = e_\alpha I_{NC(\alpha)} \\ I_{NE(\beta)} = e_\beta I_{NC(\beta)} \end{cases} \quad (12)$$

O modelo de Han e Gilmore trata o problema como uma sucessão de colisões.

Introduzimos coeficientes para indicar as soluções de cada etapa. O expoente 1 corresponde às velocidades da primeira colisão, o expoente 2 da segunda colisão e assim sucessivamente. Por exemplo,  $\dot{x}_{1A}^1$  é a velocidade da primeira moeda antes da primeira colisão,  $\dot{x}_{3E}^2$  é a velocidade da terceira moeda após a segunda colisão.

Para a colisão no ponto  $\alpha$  as equações do movimento são

$$\begin{cases} m(\dot{x}_{1E}^1 - \dot{x}_{1A}^1) = I_\alpha^1 \\ m(\dot{x}_{2E}^1 - \dot{x}_{2A}^1) = -I_\alpha^1 \\ m(\dot{x}_{3E}^1 - \dot{x}_{3A}^1) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

A lei de colisão no ponto  $\alpha$  usada é  $\dot{D}_{NE(\alpha)}^1 = -e_\alpha \dot{D}_{NA(\alpha)}^1$ .

As velocidades generalizadas e relativas obtidas são dadas por

$$\begin{cases} \dot{x}_{1E}^1 = \frac{1}{2}(1 - e_\alpha)\dot{x}_{1A}^1 + \frac{1}{2}(1 + e_\alpha)\dot{x}_{2A}^1 \\ \dot{x}_{2E}^1 = \frac{1}{2}(1 + e_\alpha)\dot{x}_{1A}^1 + \frac{1}{2}(1 - e_\alpha)\dot{x}_{2A}^1 \\ \dot{x}_{3E}^1 = \dot{x}_{3A}^1. \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} \dot{D}_{NE(\alpha)}^1 = -e_\alpha \dot{D}_{NA(\alpha)}^1 \\ \dot{D}_{NE(\beta)}^1 = \frac{1}{2}(e_\alpha + 1)\dot{D}_{NA(\alpha)}^1 \end{cases} \quad (14)$$

Como  $\dot{D}_{NA(\alpha)}^1 < 0 \Rightarrow \dot{D}_{NE(\alpha)}^1 > 0$ . Logo,  $\dot{D}_{NE(\beta)}^1 = \frac{1}{2}(e_\alpha + 1)\dot{D}_{NA(\alpha)}^1 < 0$ . Esse resultado é incompatível. Assim, houve colisão no ponto  $\beta$ .

As equações para a colisão em  $\beta$  são dadas por

$$\begin{cases} m(\dot{x}_{1E}^2 - \dot{x}_{1A}^2) = 0 \\ m(\dot{x}_{2E}^2 - \dot{x}_{2A}^2) = I_\beta^2 \\ m(\dot{x}_{3E}^2 - \dot{x}_{3A}^2) = -I_\beta^2 \end{cases} \quad (15)$$

com  $\dot{D}_{NE(\beta)}^2 = -e_\beta \dot{D}_{NA(\beta)}^2$ .

As velocidades generalizadas e relativas obtidas em  $\beta$  são dadas por

$$\begin{cases} \dot{x}_{1E}^2 = \dot{x}_{1A}^2 \\ \dot{x}_{2E}^2 = \frac{1}{2}(1 - e_\beta)\dot{x}_{2A}^2 + \frac{1}{2}(1 + e_\beta)\dot{x}_{3A}^2 \\ \dot{x}_{3E}^2 = \frac{1}{2}(1 + e_\beta)\dot{x}_{2A}^2 + \frac{1}{2}(1 - e_\beta)\dot{x}_{3A}^2 \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} \dot{D}_{NE(\alpha)}^2 = \dot{D}_{NA(\alpha)}^2 + \frac{(e_\beta + 1)\dot{D}_{NA(\beta)}^2}{2} \\ \dot{D}_{NE(\beta)}^2 = -e_\beta \dot{D}_{NA(\beta)}^2 \end{cases} \quad (16)$$

Se  $\dot{D}_{NE(\alpha)}^2 < 0$  então se produz um novo contato. E assim sucessivamente.

Para o modelo de Frémond (Frémond, 1995) as equações do movimento são dadas por

$$\begin{cases} m(\dot{x}_{1E} - \dot{x}_{1A}) = I_{12} + I_{13} \\ m(\dot{x}_{2E} - \dot{x}_{2A}) = -I_{12} + I_{23} \\ m(\dot{x}_{3E} - \dot{x}_{3A}) = -I_{23} - I_{13} \end{cases} \quad (17)$$

sendo  $I_{ij}$ ,  $1 \leq i < j \leq 3$ , o impulso causado pela moeda  $i$  sobre a moeda  $j$ . Quando  $I_{13} = 0$  chegamos nas equações obtidas classicamente com os impulsos agindo localmente nos pontos de contato. Escolheremos a lei de comportamento no caso mais simples: linear. Temos,

$$\begin{cases} I_{12} = k_{12}(\dot{x}_{2E} - \dot{x}_{1E} + \dot{x}_{2A} - \dot{x}_{1A}) + I_{12}^{reac} \quad , \quad I_{12}^{reac} \in \partial I_R^+(\dot{x}_{2E} - \dot{x}_{1E}) \\ I_{23} = k_{23}(\dot{x}_{3E} - \dot{x}_{2E} + \dot{x}_{3A} - \dot{x}_{2A}) + I_{23}^{reac} \quad , \quad I_{23}^{reac} \in \partial I_R^+(\dot{x}_{3E} - \dot{x}_{2E}) \\ I_{13} = k_{13}(\dot{x}_{3E} - \dot{x}_{1E} + \dot{x}_{3A} - \dot{x}_{1A}) \end{cases} \quad (18)$$

sendo  $\partial I_R^+$  a sub-diferencial da indicatriz de  $R$ .

Como a ação entre 1 e 3 é à distância, temos  $I_{13}^{reac} = 0$ .

#### 4.4 Comparação dos resultados

Consideremos o caso particular em que  $\dot{x}_{2A} = 0$ ,  $\dot{x}_{3A} = 0$ ,  $m_1 = m_2 = m_3 = m$  e os coeficientes  $e_\alpha$ ,  $e_\beta$ ,  $k_{12}$ ,  $k_{13}$  e  $k_{23}$  são iguais a 1. Mostramos na Tab. 1 os resultados obtidos.

Tabela 1: Comparação dos valores para a colisão das moedas.

Modelo	Velocidades Finais		
	$\dot{x}_{1E}$	$\dot{x}_{2E}$	$\dot{x}_{3E}$
Han-Gilmore	0	0	$\dot{x}_{1A}$
Newton e Glocker-Pfeiffer	$-\frac{1}{3}\dot{x}_{1A}$	$\frac{2}{3}\dot{x}_{1A}$	$\frac{2}{3}\dot{x}_{1A}$
Frémond	0	$0.5 \dot{x}_{1A}$	$0.5 \dot{x}_{1A}$

Podemos observar diferentes valores para as velocidades no momento pós-colisão, quando usamos diferentes modelos.

No primeiro caso (Han-Gilmore) duas moedas ficam paradas enquanto a terceira parte com a velocidade igual à velocidade da primeira moeda antes da colisão. No segundo caso (Newton e Glocker-Pfeiffer), a primeira moeda desloca-se no sentido contrário ao imediatamente antes da colisão, a segunda e a terceira moedas partem juntas com a mesma velocidade. No terceiro caso (Frémond) a primeira moeda fica parada e a segunda e a terceira moedas partem com a mesma velocidade.

#### 5. CONCLUSÕES

Ao considerarmos o choque entre corpos rígidos podemos verificar que alguns dos modelos usados podem falhar. Discutimos esse caso ao tratarmos do choque de uma barra rígida contra uma barreira fixa usando os modelos de Kane-Levinson e de Glocker-Pfeiffer. Observamos que mesmo quando não contrariam leis físicas os modelos podem prever dinâmicas diferentes. Constatamos este fato usando alguns modelos no caso da colisão unidimensional entre três moedas.

#### 6. REFERÊNCIAS

Cataldo, E. , Sampaio, R. , 1998, "Comparação entre modelos de colisão de corpos", Anais do VIII Congresso de Ingenieria Mecanica, Chile, pp. 345-348.

Cataldo, E., 1999, "Modelagem e Simulação de Colisões Planas entre Corpos Rígidos", Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 385p.

Cataldo, E. , Sampaio, R. , 1999, "Comparing some models of collisions between rigid bodies", Proceedings PACAM VI/DINAME, Rio de Janeiro, RJ, Vol. 8, pp. 1301-1304

Cataldo, E. , Sampaio, R. , 1999, "Uma análise crítica de modelos de colisão entre corpos", Anais do COBEM99 em CD-Rom, S23, Águas de Lindóia, SP.

Frémond, M. , 1995, "Collisions of rigid bodies", Contact Mechanics, Edited by M. Raous et al. , Plenum Press, New York, pp. 397-404.

Han, I. , Gilmore, B. J. , 1993, "Multi-body impact motion with friction - analysis, simulation and experimental validation", Transactions of the ASME, Vol. 115, pp. 412-422.

Kane, T. R. , 1984, "A dynamic puzzle ", Stanford Mechanics Alumni Club Newsletter, pp. 6,

Keller, J. B. , 1986, "Impact with friction ", ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 53, pp. 1-4.

Klein, F. , 1910, "Zu Painlevés kritik des Coulombschenreibungsgesetze ", Zeitsch Math. Phys., Vol. 58, pp. 186-191.

Painlevé, P. , 1905, "Sur les lois de frottement de glissement ", C. R. Acad. Sci. Paris, Vol. 121, pp. 112-115, Vol. 141, pp. 401-405, Vol. 141, pp. 546-552, 1905.

Pfeiffer, F. ; Glocker, C. , 1996, "Multibody dynamics with unilateral contacts", John Wiley & Sons, New York.

## ELASTIC MODULI PREDICTION OF TEXTILE POLYMERIC MATRIX COMPOSITES BY FINITE ELEMENT METHOD

José Henriques Iscold de Oliveira<sup>1</sup>

Antonio Ferreira Ávila<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Department of Mechanical Engineering, 30480-000, Belo Horizonte, MG, Brazil. E-mail: [iscold@dedalus.lcc.ufmg.br](mailto:iscold@dedalus.lcc.ufmg.br)

<sup>2</sup>Universidade Federal de Minas Gerais, Department of Mechanical Engineering, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brazil. E-mail: [aavila@dedalus.lcc.ufmg.br](mailto:aavila@dedalus.lcc.ufmg.br)

### Abstract

In this paper we would like to address the computational issues on the numerical implementation of a micro-mechanical model based on the unit cell approach. As most of the engineering applications are related with the plain weave configuration, we decide to focus our attention in this type of fiber arrangement. Once the unit cell is selected and all geometric characteristics an algorithm was developed to create a three dimensional representation of the unit cell. The numerical implementation of such algorithm was fulfilled by using the AutoLisp language which allowed us to model the unit cell into a Computer Aided Design tool, namely Autodesk Mechanical Desktop software. Then, the unit cell geometry is transferred to ANSYS. The numerical simulations are performed considering the waviness ratio variation from 0.165 to 0.5. The data are compared against Whitcomb and Naik's results with good agreement. Finally, some computational issues of the CAD and FEM compatibility are address and discussed.

Key words: Textile composites, Computer modeling, Micro-mechanics analysis.

### 1. INTRODUCTION

Nowadays, unidirectional fibers composites are used in the aerospace industry for secondary structures, such as engine casings, flaps and rudders, where their high strength-weight ratio reduces the overall weight and hence the operating costs of the aircraft. Textile and 3-D woven composites have great potential applications in the aerospace industry, through cost savings due ease of handling, reduced scrap rate, and decreasing of problems of cracks, such as damage and delamination.

In order to increase the use of 3-D woven composite materials in the aerospace industry, it is needed to settle its physical properties. It is also important to know the composite behavior under different applied loads of the wide range of structures available, and tailors the composite to the structure requirements. Variables such as fiber type, dimensions and their arrangement within the composite fabric need to be optimized for each different application. The costs of preparing and analyzing the various possibilities of composite structures are prohibitive. By using the new methodology proposed the number of tests need are dramatically reduced. The designer can change the fiber components and/or matrix to search

for the best architecture of the composite for a specific application. Such task can be done with a computational method without any cost and saving manpower and time. This new computational method will be helpful for light airplanes industry, where the designer wants to get smallest weight and reduced cost of material and fabrication.

This paper discusses a new methodology to calculate the mechanical proprieties of a plain weave woven textile polymeric composite. It is applied the concept of tridimensional unit cell (Whitcomb, 1991; Naik & Stembekar, 1992; Dasgupta *et al.*, 1996) which represents the smallest portion of the entire woven textile. The unit cell model is analyzed by applying the finite element method to compute the effective elastic moduli. This approach differs from classical ones (Ishikawa & Chou, 1982; Ishikawa & Chou, 1983; Cox & Flanagan, 1997) due to the application of a numerical technique, which allows us to describe the stress and strain distribution over the fibers and the matrix. Moreover, the effects of ondulation on the elastic moduli and Poisson's ratio can also be studied by applying the finite element formulation in conjunction with the unit cell concept.

The computational aspects of finite element implementation and its pros and cons are also addressed in this paper. As an engineering tool the new methodology can bring the followings advantages:

- Flexibility to test various combinations of materials (fibers and matrix) to make a specific composite material.
- Pre-determine the stress concentration factors on fibers, as a function of ondulation.

## 2. WEAVE CONFIGURATIONS

In any weave, the warp yarns run along the length of the textile and the weft yarns run across the width. The three main types of single layer weave geometry are plain, satin and twill weave and in each case the warp and weft yarns are oriented at 0 and 90<sup>0</sup>, respectively.

For plain weave, one warp alternatively crosses over and under consecutive weft yarn, while the next warp yarn crosses under and over the wefts. This pattern is classified as 1/1 and is illustrated in Fig.1-a.

For a satin weave textile, each warp yarn crosses at least tree weft yarns and interlaces with fourth weft yarn, with a progression of interlacings of two to the left or right – a 3/1 4/1 or 7/1 weave. These geometries are also known as Crows Foot Satin, Five Harness and Eighth Harness Satin and are shown in Fig.1-b,c,d.

The basket weave have two warp yarns interlaced with two weft yarns, it is classified as 2/2 and is illustrated in Fig.1-f. Twill weave is characterized by two or more warp yarns crossed by a weft yarn, with a progression of interlacings of one weft yarn to the right or left to form a distinctive diagonal line. Twill weave can be even-sided, i.e. the same amount of warp and weft on each side of textile, or it may be warp- or weft-faced, with a predominance of warp or weft yarns on the upper face. An even weave, with each warp crossing two wefts and vice versa, is classified as a 2/2 twill and is show in Fig.1-e.

## 3. UNIT CELL GEOMETRY

In the Figure 1, the poligonal lines define the boundaries of unit cells. As we are interested into plain weave composite materials we select the unit cell proposed by Naik & Stembekar (1992), see Figure 2.

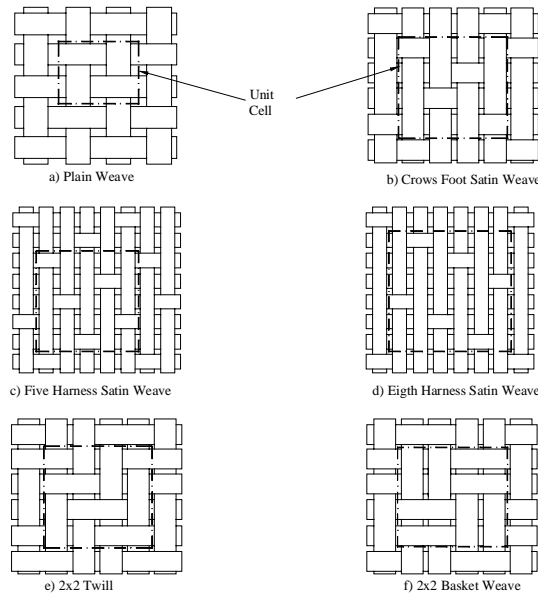


Figure 1 – Unit Cells for principal types of 2D textiles

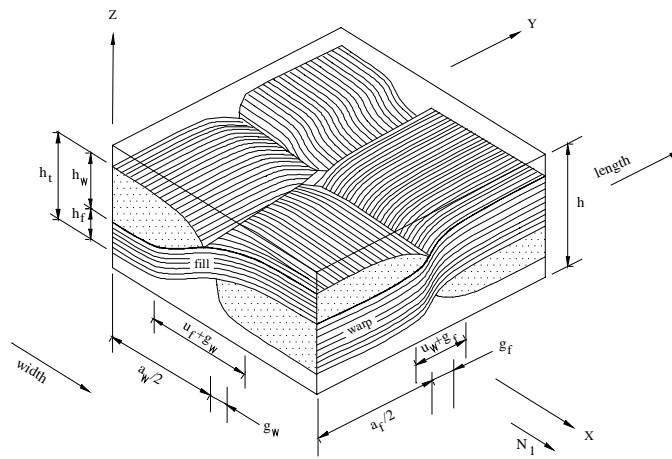


Figure 2 – The unit cell

In Figure 2 the following dimensions are defined:  $a_w$  is the width of warp yarn,  $a_f$  is the width of weft yarn, while  $g_w$  is the distance between two warp yarns. The distance between two weft yarns is represented by  $g_f$ ,  $h_w$  and  $h_f$  are the thicknesses of warp yarn and weft yarn, respectively. Finally, the ondulation length of warp yarn, the ondulation length of weft yarn and the lamina thickness are represented by  $u_w$ ,  $u_f$  and  $h$ .

By considering in Figure 3 the section DC as the mirror of section AB it is possible to assume that section BC is also the mirror of section AD. In each section of unit cell it can be identified three different regions. The first region is the one where the fiber is straight, the second is where the fiber is curved, and the third one is where the matrix is located. To be able to compute the unit cell dimensions Naik & Stembekar (1992) defined five sections  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $a_4$  and  $a_5$  parallel to DC and five other sections  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $b_4$  and  $b_5$  parallel to AD. The following equations are used to calculate  $a_1$  to  $a_5$  and  $b_1$  to  $b_5$ :

$$a_1 = \frac{a_w - u_f}{2} \quad a_2 = \frac{a_w}{2} \quad a_3 = \frac{a_w + g_w}{2} \quad a_4 = \frac{a_w}{2} + g_w \quad a_5 = \frac{a_w + u_f}{2} + g_w \quad (1)$$

$$b_1 = \frac{a_f - u_w}{2} \quad b_2 = \frac{a_f}{2} \quad b_3 = \frac{a_f + g_f}{2} \quad b_4 = \frac{a_f}{2} + g_f \quad b_5 = \frac{a_f + u_w}{2} + g_f \quad (2)$$

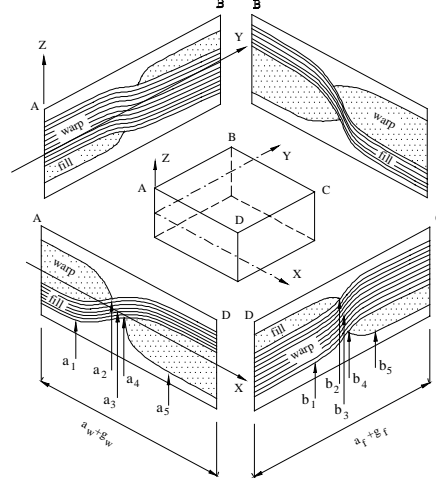


Figure 3: Plain weave unit cell representation

The fibers' configuration in section DC is calculated with the  $h_{y1}(y)$  and  $h_{y2}(y)$  form functions. The fibers' configuration on section AD is calculated with the  $h_{x1}(x,y)$ ,  $h_{x2}(x,y)$  and  $h_{x3}(x,y)$  functions. It is out of the scope of this work to reproduce these form functions, it is shown the resultants figures 4a and 4b. For more details see Oliveira (1999).

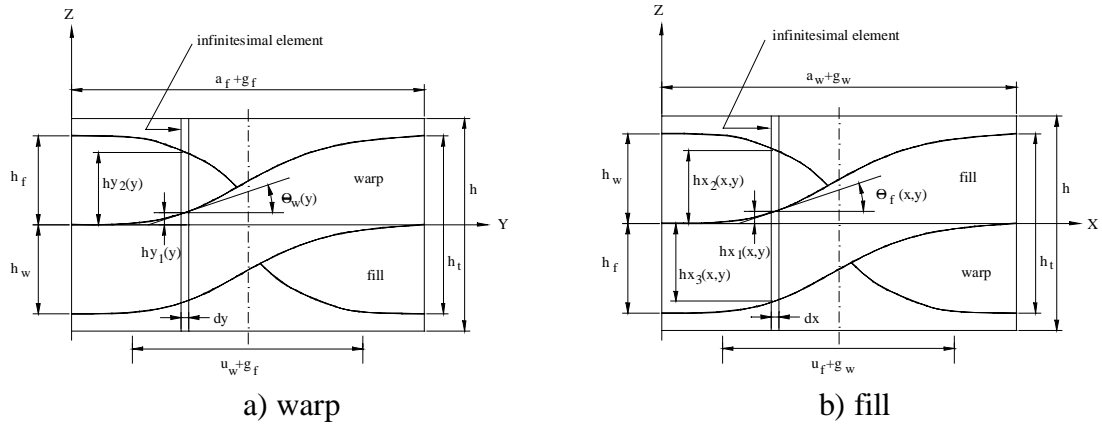


Figure 4: a) sections parallel to DC, b) sections parallel to AD fiber

#### 4. PROPOSED ALGORITHM

An algorithm was developed based on such form functions to construct the unit cell. Before proceed it is needed to establish some geometric definitions. The yarn width on longitudinal and transverse directions are represented by  $a_f$  and  $a_w$ , while the free distance between two yarns on longitudinal and transverse directions are given by  $g_f$  and  $g_w$ . The weave yarn on longitudinal and transverse direction are represented by  $u_f$  and  $u_w$ . The increment on the  $y$  direction is given by  $dy$  and the yarn height on the longitudinal and transverse directions are represented by  $h_f$  and  $h_w$  respectively.

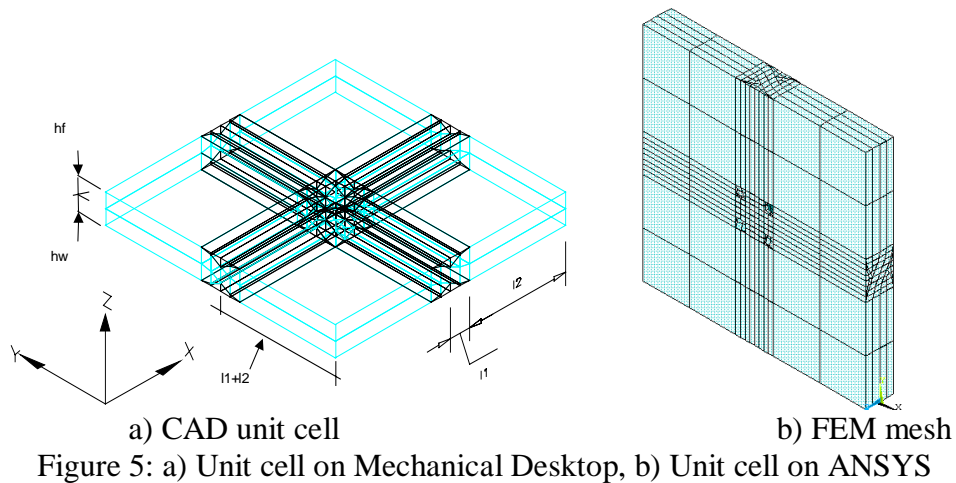


The following steps are performed by the proposed algorithm:

**Get**  $a_f, a_w, g_f, g_w, u_f, u_w, h_f, h_w, h_t, dy$   
**Compute**  $a_1$  through  $a_5$  and  $b_1$  through  $b_5$   
**Draw** section D-C  
**Fix the origin**  $(0,0)$   $y_i=0; h_{y_1}(y_i)=0; h_{y_2}(y_i)=h_f$   
**Compute**  $k=a_f+g_f$   
 $x_1=[1+\sin\{(b_2-b_3)*(\Pi/(u_w+g_f))\}]$   
 $h_{y_1}(b_2)=x_1*h_f/2+h_t/2-h_f$   
**Increment**  $y_{i+1}=y_i+dy$   
**If**  $y_{i+1}<b_1$  **then do**  
 $h_{y_1}(y_i)=0$   $h_{y_2}(y_i)=h_t/2$   
**End if**  
**Draw lines**  
 $(y_i, h_{y_1}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_1}(y_{i+1}))$   
 $(y_i, h_{y_2}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_2}(y_{i+1}))$   
**If**  $b_1<y_{i+1}<b_2$  **then do**  
 $x_1=[1+\sin\{(y-b_3)*(\Pi/(u_w+g_f))\}]$   
 $h_{y_1}=x_1*h_f/2+h_t/2-h_f$   
 $x_2=[h_t/2-h_{y_1}(b_2)]*\cos\{(y-b_1)*\Pi/u_w\}$   
 $h_{y_2}(y_i)=x_2+h_{y_1}(b_2)$   
**End if**  
**Draw lines**  
 $(y_i, h_{y_1}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_1}(y_{i+1}))$   
 $(y_i, h_{y_2}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_2}(y_{i+1}))$   
**Do**  $y_{i+1}=b_2$   
**Compute**  $h_{y_1}(y_i)=h_{y_2}(y_i)=h_{y_1}(b_2)$   
**Draw lines**  
 $(y_{i+1}, h_{y_1}(y_{i+1})) (b_2, h_{y_1}(b_2))$

$(y_{i+1}, h_{y_2}(y_{i+1})) (b_2, h_{y_2}(b_2))$   
**If**  $b_2<y_{i+1}<b_4$  **then do**  
 $x_1=[1+\sin\{(y-b_3)*(\Pi/(u_w+g_f))\}]$   
 $h_{y_1}(y_i)=x_1*h_f/2+h_t/2-h_f$   
**End if**  
**Draw line**  
 $(y_i, h_{y_1}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_1}(y_{i+1}))$   
**Do**  $y_{i+1}=b_4$   
**Compute**  $h_{y_2}(y_i)=-h_{y_1}(b_2)$   
**If**  $b_4<y_{i+1}<b_5$  **then do**  
 $x_1=[1+\sin\{(y-b_3)*(\Pi/(u_w+g_f))\}]$   
 $h_{y_1}(y_i)=x_1*h_f/2+h_t/2-h_f$   
 $x_1=\cos\{(y-b_5)*\Pi/u_w\}-h_{y_1}(b_2)$   
 $h_{y_2}(y_i)=-[h_t/2-h_{y_1}(b_2)]*x_1$   
**End if**  
**Draw lines**  
 $(y_i, h_{y_1}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_1}(y_{i+1}))$   
 $(b_4, h_{y_1}(b_4)) (y_{i+1}, h_{y_2}(y_{i+1}))$   
**If**  $b_5<y_{i+1}<k$  **then do**  
 $h_{y_1}(y_i)=h_t/2$   
 $h_{y_2}(y_i)=-h_t/2$   
**End if**  
**Draw line**  
 $(y_i, h_{y_1}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_1}(y_{i+1}))$   
 $(y_i, h_{y_2}(y_i)) (y_{i+1}, h_{y_2}(y_{i+1}))$

The algorithm listed before was applied to create two codes in *Au oLisp*. Such codes were named *T x2 sp* and *ma rix sp* and they are used to generate the unit cell. Once such unit cell was generated by the *Au od sk M c anica D sk op @ RI I* the file is transferred to a finite element code. Figures 5a and 5b show the unit cell before and after the transferring procedure.



To be able to validate the new computational methodology a set of unit cell configurations are studied. In this study, we are able to calculate the elastic moduli for various

geometric parameters, distinct materials, and different volume fractions of fiber and matrix. The geometric parameters are mainly concerned to the fiber undulation and thickness, and the overall laminate thickness.

**5 . SOME NUMERICAL SIMULATIONS**

The results from the numerical simulation are compared against the data available in the literature. Figures 6 through 8 show the elastic moduli as a function of the fiber undulation. In general, the results are in good agreement with the data available in the literature. It is important to mention that these effective properties are calculated following the methodology proposed by Oliveira (1999).

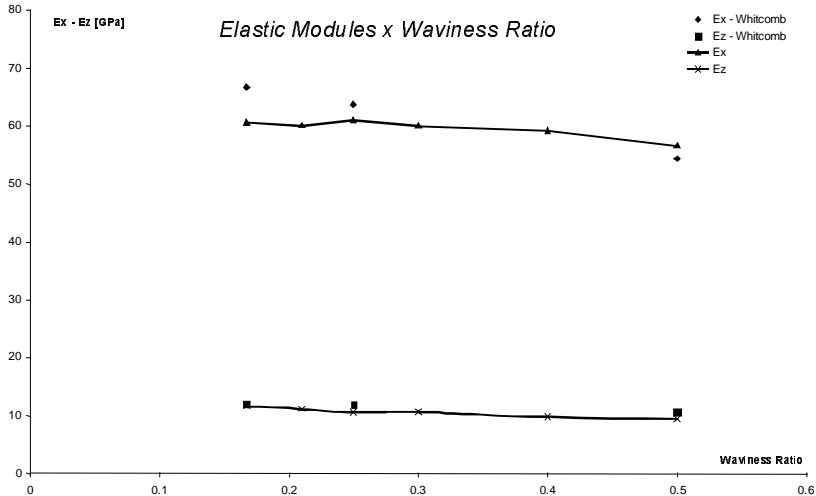


Figure 6 – Effective elastic moduli  $E_x, E_y, E_z$  versus waviness ratio

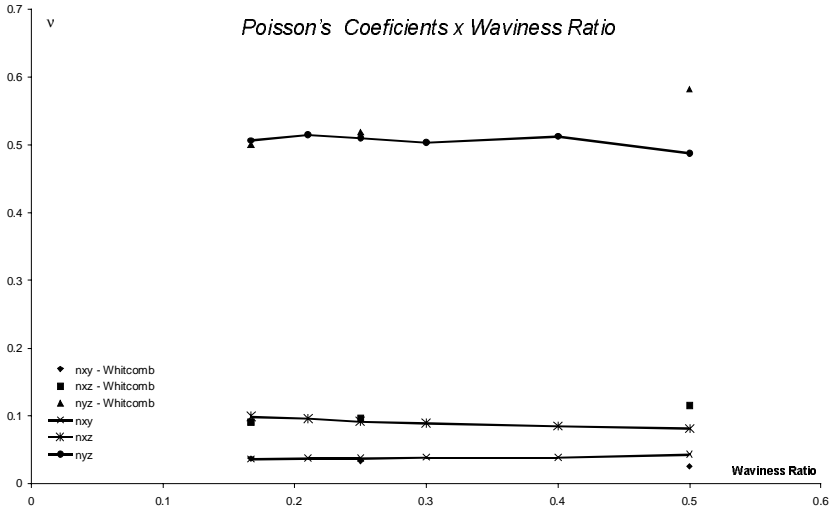


Figure 7 – Poisson's ratios  $\nu_{xy}, \nu_{yz}, \nu_{xz}$  versus waviness ratio

Another advantage of the new methodology is the potentiality of studying the stress concentration into the fibers by showing the effective stress distribution, represented by the Von Mises stress, into the entire unit cell. By analyzing figures 9 and 10 it is possible to observe the influence of undulation on the stress concentration. Plain weave configurations with waviness ratio bigger seems to be less influenced by stress concentrations, as the Von Mises stresses are considerable lower in such type of composite.

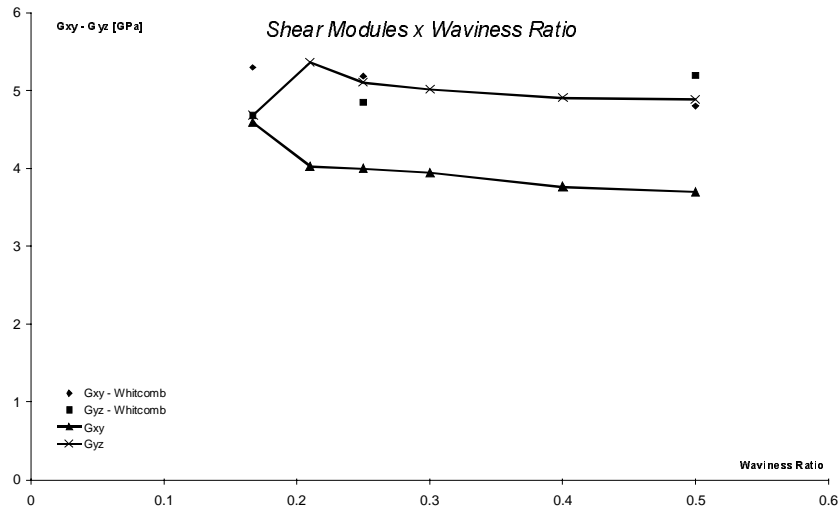
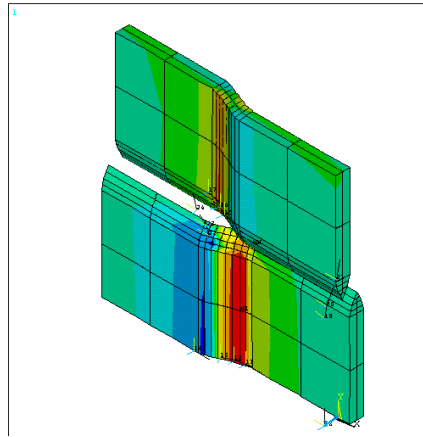


Figure 8 – Shear moduli  $G_{xy}$ ,  $G_{yz}$ ,  $G_{xz}$  versus waviness ratio

```

ANSYS 5.2
FEB 22 1999
18:53:40
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.001007
SMN =77.446
SMX =176.327
77.446
88.433
99.419
110.406
121.393
132.38
143.367
154.354
165.34
176.327

```

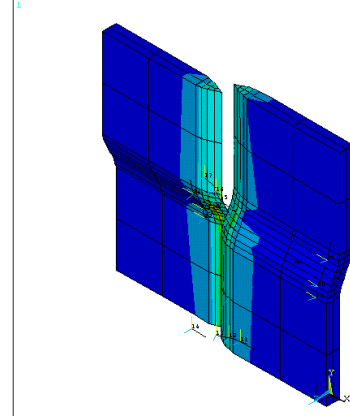


a) warp

```

ANSYS 5.2
FEB 22 1999
20:32:26
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.001
SMN =5.358
SMX =42.792
5.358
9.517
13.676
17.836
21.995
26.154
30.314
34.473
38.632
42.792

```



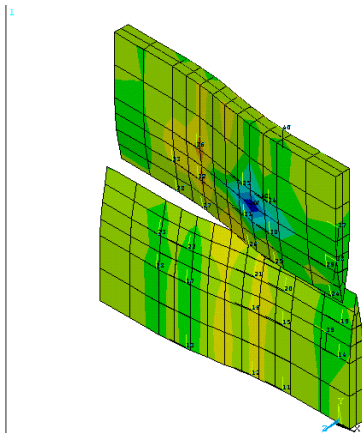
b) fill

Figure 9: Stress distribution on fiber for waviness ratio = 0.167

```

ANSYS 5.2
FEB 22 1999
19:48:54
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.001
SMN =54.883
SMX =180.702
54.883
69.862
84.842
99.822
114.802
129.782
144.762
159.742
174.722
189.702

```

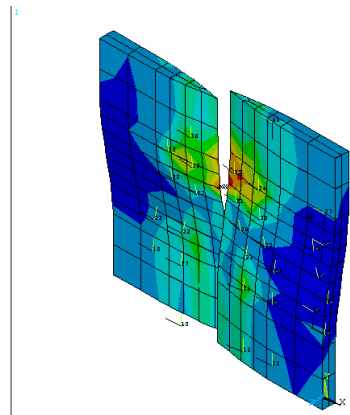


a) warp

```

ANSYS 5.2
FEB 22 1999
20:14:46
MODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.001
SMN =5.985
SMX =16.07
5.985
7.194
8.404
9.613
10.823
12.032
13.242
14.451
15.66
16.07

```



b) fill

Figure 10: Stress distribution on fiber for waviness ratio = 0.5

## 6. CONCLUDING COMMENTS

The proposed algorithm seems to be a helpful tool to create numerical representations of textile composites. By applying such type of algorithm is possible to create and analyze different types of textile composites configurations. By using such algorithm the user is allowed to identify possible locations of stress concentrations and correct such problems before hand.

## 7. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge the financial support provided by the Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG) and the Brazilian Research Council (CNPq). Additional support and computer grants were furnished by the Midwest Center for High Performance Computing (CENAPAD-MG/CO).

## 8. REFERENCES

- Cox, B. and Flanagan, G, 1997, "Handbook of Analytical Methods for Textile Composites", NASA Contract Report 45750, Langley Research Center, Hampton, Virginia.
- Dasgupta, A, Argarwal, R. K, and Bhandarkar, S. M., 1996, "Three-Dimensional Modeling of Woven-Fabric Composites for Effective Thermo-Mechanical and Thermal Properties", Composites Science and Technology, Vol. 56, pp. 209-223.
- Ishikawa, T. and Chou, T. W, 1982, "Stiffness and Strength Behavior of Woven Fabric Composites", Journal of Material Science, Vol. 17, pp. 3211-3220.
- Ishikawa, T. and Chou, T. W, 1983, "One-dimensional Micromechanical Analysis of Woven Fabric Composites", AIAA Journal, Vol. 21, pp. 1714-1721.
- Naik, N. K. and Stembekar, P. S, 1992, "Elastic Behavior of Woven Fabric Composites: I – Lamina Analysis", Journal of Composite Materials, Vol. 26, pp. 2196-2225.
- Oliveira, J. H. I, 1999, "Modelo para Cálculo de Propriedades Elásticas de Materiais Compostos de Tecidura de Matriz Polimérica", DEMEC - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.
- Whitcomb, J. D, 1991, "Three-Dimensional Stress Analysis of Plain Weave Composites", Composite Materials: Fatigue and Fracture (Third Volume), ASTM STP 1110, T. K. O'Brien, Ed., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp. 417-438.

# SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE FRANJAS ÓTICAS UTILIZANDO A TÉCNICA EXPERIMENTAL SHADOW MOIRÉ

**Perrin Smith Neto**

**Guilherme Cremasco Coelho**

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dom José Gaspar, 500 – 30.535-610, Belo Horizonte Minas Gerais, Brasil. E-mail: [psmith@pucminas.br](mailto:psmith@pucminas.br)

## Resumo

A utilização de imagens geradas por técnicas de simulação tem sido utilizada para a verificação de validade de métodos para a análise de franjas óticas em técnicas experimentais, como Fotoelasticidade, técnicas Moiré no plano e Shadow Moiré, bem como na comparação de resultados obtidos. Este trabalho tem o objetivo de apresentar o princípio da simulação de padrões de franja Shadow Moiré, seus aspectos computacionais, bem como descrever o algoritmo básico, implementado em linguagem Matlab® 5.1. São apresentados também alguns exemplos nos quais foi utilizado como modelos um disco simplesmente apoiado por todo o contorno com carga puntual no centro na direção fora do plano, e uma superfície matemática. O trabalho apresenta detalhadamente os programas desenvolvidos que podem facilmente ser modificados e utilizados de forma a produzir simulações de outros modelos.

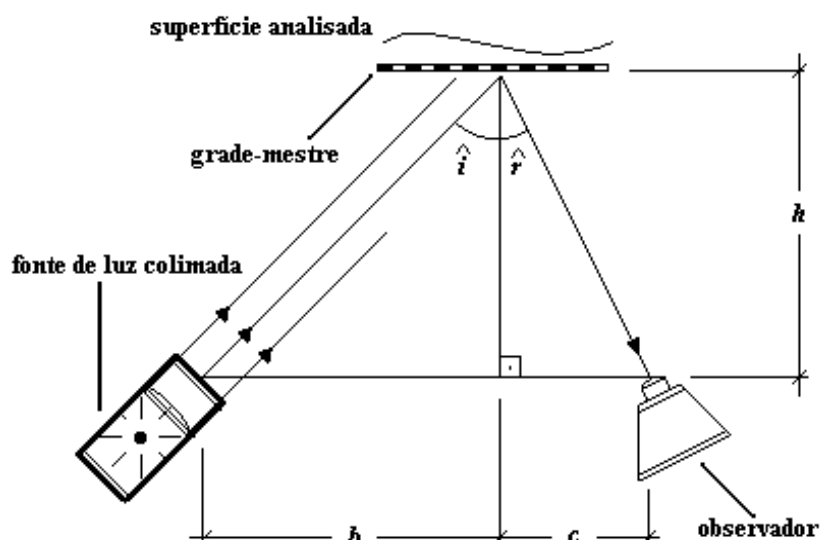
**Palavras-chave:** Shadow Moiré, Simulação, Franjas óticas

## 1- INTRODUÇÃO

Shadow Moiré é uma técnica experimental que utiliza a interferência produzida entre um padrão geométrico e sua sombra projetada em um objeto para extrair informações topológicas de superfícies, conforme Cloud (1995). As franjas resultantes, conhecidas como *isotâmicas*, são linhas de nível de igual profundidade em relação ao plano do padrão-mestre.

Dentre as técnicas existentes para a medição do relevo de um objeto, a técnica Shadow Moiré é a mais simples. Os outros métodos são baseados em interferometria e necessitam de luz monocromática, superfície convenientemente polida e equipamentos de alto custo. Nos métodos baseados em técnicas interferométricas, o erro é da ordem do comprimento de onda da luz utilizada; porém, têm seu uso limitado apenas a casos em que há pequena variação na topologia da superfície, de acordo com Post et al.(1994).

A técnica Shadow Moiré necessita basicamente de uma fonte de luz colimada, uma grade-mestre e, em geral, uma câmera fotográfica ou de vídeo como observador, conforme mostrado na figura 1. A sensibilidade, em uma abordagem ordinária, é da ordem do passo do padrão utilizado, isto é, maior que 0,1 mm; técnicas para o aumento da exatidão foram desenvolvidas, como a técnica *Deslocamento de Fase*. A técnica Shadow Moiré pode ser utilizada em objetos que possuem grande variação de relevo. O seu uso é mais adequado ao ambiente industrial.



**Figura 1:** Arranjo experimental Shadow Moiré básico

Uma das formas de se avaliar resultados experimentais obtidos pela técnica Shadow Moiré e resultados teóricos de deslocamentos na direção  $z$ , obtidos por teoria da elasticidade ou elementos finitos, é a simulação computacional de franjas. A simulação, ou Moiré inverso, consiste na produção de imagens Shadow Moiré correspondentes à um dado campo de deslocamentos teórico.

Caso seja necessário, por exemplo, uma avaliação da adequação de fórmulas prontas para flambagem de placas sem furos em casos de placas com furos, utiliza-se a simulação. Gera-se imagens de franjas Shadow Moiré por simulação, utilizando as fórmulas para deslocamentos de placas sem furos flambadas, e compara-se qualitativamente (de forma visual) ou quantitativamente (usando processadores de franjas Shadow Moiré) com imagens de franjas de placas com furos flambadas obtidas experimentalmente.

A utilização de Moiré inverso tem se mostrado particularmente útil na verificação da validade de novas técnicas para processamento automático de padrões Shadow Moiré. Tornou-se uma ferramenta indispensável na verificação dos erros computacionais, diferentes dos erros experimentais, presentes em qualquer método computacional para análise de padrões Shadow Moiré que utilize processamento digital de imagens.

## 2- PRINCÍPIOS DE SHADOW MOIRÉ

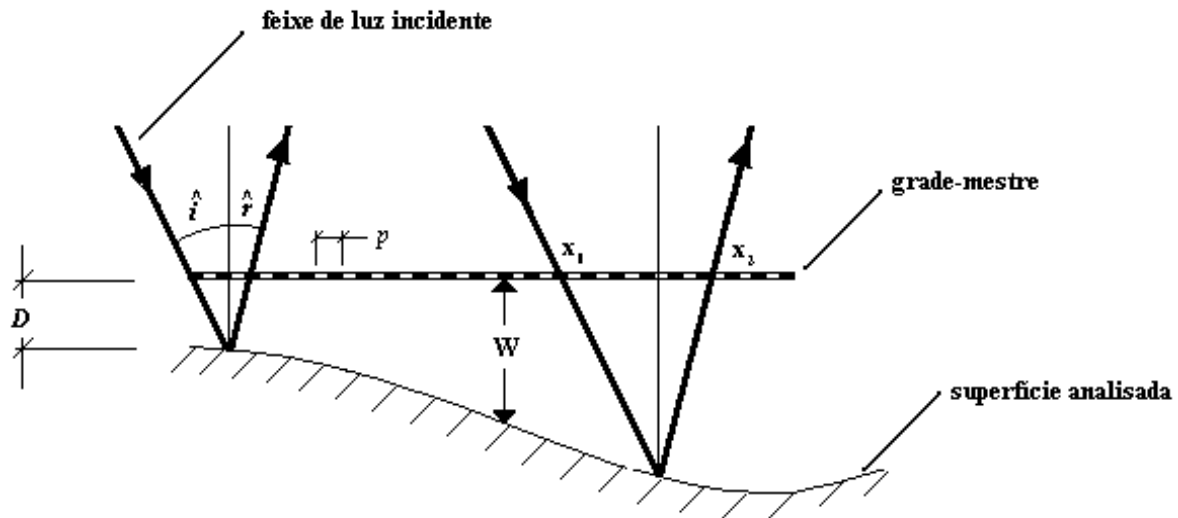
O método Shadow Moiré utiliza a superposição de um padrão com a sua própria sombra. Faz-se um feixe de luz colimada incidir obliquamente em uma superfície passando por uma grade mestre, posicionada na frente da superfície analisada, como mostrado na figura 2; onde  $p$  é o passo da grade-mestre,  $W$  é a distância entre a superfície e a grade-mestre,  $\hat{i}$  é o ângulo de incidência da luz e  $\hat{r}$  é o ângulo de reflexão da luz na direção do observador.

Um pouco de geometria analítica leva, para um observador situado no infinito, à clássica equação (1):

$$w = \frac{Np}{\tan \hat{i} + \tan \hat{r}} \quad (1)$$

onde  $w$  é a distância entre o plano do padrão e a superfície, e  $N$  é a ordem de franja. Buitrago e Durelli (1978) generalizaram as condições de iluminação e de observação para pontos situados a distâncias finitas, porém a interpretação do deslocamento não é simples. A

diferença entre as equações desenvolvidas e a equação (1) é mínima, quando a distância entre o observador e o padrão é muito maior que  $w$ ; por esse motivo, a equação (1) pode ser utilizada sem perda de precisão.



**Figura 2:** Geometria da técnica Shadow Moiré

Por simplificação, faz-se a distância  $c$  igual a zero, de forma que o eixo do observador seja perpendicular à grade-mestre. Desta forma, o ângulo  $\hat{r}$  de reflexão da luz na direção do observador torna-se zero, e a equação (1) reduz-se a:

$$w = \frac{Np}{\tan \hat{i}} = \frac{Npb}{h} \quad (2)$$

Assume-se que o padrão possua uma forma senóide dada por Mauvoisin (1973):

$$F(x, y) = \frac{1}{2} \left( \sin \frac{2\pi x}{p} + 1 \right) \quad (3)$$

A luz passa pelo padrão em um ponto  $x_1$ , conforme mostrado na figura 2, atinge a superfície e é refletida, passando novamente pelo padrão, pelo ponto  $x_2$ . O padrão luminoso que chega ao observador, formado pela interferência da grade-mestre com sua sombra é dado por Mauvoisin(1973):

$$I(x, y) = a + \beta \cos(\phi(x, y)) \quad (4)$$

em que  $\alpha$  e  $\beta$  dependem da qualidade da superfície, da intensidade da fonte luminosa e do contraste aplicado à câmera fotográfica ou de vídeo; e  $\phi$  é a fase. A fase está relacionada com a ordem de franja por:

$$\phi = 2\pi N = 2\pi \frac{w \tan \hat{i}}{p} \quad (5)$$

### 3- SIMULAÇÃO DE FRANJAS SHADOW MOIRÉ

A simulação consiste em se gerar a imagem das franjas a partir dos deslocamentos correspondentes, utilizando as equações (4) e (5). O primeiro passo é a obtenção dos deslocamentos. Dispõe-se, para isso, do método de elementos finitos ou de fórmulas para deslocamentos de teoria da elasticidade. Considera-se então que, de início, se tenha todo o campo de deslocamentos do experimento que se deseja simular, sob a forma analítica (fórmulas da elasticidade ou equação de alguma superfície) ou sob a forma discreta (resultados obtidos por elementos finitos).

Se os deslocamentos estão sob a forma analítica, deve-se discretizá-los. Obviamente, a discretização consiste em gerar uma malha bidimensional de valores para  $x$  e  $y$  no domínio de interesse e, em seguida, calcular o valor do deslocamento na direção fora do plano para todos os pares ordenados da malha.

É extremamente importante e fundamental que se tenha uma malha bastante refinada. Uma malha de densidade  $200 \times 200$  pontos é satisfatória. Uma malha excelente possui  $500 \times 500$  pontos. Quanto maior a quantidade de franjas, menor deverá ser o espaçamento da malha. Deve-se atentar ao fato de que o refinamento máximo será limitado pela resolução do monitor do computador no qual as imagens serão formadas e pela quantidade de *pixels* existentes na área na qual a imagem será exibida.

Dispondo, então, do campo de deslocamentos no domínio de interesse, atribui-se valores para  $\hat{i}$  (ângulo de incidência) e  $p$  (passo da grade-mestre), para, em seguida, calcular as ordens de franja  $N$  utilizando a equação (1). Calcula-se a fase  $\phi$  através da equação (5). Atribui-se valores para  $a$  e  $\beta$ , pertencentes ao intervalo  $[0;1]$ . Imagens mais nítidas são obtidas fazendo  $a=0$  e  $\beta=1$ . Calcula-se, enfim,  $I(x,y)$  utilizando a equação (2). Dispondo do campo de intensidades luminosas, cujos valores pertencem ao intervalo  $[0;1]$ , pode-se gerar a imagem, plotando na tela os pontos do domínio, sendo que esses pontos serão plotados com uma intensidade luminosa dada por  $I$  calculado no ponto. A imagem resultante é o padrão Shadow Moiré.

#### 4- ALGORITMO BÁSICO PARA A SIMULAÇÃO

O algoritmo básico para a geração de imagens obtidas por Moiré inverso podem ser implementados em qualquer linguagem que possua bibliotecas para tratamento de imagens. Os passos do procedimento de Moiré inverso para o caso de deslocamentos sob a forma de funções analíticas são:

Passo 1: Criar uma malha suficientemente densa de pares ordenados. Uma malha retangular apresenta bons resultados quando possui um número de nós em torno de  $200 \times 200$ .

Passo 2: Calcular os valores dos deslocamentos  $w_{ij} = w(x_i, y_j)$  em cada par ordenado utilizando as equações analíticas.

Passo 3: Calcular o campo de ordens de franja  $N_{ij} = N(x_i, y_j)$  através da equação (1).

Passo 4: Calcular a fase  $\phi_{ij} = \phi(x_i, y_j)$  utilizando a equação (5).

Passo 5: Atribuir valores para  $p$ ,  $\hat{i}$ ,  $\alpha$ , e  $\beta$  e, em seguida, calcular o campo de intensidade luminosa  $I_{ij} = I(x_i, y_j)$ , utilizando a equação (4).

Passo 6: Plotar os pontos com suas respectivas intensidades luminosas.

É dado, no apêndice, um algoritmo escrito em linguagem *Matlab*<sup>®</sup> 5.1. Este software gera simulações de padrões Shadow Moiré para o caso de uma placa circular simplesmente apoiada por todo o contorno com uma força  $F$  puntual aplicada na direção  $z$  no centro da placa. O programa pode ser executado em qualquer computador *Pentium* com no mínimo 16 Mb de memória RAM que possua o software *Matlab*<sup>®</sup> versão 5.2 instalado.

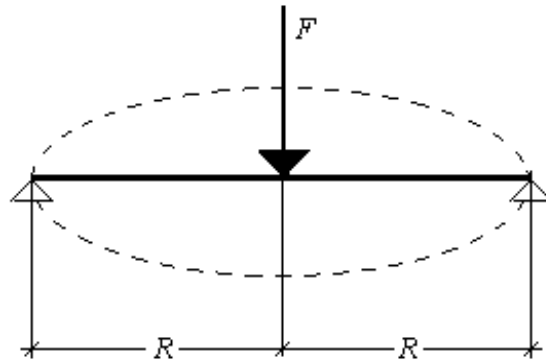
#### 5- APLICAÇÃO

##### 5.1- Disco circular simplesmente apoiado

Foi feita uma aplicação do método de simulação para uma placa circular de raio  $R=250$  mm; espessura  $h=2,5$  mm; cujo material tem módulo de elasticidade  $E=250000$  MPa; coeficiente de Poisson  $\nu=0,3$ ; submetido a uma força puntual de  $F=70$  N aplicada no centro do



disco na direção  $z$ , conforme mostrado na figura 3. O arranjo Shadow Moiré simulado tem um padrão de passo  $p=0,2\text{ mm}$ ; e um ângulo de incidência  $\hat{i}=45^\circ$ . A malha utilizada possui tamanho  $200 \times 200$  pontos.



**Figura 3:** Esquema da forma de carregamento e condições de contorno

As equações que governam o experimento são:

$$w = \frac{FR^2}{16\pi D} \frac{(3+\nu)}{(1+\nu)} (1-\alpha^2) + \frac{FR^2}{8\pi D} \alpha^2 \ln \alpha \quad (6)$$

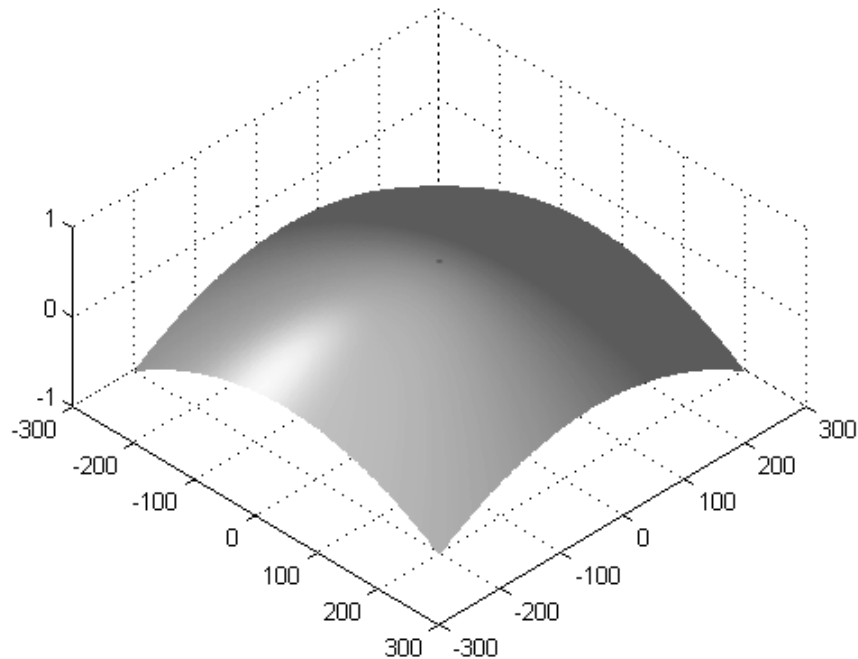
onde

$$\alpha = \frac{r}{R} \quad (7)$$

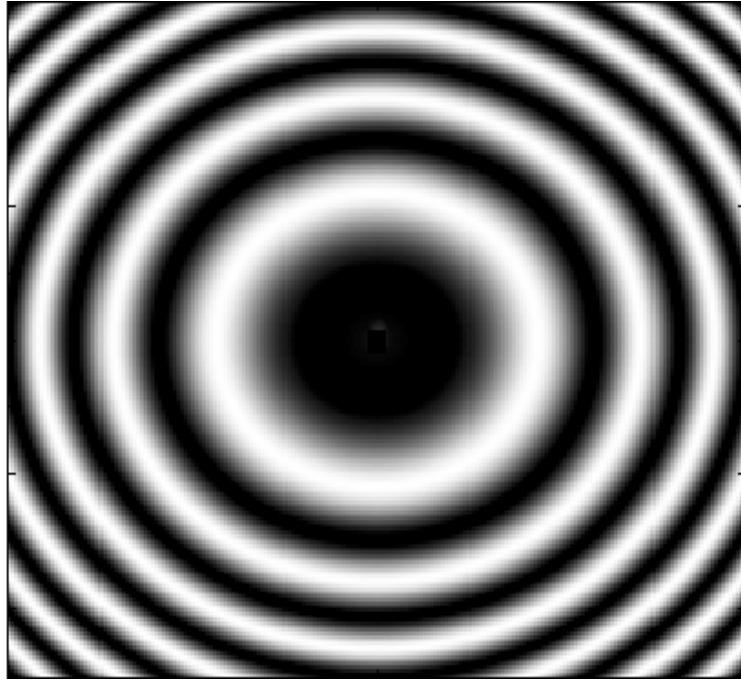
$$e \ D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (8)$$

sendo  $E$  o módulo de elasticidade,  $\nu$  o coeficiente de *Poisson*, e  $r$  a distância da origem ao ponto.

O deslocamento obtido pode ser observado na figura 4. O padrão Shadow Moiré gerado pelo procedimento de Moiré inverso está ilustrado na figura 5.



**Figura 4:** Deslocamento obtido



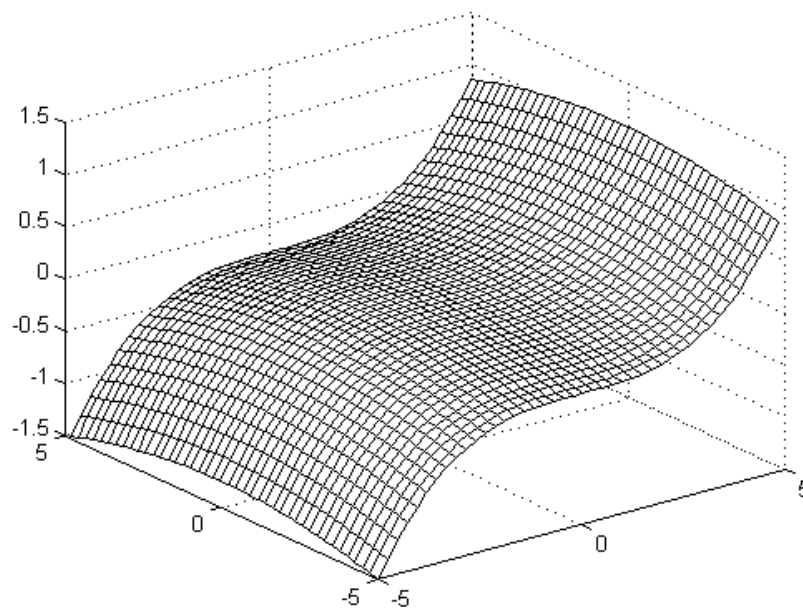
**Figura 5:** Franjas Shadow Moiré geradas pelo processo de Moiré inverso

### 5.2- Simulação de padrões em superfícies matemáticas

Uma aplicação da técnica de Moiré inverso pode ser feita em uma superfície matemática qualquer, para a observação do comportamento das franjas em regiões interessantes, como na superfície de equação:

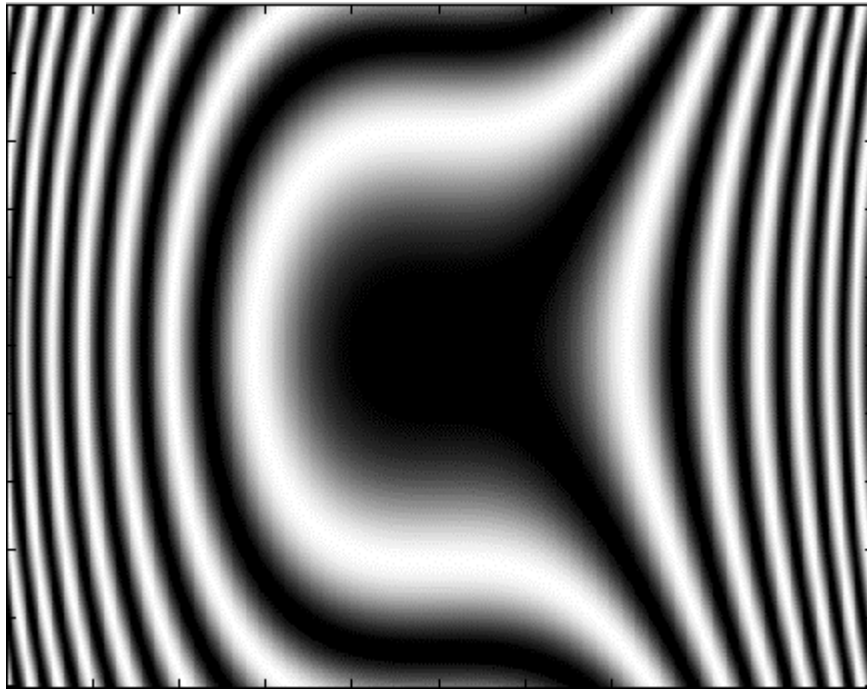
$$z = \frac{x^3 - y^2}{100} \quad (9)$$

com  $-5 \leq x \leq 5$  e  $-5 \leq y \leq 5$ . Essa superfície pode ser visualizada na figura 6.



**Figura 6:** Superfície da equação (9)

Gerou-se uma imagem simulada das franjas. Fez-se o passo  $p = 0,2 \text{ mm}$  e o ângulo de incidência  $\hat{i}=45^\circ$ . A malha utilizada possui tamanho  $200 \times 200$  pontos. O padrão obtido é mostrado na figura 7.



**Figura 7:** Franjas óticas simuladas

## 6- CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentou-se os fundamentos da técnica ótica Shadow Moiré para a determinação de geometria de superfícies, bem como as suas vantagens em relação às técnicas baseadas em interferometria. Apresentou-se o método de obtenção de franjas simuladas, procedimento também chamado de Moiré inverso, seus aspectos computacionais e um algoritmo básico. O método Moiré inverso tem sido utilizado na avaliação da validade de novos métodos de processamento de franjas Shadow Moiré que utilizam processamento digital de imagens, tornando-se ferramenta indispensável para o cálculo de erros computacionais.

## 7- REFERÊNCIAS

- Builtrago, J.; Durelli, A. J.: "On the Interpretation of Shadow Moiré Fringes"; Experimental Mechanics; pp 221-226; Junho; 1978.
- Cloud, Gary L.: "Optical Methods for Engineering Analysis"; 1ª ed.; Cambridge University Press; pp 179-182; New York; 1995.
- Mauvoisin, Gérard; Bremand, Fabrice; Lagarde, Alexis: "Shadow Moiré by Phase Shifting Method, Application to 3D Shape Reconstruction"; ATEM 93; Kanazawa; Japan; 1993.
- Post, Daniel; Han, Bongtae; Ifju, Peter: "High Sensivity Moiré"; 1ª ed.; Springer-Verlag; New York; 1994.

# UMA AVALIAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DOS ESTUDOS DE BRYAN SOBRE O PRINCÍPIO DE ABBÈ

**Benedito Di Giacomo**

**Alessandro Marques**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dr. Carlos Botelho, 1465, CEP:13560-250, São Carlos, SP, Brasil.

E-mail: [amarques@sc.usp.br](mailto:amarques@sc.usp.br)

## **Resumo**

Fabricantes e usuários de Máquinas de Medir à Três Coordenadas têm grande interesse em desenvolver metodologias que permitam determinar e melhorar o desempenho destas máquinas. Este desempenho está relacionado com a capacidade de medição peças com a acuracidade requerida ou desejada. Como todo instrumento de medição, essas máquinas possuem erros que afetam a medição gerando o que convencionalmente se chama erro volumétrico. Atualmente, adota-se por hipótese a independência entre os erros individuais, de uma máquina durante o modelamento, através dos estudos de BRYAN, 1979 que reavaliou e propôs um novo enunciado para o princípio de ABBÈ para a medição de retilinearidade de guias e da análise da geometria estrutural da máquina, verificou-se a dependência entre os erros de retilinearidade e os angulares. Face ao exposto acima é o objetivo deste trabalho é expressar os erros angulares em função dos erros de retilinearidade. Tal formulação permite minimizar o número de calibrações necessárias para o levantamento do erro volumétrico e, conseqüentemente, o tempo de máquina parada requerido para o levantamento de seu comportamento metrológico.

**Palavras-chave:** Máquina de medir a três coordenadas, Erro de retilinearidade, Erro angular e Princípio de Abbè.

## **1. INTRODUÇÃO**

Na competição por maiores parcelas de mercado e com o advento do processo de globalização, as empresas tem procurado cruzar fronteiras com seus produtos. Tais produtos devem ter preços competitivos, promoções de vendas e sobretudo qualidade competitiva em mercados internacionais. Dentre muitos aspectos da qualidade um dos mais importantes é o produto estar de acordo com as especificações técnicas, o que garante a intercambiabilidade e a funcionalidade do mesmo. As especificações técnicas e as normas nacionais e internacionais existem para garantir a precisão durante a fabricação.

As Máquinas de Medir a Três Coordenadas (MM3Cs) neste novo contexto, tornam-se necessárias ao ambiente das indústrias que procuram sistemas de medição flexíveis, rápidos e confiáveis, para a execução do controle dimensional de peças manufaturadas (Sosa Cardoza, 1995).

Entretanto, estas máquinas são instrumentos fundamentalmente mecânicos, e estão sujeitas a erros (Hocken, 1980; Di Giacomo, 1986). Estes erros são inerentes à sua estrutura e nas Máquinas de Medir a Três Coordenadas afetam a qualidade da medição. Os movimentos indesejáveis de cada um dos componentes da máquina são conhecidos como erros geométricos.

Os erros geométricos são divididos em dois grupos, os erros de translação e os erros de rotação de corpo rígido. São considerados erros de translação os erros de posicionamento propriamente dito e de retilineidade, os erros de rotação são os erros conhecidos como *pitch*, *yaw* e *roll*. Se esses erros forem medidos, pode-se, através de um modelo matemático prever o erro total da máquina em todo o seu volume de trabalho (Donmez, 1986; Viera Sato, 1998).

Para determinar o comportamento metrológico de uma máquina é necessário que ela esteja inativa durante o período de calibração. Desta forma, o tempo de calibração requerido é um fator extremamente importante para as indústrias que buscam qualidade competitiva de seus produtos nacional e internacionalmente.

Um outro fator importante que afeta o tempo de máquina parada é o número de calibrações a realizar. Na modelagem das componentes dos erros volumétricos de máquinas adota-se a independência entre os erros de retilineidade e os angulares. Através dos estudos de J.B. BRYAN, 1979 que reavaliou e propôs um novo enunciado para o princípio de ABBÈ e da análise da geometria estrutural da máquina verificou-se a existência de uma dependência entre esse dois erros. Conhecida essa correlação, o número de calibrações necessárias para levantar o comportamento metrológico da máquina pode ser minimizado.

Face ao exposto acima é objetivo deste trabalho é apresentar uma formulação matemática para determinar a correlação entre o erro de retilineidade e o erro angular correspondente.

Para alcançar o objetivo proposto foram calibrados os erros de retilineidade na direção do eixo “X” devido ao movimento do eixo “Y” e o erro angular *yaw* “Y” de uma Máquina de Medir a Três Coordenadas do tipo Ponte Móvel do Laboratório de Metrologia do LAMAFE - USP – São Carlos.

## 2. O PRINCÍPIO DE ABBÈ

O Professor Abbè em 1890 publicou no “Journal for Instrumental Information”, a primeira concepção a respeito do uso de escalas graduadas como sistema de medição de comprimentos e os benefícios obtidos caso estas escalas estivessem alinhadas com o comprimento a ser medido (BRYAN, 1979).

O primeiro e único princípio de projeto de máquinas ferramentas e da metrologia dimensional consiste na concepção de máquinas com o sistemas de medição colineares com os deslocamentos a serem medidos. Neste caso, diz-se que há concordância com o Princípio de Abbè. No entanto, a concepção de tais máquinas é praticamente impossível.

BRYAN, J.B., 1979 reavaliou e propôs um novo enunciado para o princípio de Abbè para situações em que o projeto de máquinas com o sistema de medição do deslocamento alinhado ao eixo de medição não era possível.

BRYAN estendeu o Princípio de Abbè para medição de retilineidade de guias. O Princípio de Bryan, diz o seguinte :

“Um sistema de medição de retilineidade deve estar em linha com o ponto funcional no qual a retilineidade é medida. Se isto não for possível, todas as guias que transferem a medição devem estar livres de movimento angular ou os dados do movimento angular devem ser usados nas compensações dos possíveis desvios.”

Nas Figuras de 1 a 3 pode ser observado o sistema interferométrico laser, fazendo a medição do erro de retilineidade e um nível eletrônico medindo o erro angular, e ainda, a

ilustração de alguns dos movimentos que podem ocorrer nas guias, mostrado em exagero para um melhor entendimento.

A Figura 1 mostra o movimento ao longo de uma guia que tem um desenho senoidal. A distância entre os dois pontos de contato do carro na guia, tem um espaçamento igual ao número inteiro de comprimentos de onda.

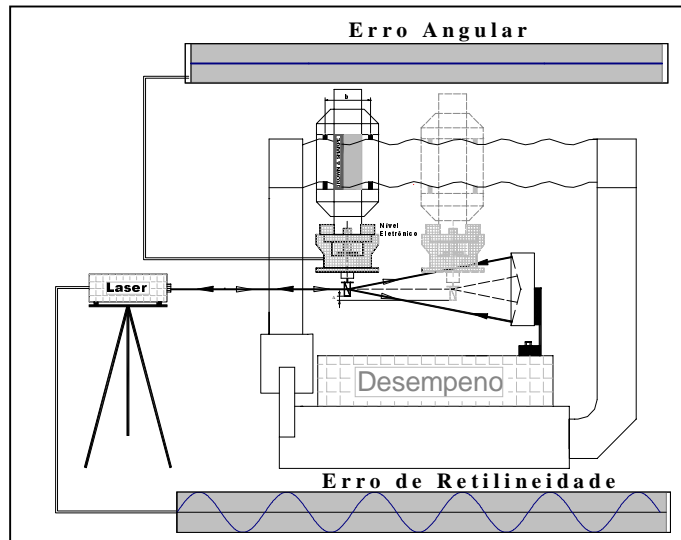


Figura 1 – Erro de retilidade e angular de uma guia ondulada e distâncias dos mancais “b” igual a um comprimento de onda.

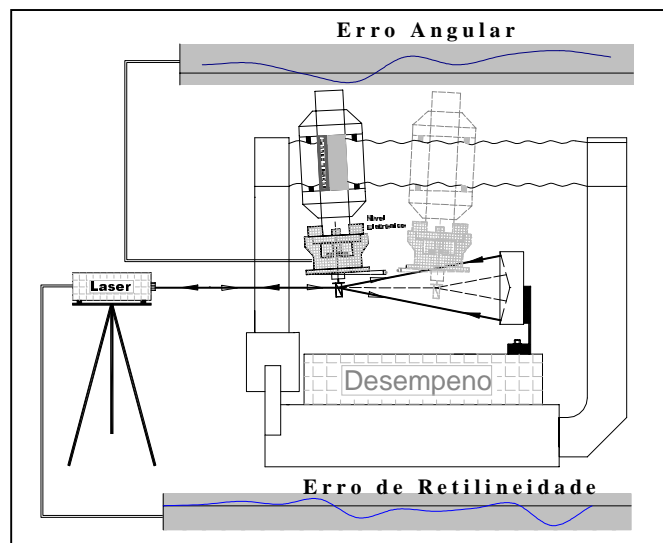


Figura 2 – Erro de retilidade e angular de uma guia em forma senoidal e distâncias dos mancais **b** igual a metade de um comprimento de onda

Pode-se afirmar que o movimento do carro é livre do movimento angular, mas não é retilíneo, ou seja, o erro de retilidade é o movimento sentido pelo Sistema Interferométrico Laser e o erro angular é zero pois não há nenhuma inclinação do carro em relação ao eixo de movimentação, o carro sempre permanece paralelo a este eixo. Isto mostra que se o erro de retilidade e a distância entre os pontos de contato forem conhecidos o erro angular, pode ser facilmente determinado. Neste caso particular é nulo. (BRYAN, 1979).

Na Figura 2 pode-se observar movimentos angulares sofridos pelo carro e o erro de retilidade. Este caso é o mais geral e o mais provável.

A Figura 3 mostra a guia em um movimento angular uniforme, ou seja, uma guia circular de raio  $R$ . O carro se movimenta e o sistema interferométrico laser mostra o erro de retilidade de grandeza igual a  $S$  de uma das cordas do círculo de raio  $R$ . Esta corda deve ser pelo menos 10 vezes menor que o raio para que o método seja utilizado.

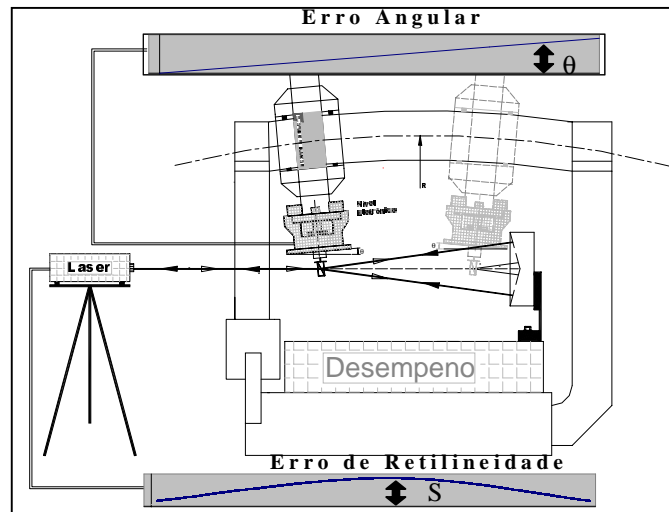


Figura 3 – Erro de retilidade e angular de uma guia em forma circular e distâncias dos mancais “b” conhecida

O erro de retilidade mostrado pode ser visualizado como um arco de circunferência, pode-se então dizer que o ângulo formado pelo carro ao longo do deslocamento é um ângulo constante. Para que o erro angular seja determinado deve-se calcular o primeiro ângulo  $\theta_0$  e considera-lo como referência e a cada novo  $\theta_i$  calculado deve-se subtrair o  $\theta_0$  de referência e somá-lo ao  $\theta_i$  anterior. Obtém-se assim o que foi mostrado no gráfico da Figura 3, sendo o erro angular uma reta cuja inclinação é  $\theta$ .

### 3. EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO

Para melhor compreensão do equacionamento matemático a ser proposto, considere como exemplo, o gráfico da Figura 4 como sendo o resultado da calibração obtido a partir dos dados coletados durante a calibração de um erro de retilidade com o carro movendo-se ao longo do eixo “X”. Na Figura 4, pode-se observar o erro de retilidade no sentido de ida e no sentido de volta, ainda os desvios padrões do sentido de ida. Os desvios padrões para o sentido de volta não estão apresentados para evitar a presença de muitas curvas, que podem dificultar a interpretação dos resultados.

A formulação para o cálculo do erro angular a partir do erro de retilidade será realizada para os dados do erro no sentido de ida, apresentado agora de maneira individual na Figura 5.

Seja também,  $b$  a distância conhecida entre os mancais da máquina. Com esses dados, pode-se escrever a diferença  $f_2$  sendo as distâncias entre mancais e entre os pontos de apoio na guia. A equação (2), onde  $(x_0, y_0)$  são as coordenadas do ponto  $P_0$  pertencente a  $f(x)$  que se encontra a uma distância  $b$  do ponto  $P_0$ .

$$f_1 = y - f(x) \tag{1}$$

$$f_2 = b - \sqrt{(x'_0 - x_0)^2 + (y'_0 - y_0)^2} \tag{2}$$

Na Figura 5 pode ser observado um carro sobre uma curva ajustada do erro de retilidade.

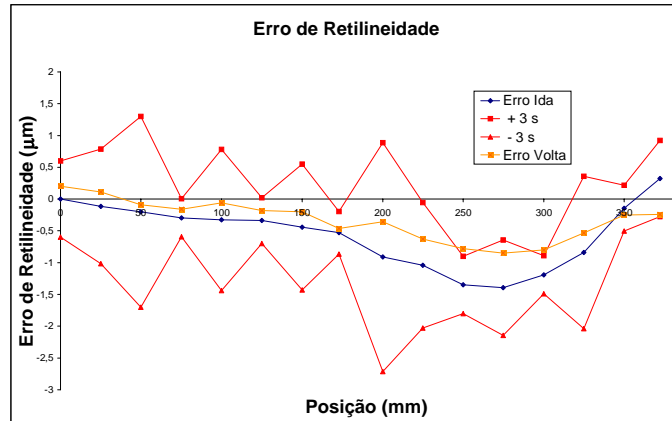


Figura 4 – Curva de um erro de retilidade

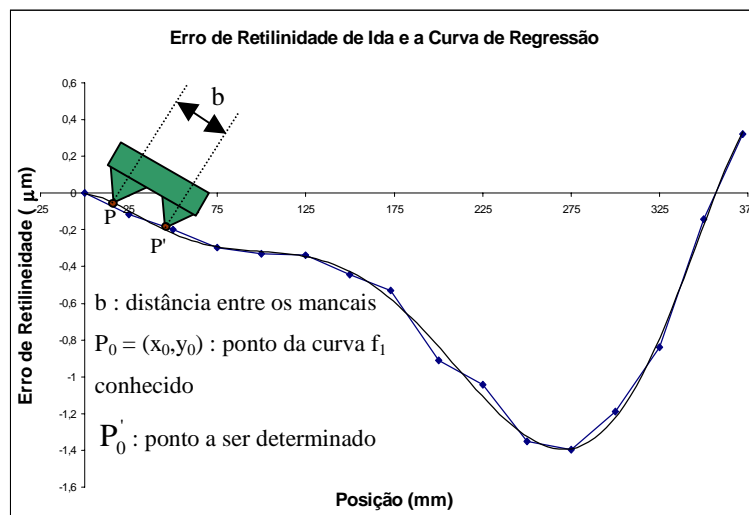


Figura 5 – Erro de retilidade e curva de ajuste de erro, no sentido de ida e representação do carro sobre a curva

Desta forma, as coordenadas do ponto  $P'_0$  são obtidas aplicando o Método de Newton para sistemas não lineares, sistema (3). Um programa computacional foi preparado para executar o método.

$$\begin{cases} f_1(x_0, y_0) = 0 \\ f_2(x_0, y_0) = 0 \end{cases} \tag{3}$$

Conhecidos os pontos  $P_0$  e  $P'_0$ , determina-se a reta que representa a posição e a inclinação do carro no momento que se encontra na posição inicial,  $P_0$ . Através da equação (4) é possível então determinar a tangente do ângulo formado pelo carro com relação ao eixo de movimento



da máquina. Tal coeficiente é muito pequeno e portanto pode-se considerar que a  $\text{tg}\theta$  é igual ao valor do ângulo  $\theta$ .

$$m = \text{tg}\theta = \frac{y_0' - y_0}{x_0' - x_0} = \theta_M = \theta_r \quad (4)$$

Calculado o primeiro ângulo  $\theta$ , denominado  $\theta_r$ , e considerado o ângulo de referência para os cálculos. Pode-se utilizando o mesmo procedimento determinar os ângulos  $\theta_{Mi}$  para os  $n$  pontos  $P_i$ , coletados durante a calibração do erro de retilidade.

A Figura 6 mostra o carro em duas posições distintas: a primeira na posição de referência e, a segunda, em uma posição qualquer ao longo do eixo de medição.

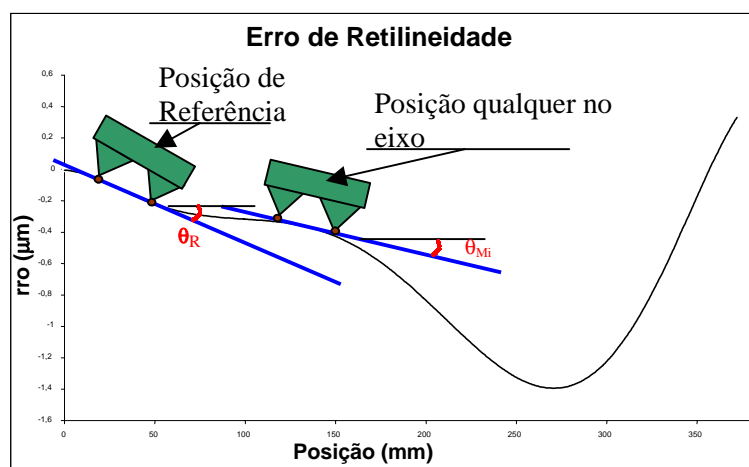


Figura 6 – Esquema para encontrar o erro angular

O erro angular obtido a partir da curva de retilidade é dado pela equação (5), onde:  $n$  é o número de pontos avaliados durante a calibração do erro de retilidade,  $\theta_{Mi}$  ( $i = 1, \dots, n$ ) é o ângulo  $\theta$  calculado no ponto  $P_i$ ,  $\theta_r$  ( $i = 1, \dots, n$ ) é o erro angular calculado no ponto  $P_i$ .

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \theta_r - \theta_r \\ \theta_2 &= \theta_1 + (\theta_{M2} - \theta_r) \\ &\dots \\ \theta_n &= \theta_{n-1} + (\theta_{Mn} - \theta_r) \end{aligned} \quad (5)$$

#### 4. CALIBRAÇÃO DO ERRO DE RETILIDADE NA DIREÇÃO “X” DEVIDO AO MOVIMENTO “Y” E O ERRO ANGULAR YAW “Y”

A calibração do erro de retilidade na direção “X” ao longo do eixo “Y” e do erro angular yaw “Y” foi executada utilizando-se um interferômetro laser. Para a realização das medições observou-se: o alinhamento do sistema laser acima de 90%, tempo de equilíbrio térmico do conjunto de  $12 \pm 0,5$  horas, as condições do meio ambiente permaneceram em  $20 \pm 1^\circ \text{C}$ , umidade relativa do ar em  $40 \pm 10\%$  e pressão atmosférica em  $693 \pm 3 \text{ mmHg}$  (Marques, 1999).

A calibração, de cada erro, foi efetuada passo a passo, sendo o erro coletado a cada 25 mm no eixo “Y” de medição. Foram realizados 5 (cinco) ciclos de medição, sendo cinco

trajetos no sentido de ida e cinco trajetos no sentido de volta. Para determinar a interferência dos erros de folga e histerese, antes da inversão do sentido de deslocamento, foi realizado o que na literatura é conhecido como “correção de *backlash*”, isto é, avança-se com o carro pouco além da última posição de leitura no sentido da medição e retorna-se a ela novamente iniciando a leitura no sentido contrário (French & Humphries, 1967).

#### 4.1 Erro de retilidade na direção “X” devido ao movimento ao longo do eixo “Y”

Foi utilizado para a medição do erro de retilidade o Sistema Interferométrico Laser, o qual contém um “Prisma de Wollaston”, que é fixado na parte móvel da máquina entre o canhão laser e os espelhos refletores que estão fixos à mesa da máquina.

Os valores indicados pelo mostrador do laser não correspondem aos valores reais do erro de retilidade. Tais valores tem neles incluídos o desalinhamento entre o feixe de luz laser e a direção de movimentação. Através do método dos mínimos quadrados, ajusta-se uma curva, que é denominada como equação do desalinhamento. Assim, o erro de retilidade é calculado utilizando a equação dada em (6).

$$\text{Erro de Retilidade} = \left( \text{valor encontrado através da} \right) - \left( \text{Valor indicado} \right) \quad (6)$$

$$\text{equação do desalinhamento} \quad \left( \text{na instrumentação} \right)$$

#### 4.2 Calibração do erro de yaw do eixo “Y”

O erro de rotação em torno do eixo “Z” devido ao movimento ao longo do eixo “Y”, *yaw* “Y”, foi medido na mesma posição de calibração do erro de retilidade. A calibração foi efetuada posicionando o carro “Y” no intervalo de 0 mm a 350 mm para *yaw* “Y”.

### 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

O erro de retilidade na direção “X” devido ao movimento em “Y”, foi medido utilizando o interferômetro laser, coletado no eixo Y no intervalo de 25mm a 375mm. O gráfico da Figura 7 mostra o comportamento deste erro, onde as parcelas devido ao desalinhamento foram eliminadas. Este gráfico apresenta nas abscissas as posições do carro de movimentação Y, em milímetros (mm), onde os valores dos erros foram lidos. Na ordenada estão os valores dos erros, em micrometro ( $\mu\text{m}$ ), para os sentidos de ida e de volta e os desvios padrões do sentido de ida.

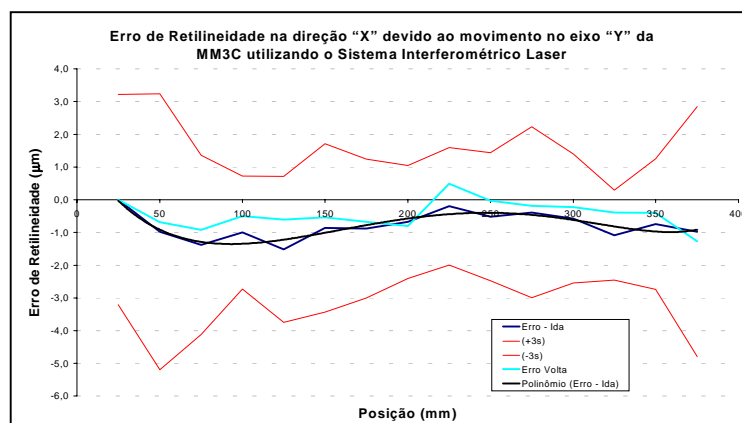


Figura 7 – Erro de retilidade em “X” devido ao movimento no eixo “Y”

Analisando o gráfico da Figura 7 se pode observar que os erros médios de retilidade no sentido de ida e de volta são extremamente pequenos. O erro aleatório comparado com os valores médios é relativamente grande. A curva ajustada ao conjunto de dados para o sentido de ida, também pode ser visualizada neste gráfico. Esta curva, obtida a partir da análise de regressão, apresenta um coeficiente de correlação de 85 %, e pode ser considerada adequada devido a amplitude do erro de retilidade ser muito pequena.

A expressão obtida, através da análise de regressão, é dada na equação (7).

$$\delta x(y) = 2 \cdot 10^{-14} * x^6 - 3 \cdot 10^{-11} * x^5 + 10^{-8} * x^4 - 5 \cdot 10^{-6} * x^3 + 0,0009 * x^2 - 0,0867 * x + 1,6317 \quad (7)$$

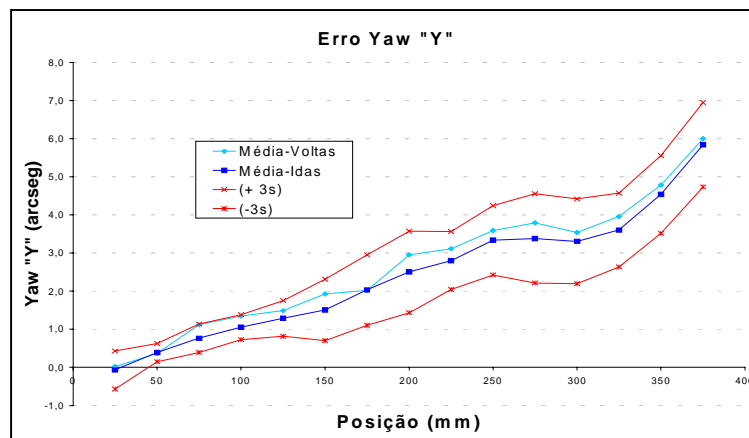


Figura 8 – Erro yaw do eixo “Y”

O gráfico da Figura 8 apresenta o comportamento do erro yaw “Y” da MM3C. Analisando esse gráfico pode-se notar que os valores dos erros são pequenos para os dois sentidos de medição.

A histerese também é pequena alcançando um valor máximo de aproximadamente 2 arcsegundos. Além disso, a curva que representa o comportamento do erro no sentido de volta está contida entre as curvas que representam os erros aleatórios de ida. Desta forma, o comportamento do erro yaw do eixo “Y” pode ser descrito a partir do comportamento do erro em um dos sentidos de medição.

O erro angular yaw “Y” foi calculado utilizando os valores obtidos a partir da calibração do erro de retilidade do eixo “Y” na direção “X”.

Para utilizar o método proposto é necessário analisar a guia “Y” da MM3C e a posição dos mancais aerostáticos. Foi observado que quando a régua móvel está na posição 0, o primeiro mancal está na posição -150 mm, isto é, até que este mancal não alcance a posição 0 não é possível utilizar o método, pois não se conhece os valores do erro de retilidade nos dois pontos de contato dos mancais na guia.

Se executados todos os passos da formulação matemática anteriormente descritos, obtém-se a curva que representa o erro angular yaw “Y”, calculado.

O gráfico da Figura 9 apresenta duas curvas de erros de yaw “Y”. Uma é a curva obtida através do método proposto. A curva foi zerada no primeiro ponto calculado, isto é, o ponto 150 mm. A outra é a curva obtida a partir da calibração do erro, ou seja, a curva de ida mostrada na Figura 8. Como pode ser visualizado, na Figura 9, as duas curvas tem a mesma

tendência e são extremamente parecidas, mostrando que é possível calcular com acuracidade o erro angular *yaw* “Y” a partir do erro de retilidade.

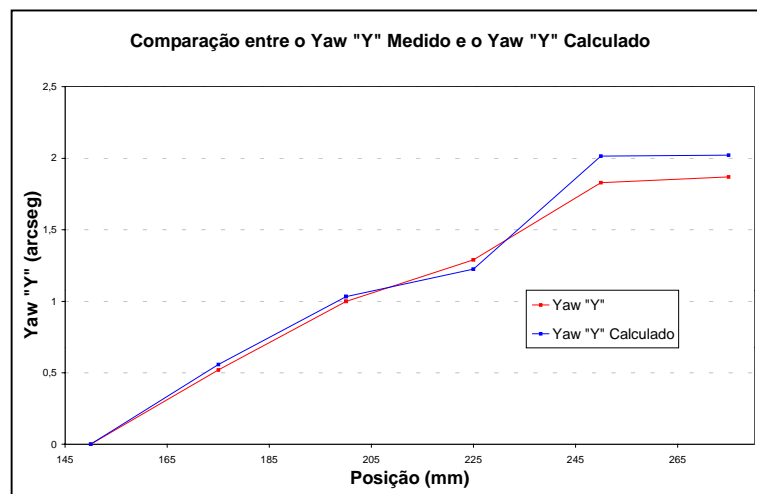


Figura 9 – Comparação dos resultados obtidos através da calibração do erro angular *yaw* “Y” e do calculado através do método proposto

## 6. CONCLUSÕES

Neste artigo foi apresentada uma formulação matemática para determinar a correlação existente entre os erros de retilidade e os erros angulares.

Para concretização da metodologia proposta, foi necessário, construir as curvas dos erros de retilidade, estudar a estrutura da máquina, desenvolver programas computacionais para a execução de algoritmos e utilizar ferramentas estatísticas para a análise dos erros.

A calibração dos erros de retilidade, da MM3C do Tipo Ponte Móvel, foi realizada com o Sistema Interferométrico Laser. O estudo da estrutura da máquina serviu para localização e análise dos mancais aerostáticos, verificando a distância entre eles e seu comportamento sobre as guias.

Os resultados obtidos através da formulação proposta foram comparados com os levantados durante a calibração do erro angular *yaw* “Y”, apresentando uma correlação média de 94,7%. Mostrando assim, que é viável utilizar a formulação matemática apresentada.

A equação de correlação entre o erro de retilidade encontrado durante a calibração e o polinômio ajustado para esse erro, pode ser considerada adequada devido à dimensão do erro de retilidade ser extremamente pequena, onde este coeficiente foi de 85%.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BRYAN, J.B. (1979) “The Abbè principle revisited: an updated interpretation”. Precision Engineering, vol.1, No 1, Jul.: 129-132.
- DI GIACOMO, B. (1986). “Computer aided calibration and hybrid compensation of geometric errors in coordinate measuring machines”. MANCHESTER. 418p. PhD Thesis - THE VICTORIA UNIVERSITY OF MANCHESTER.
- DONMEZ, M. A. et al. (1986). “A general methodology for machine tool accuracy enhancement by error compensation”. Precision Engineering, v.8 n.4 p.187-196

- EVANS, C.J.; HOCKEN, R.J.; ESTLER, W.T. (1996) “Self-Calibration: reversal, redundancy, error separation, and “absolute testing””, CIRP Annals, Vol 45/2.
- FRENCH, D. & HUMPHRIES, S. H.. (1967) “Compensation for the backlash and alignment errors in a numerically controlled machine tool by a digital computer programme”. Proceedings of 8th MTDR Conference, p. 707-726.
- HOCKEN,R.J. & MACHINE TOOL TASK FORCE (1980). “Machine tool accuracy. Technology of Machine Tools”, vol. 5, Oct.
- MARQUES, A. (1999). “A correlação entre os erros de retilidade e angulares nas Máquina de Medir a Três Coordenadas”. São Carlos. 131p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos – USP.
- SOSA CARDOZA, J.A. (1995). “Máquinas virtuais de medir a três coordenadas”. São Carlos. 209p. Tese (Doutorado) - EESC – USP.
- VIERA SATO, D. P. (1998). “Uma contribuição ao modelo de sintetização de erros em máquinas ferramentas”. São Carlos. 200p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

# **SISTEMA DE GERENCIAMENTO DE INFORMAÇÕES PARA LABORATÓRIO DE METROLOGIA**

**Alysson Andrade Amorim**

**Luiz Soares Júnior**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60455-760, Fortaleza, CE, Brasil. E-mail: lsj@dem.ufc.br

## **Resumo**

A opção por um sistema informatizado para gerenciar informações em laboratório de metrologia é de fundamental importância frente ao cenário de competitividade que ora se forma entre os laboratórios prestadores de serviços metrológicos. A adoção de um sistema informatizado promove um substancial aumento na agilidade e confiabilidade no processamento de informações. Este artigo apresenta a estrutura geral de um sistema informatizado para gerenciar informações no Laboratório de Metrologia da Universidade Federal de Ceará. O sistema está sendo desenvolvido totalmente com o aplicativo Excel® e rotinas específicas em Visual Basic®. São apresentados alguns resultados parciais de uma avaliação prévia do sistema, indicando ser este uma alternativa confiável. Adicionalmente, o desenvolvimento do sistema é uma excelente oportunidade para alunos da Engenharia sedimentarem conceitos sobre Metrologia e Sistemas da Qualidade.

**Palavras-chaves:** Metrologia, Qualidade, Automação de dados

## **1. INTRODUÇÃO**

A crescente competição a nível internacional tem forçado as empresas em todo mundo a redefinirem seus conceitos sobre qualidade e redução de custos. Nessa nova ordem, com um mercado não mais protegido, como em passado recente, privilegia-se quem tem eficiência e competitividade. Desse modo, verifica-se que as empresas brasileiras têm adotado uma série de ações estratégicas de ajuste a este ambiente mais aberto e competitivo.

Pode-se destacar, entre essas ações, a disseminação de programas de garantia da qualidade, onde os baseados nas normas da série ISO 9000, os mais difundidos mundialmente, exigem, usualmente, um sistema metrológico formalmente implementado para garantir confiabilidade nas decisões baseadas em resultados de medições.

Nesse contexto, os laboratórios prestadores de serviços metrológicos, que geralmente dão suporte aos sistemas metrológicos das empresas, estão cada vez mais obrigados a implantarem seus sistemas da qualidade. Estes sistemas da qualidade são normalmente baseados no documento ABNT ISO/IEC GUIA 25 (ABNT, 1993) que estabelece requisitos técnicos e gerenciais que o laboratório deve seguir para demonstrar formalmente sua competência técnica. A implantação desses requisitos gera uma grande quantidade de documentos e informações (Fischer, 1997).

Considerando que o laboratório necessita gerar retorno financeiro para sua manutenção e investimentos, uma das ações necessárias atualmente é a substituição dos controles manuais por sistemas informatizados para gerenciar informações. A aplicação de tecnologias de

informação promove uma expressiva agilidade no processamento de dados, com menor possibilidade de erro.

O uso de sistemas informatizados comerciais aplicados à Gestão da Qualidade já é uma realidade a alguns anos, visto a quantidade de *softwares* disponíveis no mercado. Pode-se citar como exemplos, o CELERINA (CELERINA, 2000), o MOL - Metrologia On-Line (M.O.L., 2000) e mais recentemente o AUTOLAB (AutoLab, 2000).

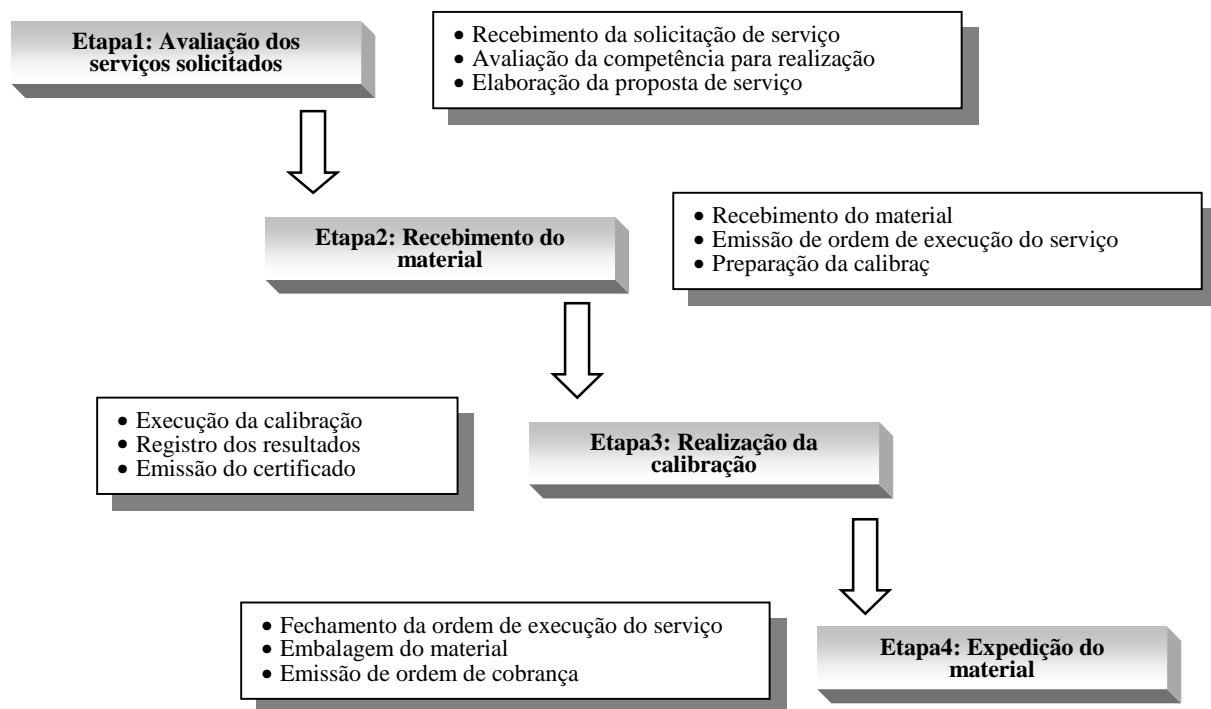
A despeito dessa diversidade de *softwares* disponíveis, constatou-se que a grande maioria não segue os principais documentos de referência para laboratórios de calibração e ensaio, dentre eles o VIM (INMETRO, 1995), ISO GUM (BIPM., *et al.*, 1998) e ISO Guia 25 (ABNT, 1993). Além disso estes *softwares* possuem um custo relativamente elevado.

Diante de tal realidade, decidiu-se desenvolver um sistema próprio que atendesse as necessidades específicas do Laboratório de Metrologia da UFC. O sistema de gerenciamento de informações para laboratório de metrologia proposto neste trabalho, visa auxiliar na diminuição dos prazos e custos das calibrações, sem comprometer a qualidade dos resultados de medição.

## 2. ESTUDO PRELIMINAR

### 2.1 Rotina de um laboratório de Metrologia

De uma forma geral a rotina básica de um laboratório de metrologia (calibração ou ensaio) consiste de quatro etapas distintas conforme apresentadas na Figura 1 (Fischer, 1997).



**Figura 1** – Etapas da rotina básica de um laboratório de calibração

No LAMETRO, Laboratório de Metrologia da Universidade Federal do Ceará - UFC e Fundação Núcleo de Tecnologia Industrial do Ceará – NUTEC, as etapas mostradas na Figura 1 estão presentes. No entanto, devido a diversidade de serviços distribuídos nas três áreas de atuação do laboratório - dimensional, força e pressão – essa rotina torna-se mais complexa.

Adicionalmente, o LAMETRO está em fase de credenciamento junto ao INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial) passando atualmente por uma reestruturação interna para implantação de seu sistema da qualidade segundo o documento ABNT ISO/IEC GUIA 25 (ABNT, 1993). Esse processo tem gerado um aumento significativo do fluxo de informações e registro das mesmas.

## 2.2. Documentos de referência

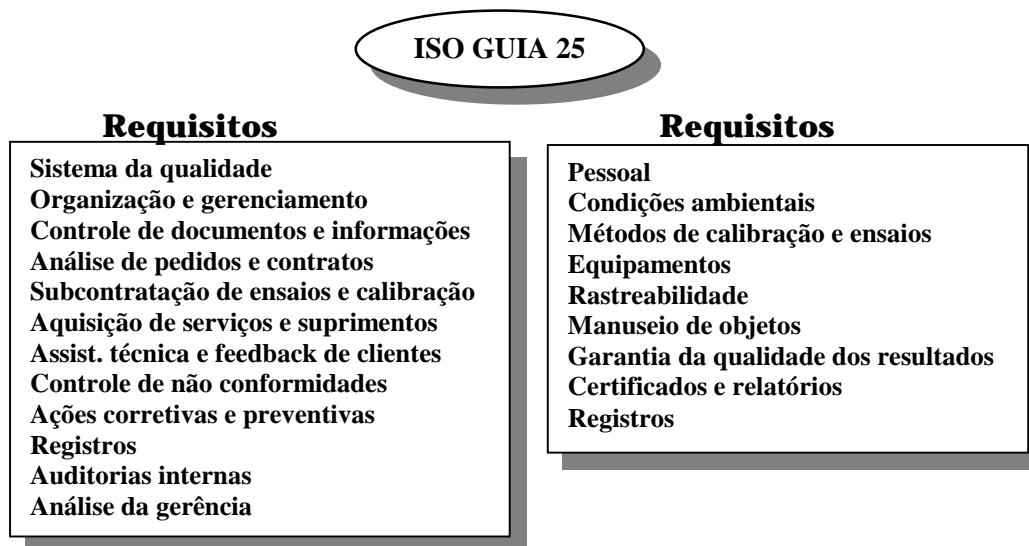
Ao contrário do que foi constatado em alguns *softwares* disponíveis no mercado, o sistema proposto neste trabalho contempla os principais documentos da ISO que relacionam metrologia e garantia da qualidade. Portanto, realizou-se um estudo preliminar dos seguintes documentos:

Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia (INMETRO, 1995) - versão brasileira do "*International Vocabulary of Basic and General Terms in Metrology*". Este documento trata dos conceitos e termos empregados na metrologia. Passou a ser adotado como terminologia oficial brasileira através da portaria 029/95 do INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial). Tal vocabulário é também conhecido por VIM – Vocabulário Internacional de Metrologia.

ABNT ISO/IEC Guia 25 (ABNT, 1993) - é o principal documento de referência para sistema da qualidade de laboratório de calibração e/ou ensaio. Este documento estabelece os requisitos gerais para capacitação laboratorial, auxiliando na organização dos elementos essenciais de gestão da qualidade e de competência técnica. É o documento utilizado pelo INMETRO para avaliar a competência técnica dos laboratórios de almejam credenciamento.

A forma como estão apresentados os tópicos nesse documento, contribuiu para a estruturação e desenvolvimento do sistema de gerenciamento de informações proposto neste trabalho.

A Figura 2 apresenta os requisitos para implantação de sistema da qualidade para laboratório de calibração e/ou ensaio.



**Figura 2** - Requisitos mínimos exigidos para credenciamento junto ao INMETRO

Guia para expressão da incerteza de medição (BIPM, et al., 1998) - Versão brasileira do ISO GUM(*Guide to the expression of Uncertainty in Measurement*), que traz a metodologia oficial para avaliação e expressão da incerteza do processo de medição na calibração. Verifica-se a importância atual deste documento devido sua exigência pelo



INMETRO (INMETRO, 1995) como um dos documentos de referência na implantação de sistemas da qualidade para laboratórios credenciados.

O acompanhamento na elaboração das planilhas está sendo feito por pessoal qualificado e experiente na área, juntamente com técnicos envolvidos nos serviços de calibração. O bolsista envolvido diretamente na elaboração das planilhas participou de cursos sobre o processo de credenciamento de laboratórios, procedimentos de calibração, avaliação de incertezas de medição entre outros.

Todas as planilhas emitidas estão adequadas ao Sistema da Qualidade em implantação no LAMETRO.

### 3. SISTEMA DE GERENCIAMENTO DE INFORMAÇÕES

O sistema está sendo desenvolvido totalmente com o aplicativo Microsoft Excel®. Justifica-se a escolha desse aplicativo devido algumas vantagens (Hallberg, 1994):

- Software popular, de baixo custo e de fácil operação;
- Compatibilidade com outros aplicativos comuns como "word", "access";
- Alto grau de formatação das planilhas;
- Opções de acessibilidade, senhas e travamento de células;
- Grande variedade de funções matemáticas e estatísticas;
- Alto grau de automatização de ações rotineiras (Generini, 1997);
- Possibilidade de formatações complexas.

A estrutura do sistema baseia-se no gerenciamento de 'arquivos modelo', que são planilhas previamente formatadas, vinculadas a um arquivo de planilha que funciona como banco de dados. Esse gerenciamento é possível devido ao desenvolvimento de uma estrutura lógica capaz de intercambiar arquivos de planilhas com endereços eletrônicos pré determinados, realizando o transporte de dados entre elas e automatizando ações rotineiras, de maneira fácil e segura. O sistema de gerenciamento de informações é composto por três bases. A Figura 3, mostra o relacionamento entre as bases, relativo ao fluxo de informações:

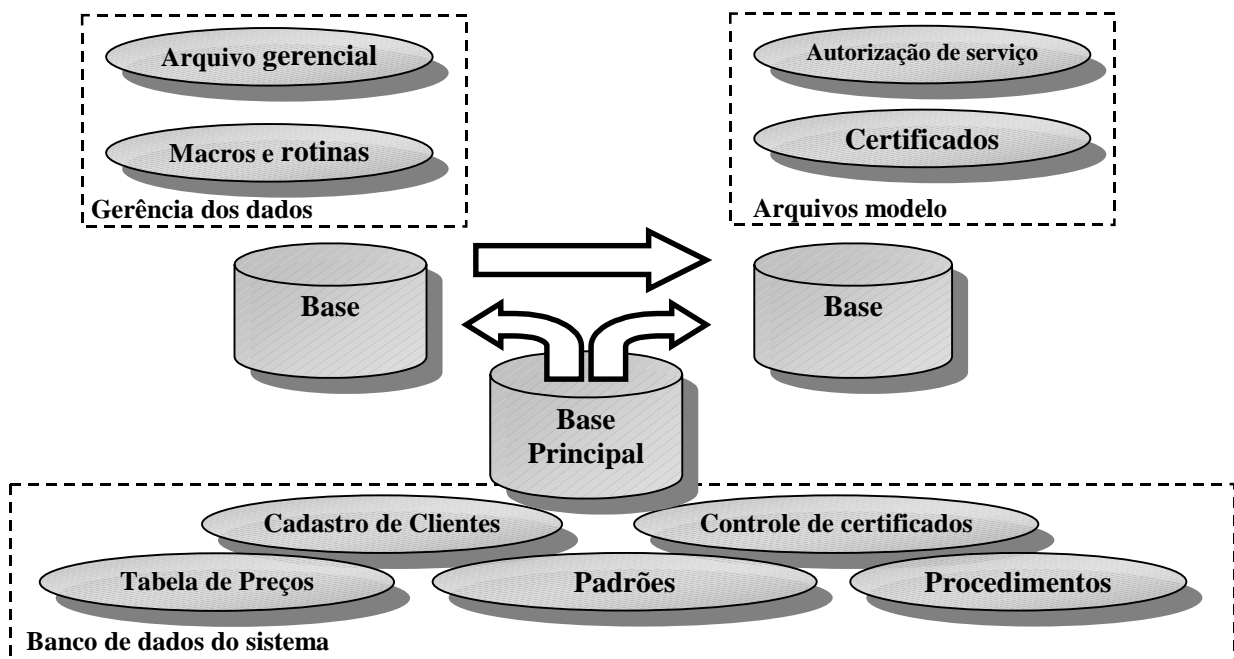


Figura 3 - Estrutura básica do sistema

A seguir apresenta-se o que já foi desenvolvido do sistema, detalhando cada uma das bases evidenciadas na Figura 3.

### 3.1 Base Principal

Responsável pelo armazenamento de dados que são exportados para as demais bases para posterior processamento. Os dados das planilhas da base principal são organizados por registros, controlados por índices, que facilitam o acesso aos dados.

Cadastro de clientes – o laboratório mantém atualizado os registros das instituições que solicitam serviços de calibração. Esses registros possibilitam a diminuição do tempo na identificação dos clientes, no ato da contratação do serviço;

Tabela de preços – esta planilha compõe os preços dos serviços metrológicos oferecidos pelo laboratório, agilizando a emissão de orçamentos e contratações de serviços;

Controle de certificados – a emissão de certificados do laboratório obedece a uma ordem numérica sequencial que deve ser controlada para eventuais auditorias. O estabelecimento automático e sequencial possibilita a eliminação total de números de certificados duplicados;

Funcionários – o laboratório mantém registro do pessoal administrativo e técnico que compõem o quadro funcional. Para os técnicos, são registradas suas qualificações profissionais e habilidades pessoais para execução das calibrações;

Cadastro de equipamentos/padrões – este arquivo contém todos os equipamentos e padrões de medição em uso no laboratório, facilitando o controle dos prazos de calibração dos padrões e suas avaliações periódicas. Requisitos como a rastreabilidade são evidenciados através deste cadastro, contemplando o documento ABNT ISO/IEC GUIA 25.

Procedimentos – segundo o documento ABNT ISO/IEC GUIA 25, o laboratório deve ter registrado todos os procedimentos aprovados para uso nas calibrações. Este arquivo consta, por enquanto, somente com a relação nominal dos procedimentos.

### 3.2 Base gerencial



Figura 4 - Tela principal do sistema ( Base Gerencial)

Esta base é responsável pelo gerenciamento dos “arquivos modelo”. Ela contém uma interface amigável com o operador, através de objetos, tais como formulários, botões, listas com barra de rolagem, entre outros, de modo que se obtém maximização da produtividade das operações rotineiras. Toda a automatização e utilização dos objetos descritos torna-se possível com a utilização de programação em Visual Basic® para Excel®.

### 3.3 Base Operacional

Composta por “arquivos modelo”, esta base é responsável pela formatação e processamento dos dados brutos obtidos por entrada manual ou importados da Base Principal. Após o processamento dos dados obtém-se documentos formais do laboratório, tais como Autorização de Serviços(A.S.), Orçamentos de Serviços, Fax, Recibos e Certificados de Calibração.

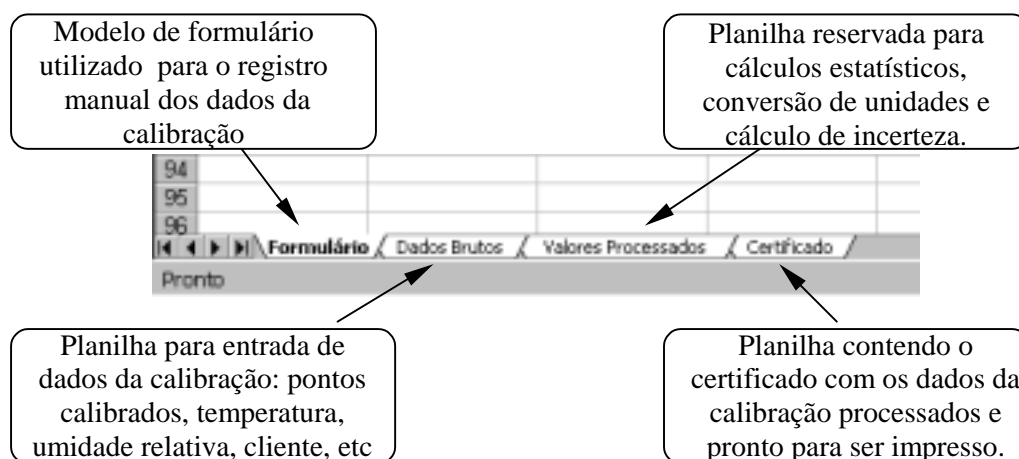
Os “arquivos modelo” são arquivos com planilhas previamente formatadas, vinculadas à Base Principal e controladas pela Base Gerencial.

São algumas de suas características:

- Encontram-se protegidos por senhas, restrita ao gerente técnico do LAMETRO;
- Todas as células são travadas, exceto aquelas destinadas à entrada de dados;
- Contém um grau de formatação bastante elevado reduzindo ações repetitivas e eliminando possíveis erros de digitação do operador;
- São responsáveis pelos cálculos estatísticos e matemáticos do sistema.

Para cada instrumento da relação de serviços do LAMETRO (Laboratório de Metrologia da UFC) existe um “arquivo modelo” específico para processamento de dados e emissão de certificado de calibração. Os certificados emitidos pelo sistema proposto neste trabalho, contemplam todos os requisitos exigidos pelos documentos ABNT ISO/IEC GUIA 25 e pelo “Procedimento para elaboração dos certificados emitidos pelos laboratórios da Rede Brasileira de Calibração - RBC” (DIRCA, 1997).

A Figura 5 apresenta as planilhas contidas nos "arquivos modelo" para emissão de certificados de calibração.



**Figura 5 -** Estrutura básica do arquivo modelo de certificado de calibração

Para o cálculo da incerteza do processo de calibração são consideradas as fontes de incertezas que possam afetar significativamente os resultados das medições, tais como dispersão das indicações, resolução do mensurando, incerteza do padrão, desvios da temperatura de referência, entre outras.

Um exemplo típico de planilha de cálculo de incerteza, segundo o ISO GUM (BIPM, *et al.*, 1998), é mostrado na Tabela 1.

**Tabela 1.** Tabela para cálculo de incerteza do processo de calibração

LAMETRO - ÁREA DIMENSIONAL											
CALIBRAÇÃO DE MICRÔMETRO - 0 a 25 mm											
PLANILHA DE CÁLCULOS - INCERTEZA DE MEDIÇÃO SEGUNDO O ISO-GUM											
	0,00	2,50	5,10	7,70	10,30	12,90	15,00	17,60	20,20	22,80	25,00
<b>FONTES DE INCERTEZAS</b>											
Dispersão da indicações	0,000000	0,001764	0,001764	0,000667	0,000667	0,000000	0,000667	0,001155	0,000667	0,000667	0,000667
Resolução adotada no mensurando	0,002887	0,002887	0,002887	0,002887	0,002887	0,002887	0,002887	0,002887	0,000000	0,000000	0,000000
Incerteza do paralelo ótico	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100	0,000100
Diferença temp. padrão/mensurando	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166	0,000166
Incerteza do padrão de medição	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150	0,000150
<b>INCERTEZA PADRÃO COMBINADA (mm)</b>	<b>0,00289713</b>	<b>0,00339183</b>	<b>0,00339183</b>	<b>0,00297285</b>	<b>0,00297285</b>	<b>0,00289713</b>	<b>0,00297285</b>	<b>0,00311877</b>	<b>0,00071028</b>	<b>0,00071028</b>	<b>0,00071028</b>
<b>GRAUS DE LIBERDADE EFETIVOS</b>	Infinito	68	68	1977	1977	Infinito	1977	266	6	6	6
<b>FATOR DE ABRANGÊNCIA (k)</b>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,4	2,4	2,4
<b>INCERTEZA EXPANDIDA (95%) (mm)</b>	<b>0,00568</b>	<b>0,00677</b>	<b>0,00677</b>	<b>0,00583</b>	<b>0,00583</b>	<b>0,00568</b>	<b>0,00583</b>	<b>0,00614</b>	<b>0,00174</b>	<b>0,00174</b>	<b>0,00174</b>
Incerteza máxima:	0,007	mm									

#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Na avaliação preliminar do sistema apresentado neste trabalho, obteve-se os seguintes resultados:

- Redução drástica (em média 70%) do tempo gasto para emissão de documentos. O tempo médio para emissão de um certificado, por exemplo, reduziu para quatro(04) minutos;
- Aumento da confiabilidade na emissão de documentos;
- Maior controle da acessibilidade dos documentos gerados (confidencialidade);
- Transparência nas atividades executadas;
- Maior facilidade de uso;
- A integração das informações permite identificar mais facilmente as deficiências do laboratório.

Também estão sendo verificadas algumas dificuldades no decorrer do desenvolvimento do sistema, dentre as quais pode-se destacar:

- Necessidade contínua de alterações nas bases de dados do sistema, buscando uma maior adequação às necessidades do laboratório e um melhor aproveitamento das informações;
- Volume inicial de cadastro de dados bastante elevado o que demanda intensa dedicação dos bolsistas;
- Tempo considerável para elaboração dos modelos de certificado de calibração, devido complexibilidade das formatações necessárias;
- Treinamento do pessoal com o novo sistema, uma vez que este incorpora funções automáticas e novos conceitos da metrologia;
- Necessidades de mudanças de procedimentos do sistema da qualidade.

Os resultados obtidos com o sistema de planilhas demonstra que ele satisfaz às necessidades do laboratório que se caracteriza como um laboratório de metrologia secundário e de médio porte.

O desenvolvimento de uma sistema similar ao apresentado torna-se atrativo devido a adequação que se pode ter à realidade de cada laboratório, unida a familiarização e facilidade de uso do software empregado. Pelo menos três fatores devem ser considerados ao se decidir pelo desenvolvimento de sistema próprio. São eles: necessidades do laboratório; exigências de normas e limitação de recursos humanos e financeiros.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT., 1993, "ISO/IEC GUIA 25 - Requisitos Gerais para a capacitação de laboratórios de calibração e de ensaios", primeira edição, Rio de Janeiro, RJ.
- BIPM., *et al.*, 1998, "Guia para Expressão da Incerteza de Medição", 2ª edição Brasileira do "*Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*", 1998, Rio de Janeiro, RJ.
- DIRCA., 1997, "Procedimentos para elaboração de certificados emitidos pelos laboratórios da RBC" Documento INMETRO número 002, revisão 08, Rio de Janeiro, RJ.
- Fischer, Suely., 1997, "Sistema de gerenciamento de informações em laboratórios de calibração prestador de serviços: Um modelo informatizado", Tese de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.
- Generini, A., Fraga, S., 1997, "Visual Basic 5" Editora Visual Books, Florianópolis, S.C.
- Hallberg, Bruce *et al.*, 1994, "Excel 5 for Windows – Técnicas Avançadas"; tradução Cláudio Lobo, Rio de Janeiro, Berkeley.
- INMETRO., 1995, "Vocabulário internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia", Versão Brasileira do "*Vocabulary of basic and general terms in metrology*" publicado em 1993 por ISO/IEC/OIML/BIPM, Rio de Janeiro, RJ.
- CELERINA., 2000, "Objetivos do Celerina Série 9000". Artigo extraído da internet na página [www.celerina.com/prod/série.html](http://www.celerina.com/prod/série.html)
- M.O.L., 2000, "Objetivos do M.O.L." Artigo extraído da internet na página [www.sites.uol.com.br/poninformatica.mol.html](http://www.sites.uol.com.br/poninformatica.mol.html)
- AutoLab., 2000 "Sistema de Gestão e Automação de Laboratórios". Encarte divulgado pelo SBMÍDIA

# INCERTEZA DE MEDIÇÃO NA CALIBRAÇÃO DE TEODOLITOS

**Dário Freire Branco**<sup>1</sup>

**Fabiana Rodrigues Leta**<sup>2</sup>

**Gregório Salcedo Muñoz**<sup>3</sup>

**José Carlos Valente Oliveira**<sup>4</sup>

1. Petrobras Distribuidora S.A., Gerência de Produtos de Aviação, 20.271-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: [dariob@br-petrobras.com.br](mailto:dariob@br-petrobras.com.br)
2. Universidade Federal Fluminense, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 20.200-200, Niterói, RJ, Brasil. E-mail: [fabiana@ic.uff.br](mailto:fabiana@ic.uff.br)
3. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Instituto Tecnológico da PUC, 22.453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: [metro@ctc.puc-rio.br](mailto:metro@ctc.puc-rio.br)
4. Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial, Laboratório de Metrologia Dimensional, 25.250-220, Xerém, RJ, Brasil. E-mail: [lamin@inmetro.com.br](mailto:lamin@inmetro.com.br)

## Resumo

Atualmente a metodologia utilizada para a verificação da qualidade de medição dos teodolitos não atende aos requisitos metrológicos recomendados em normas internacionalmente aceitas, tratando-se apenas de uma metodologia de campo. Para a calibração de teodolitos é necessário a utilização de padrões angulares reconhecidos, de modo que seja possível relacionar o instrumento com referências estabelecidas através da Cadeia de Rastreabilidade e assim, determinar a incerteza de medição do teodolito em verificação. Este artigo tem por objetivo apresentar um estudo da propagação das incertezas de medição no resultado da calibração de teodolitos, uma análise crítica das metodologias convencionais, sugerindo-se uma nova metodologia, capaz de atender aos quesitos atualmente aceitos na Metrologia.

**Palavras-chave:** Metrologia, Calibração, Análise de Incertezas, Controle de Qualidade, teodolitos.

## 1. INTRODUÇÃO

Teodolitos são instrumentos usados na medição de ângulos em situações que envolvem distâncias médias e longas e nas quais exige-se um elevado nível de exatidão de medição. A calibração destes instrumentos, segundo procedimentos normalizados e submetidos a uma Cadeia de Rastreabilidade, vem se tornando uma necessidade evidente para assegurar confiabilidade nas medições realizadas.

Constatou-se que alguns laboratórios, que atualmente realizam procedimentos de verificação de teodolitos, não atendem completamente a todos os quesitos aceitos na Metrologia. A calibração de instrumentos pressupõe a comparação dos valores indicados pelo instrumento com aqueles estabelecidos por padrões (VIM, 1995). Verificou-se que procedimentos que vêm sendo utilizados avaliam, de certa forma, a capacidade do instrumento em repetir suas próprias leituras (condição de repetitividade), mas não comparam os valores lidos com uma referência padrão de ângulo.

Segundo a ISO 12857-2, os procedimentos de verificação de teodolitos apresentados são aplicados no local de trabalho pelo próprio usuário, podendo-se concluir que são realizados sob condições de campo que por vezes são adversas. Esta verificação é conhecida por *accuracy-in-use*, e possui a principal vantagem de verificar o instrumento nas condições reais de trabalho. No entanto, este tipo de verificação não permite a conservação das condições do ensaio, pois a influência das condições do ambiente de medição é desprezada. Assim não é possível, a princípio, fazer uma comparação da qualidade de medição em instrumentos distintos, ou de um mesmo instrumento em diferentes épocas.

As normas ISO 8322-4 e ISO 12857-2 versam sobre a verificação de teodolitos em campo. Em sua metodologia, empregam-se alvos, considerados fixos (em número de 4 ou 5), distribuídos sobre um círculo com raio de 200 m. Fazem-se, então, diversas leituras apontando-se com o retículo do teodolito sobre estes alvos, e determina-se a dispersão dos resultados. Na realidade, este ensaio é uma verificação da repetitividade da leitura entre diversas faixas da escala.

Considerando-se os teodolitos em questão, a calibração destes implica em realizar diversas leituras sobre um padrão de ângulo, em diferentes pontos da escala do teodolito e então expressar a sua incerteza de medição. A dificuldade consiste em materializar este procedimento, devido à elevada exatidão de medição dos teodolitos. É notória, então, a necessidade da calibração de teodolitos, seja na condição de recepção quando novos, seja durante a sua vida útil, através de uma verificação periódica. (Branco et al, 1998)

Neste contexto, a elaboração de procedimentos metroológicos para a calibração de teodolitos e sua implementação em um laboratório reconhecido, no caso o Laboratório de Metrologia Dimensional do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO) torna-se fundamental para atender às necessidades emergentes, especialmente em processos industriais. Estes procedimentos de calibração vêm sendo desenvolvidos sob uma metodologia de calibração, diferenciada dos métodos convencionais.

Deste modo, pretende-se satisfazer aos atuais conceitos de metrologia, no que tange à rastreabilidade metroológica e à expressão da incerteza nos métodos de calibração. Além disto, visa-se obter um conjunto de procedimentos que possam satisfazer uma necessidade crescente na indústria. Para tanto é necessário, como primeira etapa, identificar e definir os principais desvios de medição na calibração de teodolitos.

## **2. CARACTERÍSTICAS DO TEODOLITO**

O funcionamento deste instrumento é relativamente simples, consistindo basicamente de uma luneta, cujo poder de ampliação é, em média, de 30 vezes. Esta luneta permite dois movimentos de rotação, um em torno do eixo vertical e outro em torno do eixo horizontal. A cada um destes eixos encontra-se associado um disco graduado com uma escala. A leitura da escala é realizada através de um microscópio acoplado ao instrumento. Assim, quando gira-se a luneta em torno de um dos eixos deslocando-se de um ponto de observação para outro, faz-se a medição angular, lendo-se os valores inicial e final na escala.

Além do eixo horizontal e vertical, o teodolito possui um terceiro eixo básico denominado eixo de colimação. Os três eixos básicos podem ser observados na Figura 1. Estes eixos devem manter algumas relações entre si, a saber:

- o eixo horizontal deve ser perpendicular ao eixo vertical;
- o eixo de colimação deve ser perpendicular ao eixo horizontal;
- todos os três eixos devem se interseccionar no mesmo ponto.

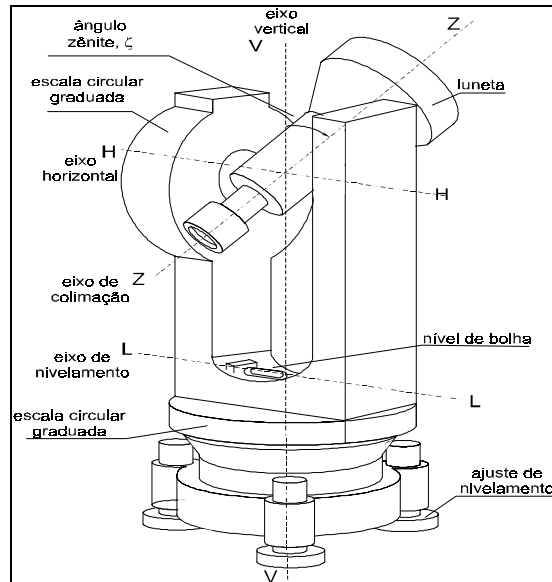


Figura 1 - Desenho esquemático de um teodolito.

### 3. ERROS DE MEDIÇÃO

Durante uma medição vários fatores influenciam a incerteza de medição do teodolito. É importante fazer uma análise sobre estes fatores porque a incerteza de medição é determinada a partir do equacionamento de cada um destes fatores. A seguir os erros de medição são definidos e expressos em equações, de modo que possa ser determinada a incerteza de medição. (Branco et al, 1999) (Branco, 1999)

- **Erro do eixo de colimação** - É o erro ocasionado pela não perpendicularidade do eixo de colimação com o eixo horizontal. Influencia diretamente as leituras no plano horizontal.
- **Erro do eixo horizontal** - Consiste no desvio de perpendicularidade entre os movimentos horizontal e vertical. É uma variação cuja origem dá-se no processo de fabricação do teodolito e interfere no resultado da medição, quando bascula-se a luneta de  $180^\circ$ , ou ainda quando o teodolito é usado para determinação da prumagem de estruturas.
- **Erro de oscilação do eixo vertical** - Ocasionado pelos desvios do sistema óptico-mecânico principalmente devido aos mancais de rolamentos.
- **Erro do eixo vertical** - O correto nivelamento do teodolito implica na correta determinação do plano horizontal de referência, sob o qual são realizadas as medições. Na calibração é necessário verificar a exatidão do nível de bolha. Alguns teodolitos apresentam mecanismo de auto-compensação do erro do eixo vertical.
- **Erro de zero da escala vertical** - É a variação ocorrida na leitura com a mudança do sentido de medição de horário para anti-horário e vice-versa. Usuários de teodolitos realizam a medição em ambos os sentidos e consideram o valor médio.
- **Erros de graduação da escala circular** - A escala circular, tanto horizontal quanto vertical, assim como a escala divisora, devem ser calibradas. É necessário que seja calibrado todo o conjunto mecânico de medição, e não apenas as escalas isoladamente.
- **Erro focal** - Consiste no desvio ocasionado no eixo de colimação devido ao ajuste do foco.
- **Erro de pontaria** - A diferença entre o eixo de colimação do teodolito e o ponto central do alvo gera o erro de pontaria. É causado por variação da acuidade visual de observadores distintos, e desvios no sistema óptico.
- **Variações bruscas das condições do ambiente** - Variações bruscas de temperatura causam distorções da escala circular e dos sistemas ópticos. Normas de verificação



sugerem que sejam anotadas as condições ambientais, tais como, temperatura, pressão e umidade relativa. A calibração deve ser realizada sob condições fixas e determinadas.

Com a existência de tantos fatores que podem influenciar as medições realizadas com um teodolito, a importância da calibração destes instrumentos torna-se relevante, seja na condição de recepção quando novos, seja ao longo da vida útil, através de uma verificação periódica.

#### 4. INCERTEZA DE MEDIÇÃO

A análise dos erros de medição com teodolitos mostra as relações entre os desvios geométricos do teodolito e as correspondentes variações no resultado de medição, nos planos horizontal e vertical. (Branco, 1999) As variações no resultado de medição são erros, incluindo os provenientes dos efeitos sistemáticos, que podem ser corrigidos, ou estimados, pelas equações de correção daquelas relações.

As equações de correção aproximam a média dos resultados do valor que pode ser razoavelmente atribuído ao ângulo medido, tornando-se a melhor estimativa. (Branco et al, 1999) Entretanto, introduzem incertezas no resultado da medição, relativas às variáveis de entrada das equações, que se propagam ao longo da cadeia de medição, contribuindo para a dispersão no resultado da medição.

##### 4.1 Modelo matemático da medição no plano horizontal

A equação de propagação da incerteza permite a determinação da influência das variáveis de entrada sobre a incerteza de medição, quando a relação entre as variáveis de entrada e o mensurando pode ser expressa matematicamente. Mesmo quando esta relação só é estabelecida por resultados experimentais, é possível estimar as derivadas parciais e equacionar a propagação da incerteza. A dedução detalhada das equações seguintes pode ser observada em (Branco, 1999).

##### 4.1.1 Fórmula de correção no plano horizontal

O ângulo horizontal corrigido é dado por:

$$\eta'_i = \eta_i - \alpha' - e_h - \alpha_h - \alpha_H - \Delta\eta_g - \Delta f_h - e_p - \theta_T \quad (1)$$

##### 4.1.2 Variâncias contribuintes

##### a) Incerteza devido ao desvio do eixo de colimação - $u(\alpha')$

A incerteza combinada devido ao eixo de colimação é dada por

$$u_c^2(\alpha') = u^2(\alpha) \quad (2)$$

sendo a componente horizontal do erro sistemático dada por,

$$\alpha' = F(\alpha, \beta, \zeta) = \arctan\left(\frac{\tan \alpha}{\sin \zeta - \cos \zeta \cdot \tan \beta}\right) \quad (3)$$

A incerteza combinada de  $\alpha'$ ,  $u_c(\alpha')$ , é determinada através das incertezas das grandezas de entrada  $u(\alpha)$ ,  $u(\beta)$  e  $u(\zeta)$  pela lei de propagação da incerteza, como segue:

$$u_c^2(\alpha') = c_\alpha^2 u^2(\alpha) + c_\beta^2 u^2(\beta) + c_\zeta^2 u^2(\zeta) \quad (4)$$

O ângulo  $\alpha$  indica um desvio horizontal e o ângulo  $\beta$  um desvio vertical da linha atual de mira com o respectivo eixo de colimação e,  $c_\alpha$ ,  $c_\beta$  e  $c_\zeta$  são os coeficientes de sensibilidade das grandezas de  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\zeta$ , respectivamente. Para a condição em que  $\zeta = \pi/2$  tem-se:

$$c_\alpha = \frac{\partial F}{\partial \alpha} = 1 \quad (5)$$

$$c_{\beta} = \frac{\partial F}{\partial \beta} = 0 \quad (6)$$

$$c_{\zeta} = \frac{\partial F}{\partial \zeta} = -\text{sen } \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \tan \beta \cong 0 \quad (7)$$

### b) Incerteza devido ao desvio do eixo horizontal - $u(e_h)$

A incerteza combinada devido ao erro sistemático proveniente do desvio do eixo horizontal é dada por

$$u_c^2(e_h) = i^2 \cdot u^2(\zeta) \quad (8)$$

sendo a componente horizontal do erro sistemático dada por,

$$e_h = G(i, \zeta) = i \cdot \cot \zeta \quad (9)$$

A incerteza combinada de  $e_h$ ,  $u_c(e_h)$ , é determinada através das incertezas das grandezas de entrada  $u(i)$  e  $u(\zeta)$  pela lei de propagação da incerteza, como segue:

$$u_c^2(e_h) = c_i^2 u^2(i) + c_{\zeta}^2 u^2(\zeta) \quad (10)$$

O desvio do eixo horizontal em relação a um plano perpendicular ao eixo vertical é denotado como erro do eixo horizontal  $i$  e,  $c_i$  e  $c_{\zeta}$  são os coeficientes de sensibilidade das grandezas de  $i$  e  $\zeta$ , respectivamente. Para a condição em que  $\zeta = \pi/2$  tem-se:

$$c_i = \frac{\partial G}{\partial i} = 0 \quad (11)$$

$$c_{\zeta} = \frac{\partial G}{\partial \zeta} = -i \quad (12)$$

### c) Incerteza devido ao erro de oscilação do eixo vertical - $u(\alpha_h)$

A incerteza combinada devido ao erro de oscilação do eixo vertical é dada por

$$u_c^2(\alpha_h) = \frac{h^2 \cdot \cos^2 \delta_i}{d^2} \cdot u^2(\delta_i) + \text{sen}^2 \delta_i \cdot \left( u^2(\zeta_i) + \frac{1}{d_i} u^2(h) + \frac{h}{d_i^2} u^2(d_i) \right) \quad (13)$$

sendo a componente horizontal do erro sistemático dada por,

$$\alpha_h = \text{arc cot} \frac{h \cdot \text{sen } \delta_i \cdot \cos \gamma_i + d_i \cdot \text{sen } \zeta_i \cdot (\cos^2 \gamma_i \cos \delta_i + \text{sen}^2 \gamma_i) + d_i \cdot \cos \zeta_i \cdot \cos \gamma_i \text{ sen } \delta_i}{h \cdot \text{sen } \delta_i \cdot \text{sen } \gamma_i + d_i \cdot \text{sen } \zeta_i \cdot \text{sen } \gamma_i \cos \gamma_i (\cos \delta_i - 1) + d_i \cdot \cos \zeta_i \cdot \text{sen } \gamma_i \text{ sen } \delta_i} \quad (14)$$

A determinação de  $\delta_i$  para cada medição só é possível para teodolitos especiais que possuem sistema de correção do desvio do eixo vertical em particular (erro de oscilação e erro do eixo vertical). Além disso, a curva de erros não é estável ao longo do tempo que, ao contrário, varia a cada montagem do teodolito. Isto sugere que este erro seja tratado como um erro aleatório. A consequência disso é o aumento da incerteza final, no entanto, em muitos casos isto pode ser perfeitamente admissível.

Para isto, pode-se considerar  $\gamma_i$  em uma condição bastante desfavorável, como  $\gamma_i = \pi/2$ . Assim,  $\text{sen } \gamma_i = 1$  e  $\cos \gamma_i = 0$ , e a equação 4.21 pode ser simplificada para:

$$\alpha_h = I(\delta_i, \zeta_i, h, d_i) = \arctan \left( \frac{h \cdot \text{sen } \delta_i + d_i \cdot \cos \zeta_i \cdot \text{sen } \delta_i}{d_i \cdot \text{sen } \zeta_i} \right) \quad (15)$$

A incerteza combinada de  $\alpha_h$ ,  $u_c(\alpha_h)$ , é determinada através das incertezas das grandezas de entrada  $u(\delta_i)$ ,  $u(\zeta_i)$ ,  $u(h)$  e  $u(d_i)$  pela lei de propagação da incerteza, como segue:

$$u_c^2(\alpha_h) = c_{\delta_i}^2 u^2(\delta_i) + c_{\zeta_i}^2 u^2(\zeta_i) + c_h^2 u^2(h) + c_{d_i}^2 u^2(d_i) \quad (16)$$

A rotação do teodolito em torno do eixo vertical produz um erro de oscilação, admitindo-se que o eixo vertical encontre-se inclinado de um ângulo  $\delta_i$  e,  $c_{\delta_i}$ ,  $c_{\zeta_i}$ ,  $c_h$  e  $c_{d_i}$  são os

coeficientes de sensibilidade das grandezas de  $\delta_i$ ,  $\zeta_i$ ,  $h$  e  $d_i$ , respectivamente. Para a condição em que  $\zeta = \pi/2$  tem-se:

$$c_{\delta_i} = \frac{\partial I}{\partial \delta_i} = \frac{h \cdot \cos \delta_i}{d_i} \quad (17)$$

$$c_{\zeta_i} = \frac{\partial I}{\partial \zeta_i} = -\operatorname{sen} \delta_i \quad (18)$$

$$c_h = \frac{\partial I}{\partial h} = \frac{\operatorname{sen} \delta_i}{d_i} \quad (19)$$

$$c_{d_i} = \frac{\partial I}{\partial d_i} = \frac{h \cdot \operatorname{sen} \delta_i}{d_i} \quad (20)$$

**d) Incerteza devido ao desvio do eixo vertical -  $u(\alpha_H)$**

A incerteza combinada de  $\alpha_h$ ,  $u_c(\alpha_H)$ , é determinada através das incertezas das grandezas de entrada  $u(\delta)$ ,  $u(\zeta)$ ,  $u(h)$  e  $u(d)$  pela equação 21:

$$u_c^2(\alpha_H) = \frac{h^2 \cdot \cos^2 \delta}{d^2} \cdot u^2(\delta) + \operatorname{sen}^2 \delta \cdot \left( u^2(\zeta) + \frac{1}{d} u^2(h) + \frac{h}{d^2} u^2(d) \right) \quad (21)$$

A componente horizontal do erro proveniente do desvio vertical,  $\alpha_H$ , é dada pela equação 15. Esta incerteza difere da incerteza de oscilação, item c, no valor de entrada de  $\delta$ .

Conforme (Wendt, 1995), a influência da componente horizontal do erro proveniente do desvio vertical é semelhante ao efeito da componente horizontal do erro de oscilação. Entretanto, o desvio do eixo vertical  $\delta$  é independente da direção de observação, sendo constante para qualquer alvo.

**e) Incerteza devido ao erro de graduação da escala horizontal -  $u(\Delta\eta_g)$**

A incerteza combinada de  $\Delta\eta_g$ , é determinada através da incerteza da grandeza de entrada  $\Delta\eta_i$  e da média  $\overline{\Delta\eta}$ , pela equação:

$$u_c^2(\Delta\eta_g) = c_{\Delta\eta_i}^2 u^2(\Delta\eta_i) + c_{\overline{\Delta\eta}}^2 u^2(\overline{\Delta\eta}) \quad (22)$$

O erro de graduação da escala é obtido da comparação do teodolito com a mesa-padrão geradora de ângulos.

O valor do erro é dado por:

$$\Delta\eta_i = (\eta_{\text{mesa}})_i - (\eta_{\text{teod}})_i \quad (23)$$

A soma das diferenças deve ser minimizada, para eliminar o erro sistemático do zero da escala do teodolito, subtraindo-se cada diferença pela média das diferenças  $\overline{\Delta\eta}$ . Assim o resultado corrigido é expresso por:

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_i - \overline{\Delta\eta} \quad (24)$$

**f) Incerteza devido ao erro focal no plano horizontal -  $u(\Delta f_h)$**

A incerteza combinada de  $\Delta f_h$  é determinada, através da incerteza da grandeza de entrada  $f_h$  e da média  $\overline{f_h}$ , pela equação:

$$u_c^2(\Delta f_h) = c_{f_h}^2 u^2(f_h) + c_{\overline{f_h}}^2 u^2(\overline{f_h}) \quad (25)$$

O erro focal,  $f_h$ , é obtido pela comparação do eixo focal do teodolito com o eixo focal do autocolimador.

A soma dos erros focais deve ser minimizada, eliminando-se o erro sistemático residual do alinhamento dos eixos focais, subtraindo-se cada diferença pela média das diferenças  $\overline{f_h}$ . Assim o resultado corrigido é

$$\Delta f_h = f_h - \overline{f_h}. \quad (26)$$

**g) Incerteza devido ao erro de pontaria -  $u(e_p)$**

A incerteza combinada de  $\Delta p$  é determinada pela equação:

$$u_c^2(\Delta p) = u^2(D) + u^2((e_p)_i) + u^2((e_p)_{i+1}) \quad (27)$$

Considerando que:

$$u^2((e_p)_i) \cong u^2((e_p)_{i+1}) \quad (28)$$

e que:

$$u^2(D) \cong 0 \quad (29)$$

A incerteza devido ao erro de pontaria,  $e_p$ , é determinada pela medição em intervalos regulares sobre a graduação da escala no retículo do autocolimador. O ângulo medido em cada intervalo é denominado  $\Delta p$ , que é dado por:

$$\Delta p = D + (e_p)_i + (e_p)_{i+1} \quad (30)$$

onde  $D$  é a distância entre dois traços da escala,  $e$ ,  $(e_p)_i$  e  $(e_p)_{i+1}$  são os erros de pontaria em dois traços consecutivos.

Tem-se que os valores de  $\Delta p$  determinam a dispersão do erro de pontaria duplicado, logo:

$$u_c^2(e_p) = \frac{u^2(\Delta p)}{2} \quad (31)$$

**h) Incerteza devido a variação de temperatura na escala,  $u(\theta_T)$**

A incerteza combinada de  $\theta_T$ , é determinada pela equação:

$$u_c^2(\theta_T) = c_{\Delta T}^2 u^2(\Delta T) + c_{\tau}^2 u^2(\tau) \quad (32)$$

O desvio angular proveniente da variação cíclica de temperatura  $\theta_T$  é uma função de  $\Delta T$  e do coeficiente de dilatação linear da escala,  $\tau$ , como segue:

$$\theta_T = N(\Delta T, \tau) \quad (33)$$

Pode-se ainda, supor que a amplitude de uma variação aproximadamente cíclica, no tempo, da temperatura sobre um sistema termostático produz uma distribuição em forma de U (arco seno) de temperaturas, resultando em uma incerteza padronizada de:

$$u(\Delta T) = \frac{\Delta T}{\sqrt{2}} \quad (34)$$

**4.1.3 Equação da incerteza combinada**

A equação 1 fornece o ângulo horizontal corrigido de todos os erros de medição que podem afetar a medição com o teodolito.

A incerteza combinada do ângulo horizontal  $\eta'$ ,  $u_c(\eta')$  é determinada através da incerteza da grandeza de entrada  $u_c(\eta_i)$ , e, das correções dos erros que são funções de outras variáveis de entrada. (Branco, 1999)

A lei de propagação da incerteza relaciona essas grandezas da seguinte forma:

$$u_c^2(\eta'_i) = u^2(\eta_i) + u^2(\alpha') + u^2(e_h) + u^2(\alpha_h) + u^2(\alpha_H) + u^2(\Delta\eta_g) + u^2(\Delta f_h) + u^2(e_p) + u^2(\theta_T) + 2.u(\alpha', e_h) + 2.u(\alpha', \alpha_h) + 2.u(\alpha', \alpha_H) + 2.u(e_h, \alpha_h) + 2.u(e_h, \alpha_H) + 2.u(\alpha_h, \alpha_H) \quad (35)$$

Considerando-se que todas as incertezas estão expressas com o mesmo nível de confiança, esta equação é simplificada para:

$$u_c^2(\eta'_i) = u^2(\eta_i) + u^2(\alpha') + u^2(e_h) + u^2(\alpha_{h+H}) + u^2(\Delta\eta_g) + u^2(\Delta f_h) + u^2(e_p) + u^2(\theta_T) + 2.u(\alpha'_i, e_h) + 2.u(\alpha'_i, \alpha'_{h+H}) + 2.u(e_h, \alpha'_{h+H}) \quad (36)$$

Tem-se que a covariância entre as grandezas correlacionadas é dada por:

$$u(\alpha'_i, e_h) = r(\alpha'_i, e_h) \cdot u(\alpha'_i) \cdot u(e_h) = 0 \quad (37)$$

$$u(\alpha'_i, \alpha_{h+H}) = r(\alpha'_i, \alpha_{h+H}) \cdot u(\alpha'_i) \cdot u(\alpha_{h+H}) = 0 \quad (38)$$

$$u(e_h, \alpha_{h+H}) = r(e_h, \alpha_{h+H}) \cdot u(e_h) \cdot u(\alpha_{h+H}) = 0 \quad (39)$$

Observando-se a equação 2, tem-se que a  $u(\zeta)$  é muito pouco representativa na determinação de  $u(\alpha')$  sendo considerada igual a zero. Dessa forma, a correlação de  $\alpha'$  com qualquer outra grandeza na dependência de  $\zeta$  é muito fraca podendo ser desprezada. De maneira semelhante ocorre na equação 13. Logo a equação 36, é simplificada para:

$$u_c^2(\eta'_i) = u^2(\eta_i) + u^2(\alpha') + u^2(e_h) + u^2(\alpha_{h+H}) + u^2(\Delta\eta_g) + u^2(\Delta f_h) + u^2(e_p) + u^2(\theta_T) \quad (40)$$

Aplicando-se as incertezas combinadas das variáveis de entrada de cada uma das correções, tem-se a equação de incerteza expandida para:

$$u_c^2(\eta'_i) = u^2(\eta_i) + u^2(\alpha) + i^2 \cdot u^2(\zeta) + \frac{h^2 \cdot \cos^2(\delta_h + \delta_H)}{d^2} u^2(\delta_h + \delta_H) + \\ + \text{sen}^2(\delta_h + \delta_H) \left( u^2(\zeta_i) + \frac{u^2(h)}{d} + \frac{h \cdot u^2(d)}{d^2} \right) + u^2(\Delta\eta_g) + u^2(\Delta f_h) + u^2(e_p) + u^2(\theta_T) \quad (41)$$

## 4.2 Modelo Matemático da Medição no Plano Vertical

Assim como foi utilizada uma formulação matemática para avaliar a influência das variáveis de entrada na determinação da incerteza de medição no plano horizontal, foi desenvolvido especificamente para o plano vertical.

### 4.2.1 Fórmula de correção no plano vertical

O ângulo vertical corrigido é dado por:

$$\zeta'_i = \zeta_i - \beta' - e_v - \overline{\Delta\zeta_i} - \overline{\Delta\zeta_v} - v - \Delta\zeta_g - \Delta f_v - e_p - \theta_T \quad (42)$$

### 4.2.2 Equação da incerteza combinada

A equação 42 fornece o ângulo vertical corrigido de todos os erros de medição que podem afetar a medição com o teodolito.

A incerteza combinada do ângulo horizontal  $\zeta'$ ,  $u_c(\zeta')$  é determinada através da incerteza da grandeza de entrada  $u_c(\zeta_i)$ , e, das correções dos erros que são funções de outras variáveis de entrada. (Branco, 1999)

A lei de propagação da incerteza relaciona essas grandezas da seguinte forma:

$$u_c^2(\zeta'_i) = u^2(\zeta_i) + u^2(\beta) + \left( 8 + \text{sen}^2(\delta_i + \delta_v) \right) \cdot u^2(\zeta) + \frac{h^2}{d^2} \text{sen}^2(\delta_i + \delta_v) u^2(\delta_{i+v}) + \\ + u^2(\Delta\zeta_g) + u^2(\Delta f_v) + u^2(e_p) + u^2(\theta_T) + 4 \cdot u(\zeta) \cdot \sqrt{u^2(\beta) + 4 \cdot u^2(\zeta)} + \\ + \left( 4 u(\zeta) + 2 \cdot \sqrt{u^2(\beta) + 4 u^2(\zeta)} \right) \cdot \sqrt{\frac{h^2}{d^2} \text{sen}^2(\delta_i + \delta_v) \cdot u^2(\delta_{i+v}) + \cos^2(\delta_i + \delta_v) \cdot u^2(\zeta)} \quad (43)$$

## 5. CONCLUSÕES

O estudo dos erros do teodolito mostra que a incerteza de medição é principalmente influenciada por 3 erros, o erro de colimação horizontal, erro de zero da escala vertical  $v$ , simultaneamente com a componente vertical do erro de colimação e o erro do eixo horizontal,  $i$ .

Os erros de colimação horizontal e vertical dependem da distância do alvo devido a divergência entre o eixo de colimação e o eixo óptico. As variações do eixo de colimação no espaço são causadas pelo movimento dos focos das lentes. Como resultado o eixo de

colimação descreve uma curva espacial. A curvatura dos desvios do eixo de colimação é reprodutível por um período de muitos meses. Por outro lado, o eixo se move em toda a sua extensão em um tempo relativamente curto. Por isto, o deslocamento da curva que descreve a relação entre ajuste do foco e direção do eixo de colimação deve de ser verificada antes de iniciar as medições.

Antes de iniciar as medições o erro de zero da escala vertical deve ser avaliado, assim como a correspondente incerteza da correção. Variações do eixo de colimação e do erro de zero da escala vertical, com respeito a distância de focalização são reprodutíveis na faixa de 0,3 seg por mais de um ano. Somando a isto pode ser dito que após todas as correções comuns deve ser introduzido uma incerteza de medição angular global dependendo da reprodutibilidade da pontaria e do erro devido ao movimento de focalização das lentes. Esses erros são estáveis por longo período. Além disso, a incerteza de medição angular é influenciada pela incerteza da colimação, pelas incertezas provenientes do eixo horizontal, da oscilação e inclinação do eixo vertical e pela incerteza da graduação da escala.

Existe um interesse crescente na indústria pela calibração de teodolitos devido à evolução tecnológica oriunda da busca pela competitividade entre as empresas, e pelas exigências dos procedimentos da Qualidade para com os Certificados de Calibração de Instrumentos, buscando-se a confiabilidade dos resultados.

Ainda não foram identificados laboratórios, tanto no Brasil como em países europeus, que fossem credenciados para realizar a calibração de teodolitos. Na realidade, alguns laboratórios prestam serviços de verificação do instrumento segundo normas de verificação em campo mas nenhum deles é capacitado a realizar a calibração segundo os conceitos atualmente aceitos em Metrologia.

O artigo aqui apresentado aborda um estudo sobre os erros de medição com teodolitos que foi desenvolvido para a implementação da calibração de teodolitos que está sendo desenvolvida no Laboratório de Metrologia Dimensional do INMETRO, possibilitando a realização de experimentos e o estudo de sua aplicabilidade na resolução da questão apresentada.

## **6. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem ao Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO) que através do Laboratório de Metrologia Dimensional vem oferecendo suporte para o desenvolvimento deste trabalho e à Universidade Federal Fluminense pelo apoio científico.

## **7. REFERÊNCIAS**

- Branco, D.F., Muñoz, G.S., Leta, F.R., Oliveira J.C.V, 1998, “Considerações Sobre a Calibração de Teodolitos Segundo Conceitos Atuais de Metrologia”, 8º Congresso Chileno de Ingeniería Mecánica, Concepción, 915 - 919.
- Branco, D.F., Muñoz, G.S., Leta, F.R., Oliveira J.C.V, 1999, “Desvios de Medição na Calibração de Teodolitos”, 5ª Semana de Engenharia, Niterói, Rio de Janeiro.
- Branco, D.F., 1998, “Calibração de Teodolitos”, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, R.J., Brasil, 133p.
- INMETRO, 1997, “Guia para Expressão da Incerteza de Medição” Duque de Caxias, Brasil.
- ISO 4463-1, 1979, Measurement methods for building - Setting-out and measurement - Part 1: Planning and organization, measuring procedures, acceptance criteria.

- ISO 7077, 1981, Measurement methods for building - General principles and procedures for the verification of dimensional compliance.
- ISO 7078, 1985, Building construction - Procedures for setting-out, measurement and surveying - Vocabulary and guidance notes.
- ISO 8322-4, 1991, Building construction - Measuring instruments - Procedures for determining accuracy in use - Part 4: Theodolites.
- ISO/CD 12857-2, 1994, Optics and optical instruments - Geodetic instruments - Procedures for determining accuracy in the field - Part 2: Theodolites.
- Wendt K., Zumbrunn R., 1995, "Development of Test and Calibration Procedures for Automated Theodolite Systems in Production Metrology", Final Report.

# **AVALIAÇÃO DA INCERTEZA NA CALIBRAÇÃO DE PADRÃO ESCALONADO EM MÁQUINAS DE MEDIR POR COORDENADAS – MÉTODO DA COMPARAÇÃO**

**José Leonardo Noronha<sup>1</sup>**

**Carlos Alberto Schneider<sup>2</sup>**

**Alexandre Becker de Barros<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Prof. EFEI, Doutorando UFSC, <sup>2</sup> Prof. Doutor em Engenharia, <sup>3</sup> Eng. Mecânico.

Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica,

Laboratório de Metrologia e Automação LABMETRO, 88040-970, Florianópolis, SC, Brasil.

E-mail: <sup>1</sup> jln@labmetro.ufsc.br <sup>2</sup> cas@certi.ufsc.br

## **Resumo**

As Máquinas de Medir por Coordenadas – CMMs são largamente utilizadas na verificação dimensional de peças, sendo que as CMMs laboratoriais com baixas incertezas de medição podem ser utilizadas também como padrões ou meios para calibração de medidas materializadas e instrumentos de medição. Os padrões escalonados são medidas materializadas, sendo referências para a medição de peças e para a calibração de alguns instrumentos de medição. A sua calibração é realizada normalmente através de métodos convencionais, nem sempre flexíveis e rápidos. Nas CMMs esta calibração pode ser realizada de forma flexível e com um menor custo, através do método da comparação ou substituição, tendo como referência blocos padrão calibrados. Neste artigo, são apresentadas as fontes de incertezas, o procedimento e a avaliação da incerteza na calibração de um padrão escalonado através do método da comparação, utilizando a Máquina de Medir por Coordenadas como meio e blocos padrão como referência para calibração. Os resultados mostraram que as incertezas de medição obtidas na calibração são admissíveis para este tipo de padrão escalonado, com vantagens operacionais significativas em relação aos métodos convencionais.

**Palavras-chave:** Incerteza de Medição, Máquinas de Medir por Coordenadas, Padrão Escalonado, Calibração.

## **1. INTRODUÇÃO**

Existem diversos tipos de padrões escalonados com diferentes faixas de medição e erros admissíveis os quais são utilizados nas indústrias na verificação de máquinas ferramentas e máquinas de medir por coordenadas, nas medições diretas ou por comparação de alturas e nas calibrações de medidores internos com relógio, de micrômetros internos, de micrômetros de profundidade, de paquímetros e traçadores de altura.

Nas normas que tratam de requisitos de sistemas da qualidade (NBR ISO 9001, NBR ISO 9002, NBR ISO 9003, NBR ISO 9004, 1994, QS-9000, 1998) o controle de sistemas de medição é um importante elemento do sistema de garantia da qualidade. Como exigência das normas, deve-se estabelecer e manter um sistema efetivo para o controle e calibração dos



padrões e sistemas de medição utilizados para demonstrar a conformidade do produto com os requisitos especificados.

Em alguns métodos os padrões escalonados podem ser calibrados, utilizando:

- comparador eletrônico e blocos padrão (fig. 1.a);
- comparador eletrônico e laser interferométrico (fig. 1.b);
- CMM e laser interferométrico (Valente de Oliveira e Pires Alves, 1997).

Nestes métodos os tempos de preparação e execução são relativamente altos (em torno de 3 horas), devido à montagem, limpeza e posicionamento dos blocos padrão e alinhamento do laser, conseqüentemente aumentando os custos de calibração. Os métodos da comparação utilizando CMM CNC laboratoriais e blocos padrão e o da CMM Virtual (Trapet, 1997, Abackerli e Cauchick Miguel, 1997, PTB et al, 1998) estão sendo pesquisados para calibração, por terem apresentados vantagens em relação à flexibilidade e tempos de preparação e avaliação da incerteza de medição.

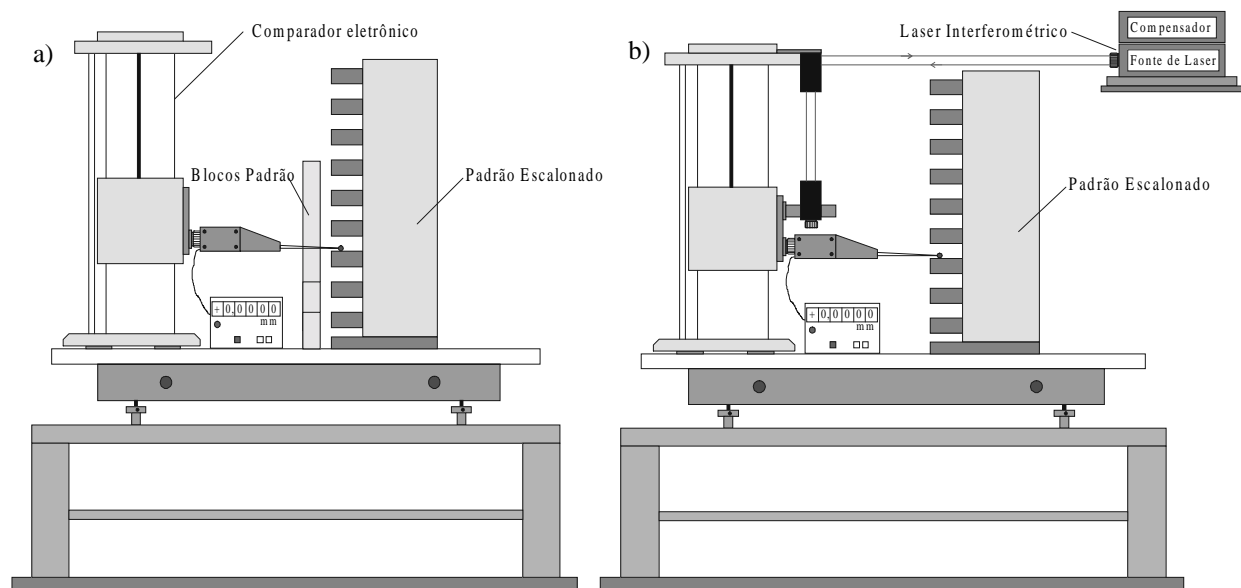


Figura 1 - Calibração de padrão escalonado utilizando comparador eletrônico e tendo como padrão: a) blocos padrão b) laser interferométrico (Link, 1997)

A incerteza de medição é o parâmetro básico para validação do método de calibração e a sua avaliação é complexa. Não existe uma forma única de se chegar à incerteza de medição nas calibrações. Uma proposta de padronização está contida no documento da ISO (ISO, 1993) e será utilizada como referência para a avaliação da incerteza.

Neste trabalho são apresentados o procedimento de calibração utilizando a CMM, o procedimento de avaliação da incerteza de medição, aplicação prática e análise dos resultados, mostrando a viabilidade de se utilizar a CMM na calibração de padrões escalonados.

## 2. METODOLOGIA DE CALIBRAÇÃO DE PADRÕES ESCALONADOS NA CMM

O método da comparação utilizando CMM e blocos padrão para calibração da coluna de ressaltos e do fuso de um padrão escalonado com tambor micrométrico é apresentado. Na figura 2 tem-se as partes principais de um padrão escalonado e os erros admissíveis para a coluna de ressaltos e do fuso micrométrico.

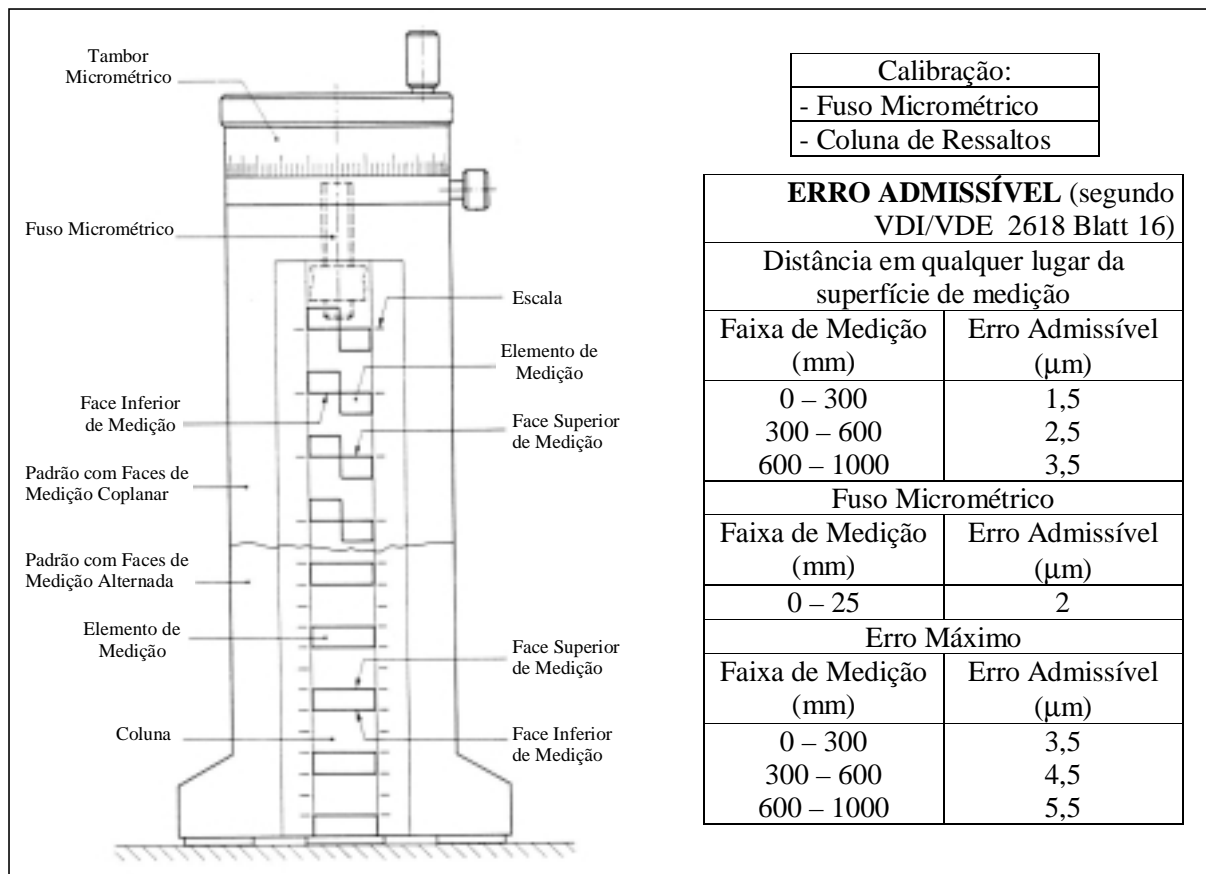


Figura 2 - Partes principais do padrão escalonado com tambor micrométrico e erros admissíveis (ISO 7863, 1984, VDI/VDE/DGQ 2618 – Blatt 16, 1991)

## 2.1 MÉTODO DA COMPARAÇÃO

No método da comparação ou substituição, a avaliação e a correção de erros são feitas com um padrão de referência calibrado com as mesmas características do objeto a ser calibrado. As diferenças entre os resultados de medições sobre o padrão e os valores correspondentes deste são usados para correção da medição sobre o objeto.

Na calibração de padrões escalonados na CMM, os erros podem ser determinados pela medição das distâncias entre os ressaltos do padrão escalonado a calibrar, comparando os resultados com uma medição de referência sobre um padrão de comprimento. A medição do padrão de referência fornece diretamente os erros associados com a tarefa de medição específica. Faz-se a avaliação e correção de erros utilizando blocos padrão de referência calibrados. Com os blocos padrão posicionados paralelamente ao padrão escalonado na CMM (fig.3), alguns erros do processo de medição podem ser determinados e corrigidos/eliminados na calibração do padrão escalonado.

O procedimento inicia-se com a medição de um bloco de aproximadamente 10 mm, onde se compensam os erros sistemáticos advindos da flexão e raio do apalpador da CMM. Após isso um bloco de comprimento aproximadamente igual ao comprimento do padrão escalonado, é medido de modo a compensar os erros devidos à principalmente às escalas da CMM.

Dependendo do tipo de padrão escalonado, o procedimento sofre alterações. Na calibração de padrão escalonado com tambor micrométrico o alinhamento do sistema coordenado é feito em relação ao eixo Z da CMM. Na medição dos ressaltos, um programa CNC executa os seguintes passos: apalpa um ponto sobre a mesa da CMM, apalpa no centro

das faces inferiores dos ressaltos de baixo para cima, as faces superiores de cima para baixo e novamente a mesa da CMM. Para o fuso micrométrico apalpa-se a face superior do último ressalto, sobre a qual define-se o zero. Os pontos de medição dependem do curso do fuso. Posiciona-se o fuso manualmente nas posições de medição, sendo que o sensor continua apalpando o último ressalto durante toda calibração.

Na calibração de padrão escalonado horizontal o alinhamento do sistema coordenado é feito em relação aos eixos X ou Y, através da medição de pontos sobre a superfície de referência e a lateral do primeiro ressalto. Nos ressaltos mede-se um ponto no centro das faces de medição, inclusive no ressalto de referência.

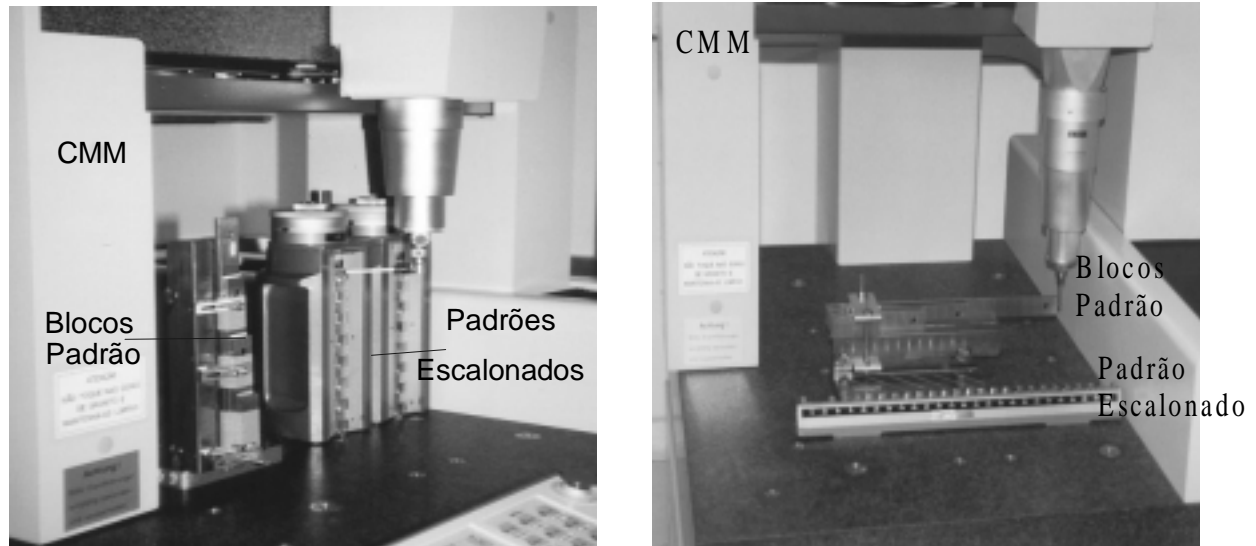


Figura 3 - Calibração de padrões escalonados (com tambor micrométrico e horizontal) utilizando CMM e blocos padrão

### 3. AVALIAÇÃO DA INCERTEZA DE MEDIÇÃO - CALIBRAÇÃO DE PADRÃO ESCALONADO COM TAMBOR MICROMÉTRICO NA CMM

Na avaliação da incerteza de medição têm-se as estimativas da incerteza padrão ( $u$ ) por meios estatísticos (avaliação tipo A) e por meio não estatísticos (avaliação tipo B). Na calibração do padrão escalonado com tambor micrométrico devem ser consideradas as seguintes fontes incertezas:

**a) Repetitividade da indicação da CMM (Incerteza padrão tipo A -  $u_A$ )**

A avaliação da incerteza -  $u_A$  fica definida como o desvio padrão experimental da média das indicações da CMM, então:

$$u_A = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (1)$$

**b) Incerteza da CMM (Avaliação tipo B)**

Os efeitos desta fonte de incerteza são estimados tendo como base dados já existentes de uma calibração previamente realizada e apresentados no respectivo certificado. No método da comparação é considerada apenas a parcela independente do comprimento na incerteza de medição, a parcela relativa ao comprimento é compensada pela medição diferencial com o bloco padrão de referência.

### c) Estabilidade do zero da CMM

Pode ocorrer em função de variação nas condições ambientais e de outros fatores no decorrer do tempo, e se manifesta como alteração do valor inicial da escala (zero) da CMM.

### d) Resolução do tambor micrométrico (Avaliação tipo B)

O valor da incerteza expandida, o tipo de distribuição e o fator de abrangência dependem se o mostrador do padrão escalonado é analógico ou digital. Para calibração com mostrador digital, adota-se como caso geral o valor de incerteza igual à metade do incremento digital.

Para calibração com mostrador analógico, assume-se como valor de incerteza, devida à divisão da escala, a própria resolução adotada e distribuição retangular.

### e) Diferenças de temperatura

Incertezas devido às diferenças de temperatura entre o padrão escalonado, o bloco padrão e a temperatura de referência 20°C ( $U_T$ ).

$$U_T = L_{BP} \cdot \alpha_{BP} \cdot \Delta T_{BP} - L_{PE} \cdot \alpha_{PE} \cdot \Delta T_{PE} \quad (2)$$

Onde:

$L_{BP}$  - Comprimento do bloco padrão

$L_{PE}$  - Comprimento do padrão escalonado

$\alpha_{BP}$  - Coeficiente de expansão térmica do bloco padrão

$\alpha_{PE}$  - Coeficiente de expansão térmica do padrão escalonado

$\Delta T_{BP}$ ,  $\Delta T_{PE}$  - Diferenças de temperaturas do bloco padrão e padrão escalonado em relação à temperatura de referência 20°C.

### f) Estabilidade de fixação do bloco padrão e do padrão escalonado

A incerteza devida à instabilidade da fixação do bloco padrão de referência e o padrão escalonado pode ser estimado por experiência.

A incerteza combinada ( $u_c$ ) da influência das várias fontes de incerteza pode ser estimada a partir das incertezas padrão de cada fonte por:

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad (3)$$

A Incerteza expandida ( $U$ ) é obtida multiplicando a incerteza combinada ( $u_c$ ) por um fator de abrangência ( $k$ ):

$$U = k \cdot u_c \quad (4)$$

O fator de abrangência  $k$  deve levar em conta, além do nível de confiança desejado, o número de graus de liberdade efetivos ( $v_{eff}$ ). O número de graus de liberdade efetivo pode ser calculado pela equação de Welch-Satterthwaite:

$$v_{eff} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4}{v_i}} \quad (5)$$

onde  $v_i$  é o número de graus de liberdade associado à  $i$ -ésima fonte de incerteza.

## 4. APLICAÇÃO - CALIBRAÇÃO DE PADRÃO ESCALONADO COM TAMBOR MICROMÉTRICO NA CMM

Na calibração de um padrão escalonado de 275 mm de comprimento utilizou-se uma CMM tipo portal e os blocos padrão de 10 mm e 350 mm (fig. 4), com as seguintes incertezas expandidas ( $U$ ), para um fator de abrangência  $k=2$  e nível de confiança 95 %:

- CMM,  $U = \pm 1,0 \mu\text{m}$ , considerando o método da comparação;

- Blocos Padrão de 350 e 10 mm, com  $U = \pm 0,09 \mu\text{m}$  e  $\pm 0,06 \mu\text{m}$ , respectivamente;

As condições laboratoriais durante a calibração foram:

Temperatura:  $(20,0 \pm 0,3)^\circ\text{C}$ ;

Umidade relativa do ar:  $(50 \pm 10) \%$ .

#### 4.1 ESTIMATIVA DA INCERTEZA NO FUSO MICROMÉTRICO

O padrão escalonado foi colocado sobre a mesa da CMM na posição vertical. A posição do zero foi definida na face superior do último ressalto, com o mostrador analógico do tambor micrométrico indicando zero. O tambor micrométrico foi posicionado manualmente por valores crescentes e decrescentes a fim de se avaliar a histerese e foram realizados 3 ciclos de medição. A identificação e a contribuição das fontes de incerteza, para 27 mm, estão apresentadas na tabela 1 sendo que  $u$  é a incerteza padrão e  $v_{eff}$  é o grau de liberdade efetivo.

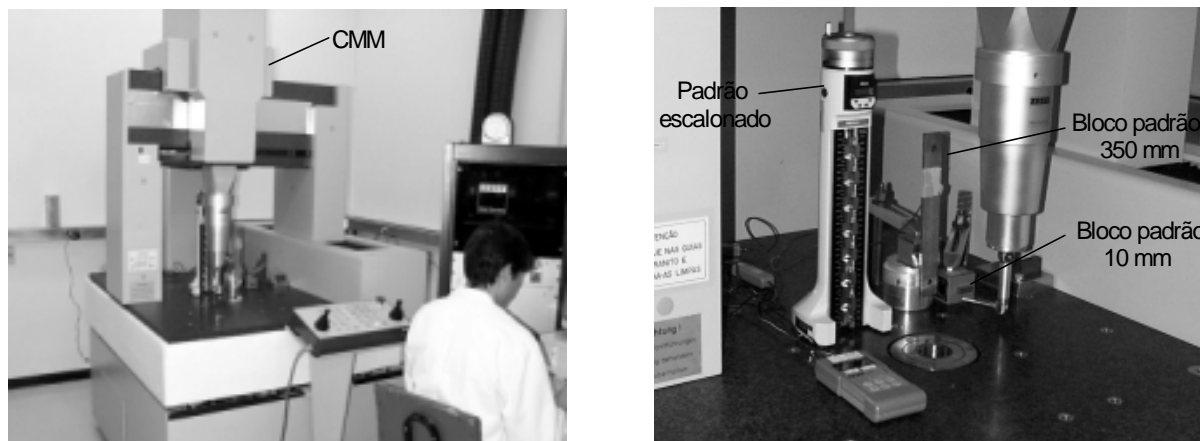


Figura 4 - Calibração de padrão escalonado com tambor micrométrico utilizando Máquina de Medir por Coordenadas, bloco padrão de 350 mm e bloco padrão de 10 mm.

Tabela 1 - Avaliação das incertezas de medição do fuso micrométrico do padrão escalonado na posição 27 mm

Símbolo	COMPONENTES DE INCERTEZA		DISTR. DE PROBABILIDADES		C <sub>i</sub>	u <sub>i</sub> ± [ mm ]	v <sub>i</sub> ou v <sub>eff</sub>
	FONTES	VALOR ± [ mm ]	TIPO	DIVISOR			
$U_{CMM}$	Incerteza da CMM	0,0010	Normal	2	1	0,0005	50
$U_{Res}$	Incerteza devida à Resolução do Parafuso	0,0010	Retangular	1,7321	1	0,0006	infinito
$U_{DifTemp}$	Diferença de Temp. entre Paraf. e Escala CMM	****	****	****	****	****	****
$U_{BP10}$	Incerteza do Bloco Padrão de 10 mm	****	****	****	****	****	****
$U_{Flut}$	Flutuação do Zero	0,0002	Retangular	1,7321	1	0,0001	infinito
$U_{Fix.BP}$	Estabilidade de fixação do BP	0,0001	Retangular	1,7321	1	0,0001	infinito
$U_{Fix}$	Estabilidade da Fixação do Padrão Escalonado	****	****	****	****	****	****
$u_A$	Incerteza Padrão Tipo A	0,0005	Normal	1,000	1	0,0005	2
$u_c$	<b>INCERTEZA COMBINADA</b>		<b>NORMAL</b>			0,00092	22
$U$	<b>INCERTEZA EXPANDIDA</b>		<b>NORMAL K= 2,12</b>			<b>0,0020</b>	

OBSERVAÇÕES:  
A incerteza de medição apresentada é a maior da faixa de medição, calculada no ponto 27 mm.  
\*\*\*\* : Fonte Desprezível.

O valor da flutuação (estabilidade) do zero ( $U_{Flut}$ ) foi estimado experimentalmente em  $\pm 0,2 \mu\text{m}$  e a estabilidade de fixação do bloco padrão ( $U_{Fix.BP}$ ) foi estimado em  $\pm 0,1 \mu\text{m}$ . Portanto, considerando as fontes de incerteza, tem-se a Incerteza Combinada ( $u_c$ ):

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} = 0,92 \mu m$$

E a Incerteza Expandida (U), para 27 mm, sendo  $v_{eff} = 22$ ,  $k = 2,12$ :

$$U = k \cdot u_c = 2 \mu m$$

#### 4.2 ESTIMATIVA DA INCERTEZA NA COLUNA DE RESSALTOS

O fuso micrométrico foi posicionado em 25 mm, de modo que o ressalto inferior ocupasse essa posição. As alturas do padrão escalonado foram medidas em relação à face superior do primeiro ressalto (50 mm, face de referência). A posição de cada face foi determinada pela apalpação de um ponto aproximadamente em seu centro e foram realizados três ciclos de medição. A identificação e a contribuição das fontes de incerteza estão apresentadas na tabela 2 para 250 mm.

Considerando a diferença de temperatura entre o padrão escalonado e o bloco Padrão ( $U_{Dif.Temp.}$ ) de 0,15 K, tem-se:

$$U_{Dif.Temp.} = \Delta L = L \Delta \alpha \Delta T, \text{ para o aço } \Delta \alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} K^{-1}.$$

Para a maior incerteza da faixa de medição (250 mm):

$$U_{Dif.Temp.} = 0,0004 \text{ mm}$$

Tabela 2 - Avaliação das incertezas de medição da coluna de ressaltos – face superior do padrão escalonado para a posição 250 mm

Símbolo	COMPONENTES DE INCERTEZA		DISTR. DE PROBABILIDADES		C i	u i ± [ mm ]	v i ou v eff
	FONTES	VALOR ± [ mm ]	TIPO	DIVISOR			
$U_{CMM}$	Incerteza da CMM	0,0010	Normal	2	1	0,0005	50
$U_{Dif.Temp.}$	Diferença de Temp. entre BP e Padrão Esc.	0,0004	Retangular	1,7321	1	0,0002	infinito
$U_{BP10}$	Incerteza do Bloco Padrão de 10 mm	****	****	****	****	****	****
$U_{BP}$	Incerteza do Bloco Padrão de 350 mm	****	****	****	****	****	****
$U_{Flut.}$	Flutuação do Zero	0,0002	Retangular	1,7321	1	0,0001	infinito
$U_{Fix.BP}$	Estabilidade de fixação do BP	0,0001	Retangular	1,7321	1	0,0001	infinito
$U_{Fix.}$	Estabilidade da Fixação do Padrão Escalonado	****	****	****	****	****	****
$U_A$	Incerteza Padrão Tipo A	****	****	****	****	****	****
$u_c$	INCERTEZA COMBINADA		NORMAL			0,00057	82
$U$	INCERTEZA EXPANDIDA		NORMAL K= 2,03			0,0012	

OBSERVAÇÕES:  
A incerteza de medição apresentada é a maior da faixa de medição, calculada no ponto 250 mm.  
\*\*\*\* : Fonte Desprezível.

Portanto, considerando as fontes de incerteza, tem-se a Incerteza Combinada ( $u_c$ ) para 250 mm:

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} = 0,57 \mu m$$

E a Incerteza Expandida (U) para  $v_{eff} = 82$ ,  $k = 2,03$ :

$$U = k \cdot u_c = 1,2 \mu m$$

A avaliação das fontes de incerteza da coluna de ressaltos – face inferior do padrão escalonado pode ser feita de forma semelhante ao item anterior.

### 4.3 CORREÇÃO E INCERTEZA DE MEDIÇÃO EM TODA FAIXA DE MEDIÇÃO

Nas tabelas 3 e 4 tem-se o resultado da calibração do padrão escalonado, apresentando-se as correções das indicações e as incertezas de medição expandidas (U) para os fatores de abrangências (k) associados a toda faixa de medição para a coluna de ressaltos e para o fuso micrométrico. As referências para os ressaltos são 50 mm para a face superior e 25 mm para a face inferior. Um sinal negativo na correção indica que a face de referência (superior ou inferior) da coluna de ressaltos está posicionada abaixo do valor nominal, em relação à base. Um sinal positivo indica o inverso.

Tabela 3 - Correção e incerteza de medição para a coluna de ressaltos

INDICAÇÃO NO SMC [mm]	CORREÇÃO [mm]	U +/- [mm]	k
Coluna de Ressaltos - Face Superior			
50	0,0000	0,0011	2,04
100	-0,0015	0,0011	2,04
150	-0,0040	0,0011	2,04
200	-0,0056	0,0011	2,04
250	-0,0060	0,0012	2,03
Coluna de Ressaltos - Face Inferior			
25	0,0000	0,0011	2,04
75	-0,0013	0,0011	2,04
125	-0,0036	0,0011	2,04
175	-0,0048	0,0011	2,04
225	-0,0055	0,0012	2,04
275	-0,0059	0,0012	2,03

Onde: SMC - Sistema de medição a calibrar - Padrão Escalonado

Tabela 4 - Correção e incerteza de medição para o fuso micrométrico

INDICAÇÃO NO SMC [mm]	MÉDIA DAS INDICAÇÕES NO SMP [mm]	CORREÇÃO [mm]	U +/- [mm]	k
2,0	2,0012	0,0012	0,0016	2,00
4,5	4,5003	0,0003	0,0016	2,00
7,1	7,1042	0,0042	0,0016	2,00
9,6	9,6042	0,0042	0,0016	2,00
12,2	12,1918	-0,0082	0,0016	2,00
14,7	14,6914	-0,0086	0,0016	2,00
17,3	17,2851	-0,0149	0,0017	2,03
19,8	19,7847	-0,0153	0,0017	2,02
22,4	22,3858	-0,0142	0,0017	2,02
24,9	24,8846	-0,0154	0,0017	2,03
27,0	26,9987	-0,0013	0,0020	2,12
27,0	26,9983	-0,0017	0,0016	2,00
24,9	24,8864	-0,0136	0,0016	2,00
22,4	22,3863	-0,0137	0,0016	2,00
19,8	19,7865	-0,0135	0,0016	2,00
17,3	17,2867	-0,0133	0,0016	2,00
14,7	14,6928	-0,0072	0,0016	2,00
12,2	12,1931	-0,0069	0,0016	2,00
9,6	9,6041	0,0041	0,0017	2,02
7,1	7,1044	0,0044	0,0016	2,00
4,5	4,4982	-0,0018	0,0016	2,00
2,0	1,9989	-0,0011	0,0016	2,00

Onde: SMP – Sistema de medição padrão – CMM

## 5. AVALIAÇÃO E CONCLUSÃO

Devido à flexibilidade, a calibração de padrões escalonados na Máquina de Medir por Coordenadas - CMM pode ser executada num menor tempo de preparação, execução e processamento (redução de até uma hora) em relação aos métodos convencionais, tendo como vantagem ainda a calibração simultânea de mais de um padrão escalonado.

A incerteza da CMM, a resolução do fuso micrométrico e as influências de temperatura contribuem de forma significativa para o resultado final da calibração. As influências de temperatura podem comprometer a calibração em situações onde as condições laboratoriais não são adequadas. O controle destas fontes de incerteza é recomendado pois através dele pode-se melhorar a qualidade do resultado da calibração.

O procedimento de avaliação da incerteza de medição adotado seguiu as recomendações do Guia para Expressão da Incerteza de Medição da ISO e através dele obteve-se um resultado confiável possibilitando comparações com valores de referência de normas e especificações. Na calibração do padrão escalonado com CMM pelo método da comparação obteve-se um resultado com incerteza expandida de 1,1 a 1,2  $\mu\text{m}$  para a coluna de ressaltos e de 1,6 a 2,0  $\mu\text{m}$  para o fuso micrométrico, que são admissíveis para este padrão.

O método da comparação nas CMMs é vantajoso pois reduz a incerteza de medição da CMM, possibilitando utilizá-la com vantagens operacionais e econômicas sobre métodos convencionais para a calibração de padrões escalonados.

## 6. REFERÊNCIAS

- Abackerli, A. J.; Cauchick Miguel, P. A., 1997, "Máquina Virtual: boa para estimar as incertezas na medição por coordenadas" - Máquinas e Metais, pp. 78-87.
- ISO, 1993, "Guide to the expression of uncertainty in measurement", First Edition, International Organization for Standardization, Switzerland, 101 pages.
- ISO 7863, 1984, "Height setting micrometers and riser blocks"- International Organization for Standardization.
- Link, W., 1997, "Metrologia Mecânica - Expressão da Incerteza de Medição" - Programa RH - Metrologia e Sociedade Brasileira de Metrologia, 67 p.
- NBR ISO 9001, 1994, "Sistemas da qualidade - Modelo para garantia da qualidade em projeto, desenvolvimento, produção, instalação e serviços associados".
- NBR ISO 9002, 1994, "Sistema da qualidade - Modelo para garantia da qualidade em produção, instalação e serviços associados".
- NBR ISO 9003, 1994, "Sistema da qualidade - Modelo para garantia da qualidade em inspeção e ensaios finais".
- NBR ISO 9004-1, 1994, "Gestão da qualidade e elementos do sistema da qualidade" - Parte 1: Diretrizes.
- QS – 9000, 1998, "Requisitos do Sistema da qualidade" - 2ª Edição Brasileira, ANFAVEA.



- PTB; NPL; TU Eindhoven; Feinmess; Brown and Sharp; Zeiss, 1998, "Traceability of Coordinate Measurements According to the Method of Virtual Measuring Machine" - Proposed Guideline State: August 1997, Part 2 of the Draft Final Report, Project MAT1-CT94-0076, PTB.
- Trapet, E. - "Introduction to Traceability with the Virtual CMM" - Workshop on Traceability of Coordinate Measuring Machines, PTB, October 9-10, 1997.
- Valente de Oliveira, J. C., Pires Alves, J.A., 1997, "INMETRO's Performance in Calibration of Ball Bars", XIV IMEKO World Congress, Volume V, Topic 8, Tampere, Finland, pp. 1-6.
- VDI/VDE/DGQ 2618 - Blatt 16 - "Prüfanweisung für Höhenmessschrauben" - Verein Deutscher Ingenieure; Januar, 1991.

# AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA MASSA MOLECULAR NA CALIBRAÇÃO DINÂMICA DE TRANSDUTORES DE PRESSÃO EM UM TUBO DE CHOQUE

**Alessandro Borges de Sousa Oliveira**

**Manuel Nascimento Dias Barcelos Júnior**

**João Nildo de Souza Vianna**

Universidade de Brasília - UnB, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail :[borges@enm.unb.br](mailto:borges@enm.unb.br)

## Resumo

Esse trabalho tem como objetivo apresentar um estudo experimental dos fenômenos físicos que ocorrem no tubo de choque na calibração dinâmica de sensores de pressão. A metodologia utilizada permite a verificação da influência da diferença de massa molecular dos gases utilizados sobre o sinal de pressão. Todo o estudo é realizado com base nas curvas de resposta em frequência de um sensor de pressão padrão com relação a um sensor de pressão de trabalho. A utilização de um gás com pequena massa molecular na câmara de alta pressão de um tubo de choque em conjunto com um gás de grande massa molecular na câmara de baixa pressão apresenta um excelente comportamento metrológico para calibração de sensores que operam em elevadas frequências.

**Palavras-chave:** Metrologia Dinâmica, Tubo de Choque, Calibração Dinâmica

## 1. INTRODUÇÃO

A evolução do conhecimento técnico-científico tem requerido métodos confiáveis de medição de pressão dinâmica em frequências de 0 a 10 MHz. O conhecimento amplo do comportamento dinâmico dos sensores de pressão é de grande importância. Entretanto a caracterização destes sensores é limitada pelos dispositivos de calibração dinâmica existentes.

A calibração dinâmica de um instrumento de medição visa a determinação de seu sinal de saída no tempo por meio de um sinal de entrada conhecido, de modo a se avaliar o seu tempo de resposta. O nível de confiabilidade da calibração depende do profundo conhecimento do sinal de referência e do conjunto de aparelhos utilizados na aquisição deste sinal.

Atualmente, dentro da bibliografia especializada (Carvalho, 1995; Damion, 1997; Damion, 1993), o tubo de choque é reconhecido como o instrumento mais indicado para a calibração dinâmica de sensores de pressão de alta frequência. Sua primeira utilização como dispositivo de calibração ocorreu em 1943, por G.T. Reynolds. Desde então o Tubo de Choque tem sido empregado como meio de calibração de instrumentos para estudos experimentais de fenômenos que variam rapidamente.

A qualidade metrológica do degrau de pressão gerado pelo tubo de choque depende do controle de diversas variáveis, tais como geometria e técnicas de construção do tubo, diferença de massa molecular dos gases utilizados e fatores que afastam os processos reais, que ocorrem no interior do tubo, dos ideais. Os eventos que ocorrem no interior de um tubo de choque são extremamente rápidos e de difícil medição.

O trabalho consiste da determinação de forma quantitativa de como as diferentes massas moleculares e propriedades dos gases influenciam na qualidade do degrau de pressão, no fundo de um tubo de choque. Esse estudo é desenvolvido em um tubo de choque metroológico (TCM) do Laboratório de Metrologia Dinâmica (LMD) da Universidade de Brasília. O tubo de choque metroológico é feito de aço, podendo suportar à pressão máxima de 20 bar. O tubo de choque é instrumentado com sensores de pressão piezelétricos, onde são utilizados com diferentes gases.

## 2. METODOLOGIA E APARATO EXPERIMENTAL

A qualidade do sinal metroológico de um tubo de choque pode ser afetada pelas diferentes massas moleculares e propriedades dos gases utilizados. Então, o objetivo desse estudo está centrado na determinação de metodologias que possam melhorar as qualidades metroológicas desse sinal, fazendo ensaios com diferentes gases, em diversas combinações no interior do tubo. Cada ensaio é feito usando-se apenas um nível de pressão entre as câmaras, que é 3 bar no tubo indutor e 2 bar no tubo induzido. Este nível é escolhido de modo a seguir um padrão utilizado em ensaios, que é adotado pela grande maioria de pesquisadores que trabalham com tubo de choque no mundo (Damion, 1997; Damion, 1993).

**Tabela 2.1:** Combinações dos gases nos ensaios

Ensaio	Tubo Indutor	Tubo Induzido
Ensaio 1	Ar atmosférico	Dióxido de Carbono
Ensaio 2	Dióxido de Carbono	Ar atmosférico
Ensaio 3	Hélio	Ar atmosférico

As combinações de gases que são aqui apresentadas, são assim escolhidas de modo a otimizar o uso dos gases, evitando desperdício e podendo avaliar a interação de gases com pequenas massas moleculares com gases de grandes massas moleculares.

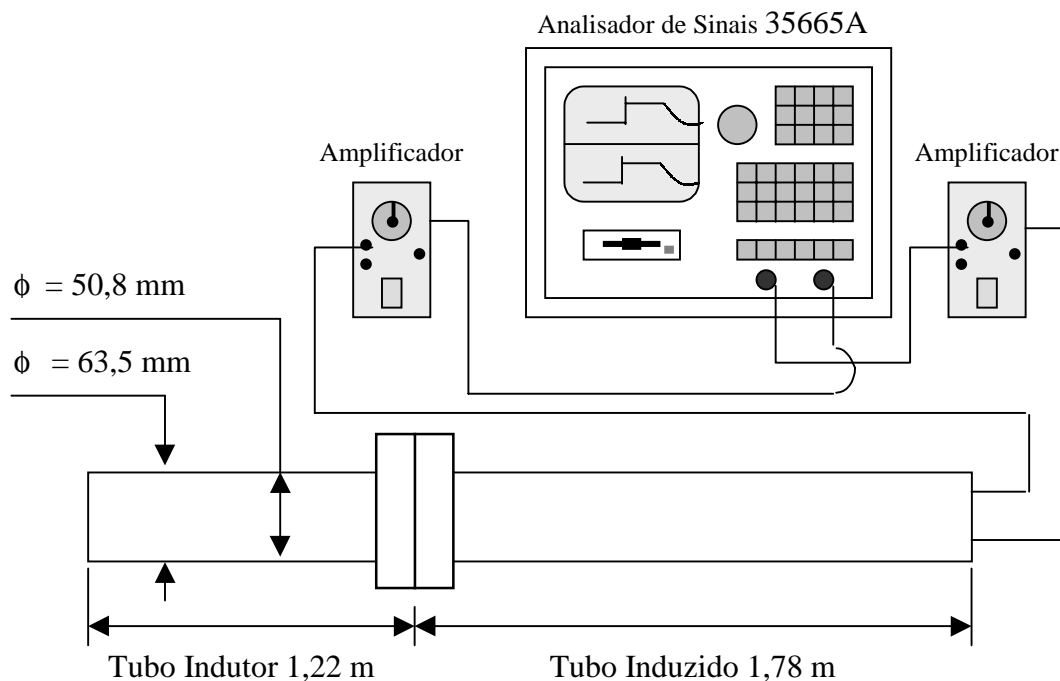


Figura 2.1: Esquema dos instrumentos de medição na bancada de ensaios para realização da medição da resposta em frequência dos sensores de pressão Padrão e de Trabalho.

Os sensores de pressão Padrão e o de Trabalho são posicionados faceando o fundo do tubo induzido. A partir dessa montagem são realizados os ensaios para se observar a curva de resposta de frequência destes sensores. Nesse ensaio não é usada a configuração de gás com ar nas duas câmaras, pois sua curva de resposta de frequência já é bem conhecida.

Para garantir a fidelidade dos resultados obtidos, é realizado um procedimento de limpeza dos tubos indutor e induzido, de forma que garanta, em cada uma das câmaras a pureza dos gases nelas contidos (Guimarães, 1997). Por impurezas entende-se os outros gases presentes na câmara, que sejam diferentes do gás de ensaio. O procedimento de limpeza das câmaras é descrito a seguir.

- 1) Após ou ao se iniciar cada ensaio, faz-se a abertura do tubo colocando-se uma nova membrana.
- 2) Fecha-se o tubo e despressuriza-se as câmaras, com auxílio de uma bomba, até uma pressão cerca de 65 kPa absoluta.
- 3) Depois, pressuriza-se cada câmara, com os respectivos gases. A pressurização é feita ao mesmo tempo nos dois lados do tubo com o objetivo de evitar que a membrana sofra grandes deformações ou que se rompa.

A execução deste trabalho utiliza o seguinte aparato experimental:

- Sensores piezelétrico (KISTLER) Sensor de pressão Padrão (referência) tipo <sup>A</sup>  
Sensor de pressão de Trabalho (calibração) tipo
- Amplificadores de carga (KISTLER; modelo analógico 5007 e modelo digital 5011):

Esses aparelhos amplificam e convertem o sinal de carga em função do tempo em um sinal de diferença de potencial em função do

Filtros de sinais (DL INSTRUMENTS; modelo: 4213): Esses instrumentos realizam a filtragem dos sinais de diferença potencial no tempo fornecidos pelos amplificadores, utilizando uma faixa operação de 0 a 40kHz. No trabalho experimental realizado é empregado um filtro de sinal para cada

Analizador de Sinais (Hewlett Packard; modelo: 35665A): Captura o sinal do anemômetro de fio frio e do sensor piezelétrico de pressão. Pode ser operado em altas faixas de frequência, sendo mais que o suficiente para a aquisição de sinais dos sensores

### 3.RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

A análise dos resultados está centrada na observação dos resultados de resposta em frequência das diferentes combinações de gases utilizadas. Os valores de resposta em frequência obtidos não sofreram nenhum tipo de tratamento especial além do cálculo da média e do desvio padrão (GUM, 1993; Mayer; Siqueira). Isto porque esses valores já são adquiridos em sua forma final, ou seja, os valores de diferença de potencial já possuem uma relação direta com a unidade da grandeza medida.

Tabela 3.1: Valores obtidos para o cálculo de massa residual de ar no tubo de choque metrológico em cada combinação de gás utilizada

	Ensaio		
	Ar – CO2	CO2 - Ar	He – Ar
Massa residual de ar [kg]	0,002736	0,0018598	0,001936
Razão mássica [%]	23,57	15,06	67,05
Razão volumétrica [%]	31,92	21,22	21,94

Comparando-se as curvas de resposta em frequência obtidas para cada configuração de gás utilizada, observa-se que tanto o gráfico de Amplificação como o de Fase possuem melhor comportamento quando utiliza-se a configuração He – Ar. As diferenças entre o sensor Padrão e o de Trabalho utilizando-se a configuração He-Ar ocorrem a partir da frequência de 9kHz. Enquanto que as diferenças para a configuração Ar-CO<sub>2</sub> ocorrem a 3kHz e para a configuração CO<sub>2</sub>-Ar ocorrem a 4kHz.

Gráfico da Magnitude da Resposta em Frequência dos sensores de pressão no fundo do Tubo de Choque Metrológico na configuração Ar - CO<sub>2</sub>

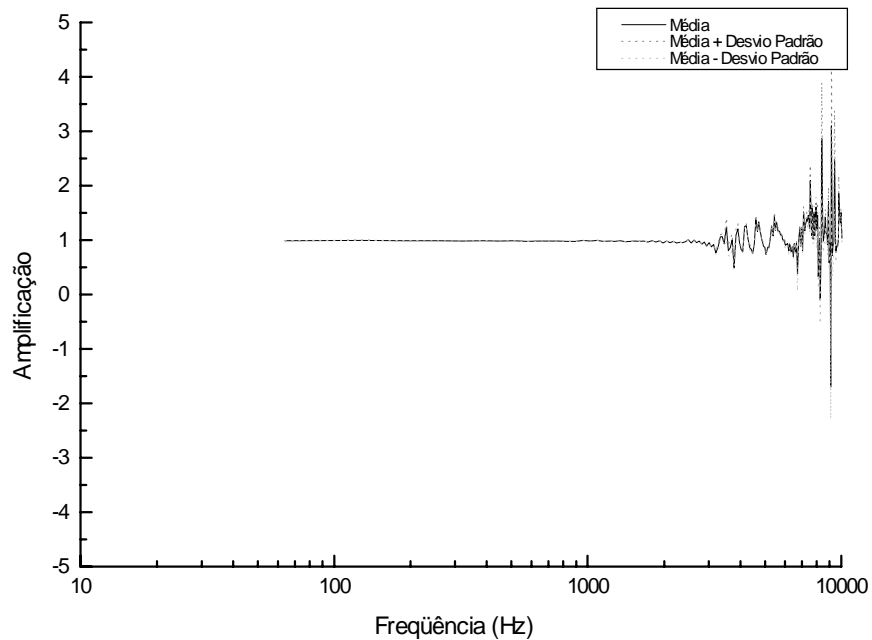


Gráfico da Fase da Resposta em Frequência dos sensores de pressão no fundo do Tubo de Choque Metrológico na configuração Ar - CO<sub>2</sub>

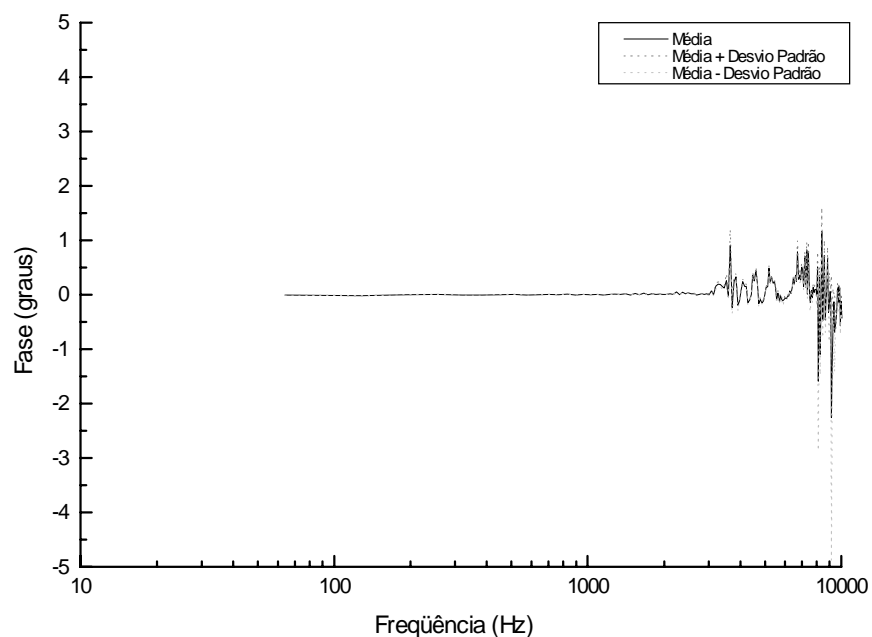


Figura 3.1: Curvas de resposta em frequência dos sensores de pressão Padrão e de Trabalho no fundo do tubo de choque Metrológico na configuração Ar – CO<sub>2</sub>.

No gráfico de Fase da figura 3.3 da configuração He – Ar observa-se que os valores de pressão medidos pelo sensor de Trabalho, a partir de uma alta intensidade de frequência, possuem uma pequena defasagem, cerca de 0,1 graus, em relação aos valores medidos pelo sensor Padrão. Quanto a defasagem para a configuração Ar-CO<sub>2</sub>, esta é de 0,6 graus e para a configuração CO<sub>2</sub>-Ar é de 0,3 graus.

Gráfico da Magnitude da Resposta em Frequência dos sensores de pressão no fundo do Tubo de Choque Metrológico na configuração CO<sub>2</sub> - Ar

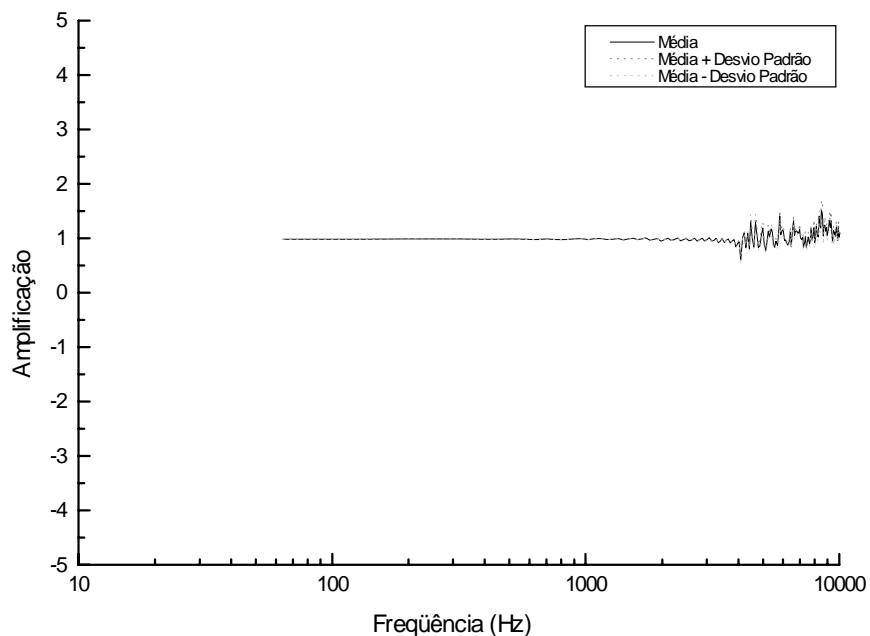


Gráfico da Fase da Resposta em Frequência dos sensores de pressão no fundo do Tubo de Choque Metrológico na configuração CO<sub>2</sub> - Ar

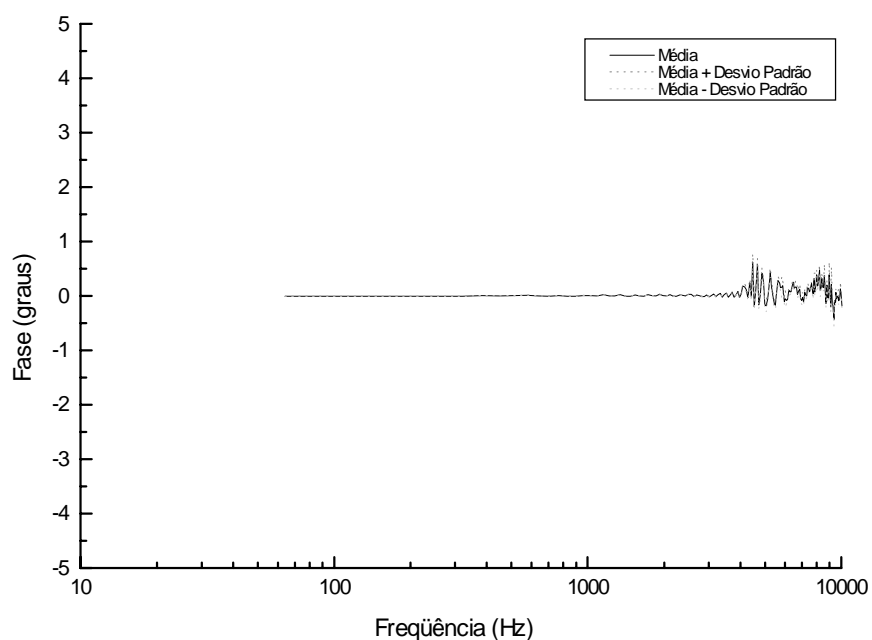


Figura 3.2: Curvas de resposta em frequência dos sensores de pressão Padrão e de Trabalho no fundo do tubo de choque Metrológico na configuração CO<sub>2</sub> – Ar.

Com relação ao gráfico da grandeza Amplificação da figura 3.3 observa-se, também, que a magnitude do sinal de pressão medido pelo sensor de Trabalho difere da magnitude do sinal medido pelo sensor Padrão por uma parcela muito pequena, de cerca de 5%. Já a diferença para a configuração Ar-CO<sub>2</sub> é de 30% e para a configuração CO<sub>2</sub>-Ar é de 15%. Um outro fato que valoriza a configuração He – Ar é a curta duração de tempo do degrau de pressão, indicando esta configuração para trabalhos de calibração com sensores que operam em alta frequência. São esses fatores, aqui destacados, que apresentam a configuração He – Ar como a de melhor comportamento para fins metrológicos utilizando-se o tubo de choque, dentre as observadas.

Gráfico da Magnitude da Resposta em Frequência dos sensores de pressão no fundo do Tubo de Choque Metrológico na configuração He - Ar

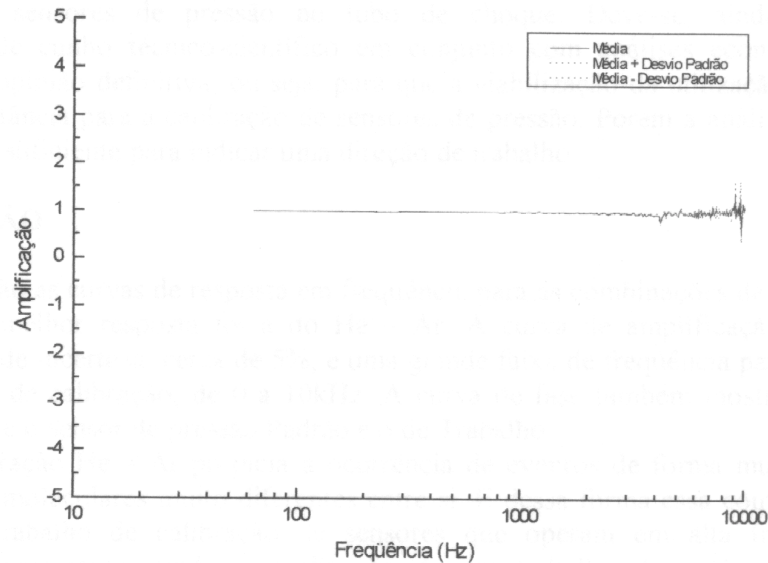


Gráfico da Fase da Resposta em Frequência dos sensores de pressão no fundo do Tubo de Choque Metrológico na configuração He - Ar

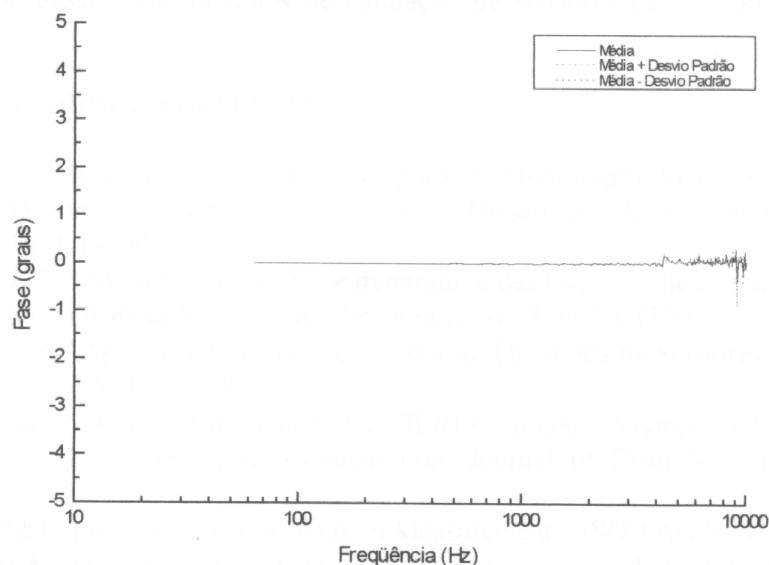


Figura 3.3: Curvas de resposta em frequência dos sensores de pressão Padrão e de Trabalho no fundo do tubo de choque Metrológico na configuração He – Ar.

Depois da configuração He – Ar, a que apresenta melhor comportamento metrológico é a CO<sub>2</sub> – Ar da figura 3.2, e em último lugar tem-se a configuração Ar – CO<sub>2</sub> da figura 3.1. Isto se processa seguindo o que já era esperado pela teoria, ou seja, que quanto maior for a diferença entre as massas moleculares dos gases do tubo, mais rápido se processam os eventos e melhor é o trabalho de calibração em altas frequência. Faz-se necessário ressaltar que a faixa de frequência que se está usando para a comparação das diversas combinações é a faixa de frequência utilizada para calibração de sensores de pressão no tubo de choque, que é de cerca de 10 kHz.

Não se pode dizer, que a análise aqui colocada por si só é o suficiente para se ter um conclusão absoluta para se adotar a configuração He – Ar como a melhor para ser utilizada na calibração de sensores de pressão no tubo de choque. Deve-se, ainda, fazer outras comparações de cunho técnico-científico em conjunto com análises econômicas para se chegar a uma opinião definitiva, ou seja, para que a viabilização da utilização do gás ser de extrema importância para a calibração de sensores de pressão. Porém a análise mostrada por este estudo é o suficiente para indicar uma direção de trabalho.

#### 4. CONCLUSÃO

Com relação as curvas de resposta em frequência para as combinações de gases utilizadas a que obteve melhor resposta foi a do He – Ar. A curva de amplificação apresenta um pequeno valor de incerteza, cerca de 5%, e uma grande faixa de frequência para utilização em procedimentos de calibração, de 0 a 10kHz. A curva de fase também mostra uma pequena defasagem entre o sensor de pressão Padrão e o de Trabalho.

A configuração He – Ar propicia a ocorrência de eventos de forma muito rápida, pois possui massas moleculares muito diferentes entre si. E dessa forma essa configuração tem o potencial de trabalho de calibração de sensores que operam em alta frequência. Mas, entretanto, é importante, ainda, a realização de um trabalho de análise de viabilidade econômica, pois se sabe que o Hélio é muito caro; em conjunto com uma avaliação mais profunda de cunho técnico-científico para dirimir qualquer dúvida sobre a adoção dessa configuração de ensaio nos trabalhos de calibração de sensores de pressão com o tubo de choque.

#### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CARVALHO, Marco A. M. de, “Estudo e Aplicação Metrológica do Tubo de Choque para a Calibração Dinâmica de Sensores de Pressão – Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica”, UnB, Brasília - DF, 1995.
- DAMION, J. P., “Moyens d’étalonnage dynamique des Capteurs de Pression”, Bulletin d’information du Bureau National de Métrologie, vol. 8, nº 30, (1997).
- DAMION, J. P., “Apostilas do Curso de Calibração Dinâmica de Sensores de Pressão e Temperatura”, ENM/UnB, 1993.
- DELALE, Can F.; SCHNERR, Günter H. e ZIEREP, Jurgen, “Asymptotic Solution of Shock Tube Flows with Homogeneous Condensation, Journal of Fluid Mechanics, p. 93-118, (1995).
- “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, ISO TAG/WG3, 1993.
- GUIMARÃES, Antonio M. F., “Análise de Processos em um Tubo Gerador de Ondas de Choque - Relatório submetido como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico”, UnB, Brasília - DF, 1997.
- HENRIQUES, Durval S. F., “Aerodinâmica da Asa e Fuselagem - Apostila”, Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos - SP, 1994.



- HOLMAN, J. P., "Metodos Experimentales para Ingenieros", Libros McGraw-Hill de Mexico, Mexico, 1977.
- HOUAS, L. e CHEMAOUNI, I., "Experimental Investigation of Richtmyer-Meshkov Instability in Shock Tube", Physics Fluids, vol. 8, nº 2, p. 614-627, (1996).
- JONES, M. A. e JACOBS, J. W., "A Membraneless Experiment for the Study of Richtmyer-Meshkov Instability of a Shock-Accelerated Gas Interface", Physics Fluids, vol. 9, nº 10, p. 3078-3085, (1997).
- KARIMIAN, S. M. H. e SCHNEIDER, G. E., "Application of a Control-Volume-Based Finite-Element Formulation to the Shock Tube Problem", AIAA Journal, vol. 33, nº 1, p. 165-167, 1995.
- KIM, K. -S.; LEE, Y. e SETTLES, G. S., "Laser Interferometer/Preston Tube Skin-Friction Comparison in Shock/Boundary-Layer Interaction", AIAA Journal, vol. 29, p. 1007-1009, (1991).
- MAKAREVICH, G. A. e LISENKOVA, G. S., "Shock-Tube for Calibration of Pressure Detectors", Instruments and Experimental Techniques, vol. 23, p. 811-812, (1980).
- MAYER, Paul L., "Probabilidade: Aplicações a Estatística", Editora Livros Técnicos e Científicos AS, São Paulo - SP.
- ORTEGA, Marcos A., "Dinâmica dos Gases – Apostila do Curso de Escoamentos Copressíveis", ITA - IEA - IEAA, São José dos Campos - SP.
- PAI, Shihi-I, "Introduction to the Theory of Compressible Flow", D. Van Norstrand Company Inc., 1959.
- SCHWEPPE, J.L.; EICHBERGER, L. C.; MUSTER, D. F.; MICHAELS, E. L e PASKUSZ, G. F., "Methods for the Dynamic Calibration of Pressure Transducers - National Bureau of Standards Monograph 67", U.S. Government Printing Office, Washington - D.C., 1963.
- SHAPIRO, Ascher H., "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow - Volume I", The Ronald Press Company, New York, 1953.
- SHAPIRO, Ascher H., "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow - Volume II", The Ronald Press Company, New York, 1953.
- SIQUEIRA, Mário B. B. de, "Incerteza de Medição segundo a ISO TAG4/WG3 - Apostila de Curso", Unb, Brasília - DF.
- STACEY, C. H. B. e SIMMONS, J. M., "Measurement of Shock-Wave/Boundary-Layer Interaction in a Free-Piston Shock Tunnel", AIAA Journal, vol. 30, nº 8, p. 2095-2098, (1992).
- STEIDEL, Robert F. Jr., "An Introduction to Mechanical Vibrations", John Wiley & Sons Inc., New York, 1989.
- TAKANO, Y. e AKAMATSU, T., "A Diaphragmless Shock Tube", Journal of Physics. E: Scientific Instruments, vol. 17, p. 644-646, (1984).

# CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DE UM DISPOSITIVO DE ABERTURA RÁPIDA

**Alessandro Borges de Sousa Oliveira**

**Elpídio Quinderé Fritsche**

**Fernando Jorge Rodrigues Neves**

**João Nildo de Souza Vianna**

Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900, Brasília, DF, Brasil. E-mail: [borges@enm.unb.br](mailto:borges@enm.unb.br)

## Resumo

Neste trabalho é feita a determinação da faixa de utilização do dispositivo de abertura rápida, utilizado para a calibração dinâmica de sensores de pressão, através da análise da curva de resposta em frequência de um transdutor de pressão. Esta curva é obtida através de um programa que analisa os dados experimentais e gera um degrau teórico. O dispositivo de abertura rápida é descrito detalhadamente, bem como a instrumentação utilizada e a metodologia adotada no experimento. Os resultados obtidos são avaliados graficamente apresentando conclusões referentes a análise dos mesmos.

**Palavras-chave:** Calibração dinâmica, Transdutores de pressão, Metrologia

## 1. INTRODUÇÃO

O transdutor de pressão é o elemento sensível utilizado na medida de pressão variável. Consideram-se aqui situações em que variações significativas ocorrem em pequenos intervalos de tempo, como no caso do monitoramento da pressão no interior de cilindros de motores de combustão interna, na detecção de defeitos em sistemas de bombas hidráulicas ou mesmo em sistemas cardiovasculares (Carvalho, 1995).

O transdutor deve responder com exatidão, ao sinal a que está sendo submetido, reproduzindo com fidelidade variações de pressão, de forma a se ter uma confiabilidade nas leituras feitas. Assim, surge a necessidade de se calibrar os transdutores dinamicamente. Essa calibração consiste na determinação das características dinâmicas do sensor, que em geral se realiza da melhor forma pela determinação de sua Função de Transferência.

A grande diversificação de sensores utilizados atualmente, exige diferentes dispositivos de calibração que possam atuar em diferentes regimes de frequência e de amplitude de sinal.

Com o intuito de permitir a calibração dinâmica, foram desenvolvidos vários dispositivos de calibração dinâmica de transdutores de pressão, sendo que estes, possuem suas faixas de operação muito bem definidas (Diniz, 1994) (Vianna, 2000).

Dentre os dispositivos de calibração, destaca-se o dispositivo de abertura rápida - DAR - que é utilizado para trabalhar com sensores de pressão em baixas frequências (1 Hz à 150 Hz) e, em níveis moderados de amplitude (0.1 bar à 10 bar).

O sinal gerado por um dispositivo de calibração dinâmica deve ser conhecido e bem definido. Este trabalho tem por objetivo determinar as características de operação do dispositivo de abertura rápida através da análise da resposta em frequência de um transdutor de pressão.

A resposta em frequência é obtida, neste trabalho, utilizando o programa RFREQ (Villa, 2000).

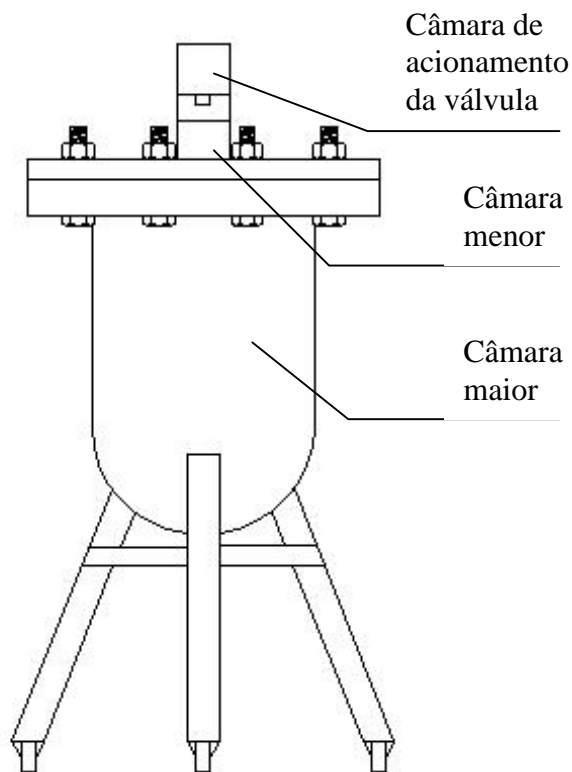
## 2. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO E INSTRUMENTAÇÃO

O dispositivo de abertura rápida é um equipamento gerador de degrau de pressão, utilizado na calibração dinâmica de sensores de pressão.

Esse dispositivo é considerado aperiódico e é constituído basicamente por duas câmaras. A câmara menor possui o volume de  $12.4 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ . O volume da câmara maior é, aproximadamente, 3000 vezes maior que o da primeira. A ligação entre as câmaras é feita por uma válvula de acionamento pneumático. O sensor de pressão é instalado na câmara menor que, portanto, serve como meio de calibração. Normalmente, utiliza-se uma pressão na câmara maior superior à pressão da câmara menor.

Com a abertura da válvula, devido a grande diferença de volume entre as câmaras, a pressão final na câmara menor torna-se igual a própria pressão da câmara maior. Desta forma, o sensor é submetido à um degrau de pressão que corresponde à diferença entre as pressões da câmara maior e menor. Este degrau de pressão é de duração infinita, uma vez que, a pressão final do conjunto é a pressão da câmara maior.

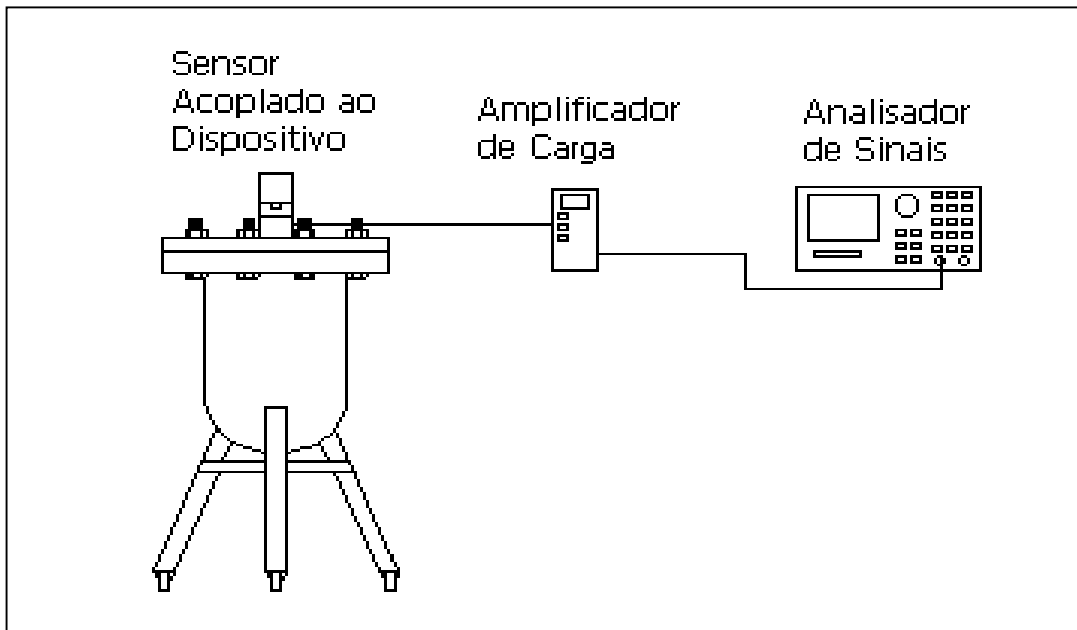
O dispositivo de abertura rápida é mostrado na figura 1:



**Figura 1.** Dispositivo de abertura rápida

O dispositivo de abertura rápida gera um degrau de pressão que excita um sensor piezoelétrico de pressão que está devidamente fixado na câmara menor. Este, por sua vez, transforma a variação de pressão que lhe é imposta em variação de carga elétrica. O sinal de carga gerado é processado por um amplificador de carga. O sinal de tensão elétrica gerado pelo amplificador de carga é transmitido a um analisador de sinais onde é adquirido e processado.

A figura 2 apresenta de forma esquemática a instrumentação do experimento:



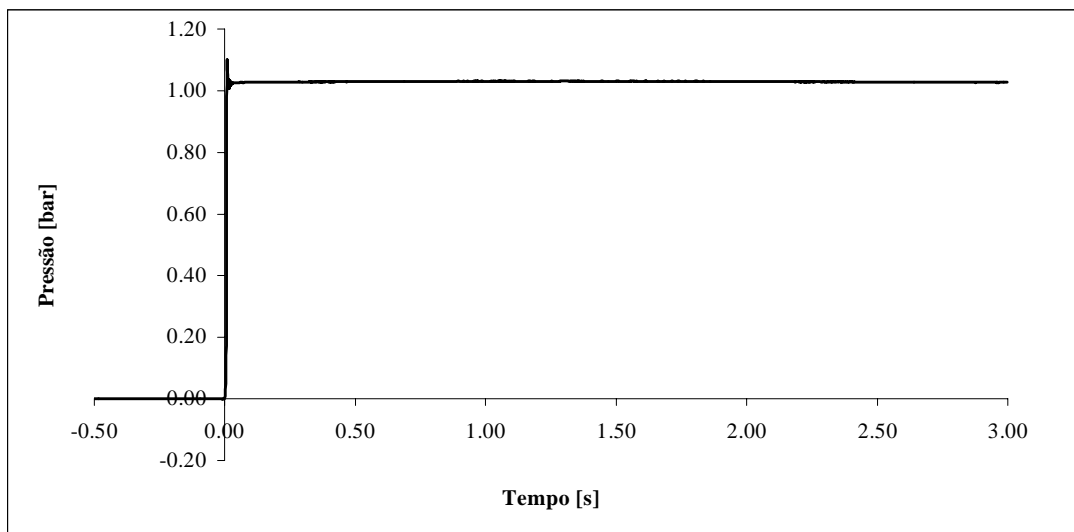
**Figura 2.** Instrumentação

### 3. METODOLOGIA

O dispositivo de abertura rápida é conectado à linha de pressão e, estando a válvula pneumática fechada, a câmara maior é pressurizada com ar até uma pressão de 1.89 bar. A câmara menor é mantida à pressão atmosférica, no caso, de 0.89 bar, obtendo-se portanto, o degrau de 1 bar de pressão. A válvula de acionamento pneumático é pressurizada com 3.89 bar de pressão e, então, através da chave seletora, abre-se a mesma. A válvula só é fechada depois da aquisição completa do sinal pelo analisador.

O ar é então retirado da câmara menor, para que a mesma volte a pressão atmosférica, e para que o dispositivo esteja preparado para nova repetição.

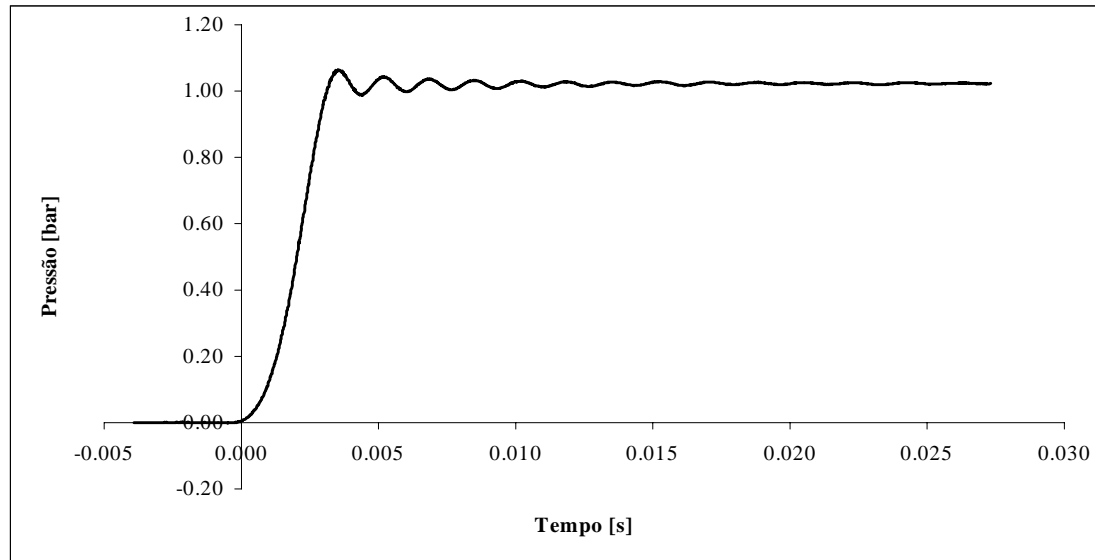
São realizadas 6 repetições mantendo-se todos os parâmetros do processo constantes.



**Figura 3.** Sinal de pressão gerado por este DAR

A figura 3 mostra um sinal obtido pelo dispositivo de abertura rápida com degrau de 1 bar de pressão. O gráfico apresenta um degrau quase perfeito.

O gráfico obtido com o eixo das abcissas expandido (figura 4) demonstra que o degrau real tem um tempo de subida finito, se afastando, como seria de esperar, do comportamento do degrau teórico.



**Figura 4.** Gráfico com eixo das abcissas expandido

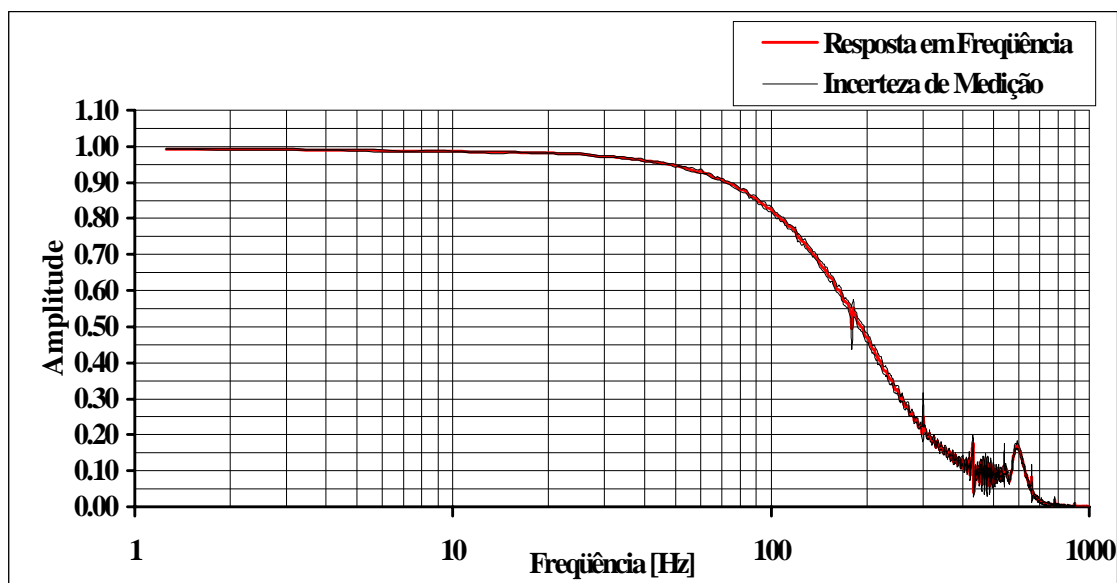
#### 4. RESULTADOS

Usando o programa RFREQ obtém-se a resposta em frequência do dispositivo. Para tal, o programa usa como sinal de referência para o processamento, um degrau teórico (não obtido experimentalmente).

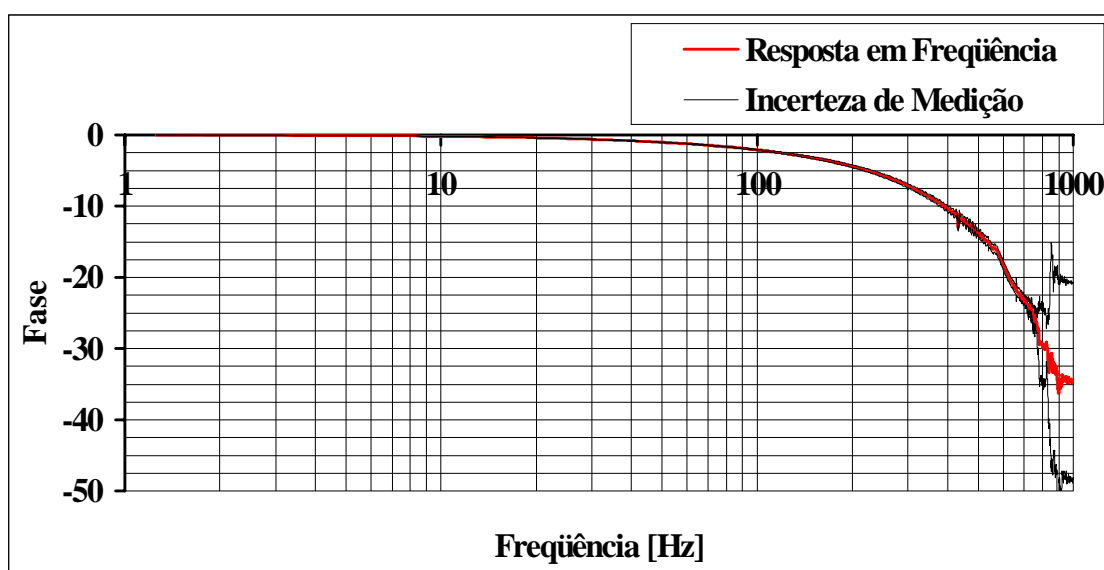
Pressupondo-se que o sensor de pressão utilizado tenha uma curva de resposta em frequência linear (magnitude 1 e fase  $0^\circ$ ) na faixa de frequências a ser analisada, teremos então que a Função de Resposta em Frequência (FRF) obtida é a que corresponde ao comportamento dinâmico do dispositivo de abertura rápida. De fato, foi utilizado um sensor de referência com características dinâmicas conhecidas que atendem à especificação acima.

Deve-se notar que a obtenção da Função de Resposta em Frequência na situação aqui descrita não é trivial, considerando que: a) não está disponível um sinal de referência para cálculo da FRF; b) sendo o sinal um degrau de duração infinita apresentam-se problemas de convergência de cálculo da FRF (estes problemas são resolvidos pelo programa RFREQ).

Utilizando os dados obtidos através do ensaio realizado, determinou-se a resposta em frequência do dispositivo de abertura rápida que está mostrada a seguir, nas figuras 5 e 6. Vale ressaltar que este programa também calculou a incerteza de medição (Oliveira, 1998) para uma confiabilidade de 95% e com 5 graus de liberdade.



**Figura 5.** Gráfico de resposta em frequência (amplitude) utilizando um degrau teórico



**Figura 6.** Gráfico de resposta em frequência (fase) utilizando um degrau teórico

Observando as figuras 5 e 6, pôde-se constatar que as curvas apresentaram um decaimento significativo, a partir da frequência de 70 Hz.

A incerteza de medição foi baixa, mostrando uma boa repetibilidade do sinal gerado pelo dispositivo de abertura rápida.

O gráfico de resposta em frequência apresentado na figura 5 e 6, representa a caracterização dinâmica do dispositivo de abertura rápida podendo-se dizer, portanto, que o dispositivo gera um degrau de pressão próximo do degrau teórico, para uma faixa de frequência de 0 até 70 Hz.

## 5. CONCLUSÃO

Foi desenvolvida uma metodologia para a caracterização dinâmica do dispositivo de abertura rápida. Esta metodologia pode ser estendida à caracterização de outros dispositivos usados para calibração dinâmica de sensores de pressão, ou de outras grandezas (temperatura por exemplo).

A resposta em frequência utilizando um degrau teórico como sinal de entrada, apresentou uma baixa incerteza de medição mostrando, com isso, uma boa repetibilidade do sinal.

O dispositivo foi caracterizado de forma que, o mesmo pode ser utilizado com confiabilidade, em uma faixa de frequência de 0 até 70 Hz.

## 6. REFERÊNCIAS

- Carvalho, M.A.M., 1995, “Estudo e Aplicação Metrológica do Tubo de Choque para a Calibração Dinâmica de Sensores de Pressão”, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, D.F., Brasil, 187p.
- Diniz, A.C.G.C., 1994, “Gerador Periódico para Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão”, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, D.F., Brasil, 122p.
- Oliveira, A.B.S., Siqueira, M.B.B. and Vianna, J.N.S., 1998, “Determinação de Incerteza de Medição em Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão”, ENCIT.98, 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, R.J., Brasil.
- Vianna, J.N.S., Oliveira, A.B.S. and Damion, J.P., 2000, “The Influence of the Diaphragm on The Metrological Characteristics of A Shock Tube”, Revista Metrologia, Paris, França.
- Villa, C.V.S., 2000, “RFREQ – Software para Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão”, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, D.F., Brasil, 132p.

# Uma técnica alternativa para o ensaio geométrico de Centros de Usinagem

André Roberto de Sousa  
ETFSC - Gerência de Metal-Mecânica  
ars@labmetro.ufsc.br

Carlos Alberto Schneider  
Engenharia Mecânica - UFSC  
cas@certi.ufsc.br

## Resumo

Um apalpador de medição é utilizado em um centro de usinagem vertical de 3 eixos para medir uma placa de furos pré-calibrada em uma máquina de medir por coordenadas (CMM). Através da comparação entre as posições medidas e calibradas dos centros dos furos da placa, determinam-se as principais componentes de erros da máquina-ferramenta, possibilitando uma ação preventiva para otimizar sua exatidão, por exemplo, utilizando-se os desvios determinados para uma correção eletrônica de erros pelo CNC da máquina. Este método de ensaio é prático e rápido de utilização, e resultados experimentais indicam que sua incerteza é comparável à de técnicas consagradas, a um custo bem menor.

**Palavras-chave:** Metrologia, Máquina-ferramenta, Ensaio Geométrico

## 1. INTRODUÇÃO

Os erros geométricos das máquinas-ferramenta são transferidos diretamente às peças usinadas, afetando sua exatidão e a produtividade do processo. Com o desenvolvimento do CNC, alguns destes erros mecânicos podem ser compensados eletronicamente, e esta compensação tem permitido a existência de máquinas-ferramenta com exatidão crescente a custos decrescentes. Para obter vantagem destes recursos, os usuários deveriam ensaiar e atualizar a correção periodicamente, já que a exatidão geométrica da máquina varia de acordo com o uso normal e/ou após de uma colisão, por exemplo. No entanto, apesar da maioria dos CNCs terem esses recursos, a maioria dos usuários nunca testa as suas máquinas e muito menos atualiza a tabela de compensação de erros no CNC. Uma das razões encontradas para essa negligência são dificuldades das técnicas de ensaio geométrico empregadas para verificar a exatidão da máquina: as técnicas clássicas normalmente apresentam alto custo e/ou são de aplicação difícil e demorada e, mais ainda, os resultados normalmente não estão com formatação configurada para a compensação de erros via CNC. Nos últimos anos, várias técnicas novas surgiram com a finalidade de superar essas limitações e motivar os usuários de máquinas a ensaios mais frequentes em seus equipamentos (Ziegert, 1994) (Liotto, 1997).

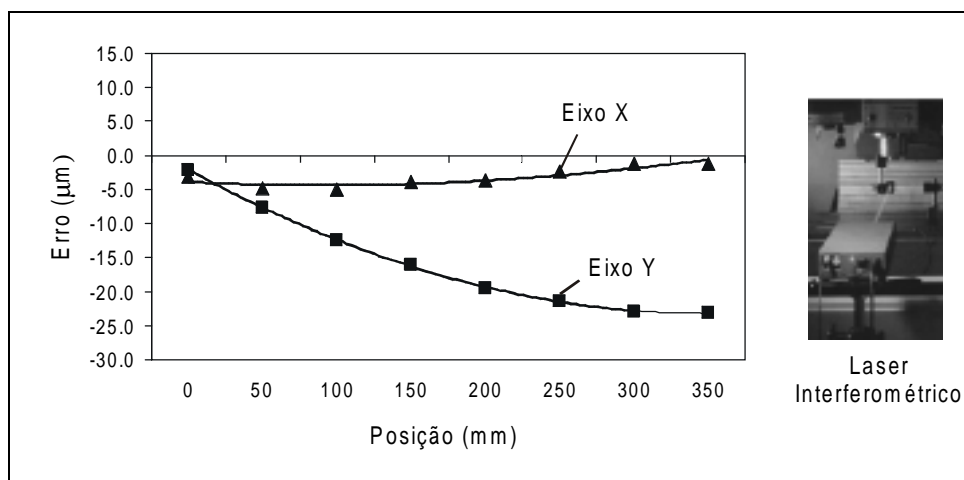
Neste artigo é apresentado uma técnica alternativa para o ensaio de máquinas, desenvolvida no **LABMETRO – UFSC**, em cooperação com a **Fundação CERTI, Diadur Ind. e Com.** e o **Laboratório de Mecânica de Precisão – LMP – UFSC**. O objetivo deste projeto é criar um método de ensaio geométrico confiável, mas de baixo custo e fácil aplicação, de forma a motivar os usuários de máquinas-ferramenta a realizarem verificações mais frequentes em seus equipamentos.



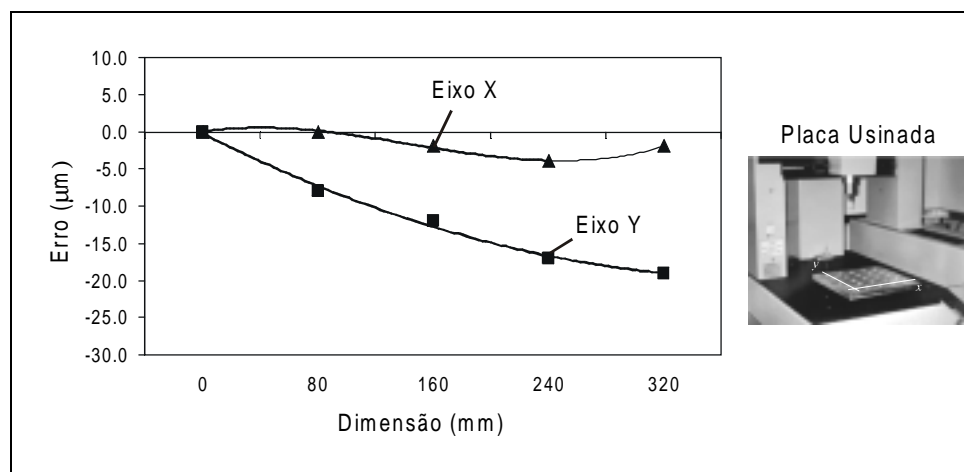
## 2. ERROS DA MÁQUINA-FERRAMENTA: CONSEQÜÊNCIAS

Vários fatores contribuem para que a máquina-ferramenta apresente um comportamento geométrico não ideal (Weck, 1984) (Pfeifer e Schneider, 1978). Efeitos térmicos, rigidez finita, erros na geometria da máquina e deficiências no controle causam alterações indesejáveis nas trajetórias programadas, afetando a geometria da peça usinada, com conseqüências óbvias: peças fora de tolerâncias levando ao refugo e retrabalho. No chão de fábrica, esses problemas são normalmente contornados através de ciclos de try-out, mudando-se o programa CNC por tentativa e erro até que a peça seja fabricada de acordo com as especificações. Essa prática é crítica para peças de alto valor financeiro e se torna problemática para lotes com pequeno número de peças.

Para verificar a influência dos erros da máquina-ferramenta na geometria da peça usinada, um centro de usinagem vertical foi ensaiado com laser interferométrico, para analisar os erros de posicionamento nos dois eixos de movimentação horizontais (x e y). Após este ensaio, foi usinada uma placa de furos, quando se fez o acabamento de 25 furos igualmente espaçados em forma de grid. A posição dos centros desses furos foi medido em uma Máquina de Medir por Coordenadas e o erro encontrado na peça foi comparado com o erro medido pelo laser. As figuras 1 e 2 mostram que os erros presentes na máquina-ferramenta, e medidos com o laser, se transferem diretamente para a peça usinada.



**Figura 1: Erro de posicionamento medido com o laser**



**Figura 2: Erros na posição dos furos, medido na CMM**

### 3. CORREÇÃO ELETRÔNICA DE ERROS

A forma tradicional para melhorar a exatidão de trabalho das máquinas-ferramenta sempre consistiu em aumentar a precisão de fabricação dos componentes mecânicos da máquina, mas com um aumento de custo considerável do equipamento (Krulwich, 1998). Com o desenvolvimento do CNC, a exatidão mecânica da máquina passou a ser auxiliada pela micro-eletrônica, através da correção de erros geométricos por software (*computer aided accuracy*), elevando a performance geométrica da máquina-ferramenta próximo a suas limitações mecânicas.

A maior parte dos controladores após a década de 80 possui recursos para corrigir algumas limitações mecânicas das máquinas-ferramenta, o que tem agregado exatidão às máquinas sem aumento considerável de custo. O processo de correção eletrônica de erros pode ser visto na figura 3 e ocorre após um ensaio geométrico na máquina-ferramenta, quando são determinados os valores dos erros, que são introduzidos na memória do controlador. Em operação (*on the fly*), o CNC irá utilizar esses erros como fatores de correção, trazendo os eixos da máquina às suas trajetórias corretas.

Para demonstrar a eficiência dessa correção eletrônica de erros para a melhoria de exatidão nas peças usinadas, os erros de posicionamento medidos com o laser (figura 1) foram usados para atualizar a tabela de compensação de erros do CNC da máquina. Após isso, uma outra placa de furos, semelhante à primeira, foi usinada e também medida em uma Máquina de Medir por Coordenadas. O resultado da medição pode ser visto na figura 4, indicando uma melhora significativa na precisão de posicionamento dos furos na direção *y*, em comparação com a primeira placa. Os erros na direção *x* já estavam dentro dos limites de especificação da máquina.

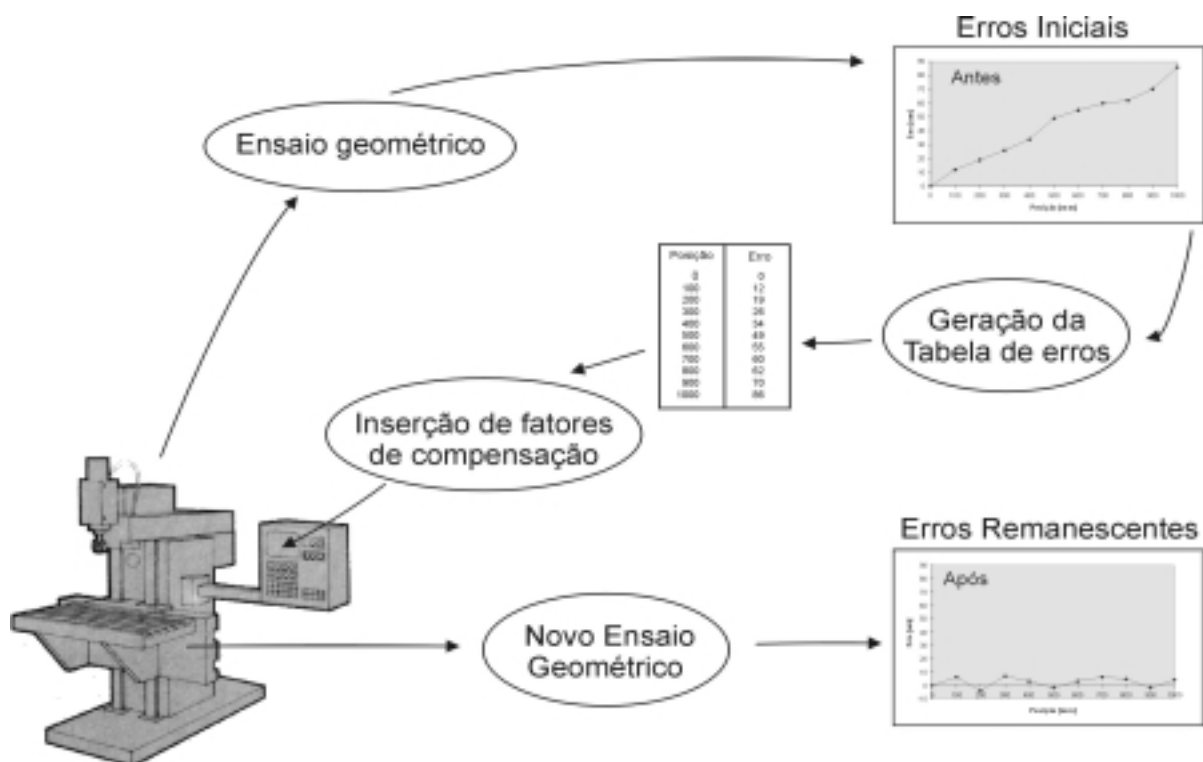
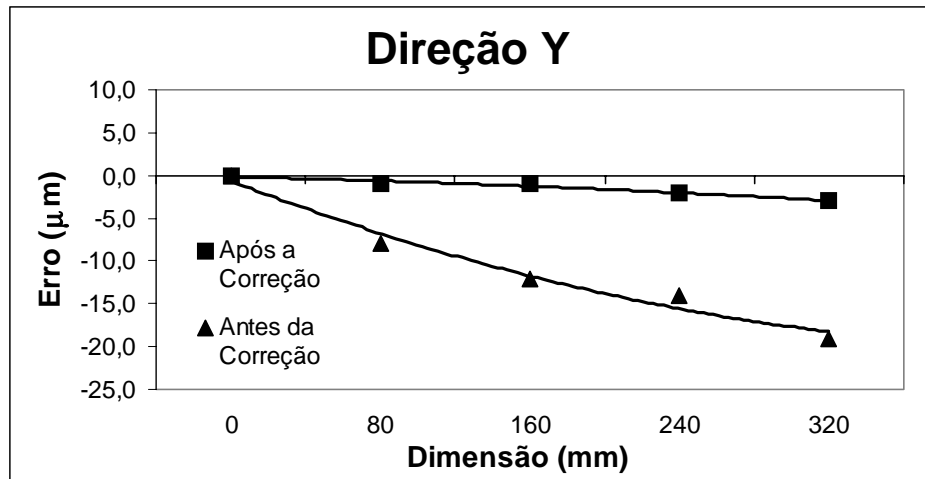


Figura 3: Etapas da correção eletrônica de erros

Atualmente, todos os controladores presentes no mercado apresentam, em maior ou menor grau (Sousa e Schneider, 1997), recursos para a compensação de erros, bastante acessíveis ao usuário mas que permanecem inexplorados pela grande maioria, que não realizam a qualificação geométrica de suas máquinas. Com isso, acabam por subtilizar a exatidão de trabalho de seus equipamentos.



**Figura 4: Melhoria obtida na peça usinada com a correção de erros**

A confiabilidade do processo de compensação de erros reside, fundamentalmente, na confiabilidade dos valores obtidos no ensaio geométrico e, assim, é imperativo que o ensaio forneça valores confiáveis. Mas, além da confiabilidade metrológica, o método de ensaio geométrico deve apresentar, ainda, praticidade em sua execução e custo compensatório. Muitas técnicas surgiram nos últimos 15 anos tentando congregiar estas 3 qualidades simultaneamente. Embora avanços significativos tenham ocorrido, permanece o desafio tecnológico de desenvolver uma técnica de ensaio de baixo custo, prática de aplicação e confiável metrologicamente.

#### **4. ENSAIO DE MÁQUINAS-FERRAMENTA COM ARTEFATOS CALIBRADOS**

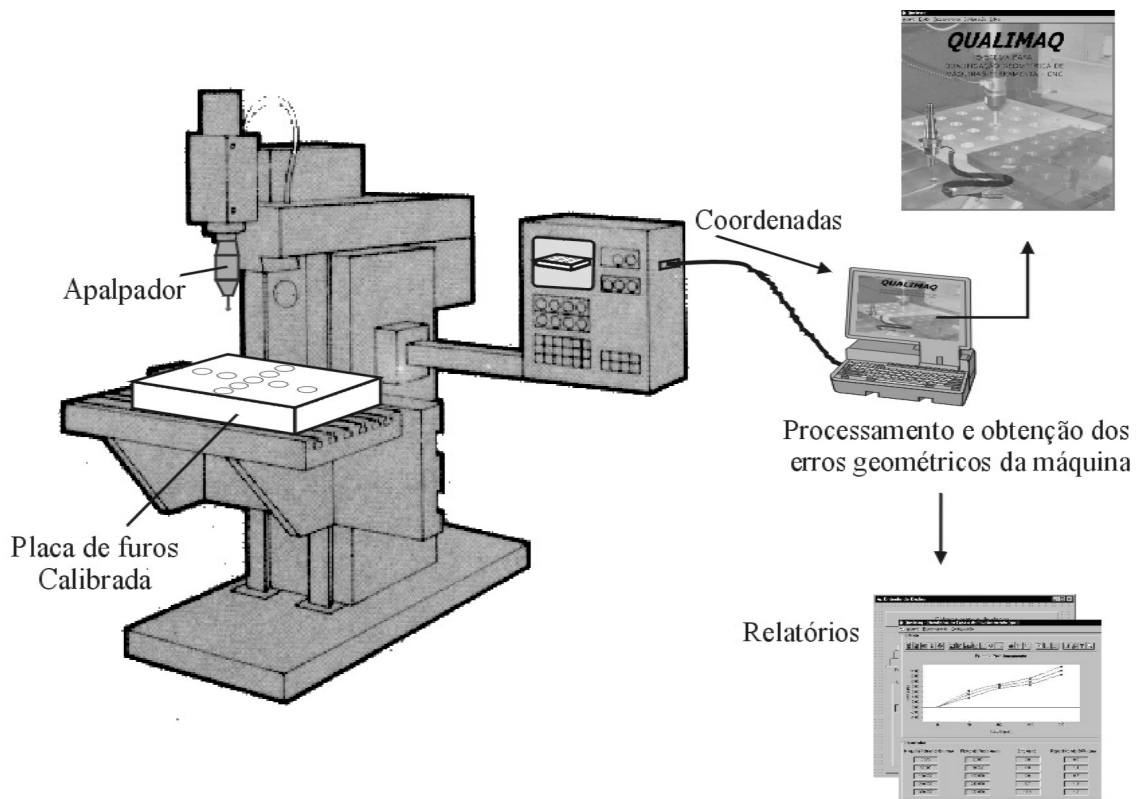
A utilização de apalpadores de medição em máquinas-ferramenta para a localização de peças, medição em processo e digitalização de formas, tem aumentando nos últimos anos, com boas vantagens para os seus usuários. No presente trabalho, o apalpador de medição é usado para uma outra (importante) função: verificar a exatidão de trabalho e atualizar os parâmetros de correção de erros no CNC.

O ensaio fundamenta-se na calibração de Máquinas de Medir por Coordenadas com padrões corporificados (Trapet e Wäldele, 1991). Uma placa de furos com posições previamente calibradas em uma Máquina de Medir por Coordenadas é medida na própria máquina-ferramenta, que é equipada com um apalpador de medição. As coordenadas dos pontos apalpados são transferidas para um computador portátil, onde um software as adquire e processa, comparando-as com as dimensões calibradas da peça. Da comparação entre os

resultados medidos e calibrados obtêm-se os erros geométricos da máquina-ferramenta. Durante todo o ensaio, as temperaturas do padrão e da máquina-ferramenta são monitorados, para as compensações de dilatação térmica a serem realizadas.

A figura ilustra o sistema experimental desenvolvido para a realização desse ensaio, integrando um apalpador de medição, uma placa de furos calibrada e um computador portátil, com um software que gerencia o ensaio, e processa as coordenadas para a obtenção dos erros geométricos. Para obter os erros de posicionamento, retlineidade e perpendicularidade nos 3 planos de trabalho da máquina, é necessário medir a placa nos 3 planos cartesianos (xy, xz e yz).

O método é uma alternativa para superar aquelas limitações das técnicas clássicas mencionadas anteriormente, configurando-se como uma técnica metrologicamente confiável, mas de baixo custo e fácil aplicação, para a verificação geométrica de máquinas-ferramenta de pequeno e médio portes.

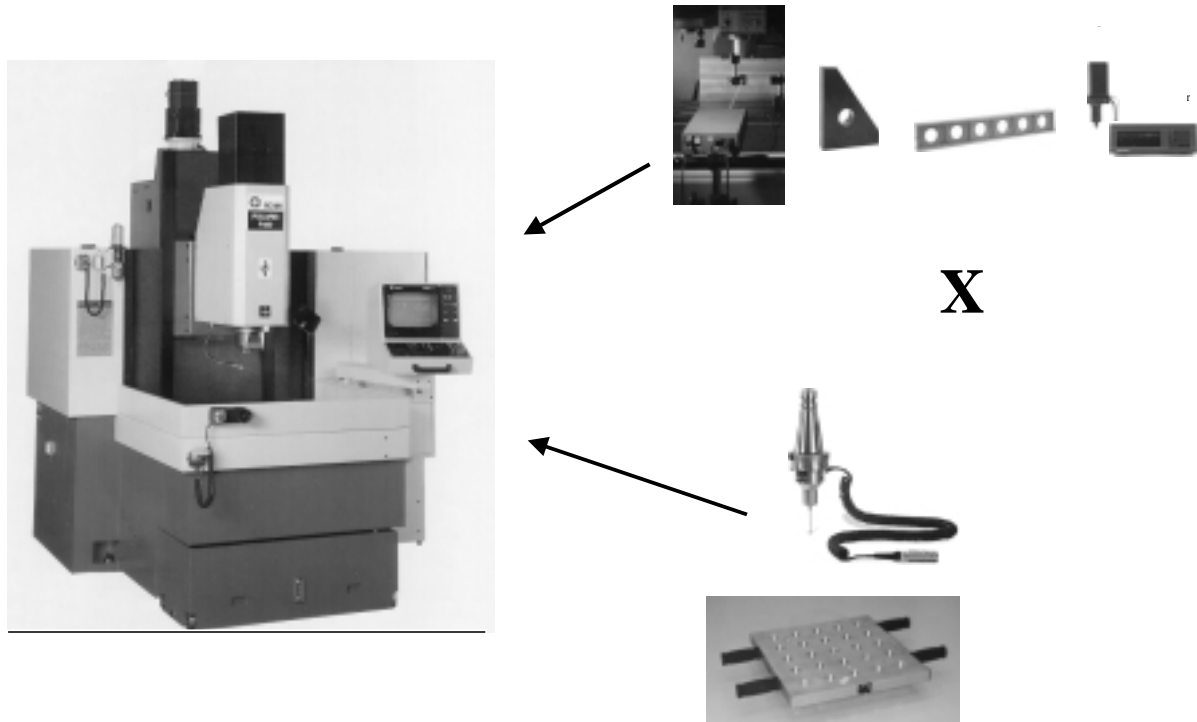


**Figura 5: Ensaio Geométrico utilizando padrões corporificados**

## 5. COMPARAÇÃO METROLÓGICA, ECONÔMICA E OPERACIONAL COM TÉCNICAS CLÁSSICAS

Para verificar se o sistema confirma as expectativas, foram realizados ensaios comparativos, testando-se uma mesma máquina-ferramenta com técnicas clássicas e com o método desenvolvido (figura 6). Foi testada a exatidão de posicionamento linear, retlineidade

de trajetória dos eixos e perpendicularidade entre eixos. Para os ensaios de posicionamento linear foi utilizado um laser interferométrico Renishaw, e para os ensaios de retilidade foram utilizados régua e esquadro de granito. Todos os sistemas de medição são rastreados aos padrões primários.

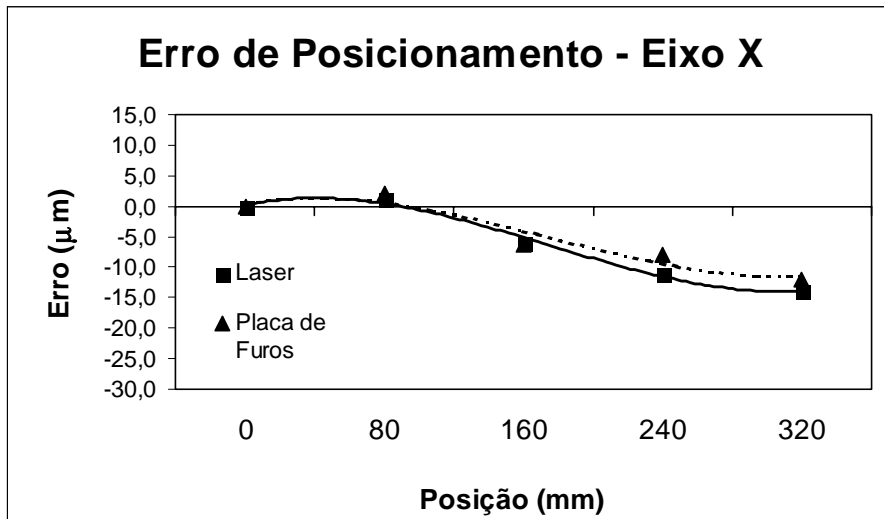


**Figura 6 – Ensaio com técnicas clássicas e com a placa de furos**

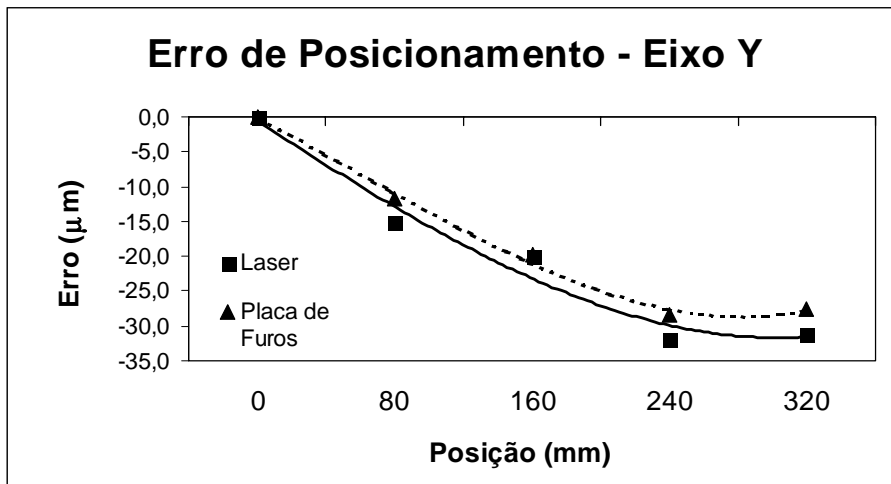
A comparação dos resultados obtidos para os ensaios de posicionamento linear (laser x placa) podem ser vistos nas figuras 7 e 8, para os 2 eixos de movimentação horizontais da máquina (x e y), observando-se uma estreita concordância de resultados entre as técnicas, bem como das respectivas incertezas. Nos resultados para os ensaios de retilidade (régua x placa) e perpendicularidade (esquadro x placa), observa-se também a mesma tendência, bem como incertezas semelhantes (figuras 9 e 10).

Todos esses números indicam que o método proposto apresenta uma confiabilidade metrológica próxima à de técnicas clássicas e, portanto, compatível para o ensaio de máquinas-ferramenta. Quando se comparam outros aspectos igualmente importantes para uma técnica de ensaio, custo e praticidade, os números deixam de ser próximos.

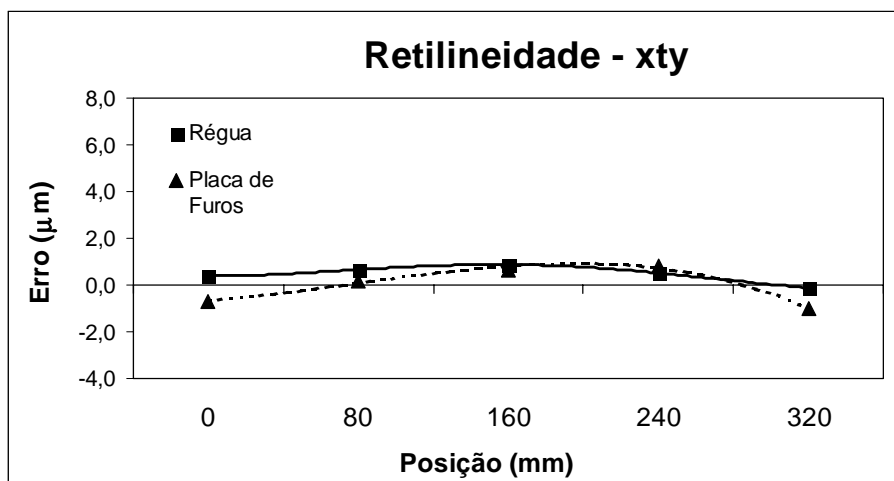
O custo envolvido com a instrumentação empregada para o ensaio com técnicas clássicas é estimado em torno de US\$ 50.000,00, cerca de 10 vezes mais do que o custo estimado com o método proposto. Em relação à praticidade do ensaio, foram necessários 9 horas de trabalho para a realização dos ensaios de posicionamento, retilidade e perpendicularidade com as técnicas clássicas. Os mesmos ensaios foram realizados, por completo, em 1 hora com o método proposto, sendo necessários apenas 14 minutos para a medição da placa.



**Figura 7 - Comparação em ensaio de posicionamento – Eixo x**



**Figura 8 - Comparação em ensaio de posicionamento – Eixo y**



**Figura 9 - Erro de retilneidade em y, ao mover na direção x**

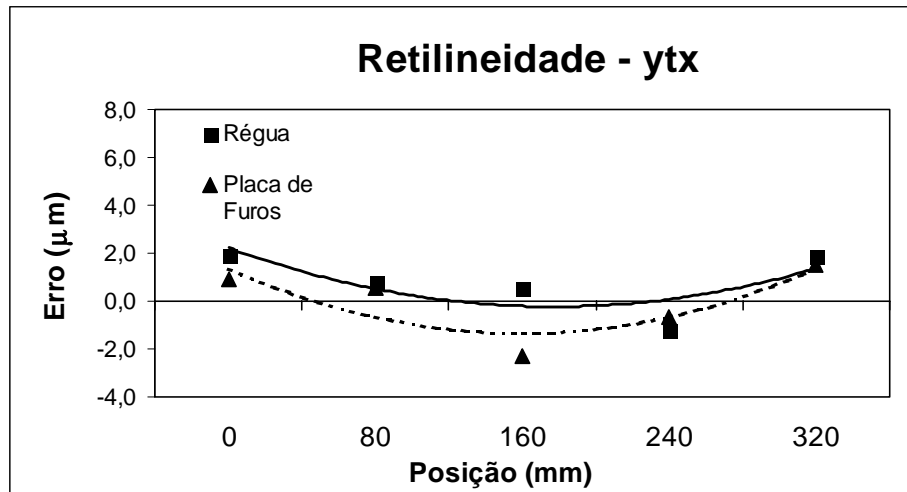


Figura 10 - Erro de retilneidade em x, ao mover na direção y

## 6. Conclusões

A melhoria obtida para as peças usinadas neste trabalho, com a prática de ensaios geométricos em máquinas-ferramenta e compensações de erro via CNC, ilustram de forma prática o potencial da exatidão de trabalho das máquinas CNC que é desperdiçado pelo fato dos usuários não manterem uma prática freqüente de ensaios, às vezes nem no ato da compra da máquina. A possibilidade de diminuir o volume de peças refugadas e retrabalhadas, com a prática destes ensaios, não tem sido observada como deveria pelos usuários nacionais e uma das causas são dificuldades econômicas e operacionais das técnicas de ensaio geométrico classicamente empregadas para o teste de máquinas-ferramenta.

O ensaio geométrico de máquinas-ferramenta com padrões corporificados configura-se como uma alternativa promissora às técnicas clássicas, para o ensaio de máquinas-ferramenta. O baixo custo dos equipamentos, a praticidade e rapidez na condição do ensaio, e a confiabilidade metrológica do método são fatores positivos que podem motivar os usuários de máquinas-ferramenta de pequeno porte a verificações mais freqüentes em seus equipamentos, e atualizarem os parâmetros de correção de erros no CNC.

Neste trabalho, um centro de usinagem com um apalpador foi testado com o método proposto e, para permitir uma comparação, também com técnicas clássicas. Os resultados indicam confiabilidade metrológica semelhante entre os métodos, mas a custo 10 vezes menor e em 1/9 do tempo necessário para o mesmo ensaio com técnicas clássicas.

Em todos os ensaios, a principal fonte de incerteza foi a própria repetitividade da máquina, devido às suas folgas, que causavam histerese em sua movimentação. A variação de temperatura é uma outra fonte de incerteza significativa e, para a sua minimização, quanto mais rápido for realizado o ensaio menores as oscilações de temperatura. Para isso, novos dispositivos de fixação do padrão na mesa foram desenvolvidos, visto que há a necessidade de movimentar a mesa da máquina mais rapidamente, o que pode provocar deslocamentos indesejados do padrão. Outros padrões e estratégias de medição serão testados para tornar o sistema não só mais confiável, mas também ainda mais prático e de baixo custo.

## 7. Referências Bibliográficas

Diadur Ind. E Com.  
[www.diadur.com.br](http://www.diadur.com.br)

Fundação CERTI - Centro Regional em Tecnologias Inovadoras  
[www.certi.ufsc.br](http://www.certi.ufsc.br)

Krulwich, D. *Rapid mapping of volumetric machine errors using distance measurements*. Proceedings of the International Seminar on Improving machine tool performance, vol. 2, p. 487, 1998.

LABMETRO – Laboratório de Metrologia e Automação  
[www.labmetro.ufsc.br](http://www.labmetro.ufsc.br)

Liotto, G.; Wang, C.P. *Laser Doppler displacement meter allows new diagonal measurement for large aspect ratio machine tool easily and accurately*. Proceedings of Lamdamap III, Laser Metrology and Machine Performance, 1997.

LMP – Laboratório de Mecânica de Precisão  
[www.lmp.ufsc.br](http://www.lmp.ufsc.br)

Pfeifer, T.; Schneider, C.A. *Einsatz neuer Laser-Technologien zur Messung der Abweichung von der Geradlinigkeit*. Westdeutscher Verlag GmbH, Opladen, 1978.

Sousa, A.R.; Schneider, C.A.; Scavone, R. *A compensação de erros geométricos via CNC é rápida e eficiente, mas pouco praticada*. Máquinas e Metais, Maio, 1997.

Trapet, E. and Wäldele, F. *A reference object based method to determine the parametric error components of coordinate measuring machines and machine tools*. Measurement, Vol. 9, No 1, pp. 17 - 21, 1991.

Weck, M. Handbook of Machine Tools, Vol. 4 – *Metrological Analysis and Performance Tests*. John Willey and Sons, 1984.

Ziegert, J.; Mize, C. *The laser ball bar: a new instrument for machine tool metrology*. Precision Engineering, vol. 4, N° 16, 1994.

## AGRADECIMENTOS

- DIADUR Ind. e Com. – Subsidiária Brasileira da empresa *Dr. Johannes Heidenhain GmbH*
- Laboratório de Mecânica de Precisão, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.
- Est. Eng. Eduardo Weingaertner.



## 5. CONCLUSIONES

Del presente trabajo podemos identificar la existencia de una serie de métodos para determinación de adecuabilidad. De acuerdo al levantamiento de criterios presentados en este trabajo, todas las metodologías presentan diferentes características, quedando en manos de cada empresa la selección que más se acomode a sus necesidades. De esta manera podemos extraer las siguientes conclusiones:

- como criterio general se recomienda la utilización de los métodos más robustos. Métodos más simples podrían ser utilizados en la medida que los criterios de comparación no sean de interés o sean satisfechos con holgura;
- queda en evidencia que los métodos más utilizados, aquellos como la resolución y el error máximo, no consideran una serie de aspectos que pueden ser críticos. Por ejemplo la repetibilidad, variación del proceso y los costos de fallas;
- en la medida que las metodologías aumentan en complejidad, y por consiguiente consideran un mayor número de parámetros, la intercambiabilidad se dificulta. Para los métodos más complejos, no existen 2 instrumentos exactamente iguales que puedan usar indistintamente. Así la posibilidad de intercambiabilidad requiere un estudio más acabado;
- en el caso de utilizar el error máximo, es necesario realizar verificaciones periódicas para evaluar dicho error. El usar simplemente las especificaciones de catálogo que entrega el fabricante podría llevar a invalidar los resultados;
- en el caso de utilizar calibres o materiales de referencia, sólo el método de la incertidumbre de medición y el planteado en la norma ISO 14253 son válidos;
- por último queda demostrado la necesidad de desarrollar una nueva metodología que considere además el criterio de Costos de Fallas.

Quisiera por último agradecer a la Fundación CERTI y a LABMETRO por la oportunidad de realizar este trabajo y a DICTUC S.A. por su apoyo en la realización de este Maestrado.

## 6. REFERENCIAS

- Chrysler, Ford y General Motors, 1997, “Análise dos Sistemas de Medição”, MSA, versión en portugués, 127p.
- INN, 1998, Norma Chilena NCh2450 “Vocabulario de Términos Fundamentales y Generales de Metrología”. Homologación del documento ISO, *International Vocabulary of Basic and General Terms in Metrology*, 41p.
- ISO, 1997, Norma ISO/FDIS 14253-1 “Geometrical Products Specifications (GPS) – Inspection by Measurements of Workpieces and Measuring Equipment – Part 1: Decision Rules for Proving Conformance or non-conformance with Specification”, 14p.
- ISO, 1997, Norma ISO/DTR 14253-2 “Geometrical Products Specifications (GPS) – Inspection by Measurements of Workpieces and Measuring Equipment – Part 2: Guide to the Estimation of Uncertainty in GPS Measurements, in Calibration of Measuring Equipment and in Product Verification”, 72p.
- Schoeler, N. y Donoso, J., 1999, “Gerenciamento de Instrumentos de Medição Segundo a ISO 9000 e QS 9000” Manual del curso CM-113 impartido por la Fundación CERTI pp. 95-129.

#### 4. COMPARACIÓN ENTRE METODOS

A continuación se presenta un análisis comparativo entre los 6 métodos formales presentados con respecto a los diferentes parámetros. Los métodos han sido colocados horizontalmente en orden de complejidad, estos sin embargo, son precisamente aquellos que consideran y respetan, un mayor número de criterios. Para el análisis de los métodos, utilizaremos la siguiente simbología:

- : El método presenta características positivas o muy positivas con respecto a ese parámetro.
- ◐: El método presenta características regulares o limitadas con respecto a ese parámetro.
- : El método presenta características negativas o muy negativas con respecto a ese parámetro.

**Tabla 1.** Comparación entre métodos

Parámetro \ Método	Resolución	Error Máximo	Incertidumbre Calibración	Incertidumbre Medición	ISO 14253	MSA
Rango de medición	●	●	●	●	●	●
Resolución	●	●	●	●	●	●
Tolerancia	●	●	●	●	●	●
Simplicidad	●	◐	◐	○	○	○
Intercambiabilidad	●	◐	◐	○	○	○
Error de medida	○	●	●	●	●	●
Repetibilidad de la calibración	○	○	●	●	●	●
Condiciones de calibración	○	○	●	●	●	◐
Reproducibilidad	○	○	○	●	●	●
Condiciones de medición	○	○	○	●	●	◐
Robustez	○	○	○	◐	●	●
Estabilidad	○	○	○	◐	◐	●
Proceso fabricación	○	○	○	○	◐	●
Costos de la calidad	○	○	○	○	○	○

Ninguna de las metodologías planteadas encima, utiliza todos los criterios de selección planteados. En particular, ninguna de ellas, exceptuando a MSA, toma en cuenta directamente la variabilidad del proceso de fabricación de las piezas que deben ser inspeccionadas. De esta forma, si fijamos un mismo nivel de tolerancia, se estaría tomando una misma decisión, tanto para un proceso con índice de capacidad ( $C_p$  o  $C_{pk}$ ) alta, de otro con índice bajo. De la misma forma, ninguno de ellos es sensible a los costos de falla, es decir, los métodos presentados responden de la misma forma ante piezas de bajo y alto costo.

En la actualidad, a pesar de sus limitaciones, el método de la resolución debe ser el más utilizado universalmente. Este método podría ser considerado como valido en la medida que se cumplan una serie de requisitos. Entre ellos podemos mencionar:

- tolerancias amplias o procesos de fabricación altamente capaces;
- utilización de instrumentos simples como pies de metro o micrómetro, que presenten errores de indicación pequeños con respecto a la resolución, buena repetibilidad, reproducibilidad y estabilidad;
- variación de las condiciones de medición despreciables con respecto a la tolerancia;
- piezas de bajo costo, cuando la clasificación dentro o fuera de tolerancia no es crítica.

### **3.6 Norma ISO 14253:**

Esta metodología se presenta en la norma ISO 14253-1 (1997) donde se establecen criterios para determinar si una pieza cumple o no con las especificaciones de tolerancia, de acuerdo al instrumento y de acuerdo a las condiciones de medición. Este método determina que, los límites de tolerancia deben ser ajustados (apretados), descontando en cada extremo una magnitud equivalente a la incertidumbre de medición.

Por su parte, la norma ISO 14253-2 (1997) presenta un Procedimiento de Análisis de Incertidumbre de Medición (PUMA), que plantea como ajustar las condiciones de medición, de tal forma de satisfacer los requerimientos establecidos.

Este método incorpora un nuevo ángulo al problema, en la medida que los límites de tolerancia son ajustados proporcionalmente al valor de la incertidumbre de medición. Establece una región de piezas conformes, otra de no conformes y una tercera de duda, de esta forma, la incertidumbre de medición, repercute directamente sobre el número de piezas conformes. A mayor incertidumbre de medición, mayor número de piezas originalmente conformes irán a caer dentro de la zona de duda.

#### **a) Ventajas:**

- este método presenta las mismas ventajas del método anterior;
- este método incorpora indirectamente el parámetro de Variación del Proceso de Fabricación. En la medida que las piezas en la zona de duda sean declaradas como no conformes, el número de piezas aceptadas como buenas disminuirá, cuando el proceso de fabricación tenga una mayor variación.

#### **b) Desventajas:**

- no establece una metodología formal para establecer la adecuabilidad del sistema de medición. Cada usuario debe encontrar una solución para cada caso, a partir de la relación entre tolerancia, incertidumbre y capacidad de proceso de fabricación;
- presenta las mismas desventajas del método anterior.

### **3.7 MSA (Análisis de Sistemas de Medición) - QS 9000:**

Esta metodología fue establecida por (Chrysler, Ford y General Motors, 1997) en el marco de las normas QS 9000. Establece una serie de requisitos que deben ser cumplidos por el sistema de medición.

#### **a) Ventajas:**

- método muy robusto, en la medida que toma en cuenta tanto las características del sistema de medición, tolerancias y capacidad del proceso de fabricación.

#### **b) Desventajas:**

- método complejo por los conocimientos necesarios, terminología propia de MSA y por los cálculos matemáticos involucrados;
- requiere satisfacer una serie de condiciones en forma conjunta. De esta forma, un sistema de medición será adecuado solo si satisface cada uno de estas condiciones;
- este método no es tan sensible (no considera) a la variación de las condiciones de calibración.

### **3.4 Incertidumbre de Calibración:**

Considera adecuada la utilización de instrumento, patrón de medición o material de referencia con incertidumbre de la calibración entre un 10% a un 33% de la tolerancia. Esta incertidumbre se obtiene directamente del certificado de calibración respectivo. En el caso de instrumentos de medición, al menos debe considerar la incertidumbre del patrón de calibración, la resolución, la repetibilidad y la corrección de errores sistemáticos.

#### a) Ventajas:

- método valido para ser usado tanto en instrumentos, como en patrones y materiales de referencia;
- además de los criterios considerados en los métodos anteriores, incluye la repetibilidad y considera además aspectos de la calibración como incertidumbre del patrón de calibración, condiciones ambientales en que fue realizada la misma.

#### b) Desventajas:

- método complejo por los conocimientos metrológicos necesarios y por los cálculos matemáticos involucrados;
- debido a que la incertidumbre es propia de cada instrumento, no es posible determinar la adecuabilidad general de una familia de instrumentos;
- es necesario disponer del instrumento ya calibrado para saber si será adecuado o no;
- costos de la calibración previa de cada instrumento.

### **3.5 Incertidumbre de Medición:**

Considera adecuada la utilización de sistemas de medición con incertidumbre de medición entre un 10% a un 33% de la tolerancia. Esta incertidumbre se obtiene a partir del certificado de calibración respectivo, más la participación de las magnitudes de influencia presentes durante la medición.

#### a) Ventajas:

- método robusto en la medida que considera además de los criterios utilizados por el método anterior, las condiciones reales de medición, reproducibilidad y estabilidad. De esta forma, este método mantiene su validez inclusive cuando las condiciones de medición varíen.

#### b) Desventajas:

- este método presenta las mismas desventajas del método anterior;
- método complejo debido a que la incertidumbre debe ser determinada para cada uso diferente;

- b) Desventajas: Dependiente de la persona que posee el conocimiento, poco sistemática y en general no considera todos los criterios formales. Por su falta de sistemática, no será tratado más profundamente ni considerado como una alternativa viable ni recomendable.

### **3.2 Resolución:**

Considera adecuada la utilización de instrumentos de medición con resolución entre un 10% a un 33% de la tolerancia.

a) Ventajas:

- método simple, debe ser uno de los métodos universalmente más utilizados;
- la resolución es una información fácil de encontrar en catálogos o al manipular los propios instrumentos;
- depende sólo de la familia de instrumentos, de esta forma todos los instrumentos de la misma familia, pueden ser asociados a un mismo comportamiento. Esto facilita la determinación de adecuabilidad antes de la compra de los mismos;

b) Desventajas:

- la resolución en general se considera como un método inadecuado, en la medida que considera un número limitado de criterios;
- existen algunos instrumentos (particularmente los digitales) donde la resolución no presenta una relación directa con la calidad metrológica del instrumento, pudiendo este presentar importantes errores de medición;
- método no válido para ser usado en patrones y materiales de referencia;

### **3.3 Error Máximo Permitido:**

Considera adecuada la utilización de instrumentos de medición con error máximo admisible, dentro del rango de medición de un 25% de la tolerancia. Este criterio puede ser un poco vago en cuanto a la interpretación de error máximo, ya que no siempre queda claro si este considera o no la incertidumbre del sistema de medición empleado en la determinación de dicho error. En la mayoría de los casos, la incertidumbre no es considerada y se utiliza entonces la tendencia como estimador del error.

a) Ventajas:

- método relativamente simple;
- a menudo, dentro de las especificaciones de los instrumentos aparece esta información, típicamente en inglés bajo el término *accuracy*. Esto facilita la determinación de adecuabilidad de los instrumentos antes de la compra de los mismos;
- éste método es más completo que el de resolución, en la medida que considera los posibles errores de las indicaciones del mismo.

b) Desventajas:

- método ambiguo en cuanto a la forma de determinar el error máximo, normalmente se utiliza la tendencia, es decir, sin considerar la incertidumbre de la calibración;
- en el caso de instrumentos que no sean nuevos, muchas veces se utiliza el error máximo admisible declarado por el fabricante y no se determinan regularmente los errores de dicho instrumento bajo condiciones reales de medición;
- método no válido para ser usado en patrones y materiales de referencia.

- **Condiciones de Medición:** Magnitudes de influencia presentes durante la medición (temperatura, presión, humedad, vibraciones, impurezas, etc.) y repetibilidad de las mediciones. Lo importante es que las diferentes metodologías planteadas sean sensibles a las posibles variaciones que puedan presentar estas condiciones.
- **Robustez:** Este criterio se refiere a la capacidad que tiene cada metodología para entregar soluciones adecuadas, al variar las condiciones de medición, dentro de los límites establecidos.
- **Estabilidad:** Representa la aptitud de un sistema de medición para conservar sus características metrológicas a lo largo del tiempo.
- **Variabilidad del Proceso de Fabricación:** Si bien este criterio esta asociado al proceso de fabricación en sí, se relaciona con la selección del sistema de medición mas adecuado, en la medida que, procesos de fabricación incapaces producen una gran cantidad de piezas en la zona de límites de tolerancia. De esta forma, el proceso de selección se hace más crítico en los casos donde el proceso es altamente incapaz, produciendo muchas piezas en los límites de tolerancia.
- **Costos de la Calidad:** Una empresa que desee tomar la mejor decisión, con respecto a la selección del sistema de medición más adecuado, deberá considerar los 4 tipos de costos asociados, estos son:
  - **Prevención:** Representa todos los costos asociados a las medidas tomadas internamente para evitar otro tipo de costos. Entre estos se puede mencionar costos de entrenamiento del personal, homologación de proveedores y calibración de instrumentos.
  - **Medición (verificación):** Representa todos los costos asociados a la verificación de productos. Entre estos se puede mencionar costos de inspección y ensayos.
  - **Fallas internas:** Representa todos los costos provocados mientras el producto se encuentra en poder del fabricante. Entre estos se puede mencionar los costos de desperdicios y reproceso.
  - **Fallas externas:** Representa todos los costos generados después de que el fabricante entrega el producto. Entre estos se puede mencionar los costos de garantía, perdida de imagen y responsabilidad civil.

### **3 ESTUDIO DE METODOS**

En la actualidad existen una serie de metodologías empleadas para la determinación de la adecuabilidad de los medios de medición, tal como lo plantea (Schoeler, Donoso, 1999). A continuación se presentan aquellos más utilizados, describiendo las ventajas y desventajas más significativas de cada uno de ellos.

#### **3.1 Experiencia:**

En todo ambiente profesional, siempre existen personas que, muchas veces sin un conocimiento teórico, realizan tareas en forma adecuada sin la necesidad aparente de manejar métodos formales.

a) **Ventajas:** Metodología simple y avalada por resultados a lo largo de muchos años.

## 2. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

Para la determinación del sistema de medición más adecuado, existe una serie de aspectos que podrían ser tomando en cuenta. A continuación se presentan aquellos que han sido considerados como más relevantes, la terminología esta de acuerdo al Vocabulario Internacional de Metrología (INN, NCh2450):

- **Rango de Medición:** Para la selección de un sistema de medición, en particular cuando se utilizan instrumentos de medición, es necesario verificar que se cubra el rango de medición correspondiente, ya sea con 1 o más instrumentos.
- **Resolución:** El instrumento elegido para una tarea de medición, debe presentar errores de medición compatible con los resultados de medición esperados. La resolución de un instrumento aparece como un parámetro que, en teoría, debería estar relacionado a dicho error.

Existe otro término, que a veces se confunde con el de resolución, este es “valor de una división (de escala)”. En muchos instrumentos, especialmente aquellos digitales, ambos valores coinciden, sin embargo, existen algunos donde la resolución puede tomar un valor menor, por ejemplo, el caso de un micrómetro con valor de una división de escala de 0,01 mm y que sea utilizado con una resolución de 0,002 mm.

- **Tolerancia de Proyecto:** Este criterio esta relacionado al rango de aceptación de los resultados. En la medida que las tolerancias sean más estrechas, aumenta la probabilidad de rechazar piezas y por consiguiente, la selección adecuada de un instrumento de medición se hace más crítica.
- **Simplicidad:** Se refiere a la facilidad para encontrar una solución, considerando tiempos, costos, conocimientos y cálculos matemáticos requeridos. Este criterio es muy importante a la hora de elegir un método. Las empresas normalmente buscan soluciones simples a sus problemas, por lo tanto una buena solución tiene que ser a su vez los más simple posible.
- **Intercambiabilidad:** Caracteriza la similitud del desempeño metrológico entre un instrumento y otro. El disponer de instrumentos de alta intercambiabilidad, permite la utilización indistinta de uno u otro, lo cual facilita la operación.
- **Error de medida:** Diferencia entre lo que indica el instrumento de medición y lo que debería indicar. En la medida que estos errores sean significativos y no puedan ser corregidos, los resultados pueden perder toda validez. En la practica se utiliza la tendencia como estimador del error.
- **Repetibilidad de la calibración:** Representa el grado de concordancia entre los resultados de las diferentes lecturas, realizadas en un corto periodo de tiempo, manteniendo las condiciones de calibración.
- **Condiciones de Calibración:** Este criterio representa al nivel metrológico de la calibración, considerando aspectos como la idoneidad de los metrólogos, calidad de los procedimientos de calibración, incertidumbre de los patrones, condiciones ambientales durante la calibración, etc. En el caso de una calibración externa, valora el nivel técnico del laboratorio que prestador de servicios.
- **Reproducibilidad:** Representa el grado de concordancia entre los resultados de las mediciones, dado por cambio de operador, de método, e inclusive de instrumentos.

# **EVALUACIÓN DE LOS MÉTODOS ACTUALMENTE UTILIZADOS PARA SELECCIONAR SISTEMAS DE MEDICIÓN**

**José Donoso Urrutia**

**Carlos Alberto Schneider**

Universidade Federal de Santa Catarina, LABMETRO, Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: jiu@labmetro.ufsc.br

## **Resumen**

En procesos de inspección de partes y piezas, es necesario disponer de un sistema de medición “adecuado” para verificar el cumplimiento de tolerancias. Para que un sistema de medición sea adecuado, este debe permitir medir los parámetros o dimensiones de interés en el rango de medición deseado, con una precisión y exactitud acorde. En la actualidad existen una serie de métodos diferentes que permiten definir un medio o sistema de medición adecuado para una tarea en particular. Este trabajo presenta algunos de los métodos más utilizados, identificando sus características, ventajas y desventajas.

**Palabras-clave:** Metrología, Calidad, Costos, Adecuabilidad

## **1. INTRODUCCIÓN**

La industria de manufactura, especialmente de partes y piezas mecánicas, ha sido afectada fuertemente en los últimos años por un aumento de las exigencias metrológicas. De esta forma, cada día las especificaciones de tolerancias dimensionales y geométricas son más estrechas.

Para satisfacer estos requerimientos, se hace necesario el disponer de sistemas de medición adecuados. El término sistemas de medición, se refiere no sólo a un instrumento de medición, patrón o material de referencia, sino que además, a todos aquellos factores o condiciones que influyen en el resultado de una medición, tales como la capacidad de los operadores, las condiciones ambientales y el procedimiento de medición.

En la actualidad existe una serie de metodologías, las cuales usan diferentes criterios de selección. Ante la falta de una orientación al respecto, surge la necesidad de contar con una herramienta que permita evaluar y comparar las alternativas de solución. Para realizar esta tarea se definirán una serie de parámetros o aspectos de interés y posteriormente se establecerá el nivel de cumplimiento de cada metodología con respecto a cada criterio. Por último se levantarán una serie de conclusiones con respecto a las diferentes alternativas.

Queda en manos de cada empresa, definir sus propias metodologías, para esto deberán definir los criterios que serán considerados y establecer prioridades.



- Cuantificar los costos asociados a errores de clasificación, tanto de rechazar piezas buenas como de aceptar piezas malas.
- Disponer de conocimientos suficientes para determinar la adecuabilidad de los medios de medición.

#### 4. CONCLUSIONES

Del presente trabajo podemos extraer las siguientes conclusiones:

- Es posible seleccionar en forma objetiva el medio de medición mas adecuado, para un uso en particular, en función de las características del proceso de fabricación, de las especificaciones de proyecto y de las características metrológicas del SM utilizado.
- Esta metodología puede ser aplicable en una serie de situaciones, inclusive donde la fabricación o la inspección tengan distribuciones estadísticas diferentes a la normal.
- Queda demostrado que, en el caso de procesos capaces (con un índice de capacidad alto), la selección del SM no es tan critica como en el caso de procesos incapaces.
- En la medida que la caracterización del proceso sea evaluada con el mismo SM que se usa para la inspección, la capacidad real del proceso se encuentra “contaminada” por dicho sistema. Es decir, la capacidad aparente (conocida) del proceso será mayor que la capacidad verdadera. De esta forma seria posible mejorar en parte la capacidad del proceso, en la medida que se disponga de un mejor SM.
- La metodología propuesta se adapta mejor a procesos de fabricación y medición que sean estables en el tiempo y que no presenten tendencias ni errores sistemáticos no corregidos,
- El tomar una correcta decisión con respecto a que SM utilizar, no siempre significa usar un SM mejor o más costoso, en algunos casos la mejor decisión significa utilizar un SM de nivel metrológico inferior ya que la clasificación no es afectada por dicho sistema.

Quisiera por último agradecer a la Fundación CERTI a LABMETRO y a DICTUC S.A. por su apoyo en la realización de este Maestrado, uno de cuyos resultados es este trabajo.

#### 5. REFERENCIAS

- Chrysler, Ford y General Motors, 1997, “Análise dos Sistemas de Medição”, MSA, versión en portugués, 127p.
- INN, 1998, Norma NCh2450 “Vocabulario de Términos Fundamentales y Generales de Metrología”. Homologación del documento ISO, *International Vocabulary of Basic and General Terms in Metrology*, 41p.
- ISO, 1997, Norma ISO/FDIS 14253-1 “Geometrical Products Specifications (GPS) – Inspection by Measurements of Workpieces and Measuring Equipment – Part 1”, 14p.
- Johnson, Richard A., 1994, “Miller and Freund’s Probability and Statistics for Engineers”, 5ª edición, Universidad de Wisconsin-Madison, pp. 138-141, 168-173
- Schoeler, N. y Donoso, J., 1999, “Gerenciamento de Instrumentos de Medição Segundo a ISO 9000 e QS 9000” Manual del curso CM-113 impartido por la Fundación CERTI pp. 95-129.

De esta forma, por ejemplo, PDRP considera la probabilidad de que una pieza sea erróneamente clasificada como pequeña, ver ecuación (5). Es decir, la probabilidad de que el resultado de la medición se encuentre entre LI y LIA (pieza tiene una dimensión menor a la mínima requerida para ser aceptada), siendo que en realidad, la pieza se encuentra dentro de tolerancia (considerando un sistema de medición ideal), es decir entre el LIE y el LSE.

El cumplimiento de ambas condiciones se traduce en que:

- La variable “x” que representa al sistema de medición, se encuentra centrada en  $X_{pa} + y$ , con una desviación estándar de  $\sigma_{sm}$  y se obtenga un resultado de medición entre LI y LIA es decir en la zona donde que corresponde a una pieza pequeña.
- Al mismo tiempo, la variable “y” que representa al proceso de fabricación respectivo, se encuentra centrada en  $X_{pv}$ , con una desviación estándar de  $\sigma_{pv}$  y evaluada entre LIE y LSE. Es decir en la zona de especificación de tolerancia.

Para llegar a un valor numérico, es necesario utilizar un software que permita resolver esta integral doble, como se expresa en la ecuación (5) para el caso de PDRP

$$PDRP = \int_{LIE-X_{pv}}^{LSE-X_{pv}} \int_{LI}^{LIA} \frac{e^{\frac{-(y)^2}{2 \cdot (\sigma_{pv})^2}} \cdot e^{\frac{-[x-(X_{pa}+y)]^2}{2 \cdot (\sigma_{sm})^2}}}{(2 \cdot \pi \cdot \sigma_{pv} \cdot \sigma_{sm})} dx dy \quad (5)$$

### 3.4 Consideraciones económicas

La metodología propuesta es aplicable, en la medida que pueda asociarse un costo directo o indirecto tanto al hecho de rechazar piezas buenas como de aceptar piezas que no cumplen con las tolerancias exigidas. Con respecto a estas últimas, además se pueda plantear una diferenciación entre aquellas piezas que erróneamente se les considera muy grandes de aquellas que se les considera muy pequeñas. Por ejemplo, aquellas grandes podrían eventualmente ser reprocesadas en cambio que las pequeñas serían desechadas. Por otra parte, es necesario definir un lote de piezas sobre el cual calcular los costos.

Existe una serie de otros costos asociados que no han sido tratados en este artículo, pero que por supuesto, deben ser tomados en cuenta a la hora de definir el sistema de medición mas adecuado. Entre estos costos podemos mencionar; compra y mantención de instrumentos, adecuación de condiciones ambientales, entrenamiento de personal, calibración periódica de instrumentos.

### 3.5. Estudio de caso

Actualmente esta metodología se encuentra en fase de validación, para ello se han tomado algunos ejemplos reales de empresas, para evaluar su desempeño. Hasta el momento, las conclusiones más destacadas son, la importancia de:

- Disponer de procesos capaces para evitar problemas de clasificación.
- Disponer de SM adecuados, que no afecten negativamente la capacidad del proceso de fabricación respectivo.

### 3.3 Formulación matemática

Para la determinación de las 4 probabilidades de interés, fue utilizada la definición de la función de distribución de probabilidades normal ( $\mu, \sigma^2$ ):

$$f_{dp}(x) = \frac{e^{-\frac{(x - \mu)^2}{2 \cdot \sigma^2}}}{\sigma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \quad (3)$$

La ecuación (3) será utilizada tanto para la distribución del proceso de fabricación verdadero ( $X_{pv}, \sigma_{pv}^2$ ), como para la distribución del sistema de medición ( $X_{pa}, \sigma_{sm}^2$ ). Siendo  $X_{pv}$ , la media del proceso verdadero (eliminando los efectos sistemáticos del SM) e  $X_{pa}$  a media aparente obtenida usando el SM. De esta forma, se consigue que la media del SM sea cero. La probabilidad de clasificación queda determinada como:

$$\text{Probabilidad} = \int_{A-X_{pv}}^{B-X_{pv}} \int_C^D \frac{e^{-\frac{(y)^2}{2 \cdot (\sigma_{pv})^2}} \cdot e^{-\frac{[x-(X_{pa}+y)]^2}{2 \cdot (\sigma_{sm})^2}}}{(2 \cdot \pi \cdot \sigma_{pv} \cdot \sigma_{sm})} dx dy \quad (4)$$

Donde la variable “x” representa al sistema de medición y la variable “y” representa al proceso de fabricación.

Los límites para las 4 probabilidades de interés, se muestran en la Tabla 1, donde:

- LIE: Límite inferior de especificación, dado por a tolerancia de proyecto,
- LSE: Límite superior de especificación de proyecto,
- LIA: Límite inferior de aceptación,
- LSA: Límite superior de aceptación,
- LI: Límite inferior de integración, que teóricamente debiese ser cero, sin embargo, para agilizar el proceso de cálculo, se ha limitado a ser un número menor que LIE o LIA de tal forma que en la integración, no queden eventos sin considerar.
- LS: Límite superior de integración, en forma análoga al caso de LI, debiese tomar un valor infinito, sin embargo ha sido limitado a ser un número mayor que LSE o LSA de tal forma que en la integración, no queden eventos sin considerar. La selección de LI e LS, permite optimizar el tiempo requerido para el cálculo, asegurando un resultado sin errores significativos.

**Tabla 1.** Límites de integración

Evento	Proceso de fabricación		Sistema de medición	
	A	B	C	D
	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior
PDRP	LIE	LSE	LI	LIA
PDRG	LIE	LSE	LSA	LS
PFAP	LI	LIE	LIA	LSA
PFAG	LSE	LS	LIA	LSA

El segundo grupo esta compuesta por aquellos eventos que son causados por errores de clasificación, es decir aceptación de piezas que no cumplen con las tolerancias y rechazo de piezas que si cumplían con las especificaciones. En este estudio serán considerados estos 4 eventos.

Por último, el tercer grupo esta formado por aquellos eventos que producen un rechazo cruzado de las piezas, es decir, rechazar una pieza pequeña por ser considerada grande o rechazar una pieza grande por ser considerada pequeña. Este tipo de errores se considera como un error grosero e inaceptable a nivel industrial, de tal forma que, una solución que produzca errores de este tipo, no sería considerada como viable.

De esta forma, la probabilidad de aceptar erróneamente una pieza que no cumpla con las especificaciones de tolerancia esta dado por PFAP + PFAG. Por su parte la probabilidad de rechazar erróneamente una pieza por ser considerada pequeña esta dada por PDRP. Por último, la probabilidad de rechazar erróneamente una pieza por ser considerada grande esta dada por PDRG.

### 3.2 Consideraciones metrológicas

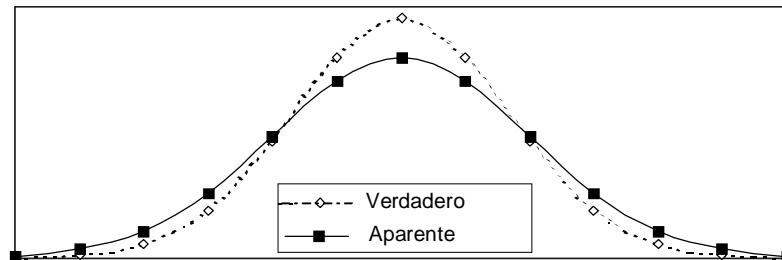
Para una correcta aplicación de la metodología propuesta, se deben respetar y cumplir las siguientes condiciones:

- La incertidumbre del SM debe considerar las condiciones metrológicas reales durante la medición de las piezas, incluyendo además de las influencias dadas por la calibración del instrumento de medición propiamente tal, aquellas provocadas por variaciones de temperatura, preparación de los operadores, etc.
- En el caso de inspecciones realizadas sobre un mismo tipo de piezas con diferentes instrumentos, es necesario que las incertidumbres de los diferentes SM sean lo más similares posibles. De esta forma, el modelo general podrá representar adecuadamente a los diferentes SM, sean ellos formados por instrumentos de medición iguales o diferentes. De lo contrario, sería necesario realizar estudios diferentes para cada tipo de SM.
- Tanto el proceso de fabricación como las indicaciones del SM deben tener distribución normal. Esta misma metodología, con algunas modificaciones podría ser empleada en el estudio de procesos con otras distribuciones desde que ellas sean conocidas, matemáticamente expresables e insesgadas (permitan la corrección de errores sistemáticos)
- Si bien la metodología es aplicable a cualquier tipo de procesos, ciertamente es más interesante para el caso de procesos incapaces. En procesos altamente capaces, la selección del SM no es tan crítica como en el caso de procesos incapaces.
- Para encontrar una solución al problema es necesario determinar la desviación estándar del proceso de fabricación verdadero, sin contaminación por causa del sistema de medición utilizado en la determinación de dicho parámetro (ver Figura 3). De esta forma, la desviación estándar verdadera,  $\sigma_{pv}$ , puede ser determinada a partir de la desviación estándar aparente del proceso de fabricación,  $\sigma_{pa}$ , y la desviación estándar del sistema de medición ( $\sigma_{sm}$ ).

$$\sigma_{pv} = \sqrt{\sigma_{pa}^2 - \sigma_{sm}^2} \quad (2)$$

Esta ecuación es valida en la medida que no exista correlación entre ambas variables. Otro requisito importante es que el proceso de fabricación este sob-controlado estadístico, de modo de asegurar que los valores encontrados son estables

Para esto se define  $f_1(Y)$  como la densidad de probabilidad de una función normal que entrega la probabilidad de que el proceso de fabricación verdadero tome el valor “y”. Proceso de fabricación verdadero se define como aquel proceso controlado por un SM ideal, es decir, con incertidumbre y error sistemático igual a cero (Figura 3).



**Figura 3:** Variación del proceso de fabricación

Por su parte, se define  $f_2(X/Y)$  como la densidad de probabilidad condicional normal, de una función que entrega la probabilidad de que el SM tome el valor X dado que la media del proceso de fabricación verdadero toma el valor Y. De acuerdo a los principios de probabilidad condicional (Johnson, Richard A., 1994), se desprende que, la densidad de probabilidades combinada, queda representada como:

$$f(X \cap Y) = f_1(Y) * f_2(X/Y) \quad (1)$$

Al integrar la ecuación (1), obtenemos la función de distribución respectiva  $F(X \cap Y)$ . Al evaluar la función de distribución entre diferentes límites, obtenemos la probabilidad de ocurrencia de cada uno de los eventos posibles. Los eventos condicionales posibles son:

- PFPR: Probabilidad de que, piezas estando fuera de especificaciones por ser pequeñas, sean reprobadas,
- PFGR: Probabilidad de que, piezas estando fuera de especificaciones por ser grandes, sean reprobadas,
- PDA: Probabilidad de que, piezas estando dentro de especificaciones, sean aceptadas,
- PDRP: Probabilidad de que, piezas estando dentro de las especificaciones, sean rechazadas por ser consideradas pequeñas,
- PDRG: Probabilidad de que, piezas estando dentro de las especificaciones, sean rechazadas por ser consideradas grandes,
- PFAP: Probabilidad de que, piezas estando fuera de las especificaciones por ser pequeñas, sean aceptadas,
- PFAG: Probabilidad de que, piezas estando fuera de las especificaciones por ser grandes, sean aceptadas,
- PFPRG: Probabilidad de que, piezas estando fuera de las especificaciones por ser pequeñas, sean reprobadas por ser consideradas grandes,
- PFGRP: Probabilidad de que, piezas estando fuera de las especificaciones por ser grandes, sean reprobadas por ser consideradas pequeñas.

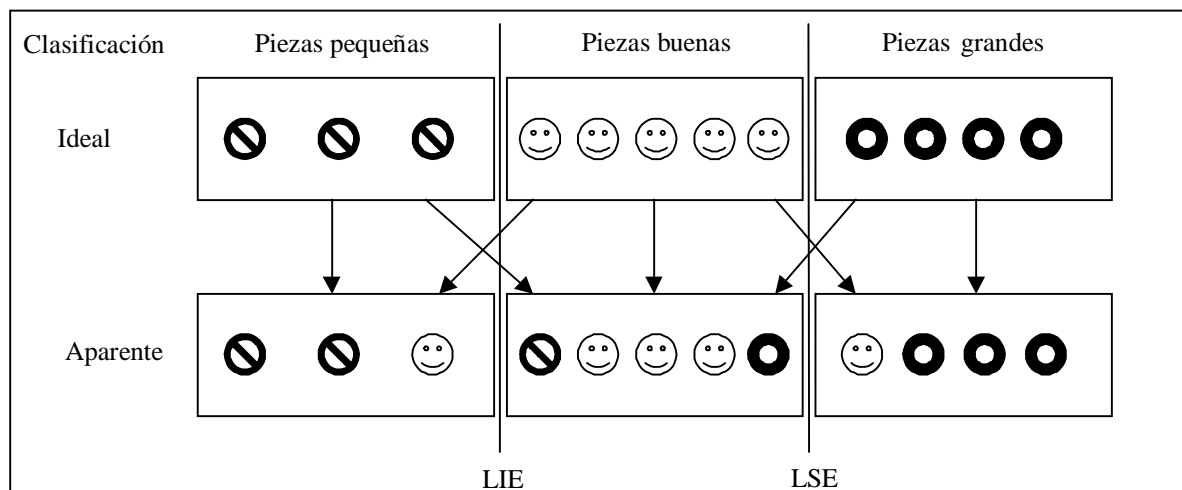
Los 3 primeros eventos corresponden a aquellos que no dependen del SM y sólo dependen de la capacidad del proceso de fabricación verdadero. Es decir aquellos eventos donde el SM no tiene ninguna influencia, incluso en el caso de disponer de un SM ideal.

Para mayor simplicidad, tomaremos como caso general de análisis el estudio de una pieza del tipo cilindro (dimensiones externas) con 1 dimensión crítica y con tolerancias bilaterales. La misma metodología es aplicable a piezas del tipo anillo (dimensiones internas), piezas con más de 1 dimensión crítica y piezas con tolerancias unilaterales, haciendo las adaptaciones correspondientes.

De disponer de un método de control ideal de piezas, podríamos identificar el proceso de fabricación verdadero. De esta forma se podrían distinguir 3 grupos; piezas buenas (se encuentran dentro de tolerancia), piezas malas pequeñas (dimensión crítica con valor menor al límite inferior de especificación) o piezas malas grandes (dimensión crítica con valor mayor al límite superior de especificación).

Para realizar las mediciones, necesariamente debemos utilizar métodos reales, los cuales presentan incertidumbre, esto debido a la imposibilidad de disponer de métodos ideales de control (sin incertidumbre). De esta forma la clasificación real (Figura 2) también está formada por 3 grupos; piezas aparentemente buenas, piezas aparentemente malas por ser consideradas pequeñas y piezas aparentemente malas por ser consideradas grandes:

- Piezas aparentemente buenas: Grupo formado por las piezas buenas (de acuerdo a la clasificación verdadera), piezas malas grandes aceptadas, piezas malas pequeñas aceptadas,
- Piezas aparentemente malas por ser pequeñas: Grupo formado por las piezas malas por ser pequeñas, piezas buenas erróneamente rechazadas, piezas malas por ser grandes mal clasificadas,
- Piezas aparentemente malas por ser grandes: Grupo formado por las piezas malas por ser grandes, piezas buenas erróneamente rechazadas, piezas malas por ser pequeñas mal clasificadas.



**Figura 2.** Clasificación ideal y aparente

### 3.1 Formulación probabilística

Nuestro objetivo será encontrar una función de distribución de probabilidad combinada que represente a la probabilidad de que una pieza sea clasificada como buena o mala, tomando en cuenta las variables establecidas en la Figura 1.

## 2. ESTADO DEL ARTE

En la actualidad existen una serie de metodologías empleadas para la determinación de la adecuabilidad de los medios de medición, tal como lo plantea (Schoeler, Donoso, 1999). A continuación se presentan aquellos más utilizados. La terminología esta de acuerdo al Vocabulario Internacional de Metrología (INN, NCh2450):

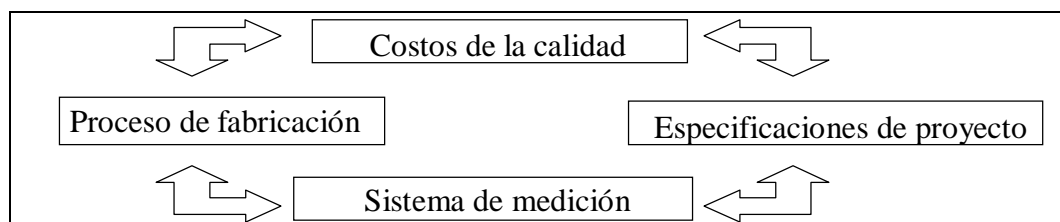
- De acuerdo a la resolución del instrumento: Considera adecuada la utilización de instrumentos de medición con resolución entre un 10% a un 33% de la tolerancia.
- De acuerdo al error máximo del instrumento: Considera adecuada la utilización de instrumentos de medición con error máximo dentro del rango de medición de un 25% de la tolerancia.
- De acuerdo a la incertidumbre del instrumento de medición: Considera adecuada la utilización de instrumentos de medición con incertidumbre entre un 10% a un 33% de la tolerancia.

Existen otros métodos para evaluar la adecuabilidad de un sistema de medición; entre los más modernos, podemos mencionar aquellos establecidos por ISO (norma ISO 14253-1) y por MSA - QS 9000 (Chrysler, Ford y General Motors, 1997).

Ninguna de las metodologías planteadas encima, entrega todas las herramientas para tomar una decisión correcta. En particular, ninguna de ellas, exceptuando a MSA, toma en cuenta directamente la variabilidad del proceso de fabricación de las piezas que deben ser inspeccionadas. De esta forma, se estaría tomando una misma decisión, tanto para un proceso con índice de capacidad ( $C_p$  o  $C_{pk}$ ) alta, de otro con índice bajo. Por último, ninguno de los métodos es sensible a los costos asociados a errores de clasificación, de esta forma, piezas de costos altos y de costos bajos serían igualmente tratadas.

## 3 METODOLOGIA PROPUESTA

Tomando en consideración el estado actual del arte es necesario buscar una nueva forma de atacar dicha problemática. De esta forma, la metodología propuesta pretende encontrar una relación entre los siguientes parámetros de interés: incertidumbre del sistema de medición, variabilidad del proceso de fabricación, tolerancias y costos involucrados.



**Figura 1.** Metodología propuesta

La meta es encontrar una ecuación matemática que permita identificar la probabilidad de ocurrencia de errores de clasificación, debido a la variabilidad del proceso de fabricación de la pieza, de la tolerancia y de la incertidumbre del SM. En la medida que sea posible cuantificar la probabilidad de ocurrencia de cada evento, y asociando un costo a la ocurrencia de cada evento, sería posible determinar el costo asociado a cada posible solución.

## **SELECCIÓN DE SISTEMAS DE MEDICIÓN, UN PROBLEMA DE COSTOS**

**José Donoso Urrutia**

**Carlos Alberto Schneider**

Universidade Federal de Santa Catarina, LABMETRO, Curso de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-970, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: jiu@labmetro.ufsc.br

### **Resumen**

Históricamente, la tarea de definir el sistema de medición más adecuado para una tarea en particular, se basaba en alguna relación entre Tolerancia de Proyecto e Incertidumbre de Medición. El presente trabajo plantea un criterio de selección de sistemas de medición para tareas de inspección, que toma en cuenta no sólo esos aspectos, sino que, además la capacidad del proceso de fabricación de las piezas en cuestión y los costos asociados a errores de clasificación. De esta forma, la decisión, no sólo depende de la relación entre especificaciones a cumplir y desempeño del sistema de medición, sino que también de la distribución del proceso de fabricación y de los costos asociados a los respectivos errores de clasificación.

**Palabras-claves:** Metrología, Calidad, Costos, Adecuabilidad

### **1. INTRODUCCIÓN**

Para realizar correctamente una tarea de medición, es necesario disponer de un "Sistema de Medición", SM, adecuado. Cuando nos referimos a un SM, nos referimos, no sólo a un patrón o un instrumento de medición, sino que a todos aquellos factores que afectan el resultado de dicha medición. Es decir; capacidad de los operadores, procedimiento y método de medición, condiciones ambientales, algoritmos de cálculo, etc.

Para definir el SM mas adecuado para una tarea de medición en particular, normalmente se emplea una relación entre la Tolerancia de Proyecto, y la Incertidumbre del SM. Sin embargo, existen otras variables que influyen en la pertinencia de la elección de una solución u otra, tales como la variabilidad del proceso de fabricación y los costos asociados a los errores de clasificación.

La variabilidad del proceso de fabricación determina el número de piezas que son producidas fuera de especificación y de aquellas que son producidas en los límites de tolerancia. De esta forma la incertidumbre del SM será más crítica en la medida que existan más piezas producidas entorno a los límites. De la misma forma, los costos totales de errores serán más importantes en la medida que existan más piezas propensas a ser mal clasificadas y en la medida que los costos asociados a errar sean mayores.



# ANÁLISE POR DEMODULAÇÃO APLICADA AO MONITORAMENTO DE FALHAS EM ENGRENAGENS

**Demian Gomes da Silva**

**Adyles Arato Júnior**

UNESP - Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Brasil Centro 56, Ilha Solteira, S.P, Brasil. E-mail: [demian@dem.feis.unesp.br](mailto:demian@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta uma aplicação da análise por demodulação ao monitoramento de engrenagens com o objetivo de diagnosticar falhas no dentado. O pressuposto para a aplicação do método é que eventuais falhas tais como “*pitting*” e quebra de dentes, podem excitar frequências de ressonância no sistema eixo mancal, sobre as quais se pode aplicar a técnica de demodulação. No caso de quebra de dente, o espectro do sinal demodulado indica a frequência de giro do eixo ao qual pertence a engrenagem com falha. No caso de “*pitting*”, o resultado é um espectro plano de frequência, ou seja, não existe nenhuma amplitude significativa associada a alguma frequência específica. A técnica foi aplicada a sinais gerados por um simulador digital no qual todos os fatores de interesse são previamente conhecidos, com o intuito de validar e comprovar o método.

**Palavras-chave:** Manutenção Preditiva, Vibrações, Demodulação, Engrenagens.

## 1. INTRODUÇÃO

O monitoramento de máquinas a partir de sinais vibratórios já vem sendo bastante utilizado em instalações industriais, principalmente em situações onde uma parada imprevista de algum equipamento possa causar prejuízos financeiros ou de natureza ambiental.

Detectar falhas e julgar a sua severidade requer conhecimento e habilidade na interpretação das medidas realizadas. Dentre as várias técnicas de análise de vibração, destaca-se a análise espectral clássica baseada na aplicação da transformada de Fourier, uma ferramenta bastante útil em grande parte dos problemas ainda que, em situações mais complexas, onde existe a combinação de mais de uma fonte de excitação, somada a ruídos transmitidos através do suporte e das fundações das máquinas, o espectro de frequências obtido possa apresentar alguma dificuldade de análise.

Para tais casos, pode ser necessário o uso de ferramentas mais dedicadas, como é o caso da técnica de demodulação, que permite a identificação das fontes de ruído responsáveis pela excitação de respostas ressonantes na estrutura. Esta técnica possibilita o monitoramento de defeitos que sejam responsáveis por excitações do tipo impactantes além de outros que produzam sinais moduladores, mesmo que o nível de energia da fonte não permita uma identificação direta de sua frequência no espectro geral por gerar amplitudes pouco significativas, que ficam escondidas no nível de ruído de fundo.

## 2. FONTES DE RUÍDO DE UM PAR ENGRENADO

Para se monitorar as condições de um par engrenado em uma máquina funcionando, o sinal de vibração é colhido sobre a carcaça, preferivelmente nos mancais, sendo este o

resultado da combinação de todas as fontes de ruído decorrentes da movimentação das peças.

Sistemas de engrenamento são formados por um conjunto de elementos tais como eixos, mancais de deslizamento ou rolamento, engrenagens e caixas onde esses elementos girantes possam estar protegidos das agressões ambientais tais como poeira, água e também serem lubrificados. Fica evidente a complexidade e a quantidade de sinais vibratórios presentes nesses sistemas.

Considerando que a estrutura da máquina responda de forma linear, de modo que o sinal medido sobre os mancais possa ser considerado como o somatório da resposta estrutural referente a cada excitação, se pode estabelecer uma relação direta entre as frequências encontradas no sinal vibratório, com a dinâmica de funcionamento e com alguns dos principais defeitos que possam ser encontrados em sistemas de engrenamento.

A seguir é apresentado um estudo dessas fontes e a resposta esperada na análise do sinal vibratório obtido da estrutura.

- **Giro dos Eixos.** Trata-se de um sinal sempre presente que provoca, para cada eixo, uma resposta equivalente a de uma excitação senoidal com frequência idêntica a rotação do eixo em ciclos por segundo. Se  $f_r$  é a frequência de giro do eixo, o seu sinal vibratório discreto será descrito como uma função do tipo:

$$Y_g(t) = Y \text{sen}(2\pi f_r \cdot t) \quad (1)$$

- **Engrenamento.** Gera, para cada par engrenado, uma resposta equivalente a uma excitação senoidal cuja frequência é igual ao produto da frequência de giro do eixo no qual a engrenagem esta fixada pelo número de seus dentes. Se  $N$  é o número de dentes da engrenagem e  $f_r$  é a frequência de giro do eixo ao qual esta acoplada, assim  $f_m = N \cdot f_r$  [Hz] e o sinal vibratório discreto será:

$$Y_e(t) = Y \text{sen}(\cdot 2\pi f_m \cdot t) \quad (2)$$

- **Desvios de forma do dentado.** Causados principalmente por desgaste ou deformação desigual dos dentes sob carga. O sinal gerado são harmônicos do engrenamento:

$$Y_d(t) = \sum_{n=0}^N Y_n \text{sen}(2\pi n f_m \cdot t + \phi_n) \quad (3)$$

- **Flutuação de carga no dentado.** Causado por alguma excentricidade na montagem da engrenagem, eixo fletido devido a sobrecarga, desgaste desigual dos dentes, ou desalinhamento angular das engrenagens. O efeito decorrente é uma modulação do sinal relativo ao engrenamento e seus harmônicos por um sinal senoidal de frequência igual ao giro do eixo que contém a engrenagem com defeito. O sinal vibratório discreto será:

$$Y_f(t) = \sum_{n=0}^N X_n \left[ 1 + \sum_{p=0}^P A_{np} \cos(2\pi p f_r t) \right] \cos(2\pi n f_m t + \phi_n) \quad (4)$$

- **Danos pontuais no dentado.** Trata-se de uma excitação externa no sistema eixo-mancal, causada ou por um dente quebrado ou “pitting”. Em ambos os casos, o resultado é a resposta ressonante da estrutura em uma ou mais de suas frequências naturais. A excitação produzida pelo impacto causado pela passagem de um dente quebrado pode ser modelada pela função de impulso unitário  $\delta(t)$ . O sinal vibratório produzido por essa falha será modelado como uma série infinita de impulsos de mesma amplitude, com período de repetição  $T_d = 1/f_d$ . A função trem de impulso correspondente é representada

matematicamente pela equação:

$$d(t) = d_o \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(t - kT_d) \quad (5)$$

A transformada de Fourier de  $d(t)$  é dada por:

$$D(f) = d_o f_d \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(f - kf_d) \quad (6)$$

O espectro de frequência  $D(f)$  é representado por uma série de impulsos, separados pela frequência característica do defeito  $f_d$ . Definindo o decaimento exponencial de um impulso unitário como sendo  $e(t) = e^{-t/\xi}$  para  $t > 0$  onde  $\xi$  é a constante de tempo do decaimento, podemos definir a resposta ao impulso com sendo:

$$\text{Im } p(t) = d(t) \cdot e(t) \quad (7)$$

O sinal temporal discreto da ressonância de uma frequência própria  $\Omega$  do sistema eixo mancal, fica modulada por um sinal impactante de frequência igual ao giro do eixo que contém a engrenagem com falha, sendo possível representar o sinal vibratório discreto pela equação:

$$Y_p(t) = \text{Im } p(t) \cdot [Y_\Omega \text{ sen}(2\pi\Omega \cdot t)] \quad (8)$$

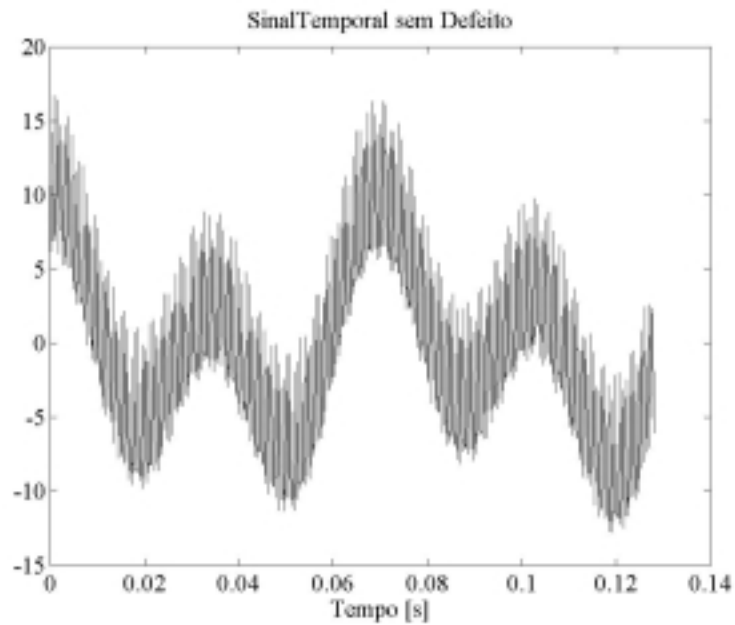
Considerando-se o exposto, o sinal mais geral de um par engrenado pode conter em maior ou menor escala todos os sinais discretos arrolados, sendo na realidade um somatório de todos eles. O somatório de equações (9), é a formulação matemática básica que permite a simulação numérica do sinal vibratório, no domínio do tempo, de um par engrenado.

$$Y(t) = Y_g(t) + Y_e(t) + Y_d(t) + Y_f(t) + Y_p(t) \quad (9)$$

Como exemplo de aplicação, vamos considerar a hipótese de um redutor comercial de engrenagens helicoidais, com um único par de redução e mancais de rolamento, existente no modulo de ensaio de vibrações do DEM/ FEIS com seguintes características construtivas:

- Número de dentes do pinhão: 44
- Número de dentes da coroa: 95
- Rotação nominal de entrada: 1800 rpm (30 Hz)
- Rotação nominal de saída: 833 rpm (14 Hz)

O sinal temporal simulado e seu espectro geral para o conjunto sem defeitos é apresentado nas figuras 1 e 2, onde é possível observar as frequências de giro do eixo de entrada, eixo de saída e de engrenamento.

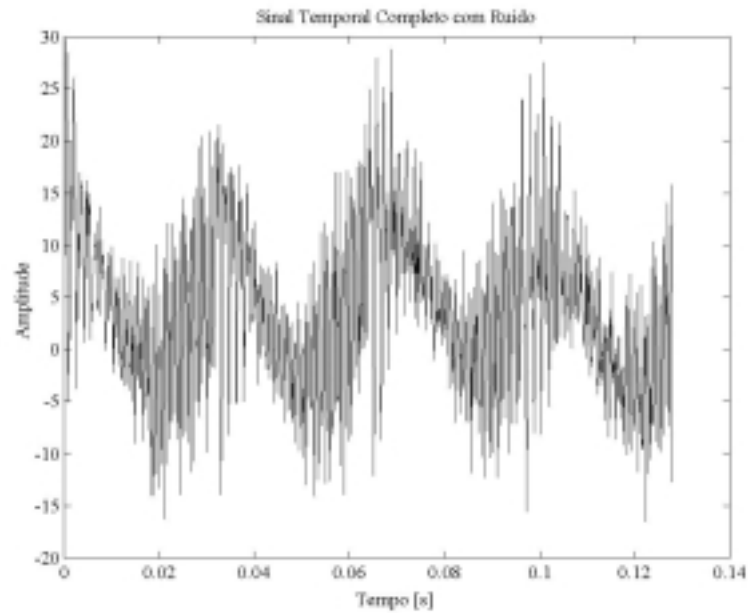


**Figura 1.** Sinal temporal simulado do par engrenado sem defeitos

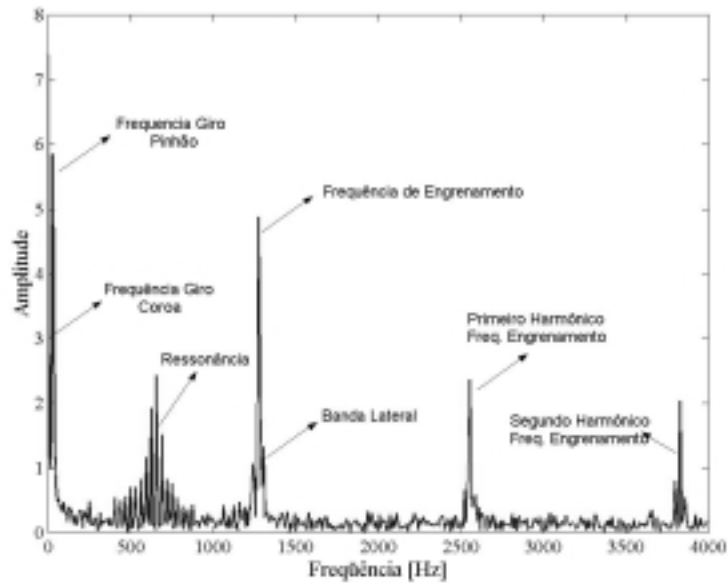


**Figura 2.** Espectro do sinal temporal simulado do par engrenado sem defeitos

Se considerarmos a presença de todos os defeitos citados, incluindo o trem de impulso devido a um dente quebrado, os resultados serão os apresentados na figura 3 e 4.



**Figura 3.** Sinal temporal simulado com a presença de defeitos.



**Figura 4.** Espectro geral do sinal temporal simulado com a presença de defeitos.

Observando-se o espectro apresentado na figura 4, se pode identificar as estruturas indicativas de cada defeito, conforme o mostrado na tabela 1 a seguir.

**Tabela 1.** Estruturas indicativas dos defeitos

<b>Tipo de Frequência</b>	<b>Diagnóstico</b>
Frequência de giro do eixo de entrada:	Normal
Frequência de giro do eixo de saída:	Normal
Frequência de engrenamento:	Normal
Harmônicos da frequência de engrenamento:	Indicativo da existência de algum desvio de forma do dentado
Bandas laterais da frequência de engrenamento	Indicativo da ocorrência de modulação do sinal de engrenamento, resultante da flutuação de carga no dentado.
Amplitude significativa em torno de 650Hz	Não corresponde a nenhuma frequência de funcionamento ou defeito estabelecida com base nas características construtivas do conjunto. Pode ser uma resposta ressonante da estrutura.

### **3. APLICAÇÃO DA DEMODULAÇÃO USANDO TRANSFORMADA DE HILBERT**

Da análise espectral apresentada na tabela 1, duas faixas de frequência apresentam características que envolvem o fenômeno da modulação em amplitude: as bandas laterais da frequência de engrenamento e a possível ressonância em torno de 650 Hz.

Considerando-se, por generalização, que a modulação em amplitude de um sinal é definida como a multiplicação de um sinal por outro, constituindo-se em um processo inerentemente não linear que gera novas frequências que não estão presentes em nenhum dos sinais envolvidos, a identificação da fonte de ruído associada ao defeito, exige a identificação da frequência moduladora do sinal.

O processo de identificação da frequência moduladora de um sinal modulado é conhecido como demodulação, e envolve os seguintes passos:

- a) Filtragem do sinal através de um filtro passa banda ajustado para a faixa de frequência identificada como modulada,
- b) Detecção do sinal modulador,
- c) Análise espectral desse sinal modulador detectado.

Para a detecção do sinal modulador existem várias técnicas. Neste trabalho se apresenta a aplicação da transformada de Hilbert que pode ser obtida a partir de  $X(f)$  que é a transformada de Fourier do sinal filtrado  $x(t)$  segundo as equações 10 e 11.

$$x_{re}(t) = \text{Re} \left[ 2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (10)$$

$$x_{im}(t) = \text{Im} \left[ 2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (11)$$

obtendo-se os sinais  $x_{re}(t)$  e  $x_{im}(t)$ , se pode construir um sinal analítico  $z(t) = x_{re}(t) + ix_{im}(t)$  (Bendat, 1986), que pode também ser representado pela equação (12) onde  $A(t)$  é o envelope e  $\phi(t)$  é a fase instantânea do sinal  $x(t)$  conforme as equações (13) e (14).

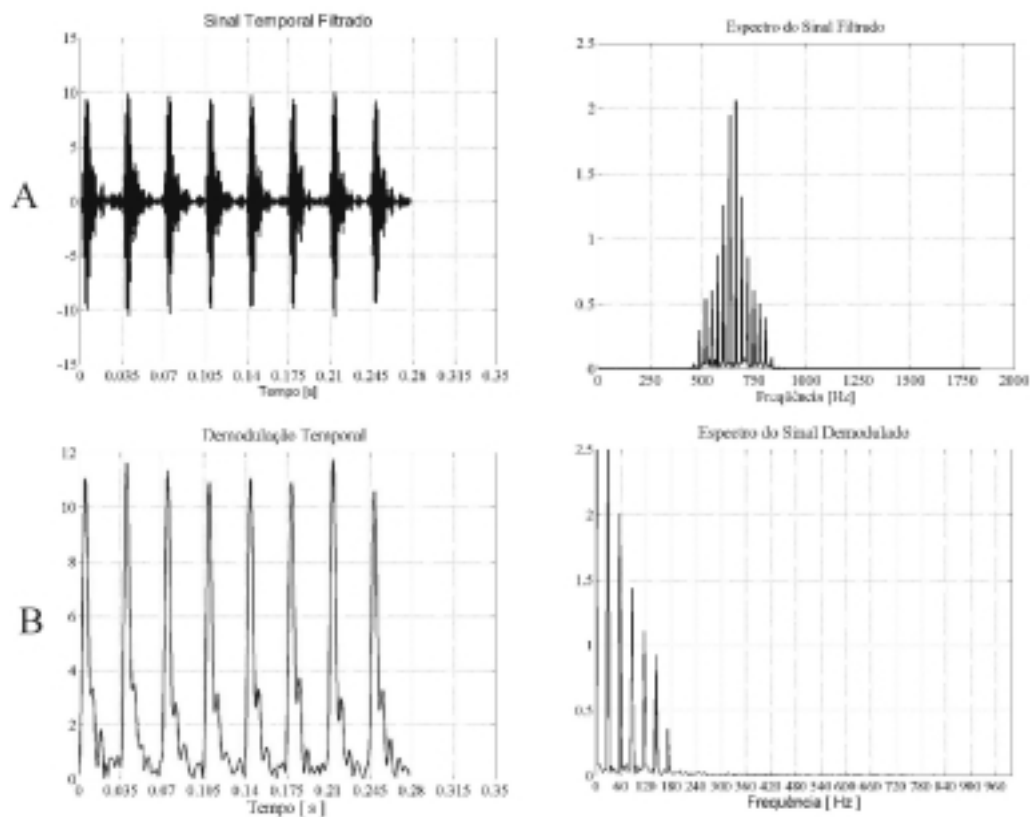
$$z(t) = A(t) \cdot e^{i\phi(t)} \quad (12)$$

$$A(t) = \sqrt{x_{re}^2(t) + x_{im}^2(t)} \quad (13)$$

$$\Phi(t) = \text{tg}^{-1} \left( \frac{x_{re}(t)}{x_{im}(t)} \right) \quad (14)$$

### 3.1 Aplicação da técnica em torno da frequência ressonante

Na figura 5 são apresentados todos os passos executados na aplicação da técnica para análise da possível ressonância em torno de 650 Hz.



**Figura 5.** (A) Sinal temporal após a filtragem em torno da frequência de ressonância

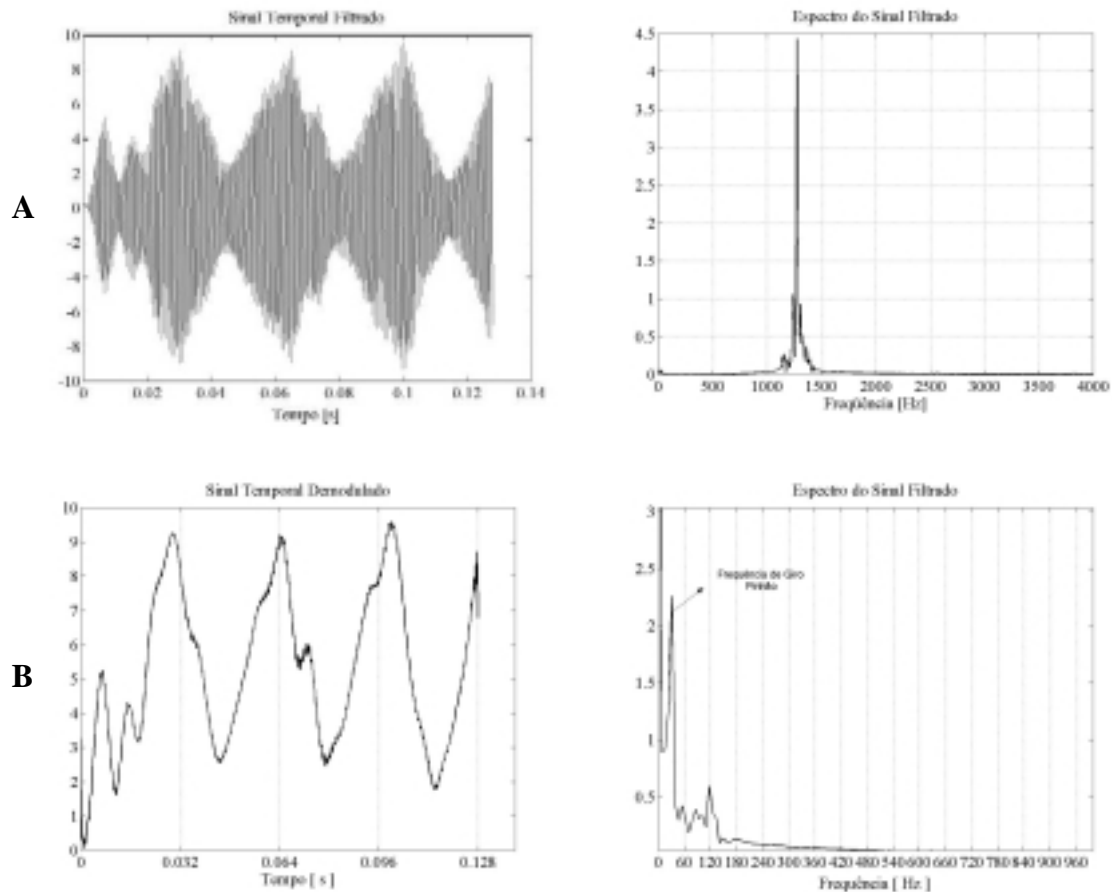
utilizando frequências de corte de 500 e 800 Hz seguido de seu espectro. (B) Sinal temporal após demodulação seguido de seu espectro, onde se pode observar a frequência de giro e harmônicos do eixo que contém o pinhão.

Após serem executados todos os passos descritos se pode observar que a frequência moduladora do sinal ressonante, com frequência natural de 650 Hz, tem um período de repetição igual ao do eixo onde se encontra o pinhão, correspondendo a uma frequência de aproximadamente 30Hz o que caracteriza a existência de uma falha pontual nessa engrenagem, possivelmente dente quebrado.

### 3.2 Aplicação da técnica em torno da frequência de engrenamento

Partindo do sinal contendo todos os defeitos citados no item 2 a técnica de demodulação foi aplicada em torno da frequência de engrenamento com o intuito de se identificar a origem das bandas laterais que aparecem em seu entorno.

Após este processamento foi possível observar que essas frequências foram causadas devido a uma modulação em amplitude proveniente de algum defeito que provoca uma flutuação de carga no dentado da engrenagem fixada no eixo com frequência de giro de 30 Hz. O defeito é possivelmente uma excentricidade do pinhão, causada ou por uma flexão do eixo durante uma sobrecarga ou montagem inadequada.



**Figura 6.** (A) Sinal temporal filtrado em torno da frequência de engrenamento (1300 Hz) com



filtro passa banda de 1150 a 1400 Hz seguido de seu espectro. (B) Sinal temporal demodulado seguido de seu espectro onde se pode observar a frequência de giro do eixo do pinhão

#### **4. CONCLUSÃO**

A aplicação da demodulação em amplitude por transformada de Hilbert na análise de sinais de um par engrenado, permite a identificação direta de fontes de ruído associadas a defeitos cujos sinais ficam mascarados ou são ausentes no espectro de frequências obtidos por aplicação direta da FFT. Apresenta-se como uma ferramenta poderosa e de fácil uso, pois depende unicamente do processamento numérico do sinal que pode ser feito após uma rápida análise inicial de seu espectro geral. É portanto bastante econômica apesar de fornecer informações muito relevantes e, muitas vezes, cruciais para identificação de defeitos desses elementos de máquinas.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Agradecemos a FAPESP – Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo, pela Bolsa de Mestrado e apoio a este trabalho.

#### **6. REFERÊNCIAS**

- [01] Bendat, Julio & Pierson, Allan G, “Randon data: Analysis and Measurment Procedures”, John Wiley, EUA.
- [02] Mark, W. D., “Analysis of the Vibratory Excitation of Gear System: Basic Theory”, Journal of the Acoustical Society of America, 1978.
- [03] Mitchell, J. S., "An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring", Pennwell Books, Tulsa, Oklahoma, 1981.
- [04] Randall, R. B., “A New Method of Modelling Gear Faults”,ASME Journal of Mechanical Design, 1982 Vol. 104
- [05] Reynolds, A. G., “ The Detection of Local Tooth Defects in Gering by Vibration Analysis”, M. Se. Dissortation, Royal Naval Engineering College, Manaton, 1995.
- [06] Smith, R. L., “Gear Problems Can Have More Than One Cause”, Vibrations, Vol. 10 n° 1, march 1994.
- [07] White, G., “Amplitude Demudulation - A New Tool for Predictive Maintenance, Sound and Vibration, september, 1991.

# SOFTWARE PARA O DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS CILÍNDRICAS DE TRAÇÃO E COMPRESSÃO

**Marcelo Nascimento Duval**

**Flávio de Marco Filho**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Centro de Tecnologia, Departamento de Eng. Mecânica,  
Bloco G, sala 204, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: flavio@serv.com.ufrj.br

## **Resumo**

Com o objetivo de auxiliar o projetista na tarefa de especificação e dimensionamento dos elementos mecânicos e diminuir o tempo gasto durante o desenvolvimento de projetos de máquinas, foi elaborado, desenvolvido e implementado um sistema computacional especialista no dimensionamento de molas helicoidais cilíndricas sujeitas a esforços de compressão ou tração. O algoritmo apresentado é uma poderosa ferramenta que fornece de forma segura, rápida, em ambiente amigável e de fácil utilização, as dimensões, a geometria e os materiais mais adequados a uma dada solicitação, permitindo ainda a análise de diversas outras configurações. Há ainda a opção de gerar um relatório impresso e um desenho da mola dimensionada em formato *.dwg* do Autocad R14.

**Palavras-chave:** Sistemas Especialistas, Molas Helicoidais, Elementos de Máquinas

## **1. INTRODUÇÃO**

Um sistema especialista é um programa de computador que simula o raciocínio de um especialista em um determinado campo de conhecimento. É composto de uma base de conhecimento, na qual estão registradas as regras de raciocínio utilizadas pelo especialista e de uma máquina de inferência, que promove o encadeamento destas regras do raciocínio.

O sistema especialista proposto tem por finalidade auxiliar o projetista durante o desenvolvimento de projetos mecânicos, utilizando o computador para executar as tarefas mais cansativas e repetitivas e portanto mais susceptíveis a erro, como cálculos e a procura de dados em tabelas e gráficos. Possibilita a redução do tempo gasto na elaboração de projetos mecânicos, aumentando também a eficiência por permitir a avaliação de diversas possibilidades e configurações em curto espaço de tempo.

É importante salientar que um sistema especialista deve apresentar o melhor resultado, de acordo com critérios pré-estabelecidos pelo projetista e permitir-lhe a avaliação e escolha de outros resultados.

O sistema especialista desenvolvido neste trabalho tem como principal tarefa o dimensionamento de molas helicoidais cilíndricas sujeitas a esforços de compressão ou tração mais adequadas às condições de operação especificadas pelo projetista. O programa faz uso de um banco de dados externo, de fácil atualização, contendo informações necessárias ao correto dimensionamento da mola para uma série de materiais. Um desenho em corte da mola em escala adequada e em formato *.dwg* do AutoCad R14 pode ser gerado após o dimensionamento.

O programa foi escrito em *Visual Basic 5*, linguagem que apresenta uma interface amigável com o usuário. A apresentação é agradável e tem-se as facilidades encontradas em qualquer programa para *Windows*. Isto torna possível que qualquer usuário, utilizando o programa pela primeira vez, já se sinta familiarizado com o ambiente.

## 2. DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS CILÍNDRICAS

Molas são elementos mecânicos amplamente utilizados em engenharia mecânica para exercer forças constantes, eliminar folgas em mecanismos, armazenar e fornecer energia, isolar vibrações, absorver energia de impactos, medir forças etc.

Entre as molas, distinguem-se 3 grandes famílias: molas sujeitas a esforços de torção, molas sujeitas a esforços de flexão e molas sujeitas a esforços de tração ou compressão. Este trabalho é restrito a molas helicoidais cilíndricas de compressão ou tração de arame de seção circular, que pertencem à família das molas sujeitas a esforços de torção.

Um breve resumo do dimensionamento de molas se faz necessário para um melhor entendimento da sequência de telas do programa mostrada mais a frente.

### 2.1. Deflexão de Molas Helicoidais

A expressão para deflexão de molas helicoidais é dada por:

$$\frac{F}{x} = \frac{d^4 G}{8D^3 N} = k \quad (1)$$

onde  $F$  é a força aplicada à mola,  $x$  é a deformação da mola,  $d$  é o diâmetro do arame,  $D$  é o diâmetro médio da mola,  $N$  é o número de espiras ativas,  $G$  é o módulo de torção do material da mola e  $k$  é a constante da mola. Esta expressão foi obtida a partir do método da energia.

### 2.2. Cálculo da Tensão Admissível

A resistência à tensão em um arame de mola varia fortemente com o diâmetro do arame e um pouco menos com o tipo de material e o processo de fabricação. Curvas relacionando a resistência à tensão com o diâmetro do arame para vários materiais eram comuns no passado; hoje em dia, com o advento das calculadoras eletrônicas, tais curvas se tornaram desnecessárias, uma vez que plotadas em escala log-log geravam retas. A solução dessas equações é da forma:

$$\sigma_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2)$$

onde  $\sigma_{ut}$  é a tensão de ruptura,  $A$  é uma constante relacionada ao coeficiente linear da reta e  $m$  é a inclinação da reta no gráfico log-log. É importante frisar que esta expressão somente é válida dentro de uma faixa limitada de diâmetros. O banco de dados de materiais que é parte integrante do Programa Mola contém valores de  $A$  e  $m$  para uma série de materiais.

A equação (1) deve ser corrigida usando a relação aproximada:

$$\sigma_e = 0,75\sigma_{ut} \quad (3)$$

De modo a obter-se a tensão admissível  $\sigma_e$ .

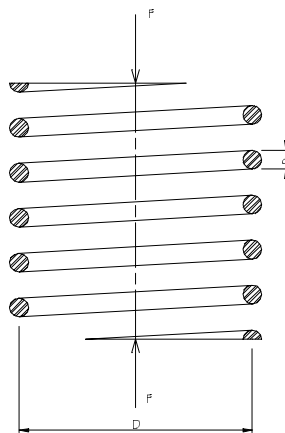
A tensão admissível do material quanto à torção é dada, segundo o critério da máxima energia de distorção, por:

$$\tau_e = 0,75\sigma_e \quad (4)$$

## 2.3. Cálculo da Tensão de Trabalho

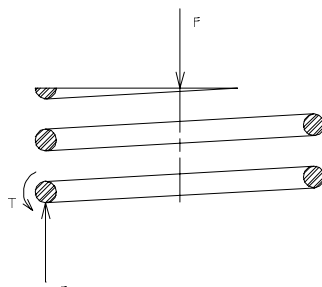
### 2.3.1. Carregamento Estático

A figura 1 mostra em corte uma mola helicoidal de arame de seção circular, comprimida pela força  $F$ .



**Figura 1.** Mola padrão com diâmetro médio  $D$  e diâmetro do arame  $d$ , comprimida pela força  $F$

Cortando a mola em um ponto qualquer e substituindo a parte removida pelo carregamento interno equivalente, obtém-se o diagrama de corpo livre da figura 2.



**Figura 2.** Carregamento aplicado ao Arame da Mola

Pelo princípio da superposição, a tensão do arame pode ser calculada somando-se a componente de torção com a componente de cisalhamento, de acordo com a expressão:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^3} \quad (5)$$

que vale para a fibra interna da espira.

Definindo agora o índice da mola como:

$$C = \frac{D}{d} \quad (6)$$

pode-se escrever a equação (5) na forma

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (7)$$

onde

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad (8)$$

e é chamado de fator multiplicador de tensão cisalhante. A equação (7) é bem geral, e vale para molas em compressão ou em tração.

### 2.3.2. Carregamento Dinâmico

Molas submetidas a carregamentos dinâmicos também são sujeitas a falha por fadiga. Molas de um comando de válvulas por exemplo precisam suportar milhões de ciclos sem falhas; sendo assim, devem ser projetadas para vida infinita.

Eixos e muitos outros elementos de máquina são geralmente submetidos a esforços dinâmicos onde as tensões se invertem. Não é esse o caso em molas, que raramente são usadas como molas de compressão e de tração simultaneamente; na verdade operam geralmente com pré-carga. A pior situação para a mola se dá quando a força mínima  $F_{\min} = 0$ .

No projeto de molas é apropriado aplicar o fator multiplicador de tensão cisalhante  $K_s$  na média da tensão  $\tau_m$  e em sua amplitude  $\tau_a$ . O motivo para isso é que  $K_s$  não é realmente um fator de concentração de tensão, como indicado na equação (7), e sim um meio conveniente de calcular a tensão cisalhante na fibra interna da espira.

Definindo a amplitude da força como

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (9)$$

e a força média como

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (10)$$

as suas respectivas componentes de tensão são dadas por

$$\tau_a = \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (11)$$

e

$$\tau_m = \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (12)$$

Para que ocorra falha é preciso que  $\tau_a \geq \tau_n$  ou  $\tau_a + \tau_m \geq \tau_e$ , onde  $\tau_n$  é a tensão limite de resistência à fadiga e  $\tau_e$  é a tensão admissível. Essas equações serão usadas como base para o dimensionamento das molas quanto à fadiga.

## 2.4. Recomendações de Projeto

Algumas recomendações são feitas quanto ao projeto de molas helicoidais, que são as seguintes:

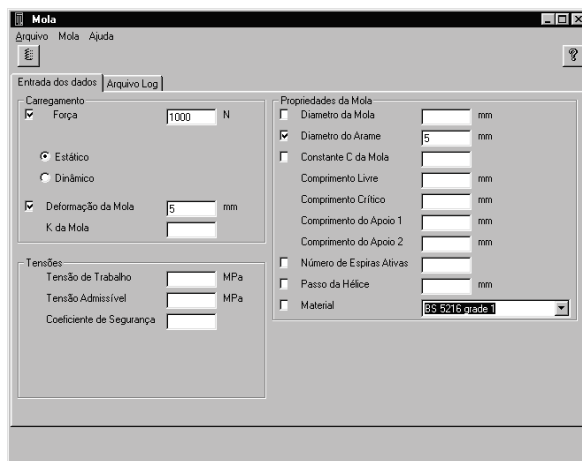
- Para evitar problemas de flambagem em molas de compressão recomenda-se que a razão entre o Comprimento Livre e o Diâmetro Médio da Mola seja menor que 4.
- Recomenda-se que o ângulo de hélice da mola seja menor que 12°.
- Recomenda-se que a constante C da Mola esteja entre 3 e 12.

## 3. CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DO PROGRAMA

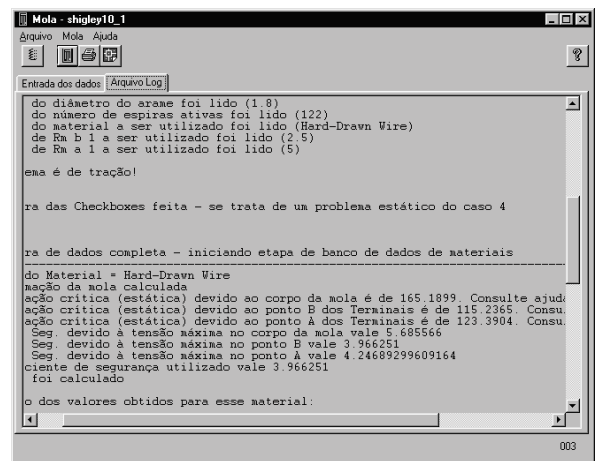
A estrutura do Programa Mola é muito simples, assim como sua interface Usuário / Programa. O usuário define o tipo de mola (mola de compressão ou de tração), o tipo de solicitação (estática ou dinâmica), os tipos de apoios e os dados de entrada. O Programa Mola calcula os dados restantes, gera um relatório impresso ou cria um desenho em formato .dwg do Autocad R14.

### 3.1. Entrada de Dados

O usuário define ao Programa Mola quais são os dados de entrada marcando a seu respectivo quadro de verificação (*checkbox*), como ilustrado na figura 3 (a).



(a)

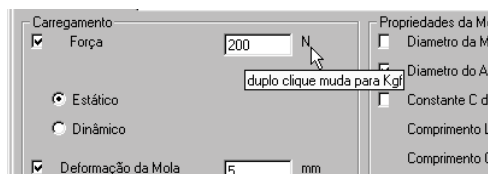


(b)

**Figura 3.** (a) Tela principal. Força, deformação da mola e diâmetro do arame estão marcados como dados de entrada; (b) detalhe do arquivo de log

### Escolha das Unidades

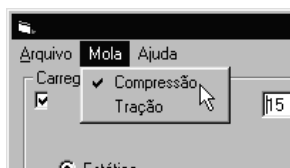
O Programa Mola realiza os seus cálculos usando as unidades mm para distâncias, N para forças e MPa para tensões. Os dados podem ser fornecidos ou lidos alternativamente em cm, Kgf ou Kgf/cm<sup>2</sup>; para tal basta dar um duplo clique na unidade, como ilustrado na figura 4.



**Figura 4.** Escolha das unidades

### 3.2. Opção por Molas de Tração ou Compressão

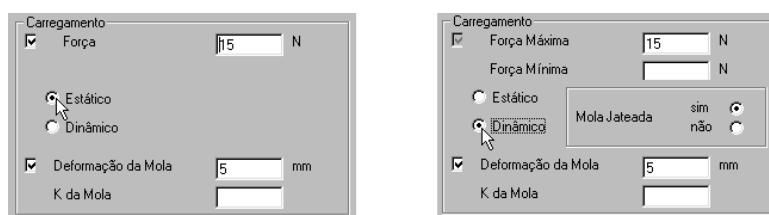
A escolha do tipo de mola é feita no menu mola, de acordo com a figura 5.



**Figura 5.** Opção por mola de tração ou compressão

### Opção por carregamento estático ou dinâmico

Optando por carregamento dinâmico, o usuário precisa fornecer ao Programa Mola as forças máxima e mínima e o tipo de acabamento superficial da mola, de acordo com a figura 6.

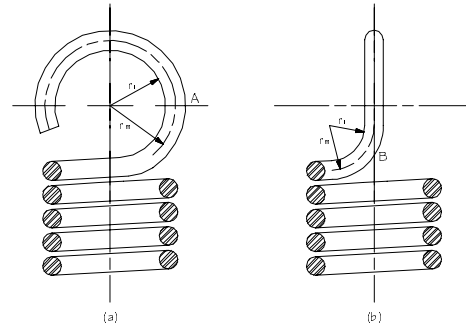
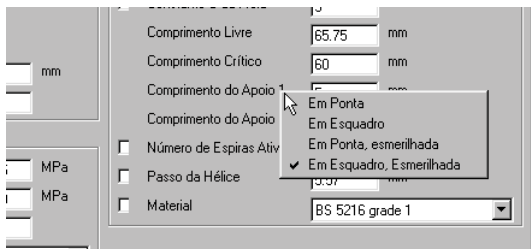


**Figura 6.** Carregamento estático ou dinâmico

### 3.3. Escolha dos Apoios

A escolha dos tipos de apoio é feita, no caso de molas de compressão, clicando-se com o botão direito do *mouse* sobre a legendas de seus comprimentos, como ilustrado na figura 7 (a). O usuário pode optar por apoios em ponta, em ponta esmerilhada, em esquadro ou ainda em esquadro esmerilhado.

No caso de molas de tração há somente um tipo de apoio definido no Programa Mola. Este está ilustrado na figura 7 (b).



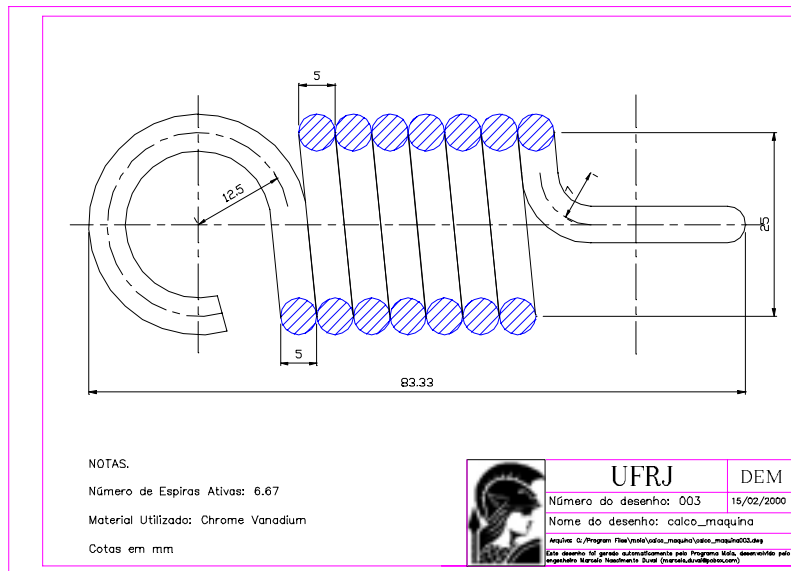
(a)

(b)

**Figura 7.** (a) Detalhe da escolha do tipo de apoio em molas de compressão com o botão direito do mouse; (b) Detalhe do tipo de terminal de molas de tração considerado pelo Programa

### 3.4. Saídas do Programa

O Programa Mola tem, além das saídas na própria tela, opções de gerar relatório impresso e desenho em formato *.dwg* do Autocad R14, como o da figura 8.



**Figura 8.** Exemplo de desenho gerado pelo Programa Mola

Caso o usuário não tenha o Autocad R14 instalado, basta guardar o arquivo de *script* gerado pelo Programa Mola para posterior utilização.

O Programa Mola também gera a cada novo cálculo um arquivo de log contendo informações mais detalhadas do projeto. Esta é uma boa fonte de consulta por informações adicionais. Detalhes do arquivo de log podem ser vistos na figura 3 (b).

### 3.5. Arquivos de Ajuda

O Programa Mola é dotado de extensa documentação em formato HTML, possibilitando assim ao usuário tirar dúvidas tanto do uso do programa quanto de teoria de molas. Clicando na opção ajuda, o programa abre os arquivos de ajuda no browser de internet definido pelo usuário, tornando assim a consulta aos arquivos de ajuda extremamente simples e familiar.



#### 4. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

O algoritmo desenvolvido oferece ao projetista uma ferramenta poderosa que determina, com rapidez, eficiência e exatidão de cálculos, as características mais importantes das molas helicoidais cilíndricas.

É interessante observar que o controle do projeto é do usuário. Toda e qualquer decisão é feita por ele, sendo função do programa apenas a orientação e exibição dos resultados.

O algoritmo foi elaborado e desenvolvido com especial preocupação em torná-lo simples, eficiente, auto explicativo e de fácil compreensão, tudo isto em um ambiente amigável e agradável.

A grande motivação deste trabalho, foi a certeza de estar produzindo algo de concreto, uma ferramenta de utilidade real que facilitará o projeto de molas.

Este programa é um sistema especialista do módulo ELEMENTOS DE MÁQUINAS, componente do Sistema Computacional de Projeto, desenvolvido no Laboratório de Ensino e Projeto Assistido por Computador – LEPAC do DEM/UFRJ. Outros sistemas especialistas já foram desenvolvidos ou estão em fase de desenvolvimento, tais como: parafusos de união e transmissão, chavetas e estrias retas, correias trapezoidais, engrenagens cilíndricas de dentes retos e correntes de rolos.

O encadeamento destes sistemas especialistas permitirá o desenvolvimento rápido e eficiente de projetos de máquinas.

#### REFERÊNCIAS

- ABNT. NBR 11414, “Arame redondo de aço-carbono para molas”, maio de 1990
- Dobrovolsky, V. and others, 1965, “Machine Elements”, first edition, Mir Publishers, Moscow.
- Gaál, José Alberto, 1999, “Curso de AutoLISP”, 1ª edição, DeseCAD Computação Gráfica, Campinas.
- Halvorson, 1997, “Microsoft Visual Basic 5 – Passo a Passo”, Makron Books do Brasil Editora Ltda., São Paulo.
- Provenza, Francesco, 1984, “Molas”, Centro de Comunicação Gráfica da PRO-TEC, São Paulo.
- Reshetov, D. N., 1978, “Machine Design”, Mir Publishers, Moscow.
- Shigley, J. E., 1986, “Mechanical Engineering Design”, first metric edition, McGraw-Hill Book Company.
- Spotts, M. F., 1985, “Design of Machine Elements”, 6<sup>th</sup> edition, Prentice-Hall Inc., New Jersey.
- Sandim, C.,L., de Marco, F.F. e Scieszko, J. L., 1995, Sistemas Especialistas – Especificação de Correias Trapezoidais, - Anais do XIII COBEM/CIDIM, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- Sandim, C. L., de Marco, F.F., 1997, Sistemas Especialistas – Especificação de Corrente de Rolos, Anais do XIV COBEM, Bauru, SP, Brasil.
- de Marco, F. F., e Ascolesi, A. – “Sistemas Especialistas – Especificação de Parafusos de União” – Anais do COBEM/99, Águas de Lindóia, São Paulo, SP, 1999.
- de Marco, F. F., e Avilez, A. – “Sistemas Especialistas – Dimensionamento de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos” – Anais do COBEM/99, Águas de Lindóia, São Paulo, SP, 1999.
- de Marco, F. F., França Jr., H. e Souza, M. – “Sistemas Especialistas para Especificação de Chavetas e Estrias” – Anais do COBEM/99, Águas de Lindóia, São Paulo, SP, 1999.

## **DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO PARA MEDIR O ESFORÇO DE CORTE DA CASTANHA DE CAJÚ**

**Romeu Rony Cavalcante da Costa**

**Said Seyyed Dana**

**José Gonçalves de Almeida**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: [romeu\\_rony@yahoo.com.br](mailto:romeu_rony@yahoo.com.br)

### **Resumo**

O processo de descasque da castanha de cajú realizado por pequenos produtores é muito desgastante e pouco competitivo, devido a pequena produção de castanha beneficiada e a forma de trabalho empregada. Já o processo de beneficiamento mecanizado se torna inviável para os pequenos produtores devido ao alto investimento, portanto se estuda a possibilidade de desenvolvimento de uma máquina semi-automática para descascar castanha de cajú, objetivando melhor produtividade garantindo uma boa qualidade do produto e melhor condição de trabalho do operário, dentro do princípio da automação segura e sustentável.

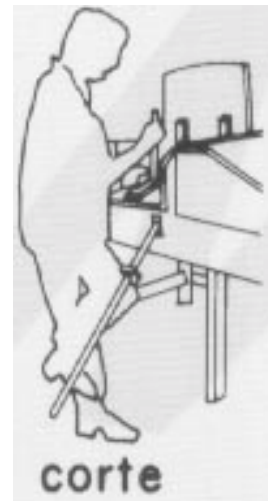
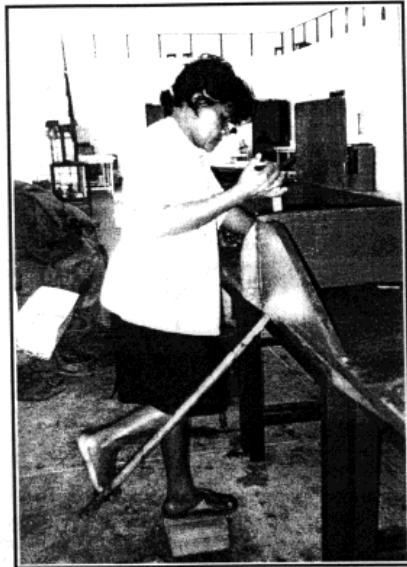
**Palavras-chave:** Castanha de Cajú, Tecnologia Apropriada, Medição de Esforço

### **1. INTRODUÇÃO**

Tendo em vista a carência de infra-estrutura e tecnológica na agricultura brasileira, em especial a nordestina, no que se refere a pequenos agricultores de cajú segundo Neto et al. (1983), procura-se desenvolver máquinas agrícolas semi-automáticas que não demandem grandes investimentos e que realize o trabalho com qualidade, promovendo, assim, uma boa produtividade, segurança para os seus usuários e sem ultrapassar a capacidade de investimento dos pequenos agricultores.

Com essa ótica estuda-se a possibilidade de desenvolver uma máquina semi-automática que descasque castanha de cajú, tendo em vista as condições insalubres de trabalho como apresentado na Figura 1, e a produção de amêndoas inteiras, eliminando as condições desfavoráveis à realização do trabalho e não ao posto de trabalho. Haja vista que a operação de corte é o maior gargalo da indústria de beneficiamento da castanha de cajú, devido ao alto índice de quebra das amêndoas e ao grande investimento de implantação no processo mecanizado e às pequenas taxas de produção e condições de trabalho, longe do princípio da produção segura, no processo semi-mecanizado.

Então, para o desenvolvimento da máquina de descasque de castanha, considera-se o estudo ergonômico já realizado por Figueiredo (1998) e também a determinação do esforço necessário para efetuar o corte da castanha que será medido através de um dispositivo que será desenvolvido. Este dispositivo será objeto de nossa apresentação.



**Figura 1.** Posto de trabalho e dispositivo

## 2. PROCESSOS DE BENEFICIAMENTO

O processo de beneficiamento de castanha de cajú no Brasil, apesar de ser o berço do cajueiro, só teve destaque econômico a partir do quarta década deste século (século XX) (Leite, 1994, 62p.).

Hoje o processo de descasque da castanha de cajú, além do manual, tem-se também os processos semi-mecanizado e o mecanizado.

O processo manual em escala industrial é largamente utilizado na Índia, devido ao baixo custo da mão-de-obra, por ser abundante e de cunho familiar, ou seja, toda a família trabalha no beneficiamento da castanha. Por causa desse fator a Índia se tornou o maior produtor de amêndoas beneficiadas, mesmo que sua produção de castanha “in natura” não seja maior do que a nossa, aqui no Brasil, segundo Figueiredo (1998). Para tal façanha a Índia compra a produção dos outros países, contudo este processo em escala industrial não é viável no Brasil devido aos encargos aplicados a mão-de-obra.

A máxima produtividade alcançada neste processo é de 7 à 10 quilogramas de castanhas em oito horas de trabalho com um rendimento entre 90% à 95% de amêndoas inteiras. O processo manual desperdiça, por causa da maneira como a castanha é assada, o líquido de castanha de cajú (LCC) e a própria casca que poderia servir de adubo.

No processo semi-mecanizado, o qual aplica o dispositivo dotado de alavanca e pedal apresentado na Figura 1, consegue processar de 15 à 18 kg de castanhas em oito horas de trabalho, com um rendimento inferior a 70% de amêndoas inteiras segundo EMBRAPA/CNPAT.

Dentre os processos mecanizados existentes aqui no Brasil, só dois estão disponíveis: o *Oltremare* e *Sturtevant*. O primeiro tem um rendimento de 90% de amêndoas inteiras quando saem da máquina de corte e de 60% a 65% no ato de embalar, enquanto que o segundo difere do primeiro no processo de descasque, porquanto este é realizado por choque, onde as castanhas são lançadas (arremessadas) em pratos metálicos promovendo um rendimento em torno de 75% de amêndoas inteiras na saída da máquina e de 50% a 55% quando da embalagem.

### 3. Concepção da Máquina

#### 3.1- Medição de esforço de corte da castanha

Para o desenvolvimento da máquina semi-automática, tem-se primeiro que determinar o esforço de corte da castanha. Para tanto se planeja a confecção de um dispositivo para fazer esta análise, onde este dispositivo está apresentado na Figura 2. Este é dotado de alavanca, lâmina de corte e massa em gramas para se poder quantificar a força que deve ser aplicada para abrir a castanha. Como forma de quantificar o esforço de corte através do dispositivo mostrado na Figura 2, utilizou-se massas conhecidas, aplicadas no ponto “C” do dispositivo, para efetuar o corte de cada castanha, portanto a nomenclatura M.M.C. que é a máxima massa de corte, na coluna do meio das tabelas, é para designar a carga necessária para cortar a castanha.

Este estudo é necessário para se projetar uma máquina que satisfaça a necessidade do esforço requerido para cortar a casca e manter a integridade da amêndoa, evitando o esforço desnecessário por parte do operário, o qual pode ocasionar a quebra da amêndoa, implicando na perda do seu valor comercial.

Após determinar o esforço de corte trabalhar-se-à no desenvolvimento do projeto da máquina semi-automática que satisfaça a necessidade de mercado, ou seja, a produção de amêndoas inteiras, a preservação do emprego do operário e a sua integridade física, mesmo porque tem-se por meta inicial o fortalecimento dos pequenos produtores, dando-lhes as condições necessárias de beneficiar suas próprias castanhas.

Dentre as máquinas mecanizadas existentes já vistas, têm-se a do princípio do tambor rotativo incandescente, a da lâmina rotativa (a qual gira em torno do seu próprio eixo e contorna a castanha) e a de alavancas, esta fabricada pela MECOL (Metalúrgica Cobica Ltda).

Tendo estas máquinas como fonte de inspiração, o estudo está em fase de concepção, onde avalia-se todas as formas possíveis de custo e benefício para que não onere tanto no seu investimento inicial.

Dado:  $P = m \cdot g$

$$g = m/s^2$$

$$AC = 380\text{mm}$$

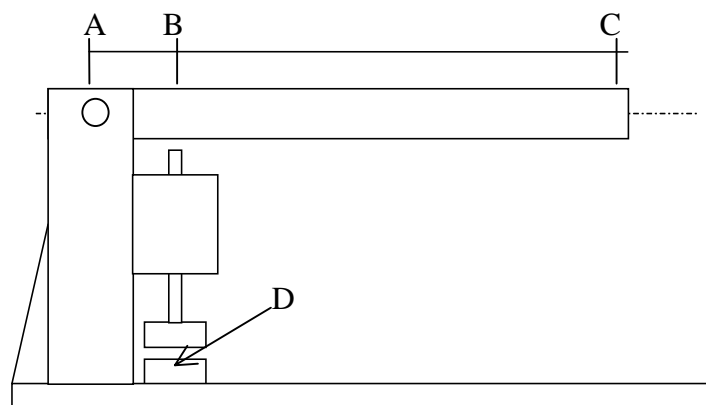
$$AB = 100\text{mm}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$P \times CA = F_c \times BA$$

$$F_c = (m \times g \times 380) / 100$$

$$F_c = 3,8 \times m \times g$$



**Figura 2.** Dispositivo de medição de esforço

Onde:

P- peso ou carga

m- massa a ser colocada no ponto “C” (da barra “AC”) para cortar a castanha

g- aceleração da gravidade

$F_c$  – força de corte sobre a castanha no ponto D

### **3.2- Determinação dos esforços permitidos por um operador durante a jornada de trabalho**

Até o presente momento não se teve tempo suficiente para se realizar uma pesquisa mais acurada com respeito a determinação da carga máxima suportada por um operário realizando trabalhos com as mãos e (ou) com os pés ao mesmo tempo, de acordo com o sexo e idade, durante uma jornada de trabalho de 8 horas. Porém, reza na legislação, CLT (1994), que uma pessoa realizando trabalho muscular pode transportar a carga máxima de 40 kg e 20 kg, o homem e a mulher respectivamente.

Já nas Normas Regulamentadoras, “Segurança e Medicina do Trabalho” 38ª edição (NR 11.2.1) diz: “ ... toda atividade realizada de maneira contínua ou descontínua, essencial ao transporte manual de sacos, na qual o peso da carga é suportado, integralmente, por um só trabalhador, compreendendo também o levantamento e sua deposição”.

“Em geral, as forças máximas para empurrar e puxar, para homens, oscilam entre 20,4 kg e 30,6 kg e as mulheres apresentam 40 a 60% dessa capacidade. Se for usado o peso do corpo e a força dos ombros para empurrar, conseguem-se valores de até 51 kg” (Iida, Itiro, 1993, 465p.).

Porém, como já mencionado não se encontrou, até o presente momento, em nenhuma referência o estudo referente a capacidade de um indivíduo em realizar esforço repetitivo no limite de carga supracitado durante a jornada de trabalho de oito horas.

## **4. RESULTADOS OBTIDOS**

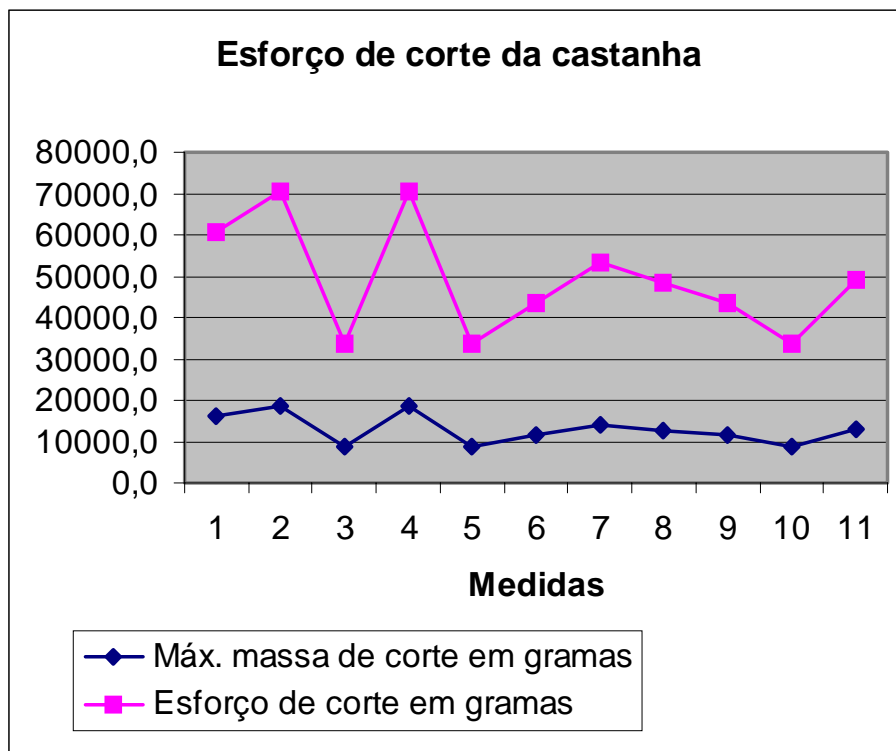
Para obtenção desses resultados foram utilizadas duas mostras com dez castanhas cada, onde uma tinha 66 gramas e a outra 70,3 gramas. A medição do esforço de corte foi feita adicionando massas no ponto “C” do dispositivo (Figura 2) de maneira gradativa, com variação em gramas, até atingir a carga de corte da castanha, ou seja, a máxima massa de corte (M.M.C.), isto para cada castanha.

O esforço de corte (E.C.) é a carga aplicada no ponto “D” (Figura 2) devido a M.M.C. aplicada no ponto “C”, de acordo com o comprimento do segmento “AC”, ou seja, neste caso o E.C. aumenta 3,8 vezes M.M.C. Pode-se dizer que o E.C. varia com a variação da M.M.C. e do comprimento da barra “AC” mantendo fixo o comprimento do segmento “AB”.

As tabelas 1 e 2 e as figuras 3 e 4 abaixo demonstram o esforço que um operário deve realizar para efetuar o corte de uma castanha.

**Tabela 1.** Planilha de Esforço de Corte

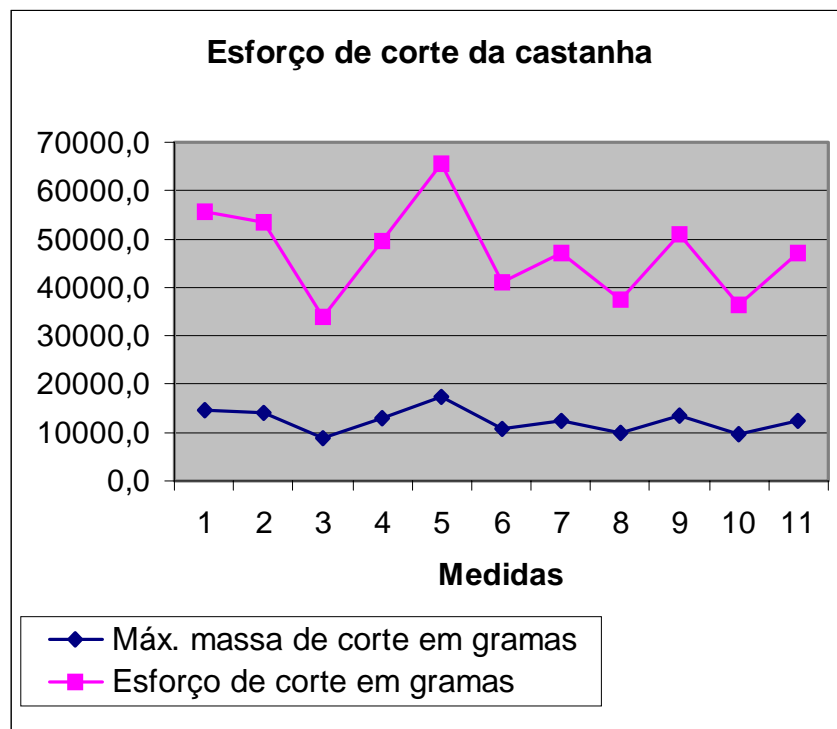
Medida	M.M.C. em gramas	Esforço de corte em gramas
1	16010,0	60838,0
2	18590,0	70642,0
3	8900,0	33820,0
4	18590,0	70642,0
5	8900,0	33820,0
6	11480,0	43624,0
7	14060,0	53428,0
8	12745,0	48431,0
9	11480,0	43624,0
10	8900,0	33820,0
Média	12965,5	49268,9



**Figura 3.** Representação do esforço de corte

**Tabela 2.** Planilha de Esforço de Corte

Medida	M.M.C. em gramas	Esforço de corte em gramas
1	14680,0	55784,0
2	14060,0	53428,0
3	8900,0	33820,0
4	13055,0	49609,0
5	17260,0	65588,0
6	10835,0	41173,0
7	12410,0	47158,0
8	9855,0	37449,0
9	13415,0	50977,0
10	9545,0	36271,0
Média	12401,5	47125,7



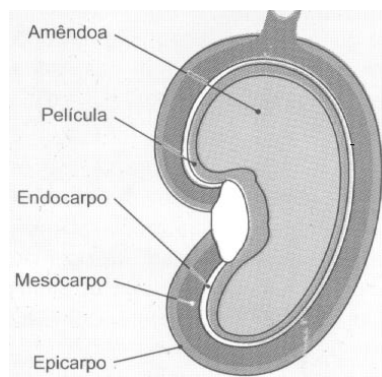
**Figura 4.** Representação do Esforço de Corte

## 5- CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Ao realizar este estudo de esforço de corte da castanha percebe-se que se as lâminas de corte não se enquadrarem no meio da castanha conforme Figura 5, esta oferece maior resistência ao corte, sendo este um dos motivos pelos quais, pode-se ver nas tabelas acima, os valores diferenciados de carga na efetuação de corte. O outro motivo natural é que as castanhas por não serem exatamente iguais conforme citado em Figueiredo (1998), ou seja, cada castanha apresenta característica própria, por isso as castanhas são selecionadas por tamanhos, classificadas em até oito tamanhos, de forma aproximada através de peneiras (ou telas) com malha (ou furos) nos tamanhos desejados. A seleção inicia da castanha menor para maior. Esse problema tende a ser minimizado com a técnica de clonagem de cajueiro utilizada pela EMBRAPA/ CNPAT que possibilitará a produção de castanhas com tamanhos mais uniformes.

Ao se examinar as tabelas verifica-se diferenças entre as cargas aplicadas para cortar as castanhas das duas amostras, devido aos motivos já mencionados, como também, parte dessas contribuições podem ser devido o processo de torrefação das castanhas e (ou) o processo de desumidificação, que é através da exposição solar em uma área cimentada onde as castanhas passam algumas horas.

De posse desses valores tem-se como perspectiva o desenvolvimento de uma máquina semi-automática que minimize os esforços realizados pelos operários e realize o corte das castanhas com algum tipo de força auxiliar, que poderá ser advinda de dispositivos hidráulicos, pneumáticos ou através de motor elétrico; para que proporcione o corte de mais de uma castanha por vez, para que valha à pena esse investimento e, dessa forma fazer uma máquina projetada racionalmente de acordo com os estudos de Bonfim (1995, 64p.).



**Figura 5** Configuração da Castanha em Corte



## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, J. de S., , 1984, “Aspectos da industrialização da castanha de cajú”, UFC, Fortaleza,CE. Vol I 187 p.

Bonfim, G. A., , 1995, “Metodologia para desenvolvimento do projeto”, Ed. Universitária, João Pessoa,PB: 64 p..

Consolidação das Leis Trabalhistas (1994)

Figueiredo, F. J. S. de; 1998, ”Análise e proposta de redesenho do posto de trabalho de corte da castanha de cajú”, UFPB, João Pessoa, PB: 123p..

Iida, Itiro “Ergonomia Projeto e Produção”, 2<sup>a</sup> reimpressão, 1993, Editora Edgard Blücher Ltda.

Leite, L. A. de S.; “A agroindústria do cajú no Brasil: Políticas públicas e transformações econômicas”, EMBRAPA/CNPAT Fortaleza, CE, , 1994 195p..

“Linha de máquinas para beneficiamento da castanha de cajú”, Fortaleza,CE, PEARCE – Ind. E Com. de máquinas Ltda, 1993.

“Manual sobre o funcionamento de uma fábrica de beneficiamento de castanhas”, Fortaleza, EMBRAPA/ CE, 1996.

Neto, Alfredo Lopes; Barbosa Filho, Antenor; Menezes, Antônio Hélio de; Avaliação econômica de processos alternativos da industrialização da castanha de cajú no Ceará; Fortaleza: Instituto de Planejamento do Ceará, 1983.

Segurança e Medicina do Trabalho 38<sup>a</sup> edição, Editora Atlas, 1997.

## DESENVOLVIMENTO E AVALIAÇÃO DE UM MOTOCOMPRESSOR

Francisco Canindé Camilo da Costa

Francisco de Assis de Oliveira Fontes

Cleiton Rubens Formiga Barbosa

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 59072-970, Natal, RN, Brasil. E-mail: [cleiton@ufrnet.br](mailto:cleiton@ufrnet.br)

### 1. INTRODUÇÃO

Visando desenvolver pesquisa de viabilidade técnica de um dispositivo gerador de ar comprimido, onde motor e compressor formam um conjunto compacto, transformou-se um motor de combustão interna em um motocompressor (motor + compressor), cuja transformação é reversível do ponto de vista de estrutura física.

O equipamento proposto se aplica nas atividades em que se faz uso de seus produtos (ar comprimido e dióxido de carbono – CO<sub>2</sub>), e da solubilidade de seus produtos em água, como bombeamento de poços pelo sistema *air-lift* (Macintyre, 1997) fertirrigação (adição de CO<sub>2</sub> à água) visando melhoria da fertilidade de solos (Haman, 1990); aquacultura (injeção de CO<sub>2</sub> à água de criatórios de peixes) (Novaes, 1998) ,incrementando as indústrias de piscicultura e lazer (“pesque e pague”) ; aeração de lagoas de tratamento de efluentes (Dacach, 1990); jateamento ; pintura; sopragem e acionamento de ferramentas pneumáticas.

### 2. MATERIAIS E METODOS

#### 2.1 Descrição do motocompressor

O protótipo de motocompressor aproveita a estrutura física de um motor de combustão interna modelo Volkswagen do ciclo Otto, a gasolina, de 04 tempos e 1600 cm<sup>3</sup> de cilindrada. É carburado, refrigerado a ar e de 04 cilindros opostos horizontalmente. Tal opção de modelo se deve à simetria de disposição dos cilindros, exigindo poucas adaptações.

O mesmo opera como motocompressor conforme FIGURA 1. Os cilindros 2 e 4 funcionam originariamente pelo ciclo motor termodinâmico, fornecendo energia mecânica para os cilindros 1 e 3 funcionarem pelo ciclo compressor de ar termodinâmico.

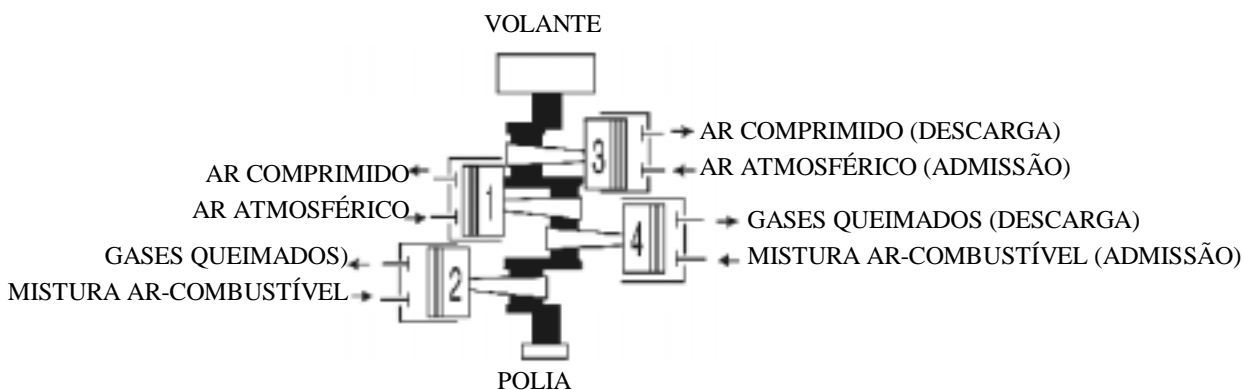


FIGURA 1. Indicação da disposição dos cilindros do motocompressor.

Segundo (Volkswagen, 1986) são os seguintes os dados técnicos do motor original:

- motor modelo VW BG
- cilindrada total( $\text{cm}^3$ ): 1584
- diâmetro do cilindro/curso do pistão (mm): 85,5/69
- volume total da câmara de combustão( $\text{cm}^3$ ): 60,0
- razão de compressão: 7,2/1
- compressão dos cilindros (kPa): 750 a 950
- potência máxima
  - SAE J 1349 kW (cv)/rpm: 48 (65)/4600
  - NBR 5484 kW (cv)/rpm: 39 (53)/4200
- momento de força máximo
  - SAE J 1349 Nm (mkgf)/rpm : 117(11,7)/3200
  - NBR 5484 Nm (mkgf)/rpm : 107(10,7)/3000

## 2.2. Adaptações necessárias

Adaptações foram necessárias nos coletores de admissão de mistura combustível e no eixo de comando de válvulas, permitindo-se a reversibilidade das mesmas com a simples substituição dos referidos elementos por seus respectivos originais.

### *Coletores de admissão*

Os coletores de admissão servem para conduzir a mistura ar + combustível para os interiores dos respectivos cilindros aos quais são interligados. Apresentam-se como um conduto bifurcado, dispostos sobre os cabeçotes, onde cada ramo da bifurcação conecta-se com a abertura da válvula de admissão.

Os cilindros compressores aspiram somente ar atmosférico; logo, a bifurcação nestes coletores necessitou de mudança para permitir alimentação de mistura combustível aos cilindros motores e de ar atmosférico aos cilindros compressores.

### Procedimento de adaptação dos coletores

O ramo da bifurcação que alimenta o cilindro compressor com mistura combustível foi vedado e, para prover o cilindro somente com ar atmosférico, fez-se um “by - pass” para o filtro de ar.

### *Eixo de comando de válvulas*

O eixo de comando de válvulas é um eixo dotado de cames (excêntricos) responsáveis pelo acionamento das válvulas de admissão e exaustão. O mesmo é construído originariamente para permitir que as referidas válvulas estejam simultaneamente abertas durante uma fração de giro da árvore de manivelas. Esta simultaneidade de abertura, denominada cruzamento de válvulas ou ângulo de permanência, é necessária nos ciclos motores para otimização do rendimento volumétrico, conforme explicitam (Heywood, 1988), bem como (Kolchin & Demidov, 1984) e (Barbosa, 1999 )

Entretanto, este cruzamento de válvulas se mostra prejudicial ao rendimento volumétrico nos cilindros compressores, provocando retrocesso de ar pela admissão. Assim, os cames acionadores das válvulas destes cilindros tiveram seus perfis modificados visando eliminar este cruzamento.

Uma segunda razão para modificar esses perfis foi a necessidade de acionamento das válvulas a cada volta da árvore de manivelas no ciclo compressor, diversamente do ciclo motor, no qual as válvulas são acionadas a cada duas voltas da árvore de manivelas. Caso esta solução não fosse aplicada, haveria dispêndio desnecessário de energia, pois a válvula de descarga somente liberaria o ar comprimido no cilindro após duas compressões da mesma massa de ar.

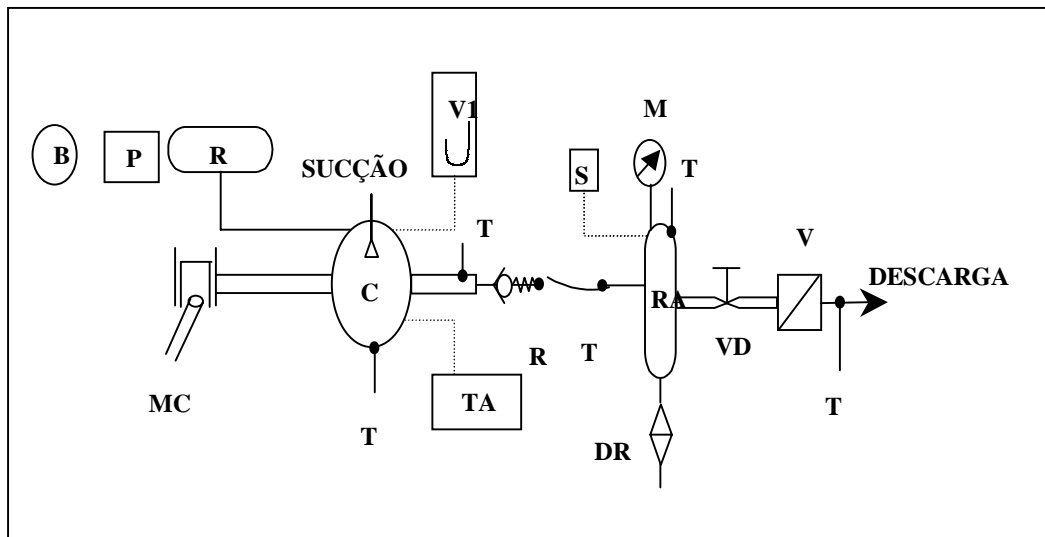
A disposição simétrica dos cilindros permitiu um mínimo de alterações no eixo de comando de válvulas, comparado com um motor de cilindros “em linha”.

### Procedimento de adaptação

Os cames originais dos cilindros compressores foram desbastados com esmerilhadeira e substituídos por próteses confeccionadas em aço 1045, com auxílio de pantógrafo, torno mecânico, fresadora, esmerilhadeira e soldagem, chegando-se a um perfil aproximado do original, sem o ângulo de permanência (este ângulo passou de 45° para 0°). O eixo foi retificado para eliminar distorções provocadas pelo calor oriundo da soldagem.

### 2.3 Descrição das instalações de ensaio

De acordo com a figura 2, a bancada de ensaio consistiu do protótipo de motocompressor e de reservatório para ar comprimido, conectados por tubo flexível, além de reservatório de combustível dotado de bureta graduada para medição de consumo de gasolina, mais um tacômetro digital para medir a rotação do motor e um termômetro digital para monitoração das temperaturas do cárter e do ar de descarga.



**Figura 2.** Instalações de ensaio.

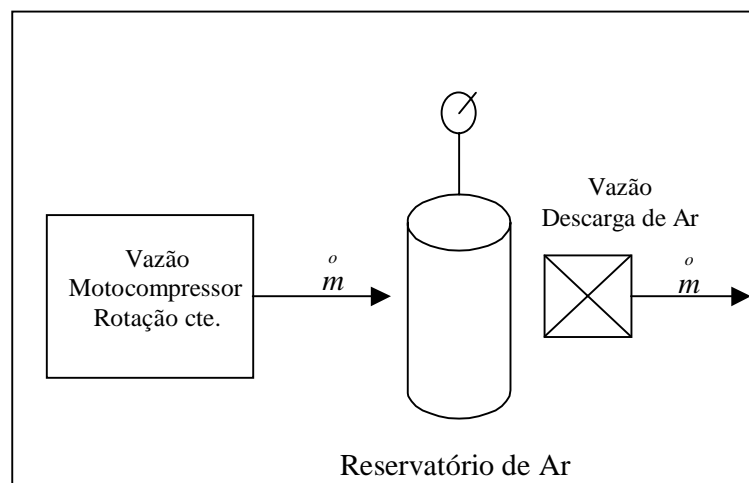
B – Barômetro	TF – Tubo Flexível
RC - Reservatório de Combustível	M – Manômetro
MCI – Motor de Combustão Interna	T3 – Termômetro de Bulbo
CO – Compressor	RA – Reservatório de Ar Comprimido
T1 – Termopar do Carter	DR – Dreno
V1 – Vacuômetro	VD – Válvula de Descarga
T2 – Termopar do Ar de Descarga	V2 – Medidor de Vazão de Ar

TA – Tacômetro  
R – Válvula de Retenção  
S – Válvula de Segurança

T4 – Termômetro de bulbo da Descarga do reservatório

## 2.4 Metodologia experimental

Foram realizados ensaios de rotação constante, segundo (Associação Brasileira de Normas Técnicas – NBR 3343, 1990) e (ABNT– NBR 10687, 1989) na faixa de 1000 a 2500 rpm, variando-se a pressão de descarga de  $1 \times 10^5$  Pa a  $6 \times 10^5$  Pa e coletados os dados.



**Figura 3.** Diagrama ilustrativo do método de determinação de vazão de ar

A figura 3 ilustra a metodologia da determinação da vazão de ar.

O motocompressor, à rotação constante, é conectado ao reservatório de ar comprimido e lhe envia uma vazão mássica ( $\dot{m}$ ) de ar. Se a válvula de descarga do reservatório está aberta de tal forma que a pressão no interior do mesmo permanece inalterada, isto implica que a massa de ar que flui do reservatório é a mesma enviada pelo motocompressor.

Com base nos dados coletados são determinados os parâmetros que caracterizam um compressor de ar: vazão volumétrica, pressão de serviço e consumo específico de energia, conforme (Atlas Copco, 1976), (Cherkassky, 1980), (Hansen, 1970), (Santos, 1985), e (Schraeder Bellows, 1985).

### Procedimentos:

- 1) Fixar a rotação do equipamento na faixa de 1000 a 2500 rpm, com intervalos de 500 rpm (1000, 1500, 2000, 2500). Mantido constante cada valor de rotação, fixar a pressão do interior do reservatório na faixa de  $1 \times 10^5$  Pa a  $6 \times 10^5$  Pa, com intervalos de  $1 \times 10^5$  Pa (1, 2, 3, 4, 5, 6). Cada combinação de rotação e pressão corresponde a um ponto do ensaio, conforme FIGURAS 4 a 6. Em cada ponto do ensaio, observado o equilíbrio do processo, coletar os dados.

- 2) Descarregar e drenar o reservatório entre pontos dos ensaios para extrair o condensado.
- 3) Cada ponto dos ensaios é fixado pelo controle manual do manete de aceleração (borboleta) e abertura da válvula de descarga do reservatório.
- 4) Modificar a rotação para a seguinte (ver passo 1) quando a mesma oscilar mais de 2% (dois por cento) de seu valor, conforme (ABNT – NBR 3343, 1990) e (ABNT – NBR 10687, 1989).

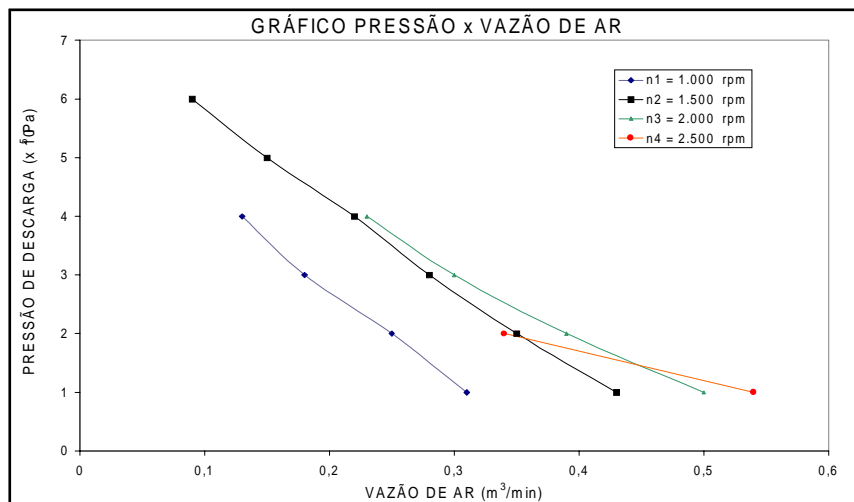
Os procedimentos acima foram executados com produção de ar comprimido oriunda de apenas um cilindro compressor e, em seguida, com dois cilindros compressores, para fins de comparação de desempenho do equipamento a meia capacidade e máxima capacidade. Os resultados foram os esperados.

Quando produzindo ar comprimido por apenas um cilindro, o segundo cilindro também aspirava ar; porém, descarregando-o na atmosfera.

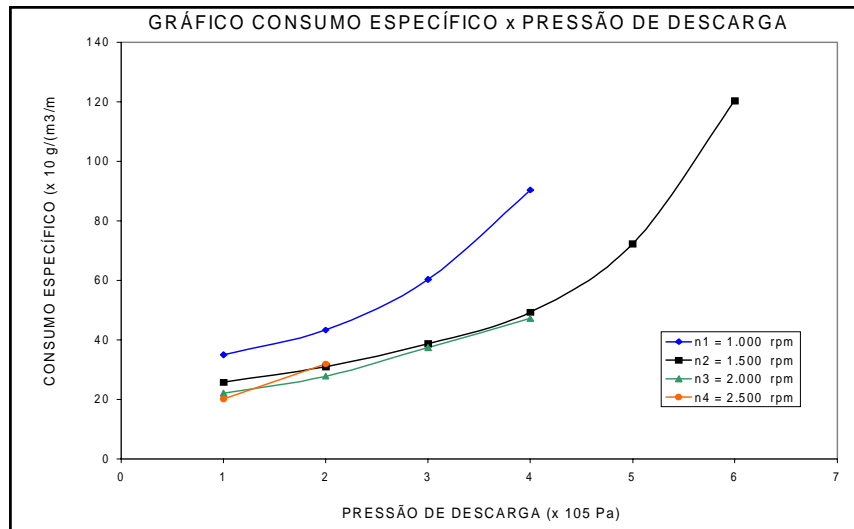
### 3. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados mais expressivos com o protótipo de motocompressor constam nos gráficos das figuras 4 a 6, que mostram as curvas de pressão de descarga, vazão de ar e consumo específico de potência, em função da rotação do equipamento.

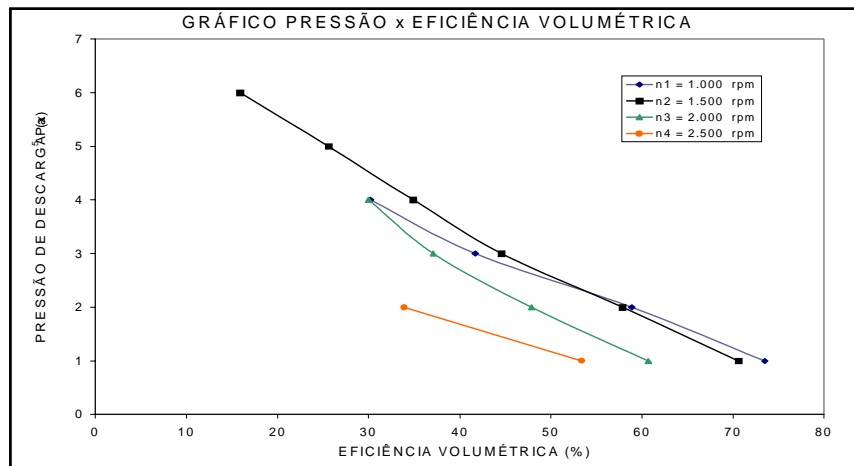
Observa-se, na figura 4, acréscimo da vazão com a rotação e decréscimo da mesma com a pressão, conforme se esperava. Na figura 5 verifica-se crescimento no consumo específico de combustível com a pressão de descarga. Na figura 6 observa-se eficiência volumétrica tanto maior quanto menores rotações e pressões.



**Figura 4.** Curvas de pressão de descarga versus vazão de ar do motocompressor



**Figura 5.** Curvas de consumo específico versus pressão de descarga do motocompressor



**Figura 6.** Curvas de pressão de descarga versus eficiência volumétrica do motocompressor

#### 4. CONCLUSÕES

Com base nos resultados dos ensaios, estabeleceram-se as seguintes conclusões:

- 1) O protótipo pode ser usado em locais remotos isentos de energia elétrica e apresenta a vantagem de ser compacto, ter facilidade de transporte, operação e manutenção. Apresenta também variação de rotação, característica indisponível nos compressores acionados por motores elétricos (exceto os dotados de variador de frequência, mais caros), podendo operar na faixa de 1000 a 2500 rpm, o que lhe confere praticidade, uma vez que as necessidades de vazão serão atendidas pela variação de rotação.
- 2) A pressão de trabalho permitida pelo protótipo (máxima de  $6 \times 10^5$  Pa) é próxima da média industrial (em torno de  $7 \times 10^5$  Pa), demonstrando aplicabilidade do equipamento em atividades industriais; embora não deva ultrapassar  $3 \times 10^5$  Pa. Acima deste valor a eficiência volumétrica e o consumo específico são desfavoráveis. Entretanto, até  $3 \times 10^5$  Pa os resultados são satisfatórios.

- 3) O protótipo oferece vazão de 0,1 a 1,0 m<sup>3</sup>/min, abrangendo faixa de vazão comercialmente peculiar.
- 4) A eficiência volumétrica máxima do protótipo (73%) é compatível com similares convencionais, cuja faixa é de 60% a 85% (Cherkassky,1986). Entretanto, sua curva de eficiência decai significativamente com a pressão de descarga, quando comparada com estes, o que sugere seu uso apenas em baixas rotações (até 1500 rpm) e baixas pressões (até 3 x 10<sup>5</sup> Pa).
- 5) O menor consumo específico de energia é da ordem de 1,1 kW/m<sup>3</sup>/min e, em média, abaixo de 5,2 kW/m<sup>3</sup>/min. Entretanto, em situações de alta rotação e/ou alta pressão de descarga, o consumo cresce desproporcionalmente, atingindo valores inaceitáveis, acima de 25 kW/m<sup>3</sup>/min (similares convencionais têm consumo máximo de 7,4 kW/m<sup>3</sup>/min, segundo (Schrader Bellows, 1985)). Portanto, deve-se operar o equipamento nas mais baixas rotações e pressões de descarga.

Objetivando melhorar o desempenho do equipamento foram introduzidas peças nas câmaras dos cilindros compressores visando redução de volume morto, o que implicaria em maiores pressões de descarga e eficiência volumétrica e, conseqüentemente, menores consumos específicos de energia. Entretanto, o benefício obtido se apresentou insignificante, pois as referidas peças não ocuparam volume suficiente, limitadas pelas válvulas.

Também se tentaram melhorias encontrando o ponto ótimo de funcionamento do motor, alterado em sua ordem de queima (ao invés de 4 cilindros explodindo, apenas 2) e através de melhor ventilação do conjunto motocompressor.

Melhor desempenho não foi alcançado por se tratar de um motor carburado, com ignição eletromecânica (platinado e condensador) e refrigerado a ar. Além de possuir grande volume de espaço morto nos cilindros, é dotado de válvulas de admissão e escapamento que somente se encontram em compressores antigos.

## **5. SUGESTÕES**

Sugere-se para melhor desempenho do equipamento o seguinte:

- 1) Testar o equipamento com motor a álcool, de menor câmara de compressão (de fábrica).
- 2) Refrigerar o ar de descarga, melhorando a eficiência volumétrica.
- 3) Estudar o desempenho de motor similar, refrigerado à água, com ignição e injeção eletrônica de combustível, que apresenta eficiência superior ao que foi testado.
- 4) Fazer estudo mais criterioso da configuração dos came do eixo de comando de válvulas, assim como otimizar suas manufaturas, uma vez que na ausência de máquina específica para sua confecção, os mesmos foram realizados de forma inapropriada.

## **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1990, "NBR 3343 – Compressores de deslocamento: método de ensaio", Rio de Janeiro, Brasil.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1989, "NBR 10687 – Compressor de ar do tipo alternativo para uso naval, ensaio de desempenho", Fórum Nacional de Normalização, Rio de Janeiro, Brasil.



- Atlas Copco, 1976, "Manual do ar comprimido", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, Brasil.
- Barbosa, C. R. F., 1999, "Otimização da curva de avanço de centelha de um motor Otto Bicomustível alimentado com gás natural comprimido", Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, Brasil.
- Cherkassky, V. M., 1980, "Pumps, fans and compressors", Mir Publishers, Moscow, Russia.
- Dacach, N. G., 1990, "Saneamento Básico", Editora Didática e Científica, Rio de Janeiro, Brasil.
- Haman, D.Z., 1990, "Chemical injection methods of irrigation", Florida Cooperative Extension Service, Circular 864, 1990.
- Hansen, A. T., 1970, "Motores y maquinas", Ediciones Urmo, Bilbao, Espanha.
- Heywood, J. B., 1988, "Internal combustion engine fundamentals", McGraw-Hill International, New York, USA, cap. 6: p. 205 - 277.
- Kolchin, M. ; Demidov, V., 1984, "Design of automotive engines", Mir Publishers, Moscow, Russia.
- Macintyre, A. J., 1997, "Bombas e instalações de bombeamento", Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- Novaes, R., (03 de outubro de 1998), "Um Sistema Injetor de CO<sub>2</sub> para você fazer em casa". <http://www.aqua.brz.net/aep/doce30.htm>.
- Santos, V. A., 1985, "Noções Fundamentais de Bombas e Compressores", Fasa Editora, Recife, Brasil.
- Schrader Bellows, 1985, "Princípios básicos, produção, distribuição e condicionamento de ar comprimido", Brasil.
- Volkswagen, do Brasil, 1986, "Catálogo de assistência técnica com exatidão – linha ar", São Paulo, Brasil.

# COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM TRANSPORTADOR VIBRATÓRIO LINEAR UTILIZANDO A TÉCNICA DE ELEMENTOS FINITOS

**Roberto de Souza Martins**

**João Carlos Mendes Carvalho**

**Domingos Alves Rade**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica

Laboratório de Automação e Robótica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: [rsmartins@engenheiro.com.br](mailto:rsmartins@engenheiro.com.br), [jcmendes@mecanica.ufu.br](mailto:jcmendes@mecanica.ufu.br), [domingos@ufu.br](mailto:domingos@ufu.br)

## Resumo

A simulação de transportadores vibratórios tem sido bastante utilizada para tentar prever a velocidade de transporte de um material sob sua pista. Apesar disto e de sua grande utilização na indústria, ainda tem-se grandes discrepâncias entre a velocidade real de transporte e a velocidade simulada. Uma das características deste tipo de equipamento responsável por esta discrepância, é a forma de excitação da pista, que em vários estudos é considerada constante ao longo de todo o comprimento da pista e igual a forma de onda imposta pelo excitador, o que nem sempre é verdade. Neste trabalho apresenta-se um estudo do comportamento dinâmico do sistema transportador+material transportado. Para isto utiliza-se a técnica de modelagem por elementos finitos para obtenção do comportamento da pista. Estes dados são aplicados em um modelo de movimento do material, permitindo calcular a sua velocidade média. Os resultados são comparados com uma sequência de imagens obtida com uma câmara de alta velocidade.

**Palavras-chave:** Transportadores vibratórios, Elementos Finitos, Simulação, Automação

## 1. INTRODUÇÃO

Modernas linhas de produção estão em constante mudança com o objetivo de obter aumento da produtividade com redução dos custos. Desta forma, a melhoria tem se dado em diversos pontos, entre estes se destaca o transporte de peças ou parte de peças do estoque a linha de produção ou entre postos de trabalho de uma mesma linha.

Um dos equipamentos que é bastante utilizado neste transporte é o transportador vibratório, seja ele circular, utilizado para seleção e orientação de peças, ou linear, mais utilizado no transporte de peças entre dois pontos. Este equipamento possui um baixo custo de operação, montagem e manutenção, podendo ser associado a outros processos durante o transporte (rebarbamento, resfriamento, lavagem, secagem, entre outras).

O transportador vibratório utiliza o movimento oscilatório, provocado por um excitador, para o transporte do material sobre a sua pista, onde o atrito entre a pista e o material é o responsável pela transmissão do movimento do transportador aos produtos a serem transportados. Basicamente, estes transportadores são compostos de quatro partes

fundamentais; sistema de excitação, pista, elemento elástico e a base. Tem-se notícia de que são utilizados desde o princípio do século em minas de carvão (Gaberson, 1983).

Tendo o transporte do material como objetivo final, a modelagem dos transportadores vibratórios busca calcular a sua velocidade de transporte, que é função, principalmente, do coeficiente de atrito, do ângulo de inclinação da pista e do excitador (amplitude, frequência e ciclo de excitação). Diante disto, muitas pesquisas tem sido desenvolvidas com este objetivo, e trazem informações a respeito dos parâmetros que influenciam nesta velocidade (Povydaylo, 1959 e 1960), (Both, 1964), (Gladwell e Mansour, 1971), (Gaberson, 1972). Apesar de sua grande utilização na indústria e de ser pesquisado por vários autores, apenas se conseguiu obter bons resultados em pequenas faixas de operação. Isto pode ser explicado em função de simplificações nos modelos teóricos, tais como: ocorrência ou não do repique da peça no retorno à pista após a fase de salto; desconsideração do deslocamento e deformação das molas e da pista (flexão e torção); relação entre os modos de vibração da pista e movimento da peça; limite entre os coeficientes de atrito estático e o cinemático, entre outras. Também consideram que a pista possui o mesmo movimento do excitador, bem como possui também, o mesmo movimento ao longo de todo o seu comprimento.

Carvalho e Dahan (1991) verificou vários problemas relativos a validade dos destes modelos matemáticos simplificados, sendo o que mais se destaca, a inexistência de relação entre a forma de excitação da pista e a sua resposta dinâmica.

Nas verificações experimentais realizadas com transportadores vibratórios industriais excitados por sistema eletromagnético (Martins, Carvalho e Rade, 1998) ficou evidente a diferença entre o modelo matemático de movimento da pista, largamente utilizado, e o movimento real observado. A modelagem normalmente utilizada considera que a pista tem excitação senoidal pura.

Para o caso de transportadores vibratórios com deslocamento imposto, onde se conhece a amplitude, frequência e forma do ciclo de excitação, considera-se, usualmente, que o movimento da pista é idêntico ao movimento imposto.

Martins, Carvalho e Rade (1999) utilizam a técnica de elementos finitos para determinar o comportamento dinâmico de um transportador vibratório linear com deslocamento imposto, obtendo resultados satisfatórios. Utilizando esta técnica, em conjunto com um modelo matemático de movimentação do material sobre a pista do transportador, neste trabalho apresentamos os resultados da simulação do comportamento dinâmico do sistema transportador+material transportado. Também é apresentado uma confrontação dos dados da simulação com a sequência de filmagem do movimento de uma peça em um protótipo de transportador vibratório. Esta sequência foi obtida com um câmara de alta velocidade.

A simulação por elementos finitos foi realizada com o programa ANSYS<sup>®</sup> V5.2 através do qual obteve-se as matrizes de massa e rigidez elementares. De posse destas matrizes, as respostas ao deslocamento imposto do transportador, em regime harmônico permanente, foram calculadas em ambiente MATLAB<sup>®</sup> empregando uma formulação fundamentada nas relações de flexibilidade dinâmica. A simulação numérica do comportamento do material foi realizado, utilizando como dados de entrada o comportamento da transportador, e as equações do movimento do material escritas para diferentes fases do movimento, também em ambiente MATLAB. Este programa de simulação foi construído de forma a permitir variação em vários parâmetros que influenciam no transporte.

## **2. MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS**

A montagem do modelo de elementos finitos (EF) foi baseada em um protótipo de transportador vibratório linear, excitado por mecanismo biela-manivela, mostrado na figura 1. O modelo foi montado utilizando o programa ANSYS<sup>®</sup> V5.2, buscando representar, de forma

simplificada, as características do protótipo. Assim os componentes do transportador foram modelados da seguinte forma:

- Pista: elemento BEAM3 (elemento de viga bidimensional de Euler-Bernoulli, com 2 nós e 3 gdl por nó). A pista foi discretizada com 68 elementos de 5mm de comprimento e 69 nós.
- Molas: as lâminas foram discretizadas com 10 elementos utilizando o elemento BEAM3. As molas foram consideradas engastadas à base fixa.
- Conexões das molas com a pista: suas inércias foram modeladas através de elementos de massa concentrada MASS21;
- Barra acionadora: foi empregado o elemento BEAM54 ( elemento de viga bidimensional com seção transversal variável, com 2 nós e 3 gdl por nó).

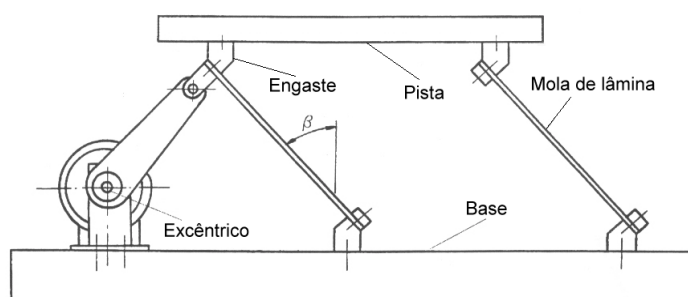


Figura 1: Esquema do protótipo construído.

As valores das propriedades físicas dos materiais, utilizados para a geração do modelo, com um número total de 294 graus de liberdade, são fornecidos na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores das propriedades físicas utilizados no modelo de EF

Componente	Material	Característica	Valor
Pista e barra acionadora	alumínio	Módulo de Young Densidade Coeficiente de Poisson	$7,1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ $2770 \text{ Kg/m}^3$ 0.3
Mola T (próximo ao ponto de excitação)	aço	Módulo de Young Densidade Coeficiente de Poisson	$2,08 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ $7750 \text{ Kg/m}^3$ 0.3
Mola F	aço	Módulo de Young Densidade Coeficiente de Poisson	$2,11 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ $7750 \text{ Kg/m}^3$ 0.3
Conexões	aço	Massa	0,14 Kg

As principais simplificações foram consideradas na modelagem das conexões das molas de lâmina com a pista e com a base fixa. Enquanto que no protótipo estas conexões foram realizadas através de blocos de fixação (ver Fig. 1), no modelo foram admitidas ligações pontuais rígidas dos nós extremos das molas com a pista e a base fixa. Desta forma, já se previa a necessidade de se realizar o ajuste posterior do modelo para adequar a rigidez das molas à situação real do protótipo. Martins, Carvalho e Rade (1999) apresentam a metodologia de ajuste a que foi submetido o modelo, chegando a resultados satisfatórios.

Após o ajuste e validação do modelo, obteve-se as suas matrizes de massa e rigidez elementares. De posse destas matrizes, as respostas ao deslocamento imposto, em regime harmônico permanente, foram calculadas em ambiente MATLAB<sup>®</sup> empregando uma

formulação fundamentada nas relações de flexibilidade dinâmica. As respostas dinâmicas obtidas são constituídas das histórias temporais da aceleração, velocidade e deslocamento em pontos previamente selecionados sobre a pista.

## 2. DINÂMICA DA MASSA SOBRE A PISTA

As características do movimento de uma massa sobre a pista de um transportador vibratório, podem ser equacionadas através de uma análise convencional da dinâmica do movimento. Assim, para obter as equações do movimento de uma massa sobre a pista considera-se o sistema de eixo fixo no espaço, mostrado na figura 2, onde também se apresenta as forças que agem sobre esta massa. Esta massa é considerada pontual e não sofre rolamento sobre a pista

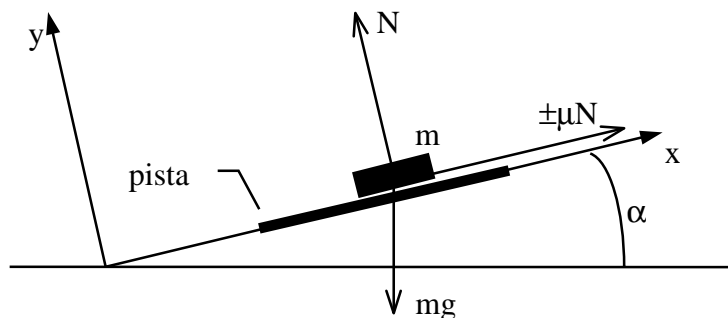


Figura 2: Sistema de coordenadas e forças atuantes em uma massa colocada sobre uma pista inclinada.

Nas equações o índice p refere-se à movimentação da pista do transportador vibratório obtida através do modelo de EF e m à massa. Um ponto sobre uma letra representa a velocidade, enquanto dois pontos representa a aceleração.

De acordo com as forças mostradas na figura 1, as equações governantes do movimento da massa são:

$$\ddot{x}_m = \pm\mu \cdot \frac{N}{m} - g \cdot \sin(\alpha) \quad (1)$$

$$\ddot{y}_m = \frac{N}{m} - g \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

onde  $\alpha$  é a inclinação da pista e  $\mu$  é o atrito regido pela Lei de Coulomb e oposto ao movimento relativo entre a massa e a pista. Para efeito de cálculo considerou-se apenas o atrito estático.

Da análise do sistema, pode-se afirmar que a massa possui quatro possíveis modos de movimento sobre a pista (Martins, 1997):

a) Repouso relativo: neste modo, a massa move-se com a mesma velocidade da pista e a condição necessária para que isto ocorra é:

$$\dot{x}_m = \dot{x}_p \quad \text{e} \quad \dot{y}_m = \dot{y}_p \quad (3)$$

Sendo que este modo continua até uma das condições abaixo sejam violadas.

$$N > 0$$

$$\begin{aligned}\ddot{x}_p + \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &\geq 0 \\ \ddot{x}_p - \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &\leq 0\end{aligned}\quad (4)$$

b) Deslizamento para trás: modo onde a massa desliza para trás em relação à pista e as condições necessárias são:

$$\begin{aligned}N &> 0 \\ \ddot{x}_p - \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &> 0\end{aligned}\quad (5)$$

Para que ocorra o término deste modo de movimento é necessário que a relação  $\dot{x}_m - \dot{x}_p < 0$  seja violada.

c) Deslizamento para frente: neste modo, a massa move-se deslizando para frente em relação à pista e a condição necessária é dada por:

$$\begin{aligned}N &> 0 \\ \ddot{x}_p + \mu \cdot \frac{N}{m} + g \cdot \sin(\alpha) &< 0\end{aligned}\quad (6)$$

onde a mudança deste modo ocorre quando a condição  $\dot{x}_m - \dot{x}_p > 0$  for falsa.

d) Salto: nesta fase, a massa perde o contato com a pista, sendo que a condição para que isto ocorra é:

$$N = 0\quad (7)$$

Este modo termina quando  $y_m - y_p = 0$ .

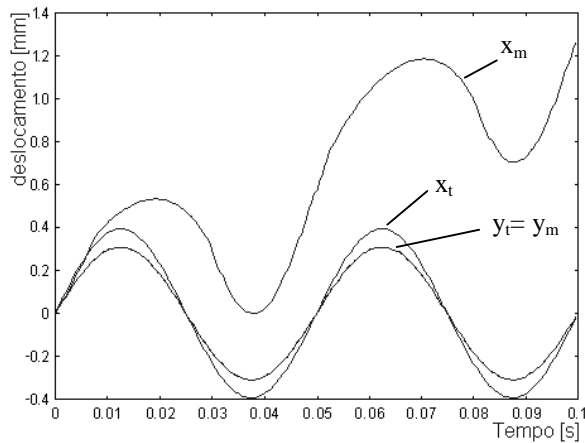
O movimento da massa consiste na combinação de todos os quatro modos apresentados anteriormente.

O programa de simulação do movimento da massa consiste destes quatro modos de movimento, e foi desenvolvido para trabalhar em ambiente MATLAB, utilizando os dados de aceleração, velocidade e deslocamento obtidos do programa de simulação do movimento da pista.

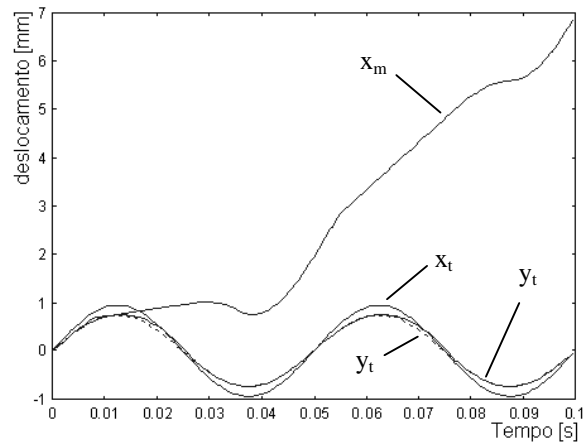
### 3. SIMULAÇÕES DO MOVIMENTO DA MASSA

O programa de simulação foi construído de forma a permitir diferentes características para o excitador, em termos de amplitude e frequência. Nas simulações apresentadas neste trabalho, mostramos como diferentes características de excitação influenciam no transporte do material sobre a pista. Em todas as simulações aqui apresentadas, considerou-se o ângulo de inclinação da pista ( $\alpha=0^\circ$ ) e o coeficiente de atrito entre a peça e a pista ( $\mu=0.465$ ) constante.

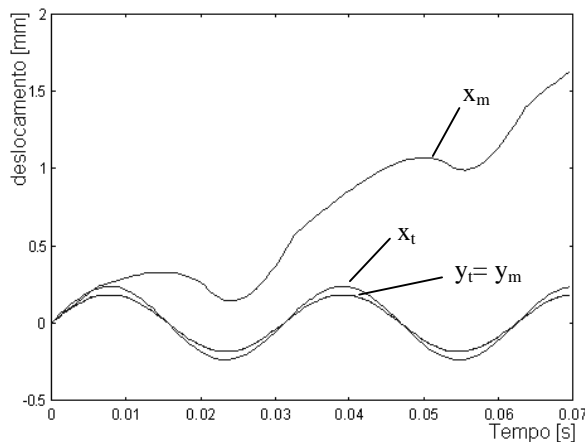
A seguir apresenta-se gráficos contendo os perfis de deslocamento da peça e da pista, para diferentes amplitudes de deslocamento e frequência de excitação.



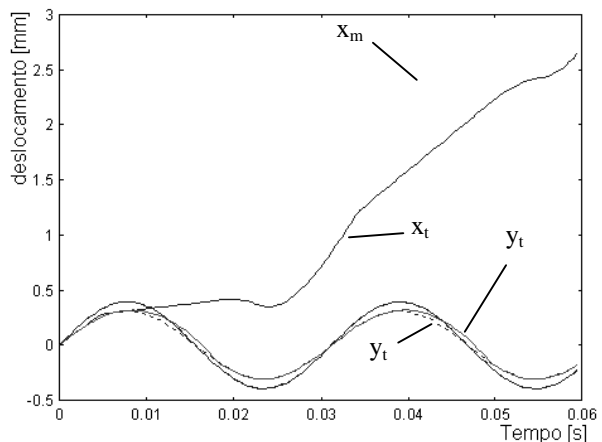
(a) 20 Hz e amplitude 0,5 mm  
Vel. média = 14,65 mm/s



(b) 20 Hz e amplitude 1,2 mm  
Vel. média = 103,31 mm/s



(c) 32 Hz e amplitude 0,3 mm  
Vel. média = 27,70 mm/s



(d) 32 Hz e amplitude 0,5 mm  
Vel. média = 72,42 mm/s

Figura 3: Perfil de deslocamento da pista e da peça, em x e y, com amplitude de 0,5 mm.

Analisando estes gráficos, temos que mantendo a frequência constante verifica-se um grande aumento da velocidade média de deslocamento da peça sobre a pista, observado entre as figuras 3.a e 3.b e entre as figuras 3.c e 3.d. Isto pode ser explicado pelo fato de ocorrer uma mudança nas fase do deslocamento da peça, ou seja, para o caso 3.a a peça move-se apenas por deslocamento e no caso 3.b ela move-se por deslocamento e por salto. O mesmo acontece entre os casos "c" e "d".

Analisando apenas em função da frequência, entre as figuras 3.a e 3.d, pode-se observar que também ocorre uma mudança nas fases do movimento da peça.

#### 4. FILMAGEM DO TRANSPORTE E COMPARAÇÃO COM A SIMULAÇÃO

Para realização deste ensaio, foi utilizado uma câmara de alta velocidade (até 2000 quadros/s), onde foi possível filmar o movimento da peça sobre a pista do transportador vibratório. O teste foi realizado com o protótipo sendo excitado em uma frequência de 32 Hz, e filmado com uma taxa de 500 quadros/s. A sequência de filmagem é mostrada na figura 4, enquanto que na figura 5, mostra-se a simulação de um ciclo do movimento da peça para as mesmas condições de excitação da pista. Na sequência de filmagem a peça move-se da direita para a esquerda, tendo como ponto de referência um risco no lado direito das figuras.

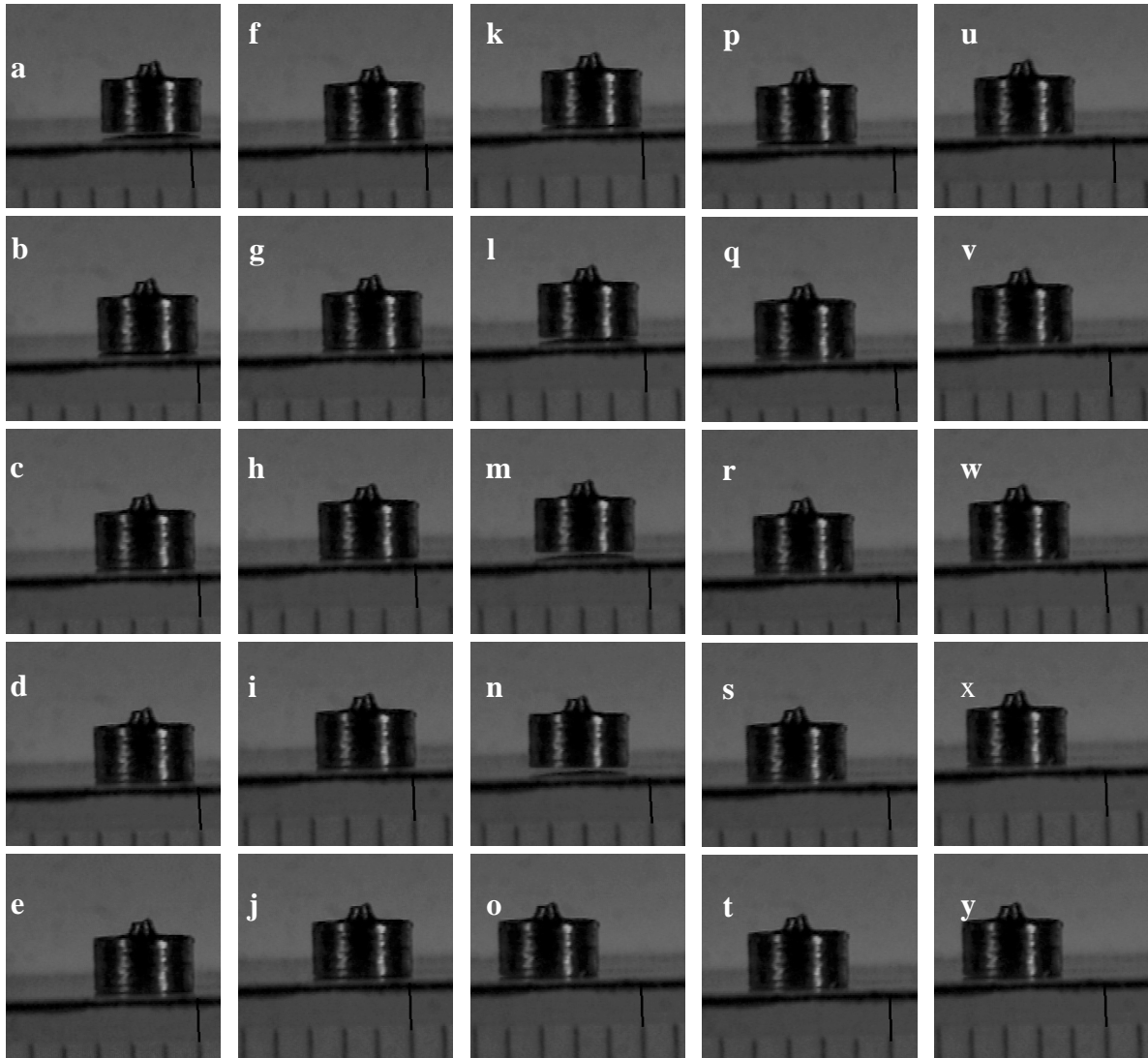


Figura 4: Sequência de filmagem realizada sobre um protótipo.

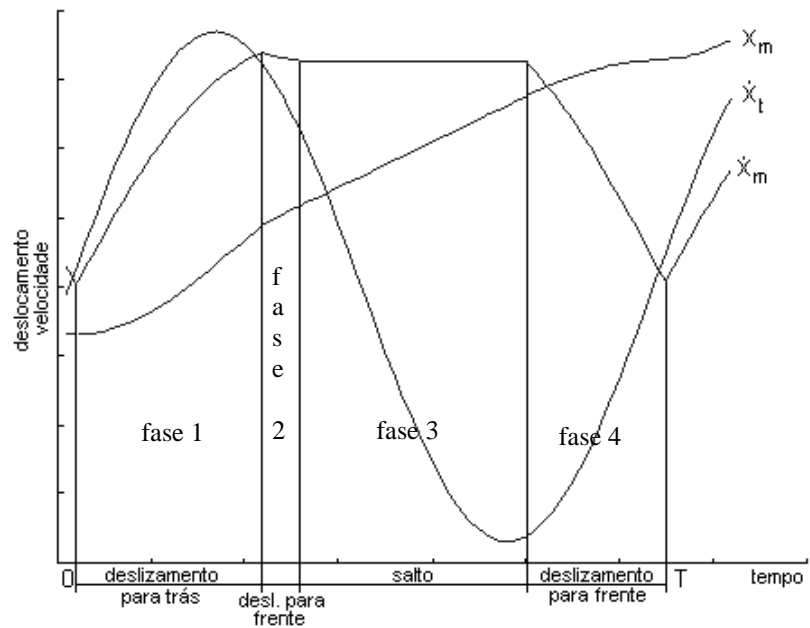


Figura 5: Simulação dos modos de movimento da peça com as características de excitação da filmagem.



Comparando-se a simulação com a filmagem, podemos verificar uma boa correlação. Na figura 4, os quadros 4.a a 4.d, referem-se a fase final de um ciclo do movimento. De 4.e à 4.t, temos um ciclo completo, e em 4.u temos o início de um novo ciclo.

Analisando o ciclo completo temos:

- de 4.e a 4.h, a peça move-se com deslizamento para trás, correspondendo a fase 1 da simulação;
- entre 4.h e 4.j, temos a fase2, que tanto na simulação, quanto na filmagem o deslizamento é desprezível;
- de 4.k à 4.p, verificamos a fase de salto correspondente a fase 3;
- de 4.q à 4.s, temos a finalização do ciclo, correspondendo a fase 4 da simulação.

## CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado a simulação do movimento de uma peça sobre a pista de um transportador vibratório, utilizando a técnica de elementos finitos em conjunto com um modelo matemático para o movimento da peça. Através disto foi avaliado o movimento da peça com diferentes parâmetros, identificando a influência que eles exercem sobre o movimento. Para validação da técnica, também foi apresentado uma comparação dos resultados da simulação com quadros de uma filmagem, onde foi possível verificar uma boa correlação entre elas.

## REFERÊNCIAS

- Booth, J. H.; McCallion, H , 1964, On Predicting the Mean Conveying Velocity of a Vibrating Conveyor, Proc. Inst. Mech. Engineers, 178(20), pp. 521-538.
- Carvalho, J. C. M.; Dahan, M.,1991, Transporteurs vibrants excités par des mécanismes plans à quatre barres, Proc. COMEFIN 3, Brasov, Romênia, pp.: 243-248.
- Gaberson, H. A., 1972, Particle Motion on Oscillating Conveyors - The Equations of Motion and the Rules for Predicting Motion Form Transitions - Part I, Trans. ASME, J. of Engng. for Industry, pp. 50-56.
- Gaberson, H. A.,1972, Particle Motion on Oscillating Conveyors - Practical Solutions to the Equations of the Motion and the Extension of the Theory to Beds of Granular Material - Part II, Trans. ASME, J. of Engng for Industry, pp. 57-63.
- Gaberson, H. A., "A Review of Vibratory Conveyor Technology", Productive Applications of Mechanical Vibrations (AMD)", vol. 52, 1983, pp. 1-13.
- Gladwell, G. M. L., Mansour, W. N., "Simulation of Vibratory Feeder", Computer Aided Engrg. Symp., Univ. of Waterloo, 1971, pp. 215-249.
- Martins, R. S, Carvalho, J. C. M., Rade, D. A., 1998, Estudo Teórico e Experimental de Transportadores Vibratórios Lineares com Excitação Eletromagnética, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste –CEM NNE 98, 27 a 30 de Outubro, Fortaleza, vol. 1, pp. 49-55.
- Martins, R. S, Carvalho, J. C. M., Rade, D. A., 1999, "Finite Element Modeling and Experimental Investigation of a Linear Vibratory Conveyor", Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 22 a 26 de Novembro, Águas de Lindóia, Brasil.
- Povidaylo, V. A., 1959, Design Calculations and Construction of Vibratory Hoppers, Machines and Tooling, 30(2), pp. 5-9.
- Povidaylo, V. A., 1960, Optimun Vibratory Feeder Operating Conditions, Machines and Tooling, 31(5), pp. 2-6.

# NON-GUIDED PARACHUTE SYSTEM FOR RECOVERY OF SMALL ORBITAL PAYLOADS

**Victor Koldaev**

**Paulo Moraes Jr.**

Instituto de Aeronáutica e Espaço/Centro Técnico Aeroespacial  
12228-904 São José dos Campos, SP, Brasil, E-mail: koldaev@iae.cta.br.

## **Abstract**

A non-guided high performance parachute system has been developed and tested for the ground recovery of orbital payloads or platform. The system is safe, efficient and affordable for use on small size vehicles. It is based on a pilot, a drag and a cluster of main parachutes and an air bag aimed to reduce the ground impact to 8 g. The system has been designed to maintain a stable descent and prevent failures. To assure the achievement of all these characteristics, the determination of the parachute canopy areas, land impact, inflation and flight dynamics have been considered. Due to the mainly empirical nature of parachute design and development, wind tunnel and flight tests were conducted in order to achieve high reliability imposed by user requirements. The present article describes the system and discusses in detail the design features and testing of the parachutes.

**Keywords:** Space platform, Recovery system, Non-guided parachutes, Air bag, Wind tunnel

## **1. INTRODUCTION**

Parachutes are used as aerodynamic decelerator systems for a wide spectrum of applications, as for instance: load recovery after drop test, rocket payload recovery, aircraft landing deceleration, vehicle stabilization etc., (Pepper & Maydew, 1971 and Peterson, 1990). They differ in type and size according to their application, so, practically the mission specifies the most adequate parachute system.

Small returnable orbital payloads or platforms need safe, efficient and affordable recovery systems. The systems, based on parachutes, are the most adequate choice, due to their proven reliability and low cost. The present work deals with the design features of a high-performance parachute recovery system for small orbital payloads.

The development of such a system includes the consideration of:

- determination of parachute area and mass,
- drag, stability and stress analysis of the parachute,
- filling time and flight dynamics calculation,
- wind tunnel testing,
- flight and land (impact) testing, and
- materials selection and manufacturing processes.

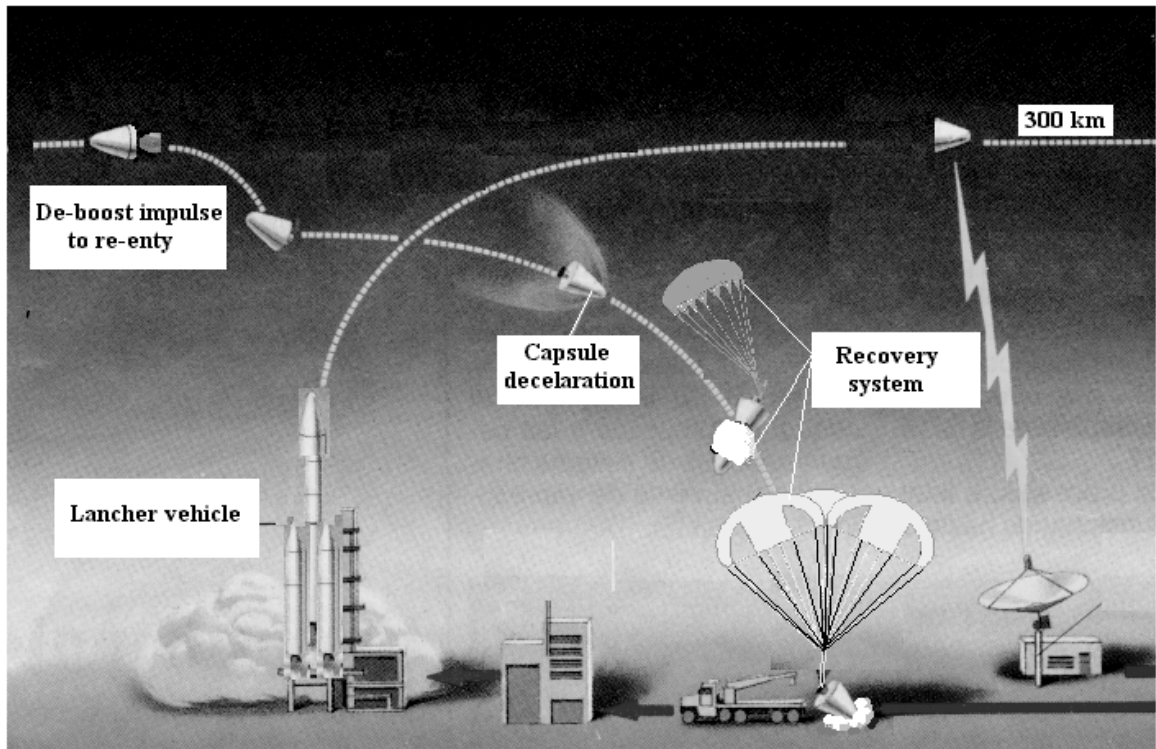
Therefore, a lot of initial work has to be done concerning the design concept of the recovery system. Good concept and design lead to maximization of performance and, consequently, to the weight minimization of the complete system, which is of great importance for any space system (Deweese, Schultz & Nutt, 1978).

However, parachute design and development are still largely empirical, so, great effort is necessary in the elaboration and execution of several testing methods and programs.

The present paper shows and discusses the main aspects of the design of the proposed system and the specification of its testing procedures.

## 2. RECOVERY SYSTEM

A small space platform, known as SARA, is under development at IAE-*Instituto de Aeronáutica e Espaço*. The platform will be used to perform microgravity experiments in orbit, (Moraes, 1998), and its recovery should be safe and soft in order to protect the payload from high ground impact, (Koldaev & Moraes, 1998). Figure 1 shows schematically the procedure of re-entry and landing of the space platform.



**Figure 1.** Scheme of platform re-entry

After re-entry the shaped platform will decelerate to subsonic velocities. At 6 km altitude, the velocity of the platform is approximately 135 m/s, so, here the recovery system, based on parachutes, can be put in action, thus carrying the platform to the ground. The specification of the altitude of the parachute system opening depends on the wind conditions during the descent, thus, dispersions due to wind influence must be kept very small. Reason for this lies in the intention to carry out recovery on the ground and the maximum permissible landing area has a diameter of 25 km.

## 3. DESIGN REQUIREMENTS AND FEATURES

The system under study is specified to carry orbital payloads to 300 kg mass, which will be recovered on the ground with the land dispersion of approximately 20 km.

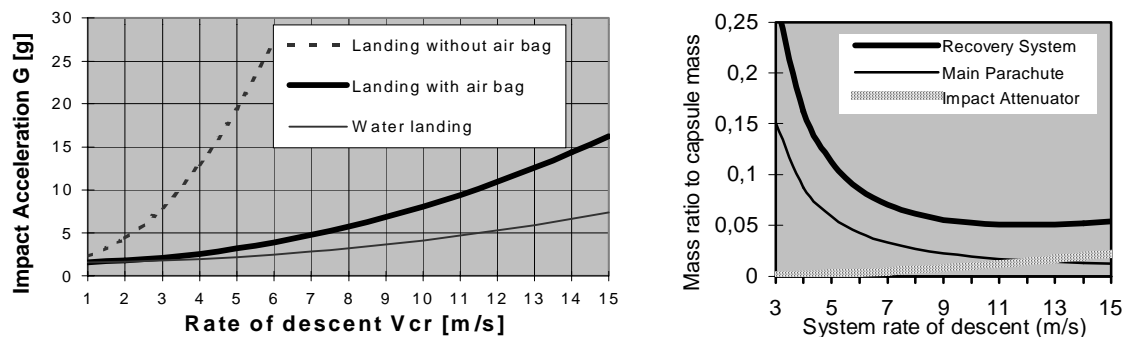
Basic design requirements for the recovery system are:

- high reliability (better than 0.999), small weight of the system (less than 10% platform weight),
- low platform deceleration during parachute opening and ground impact (up to 8 g),
- stable descent (system oscillations with amplitude less than 10 degrees),
- minimal wind carrying of platform,
- use for a wide range of platform weight (up to 300 kg).

High reliability of the recovery system requires simplicity of construction that means a small number of system functional stages and high safety of systems components.

Small system weight is achieved by selection of a high performance parachute design and optimization of the system parameters, as for instance, altitude and velocity for parachutes opening, areas and types of parachute, materials, etc., (Koldaev & Moraes, 2000).

In order to reduce the landing load, an impact attenuator should be used as decelerator. So, air bag or similar devices must be considered in the specification and design of the recovery system. According to general requirements in order to prevent major damage to the platform and to minimize system mass a rate of descent of 10 m/s is established, Figure 2, (Koldaev & Moraes, 2000).



**Figure 2.** Platform impact load factor and relative system mass vs rate of descent

In order to reduce wind influence on the land dispersion of the platform, the parachute system should be opened at altitudes closer to the ground. The pilot parachute is specified to open at an altitude of 6 km. The main-parachute-opening altitude of 4.5 km can be considered. Simulations have shown that the complete deployment takes up to 35 s.

#### 4. DESIGN CONCEPT

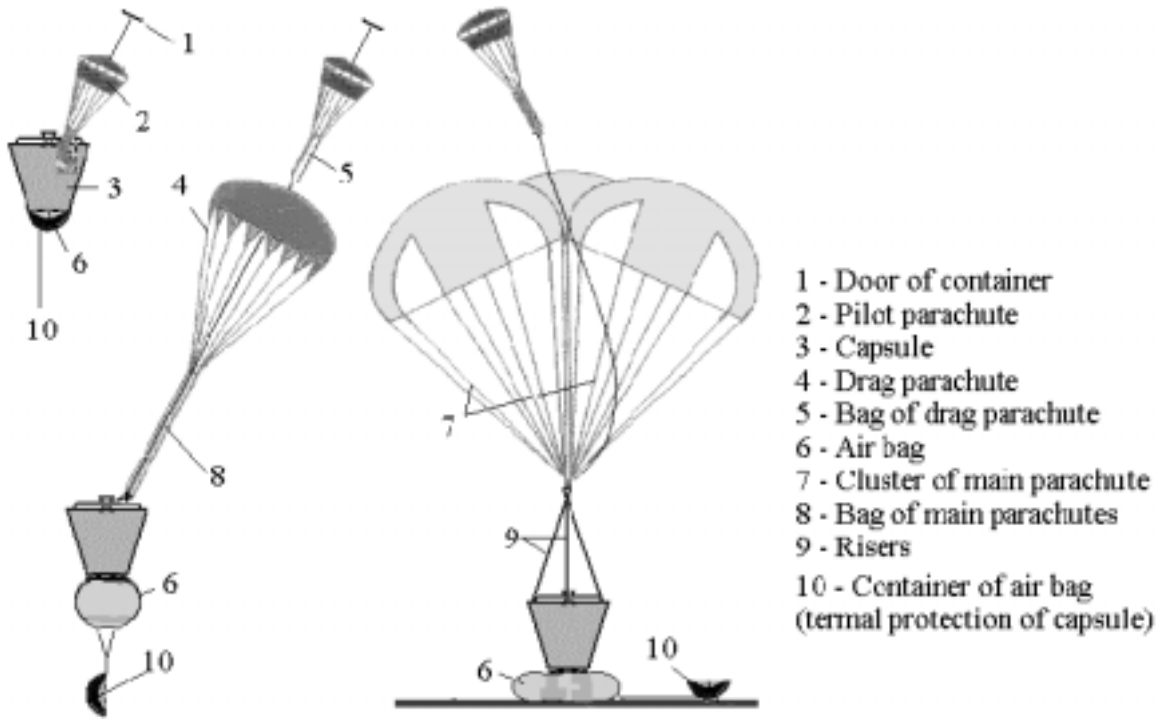
The preliminary concept of the proposed recovery system, Figure 3, is composed of:

- pilot parachute,
- drag parachute,
- cluster of main parachutes,
- air bag as impact attenuator,
- deployment bags, risers, container and separation equipment.

##### 4.1 Pilot parachute

Pilot parachute is intended to provide system reliable putting of the system into action by means of the parachutes stretching out from the container with a definite effort and taking the drag parachute cover off. For more effective filling and stable motion in the turbulent zone

behind the platform, a fabric skirt (band) with a slot will be used. Figure 3 shows the band type of the pilot parachute.



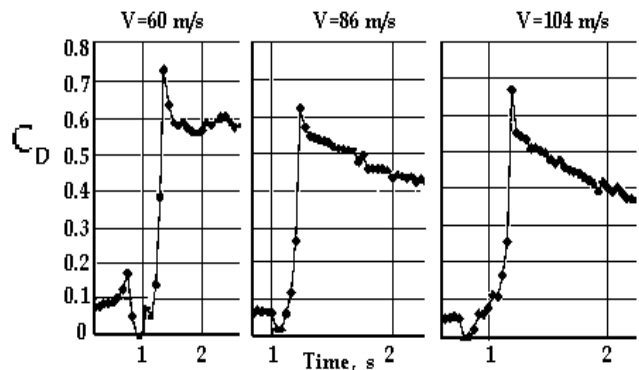
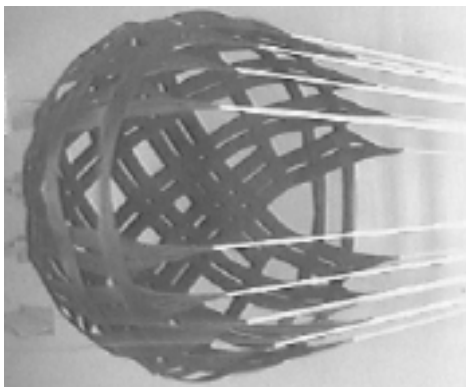
**Figure 3.** Recovery system component and sequence

#### 4.2 Drag parachute

Drag parachute has function of decelerating the platform down to permissible for the safe speeds, admitted to deployment of the main parachute. The main requirements for drag parachute are:

- to support high dynamic pressure and
- to produce low parachute opening force.

Taking in account these requirements, the ribbon canopy types are the most reliable. Comparatively high opening force coefficient  $C_x \sim 1.3$ , (Knacke, 1992), and complicated canopy construction because of the necessity to connect a great number of ribbons of different sizes are the main demerits of this parachute. So, for that reason a blade ribbon type is suggested, Figure 4, (Koldaev, 1986).



**Figure 4.** Blade ribbon drag parachute in TA-2 wind tunnel

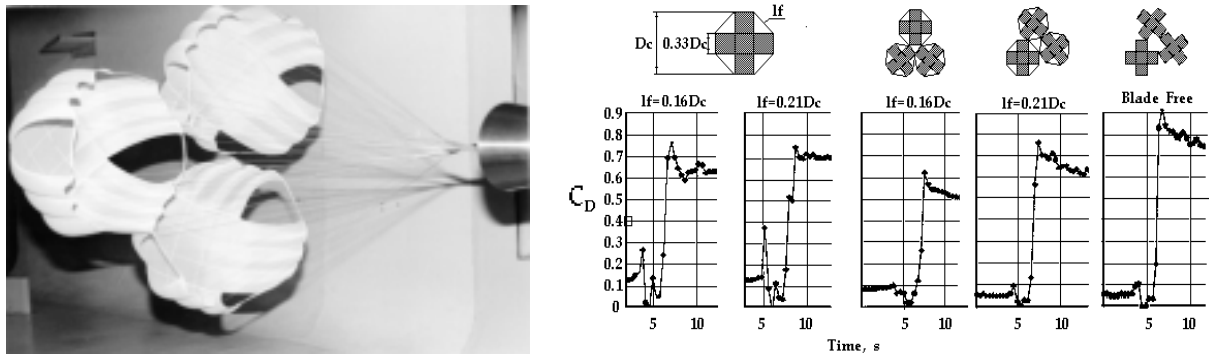
The blade ribbon canopy is made of groups of parallel longitudinal ribbons, so it excludes the necessity of ribbon junctions, simplifies and lightens drag parachute construction.

### 4.3 Main parachutes

The main parachute is intended for guaranteeing the necessary rate of descent of the capsule during its approach to the landing surface. There is a recovery system that uses the main parachutes cluster, Figure 5. Use of parachute clusters provides the following advantages:

- A cluster has less probability of a catastrophic failure than a single parachute.
- A parachute cluster provides a stable descent.
- Clustering permits use of one and the same number of the parachutes for a large range of capsule weight (from 50 up to 300 kg).
- It is easier to fabricate, to test and to maintain several small parachutes.

Use of cross parachutes in cluster systems allows alleviating the problem of the dynamics of the deployment of each separate parachute. Cross parachutes are widely used for different purposes and are known as safe, simple and cheap to make.



**Figure 5.** Main parachutes model in TA-2 wind tunnel

### 4.4 Impact attenuator

Use of attenuators is proposed to reduce the main parachute area that leads to the reduction of the recovery system total mass, as it was shown in Figure 2.

The most suitable attenuator for small payloads is an air bag, (Figure 3). The air bag is inflated just after the deployment of the drag parachute, and, so it can maintain the impact deceleration up to 8 g, which is permissible for sensible payloads. Yet, the attenuation capability of the air bag is limited by its height, i.e., it is determined by the condition of the payload motion stable during the descent and the impact with land surface. So, the maximum air bag height should be less than 1.2 of the payload diameter, (Koldaev & Moraes, 1998). When the air bag capability is insufficient, then, a retrorocket, an elastic riser, a crushable platform or another impact attenuator can be additionally used.

## 5 SYSTEM CALCULATIONS

### 5.1 Air bag sizing

To save the electronic equipment of the capsule, the impact acceleration should be less than 5-8 g, (Knacke, 1992). For water landing the load factor can be several times, and

sometime dozens of times, less than at hard landing due to the possibility of suppressing the energy of the capsule impact in the process of its immersion into the water. For preliminary estimation of the load factor value of the capsule landing, it is possible to use its semi-empirical dependence versus sea-level rate of descent, shown in Figure 2, (Koldaev & Moraes, 1998). During the landing of the capsule of a streamlined form with the 1.2 m high air bag or at water landing without an impact attenuator, rather stringent load factor requirements ( $< 8g$ ) to the capsule sensors equipment may be also satisfied with rather high  $V_{cr} = 10$  m/s, (Figure 2).

## 5.2 Parachutes areas

The area of the pilot parachute is determined after the known area ratio  $S_p/S_d = 0.01-0.03$  (Knacke, 1992). For small capsule of 100-300 kg the pilot parachute area is  $\sim 0.1$  m<sup>2</sup>. Its mass makes up not more than 2% of the recovery system total mass and may not be taken into account for preliminary calculations.

Maximum area of drag parachute  $S_d$  has been calculated after its opening force  $F_x$  (coefficient  $C_x$ ), the permitted capsule load factor  $G$  and the initial dynamic pressure  $q_o$ , which depends on capsule ballistic parameter  $C_c S_c / m_c$  in descent equilibrium condition without parachute

$$F_x = m_c g G = q_o C_x C_{Dd} S_d \quad (1)$$

$$m_c g = q_o C_c S_c \quad (2)$$

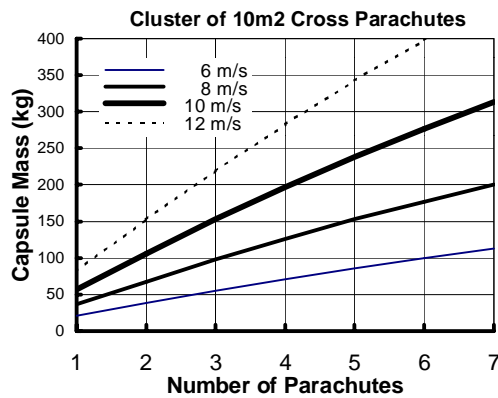
$$S_d = G m_c g / (q_o C_x C_{Dd}) = G C_c S_c / (C_x C_{Dd}) \quad (3)$$

For a drag area of SARA capsule  $C_c S_c = 0.4$  m<sup>2</sup>,  $G = 6.5$  and for a drag coefficient of blade ribbon parachute  $C_{Dd} = 0.55$ ,  $C_x = 1.2$  the maximum area of parachute from (3) is  $S_d = 4$  m<sup>2</sup>.

The number  $n$  and the area  $S_m$  of the main parachute can be determined as:

$$C_{Dm} S_m n = 2 m_c g / (\rho_o V_{cr}^2) - C_c S_c \quad (4)$$

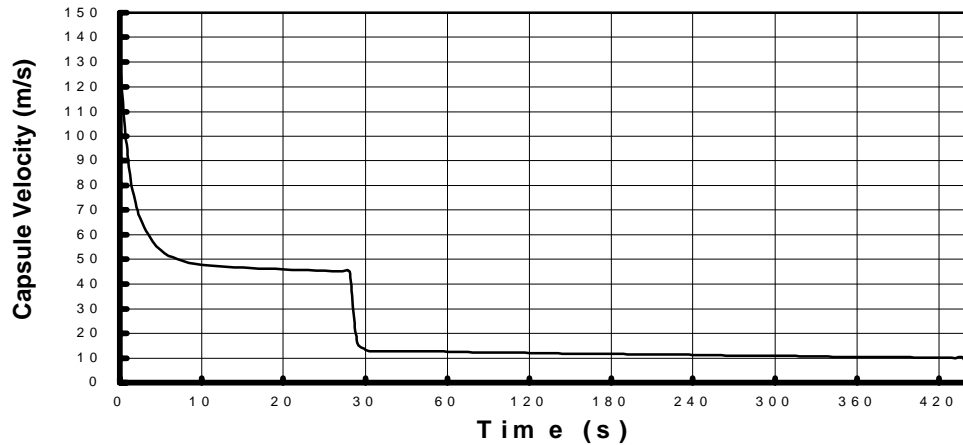
The required number of the unified main cross parachutes, calculated after formula (4) with the drag coefficient  $C_{Dm} = 0.8$ , is shown in Figure 6 for small capsules with drag area of  $C_c S_c < 0.5$  m<sup>2</sup> in sea-level conditions, (Koldaev & Moraes, 1998).



**Figure 7.** Required number of the unified main cross parachutes

### 5.3 System dynamics

The result of the dynamic calculation for SARA capsule, which is 215 kg of weight, with the help of the program, (Koldaev, Guimarães & Moraes, 1999), is shown in Figure 7.



**Figure 7.** SARA system deceleration with drag and main parachutes

At an altitude of 6100 m with the initial velocity of 135 m/s, the command is given with the help of the parachute release system (baro-switch). The pyrotechnic separation equipment releases the container door and puts the pilot parachute into the wake behind the capsule. After that the pilot parachute stretches the system to its full length and breaks the cord of the drag parachute fixation in the bag and pulls the casing from the drag parachute canopy, which is filled under the influence of the airstream flow. In the process of the drag parachute canopy functioning the capsule decelerates down to the speed of 45 m/s. At 4500 m altitude the device releases the deployment bags and opens the main parachutes. Then, the drag parachute canopy ejects deployment bags off from the main parachutes and due to the connection of the drag parachute canopy with the main parachutes points of junction, keeps them from filling too quickly, decreasing the main parachutes opening force. In the process of the capsule descending by the main parachutes the rate of descent of the system decreases to 10 m/s.

## 6 TESTING OF PARACHUTE SYSTEM

Preliminary estimation testing of parachute models is performed at initial stages with the aim of choosing the best solution and obtaining approximate estimation of the system parameters. At the last stage of the parachute system development, testing of the complete system is required. And it is of great importance that testing conditions should be close to real ones in order to reveal and to exclude all possible reasons of occasional failures and to prove necessary level of safety and reliability. So, a complex of experimental work secures the design of such a parachute system, which satisfies all the requirements. Reference (Koldaev & Figueredo, 1996) shows several testing devices, which can be used for ground testing of parachute systems.

### 6.1 Wind tunnel testing

With the aim of selecting the recovery system configuration for SARA space capsule (150-250 kg of weight) and to determine the parachute aerodynamic characteristics, the TA-2 wind tunnel testing was conducted in the *Centro Técnico Aeroespacial*, (Koldaev, 1996). The



capsule model, two variants of the main parachute in 1:5 scale, the blade ribbon drag parachute in 1:2 scale and the band type pilot chute in real scale, all made of Nylon, were used. To register the parachute force, a special three-direction piezodynamometer was placed in the capsule model. The cutting knife was used to separate the parachute model from the capsule model to put it into action during the test. The results of the parachute force registrations are shown in Figure 3 and Figure 4. In the result of testing the parachute inflation time, the opening force and the drag coefficient were determined for all parachute models.

The blade ribbon drag parachute and the band-type pilot chute were tested with velocities from 40 up to 110 m/s. The test observations showed, that the drag parachute, Figure 4, and the pilot chute had high stability, presenting no canopy oscillation and rotation. As for real condition the main parachutes were tested with the air velocity from 30 up to 40 m/s. The test observation showed, that the cross parachute suffered intensive rotation, which caused the lines to twist and shorten.

Use of a canopy cluster reduces parachute rotation. The drag coefficient of a three cross parachute cluster depends on the type of fixation between the canopies. The cluster with free blade canopies has the highest drag coefficient, Figure 5.

## 6.1 Flight testing

The aircraft flight-testing was conducted using a drop method, (Koldaev, 1997). For testing, a three cross parachute cluster and one annular parachute in real scale were manufactured, a cylindrical cloth casing of 60 kg of weight was used as a capsule model. The parachutes were put into action at an altitude of 500÷700 m with the help of a break cord, connected with a light aircraft. The initial flight altitude,  $H_o$  and the time of the system descending with the filled parachutes,  $t_d$ , were registered during each experiment. The main parachute drag coefficient,  $C_{Dm}$ , was calculated for sea-level air density  $\rho_o$  after the formulas

$$V_{cr} = H_o / t_d \quad (5)$$

$$C_{Dm} = 2 m_c g / (\rho_o V_{cr}^2 S_m) \quad (6)$$

Two variants of test parachute systems deployed and filled without delay, had stable canopy forms and descended without rotation and oscillation. They could be recommended as the recovery systems prototypes for conducting future experiments.

Another more complex test device is described in reference, (Moraes, 1997). In this case stratospheric balloon is used to elevate the capsule up to 32 km of height. After reaching this height, the capsule will take approximately 4.5 min to drop to the ground. During this time a lot of experiments can be performed, as for instance, aerodynamic measurements, retro motor test, telemetry, etc., and the recovery system can also be verified at higher velocities, which are closer to the velocities, encountered by the re-entry flight.

## 7 CONCLUSIONS

A recovery system for small returnable orbital payloads, based on parachutes, has been proposed and discussed. High reliability and low cost of parachute systems lead to their choice as the most adequate for the present case.

The high performance recovery system under study is based on a three-stage parachute system to recover orbital payloads up to 300 kg at ground. The designed system also considers the use of impact attenuators, with the aim of reducing the loads down to 8 g.

To design the recovery system of the orbital platform SARA, the canopy areas of parachutes have been determined, which guarantee minimum system mass and volume.

Compared with the basic system, the system so optimized has simple design and high functional reliability due to the exclusion of the parachute-reefing load during parachute opening and landing impact.

## Acknowledgements

The first author would like to express his gratitude to *CNPq* for supporting him as a visiting scientist (Grant No. 300.186/96-7) at the Space Systems Division of the *Instituto de Aeronáutica e Espaço, Centro Técnico Aeroespacial*.

## 8 REFERENCES

- Ewing, E. G., 1968, "Design Development of U. A. Recovery System", SAMSO 68-244 (AD 8359172).
- Dewese, J.H., Shultz, E.R., Nutt, A.B., 1978, "Recovery System Design Guide", Technical Report AFFDL-TR-78-151, California.
- Knacke, T.W., 1992, "Parachute Recovery Systems Design Manual", 1<sup>st</sup>ed., Para Publishing, Santa Barbara, California.
- Koldaev, V., 1986, Ribbon Parachute. The Invention n<sup>o</sup> 281556 with priority from 30.06.86, Inventions and Discoveries Affairs State Committee of USSR.
- Koldaev V., 1996, Sistema de Recuperação SARA. *Ensaio de Pára-quedas em Túnel de Vento*. Technical Note NT-142/ASE - N/96, CTA/IAE, São José dos Campos.
- Koldaev, V., 1997, Sistema de Recuperação SARA. *Ensaio de Sistema de Pára-quedas em Vôo*. Technical Note NT-/ASE-N/96 (internal report), CTA, São José dos Campos.
- Koldaev, V., Guimarães, M., Moraes, P.Jr., 1999, "Simulation of Parachute Dynamics", *XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM'99*, Águas Lindoia.
- Koldaev, V., Moraes, P.Jr., 1998, "Design of Impact Attenuators for Ground Recovery of Small Space Capsules", *V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, Fortaleza-CE.
- Koldaev, V., Moraes, P. Jr., 2000, "Method for Optimization of Recovery System Parameters and its Application", Article accepted for CONEM'2000, Natal.
- Koldaev, V. & Figueredo, E. Q., 1996, "Estudo Preliminar para Implantação de Infraestrutura Básica para Desenvolvimento de Sistemas de Recuperação de Cargas Úteis Espaciais", CTA/IAE, NT-121-ASE-N (internal report), CTA, São José dos Campos.
- Moraes, P. Jr., 1997, *Uso de Balão Estratosférico para Ensaio em Vôo do SARA*, CTA/IAE, NT-133/ASE-N (internal report).
- Moraes, P.Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", *8º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Concepción, Chile*.
- Peterson, C. W., 1990, "High Performance Parachutes", *American Scientific Aircraft Journal*, pp. 108-116.
- Pepper, W. B., Maydew, R. C. *Aerodynamic Decelerators - An Engineering Review*, J. of Aircraft, vol. 8, no. 1, pp. 3-19, 1971.

que ocorrem no interior do molde, sobre a qualidade da peça que está sendo produzida. A questão fundamental de garantir uma baixa temperatura no inserto do molde, em função de sua baixa resistência a temperatura, pode ser melhorada pela adoção do controle de pressão na parte posterior do molde, conforme proposto neste trabalho, substituindo o composto de epóxi e alumínio por um fluido.

Este sistema propõe-se a garantir a refrigeração adequada e a rigidez necessária para suportar as pressões de injeção. Componentes hidráulicos industriais são compatíveis com as condições de pressão, temperaturas, e vazões que ocorrem no processo de injeção de plástico.

Neste trabalho de pesquisa estão sendo desenvolvidos a modelagem, a simulação e especificação dos componentes hidráulicos e do controlador.

Os resultados esperados a partir dos estudos teóricos deverá permitir a viabilização e a construção de um controlador de pressão na parte posterior de um inserto estereolitografado.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 3D Systems, 1996, “3D Systems Report 44% Sales Growth in 1995, 52% in Fourth Quarter. Informativo Publicitário”.
- Blass, A., 1988, “Processamento de Polímeros”, 2ª ed., Editora da UFSC.
- Dell’Arciprete, J., Malloy, R., McCarthy, S., 1998 “Cavity pressure studies for stereolithography produced tooling”, Institute for Plastics Innovation, UML, Lowell, MA 01854. Paper 5p.
- Fridolin, F., Meyer U., 1982, “Industrial Applications of Piezoelectric Pressure Measurements”, March.
- Jacobs, P., 1996, “Recent Advance in Rapid Tooling from Stereolithography. 3D Systems, Informativo Técnico. 24 de setembro.
- Kamal, M. Kenig S., 1972, “Polymer Engineering and Science”, Vol. 12, N° 4, p618
- Lafratta, Fernando Humel., 1997, “Avaliação da viabilidade do uso de líquidos refrigerantes sob alta pressão no processo de injeção de termoplásticos utilizando técnicas de Rapid Tooling”. Proposta de Tese UFSC/EMC/GRUCON/CIMJECT, Florianópolis,
- Plant, H. T., Maher, R., 1975, “SPE ANTEC”, papers 21,74.
- Qin Zou, P.E., & Ari, G., 1995, “Evaluation of the Fill-to-Pack Transfer Method: Position vs Pressure, paper ANTEC’95/637
- Qiu, Wen Jiu., 1993, “Injection Molding Process Monitoring Based on Cavity Pressure”, Abstract of a Thesis Submitted to the Faculty of the Department of Engineering in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science in Plastics Engineering University of Massachusetts of Lowell, 74p, pp 1-5, 13-18.
- Santana, R., R., Injnet.,1998 “Notas do estágio na empresa Molde Matos Ltd”; Marinha Grande – Portugal.
- Saurkar, S., Malloy, R., McCarthy, S.,1995, “Rapid Tooling: A study of cooling techniques for mold inserts used in the Direct AIM (ACES Injection Molding) Process”, BS, University of Pune, Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science Department of Plastics Engineering University of Massachusetts Lowell.
- Smith, D., 1993, “Inside the mold with process control”, Hunkar Laboratories Inc., Cincinnati, OH.

simula o sistema de controle de pressão consiste de duas câmaras cilíndricas denominadas de câmara 1C1 e câmara 2C1 fixadas uma na outra por meio de parafusos e separadas entre si por meio de uma membrana em forma de disco feita de resina SOMOS 7110 fotocurada.

Os testes serão feitos com discos de espessuras que variam entre 1,25 mm que é o limite mínimo de espessura tolerável para insertos feitos em estereolitografia, até 3,25 mm já que maiores espessuras aumentam a rigidez mas dificultam a transferência de calor da peça de plástico em contato com a resina para a placa do molde onde é feita a refrigeração.

O sistema apresentado esquematicamente na figura 4 é constituído dos seguintes elementos principais: uma válvula eletro-hidráulica proporcional controladora de vazão, uma válvula eletro-hidráulica proporcional de alívio de pressão, uma válvula eletro-hidráulica proporcional redutora de pressão, de duas câmaras cilíndricas de 60 mm de diâmetro separadas por uma membrana feita de inserto de molde estereolitografado em forma de disco, de dois transdutores de pressão instalados nas câmaras 1C1 e 2C1 e de um transdutor de deslocamento instalado na câmara 1C1.

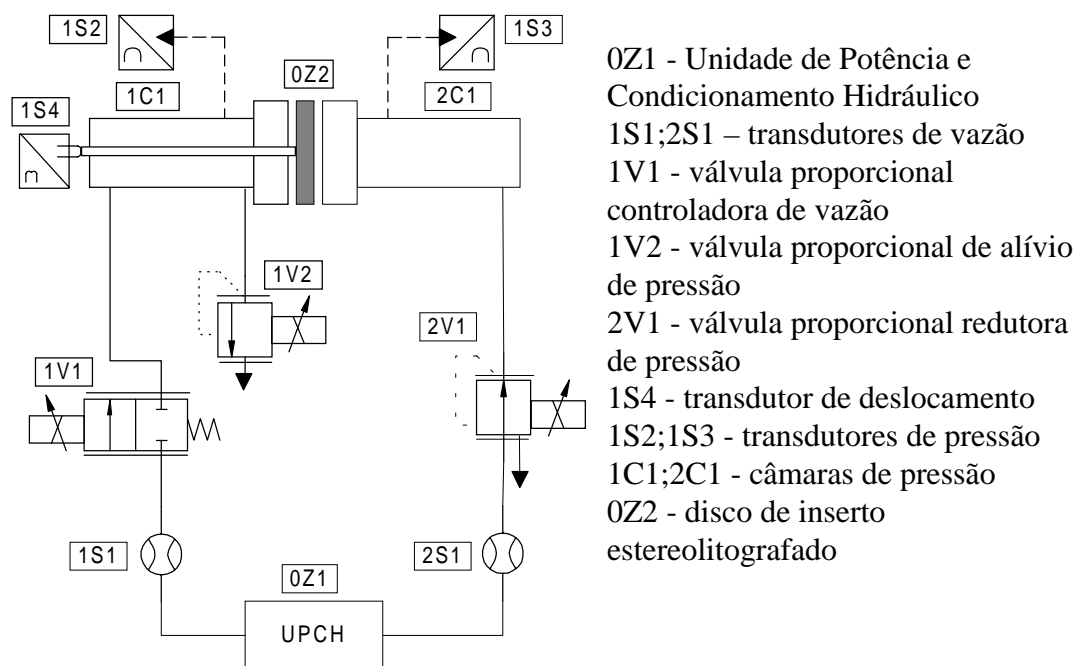


Figura 4 - Sistema de controle de pressão

O fluido hidráulico preenche as duas câmaras por igual. Quando as duas câmaras estão completamente cheias e atingem uma pressão de 100 bar, começa a fase de compressão. As duas câmaras ficam pressurizadas durante um tempo mínimo e, posteriormente, a câmara 2C1 manterá o fluido estagnado e a uma pressão constante de 100 bar quando então o fluido na câmara 1C1 começa a circular ocasionado por uma diferença de pressão que lhe é imposta por uma válvula de alívio de pressão para favorecer a refrigeração do inserto do molde. Portanto o sistema de controle da pressão na câmara 1C1 mantém a pressão nessa câmara o mais próximo possível da pressão na câmara 2C1 e, conseqüentemente, a deformação da membrana será minimizada, preferencialmente com deslocamento do ponto central menor que 1mm.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Fundamentando-se nas características do processo de moldagem por injeção descrito nas primeiras seções deste artigo identifica-se a importância das variáveis pressão e temperatura,

Para as peças de ABS (Dow Magnum 9010) foram aplicadas primeiramente pressões na faixa de 350 bar e posteriormente de 260 bar e 300 bar. Para as peças injetadas com PP (Polipropileno) foram aplicadas pressões na faixa de 115 bar, 90,5 bar e 100 bar.

Nesses testes foi observado que com uma redução da pressão na cavidade foram obtidas peças com a mesma qualidade da que tinha sido injetada com uma pressão mais alta ou seja, uma redução na pressão da cavidade nem sempre aumenta a vida da ferramenta.

Para se ter um fator de comparação, uma peça padrão com as dimensões 165,1 mm de comprimento por 12,7 mm de largura e 3,2 mm de espessura consumiu 1,3s entre preenchimento da cavidade e compressão, com o uso do Direct AIM o pico de pressão observado foi de 70 bar (Lafratta, 1997).

Segundo (Santana & Injnet, 1999), em experimentos realizados com peças de dimensões de 150 mm x 20 mm x 1 mm, 150 x 20 mm x 3 mm e 150 mm x 20 mm x 2 mm, as pressões usadas para a injeção foram respectivamente de 445 bar, 85 bar e 190 bar.

Experimentos concluíram que a vida da ferramenta é uma interação complexa entre a pressão na cavidade e a temperatura da ferramenta, onde qualquer redução da pressão na cavidade provoca um aumento subsequente na temperatura da ferramenta. Isto ocorre porque com a redução da pressão o material que está sendo injetado fica mais viscoso (menos fluido), o que aumenta o atrito interno aumentando a geração de calor. Portanto, os benefícios de uma redução da pressão na cavidade podem ser compensados pelo aumento na temperatura da ferramenta.

Os insertos de moldes de Direct AIM confeccionados com a resina SOMOS 7110 tem uma temperatura de transição vítrea de 45 °C a 54 °C enquanto que os plásticos fundidos que são injetados na cavidade desses insertos tem uma temperatura de fundição que variam entre 180 °C e 250 °C. Portanto, para manter-se a rigidez estrutural da superfície de epóxi desses insertos do molde é muito importante esfriar os insertos rapidamente e uniformemente para uma temperatura abaixo da temperatura de transição vítrea.

As máquinas injetoras utilizam água para a refrigeração do molde a vazões que variam entre 4 l/min e 10 l/min dependendo da peça e do material a ser injetado visando obter um significativo resfriamento do molde entre os ciclos de moldagem.

Ensaio de resistência a solventes com a resina SOMOS 7110 realizados pela Cibatoool comprovaram que ela é resistente a solventes não polares como o óleo da caixa de câmbio Aseol<sup>R</sup> 16-120, gasolina, e TPM que é um solvente usado na limpeza das peças feitas em estereolitografia. Testes empíricos realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos(LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina(UFSC), com a imersão de peças estereolitografadas em fluido hidráulico a uma temperatura ambiente média de 25<sup>o</sup>C durante 96 horas revelaram também a resistência da resina ao fluido Mobil DTE 24, utilizado na UPCH 25/1,67. A resina SOMOS 7110 não é higroscópica.

## **4.2 Proposição do Sistema de controle**

Com base nas informações da seção 4.1, propõe-se o controle de pressão na parte posterior dos insertos do molde usando fluido hidráulico em lugar dos tubos de cobre e do composto de epóxi. Deste modo, procurar-se-á garantir a resistência à deformação do inserto ao mesmo tempo em que se procurará que a variação da temperatura do fluido na parte posterior do inserto do molde não ultrapassará a 5 °C entre a entrada e a saída do molde, atingindo no máximo 35 °C.

Prevê-se a construção de um protótipo em que se tem como referência as pressões que ocorrem no interior da cavidade do inserto do molde estereolitografado. Esse protótipo que

a) a vida do inserto está relacionada com a sua resistência física, que não é grande, quando submetido às altas temperaturas comumente encontradas na injeção de termoplásticos.

b) as superfícies do inserto são relativamente macias e apresentam baixa resistência a erosão.

c) o preenchimento da parte posterior dos insertos com o composto de epóxi com alumínio, que melhora a resistência à compressão e auxilia a retirada de calor da peça, torna o processo não tão direto - da máquina de SL à injetora - pois é necessário esperar a cura do composto.

d) é importante a presença de um técnico de bom nível para realizar a mistura e aplicação da resina epóxi com o alumínio, pois esta reação é exotérmica e pode acarretar a degradação dimensional e mecânica do inserto;

e) as texturas que se pode obter para as superfícies internas dos insertos são limitadas.

### 3.4 Processo Direct AIM™ Aprimorado

Pesquisas estão sendo realizados por Lafratta (1997), visando o aprimoramento deste método e avaliando a viabilidade do uso de líquidos refrigerantes sob alta pressão no processo de injeção de termoplásticos utilizando Direct AIM™.

A solução proposta é o aumento do resfriamento dos insertos sem a necessidade de colocação de tubos de cobre e nem do preenchimento da parte posterior dos insertos com o composto de epóxi ou outro qualquer. Para tal, planeja-se a construção de um inserto que contenha os dutos de refrigeração, como ilustrado na figura 3. Estes dutos poderão ter as mais diversas formas.



Figura 3 - Exemplo de dutos de refrigeração em resina fotocurável construídos na parte posterior do inserto (Lafratta, 1997).

## 4. SISTEMA DE CONTROLE DE PRESSÃO

### 4.1 Requisitos

Testes iniciais em protótipos de insertos de molde foram realizados por Dell'Arciprete *et al.*, (1998) para avaliar o projeto da peça e dos insertos do molde quanto às variações da pressão, da temperatura e do número de injeções.

A peça usada para este estudo foi projetada com as dimensões básicas de 101 mm x 50 mm x 19 mm com uma espessura de parede de 1,65 mm. Por sua vez, os insertos foram criados para serem preenchidos na sua parte posterior com um composto de epóxi e alumínio, embora pudessem também ser criados insertos sólidos. Os materiais empregados para a injeção das peças nos insertos de moldes foram o ABS (Dow Magnum 9010), e o Polipropileno (PP Union Carbide 7C12 N).

fotopolimerização de resinas à base de epóxi por um feixe de raios laser ultravioleta, cuja movimentação é controlada por um programa computacional (Jacobs, 1996).

O modelo CAD 3D da peça a ser construída, em formato STL (formato padrão para a estereolitografia), é trabalhado no equipamento de forma a analisar sua orientação espacial e o projeto dos suportes necessários para prendê-la à plataforma (Figura 2), bem como sustentar regiões da peça que ficam suspensas na resina líquida.

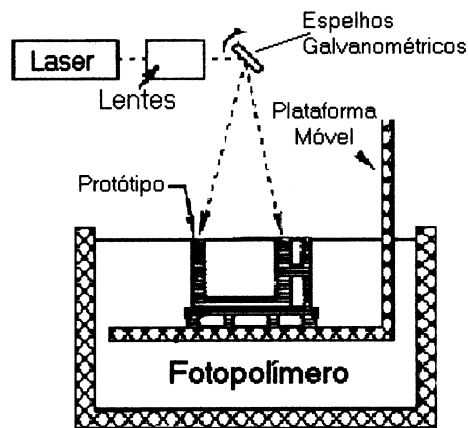


Figura 2 - Esquema de funcionamento do princípio de estereolitografia (Lafratta, 1997)

A fabricação da peça acontece à medida que o equipamento faz a leitura das camadas individualmente e transmite-as ao sistema de controle dos espelhos. Depois que uma camada é traçada, a plataforma é baixada para dentro do reservatório a um nível equivalente à espessura da camada subsequente, permitindo que a resina líquida cubra a última camada recém solidificada. A operação se repete, camada após camada, até que a peça seja finalizada.

### 3.2 Direct AIM™

Desenvolvido pelo Institute for Plastics Innovation - EUA em conjunto com a 3D Systems, o processo baseia-se na construção de insertos para injeção feitos em estereolitografia.

Com o arquivo CAD das cavidades necessárias para injeção da peça fabrica-se, pelo processo de estereolitografia, insertos em forma de casca que são montados em um porta moldes. Tubos de cobre para refrigeração são posicionados na parte posterior dos insertos e recobertos com um composto de epóxi misturado com partículas de alumínio que auxiliarão no resfriamento dos mesmos (Jacobs, 1996).

### 3.3 Aspectos importantes no processo de estereolitografia

A ferramenta produzida por SLA tem durabilidade limitada e, portanto, deve-se tomar cuidado para maximizar a quantidade de peças produzidas pela ferramenta.

Uma das variáveis de processo mais importantes que pode ser usada para determinar rapidamente o ferramental a ser produzido e o estado do processo é a pressão da cavidade (Saurkar *et al.*, 1998).

O processo em questão apresenta algumas limitações e pontos passíveis de aprimoramento que são comentados a seguir:

fundido. O material adicional que entra no molde flui ao longo da linha do canal enquanto as paredes do plástico já estão solidificadas. A pressão na cavidade aumenta com a adição da resistência ao fluxo enquanto preenche o restante da cavidade (Kamal & Kenig, 1972). Quando a frente do fundido alcança o final da cavidade, a fase de enchimento cessa e começa a fase de compressão. Um perfil típico da pressão na cavidade é mostrado na Figura 1b. A forma exata do perfil da pressão na cavidade depende de muitos fatores, tais como material, a forma geométrica do produto, os parâmetros do processo, e a localização do sensor de pressão.

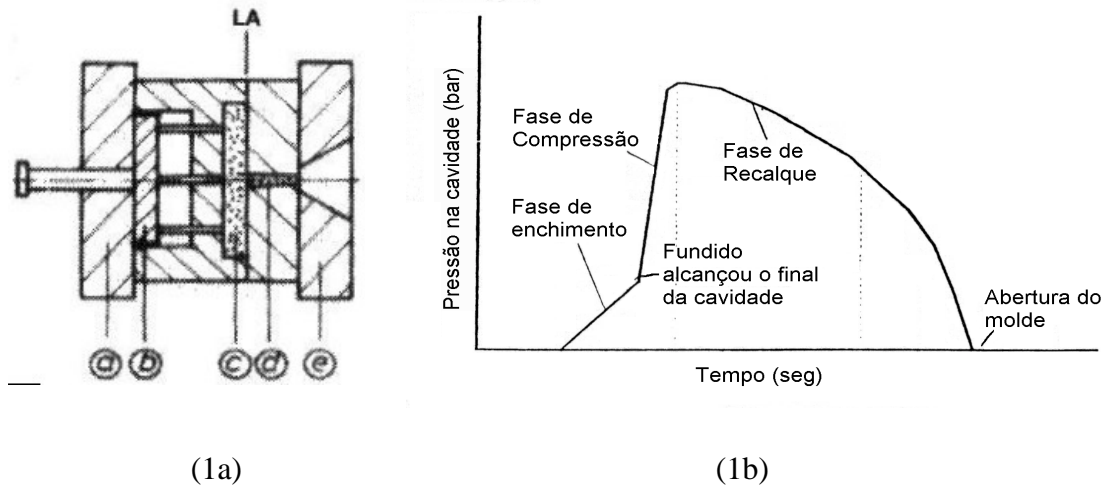


Figura 1 – Molde para injeção: (1a) Partes principais: a) placa móvel; b) sistema de extração; c) cavidade; d) canal de alimentação; e) placa fixa; LA: linha de abertura do molde.  
(1b) Perfil da pressão na cavidade (Qiu, 1993).

### B) Fase de Compressão

Uma vez que o material alcançou o final da cavidade, a pressão dentro do molde sobe abruptamente. Esta é acompanhada por uma queda repentina da resistência do fluxo na entrada do canal, resultando em uma elevação instantânea da força de abertura no molde (Fridolin & Frech, 1982). A rampa de pressão na cavidade versus a curva de tempo aumenta rapidamente na fase de compressão (Figura 1b).

A pressão de pico na cavidade é a máxima pressão na cavidade que acontece durante um ciclo num local específico dentro do molde. Isto é importante porque ela define a qualidade da peça.

### C) Fase de Recalque

Após a cavidade estar cheia e compactada, inicia a fase de recalque. A pressão é comutada para pressão de recalque, que é geralmente abaixo da pressão de compressão para evitar rebarbas. O nível da pressão de recalque determina quanto material adicional é forçado na cavidade após a cavidade ter sido preenchida com o encolhimento do material (Smith, 1993).

## 3. PROTOTIPAGEM RÁPIDA: Estereolitografia e Processo derivado

### 3.1 Estereolitografia (SL)

A estereolitografia é o processo de fabricação por Prototipagem Rápida mais difundido, permitindo uma confecção rápida de objetos sólidos tridimensionais em resinas, a partir de um modelo em CAD 3D, independente da complexidade geométrica da peça. Ocorre através da



No que diz respeito a produtos injetados, a tecnologia de RP vem sendo empregada para a confecção de insertos de moldes, o que vem sendo chamado de RT (*Rapid Tooling*). Um dos processos de RT obtidos a partir da estereolitografia é o processo Direct AIM (ver item 3.2), contudo, apresenta ainda algumas limitações como reduzida quantidade de peças fabricadas, longo tempo de resfriamento da peça moldada, restrição de materiais que podem ser utilizados para a construção dos protótipos, espessura mínima de 1,25 mm e máxima de 3,25 mm para a casca do inserto.

A pressão na cavidade é uma das variáveis mais importantes no processo de moldagem por injeção, sendo que o gráfico da pressão na cavidade pode ser usado para identificar falhas de máquinas e diagnosticar problemas de moldagem.

Assim, o presente trabalho busca apresentar o estudo dos requisitos básicos para controle da pressão na câmara posterior em insertos de moldes produzidos por estereolitografia e a proposição de soluções para o controle eletro-hidráulico, empregando componentes hidráulicos industriais. Para tal, apresenta-se inicialmente os tipos de máquinas e as fases do processo de moldagem por injeção e, posteriormente, discorre-se sobre a técnica de prototipagem rápida. Por fim propõe-se um sistema de controle de pressão.

## **2 MOLDAGEM POR INJEÇÃO**

O processo de moldagem por injeção é muito complexo em função do grande número de variáveis que afetam a qualidade da peça moldada. De modo a obter-se um processo de moldagem por injeção estável e produzir peças com repetibilidade e alta qualidade, deve-se assegurar o aquecimento do material no interior do cilindro/parafuso de injeção para um bom enchimento e compactação do material na cavidade do molde (Qin Zou & Ari, 1995).

### **2.1. Tipos de Máquinas de Moldagem por Injeção**

As primeiras máquinas de moldagem desenvolvidas foram as do tipo embolo as quais utilizam um embolo no interior de um cilindro aquecido. Os grãos de plástico são fundidos quando entram em contato com o cilindro aquecido e em seguida o plástico é forçado a passar por um torpedo que ajuda a aquecer o plástico, entrando em seguida no molde (Blass, 1988).

Atualmente o tipo mais comum de máquina de moldagem é a do tipo parafuso. Neste caso o plástico é fundido usando a combinação da condução de calor das bandas de aquecimento envoltas ao cilindro e o aquecimento por atrito criado pela rotação do parafuso no interior do cilindro. Este segundo método de aquecimento pode fundir muito mais plástico do que só pelas bandas de aquecimento.

### **2.2. Processo de Moldagem por Injeção**

A moldagem por injeção é um processo dinâmico e cíclico que pode ser dividido em quatro fases sucessivas: plastificação, injeção, resfriamento e extração da peça. Por sua vez a fase de injeção contém três etapas principais: enchimento, compressão e recalque (Plant & Maher, 1975).

#### **A) Fase de Enchimento**

Durante a fase de enchimento, os plásticos fundidos enchem a bucha de injeção e o sistema de canal e então entram na cavidade (Figura 1a). Quando a camada do plástico entra em contato com a superfície fria da cavidade ela esfria rapidamente enquanto o núcleo central permanece

## CONTROLE DE PRESSÃO EM MOLDES OBTIDOS A PARTIR DE ESTEREOLITOGRAFIA

**Edivaldo Feitosa Pereira, Eng.**  
**Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. Mec.**  
**Carlos Henrique Ahrens, Dr. Ing.,**

Universidade Federal de Santa Catarina – Depto. de Eng. Mecânica  
LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos  
Florianópolis – SC. Caixa Postal 476 - CEP 88.040-900  
Fone: (48) 331-9396 – Fax: (48) 234-1519  
Florianópolis – SC – E-mail: edivaldo@emc.ufsc.br

Código do tema: T12 - Projeto de Sistemas Mecânicos

### Resumo

O presente artigo apresenta o estudo dos requisitos básicos para o controle de pressão na câmara posterior em insertos de moldes produzidos por estereolitografia e propõe a utilização de um sistema de controle eletro-hidráulico. O referencial teórico utilizado é o Direct AIM<sup>TM</sup>, que se baseia na construção de insertos para injeção feitos em estereolitografia, na hidráulica e na termodinâmica. O aprimoramento deste método visa encontrar uma refrigeração melhorada do inserto sem a colocação de tubos de cobre e sem o preenchimento da parte posterior dos insertos com o composto de epóxi e alumínio. No método proposto, o fluido refrigerante circulará na câmara posterior do inserto do molde, diretamente em contato com este. A vazão do fluido refrigerante será controlada a fim de compensar a pressão de injeção da câmara anterior e desta maneira minimizar deformações no inserto. Utilizar-se-á um sistema de controle eletro-hidráulico automatizado para controlar a pressão da câmara posterior através de uma válvula de alívio proporcional. Os resultados esperados a partir dos estudos teóricos apresentados neste artigo permitirão a viabilização e a construção de um inserto estereolitografado com controle da pressão na sua parte posterior.

**Palavras chaves:** controle de pressão, insertos estereolitografados, hidráulica.

### 1. INTRODUÇÃO

Transformar uma idéia em um produto que possa rapidamente ser lançado no mercado é uma questão, hoje, de importância capital, e a prototipagem rápida é uma das melhores maneiras de fazê-lo.

Criada no final da década de 80, as tecnologias de Prototipagem Rápida (RP, *Rapid Prototyping*) surgiram para reduzir os atrasos de tempo inerentes às reiteraões e otimizações de projetos necessários para criar produtos de alta qualidade.

# SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO COMPUTACIONAL DE VEÍCULOS ARTICULADOS

**José Antônio Ferreira Borges**

**Valder Steffen Júnior**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: zeborges@mecanica.ufu.br

## Resumo

Este trabalho trata da modelagem do comportamento dinâmico de veículos articulados pesados para fins de simulação e otimização computacional. Os modelos matemáticos são desenvolvidos procurando manter a maior fidelidade possível para com o veículo real e consideram os movimentos tridimensionais, as não linearidades geométricas associadas aos movimentos angulares, a flexibilidade do chassi e o comportamento não linear dos componentes elásticos e dissipativos. São incluídos na análise os modelos auxiliares que definem o ambiente global de simulação: irregularidades da pista e atuação do motorista no volante de direção e sobre o conjunto propulsor. As equações do movimento foram obtidas pelo formalismo de Lagrange e a inclusão da flexibilidade do chassi foi feita pelo Método dos Modos Assumidos. Foi realizado um ensaio experimental visando a validação dos modelos matemáticos. Numa etapa final, foram aplicadas técnicas de otimização seqüencial visando avaliar a possibilidade de melhora automática de alguns aspectos do comportamento dinâmico do veículo.

**Palavras-Chave:** Modelagem não linear. Veículos articulados pesados. Simulação e otimização computacional.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo do comportamento dinâmico de veículos sempre foi muito importante sob todos os pontos de vista, porém, até alguns anos atrás a indústria automobilística nacional valia-se quase que exclusivamente de métodos experimentais para suas análises. Esta prática permite avaliar o desempenho geral do veículo nas mais diversas condições de uso, bem como observar os aspectos relacionados à sua segurança. Apesar de ser uma técnica confiável e apresentar resultados satisfatórios, o método puramente experimental demanda muito tempo para os testes e agrega um custo elevado aos procedimentos.

Atualmente, nota-se na indústria automobilística uma clara tendência de migração para as técnicas computacionais de simulação para análise do comportamento dinâmico de veículos. Entretanto, o uso da simulação computacional não visa substituir os ensaios experimentais e sim auxiliar na avaliação de um número maior de possibilidades de projeto dentro de um prazo cada vez mais curto e a um custo menor. A simulação também contribui para que os experimentos sejam mais eficientes, pois parte-se da hipótese de que o veículo a ser ensaiado encontra-se em um nível mais elevado de desenvolvimento.

As técnicas computacionais, por sua vez, continuam valorizando a experiência de projeto acumulada ao longo dos anos pelas indústrias automobilísticas. Sob este ponto de vista pode-se afirmar que os engenheiros e técnicos passam a dispor de mais uma poderosa ferramenta de desenvolvimento.

Para que as vantagens da simulação sejam efetivas é necessário que os modelos matemático-computacionais implementados representem fielmente o veículo em estudo. Na prática industrial isto quase sempre é uma tarefa difícil, pois os veículos atuais apresentam grande sofisticação tecnológica.

Outra característica importante das técnicas computacionais é a possibilidade de se acoplar algoritmos de otimização numérica às rotinas de simulação. Esta prática pode ampliar as vantagens da simulação, obtendo projetos ótimos em um tempo ainda mais curto e a um custo mais baixo.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O veículo utilizado como base para este trabalho foi um caminhão extra pesado do tipo cavalo-carreta em suas configurações mais usuais. Foram desenvolvidos três modelos matemáticos, sendo um do caminhão isolado e outros dois com o caminhão acoplado a carretas de um e três eixos.

O modelo matemático do caminhão é comum aos três veículos. Ele é composto por cinco componentes básicos: chassis, cabine, conjunto propulsor (motor e câmbio), eixo dianteiro (e agregados) e eixo traseiro (e agregados).

Para estabelecer os movimentos dos diversos componentes do sistema, foi definido um referencial inercial cuja origem coincide com o centro de massa do chassis do caminhão no instante inicial. Em cada componente do veículo existe um sistema de eixos locais cujas origens coincidem com o seu centro de massa e sentidos positivos inicialmente paralelos aos eixos inerciais.

A escolha dos graus de liberdade foi baseada principalmente nas restrições de movimento impostas pelas ancoragens aos componentes do veículo real. É importante ressaltar que as restrições dos movimentos, bem como os graus de liberdade considerados para os componentes, são tomados em relação ao chassis do caminhão ou da carreta (Borges, 1995).

O chassis do caminhão funciona como uma peça básica, com ampla liberdade de movimento e sobre o qual são montados todos os outros componentes. Neste caso foram considerados seis graus de liberdade de corpo rígido, aos quais soma-se os efeitos de seus movimentos flexíveis (flexão e torção).

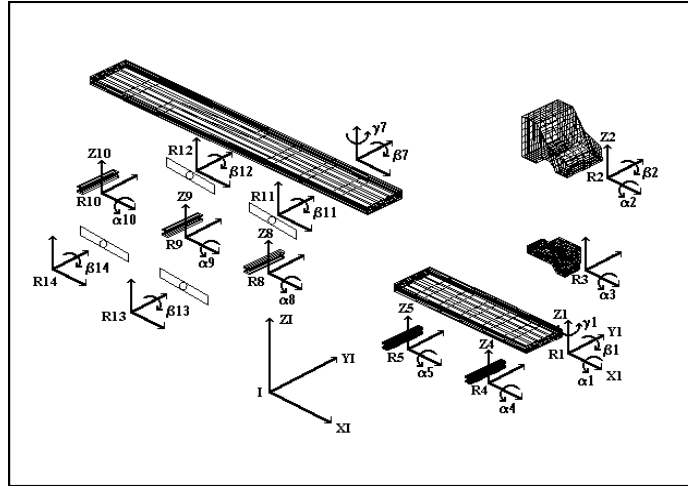
Normalmente a cabine é montada no chassis por meio de dois coxins na parte dianteira e por uma mola de lâmina e dois amortecedores hidráulicos na traseira. Esta fixação privilegia os movimentos verticais, enquanto restringe os movimentos laterais. Baseado nisto, foram considerados o movimento vertical e suas duas rotações em torno dos eixos longitudinal e transversal à cabine.

O conjunto propulsor é composto pelo motor, embreagem e câmbio. Sua fixação mais comum é obtida através de quatro coxins bastante rígidos que privilegiam o movimento vertical. Uma vez que a principal excitação do conjunto propulsor é dada pelo torque do motor, optou-se por considerar como único grau de liberdade deste componente a sua rotação em torno do eixo longitudinal.

Os eixos do caminhão são montados no chassis através de molas de lâminas, amortecedores hidráulicos e barras estabilizadoras. As molas de lâmina possuem rigidez vertical bem definida e possuem características que restringem os movimentos laterais. Desta forma, os movimentos considerados são a translação vertical e a rotação em torno do eixo longitudinal.

No caso dos veículos com carreta, assume-se que a articulação (composta pela quinta roda e pino rei) permite dois movimentos: rotação em torno do eixo transversal (excitado quando o conjunto se movimenta verticalmente) e rotação em torno do eixo vertical que passa pelo pino rei (excitado quando o veículo percorre uma curva).

Todos os eixos de carreta (de um ou três eixos) apresentam movimentos semelhantes aos eixos do caminhão. A única diferença significativa é que na carreta de três eixos o sistema de suspensão inclui as balanças. Elas são elementos que fazem a ligação entre as molas de um mesmo lado do veículo, distribuindo melhor a carga quando da passagem por obstáculos. São pivotadas no chassis da carreta e o seu único movimento possível é a rotação em torno de um eixo transversal ao veículo, passando pela sua articulação. Na figura 1 é mostrado um desenho esquemático do veículo em sua configuração mais completa, o sistema de referência inercial, os sistemas locais e a indicação dos movimentos considerados no modelo.



**Figura 1.** Representação do modelo do caminhão acoplado à carreta de 3 eixos.

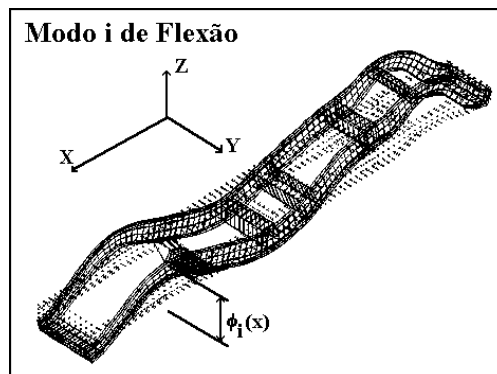
A obtenção das equações não lineares do movimento é feita pelo método de Lagrange, implementado através de computação simbólica. O cálculo das energias cinética, potencial elástica e da função de dissipação de Rayleigh é feito separadamente para cada componente do veículo observando suas particularidades quanto aos movimentos considerados e restrições.

A consideração do comportamento flexível do chassi do caminhão e da carreta no conjunto de seus graus de liberdade de corpo rígido é feita através do Método dos Modos Assumidos (Meirovitch, 1997). Sua formulação é semelhante à de Rayleigh-Ritz e assume uma solução em série para a resposta flexível do componente no domínio do tempo. A solução em série  $R(r,t)$  é composta de duas parcelas, sendo  $\phi_i(r)$  função da posição e  $q_i(t)$  função somente do tempo, conforme mostrado na equação (1).

$$R(r,t) = \sum_{i=1}^n q_i(t) \phi_i(r) \quad (1)$$

O método pode ser aplicado à consideração de flexão, torção ou os dois efeitos simultaneamente. Para isto, basta utilizar a solução em série da equação (1) para escrever as expressões da energia cinética e potencial do componente considerado flexível. Feito isto aplica-se o método de Lagrange e obtém-se um conjunto de equações que representam uma aproximação do comportamento flexível do sistema contínuo por um sistema conservativo de vários graus de liberdade.

As funções  $\phi_i(r)$  são chamadas funções admissíveis e devem ser hipóteses razoáveis para o deslocamento da estrutura. Neste caso, usam-se  $n$  modos flexíveis da estrutura real obtidos separadamente pelo Método dos Elementos Finitos. A figura 2 ilustra a associação entre os auto-vetores e as funções admissíveis  $\phi_i(r)$ .



**Figura 2.** Associação dos auto-vetores às funções admissíveis do deslocamento.

A influência do comportamento flexível sobre os movimentos de corpo rígido é estabelecida pela inclusão da solução em série e suas derivadas nos deslocamentos e velocidades dos pontos de ancoragem dos elementos elásticos e amortecedores. Estes mesmos elementos excitam o movimento flexível através de forças generalizadas  $Q_i$ , determinadas em termos do trabalho virtual  $\delta w$  realizado pelas forças externas  $f_k$  ao longo dos deslocamento virtuais  $\delta r_k$ . A equação (2) expressa o trabalho virtual associado a um sistema submetido a  $nf$  forças externas.

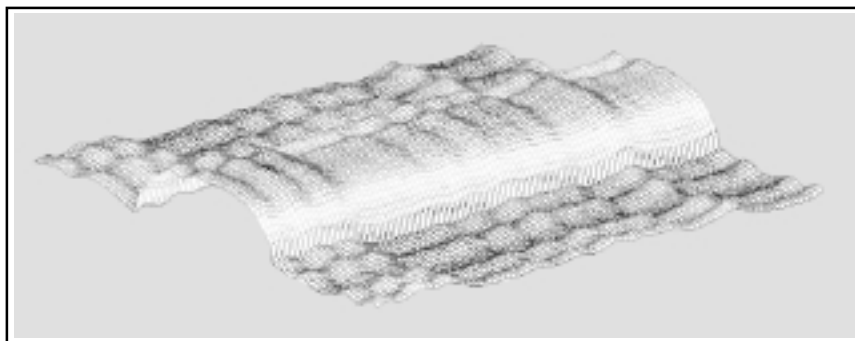
$$\delta w = \sum_{k=1}^{nf} f_k \delta r_k \quad (2)$$

A interação do veículo com o ambiente se dá de diversas maneiras. Matematicamente esta interação é introduzida nas equações do movimento na forma das forças generalizadas  $Q_i$  ou de uma excitação pela base. Neste trabalho foram desenvolvidos sub-sistemas auxiliares que representam os seguintes efeitos (Borges, 1999):

- Perfil da pista: Composto de um perfil básico de segmentos de plano sobre os quais pode-se acrescentar obstáculos isolados ou um padrão de irregularidades geradas aleatoriamente a partir de funções densidade espectral de potência. A figura 3 mostra um trecho de pista com irregularidades e um obstáculo isolado.

- Controle direcional: A atuação no volante de direção pode ser imposta ou deixada a cargo de um controlador PID que tenta seguir uma trajetória especificada.

- Conjunto propulsor: A força de tração é determinada em cada instante a partir de diagramas de força disponível em função da velocidade do veículo e da marcha utilizada. Os tempos de troca de marcha são considerados.



**Figura 3.** Exemplo de trecho de pista com irregularidades e um obstáculo isolado.

### 3. PROGRAMA COMPUTACIONAL DE SIMULAÇÃO

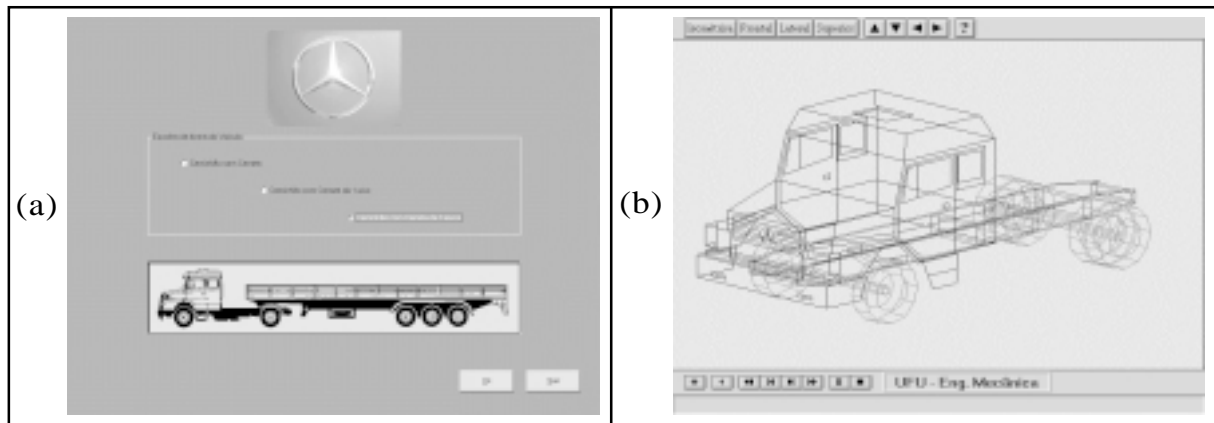
O programa computacional de simulação foi escrito na linguagem FORTRAN e a entrada e saída de dados é feita através de arquivos padrão ASCII. Para a integração das equações do movimento foram implementados dois algoritmos numéricos com características de precisão e robustez diferentes: Runge-Kutta de quarta ordem e Newmark (Bathe and Wilson).

Uma vez que a simulação dos modelos matemáticos implica na manipulação de uma grande quantidade de dados de entrada e saída, foi desenvolvida uma interface gráfica visando promover uma operação fácil e segura.

A estrutura geral da interface baseia-se no conceito de oferecer ao usuário apenas as opções e recursos necessários ao veículo escolhido. Definido o veículo, tornam-se disponíveis as opções de criação e edição de componentes que passam a fazer parte de uma biblioteca para posterior utilização. Na figura 4 são mostradas imagens de algumas telas da interface.

### 4. ENSAIOS EXPERIMENTAIS

A dinâmica de veículos contempla os movimentos que ocorrem em três direções: vertical, lateral e longitudinal. Os movimentos segundo estas direções es-



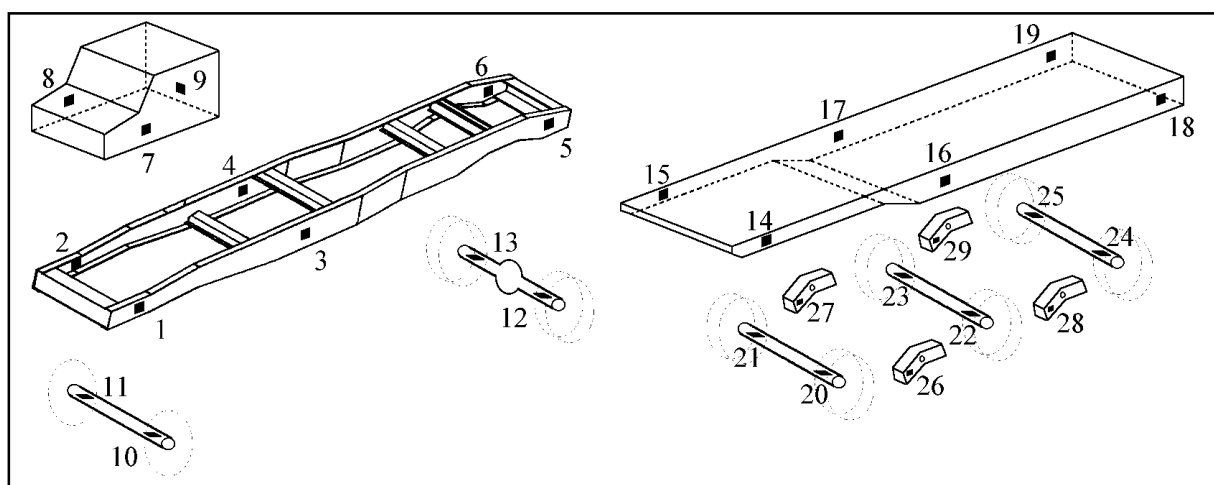
**Figura 4.** Telas da interface gráfica: a) Definição do veículo b) Animação gráfica.

tão acoplados no comportamento dinâmico global do sistema, porém o seu estudo em separado é válido pois representa uma parcela significativa das condições reais de uso do veículo. Além disto, o comportamento apresentado em situações onde os movimentos em direções diferentes se acoplam pode ser inferido com razoável precisão a partir da análise em separado para várias condições de operação.

Os ensaios experimentais realizados foram divididos em três etapas:

- Medições longitudinais sob aceleração controlada: O veículo parte do repouso e acelera até uma velocidade limite de segurança. As marchas são trocadas numa seqüência previamente estabelecida ao ser atingida a rotação de potência máxima do motor. São medidos o tempo de troca das marchas, o tempo em que cada marcha permaneceu engatada, o deslocamento, a velocidade e a aceleração do veículo ao longo de todo o percurso de teste.

- Tráfego sobre um ou mais obstáculos com perfil definido: O veículo passa, em linha reta e com velocidade constante, sobre um ou mais obstáculos inseridos em sua trajetória. Cada obstáculo se destaca do perfil normal da pista, caracterizando uma excitação específica. O obstáculo possui geometria definida e se mantém fixo no solo durante todo o teste. A velocidade do veículo foi ajustada de forma a não provocar o descolamento do pneu do solo durante as medições. Foram medidos os sinais de vários acelerômetros espalhados pelos componentes do veículo, conforme mostra a figura 5. Foram feitas medições com os obstáculos posicionados sobre a pista em três configurações diferentes visando excitar uma gama maior de movimentos.



**Figura 5.** Locais de fixação dos acelerômetros. Nas posições 1, 3, 5, 14, 16 e 18 foram montados dois acelerômetros, um vertical e outro lateral.

- Medições de características da dinâmica lateral acoplada à vertical: O veículo trafega em linha reta e com velocidade constante quando é submetido a uma perturbação no volante que excita os movimentos laterais e verticais. Logo após a manobra, o veículo é estabilizado e continua movendo-se em linha reta. São medidos os sinais dos acelerômetros posicionados vertical e lateralmente. A manobra é registrada por um sensor potenciométrico instalado no volante de direção.

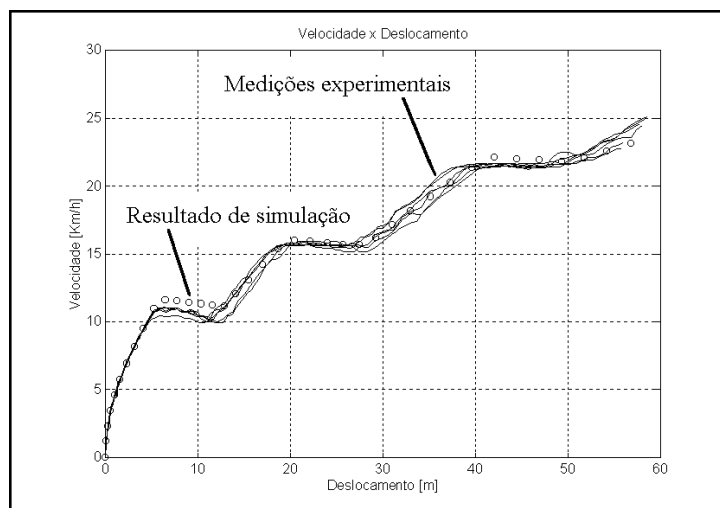
## 5. RESULTADOS

O cálculo da posição de equilíbrio estático é importante nos veículos de carga uma vez que esta posição pode variar grandemente em função do peso total do conjunto e da sua distribuição. A deflexão estática das molas do caminhão em vazio são dados conhecidos do fabricante e constam de seus relatórios de cálculo. Na tabela 1, são mostrados os valores reais e aqueles obtidos através de simulação com o veículo vazio. Pelos dados da tabela observa-se uma diferença de apenas 3,7 mm nas molas dianteiras e de 9,2 mm nas traseiras.

**Tabela 1.** Deflexão estática das molas do caminhão em vazio.

	Eixo Dianteiro [mm]	Eixo Traseiro [mm]
Valor Real	145,8	31,4
Valor de Simulação	142,1	40,6

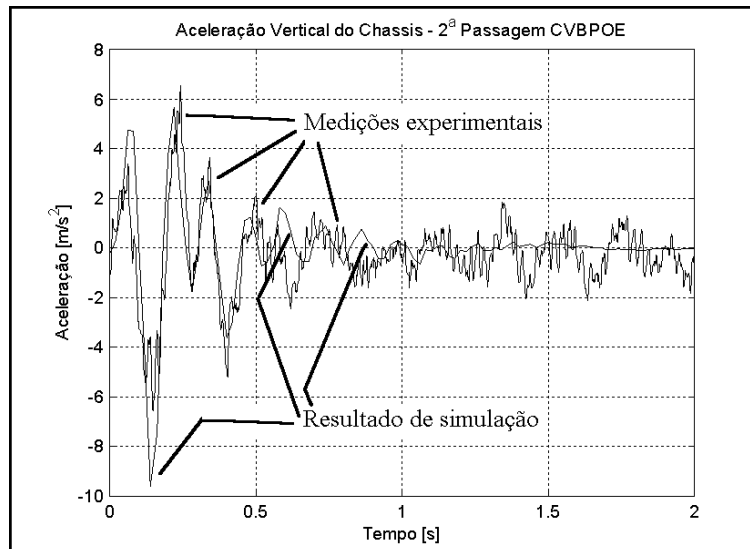
As medições associadas à dinâmica longitudinal foram realizadas conforme descrito no item 4. Com os parâmetros dos ensaios conhecidos, foram feitas simulações sob as mesmas condições e obteve-se bons resultados. Na figura 6 pode-se ver os resultados para a velocidade em função da posição na pista de teste para o conjunto cavalo-carreta carregado. Neste ensaio foram usadas quatro marchas, correspondendo a três trocas.



**Figura 6.** Velocidade do conjunto cavalo-carreta em função do deslocamento.

No caso da dinâmica vertical, a comparação entre simulação e medições experimentais mostrou bons resultados para o caminhão isolado em todas as situações analisadas. Para o conjunto cavalo-carreta, a simulação não representou as medições experimentais. Provavelmente isto se deve à incerteza presente nos parâmetros de rigidez e inércia da carreta, cuja estimativa não atingiu o grau de precisão obtido para o caminhão (dados fornecidos pelo fabricante). Na figura 7 é mostrado um gráfico da aceleração vertical do chassi do caminhão ao passar com suas rodas esquerdas sobre um obstáculo isolado.





**Figura 7.** Resposta no tempo para o caminhão passando por obstáculo do lado esquerdo.

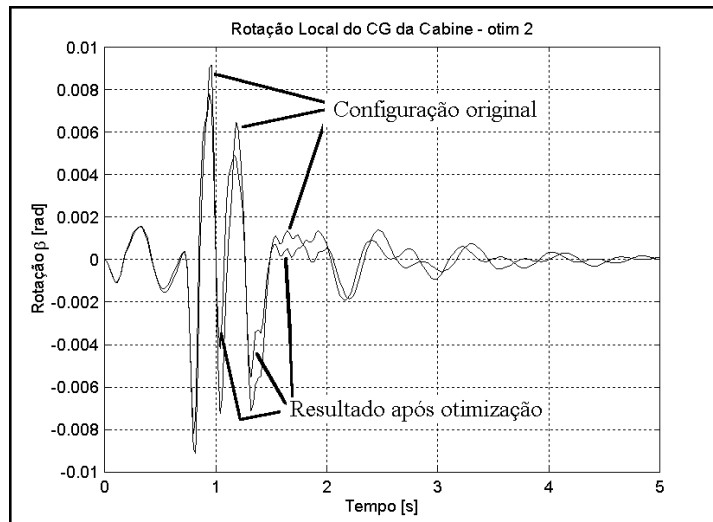
Os resultados experimentais obtidos para a manobra lateral não permitiram a sua utilização para efeito de comparação com a simulação. Apesar da atividade no volante de direção ter sido registrada satisfatoriamente pelo sensor potenciométrico, os acelerômetros posicionados lateralmente no chassi não conseguiram definir os movimentos adequadamente.

A utilização das técnicas de otimização seqüencial para melhorar o comportamento dinâmico de veículos mostrou ser um problema complexo. Uma vez que os modelos matemáticos são computacionalmente pesados, um número significativo de avaliações da função objetivo pode ser proibitivo. Além disto, é muito difícil estabelecer uma função objetivo que represente o efeito desejado em todas as condições de operação do veículo. Caso não se faça uma análise criteriosa desta função, corre-se o risco de otimizar um projeto para apenas uma condição específica.

Durante os testes realizados observou-se dois efeitos importantes. O primeiro é notado à medida que o algoritmo de otimização avança e faz alterações nas variáveis de projeto. Dependendo de quais sejam estas variáveis e do nível de sua variação, a posição de equilíbrio estático pode mudar e com isto o sistema apresenta uma oscilação inicial. Esta oscilação pode mascarar o cálculo da função objetivo caso ela seja baseada em uma função integral da resposta no tempo. Outro efeito que ocorre é a necessidade de estabelecer restrições para as variáveis de projeto associadas às curvas características de componentes elásticos e dissipativos, no sentido de garantir que estas curvas sejam possíveis de se obter a partir de um elemento mecânico real.

A figura 8 ilustra um exemplo de otimização aplicado ao caminhão onde o objetivo da análise é reduzir o nível de vibração da cabine. As possibilidades analisadas envolveram o estabelecimento de várias funções objetivo, todas elas associadas à redução da integral da energia cinética da cabine ao longo do tempo ou à redução da integral dos deslocamentos da cabine ao quadrado. No total foram consideradas 17 variáveis de projeto, que são: coordenadas x, y e z dos coxins da cabine, 7 pontos que definem a curva característica de rigidez da mola da cabine e 7 pontos que definem a curva característica de funcionamento dos amortecedores da cabine. As variáveis de projeto estão submetidas apenas a restrições laterais.

Os resultados obtidos mostraram uma modesta redução nos níveis de vibração, correspondendo a uma redução de 12,36 % na função objetivo associada à integral da energia cinética da cabine e de 23,4 % na função objetivo associada à integral dos deslocamentos da cabine ao quadrado. Estes resultados podem ser interpretados como sendo um caso onde o projeto original já se encontra numa configuração bastante próxima do ótimo, o que é esperado tratando-se de um veículo comercial moderno.



**Figura 8.** Resultado de otimização usando como função objetivo a integral da energia cinética da cabine.

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho abordou o estudo do comportamento dinâmico de veículos articulados utilizando técnicas de modelagem, simulação, experimentação e otimização numérica que se mostraram adequadas aos objetivos propostos. Os modelos desenvolvidos permitem a análise do veículo em um grande número de situações reais. A comparação entre simulação e ensaios experimentais mostrou bons resultados nos casos em que os parâmetros do veículo eram conhecidos de forma precisa. A metodologia de otimização usando técnicas de minimização seqüencial apresentou bom desempenho, entretanto, mais estudos devem ser feitos no sentido de aprimorar a seleção das funções objetivo.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Mercedes-Benz do Brasil S.A. pelo suporte deste trabalho de pesquisa (projeto UNI).

## 8. REFERÊNCIAS

- Bathe, K.J and Wilson, E.L., "Numerical Methods in Finite Element Analysis", 528 p.
- Borges, J.A.F., 1995, "Modelagem Tridimensional Não Linear de Veículos Articulados Pesados do Tipo Cavalo Mecânico - Carreta", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil, 190 p.
- Borges, J.A.F., 1999, "Dinâmica de Veículos Articulados: Simulação Computacional, Otimização e Ensaio Experimentais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil, 213 p.
- Meirovitch, L., 1997, "Principles and Techniques of Vibrations", Prentice-Hall, USA, 560 p.

## **AJUSTAGEM DE UM TORNO MODULAR DE ULTRAPRECISÃO DE PEQUENO PORTE**

**Prof. Dr. Eng. Fernando Antônio Forcellini**

**Prof Dr-Ing. Walter Lindolfo Weingaertner**

**M. Eng. Milton Pereira**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, LMP/  
Nedip. Florianópolis, SC, Brasil. [www.lmp.ufsc.br](http://www.lmp.ufsc.br) [www.nedip.ufsc.br](http://www.nedip.ufsc.br)

**Prof. Dr-Ing. Habil. Günter Höhne**

Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, Institut für  
Maschinenelemente und Konstruktion, Ilmenau, Alemanha. [www.tu-ilmenau.de](http://www.tu-ilmenau.de)

### **Resumo:**

Este artigo descreve a fase de projeto preliminar de um torno de ultraprecisão de pequenas dimensões. Através da aplicação de conceitos e metodologia de ajustagem, algumas ações serão tomadas para permitir que o torno explore ao máximo a qualidade dos componentes empregados. O processo de ajustagem envolve uma fase de análise do sistema, seguida pelo modelamento das estratégias de ajustagem a ser empregada, terminando na possível simulação da ajustagem dos sistemas da máquina. As estratégias de ajustagem permitirão que o torno seja montado com a melhor característica geométrica possível. Um exemplo de modelamento para a ajustagem de um cabeçote é apresentado. A solução das equações geradas permitem que seja determinada a posição ideal do cabeçote com relação ao resto da máquina.

**Palavras-chave:** Usinagem de ultraprecisão, Projeto de máquina-ferramenta, Ajustagem.

### **1. INTRODUÇÃO**

Dentro do escopo de um projeto cooperativo entre a Universidade Federal de Santa Catarina, representada pelos grupos de pesquisa LMP (Laboratórios de Mecânica de Precisão) e NeDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos), e a Universidade Técnica de Ilmenau (TUI), na Alemanha, através do IMK (Institut für Maschinenelemente und Konstruktion), foi realizado um estudo de caso empregando a teoria de ajustagem de mecanismos de precisão no projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão.

Com este estudo, pretende-se desenvolver no futuro uma metodologia específica para a aplicação de ajustagem do projeto de máquinas, dentro das etapas de projeto conceitual e projeto preliminar.

O processo de ajustagem no projeto preliminar inicia com uma avaliação do sistema como um todo, objetivando a identificação de pontos críticos do projeto, nos quais há ou haverá a necessidade de uma intervenção para a realização de ajustagem. Identificados os pontos potenciais de ajustagem, parte-se para o modelamento das ações de ajustagem

aplicadas a cada um dos subsistemas. Do modelamento, vem a parte de simulação, que visa a comprovação e avaliação da eficiência da ajustagem na correção de desvios relacionados ao subsistema em questão e ao sistema como um todo.

## 2. PROJETO MODULAR

O contexto de projeto modular aplicado neste trabalho diz respeito à utilização de diversos componentes distintos para a formação da máquina-ferramenta. Através do emprego de combinações entre estes componentes, surgirão diversas concepções de máquina-ferramenta cujas características operacionais serão melhores para determinados grupos de peças a serem fabricadas. Sendo assim, se forem empregados os componentes adequados, pode ser configurada uma máquina de ultraprecisão ou uma máquina de alta exatidão, dependendo da necessidade de qualidade final exigida para a peça usinada.

Na figura 1 são apresentados alguns desses componentes básicos para a montagem das concepções de máquinas-ferramenta disponíveis no Laboratório de Mecânica de Precisão.

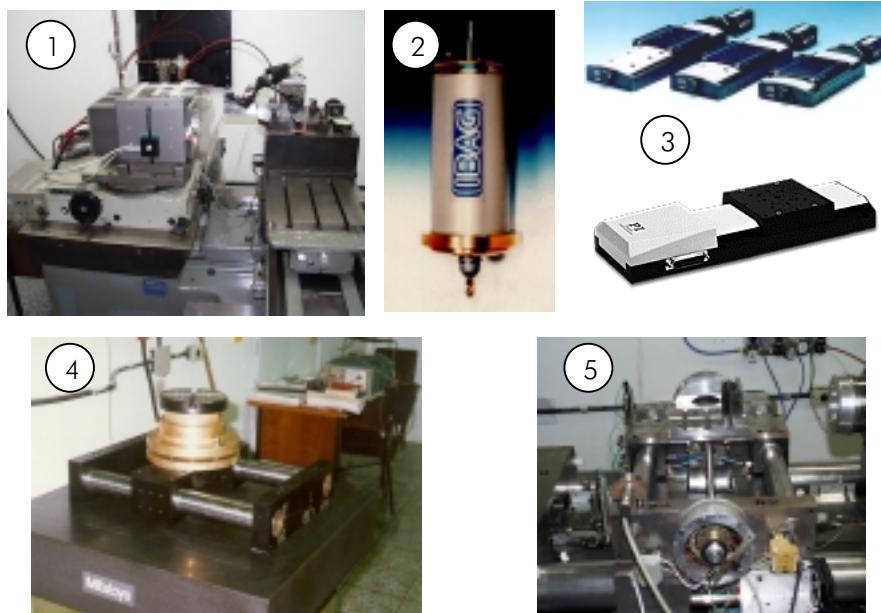


Figura 1 – Alguns componentes a serem utilizados na composição de máquinas-ferramenta. (1) – Cabeçote aerostático acionado e controlado; (2) Cabeçote magnético de alta frequência; (3) Guias lineares com acionamento e controle próprios; (4) Mancal Aerostático rotativo acionado e controlado; e (5) Guia linear aerostática de alta exatidão com acionamento.

Na figura 1 são apresentados alguns dos componentes possíveis de serem empregados na montagem das concepções da máquina. Outros componentes podem ser agregados ao projeto, dependendo da necessidade.

Como exemplo, podem ser destacadas duas concepções básicas de máquina-ferramenta de ultraprecisão a partir destes componentes básicos mostrados na figura 1:

1 – Torno R- $\theta$  para usinagem de superfícies esféricas: Através do emprego do cabeçote aerostático (fig. 1-1) combinado ao mancal aerostático rotativo (fig. 1-4), é possível gerar uma configuração básica de máquina de ultraprecisão cujas características geométricas são ideais para a produção de superfícies esféricas;

2 – Torno convencional com mesa XY para usinagem de superfícies de forma livre: Através do emprego do cabeçote aerostático e as guias lineares (fig. 1-3) forma-se a base para um torno de ultraprecisão convencional, com cabeçote e mesa XY.

A possibilidade de intercambiamento entre os componentes gerando concepções favoráveis a determinados grupos de peças a serem usinadas permite uma flexibilidade muito grande de fabricação, aliada à possibilidade de se extrair as melhores características geométricas da máquina para cada tipo de peça que se pretende fabricar.

A grande barreira a ser vencida neste processo diz respeito às interfaces entre os diversos componentes. Pretende-se realizar diversas montagens distintas com os mesmos componentes, deve-se ficar atento com relação às condições ideais de montagem entre estes componentes. A saída para isso está no estudo da ajustagem nas montagens.

### **3. O QUE È AJUSTAGEM?**

Muitos projetos relacionados a instrumentos de precisão e outras áreas especiais podem ter um resultado insatisfatório se o projetista não possui o conhecimento adequado dos princípios básicos da ajustagem. As dimensões de peças manufaturadas sempre serão diferentes das dimensões especificadas no projeto detalhado, em qualquer estrutura. Além disso, essa diferença nem sempre é pequena.

Os erros das dimensões de cada componente de um sistema contribuem para o erro global nesse sistema. Esses erros não podem ser desconsiderados, mas podem ser mantidos dentro de limites toleráveis. Por outro lado, eles podem ser anulados de modo a não interferirem na função do sistema, tornando-se imperceptíveis.

Para reduzir o erro final na função de um sistema a um valor aceitável, normalmente são necessárias técnicas de fabricação dos componentes caras e refinadas.

Como a produtividade e o custo de produção limitam o grau de exatidão obtível na fabricação dos componentes, outros meios devem ser encontrados para que se atinja um erro final aceitável. A ajustagem oferece esta alternativa, já que permite que imprecisões de fabricação sejam toleradas no cumprimento da função final do sistema.

Geralmente, somente alguns componentes funcionais de um sistema necessitam de um reposicionamento. Em muitos casos, para o cumprimento da função final do sistema, não é necessário que todos os componentes sejam posicionados de acordo com o projeto teórico. Quase sempre é suficiente que os componentes possuam uma posição relativa bem definida entre si, mesmo que não estejam nas posições previstas pelo projeto.

Uma definição mais genérica de ajustagem pode ser dada por:

“A ajustagem consiste na alteração de um componente funcional de modo que este adquira a característica requerida para garantir o cumprimento da função desejada de toda a estrutura ou processo técnicos.”

### **4. PROJETO CONCEITUAL DE UMA CONCEPÇÃO DE TORNO DE ULTRAPRECISÃO DE PEQUENO PORTE**

O primeiro passo no processo de projeto consiste na definição das necessidades a serem atendidas pelo sistema projetado.

Devido à necessidade de produção de espelhos planos para aplicação em sistemas de medição com Laser, identificada junto ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, pretende-se desenvolver uma primeira concepção de máquina-ferramenta de ultraprecisão que atenda a fabricação destes espelhos.

As principais características geométricas exigidas para esta máquina podem ser resumidas conforme mostra a figura 2.

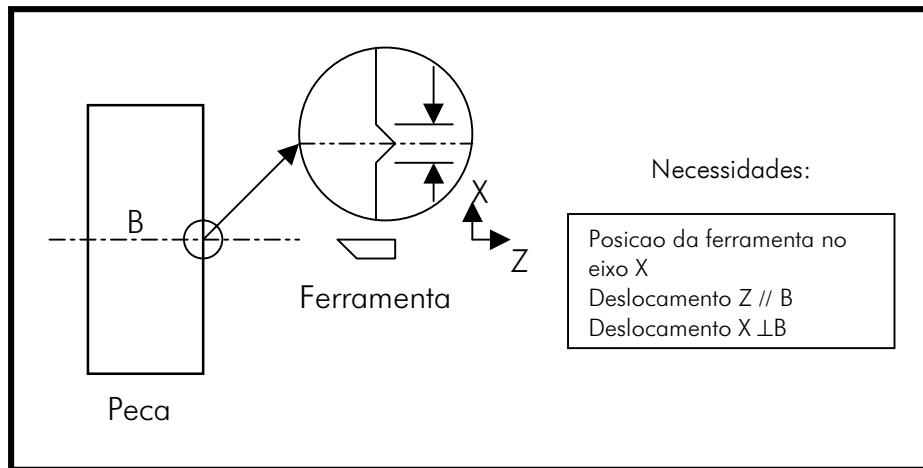


Figura 2 – Exigências geométricas para a usinagem de espelhos planos.

Basicamente, o que se procura na produção destes espelhos é que os movimentos nos dois eixos da máquina tenham elevada exatidão geométrica no seu deslocamento, o que é função direta da qualidade das guias empregadas, e elevada qualidade na montagem, resultando daí a posição relativa entre os componentes, o que deve ser garantido através da ajustagem.

Além disso, um ponto de elevada importância na confecção de espelhos planos, cuja superfície reflexiva envolve o centro de rotação da peça durante a usinagem, é a necessidade de que a ferramenta esteja na mesma altura deste centro de rotação da peça, para que não se forme um pequeno cone indesejável no centro da peça. A tolerância na formação deste cone é de  $1 \mu\text{m}$ , o que é bastante difícil de ser alcançado, exigindo uma estratégia e dispositivo de ajustagem bastante apurados.

Com base nessas informações, é possível escolher, entre os componentes disponíveis para a montagem da máquina, a concepção de cabeçote mais mesa XY para a produção destes espelhos. A estrutura de funções para esta máquina é mostrada na figura 3.

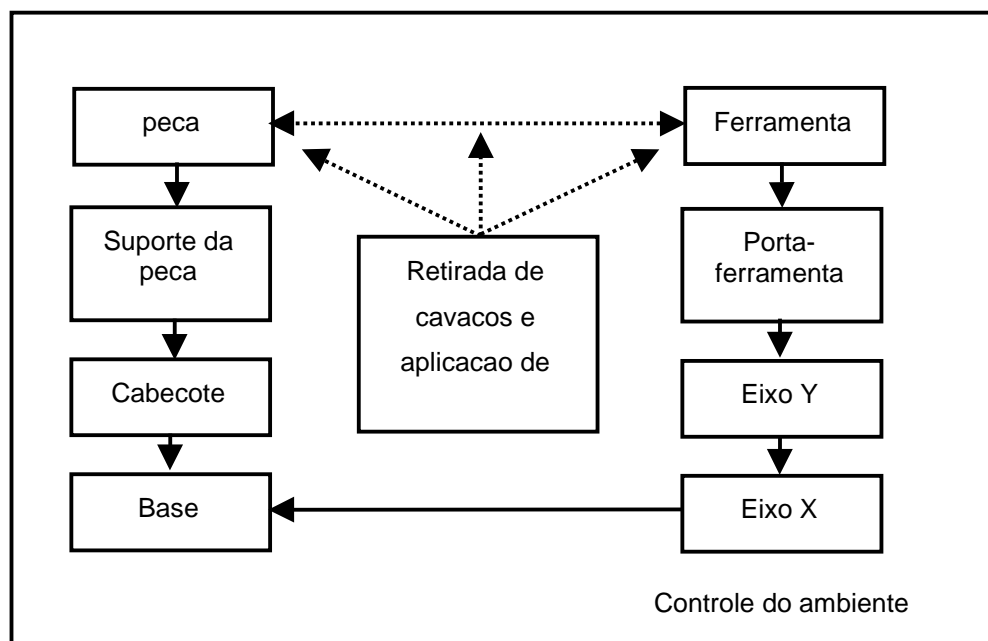


Figura 3 – Estrutura de funções do torno

Nesta estrutura estão representados os principais componentes e acessórios necessários ao perfeito funcionamento do torno na usinagem dos espelhos. Destaque para os sistemas de retirada de cavacos, aplicação de fluido de corte e controle do ambiente, que são fundamentais para a qualidade da usinagem.

## 5. ANÁLISE DOS ERROS E FATORES QUE INFLUENCIAM NA QUALIDADE FINAL DA PEÇA USINADA

A qualidade final da peça usinada depende da composição de uma cadeia de erros proveniente de cada um dos componentes do torno.

A figura 4 mostra quais são os erros e pontos importantes a serem observados para a garantia da qualidade final da peça usinada. Com a ajustagem deverá ser possível garantir a qualidade da função final do sistema. As letras correspondem à figura 5.

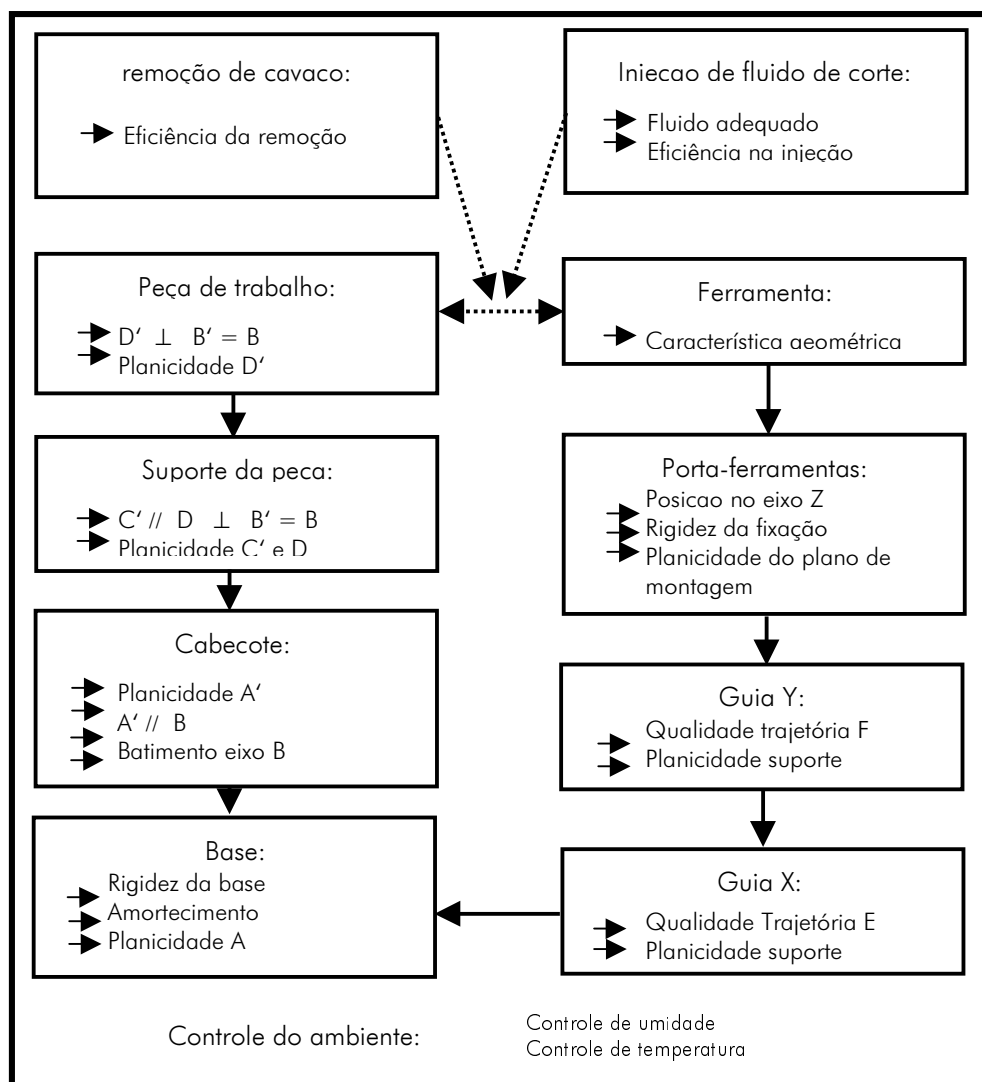


Figura 4 – Relação dos erros que influem na qualidade final da peça usinada.

Com base nos dados apresentados na figura 4, foram identificadas as referências de ajustagem, mostradas na figura 5.

Estas referências de ajustagem levam à identificação dos graus de liberdade que devem ser ajustados em cada componente da cadeia, como mostra a figura 6.

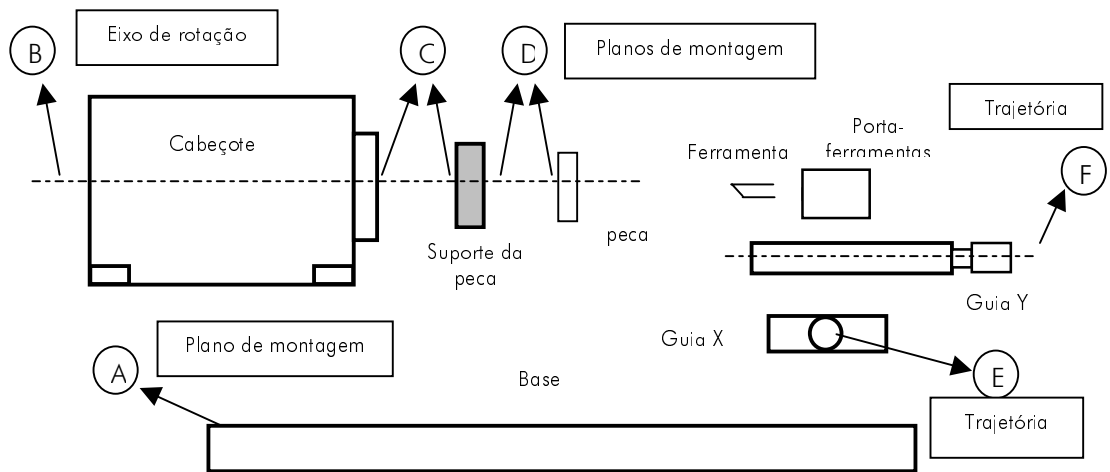


Figura 5 – Referências de ajustagem.

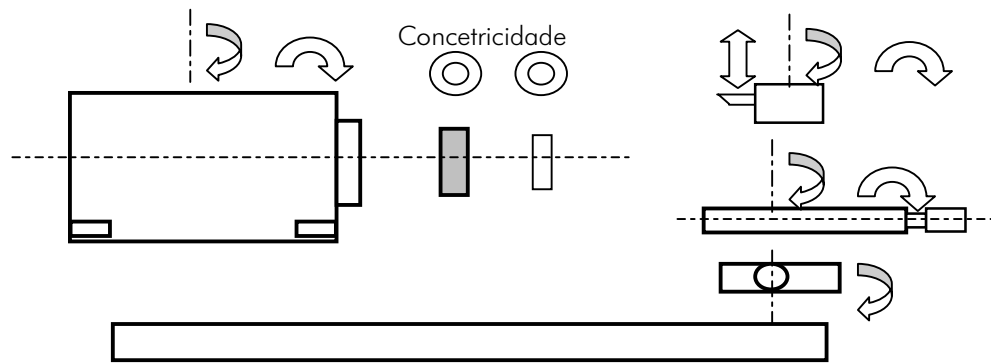


Figura 6 – Necessidade de ajustagem em cada componente do torno.

Se forem feitas as ajustagens nestas direções indicadas, serão satisfeitas as necessidades descritas na figura 2.

Com base nessas referências, deve-se atentar para o tipo de fixação que cada componente possui e de que forma é possível ajustar a posição deste componente a partir dos seus pontos de suporte. Se uma guia possui 6 parafusos de fixação, a influência do aperto de cada um desses parafusos é muito grande na posição da guia. Sendo assim, deve-se transformar essa fixação em 6 pontos numa fixação mais favorável ao processo de ajustagem. Se houvesse a necessidade de uma única montagem do componente, um trabalho complexo de ajustagem nos 6 parafusos seria justificado.

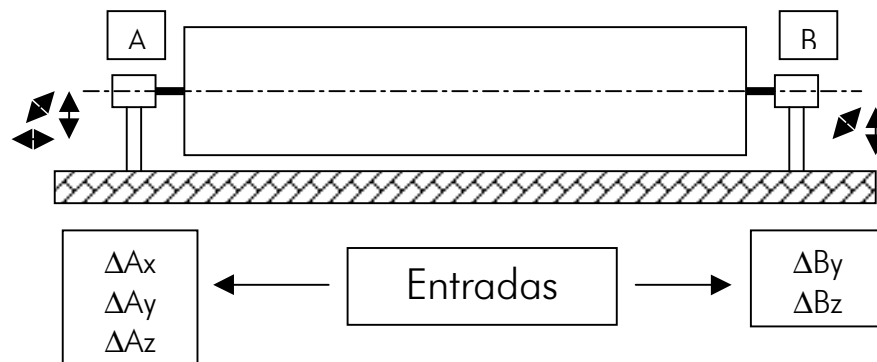


Figura 7 – Ajustagem de um eixo suportado por 2 pontos.



Como pretende-se fazer diversas montagens dos componentes formando concepções diferentes de máquinas, é realmente necessária uma nova solução para esta fixação.

Através do emprego de um software desenvolvido na TUI (Universidade Técnica de Ilmenau), é possível modelar e avaliar a influência de cada tipo de fixação proposta para um componente, em termos do erro final resultante desta fixação.

Com isso, pode-se propor diversos princípios de solução para a fixação dos vários componentes e decidir sobre qual é o melhor para cada concepção de montagem.

Um exemplo de modelamento é o suporte de um eixo em dois pontos, conforme figura 7.

Com as entradas do sistema dadas pelo ajuste nos pontos de fixação, tem-se na figura 8 as saídas e relações entre entradas e saídas.

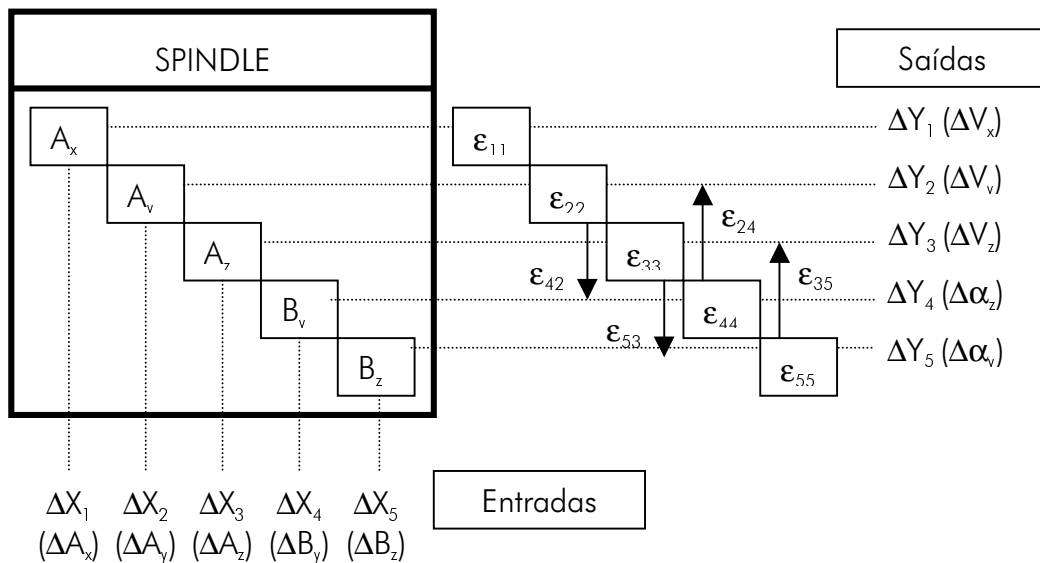


Figura 8 – Relação entre entradas e saídas no sistema.

Desta relação, resultam as equações mostradas na figura 9. A solução destas equações mostra o quanto cada valor de entrada influencia nos valores de saída do sistema.

$$\begin{bmatrix} \Delta V_x \\ \Delta V_y \\ \Delta V_z \\ \Delta \alpha_z \\ \Delta \alpha_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{22} & 0 & \epsilon_{24} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} & 0 & \epsilon_{35} \\ 0 & \epsilon_{42} & 0 & \epsilon_{44} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{53} & 0 & \epsilon_{55} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta X_1 \\ \Delta X_2 \\ \Delta X_3 \\ \Delta X_4 \\ \Delta X_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta Y_1 = \epsilon_{11} \cdot \Delta X_1 \\ \Delta Y_2 = \epsilon_{22} \cdot \Delta X_2 + \epsilon_{24} \cdot \Delta X_4 \\ \Delta Y_3 = \epsilon_{33} \cdot \Delta X_3 + \epsilon_{35} \cdot \Delta X_5 \\ \Delta Y_4 = \epsilon_{44} \cdot \Delta X_4 + \epsilon_{42} \cdot \Delta X_2 \\ \Delta Y_5 = \epsilon_{55} \cdot \Delta X_5 + \epsilon_{53} \cdot \Delta X_3 \end{bmatrix}$$

Figura 9 – Sistema de equações que descreve a ajustagem do eixo.

O próximo passo do processo consiste na simulação destas equações para determinar qual é a melhor condição de ajustagem, ou qual a condição de ajustagem é exigida para o sistema para que sua função seja cumprida de maneira otimizada.

O modelamento foi realizado somente para o cabeçote. O processo deve ser repetido para cada componente cuja montagem seja importante na composição do erro final dos movimentos do sistema.

Uma outra vantagem consiste na possibilidade de avaliação da influência dos erros de fabricação dos componentes, como o erro de linearidade do movimento de uma guia.

## 6. CONCLUSÕES

A metodologia empregada para efetuar todo o processo de ajustagem do torno permitiu que se tivesse uma idéia global sobre os problemas referentes à condição geométrica global da máquina.

A utilização de dispositivos de ajustagem adequados permitirá que se obtenha as melhores características geométricas da máquina, levando em consideração que o limite obtível depende da qualidade inicial dos componentes empregados.

O próximo passo neste desenvolvimento consiste na elaboração de uma metodologia global envolvendo os diversos princípios de solução para ajustagem de sistemas de máquinas-ferramentas de precisão e ultraprecisão. Com esta metodologia será possível aplicar os conceitos de ajustagem ainda nas fases iniciais de projeto, otimizando a posterior montagem dos sistemas.

## 7. REFERÊNCIAS

- Adjustment of Precision Mechanisms, F. Hansen, London Iliffe Books Ltd, 1970;
- Beratungssystem für die Justierung, J.L.C. Gouvea, Proceedings of the 44. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.340-345, Ilmenau-DE, 1999;
- Fine Mechanism and Precision Instruments, Trylinski, W. Pergamon Press Oxford, 1971;
- Justierung in der Feinwercktechnik, M. Schilling R. Nönnig, Proceedings of the 38. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.33-44, Ilmenau-DE, 1993;
- Justieruntersuchungen am Justierleitsland, G. Höhne, R. Nönnig, D. Heß, R. Hoffmann, Proceedings of the 44. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.333-339, Ilmenau-DE, 1999;
- Justieruntersuchungen zum Ausrichten von optischen und mechanischen Aachsen, Höhne, R. Nönnig, D. Heß, R. Hoffmann, Proceedings of the 44. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, pp.346-352, Ilmenau-DE, 1999;
- Konstruktionselemente der Feinmechanik, Krause, W. Verlag Technik Berlin, 1986;
- Quality Improvement of Precision Engineering Products by means of CAA System. J.M.G.C. Ferreira, S.D. Antunes, G. Höhne, R. Nönnig, J.L.C. Gouvea, Proceedings of the ICED 97, Tampere- Finlândia, pp. 309-312, 1997;

## TRENS DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAIS: TIPOS E REPRESENTAÇÃO

**Danilo Amaral**

**Franco Giuseppe Dedini**

Universidade estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Projeto Mecânico, Caixa Postal 6051, CEP 13089-970, Campinas, SP, Brasil.

e-mail:

amaral@fem.unicamp.br

dedini@fem.unicamp.br

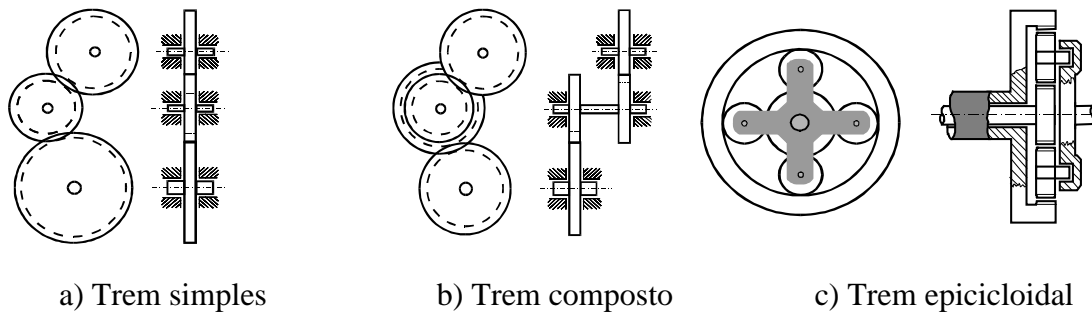
### Resumo

Os trens de engrenagens epicicloidais ou trens de engrenagens planetárias (TEPs) são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática e de difícil visualização. Entretanto, são grandes as suas vantagens: compactos, leves, permitem altas reduções de velocidade, possuem alta confiabilidade pois tem engrenamento permanente, possuem capacidade de bifurcação e adição de potência e permitem múltiplas relações de transmissão. Sua principal aplicação são as caixas de transmissão automática dos veículos modernos. Como existe uma grande variedade de possibilidades de configurações na união de vários TEPs, o estabelecimento de formas de representação do sistema em estudo é fundamental para sua compreensão. Este trabalho tem como objetivo, apresentar as diversas formas de representação adotadas por vários autores e mostrar as equivalências entre elas.

**Palavras-chave:** Trens de engrenagens planetárias, trens de engrenagens epicicloidais, representação.

## 1 – INTRODUÇÃO

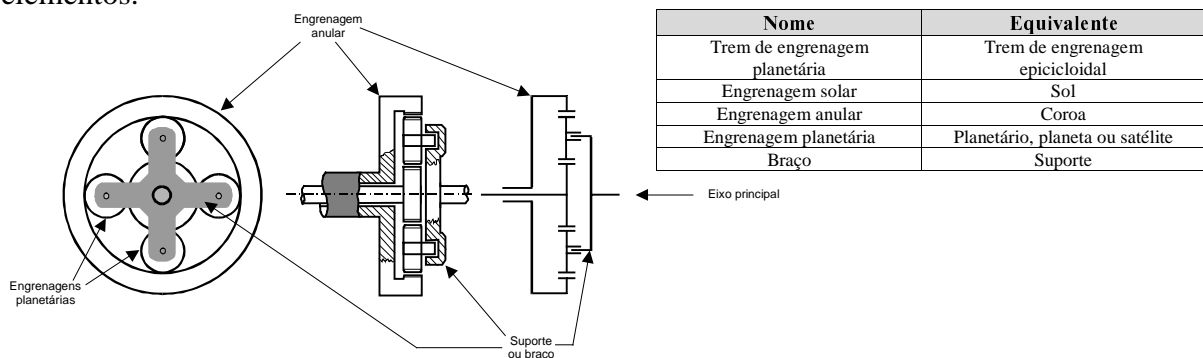
Trem de engrenagem é uma cadeia cinemática destinada a transmitir rotações. Segundo Pires e Albuquerque (1980), três montagens são possíveis: trem simples, trem composto e trem epicicloidal. Trem simples é um sistema de engrenagens onde, em cada eixo, só existe uma engrenagem (Figura 1a). O trem de engrenagem é chamado de composto, quando existe um ou mais eixos com duas engrenagens ou mais (Figura 1b). Nestes dois casos, o suporte dos eixos das engrenagens é fixo. Quando existe um suporte, de pelo menos um eixo, dotado de movimento de rotação, o trem é chamado de epicicloidal. Na Figura 1(c), os eixos que suportam as engrenagens intermediárias entre a engrenagem central e a externa (esta última com dentes internos), estão montados em um suporte que gira em torno do eixo central do conjunto. Essa possibilidade do eixo de uma engrenagem também poder girar ao redor de outro eixo, além de girar em torno de si mesmo é que caracteriza um trem epicicloidal. Essa nomenclatura se deve ao fato de um ponto, pertencente à engrenagem que possui eixo móvel, descrever uma curva epicicloidal.



**Figura 1** - Tipos de trens de engrenagens.

## 2 – TRENS DE ENGRENAGENS PLANETÁRIAS

Devido a analogia com nosso sistema solar, este tipo de trem epicicloidal é freqüentemente chamado de trem planetário ou trem de engrenagens planetárias ou simplesmente TEP. Em virtude disso, a engrenagem central é chamada de solar e a., ou as engrenagens que giram em torno dela, são chamadas de planetárias ou satélites ou simplesmente planetas. Quase sempre se utiliza, também, uma engrenagem de dentes internos em torno do TEP, onde os planetários também se engrenam. Esta é chamada de anular, semelhante a um anel. O elemento que suporta o eixo móvel dos planetas e que pivota em torno do eixo principal do TEP é chamado de suporte ou braço. A Figura 2 identifica estes elementos.



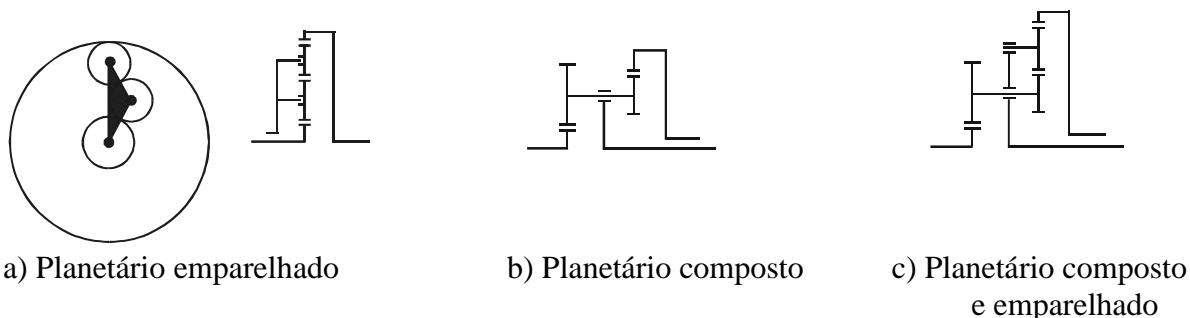
**Figura 2** - Nomenclatura dos elementos de um TEP.

Diversos autores definiram o que é um trem de engrenagens planetários. Dubbel (1944) escreveu que engrenagens planetárias simples se caracterizam porque, nelas, existe uma roda fixa e outra móvel que gira ao redor da fixa e se engrena com ela.. Lima (1980) salientou que alguns sistemas de engrenagens se diferenciam dos comuns, pelo fato de possuírem uma ou mais engrenagens com possibilidade de girar ao redor do próprio eixo e, simultaneamente, em torno de um outro eixo. Shigley (1984) escreveu que, em um tipo de trem de engrenagens, pode-se obter efeitos surpreendentes, fazendo-se com que algum dos eixos gire em relação aos demais. Tais trens chamam-se trens planetários ou epicicloidais. Olson et al (1987) definiram que os trens de engrenagens planetários consistem de uma ou mais engrenagens centrais com engrenagens planetas engrenadas e que giram em torno delas, de tal forma que os pontos dos planetas descrevam curvas epicíclicas. Brasil (1988) definiu os TEPs, como trens de engrenagens em que alguns eixos são móveis, girando não só em torno de si mesmos, mas também em torno de outro eixo do trem. As engrenagens planetas estão ligadas por um braço de tal forma que a distância entre os centros das engrenagens permaneça constante.

Os TEPs são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática e de difícil visualização. Entretanto, suas vantagens são grandes: compactos, leves, alta redução de velocidade, alta confiabilidade, alta densidade de potência, capacidade de bifurcação e adição de potência, capacidade diferencial, sistemas de múltiplas relações de transmissão e engrenamento permanente, permitindo ainda a minimização dos esforços nos mancais e alinhamento dos eixos. Estas são algumas das características que tornam os TEPs sistemas de grande potencial de aplicações, embora ainda não tanto estudado e pesquisado, de tal forma a permitir cada vez mais sua utilização em massa (Dedini, 1985).

Suas vantagens os tornaram preferíveis para o uso militar, onde múltiplos engrenamentos reduzem o risco de parada. O funcionamento suave também os tornam adequados para uso em submarinos e a grande capacidade de redução torna possível sua aplicação em turbinas. Os TEPs também são utilizados em aplicações aeroespaciais e em helicópteros, além do uso automotivo como diferencial e caixa de transmissão automática. Os TEPs são mecanismos interessantes porque tem dois graus de liberdade.

Pode-se aumentar a complexidade do TEP, alterando-se o arranjo da configuração das engrenagens planetárias. A introdução de uma engrenagem intermediária entre o planeta e a engrenagem central resulta na inversão do sentido de rotação do membro de saída e, portanto, interfere no caráter cinemático do trem planetário. Estas duas engrenagens planetárias não necessariamente podem estar alinhadas radialmente, como mostra a vista frontal da Figura 3(a). Quando se utiliza três planetários emparelhados, não é alterado o sentido de rotação. Estes tipos são chamados de TEP com **planetários emparelhados**. Além disso, pode ocorrer ainda de o TEP possuir pelo menos dois planetas solidários em um único eixo. São chamados de TEP com **planetário composto** (Figura 3 b). E é possível ainda, um TEP possuir simultaneamente planetários emparelhados e compostos (Figura 3 c).

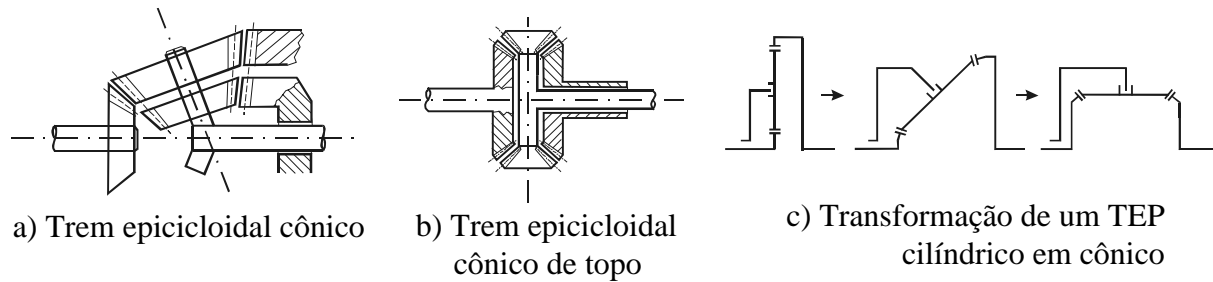


**Figura 3** - Arranjos possíveis dos planetas nos TEPs.

Um TEP pode também possuir mais de um planeta entre as duas engrenagens centrais. Isso não muda o caráter cinemático do TEP. Um aumento do número de engrenagens planetárias resulta em uma maior divisão da carga transmitida entre os planetas. Essa é uma das grandes vantagens dos TEPs, onde o esforço nos mancais é bastante aliviado devido à simetria da aplicação da força pelos planetas, nos dentes da engrenagem solar. Portanto, deve-se sempre evitar a utilização de um único planetário porque, neste caso, não seria possível a compensação dos esforços. Na prática, normalmente se utilizam dois ou três planetas.

Uma importante classe de trens de engrenagens epicicloidais são os que possuem engrenagens cônicas (Figura 4 a). Somente com a utilização desse tipo de engrenagem é que se permite utilizar uma engrenagem solar com o mesmo número de dentes da engrenagem anular (Figura 4 b), o que seria impossível se todas fossem cilíndricas. A Figura 4(c) mostra como se transforma um TEP que possui somente engrenagens cilíndricas em um TEP com engrenagens cônicas, fazendo-se a inclinação do eixo que suporta os planetas. O uso de engrenagens cônicas não muda o caráter cinemático do planetário e a grande aplicação dessa

montagem são os diferenciais automotivos. Este presente trabalho se restringe ao estudo de TEPs com engrenagens cilíndricas.



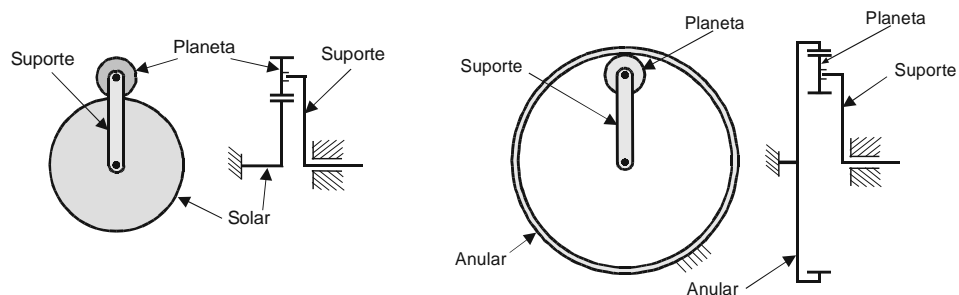
**Figura 4** - TEPs com engrenagens cônicas.

### 3 – TIPOS DE TRENS PLANETÁRIOS

Lévai (1968), identificou em seu trabalho, quatro tipos de TEPs: 1) TEP Elementar; 2) TEP Simples; 3) TEP Ligado (TEP Incorporado) e 4) TEP Satélite e Planeta. Os tipos 2, e 3 são os mais importantes na prática.

#### 3.1 - TEP Elementar:

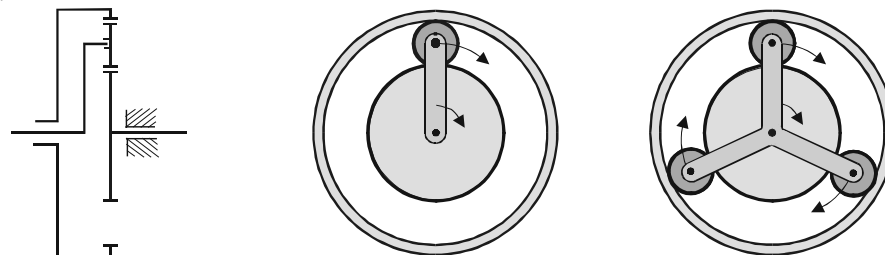
São aqueles que possuem apenas uma engrenagem central. Entende-se por engrenagem central aquela cujo eixo de rotação é o eixo principal do TEP. Assim, a engrenagem solar e anular são engrenagens centrais, conforme mostra a Figura 5.



**Figura 5** - Exemplos de TEP elementar.

#### 3.2 TEP Simples:

São aqueles que possuem duas engrenagens centrais, um ou mais planetas e um suporte. A alteração da quantidade de engrenagens planetárias não interfere seu enquadramento como TEP simples. A utilização de um número maior de planetas contribui para uma maior e melhor distribuição das cargas atuantes. Este tipo também é chamado de TEP básico.



**Figura 6** - Exemplos de TEP simples com 1 e 3 planetas.

### 3.3 - TEP Ligado

Os TEPs ligados se caracterizam pelo fato de que possuem mais de duas engrenagens centrais e podem ser separados em dois ou mais planetários simples. A separação de um TEP ligado não será muito óbvia se existir um incorporamento entre planetas e, neste caso, o TEP é classificado como incorporado. Trata-se portanto, de um caso particular do TEP ligado. A nomenclatura utilizada na Figura 7 é: P para engrenagens de dentes externos (positivo), N para engrenagens de dentes internos (negativo) e a letra entre parêntesis refere-se a planetas.

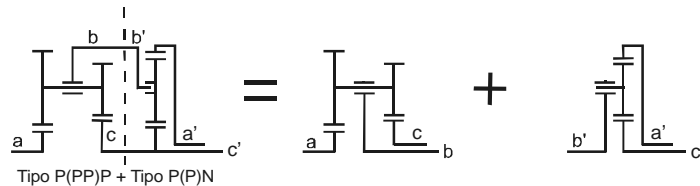


Figura 7 - Exemplo de TEP ligado.

### 3.4 - TEP Satélite e Planeta

Um TEP é classificado como satélite e planeta quando um TEP secundário é introduzido no eixo do planetário do TEP primário, conforme mostra a Figura 8.

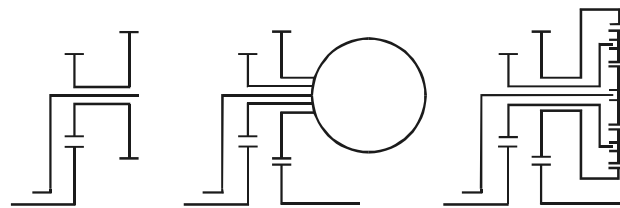
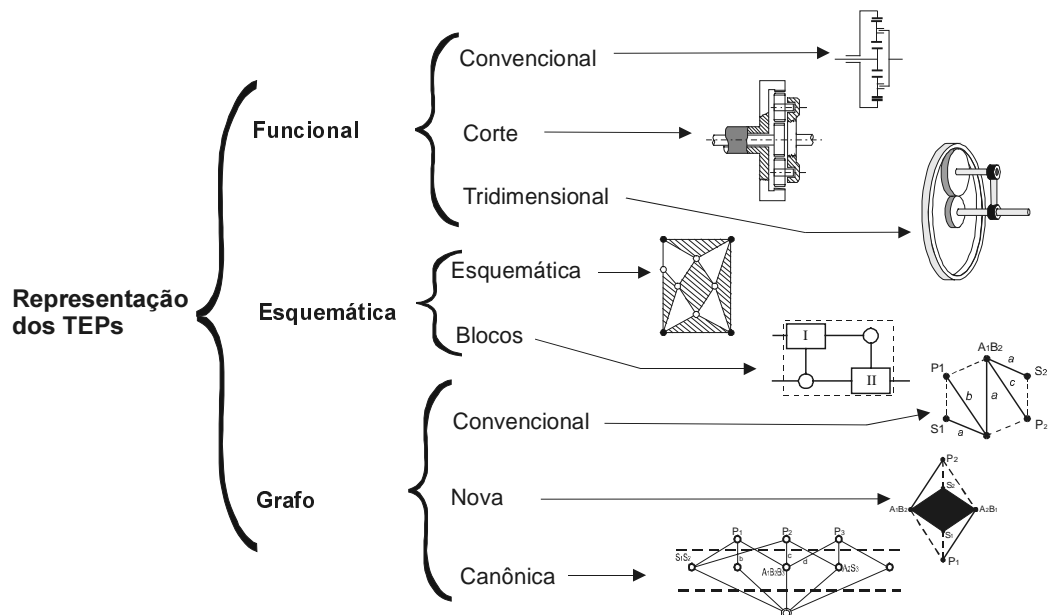


Figura 8 - Exemplo de TEP satélite e planeta.

## 4 - REPRESENTAÇÃO DOS TEPs

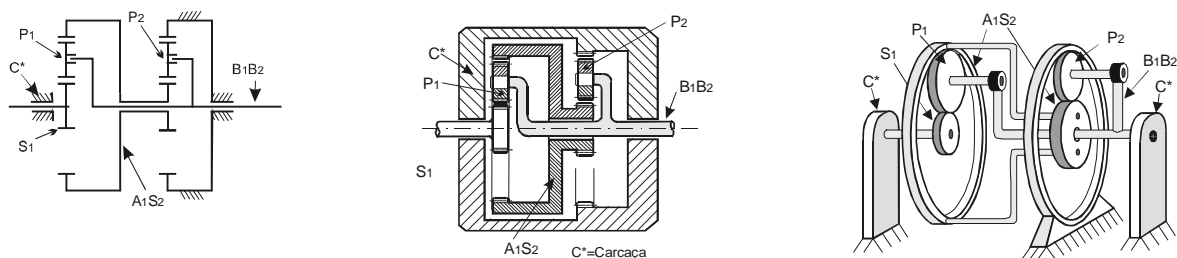
Como existe uma grande variedade de possibilidades de configurações de TEPs, torna-se necessário estabelecer formas de representação, para se definir e identificar o sistema em estudo. Diversas formas de representação de sua topologia já foram desenvolvidas. Basicamente existem três tipos de representação: funcional, esquemática e por grafo. A representação funcional pode ainda ser apresentada na forma tridimensional, em corte ou convencional. A representação esquemática pode ser apresentada sob a forma de esquema para definir um TEP e sob a forma de diagrama esquemático de blocos para definir as ligações entre vários TEPs. A representação por Grafo, mais recentemente utilizada para representar os TEPs, tem a vantagem de facilitar a utilização de computadores para a solução de problemas relativos a este mecanismo. Para solucionar dificuldades de isomorfismo identificadas na representação por grafo originariamente proposta, foi apresentada uma nova forma de representação por grafo, além da forma canônica. Cada uma destas formas de representação serão tratadas nos próximos itens. A Figura 9 ilustra as formas de representação disponíveis com os respectivos exemplos.



**Figura 9 - Formas de representação dos TEPs.**

#### 4.1 - Representação Funcional

A representação funcional foi a primeira a ser empregada para identificar um TEP. Sua vantagem é que há paridade entre o modelo e a representação. Ela pode ser apresentada sob a forma convencional (croqui), em corte e tridimensional. A Figura 13 mostra as três formas de representação funcional de um mesmo TEP, onde as engrenagens são representadas pelos seus círculos primitivos que indicam em que pontos elas se tocam. Devido a simetria dos mecanismos planetários, é usual a representação de apenas metade do mecanismo. A representação funcional do TEP é feita incluindo a carcaça ou apoio do mecanismo. Quando não se inclui a carcaça ou apoio, obtêm-se a estrutura cinemática.



(a) Convencional

(b) Em corte

(c) Tridimensional

**Figura 10 - Representação funcional de um TEP.**

#### 4.2 - Representação por Esquema

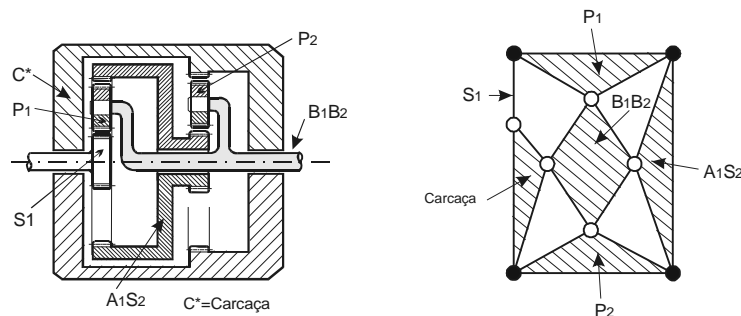
Há duas formas distintas de representação esquemática de trens de engrenagens planetárias: através de um esquema ou através de um diagrama de blocos. A primeira forma tem por finalidade identificar sua estrutura cinemática e a segunda tem por objetivo o estudo cinemático e do fluxo de potência em um sistema de vários TEPs ligados. A seguir, será detalhado a metodologia de cada uma destas formas de representação.



### 4.2.1 - Representação Esquemática

A forma de representação esquemática de um TEP foi publicada em 1969 por Buchsbaum e Freudenstein (1970) para identificar sua estrutura cinemática. Um vértice, representado por um círculo branco, significa um suporte de um eixo ou o próprio eixo. Um vértice, representado por um círculo preto, significa que há um engrenamento. Assim, cada elemento (conjunto de engrenagens e/ou eixos que sejam solidários entre si) do TEP forma um polígono hachuriado cujo número de vértices dependerá do número de vínculos (engrenamentos, apoios, eixos) deste elemento. O menor número de vínculos que um elemento isoladamente pode ter é dois (exemplo: uma engrenagem tem o vínculo do engrenamento e o apoio em torno de um eixo). Neste caso, o polígono sombreado se reduz a uma linha que une os dois vértices - um branco e o outro preto. Uma engrenagem bí-apoiada ou um eixo trí-apoiado será representado por um polígono de três vértices (um engrenamento e dois apoios ou os três apoios). Três engrenagens solidárias com um furo central para o eixo será representada por um polígono de quatro vértices. A Figura 11 mostra um exemplo.

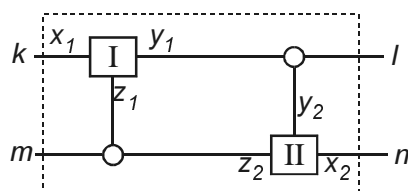
É importante salientar que a soma do número de áreas sombreadas e das linhas isoladas representa o número de elementos do trem epicicloidal, aí incluído a carcaça ou apoio. O TEP da figura tem 6 elementos. A representação esquemática conta com 5 áreas sombreadas e mais um segmento que representa a engrenagem solar  $S_1$  com o vínculo do engrenamento (círculo preto) na planetária  $P_1$  e um vínculo de apoio e pivotamento na carcaça  $C^*$  (círculo branco).



**Figura 11** - Representação funcional em corte e esquemática do mesmo TEP.

### 4.2.2 - Representação Esquemática por Diagrama de Blocos

Macmillan (1961) propôs uma forma de representação para o estudo do fluxo de potência em mecanismos diferenciais. Sanger, em seu trabalho de 1972, sobre síntese de TEPs, utilizou esta forma de representação em um sistema de vários planetários conectados entre si. Este tipo de montagem é bastante utilizada em sistemas de transmissão de múltiplas velocidades. O elemento básico é o TEP simples, com dois graus de liberdade, que pode estar acoplado com outros TEPs. As conexões externas do TEP podem ser usadas como entrada, saída ou membro de controle. Portanto, para uma representação esquemática por diagrama de blocos é necessário se conhecer o número de TEPs e suas respectivas conexões. Os TEPs são representados por blocos e as conexões por círculos, conforme demonstra a Figura 12.



**Figura 12** - Representação de dois TEPs ligados e suas conexões.

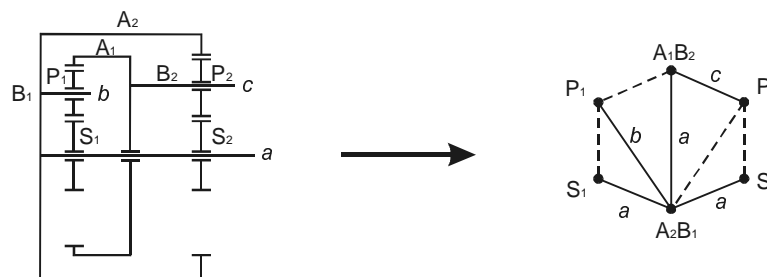
### 4.3 - Representação por Grafo

Segundo Wilson et al (1990), um grafo é um diagrama que consiste de pontos chamados vértices, unidos por linhas chamadas bordas, de tal forma que cada borda une dois vértices. A teoria de representação por grafo tem uma ampla faixa de aplicação, desde estudos sobre sistemas flexíveis de manufatura, gerenciamento da produção, tráfego urbano e até a representação de mecanismos. A representação por grafo tem sido usada como modelo de mecanismos desde 1960 (Olson et al.). Sua utilização tem a vantagem de facilitar o uso de computadores e sua principal característica é que há uma correspondência paritária entre os vértices e os elementos do TEP e as bordas com as ligações entre os elementos. O grafo também pode ser apresentado sob a forma de matriz, de onde se pode utilizar técnicas algébricas para a análise do TEP.

#### 4.3.1 - Representação Convencional por Grafo

A representação convencional por grafo de um TEP é feita da seguinte forma: 1) Cada elemento é representado por um vértice. Engrenagens distintas mas solidárias são representadas por um único vértice ou seja, trata-se de um único elemento. Idem para uma engrenagem solidária com um eixo. O braço também é considerado um elemento assim como as engrenagens. Elementos fixos são representados por um círculo em torno do vértice. 2) As bordas ou lados tracejados representam um engrenamento entre dois elementos. São chamadas de “bordas de engrenamento”. 3) Uma borda ou lado de linha contínua indica que um elemento gira ou pivota sobre o outro. Este lado é chamado de “borda de revolução”. 4) Cada borda e cada vértice é denominado com o respectivo símbolo utilizado nas demais formas de representação.

Esta representação é comumente chamada de bicolor em função da necessidade de distinguir a diferença entre uma ligação de elementos através de engrenamento ou pivotamento. Para ilustrar este tipo, têm-se na Figura 13 a representação funcional convencional e a respectiva representação por grafo. Alguns autores utilizam bordas contínuas para ambos os casos, diferenciando-as pela espessura da linha.



**Figura 13** - Representação por grafo.

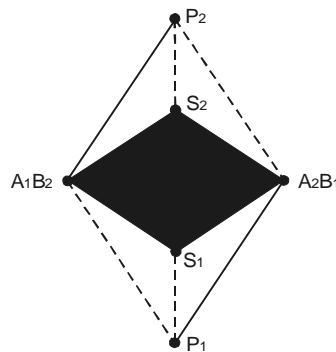
Entretanto, a representação por grafo convencional pode resultar em que o mesmo TEP possa ter mais do que uma representação (Hsu - 1992). Segundo Hsieh (1987), quando existe três ou mais elementos coaxiais em um TEP, pode-se fazer um rearranjo nos elementos coaxiais sem afetar e alterar a funcionalidade do mecanismo. Isto pode resultar em um problema de isomorfismo. Dois grafos são ditos isomórficos se existe uma correspondência biunívoca entre seus vértices e bordas. Para os TEPs, dois grafos não isomórficos ou distintos podem representar mecanismos cinematicamente equivalentes. Tais grafos são chamados de pseudoisomórficos.

Para superar esta dificuldade, foi então proposta uma nova forma de representação por grafo, abordada no item seguinte.

### 4.3.2 – Nova Representação por Grafo

Diversos autores (Olson et al., Yan and Hsu) publicaram, após 1987, uma nova proposta de representação de TEPs por grafo, sem os inconvenientes verificados em sua forma convencional. Nesta nova representação, um TEP com “n” elementos é identificado por um grafo completo com “n” vértices. A diferença é que, além de vértices, bordas de engrenamento (linha tracejada) e bordas de revolução (linhas contínuas) ainda se tem um polígono sólido. Por esta proposta, um único grafo da Figura 17 representa o TEP mostrado na Figura 16.

Considerando que os elementos que giram em torno de um mesmo eixo estão em um mesmo nível, Hsu propõe uma nova forma de representação de TEPs por grafo, onde estes elementos de mesmo nível formam um polígono sólido.



**Figura 14** - Nova representação por grafo do TEP da Figura 13.

#### 4.3.2.1 – Representação por Matriz

A matriz *adjacency* é a fundamental e completa representação de um grafo. Existem diferentes tipos de matriz que caracterizam um grafo. Um exemplo é a matriz *adjacency* de elemento-a-elemento ou um-para-um. Esta matriz, para representar um TEP de “n” elementos, é definida como uma matriz de  $n \times n$  cujos elementos são dados por  $a_{ij} = 1$  se o elemento  $i$  é adjacente com  $j$  e, caso contrário,  $a_{ij} = 0$  (inclusive  $a_{ii} = 0$ ).

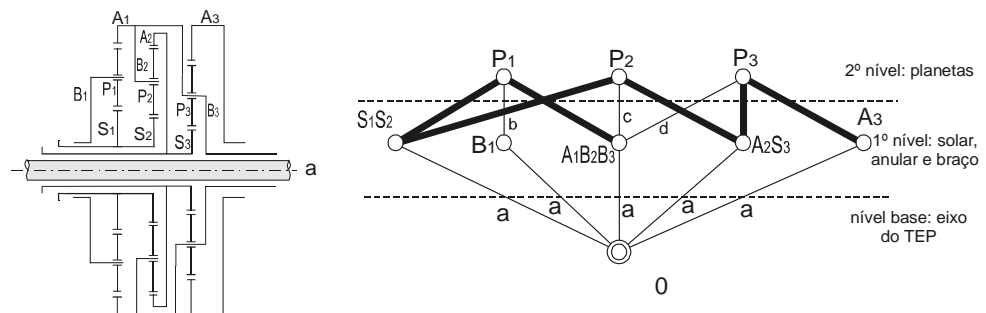
Para a nova representação por grafo com  $n$  vértices, a matriz *adjacency*  $A$  pode ser definida como uma matriz simétrica de ordem  $n$  em que o elemento  $a_{ij} = 1$  se o vértice  $i$  é adjacente ao vértice  $j$  por uma borda de revolução (linha cheia),  $a_{ij} = 2$  se  $i$  é adjacente ao vértice  $j$ , unidos por uma borda de engrenamento (linha tracejada),  $a_{ij} = m$  se o vértice  $i$  é adjacente ao vértice  $j$  com um polígono sólido com  $m$  vértices e  $a_{ij} = 0$  se os vértices não são adjacentes. Ainda se tem  $a_{ii} = 0$ . Por exemplo, a Figura 14 apresenta um grafo com 6 vértices, bicolorido e com um polígono sólido de 4 vértices. A correspondente matriz de conectividade utilizando a seguinte ordem dos elementos ( $P_1, P_2, S_1, S_2, A_1B_2$  e  $A_2B_1$ ) é:

$$A = \begin{vmatrix} 0 & 4 & 4 & 4 & 2 & 0 \\ 4 & 0 & 4 & 4 & 2 & 1 \\ 4 & 4 & 0 & 4 & 0 & 2 \\ 4 & 4 & 4 & 0 & 1 & 2 \\ 2 & 2 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 2 & 2 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (1)$$

### 4.3 – Representação Canônica por Grafo

Para evitar o problema já relatado na seção 4.3.1 do pseudoisomorfismo na representação convencional por grafo, diversos autores (Tsai-1988, Chatterjee-1995) propuseram uma outra alternativa em função da existência de pelo menos três elementos coaxiais: a representação canônica por grafo. Nesta representação, há uma distinção entre as bordas e os vértices que são divididos em vários níveis. No primeiro nível, ficam as representações das engrenagens solar e anular e o braço. No segundo nível, ficam os planetas. Abaixo de todos está o nível base, que representa o eixo comum do conjunto. A Figura 15(b) mostra um exemplo de representação canônica por grafo do TEP da Figura 15(a).

A representação canônica por grafo tem sua aplicação típica na ilustração de “caixa de transmissão epicicloidial” conhecidas também por “caixa de transmissão automática” utilizada amplamente em automóveis. Estes sistemas normalmente trabalham com um único eixo comum, apoiado em uma carcaça por rolamentos. A taxa de redução do conjunto é a relação entre a rotação do eixo de saída e a rotação do eixo de entrada. Com a utilização de freios e embreagens, várias taxas de redução são obtidas.



**Figura 15** - (a) Representação funcional e (b) respectiva representação canônica por grafo.

## 5 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO

Na Figura 16, é apresentado um exemplo das diversas representações de um sistema de transmissão chamado “caixa Wilson” de 4 velocidades. Trata-se de uma série de quatro TEPs ligados entre si com 10 elementos e uma carcaça. Pela representação por diagrama de blocos, pode-se observar que há duas ligações diretas a um TEP ( $S_1$  e  $A_4$ ), três conexões unindo duas saídas ( $B_1A_2$ ,  $S_2S_3$ ,  $B_3B_4$ ) e uma conexão unindo quatro saídas o que resulta em um sistema com dois graus de liberdade. Para utilização deste sistema como transmissão, é necessário atuar nos membros de controle de tal forma que resulte em grau de liberdade igual a 1. Aplicando-se um freio de cada vez, obtêm-se este resultado, alterando a relação de transmissão, sem necessidade de que haja desengrenamentos dos elementos.

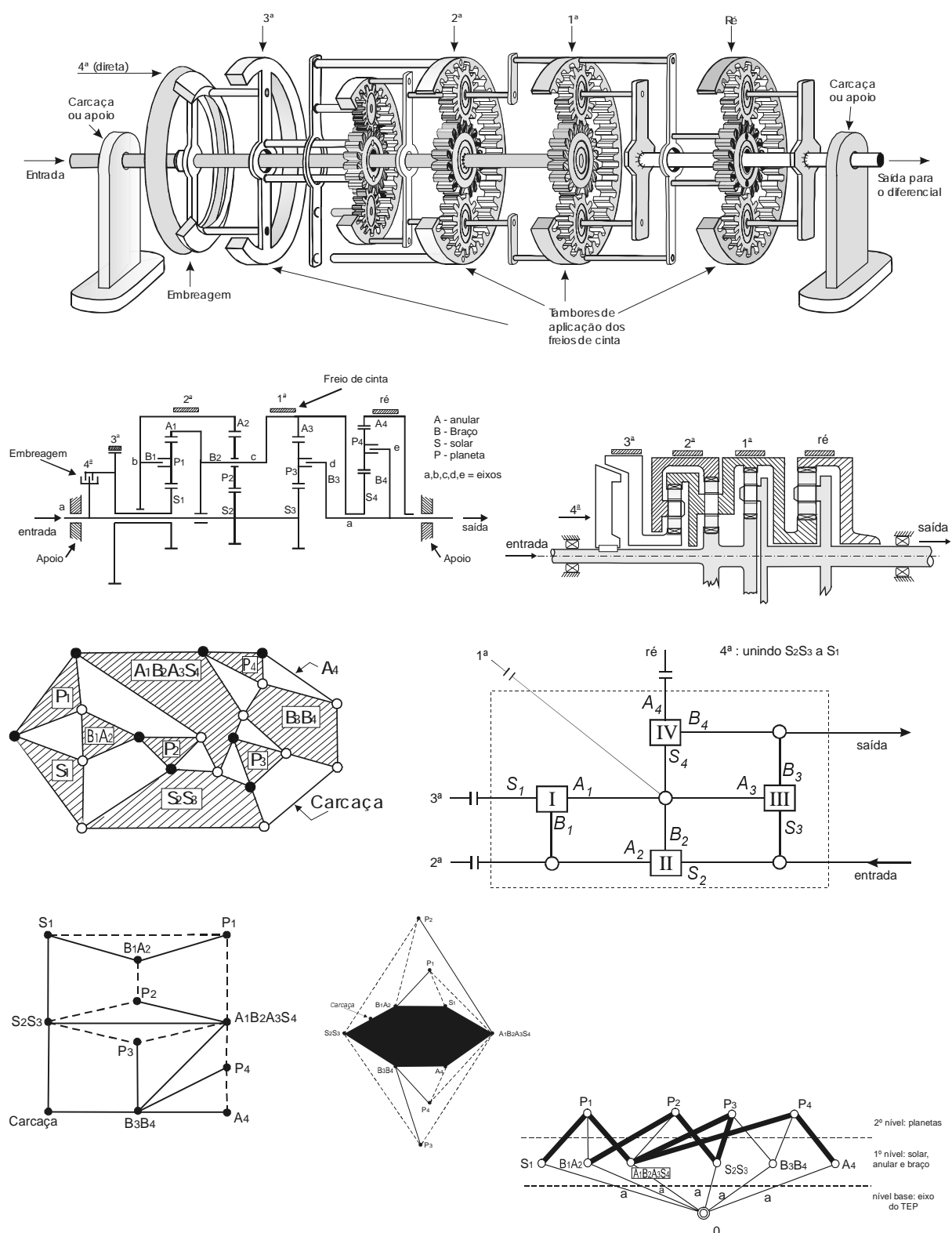


Figura 16 - Formas de representação da caixa Wilson de 4 velocidades.

## 6 – CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentada diversas formas de representação dos TEPs adotadas por vários autores mostrando, através do exemplo de aplicação da caixa Wilson, como construí-las. Para os pesquisadores de sistemas automáticos de transmissão, esse trabalho objetiva ser uma fonte de consulta, por condensar, em um único texto, várias formas de representação disponíveis.

## 7 – BIBLIOGRAFIA

- Brasil, H. V.**, Máquinas de Levantamento, *Editora Guanabara S.A*, Rio de Janeiro, 230 p., 1988
- Buchsbaum, F., Freudenstein, F.**, Syntesis of Kinematic Structure of Geared Kinematic Chains and other Mechanisms, *Journal of Mechanisms*, v. 5, p. 357-392, 1970.
- Charterjee, G., Tsai, L. W.**, Computer-Aided Sketching of Epicyclic-Type Automatic Transmission Gear Trains, *Technical Research Report of ISR*, paper TR 95-92, 7 p., 1995.
- Dedini, F. G.**, Projeto e Otimização de uma Transmissão Planetária por Rolos de Tração, *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP, 150 p. , 1985.
- Dubbel, H.**, Manual Del Constructor de Maquinas, 2ª Edição, Editorial Labor S.ª, Barcelona, Madri, 1951 p., 1944
- Hsieh, H-I.**, Enumeration and Selection of Clutching Sequences Associate with Epicyclic-Type Transmission Mechanisms, Tese (Doutorado), 212 p., 1997
- Hsu, C. H.**, A Graph Representation for the Structural Synthesis of Geared Kinematic Chains, *Journal of Franklin Institute*, v. 330, nº. 1, p. 131-143, janeiro 1993.
- Hsu, C. H., Lam, K. T.**, A New Graph Representation for the Automatic Kinematic Analysis of Planetary Spur-Gear Trains, *ASME Journal of Mechanical Design*, v. 114, p. 196-200, 1992.
- Lévai, Z.**, Structure and Analysis of Planetary Gear Trains, *Journal of Mechanism*, v. 3, p. 131-148, 1968
- Lima, C. S.**, Trem de Engrenagens Planetários: Análise, Síntese e Aplicação em Veículo Híbrido, *Dissertação de Mestrado*, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 1980.
- Macmillan, R. H.**, Power Flow and Loss in Differential Mechanisms, *Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 3, n. 37, p. 45-53, 1961
- Olson, D. J., Riley, D. R.**, A New Graph Theory Representation for the Topological Analysis of Planetary Gear Trains, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, v. 3, p. 1421-1425, 1987.
- Pires e Albuquerque, O. A. L.**, Elementos de Máquinas, Editora Guanabara Dois S. A. , Rio de Janeiro, 440 p., 1980
- Sanger, D. J.**, Syntesis of Multiple-Speed Transmissions of the Planetary – Gear Type, *Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 14, p. 93-101, 1972
- Shigley, J. E.**, Elementos de Máquinas, Livros Técnicos e Científicos Editora S. A, Rio de Janeiro, 700 p., 1984.
- Tsai, L. W., Lin, C. C.**, The Creation of True Two-Degree-of-Freedom Epicyclic Gear Trains, *Technical Research Report of ISR*, paper TR 88-21, 1988
- Wilson, R. J., Watkins, J. J.**, Graphs – An Introductory Approach, *John Wiley & Sons*, 340 p., 1990.

# UMA EXPERIÊNCIA EM PROJETO CONCEITUAL DE PRODUTO NO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UFPA

**Celso Augusto Coelho**

**Antonio Jorge Hernandez Fonseca**

**Rodrigo José de Andrade Vieira**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66075-970, Belém, PA, Brasil. E-mail: celsocoe@ufpa.br

## **Resumo**

O presente artigo tem a finalidade de apresentar um reprojeto de uma cadeira escolar utilizando as metodologias apropriadas, objetivando encontrar meios de desenvolvimento de produto para obter a diminuição de custos, aumento de confiabilidade e conforto a partir da opinião dos clientes. Este artigo se originou de um trabalho desenvolvido na disciplina Introdução ao Projeto de Produtos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará.

**Palavras-chave:** Projeto conceitual, Desenvolvimento de produtos, Cadeira escolar.

## **1. INTRODUÇÃO**

Modernas teorias de desenvolvimento de produtos são unânimes em apontar o atendimento às necessidades do consumidor como fundamental para o sucesso de novos produtos, principalmente porque, por trás da decisão de se desenvolver um produto novo, sempre está a necessidade de competitividade e sobrevivência da empresa. O presente trabalho teve como uma de suas premissas fazer o levantamento dos requisitos do produto através da coletânea de informações diretamente dos usuários do produto, no caso a cadeira escolar. Esse tipo de metodologia permite que seja identificada através das informações coletadas, as novas características ou problemas que a cadeira escolar deverá apresentar em seu reprojeto para que a mesma não venha a cair na insatisfação de seus usuários diretos ou indiretos. O produto proposto tem características simples, o que torna fácil a implantação de metodologias sobre desenvolvimento de produtos.

## **2. LEVANTAMENTO DAS ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO**

Nesta etapa, foi tomado como base a metodologia sugerida pelo Prof. A. J. H. FONSECA, na sua tese de Mestrado (Fonseca, 1996).

### **2.1. Definição do problema de projeto**

O problema de projeto apresentado à equipe de desenvolvimento foi:

*Executar o reprojeto de uma cadeira escolar, visando uma redução nos custos de produção, melhoramento do conforto dos usuários e do processo produtivo.*

Antes de iniciar o processo de projeto deve-se levar em conta algumas informações mínimas básicas que permitam direcionar o trabalho na fase de projeto informacional.

Os itens necessários levantados pela equipe de projeto foram: tipo de projeto, tipo de produto, dados do estudo de marketing prévio, volume planejado de fabricação, desejos explícitos exposto no problema de projeto e restrições do projeto ou do produto.

Levantados os elementos acima, passa-se a “ordem de projeto” (Fig. 1).

Definidos os elementos indispensáveis para o início do projeto, passa-se à elaboração do projeto informacional aplicando a sistematização proposta.

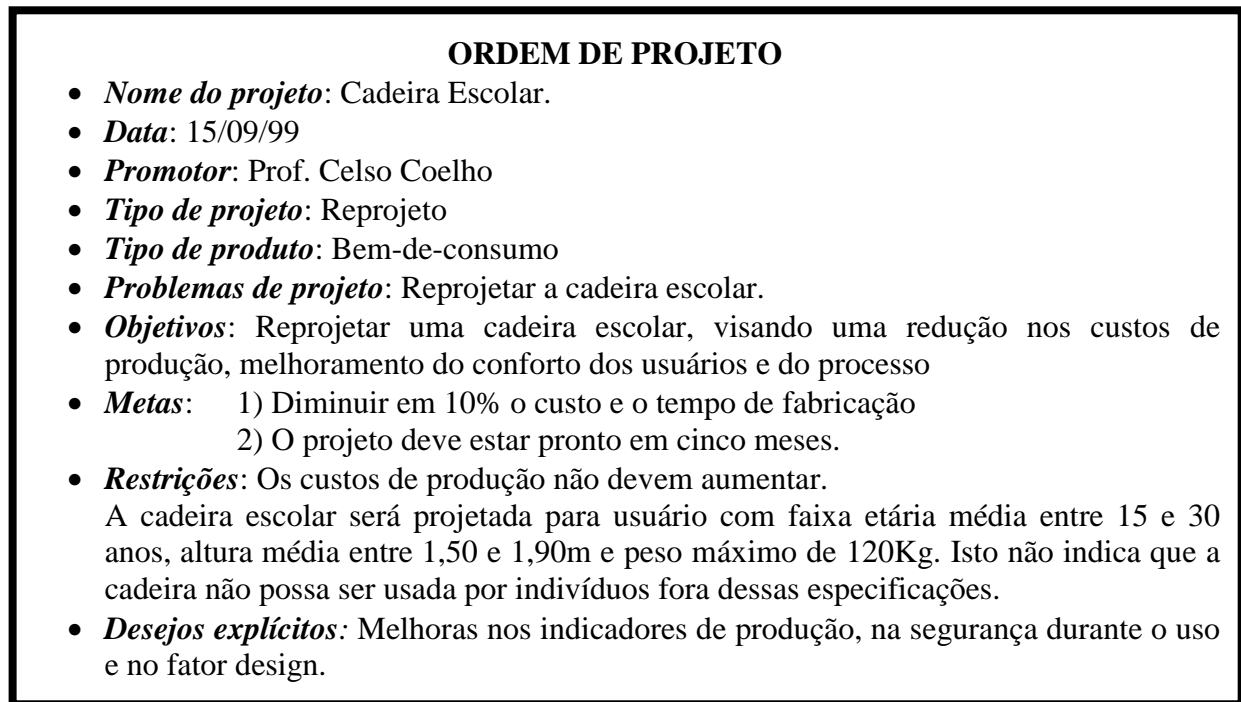


Figura 1. Ordem de Projeto. (Fonseca, 1996)

## 2.2. Determinação das especificações de projeto da cadeira

Será utilizada a seqüência descrita na Figura 2

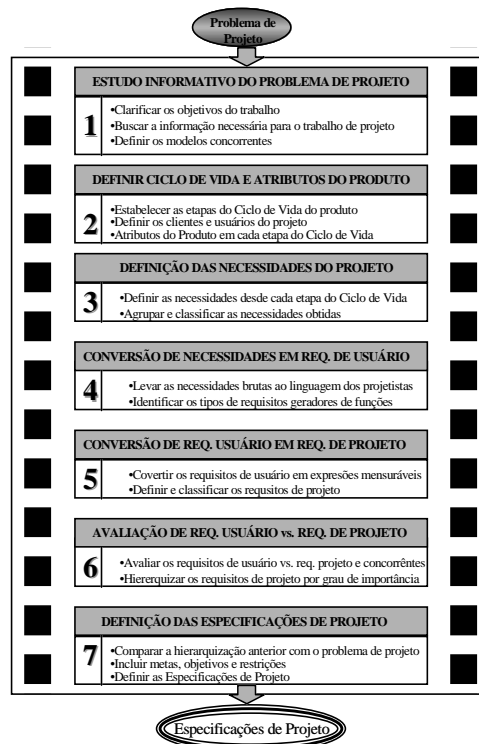


Figura 2. Etapas e tarefas da fase de projeto informacional. (Fonseca, 1996)



### 2.2.1. Primeira etapa. Estudo informativo do problema de projeto.

O objetivo desta primeira etapa é fazer um trabalho informativo com relação ao projeto que vai ser iniciado. A primeira tarefa é:

#### **a) Clarificar os objetivos do trabalho.**

Esta tarefa está relacionada com os motivos para o reprojeto da cadeira. Foi necessário levantar informações sobre os aspectos básicos da filosofia do reprojeto, todos baseados no produto existente, o qual significa que para clarificar os objetivos, é necessário estudar em detalhes os problemas apresentados pelo produto original que vai ser reprojeto. Desta maneira, passa-se à tarefa seguinte.

#### **b) Buscar a informação necessária ao trabalho de projetos.**

Foi feita uma análise detalhada, centrada na cadeira atualmente produzida, em quatro direções diferentes: de produção, ergonômicos de design e de transporte e armazenamento.

Foi providenciada uma cadeira para fazer testes ergonômicos e de uso, assim como foi visitada a fábrica produtora e uma oficina de manutenção para constatar na prática os problemas confrontados durante a produção e manutenção, visando ganhar clareza no enfoque dos problemas que motivaram o problema de projeto.

Durante a visita, a equipe de projeto ganhou informação sobre os concorrentes e tecnologia de produção adequadas, iniciando assim a terceira tarefa desta etapa.

#### **c) Definir os modelos de produtos concorrentes.**

Direcionados pela fábrica que produz a cadeira, a equipe de projeto procurou produtos similares, entre eles, cadeiras de auditório, de instituições particulares, cadeiras de plástico e outros

### 2.2.2. Segunda etapa. Definir o ciclo de vida e os atributos do produto.

Esta atividade foi apoiada na experiência anterior com o produto que era produzido. Cada problema do ciclo de vida do novo produto, tomou como base o que aconteceu com o produto original. Baseado neste critério, se decidiu o novo ciclo de vida, assim como os atributos relevantes do produto, os que serão levados em consideração para a análise do reprojeto.

#### **a) Estabelecer as fases do Ciclo de Vida do produto.**

As fases do ciclo de vida decididas segundo a experiência com o produto original foram: Projeto/Produção/Montagem em fábrica/Embalagem/Armazenagem/Transporte/Venda/Compra/Uso/Função/Manutenção/Desativação/Reciclagem/Descarte.

#### **b) Definir os clientes do projeto.**

Baseado no ciclo de vida decidido, passou-se a identificar os clientes envolvidos com o reprojeto. Desta maneira, os *clientes internos* são os projetistas, os produtores, os montadores, os embaladores, os transportistas e os armazenistas; os *clientes intermediários* são os vendedores e os compradores; os *clientes externos* são os usuários diretos da cadeira, o pessoal de manutenção, o pessoal de desativação e o pessoal da reciclagem e descarte.

### c) Definir atributos do produto nas fases do ciclo de vida.

Foram decididos os 10 atributos básicos mínimos propostos, como atributos adequados para o trabalho com a cadeira. Neste caso são:

Atributos Básicos	<b>Ergonômico:</b> Aspectos vinculados com a relação homem-máquina. Ergonomia do uso. Sequência de ações, Uso.
	<b>Estético:</b> Aspectos vinculados com a aparência do produto. Expressividade, Símbolos, Signos, Linguagem do produto, Semiótica.
	<b>Econômico:</b> Aspectos vinculados com o custo de produção e o preço de venda. Financiamentos, Capital, Juros, Amortização.
	<b>Segurança:</b> Aspectos vinculados com a segurança no uso e funcionamento. Proteção contra acidentes, Atos inseguros, Ações inseguras.
	<b>Confiabilidade:</b> Aspectos vinculados com o uso e funcionamento estável. Taxa de falhas, Redundâncias ativa e passivas.
	<b>Legal:</b> Aspectos vinculados com as leis do país onde vai ser comercializado o produto. Leis sobre segurança, Leis ambientais, Leis de comércio.
	<b>Patentes:</b> Problemas relativos ao uso de patentes registradas. Grau de novidade do produto, Pagamentos de royalties, Uso de patentes.
	<b>da Normalização:</b> Problemas relativos ao uso de elementos normalizados. Normas nacionais, Regionais, Locais e de Fábrica.
	<b>da Modularidade:</b> Problemas relativos ao projeto modular de componentes. Módulos de fabricação, de Uso e de Manutenção
	<b>do Impacto Ambiental:</b> Problemas relativos à contaminação ambiental. Desativação, Reciclagem, Descartes.

**Figura 3.** Atributos básicos. (Fonseca, 1996)

#### 2.2.3. Terceira etapa. Definição das necessidades do projeto.

Conformou-se, para enfrentar o projeto informacional, a equipe de projeto. Com esta equipe, foram decididas, diretamente, as necessidades de cada etapa do ciclo de vida do projeto. Foram usados questionários para a obtenção das necessidades de projeto sendo elaborados por fases do ciclo de vida (decidido antes) e pelos atributos básicos. Como o processo de obtenção é direto, as necessidades foram expressadas na forma de requisitos de usuário. Os questionários foram aplicados aos usuários diretos, produtores, compradores e empresas de manutenção (recuperação).

#### 2.2.4. Quarta etapa. Conversão das necessidades em requisitos de usuário.

Como foi utilizado o mecanismo de obtenção direta das necessidades mediante a matriz de apoio à geração de necessidades, as mesmas foram obtidas, diretamente, na forma de requisitos de usuário. Isto significa que a tarefa de:

##### a) **Levar as necessidades à linguagem dos projetistas.**

Os requisitos de usuário definidos estão expostos na casa da qualidade (Fig.4)

##### b) **Identificar os tipos de requisitos geradores de funções.**

Na lista de requisitos de usuário não existe nenhuma função, pois todos os requisitos de usuário puderam ser expressados através dos verbos “ser, estar, ou ter”.

#### 2.2.5. Quinta etapa. Converter os requisitos de usuário em requisitos de projeto.

Esta etapa tem duas tarefas. A primeira é:

**a) Converter requisitos de usuário em expressões mensuráveis.**

Esta tarefa é a de converter os requisitos de usuário em requisitos de projeto. Foi executada com apoio de uma matriz de conversão.

**b) Definir e classificar os requisitos de projeto.**

Os requisitos de projeto definidos na matriz de apoio ou conversão classificados segundo o critério dos atributos básicos do produto e decididos pelo consenso da equipe mista conformada em:

- **Ergonômicos:**  
*Utilizar formas ergonômicas;*  
*Eliminar cantos vivos;*  
*Eliminar ressaltos;*  
*Aumentar área da mesa e do encosto;*  
*Utilizar mesa com porta material;*  
*Utilizar mesa inclinada;*  
*Utilizar formas encaixáveis*
- **Estética:**  
*Evitar cores vivas;*  
*Utilizar peças similares;*  
*Utilizar estrutura cilíndrica / quadrada.*
- **Econômico:**  
*Usar aço, plástico, fibra, fórmica;*  
*Utilizar peças similares;*  
*Eliminar excessos de estrutura.*
- **Confiabilidade:**  
*Reduzir peças;*
- **Normalização:**  
*Utilizar fixadores padrões.*
- **Modularidade:**  
*Reduzir juntas complexas;*

2.2.6.- Avaliação dos requisitos de usuário vs. requisitos de projeto.

É a etapa da casa da qualidade. Esta deve ser trabalhada em conjunto no grupo multidisciplinar conformado.

**a) Avaliar requisitos de usuário vs. requisitos de projeto.**

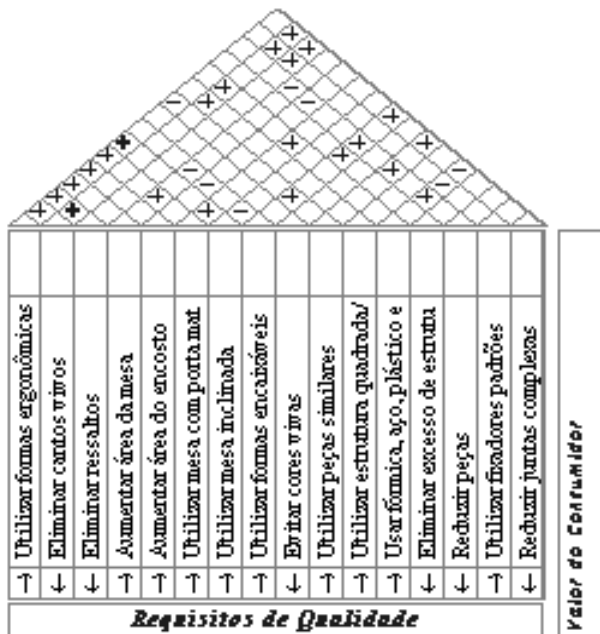
A casa da qualidade aparece na Figura 4.

**b) Hierarquizar os requisitos de projeto por grau de importância.**

Da casa da qualidade se obtém as duas hierarquizações decorrentes das avaliações dos requisitos de usuário vs. os requisitos de projeto sem levar em conta as avaliações do teto e levando em conta as avaliações do teto. Foram analisadas as duas hierarquizações, dividindo em quatro grupos. Observou-se, que a presença dos requisitos, aproximadamente se conserva nos primeiros grupos. Pode-se concluir então que as avaliações têm validade, passando-se a decidir a hierarquia final, adotando à avaliação que leva em consideração o teto.

**Projeto Cadeira Escolar - UFFa**  
 Alon, Macedo, Moura e Rodrigo  
 14/09/99

Relações Coisas x Coisas	
F. Positivo	+
Positivo	+
Negativo	-
F. Negativo	-
Relações O que é x Coisas	
Forte	●
Médio	⊙
Fraco	○



<b>Necessidades do Consumidor</b>	Não seja dura	●																90
	Não ter cantos vivos	○	●	⊙							⊙	○	○	⊙		○	⊙	80
	Ter medidas ergonômicas	●			⊙	⊙	○	⊙							⊙	⊙	○	95
	Ter estrutura leve	○			⊙	⊙	○				○	○	●	●	●	○	○	85
	Ter formas anatômicas	●	⊙	⊙	○	○		○				○	⊙					90
	Não ter rebarbas ( de rebreia)	○	○	●					○		○	○	⊙			●	○	80
	Ter eixo maior	⊙				●			○		○		○			⊙		70
	Ter cor agradável									●			⊙					65
	Ter fácil montagem			⊙	⊙				○			○	⊙	⊙	⊙	⊙	○	70
	Ser protada sem desperdício				⊙	⊙	○		○		⊙		○	⊙	⊙		⊙	60
	Ser facilmente transportada	○	○	○	○	○			●		⊙		○	○	○			95
	Ser facilmente armazenada	○	○	○		○			●		⊙		○	○	○			95
	Ter fácil montagem				○	○			●		●		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	90
	Ter mínimo tempo de produção								●		●		⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	80
	Ter mínimo custo de produção	⊙			⊙	⊙	⊙	○	⊙	○	⊙	○	●	⊙	●	⊙	○	80
	Ter estrutura mais resistente				○	○							⊙	●			○	60
Ter porta lateral da mesa	○					●	○					○					70	
Ter mesa inclinada	⊙					○	●	○					○				75	
Ter porta lateral	○					●	○	○				○	○	⊙			80	
Ter madeira que não se deteriore												●					70	
Ter mesa mais larga	○			●	○			○				⊙					80	
<b>Valor:</b>		2715	1150	1310	1695	1740	1385	900	2555	405	2465	990	4235	2435	2890	1540	1585	
<b>Classif. dos Req.: critério sem telhado</b>	3*	13*	12*	8*	7*	11*	15*	4*	16*	6*	14*	1*	8*	2*	10*	9*		
<b>Classif. dos Req.: critério com telhado</b>	1*	5*	7*	11*	14*	9*	13*	2*	16*	6*	15*	4*	10*	3*	12*	8*		

Figura 4. Casa da qualidade da cadeira escolar.

### Hierarquia final dos requisitos de projeto:

1º Grupo	2º Grupo	3º Grupo	4º Grupo
1) Utilizar formas ergonômicas	5) Eliminar cantos vivos	9) Utilizar mesa com porta material	13) Utilizar mesa inclinada
2) Utilizar formas encaixáveis	6) Utilizar peças similares	10) Eliminar excesso de estrutura	14) Aumentar área do encosto
3) Reduzir peças	7) Eliminar ressaltos	11) Aumentar área da mesa	15) Utilizar estrutura quadrada / cilíndrica
4) Usar fórmica, plástico e fibra	8) Reduzir juntas complexas	12) Utilizar fixadores padrões	16) Evitar cores vivas

#### 2.2.7. Definição das especificações de projeto.

A primeira tarefa é:

##### a) Comparar a hierarquização com o problema de projeto.

A comparação é feita visando a adição dos elementos incluídos no problema de projeto. Para o caso sob análise somente são as metas, restrições e objetivos.

##### b) Incluir metas, objetivos e restrições.

No problema de projeto aparecem as metas, objetivos e restrições.

##### c) Definir as especificações de projeto.

Finalmente as especificações de projeto da cadeira escolar, além das metas, objetivos e restrições são:

Especificação de Projeto	Objetivo	Sensor	Saída Indesejável	Observações
1. Utilizar formas ergonômicas	Maior conforto	Aceitação do usuário direto	Difícil montagem	Não sacrificar os objetivos e as restrições
2. Utilizar formas encaixáveis	Facilitar a montagem, transporte e armazenagem	Aceitação da fábrica	Muitas peças novas	Idem.
3. Reduzir peças	Diminuir peso	Quantidade de peças	Aumentar o número de peças	Idem.
4. Usar fórmica, plástico e fibra	Manter Qualidade	Aceitação pela fábrica	Solução complexa ou custosa	Idem.
5. Eliminar cantos vivos	Evitar acidentes	Segurança	Mais peças com cantos vivos	Idem.
6. Utilizar peças similares	Facilitar a montagem	Quantidade de peças	Muitas peças novas	Idem.
7. Eliminar Ressaltos	Evitar acidentes	Segurança	Numero maior de ressaltos	Idem.
8. Reduzir juntas complexas	Melhorar processo de fabricação	Aceitação pela fábrica	Solução complexa ou custosa	Idem.
9. Utilizar mesa com porta material	Maior conforto e funcionalidade	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
10. Eliminar excesso de estrutura	Diminuir peso e facilitar montagem	Aceitação pela fábrica	Solução complexa ou custosa	Idem.

11. Aumentar área da mesa	Melhorar Função	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
12. Utilizar fixadores padrões	Melhorar processo de fabricação	Aceitação do usuário direto	Preço maior	Idem.
13. Utilizar mesa inclinada	Maior conforto e funcionalidade	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
14. Aumentar área do encosto	Maior conforto	Aceitação do usuário direto	Dimensões finais fora do padrão	Idem.
15. Utilizar estrutura quadrada / cilíndrica	Melhor aparência	Visual	Solução complexa ou custosa	Idem.
16. Evitar cores vivas	Melhor aparência	Visual	Preço maior	Idem.

### 3. CONCLUSÃO

De acordo com os resultados obtidos no desenvolvimento do trabalho, a equipe de projeto obteve ótimas experiências de aprendizagem na aplicação de metodologias de desenvolvimento de produto. Conseguiu, através das coletas de informações, identificar deficiências no processo de produção da cadeira escolar produzida na região e apresentar soluções para as mesmas. Através de proposta de design para a referida cadeira, a equipe apresentou também soluções para problemas comuns das cadeiras antigas, tais como conforto ao usuário, porta material, dificuldade de transporte, dificuldade na sua conformação e montagem. Quanto ao custo, a sua redução foi alcançado devido a equipe conseguir modularizar a sua produção, ocasionando a redução de peças complexas e consequentemente a diminuição de seu tempo de fabricação.

### 4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Back, N., 1983, “Metodologia de Projetos de Produtos Industriais”, Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois.
- Clausing, D., 1994, “Total Quality Deployment”, New York, ASME Press, 3rd. print.
- Fiod Neto, M., 1993, “Desenvolvimento de um Sistema Computacional para Auxiliar a Concepção de Produtos Industriais”, Tese de doutorado, UFSC, Dpto. Eng. Mecânica.
- Fonseca, A. J. H., 1996, “Desenvolvimento de uma Sistemática para a Obtenção das Especificações de Projeto de Produtos Industriais”, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Hauser, J. R. e Clausing, D., 1988, “The House of Quality”, Harvard Business Review, May-Jun..
- Ogliari A., 1999, “Sistematização da concepção de produtos auxiliadas por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetado”, Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Pahl, G. e Beitz W., 1996, “Engineering Design-A Systematic Approach”, Springer-Verlag, London Limited.
- Vieira, R. J. A., Oliveira, M., VALE, A.R.M. & Almeida, M., 1999, “Projeto de Produtos com a utilização de Metodologias de Desenvolvimento”, Trabalho de conclusão da disciplina, Introdução a Engenharia de Produção II do curso de Eng. Mecânica da UFPA.

# DESENVOLVIMENTO DE UMA SISTEMÁTICA DE AUXÍLIO PARA SELEÇÃO DE SISTEMAS DE AJUSTAGEM PARA MÁQUINAS-FERRAMENTA DE ULTRA PRECISÃO

**Cláudio J. Weber\*, Fernando A. Forcellini\*, Walter L. Weingaertner\*, Günter Höhne\*\***

\* Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica - NeDIP Núcleo Integrado de Desenvolvimento de Produtos. Campus Universitário Trindade, Florianópolis, SC, Brasil, CEP 88040-900, Caixa Postal 476, e-mail: [weber@nedip.ufsc.br](mailto:weber@nedip.ufsc.br)

\*\* TUI - Technische Universität Ilmenau, Institut für Maschinenelemente und Konstruktion, Ilmenau, Deutschland, e-mail: [guenter.hoehne@maschinenbau.tu-ilmenau.de](mailto:guenter.hoehne@maschinenbau.tu-ilmenau.de)

## Resumo

Este artigo aborda o tema da ajustagem, sua definição, importância, limitações, aplicação, formas e tipos, assim como ajustagem no desenvolvimento de produtos genéricos como uma técnica de obtenção de elevada precisão funcional, sem no entanto usar elevadas precisões construtivas. A seguir o artigo foca o projeto de sistemas de ajustagem de máquinas-ferramenta de ultraprecisão, sistematizando as atividades de ajustagem nas etapas de projeto. Considera-se que a ajustagem deve ser levada em conta desde as fases iniciais do projeto, sendo que, os sistemas de ajuste tem influência significativa na escolha dos princípios de solução, e de medidas de grande efetividade na redução de erros, como definições de tolerâncias.

**Palavras-chave:** Ajustagem, Ultraprecisão, Nanotecnologia

## 1. Introdução

A ajustagem é definida por [Hansen, 1970] como sendo uma técnica que utiliza o movimento de componentes funcionais durante, ou depois da montagem em uma direção funcional, de maneira tal que após seu reposicionamento as funções de todo o sistema técnico possam ser realizadas. A quantidade de movimento utilizada é para a correção da posição de um componente e, em geral, somente algumas partes que tem um efeito específico na função total deverão ser movidas, não sendo necessário que todo componente funcional esteja em sua posição teoricamente correta.

O objetivo deste artigo é de prover conhecimento básico sobre ajustagem, e sistematizar estes conhecimentos nas etapas de projeto focando seu uso em máquinas-ferramentas de ultra precisão.

Neste artigo serão abordados somente os dispositivos mecânicos de ajustagem. Não serão abordados os sistemas computacionais de compensação de erros.

## 2. Importância da ajustagem

Segundo [McKeown, 1997] cada vez mais cresce a demanda por produtos de tecnologia avançada, que são totalmente dependentes de processos de fabricação de alta/ultraprecisão. Isto torna necessário o desenvolvimento de máquinas de alta precisão e seus respectivos sistemas e controles, capazes de atenderem esta demanda. Cabe mencionar que, atualmente a diminuição do tamanho dos lotes e, a diversificação cada vez maior dos produtos, exige

máquinas-ferramentas flexíveis capazes de se ajustarem de maneira rápida e econômica a este novo cenário produtivo.

As exigências de desempenho em termos de precisão de máquinas e sistemas de medição de alta/ultraprecisão tem aumentado de forma contínua, tanto em termos de tolerâncias geométricas e dimensionais, bem como a qualidade superficial. Contudo estas exigências não podem ser reduzidas continuamente por motivos não somente tecnológicos, mas também físicos, torna-se então necessário o desenvolvimento e uso de técnicas e meios que possam compensar tais deficiências. Em vista disto há a necessidade de uma sistemática que auxilie a equipe de projetos na seleção e aplicação das técnicas e na estratégia de ajustagem. Dentro deste contexto, as técnicas de ajustagem desempenham um papel fundamental na manufatura de alta precisão, ou seja, é possível produzir máquinas com elevada precisão funcional, e componentes de ultraprecisão sem no entanto fazer-se uso de construções com a mesma magnitude de precisão. Desta forma pode-se enumerar os seguintes fatores como de fundamental importância da ajustagem:

- Otimização funcional das máquinas-ferramenta;
- Redução dos custos de fabricação e operacionais;
- Otimização da manutenção;
- Compensação de desgastes;
- Melhora da montabilidade;
- Eliminação e/ou compensação os erros causados pela manufatura e montagem;
- Obtenção de futuros avanços em ciência e tecnologia.

### **3. Limitações da ajustagem**

Quando menos precisas forem as dimensões de fabricação, mais barato será a fabricação da máquina-ferramenta, porém; mais sofisticados devem ser os sistemas de ajuste, tornando-os mais caros. Dessa forma, um dos limites impostos aos sistemas de ajustagem é a definição correta dos campos de tolerância na fabricação, de modo que seus custos não inviabilizem os sistemas de ajustagem.

Os sistemas de ajuste não podem ter muitas posições de ajuste, pois isto tornaria a tarefa de ajustagem muito complexa. Pelo fato de serem componentes mecânicos, também estão sujeitos a erros, portanto devem ser selecionados, dimensionados e localizados através de bons critérios de projeto, caso contrário terão pouca efetividade, ou até mesmo, podem prejudicar a precisão funcional.

### **4. Aplicação de ajustagem**

A ajustagem pode ser aplicada com grande êxito em quase todas as etapas do ciclo de vida de um produto, e para os mais variados propósitos, que vão de máquinas de ultraprecisão até maquinaria pesada. A aplicação das técnicas de ajustagem deve ser adequadamente considerada desde as fases iniciais do projeto. A seguir serão mostradas algumas situações típicas onde podem ser aplicados os sistemas de ajustagem.

- Quando as características necessárias de um componente funcional, não podem ser realizadas, dentro das tolerâncias industriais disponíveis;
- Em casos onde o movimento de um componente durante ou depois da montagem possa ser feito de maneira mais fácil, segura e barata em relação ao uso de métodos de produção de precisão;
- Em uma estrutura comum para várias montagens funcionais quando é feita depois da conclusão das montagens separadas, ou é feita em outro lugar;



- Se as imprecisões na estrutura principal são desconhecidas ao fabricante das sub montagens;
- Quando folgas aparecem durante a montagem, devido a imprecisão na fabricação dos componentes individuais;
- Componentes funcionais submetidos a uso intenso, que apresentem desgastes;
- Mecanismos que precisam ajustar-se constantemente a diferentes condições de uso e solicitações de trabalho;
- Eliminação de etapas do processo produtivo, bem como de máquinas caras e precisas das linhas de produção.

## **5. Classificação dos sistemas de ajustagem**

Os sistemas de ajustagem são classificados quanto ao seu tipo como:

- Puramente mecânicos,
- Eletromecânicos,

Os sistemas de ajustagem classifica-se quanto a sua atuação em:

- Manuais
- Automáticos

Os sistemas de ajustagem classifica-se quanto a sua dinâmica em:

- Sistemas estáticos: estes requerem a ação de um agente externo para que o processo de ajustagem possa ser executado, não pode ser feito durante o trabalho de uma máquina-ferramenta. Estes sistemas não implementam a flexibilidade operacional.
- Sistemas dinâmicos: estes podem executar o processo de ajustagem antes ou durante o trabalho de uma máquina-ferramenta. Estes sistemas implementam a precisão e a flexibilidade operacional.

Os sistemas de ajustagem podem ser combinados de várias maneiras em um mesmo produto. Estes sistemas são caracterizados pelo fato de agregarem dois ou mais sistemas de ajustagem, esta combinação pode ser em série, paralelo, ou uma combinação de ambas. Esta combinação pode ser feita também entre os sistemas puramente mecânicos e eletromecânicos, manuais e automáticos, além dos sistemas estáticos e dinâmicos. No mesma máquina-ferramenta, também podem ser combinados vários sistemas de ajustagem com diferentes princípios de solução.

## **6. Ajustagem no desenvolvimento de um produto**

Os produtos devem cumprir com sua função com precisão, qualidade e confiabilidade, a um custo acessível, assim tolerâncias adequadas, e ajustes garantem tais requisitos assegurando que os erros fiquem dentro de limites admissíveis, para tanto o comportamento de erro deve ser considerado desde as fases iniciais do processo de desenvolvimento do produto. Isto fornece subsídios para decidir por medidas de redução de erros através de ajustes, ou através de outros meios.

Os primeiros trabalhos sobre ajustagem foram estudos genéricos, e foram apresentados por [Hansen, 1970], [Bauerschmidt, 1975], [Herrig1989] e [Schilling, 1993], este último apresentou um fluxograma com a seqüência das ações e ferramentas para análise de erros e ajustagem em produtos. O fluxograma apresentado na figura 1, é baseado na proposta de [Schilling, 1993], porém difere desta ao considerar a possibilidade de que um produto pode incorporar simultaneamente sistemas de ajustagem manuais e automáticos. Outra diferença é a inclusão de um processo de decisão na fase de análise, após a redução de erros. Caso os erros sejam de uma magnitude tal, que não possam ser controlados por medidas tecnológicas

e/ou por ajustagem, deve-se proceder alterações mais profundas como, alterações construtivas e/ou adoção de um novo princípio técnico.

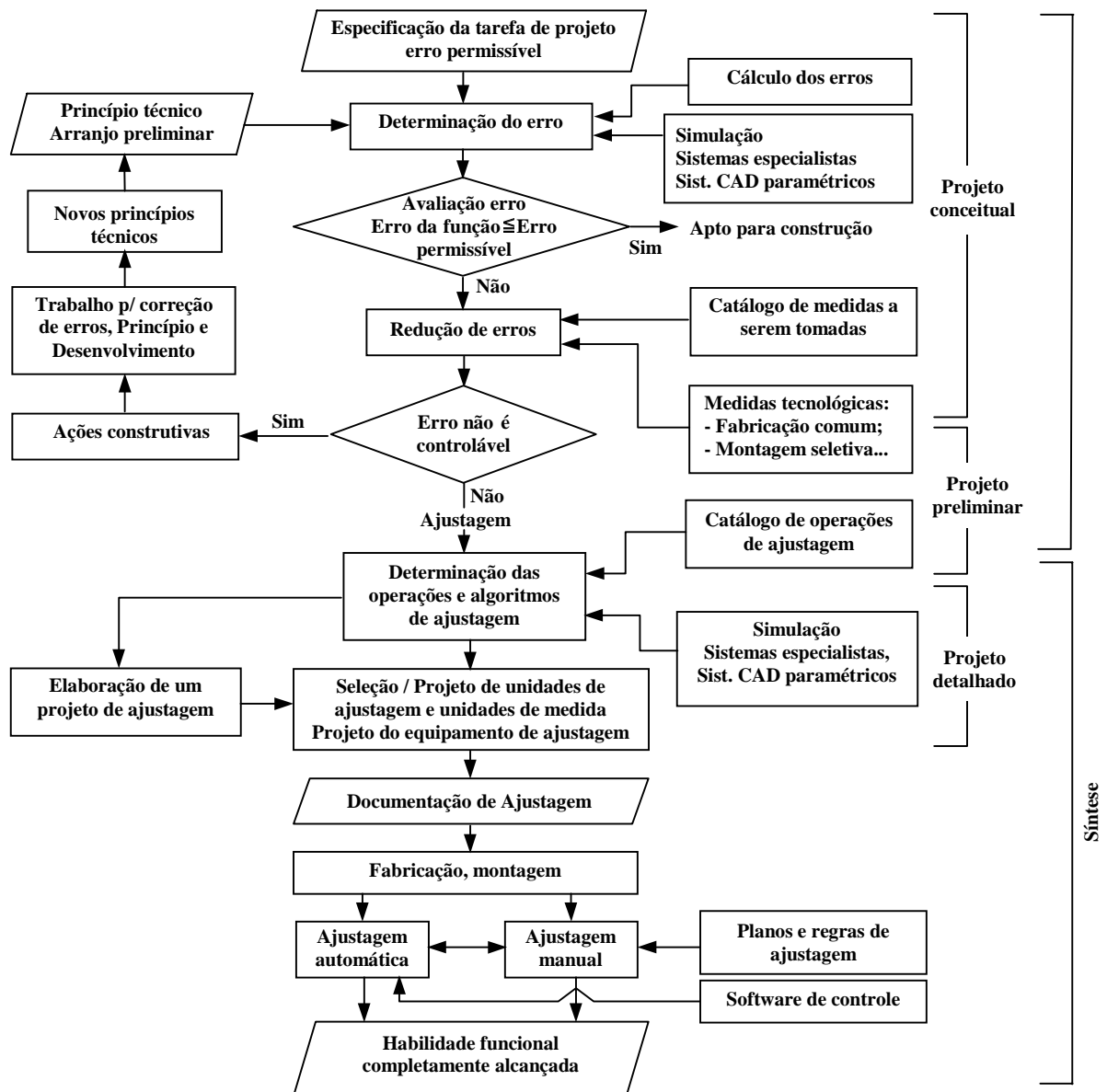


Figura 1. Fluxograma de informações para análise de erros e ajustagem.

## 7. Ajustagem em máquinas-ferramentas de ultraprecisão

As imprecisões dos componentes de uma máquina-ferramenta de ultraprecisão por exemplo, planicidade e/ou retinidade das guias tenderão a se reproduzir também nas peças usinadas. No entanto os erros das guias e/ou outros componentes podem ser compensados através de sistemas de ajustagem, de forma que a máquina-ferramenta atenda os requisitos funcionais de precisão, exigidos pelos produtos.

A demanda por produtos cada vez mais precisos e baratos fez com que os fabricantes de máquina-ferramenta de ultraprecisão, tenham como principal objetivo a implementação da precisão e redução de custos em suas máquinas. Assim os sistemas de ajustagem vem de encontro a este objetivo como uma ferramenta para satisfazer tais necessidades. Além disto, a ajustagem tem se tornado muito importante na montagem de máquinas-ferramentas de

ultraprecisão, pois além de permitir diminuição dos erros causados pela montagem, quando os erros das peças vão se somando, permite também a otimização deste processo pois trabalha-se com tolerâncias menos estreitas.

Na manutenção e instalação de máquinas, sempre que se trocam peças, adiciona se ou retira se módulos, é necessário a ajustagem das máquinas para que as mesmas possam cumprir as funções para as quais foram projetadas. Além do que, com o uso, as máquinas vão se desgastando, assim sendo os sistemas de ajustagem podem compensar tais deficiências, sem que seja necessário a troca de componentes, baixando os custos operacionais.

Cabe mencionar que a ajustagem é imprescindível na maioria dos processos industriais, pois é necessário que as máquinas-ferramentas sejam flexíveis para que possam ajustar-se a diferentes condições de usinagem, considerando a grande diversificação dos produtos a serem produzidos.

## 8. Sistemática de auxílio para seleção de sistemas de ajustagem para máquinas-ferramenta de ultraprecisão

Os sistemas de ajustagem devem começar a ser considerados desde a fase de projeto conceitual de uma máquina-ferramenta de ultraprecisão, simultaneamente com os princípios de solução, de forma a prover-lhes precisão e implementar habilidade funcional. A tabela 1 mostra as atividades de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão e seus sistemas de ajustagem sistematizadas nas várias etapas de projeto.

O processo de ajustagem se inicia após terem sido esgotadas todas as possibilidades de redução de erros, e de uma criteriosa avaliação de sua viabilidade, principalmente do ponto de vista técnico e econômico. Nesta etapa do processo de projeto é necessário o conhecimento detalhado da natureza, magnitude e localização dos erros que afetam o desempenho da função. Além disto é necessário saber onde, como e com que meios a ajustagem será realizada.

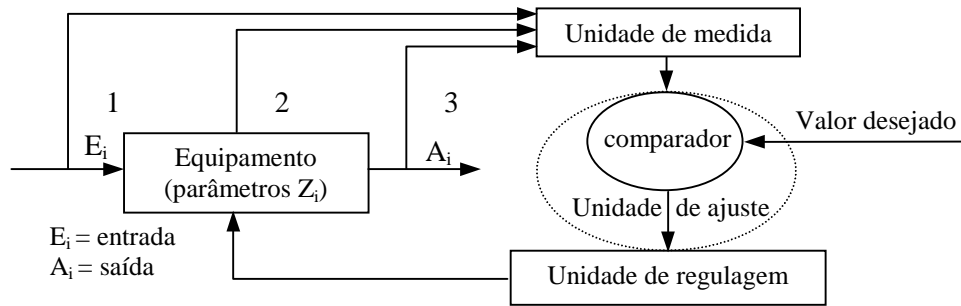
**Tabela 1.** Sistematização das atividades de projeto.

Esclarecer a tarefa	Projeto conceitual	Projeto preliminar	Projeto detalhado
<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Definição da tarefa</li> <li>▪ Elaborar especificações</li> <li>▪ Definição dos erros permissíveis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Estabelecer estrutura de funções</li> <li>▪ Cálculo dos erros para funções</li> <li>▪ Pesquisar princípios de solução</li> <li>▪ Combinação de variantes de solução</li> <li>▪ Selecionar componentes segundo critérios técnicos e econômicos</li> <li>▪ Investigação dos erros</li> <li>▪ Avaliação dos erros a cada nível de princípios de solução</li> <li>▪ Instruções de redução de erro por meio de ajustes, manufatura esp., definição da tolerância</li> <li>▪ Pesquisa de princípios de solução para sistemas de ajuste</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Desenvolver e otimizar o projeto preliminar</li> <li>▪ Refinar e avaliar sobre critérios técnicos e econômicos</li> <li>▪ Otimizar e completar projeto formas</li> <li>▪ Verificar erros, controlar custos</li> <li>▪ Preparar a lista das partes preliminares e documentos de produção</li> <li>▪ Determinação dos algoritmos e operações de ajustagem</li> <li>▪ Seleção do melhor sistema de ajuste</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Finalizar detalhes</li> <li>▪ Completar desenhos detalhados e documento de produção</li> <li>▪ Projeto do sistema de ajustagem</li> <li>▪ Documentação do sistema de ajustagem: planos, instruções, software</li> <li>▪ Verificar todos os documentos</li> </ul>

## 9. Modelamento da ajustagem

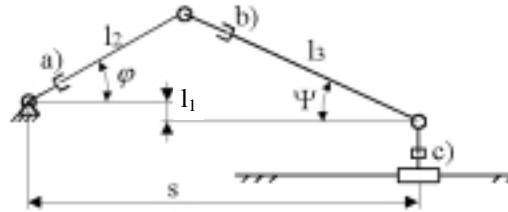
Os fundamentos da ajustagem podem ser explicados segundo [Schilling, 1993], com a ajuda de um circuito de ajustagem, figura 2. A similaridade com circuitos de controle pode ser

observada. Assim como engenharia de controle, ela permite o modelamento das situações de ajustagem, e da representação matemática com sistemas especiais.



**Figura 2.** Circuito de ajustagem

Em função da grande importância da modelagem no processo de ajustagem, esta fase será e detalhada através de um exemplo da modelagem de um mecanismo de 4 barras, para que haja uma melhor compreensão, figura 3.



**Figura 3.** Representação de um mecanismo de 4 barras.

Como os comprimentos das barras tem limitada precisão, assim a função desejada que é o posicionamento na dimensão  $s$ , possuirá um erro  $\Delta s = f(\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \Delta \varphi)$ , que deve ser corrigido por ajustagem. Para a modelagem do mecanismo é necessário a obtenção da função de transferência expressa pela equação (1).

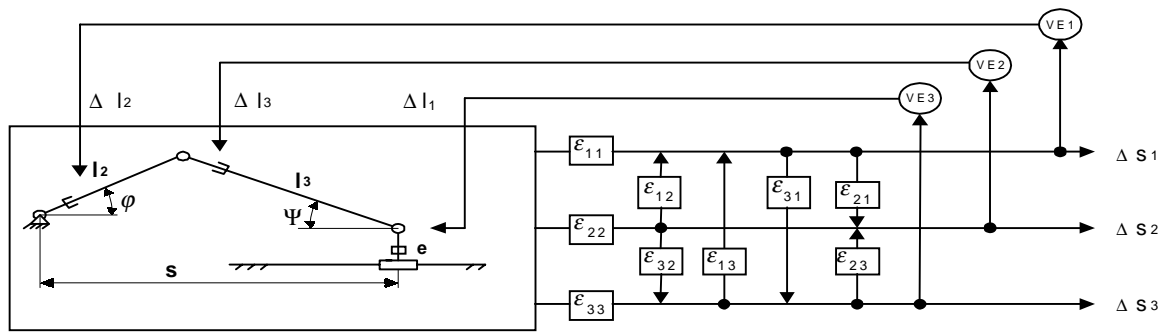
$$s(\varphi) = l_2 \cos \varphi + \sqrt{l_3^2 - (l_1 + l_2 \sin \varphi)^2} \quad (1)$$

Para que possa ser obtida precisão funcional em  $s$ , é necessário achar as grandezas de correção para as dimensões  $l_1$ ,  $l_2$  e  $l_3$ , de forma que estas dimensões possam ser ajustadas. Assim a equação de erro (2) é obtida derivado-se as equações que descrevem o mecanismo. Com a ajuda desta equação um modelo matemático para o problema da ajustagem pode ser obtido.

$$\Delta s = \cos(\varphi + \Psi) / \cos(\Psi) \cdot \Delta l_2 + \sin(\Psi) / \cos(\Psi) \cdot \Delta l_1 + 1/\cos(\Psi) \cdot \Delta l_3 \quad (2)$$

Em função de haver três desvios nas dimensões  $(\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3)$ , são necessárias três equações lineares independentes para três diferentes ângulos de acionamento  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ; e que a dimensão  $s$  seja função destes ângulos, de maneira a possibilitar o cálculo dos erros. Por comparação com o curso ideal  $s$ , podem ser determinados três desvios  $(\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3)$ , figura 4.

O efeito dos erros nas dimensões  $l_1, l_2$  e  $l_3$  na dimensão  $s$ , pode ser descrito com a equação de erro linear  $\Delta y = \epsilon_{ij} \cdot \Delta x$ . Neste caso resultam três valores de influência  $\epsilon_{ij}$  para cada ângulo de acionamento  $\varphi$ , e que estão acoplados a cada uma das dimensões  $l_1, l_2$ , e  $l_3$ , de onde resultam três equações lineares, (3), para cada ângulo de acionamento, de maneira que possam ser calculados os valores de correção para cada dimensão  $l_1, l_2$ , e  $l_3$ .

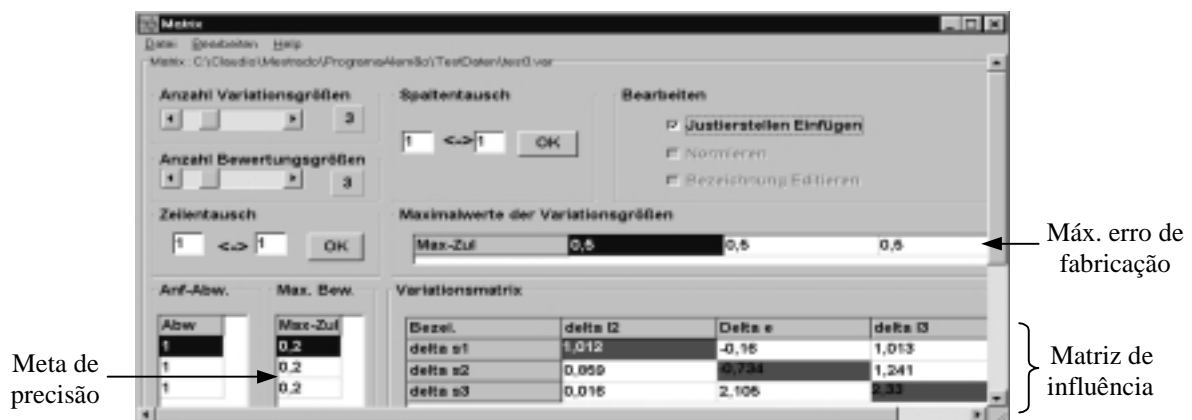


**Figura 4.** Conjunto de dimensões de ajustagem, VE – unidade de comparação.

$$\Delta y = \epsilon_{ij} \cdot \Delta x$$

$$\begin{aligned} \Delta S_1 &= \epsilon_{11}(\varphi_1) \cdot \Delta l_2 + \epsilon_{12}(\varphi_1) \cdot \Delta l_3 + \epsilon_{13}(\varphi_1) \cdot \Delta l_1 \\ \Delta S_2 &= \epsilon_{21}(\varphi_2) \cdot \Delta l_2 + \epsilon_{22}(\varphi_2) \cdot \Delta l_3 + \epsilon_{23}(\varphi_2) \cdot \Delta l_1 \\ \Delta S_3 &= \epsilon_{31}(\varphi_3) \cdot \Delta l_2 + \epsilon_{32}(\varphi_3) \cdot \Delta l_3 + \epsilon_{33}(\varphi_3) \cdot \Delta l_1 \end{aligned} \quad (3)$$

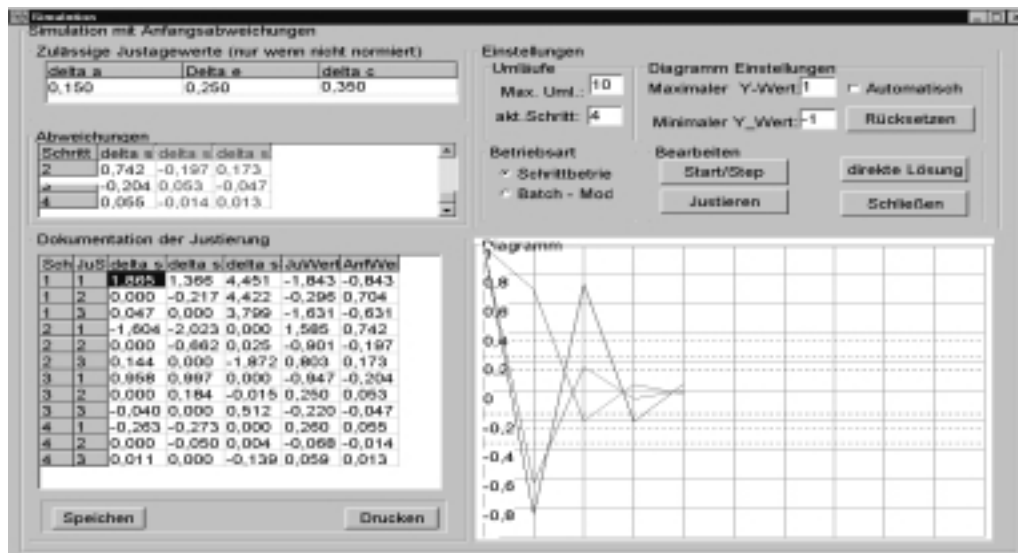
Foi desenvolvido na TUI um programa para simular e otimizar o processo de ajustagem chamado ILJUR, que é apresentado nas figuras 5 e 6 simulando o mecanismo de quatro barras do exemplo anterior. Para a simulação é necessário as dimensões de  $l_1$ ,  $l_2$ , e  $l_3$ ; as posições nas quais se deseja ajustar, isto é, os ângulos onde é necessária a precisão funcional  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ; as metas de precisão, bem como os valores máximos para os erros de fabricação e montagem. Substituindo o valor das dimensões e os ângulos da posições a serem ajustadas em cada membro da equação de erros, podem ser achados os valores dos termos da matriz de influência usados na tela de entrada de dados do programa, figura 5.



**Figura 5.** Tela de entrada de dados do programa ILJUR 2.0. Fonte: ILJUR, 96

Com os dados do problema inseridos no programa ILJUR é possível fazer as simulações mostradas, figura 6, e obter as seguintes informações:

- Prever que posições do ângulo  $\varphi$  acarretam uma parcela maior de erros;
- Obter os valores de correção para as posições a serem ajustadas;
- Obtenção dos valores de erros residuais, em função dos valores de correção;
- Prever qual parte (barra) do mecanismo contribui com uma parcela maior de erros;
- Qual a sensibilidade e o curso máximo para cada solução de ajustagem;
- Definir uma seqüência de ajustagem, isto pode ser observado nas células em vermelho da matriz de influência, figura 5.



**Figura 6.** Tela de simulação do programa ILJUR 2.0. Fonte: ILJUR, 96

## 10. Conclusões

Em função da grande demanda por elevada precisão funcional, e de custos competitivos, a ajustagem é de importância fundamental. Também é necessário que a equipe de projetos, tenha conhecimento de técnicas adequadas para a correta seleção e aplicação dos mecanismos de ajustagem, desde as fases iniciais de projeto; permitindo assim otimizar a precisão e o desempenho funcional dos equipamentos.

A ajustagem tem se revelado uma técnica muito versátil na engenharia, pois pode ser aplicada praticamente em todas as áreas, desde máquinas de ultra precisão, até mecânica pesada. Além do que, otimiza a precisão funcional de uma máquina sem no entanto que a mesma tenha elevada precisão construtiva. Ao longo do ciclo de vida, a ajustagem desempenha um papel importante, otimizando e tornando as máquinas aptas a desempenharem as funções para as quais foram projetadas, desde as fases de montagem, instalação, manutenção, e preparação da máquina.

## 11. Bibliografia

- BAUERSCHMIDT, M., 1975., **Beitrag zur Verbesserung des Fehlerverhaltens von Geräten**. Ph.D. Thesis, TU Ilmenau.
- HANSEN, F., 1970., **Adjustment of Precision Mechanisms**. London Iliffe Books LTD.
- HERRIG, M., 1989., **Analyse von Justiervorgängen in Optischen Geräten mit einem linearen Fehlermodell**. Proceedings 34<sup>th</sup> IWK, TH Ilmenau, p 203-205.
- ILJUR. 2.0, **Programm zur Simulation von Tolerierungs und Justieraufgaben sowie der Diagnose vorgenommener Justierungen na konkreten Geräten**. TUI Technische Universität Ilmenau, 1996.
- McKEOWN, P., 1997., **Precision engineering & nanotechnology**. Lecture Notes.
- SCHILLING, M., NÖNING, R., 1993., **Justierung in der Feinwerktechnik**. Proceedings 38<sup>th</sup> IWK, TU Ilmenau Germany, p 33-44.

# **PROTÓTIPO DE UMA MÁQUINA DESFIBRADORA DE SISAL DE CORTE PARALELO, UTILIZANDO UMA GARRA PARA A REALIZAÇÃO DO MOVIMENTO DE RETIRADA DA FOLHA DURANTE O DESFIBRAMENTO**

**Josenilson dos Santos Araújo**

**Seyyed Said Dana**

**André Moreno da Costa Moreira**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: [Josenilsonsa@bol.com.br](mailto:Josenilsonsa@bol.com.br)

## **Resumo**

As máquinas desfibradoras existentes não oferecem nenhuma segurança ao seu operador. Desfibrar as "folhas de agave" é uma das principais fontes de sobrevivência econômica da região Nordeste do Brasil. Substituindo a máquina existente por uma nova que ofereça segurança não só é uma necessidade para reduzir acidentes de trabalho, mas também oferecer uma oportunidade de emprego para mais de meio milhão de pessoas, tentando evitar a migração delas para as superlotadas áreas urbanas. Nos últimos anos o enfoque foi projetar máquinas de tamanho reduzido que dessem assistência a pequenos e médios produtores. Uma atenção especial é prestada à simplificação do trabalho do operador sem ser necessária a eliminação de postos de trabalho. Desta forma, o conceito de automatização sustentável segura é introduzido, e o processo de projetar uma máquina desfibradora de corte paralelo pequena, e segura com o movimento de retirada da folha é proposto.

**Palavras-chave:** Tecnologia Adequada, Protótipo de Máquina, Sisal, Máquina Desfibradora.

## **1. INTRODUÇÃO**

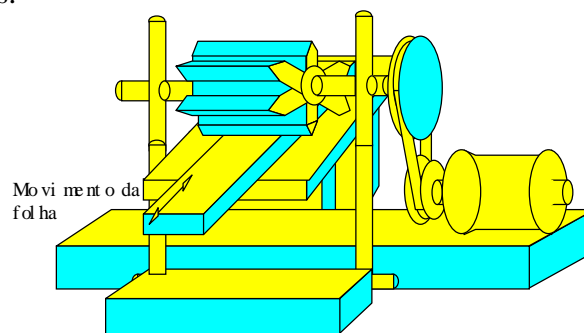
A principal vegetação capaz de sobreviver a uma condição de clima severa e muito seca na região Nordeste do Brasil é denominada agave. Esta planta cresce em áreas rurais do Nordeste brasileiro, e é a principal fonte de renda para a maioria da população sertaneja.

Para fazer uso desta planta é necessário transformar a folha em fibra através do seu desfibramento. O produto final e utilizável é uma fibra natural e ecológica que pode ser usada na fabricação de materiais têxteis diferentes.

Há poucos registros de projetos e fabricação de máquinas desfibradoras, devido a falta de interesse econômico no desenvolvimento das mesmas. Esta é uma conclusão óbvia que pode ser feita por qualquer indivíduo que esteja atento às condições sócio-econômicas da região nordeste do Brasil. A tecnologia usada para o desfibramento começou a ser desenvolvida no México no século XIX. Um relatório interno escrito pelo CEPED, um instituto de pesquisa de desenvolvimento do estado da Bahia, Brasil, descrevia todos os aspectos de tecnologias existentes de desfibramento, de 1935 a 1987. O relatório indica a existência de várias propostas de máquinas desfibradoras bem como os princípios operacionais das mesmas.

Mas, as máquinas primitivas tinham uma baixa taxa de produção, onde o esforço do trabalhador devia ser acrescido continuamente para se ter uma máquina mais rápida e mais produtiva. Finalmente uma máquina chamada " Motor Paraibano " foi desenvolvida no nordeste brasileiro. Sendo hoje a principal e a única máquina disponível à população trabalhadora desta região. A figura 1 mostra a geometria básica desta máquina.

A máquina existente, " Motor Paraibano " não oferece nenhuma segurança ao trabalhador que a utiliza. O processo de alimentação é realizado através das mãos do operador, gerando um grande risco de acidentes de trabalho. A população de trabalhadores dedicada a processar o " agave " especificamente os operadores das desfibradoras, foi submetida a um processo sistemático de mutilação de mãos e braços, enquanto usavam esta máquina. Esta situação dramática afeta as áreas de toda " a produção de agave " que são todos os estados do Nordeste brasileiro. Para citar uma referência, é suficiente mencionar a região da Bahia um dos principais produtores. Este estado tinha apresentado em 1984 um dado estatístico de 5000 mutilados. Este número representa apenas a parte dos incidentes oficialmente registrados.



**Figura 1-** Geometria do " Motor Paraibano "

Vários esforços foram concentrados através de universidades e diferentes instituições na construção de alguns dispositivos de segurança para uso no " Motor Paraibano " visando prevenir os acidentes. Recentemente, Dana(1997), explicou as razões principais para a falta de sucesso no desenvolvimento destas máquinas.

A principal razão mencionada para este fracasso baseia-se no fato de que a folha é segurada pelas mãos do operador. Como o período de trabalho chega a 10 ou mais horas por dia, a fadiga devido à força de puxar a folha aplicada as mãos e ombros diminuem a sensibilidade das mãos do operador, conduzindo à má operação e aumento de riscos de acidentes. Em outras palavras, o processo de desfibramento não oferece qualquer tipo de conforto para o trabalhador, o que demonstra a necessidade de se mudar o procedimento de desfibramento.

Dessa forma, o conceito de automatização sustentável segura é introduzido, e o processo de projetar uma máquina desfibradora paralela de pequeno porte segura, com movimento de retirada da folha é proposto.

## **2. ASPECTOS ECONÔMICOS E SOCIAIS**

Para projetar qualquer processo ou produto, novo ou alternativo, deve-se considerar quatro aspectos fundamentais:

- aspectos econômicos e poder de compra dos clientes potenciais;
- circunstâncias sociais e ambientais;
- disponibilidade tecnológica para produzir o produto;
- exigências técnicas.



Para a era da tecnologia sofisticada, as tendências demonstram o emprego de produtos altamente automatizados por várias razões, a eficiência e confiabilidade dos procedimentos automatizados e produtos com preços mais baixos são argumentos suficientes para a aprovação e apoio da idéia em questão, implementando o conceito de automatização para a maioria dos processos de produção e produtos.

Analisando a renda bruta da população em áreas rurais da região nordeste do Brasil, pode-se chegar facilmente à conclusão que os clientes potenciais não possuem um alto poder aquisitivo. O ambiente social da mesma região indica ainda o estado de baixo desenvolvimento.

Resultados de relatórios oficiais indicam uma tendência de migração entre zonas rurais e as urbanas, sufocadas já com seus próprios problemas. O projeto de uma nova máquina desfibradora preocupa-se também com os problemas social, econômico, e político e não somente com o problema técnico.

A pobreza, combinada ainda com a falta de água, por causa da condição do tempo muito seco no Nordeste, contribui para a diminuição da densidade tecnológica bem como disponibilidade de bons produtos e serviços.

Os três primeiros aspectos, já foram analisados, porém, o que tem maior peso no projeto final é o quarto aspecto que são as exigências técnicas. Por outro lado, a falta de eficiência e qualidade na produção das " fibras de sisal " poderia levar a falência da atividade econômica relativa a comercialização as fibras.

Assim, para suprir as necessidades de todos os quatro aspectos básicos no projeto de uma máquina desfibradora alternativa, é introduzido o conceito de automatização sustentável segura sendo discutidas suas aplicações e seus limites.

### **3. CONCEITO DE AUTOMATIZAÇÃO SUSTENTÁVEL SEGURA**

A definição do conceito de automatização sustentável segura é muito simples, e tem como objetivo introduzir a automatização de processos, máquinas, e produtos, só nas áreas específicas, partes, ou componentes que são perigosos ao operador ou que causam fadiga na produção em série.

Desta maneira, a força de trabalho só é substituída por componentes automáticos, obviamente, nas áreas de risco. Como o trabalho nestas áreas é realizado por elementos automatizados, a segurança humana é preservada. Ao mesmo, o tempo, a eficiência, a produtividade e qualidade tendem a aumentar trazendo benefícios econômicos.

#### **3.1. Concepção de projeto da máquina desfibradora com movimento de retirada da folha.**

O conceito de automatização sustentável segura é aplicado em uma nova filosofia de projeto. A nova idéia tem como principal objetivo, transferir o trabalho feito pela mão do operador para um dispositivo mecânico. Deste modo, o operador está livre da fadiga criada na área das mãos e do ombro. O resultado será uma máquina mais segura e confortável no desempenho desta atividade. Os aspectos econômicos são fortemente encorajadores para a substituição do " Motor Paraibano ". Neste projeto, o movimento de retirada da folha é introduzido por três razões:

1. Para projetar uma máquina similar à configuração do " Motor Paraibano ". É necessário que a máquina esteja em conformidade com as características físicas dos operadores e sua adaptação ao trabalho facilitando a operação.

2. Fazendo isto, a máquina torna-se ergonômica e diminui a fadiga do operador, pois não há grande esforço para realizar o processo de alimentação da máquina.

3. Permite a produção de uma fibra de melhor qualidade, porque o operador está segurando a fibra já desfibrada evitando que ela venha a torcer prejudicando a qualidade do produto final.

Para propor um projeto alternativo levam-se em consideração as seguintes metas:

- máquina inteligente;
- máquina segura;
- máquina de pequeno porte;
- facilidade para operar;
- boa produtividade;
- baixo custo.

#### 4. OPÇÕES DE DESFIBRAMENTO

Como Dana (1998) descreve, há duas opções para executar o processo de desfibramento:

Desfibramento paralelo: descrito quando a velocidade da superfície de desfibramento é paralela a velocidade da superfície da folha.

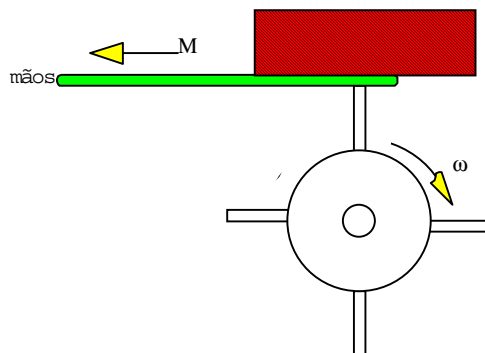
Desfibramento transversal: descrito quando a velocidade da superfície de desfibramento é perpendicular à velocidade da superfície da folha.

Sendo descritas as vantagens de ambas as opções relatadas neste trabalho, e já considerando as metas definidas, a nova máquina deveria ser compacta tornando-se portátil.

Dessa forma a primeira opção, o desfibramento paralelo, é adotado.

##### 4.1. Descrição do desfibramento paralelo

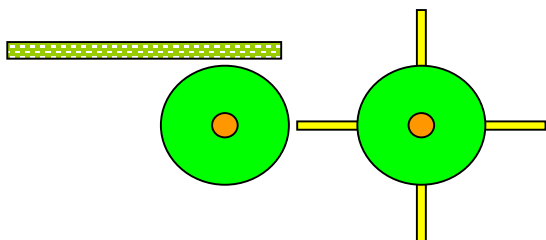
Utilizando o modelo de máquina " Motor Paraibano "(tradicional), o elemento responsável pelo desfibramento é uma lâmina especial que está montada em um rotor móvel. No início do desfibramento, a folha é estacionária, tendo mais tarde uma velocidade relativa em sentido oposto das lâminas giratórias. O operador enquanto segura em uma das metades da folha, alimenta com a outra parte as lâminas giratórias. Posteriormente ele retira a folha, como mostrado pelo movimento M na figura 2, desfibrando assim metade da folha. Efetuando então a primeira parte do trabalho a ser executada pelo operador. A segunda parte do trabalho, baseia-se em virar a folha entregando a mesma a um outro operador. O segundo operador, enquanto segura à primeira parte que já está desfibrada, alimenta a máquina com a segunda parte da folha através da lâmina giratória desfibrando a segunda parte, iniciando o processo de armazenamento.



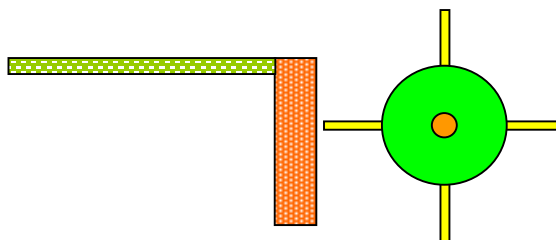
**Figura 2** - A Configuração da Desfibradora Paralela

## 4.2. A alimentação alternativa

O principal desafio e objetivo do nosso projeto é a segurança do operador, logo, as configurações alternativas apresentadas permitem que o operador trabalhe sem utilizar as mãos para realizar o desfibramento. As possíveis configurações para a concepção da máquina foram as seguintes:



**Figura 3** - Configuração usando dois rotores (1)

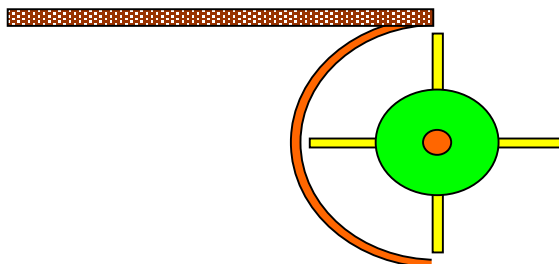


**Figura 4** – Configuração usando um rotor e um batedor (2)

A configuração (1) satisfaz o tipo de desfibramento proposto, mas com uma desvantagem, pois o desbaste realiza-se em apenas um ponto que é o tangencial entre os raspadores e o cilindro de apoio. A configuração (2) é mais viável pois o desfibramento ocorre ao longo de toda a superfície do batedor permitindo assim um desfibramento progressivo e sem cargas excessivas aplicadas repentinamente.

## 5. CONFIGURAÇÃO ADOTADA

A configuração adotada no desenvolvimento do projeto levou em conta todos os fatores possíveis em relação as configurações alternativas. Como já foi citado, o tipo de configuração adotada é a que temos um batedor para suportar a carga do desfibramento com uma restrição. O batedor terá uma certa curvatura que tangenciará as lâminas raspadoras as quais estão montadas sobre um cilindro conectado ao motor elétrico que além de ser responsável pelo desfibramento também será de fundamental importância para realização do mecanismo de retirada da folha que será detalhado mais adiante.

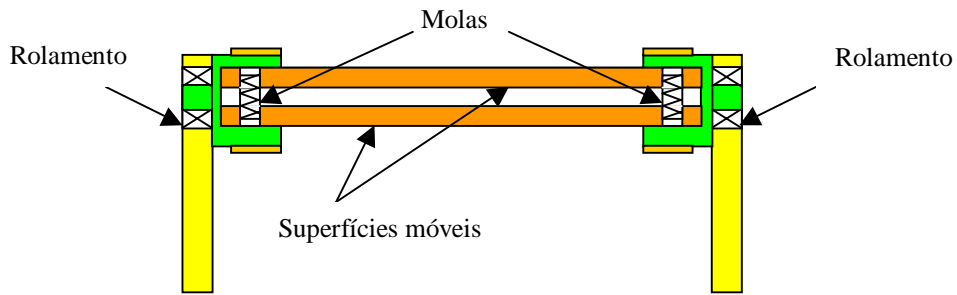


**Figura 5** – Configuração adotada

## 6. O MECANISMO DE RETIRADA DA FOLHA

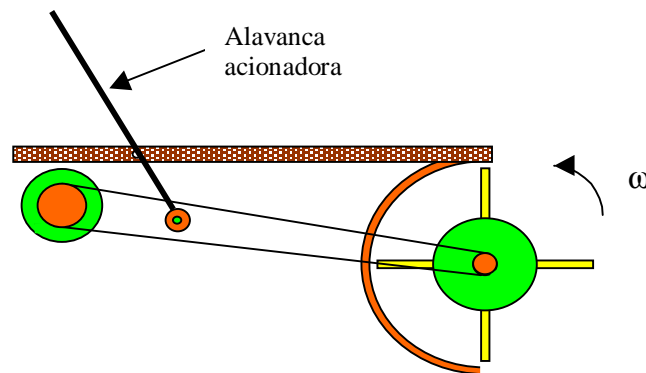
O mecanismo de retirada da folha possui um elemento fundamental no qual baseia-se o nosso trabalho que é uma garra projetada para suportar a carga do desfibramento que é da ordem de 50 Kgf. Esta garra está montada sobre trilhos por meio de roldanas visando reduzir o atrito e conseqüentemente a força do operador para realizar a tarefa de alimentação da máquina. A folha é colocada até a sua metade dentro das superfícies móveis da garra cuja posição inicial é aberta, com o início do movimento uma das superfícies móveis (a inferior)

irá deslocar-se para cima de modo a prender a folha, isto é possível devido a duas barras presas sobre a superfície da mesa que realizam pressão sobre a garra a partir de um determinado espaço. Ao chegar no final do curso do barramento dos trilhos, a garra encontrará um limitador que a impedirá de continuar o curso, evitando assim acidentes de trabalho. Neste momento o operador aciona o mecanismo de retirada da folha através de uma alavanca que tensionará uma correia que está conectada a um sistema de polias ligadas ao eixo do rotor que contém as lâminas raspadoras que por sua vez é tracionado pelo motor elétrico. Essa correia está acoplada através de polias a dois cilindros em cujas superfícies estão enrolados cabos de aço que promovem a volta da garra a sua posição inicial.

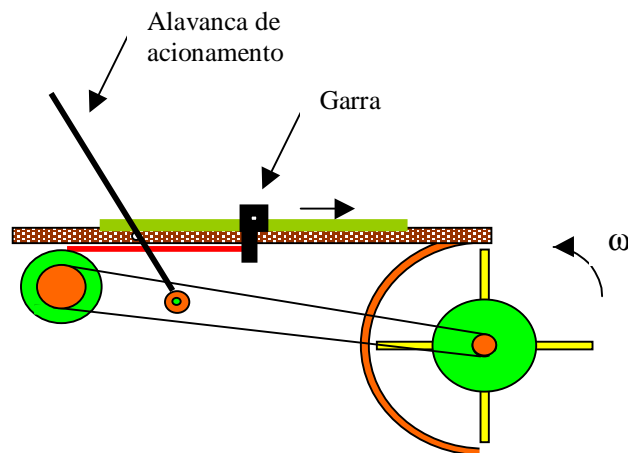


**Figura 6** - Esquema da garra

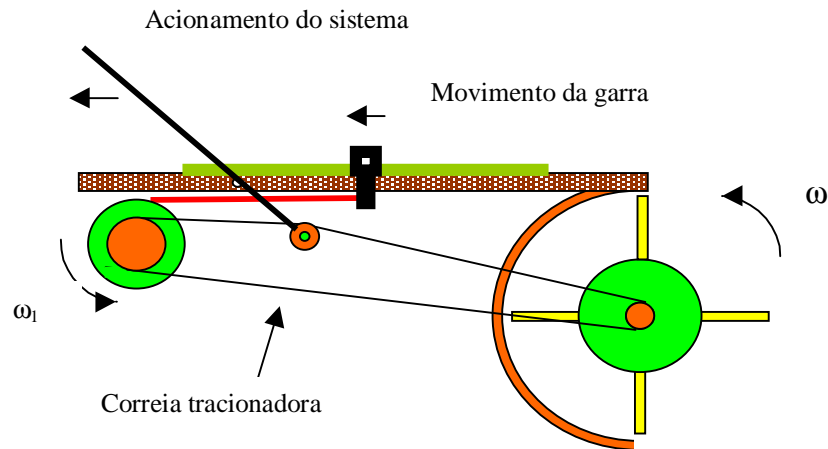
O mecanismo de retirada da folha permite ao operador que trabalhe com a máquina sem utilizar as mãos para puxar a folha e desfibrá-la.



**Figura 7** – Configuração do mecanismo de acionamento da garra



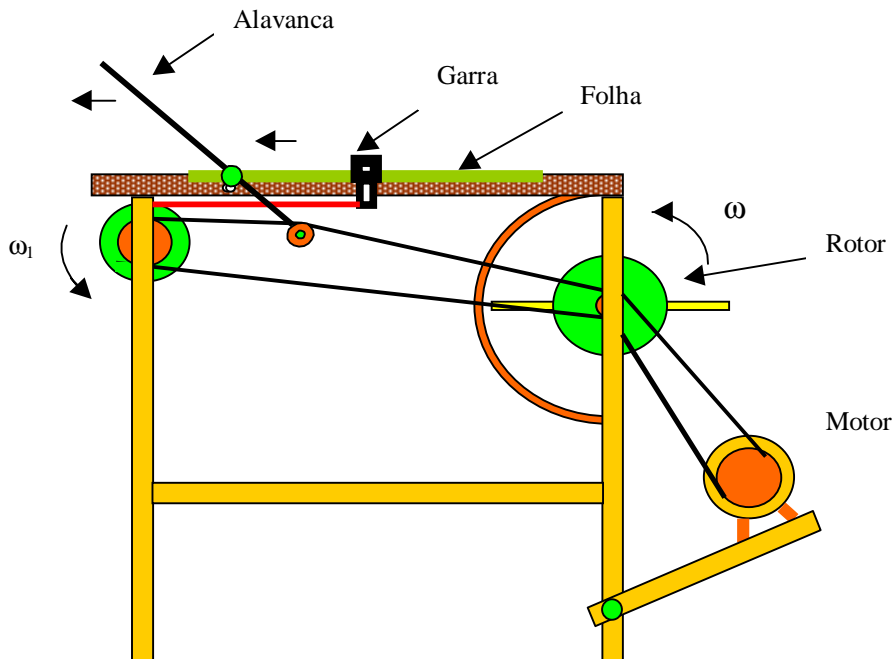
**Figura 8** – Configuração do sistema durante o processo de alimentação da máquina



**Figura 9** – Sistema de acionamento durante o processo de retirada da folha

## 7. O DESENHO FINAL DA MÁQUINA

A concepção final da máquina levou em consideração todos os aspectos de funcionalidade e de facilidade na manutenção e troca dos elementos componentes que a constituem, visto que a máquina desempenhará o seu trabalho em uma região que não dispõem de uma grande estrutura tecnológica para usinagem de peças detalhadas, motivo este que também é de fundamental importância para a escolha dos materiais empregados no desenvolvimento do projeto.



**Figura 10** – Configuração da máquina na versão final

## 8. CONCLUSÕES

Trabalhar na concepção de um novo projeto é um dos primeiros desafios e sonhos de um engenheiro. Os princípios matemático, físico e mecânico envolvidos no processo podem parecer difíceis e complexos. O processo de criação de qualquer coisa nova é mais intuitivo que analítico. Porém, a parte mais difícil no processo realmente não é definida por fórmulas matemáticas ou conceitos mecânicos. A maioria das limitações normalmente vem com as condições sociais e econômicas do ambiente de funcionamento. É bem mais simples projetar uma nova máquina desfibradora com alta eficiência e executando todas as tarefas automaticamente, reduzindo o perigo de acidentes humanos para níveis próximos de zero. A solução de engenharia, apesar de ser excelente do ponto de vista de engenharia, conduzirá a perda de emprego de mais de meio milhão de pessoas como Hein (1994) explica no seu relatório. Estas observações finais aqui mencionadas, não tentam resolver o problema destas pessoas, mas apenas tenta mostrar que a engenharia não somente desafia um problema matemático ou tecnológico mas também problemas de ordem socio-econômicos.

O projeto com movimento de reversão procura aliviar o trabalho do operador, enquanto, ao mesmo tempo, visa quebrar as barreiras causadas por mudanças de projetos de novas máquinas desfibradoras de sisal.

O trabalho futuro entrará na direção de fabricação deste projeto e avaliação de seu desempenho, com as devidas medições de produtividade bem como sua eficiência.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Dana S.S, 1999, "Design of Alternative Safe Parallel Threshing Machine". Proceedings of Sixth Pan- American Congress of Applied Mechanics and Eighth International Conference on Dynamics Problems in Mechanics, Vol. 8, pp 1189-1192, Rio de Janeiro, Brazil
- Dana, S.S, Moreira, A.M, 1998, "Design of a Safe Parallel Threshing Machine Using Alternating Movement". V CEM- NNE, Vol. II pp 503-510, Fortaleza, Brazil
- Dana, S.S, Monteiro, L.L., 1998, "The State of Art of the Threshing Machines: The Productivity Estimations and Comparisons". V CEM- NNE, Vol. I pp 361-368 .Fortaleza, Brazil
- Dana, S.S. 1997, " Revising the Design of the Transversal Threshing Machine by Considering the Actual Load Distribution", Proceedings of 7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, Vol. I, pp Ap1-Ap3, Angra dos Reis, Rio de Janeiro, Brazil
- Dana, S.S. 1996, " Structural. Optimization of the " Threshing Machine", Proceedings. of IV CEM-NNE, Vol I, pp 475-480, Recife, Brazil
- Hatakeyama, Kazuo. 1990, "Maquina Desfibradora de Sisal, Estado da Arte", Poli, Salvador. Brazil.
- Hein, Rony. 1994, "A Sina do Sisal". Terra , Ano3, Edição 30, pp60-66, São Paulo, Brazil.
- Targino, G. Dana, S.S. 1992, "Uma Estratégia para Fortalecimento da Tecnologia Regional", Proceeding of IICEM-NNE, Vol.II, pp452-457, João Pessoa, Brazil

## **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA MODULAR PARA MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA EM PEQUENAS PROPRIEDADES**

**Giovano Marcos Mazetto**

**Fernando Antônio Forcellini**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [giovano@nedip.ufsc.br](mailto:giovano@nedip.ufsc.br), [forcellini@emc.ufsc.br](mailto:forcellini@emc.ufsc.br)

**Augusto Weiss**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Ciências Agrárias, Departamento de Agronomia, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [augusto@cca.ufsc.br](mailto:augusto@cca.ufsc.br)

### **Resumo**

A busca por métodos de produção agrícolas, que diminuam os problemas de erosão e perda de produtividade causados pelo sistema convencional de plantio, tem levado os agricultores a adotar os chamados métodos conservacionistas de cultivo. Esta mudança, exige uma adequação, em termos de mecanização. Com objetivo de disponibilizar à indústria de implementos agrícolas, projetos de implementos cujos princípios de solução já tenham sido testados e aprovados, foram realizados trabalhos visando a obtenção de um sistema modular. Como resultado destes trabalhos, foi obtido um sistema modular conceitual composto por dez módulos. Estes módulos, combinados entre si atendem a quatro funções globais variantes. O compartilhamento de módulos deverá resultar em vantagens fabris, como redução de estoques e linhas de produção mais racionalizadas. Os trabalhos atualmente estão voltados para a fabricação de um protótipo, onde serão utilizados componentes atualmente fabricados pela indústria, juntamente com demais módulos.

**Palavras-chaves:** Sistema modular, pequenas propriedades, implementos agrícolas.

### **1. INTRODUÇÃO**

Os produtos modulares vem permitindo a indústria em geral, obter índices cada vez mais elevados de produtividade e qualidade, sem citar os menores custos de produção e revenda. Automóveis, computadores e móveis, são apenas alguns dos bens de consumo desenvolvidos sob esta óptica de projeto, que literalmente tiveram seus custos reduzidos, baseando-se em conceitos peculiares como interfaces padronizadas, módulos intercambiáveis, padronização de componentes entre outros.

No entanto, se são muitas as vantagens obtidas com a aplicação das metodologias de projeto de produtos modulares, sua aceitação e conseqüente aplicação na indústria, ainda está longe do desejado e um dos fatores responsáveis apontados, é justamente o desconhecimento dos profissionais, sobre estas técnicas de trabalho. No decorrer dos últimos anos, o NeDIP - Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos – pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, tem dedicado parte de suas pesquisas, a

aplicação e aprimoramento das metodologias de projeto. Entre estudos recentes, podem-se citar, o desenvolvimento de implementos agrícolas e metodologias, como os trabalhos de CASTALDO (1999) e de PIZZATTO (1998), respectivamente, um implemento para manejo da cobertura vegetal, em pequenas propriedades e uma sistemática de projeto para produtos modulares, com aplicação em móveis.

Tendo como base estes aspectos, é apresentado como objetivo principal deste trabalho, o desenvolvimento de um sistema modular que possa dar uma contribuição no sentido de melhorar o atual quadro de mecanização da pequena propriedade rural, enfocando os implementos destinados as atividades conservacionistas de cultivo.

Para a obtenção deste propósito, são aplicadas ferramentas específicas de projeto, como QFD, Análise Funcional, Matriz Morfológica entre outras em um grupo de quatro implementos agrícolas. Deve-se citar também, o emprego de uma metodologia de projeto de sistemas modulares, que está sendo desenvolvida pelo NeDIP. Esta metodologia, está dividida em quatro fases principais. Estas fases por sua vez dividem-se em etapas e tarefas, dando ao processo de projeto uma característica mais uniforme, diminuindo as lacunas existentes em outras metodologias principalmente em relação ao nível de abstração que envolve as tomadas de decisão. A Figura 1, mostra o fluxo geral da metodologia adotada, que orienta as atividades de projeto a serem desenvolvidas.

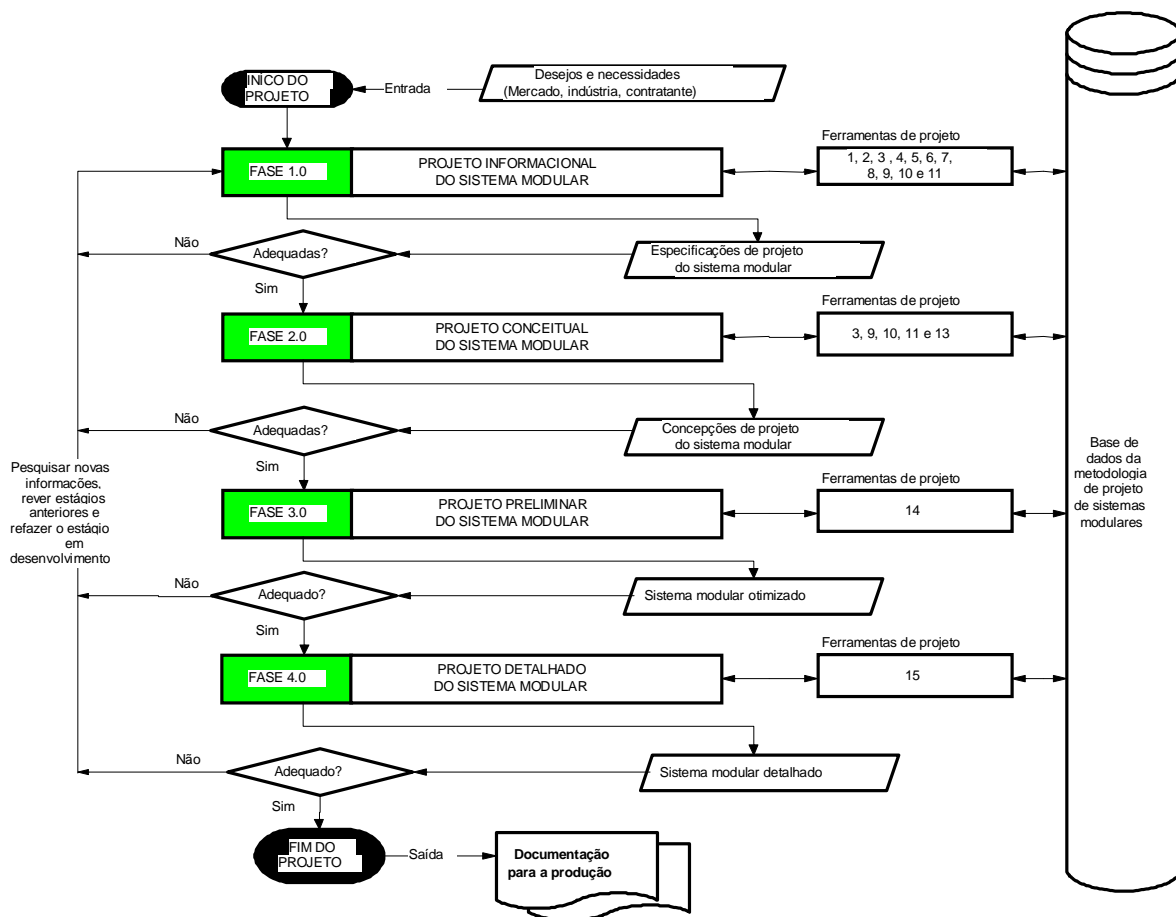


Figura 1: Fluxo geral da metodologia utilizada (MARIBONDO 1999).



Os trabalhos resultaram em um conjunto de 11 módulos, que combinados entre si, atendem as quatro Variantes da Função Global (VFG) dos implementos, caracterizando desta forma o aspecto de compartilhamento de componentes, que entre outros, caracterizam um produto modular. Na seqüência é apresentado o desenvolvimento dos trabalhos.

## 2 Desenvolvimento

O desenvolvimento do projeto, teve início com um estudo detalhado, sobre alguns aspectos da mecanização agrícola nas pequenas propriedades do Estado de Santa Catarina. A partir de um universo de dez implementos indicados para a atividade conservacionista em pequenas propriedades, estudados inicialmente, foram selecionados quatro. Os critérios para esta seleção foram, respectivamente, o nível de desenvolvimento e o grau de importância dos mesmos para o cultivo conservacionista. Os implementos selecionados são destinados a atender as seguintes atividades: 1) plantio e adubação do solo, através dos implementos conhecidos como: a) semeadora/adubadora em linha com tração animal e duplo cinzel; b) semeadora/adubadora em linha também de tração animal e cinzel para adubo e duplo disco para as sementes. 2) escarificação para descompactação do solo, através de um escarificador com disco de corte e tração animal, e; 3) sulcagem para transplântio de mudas, realizado por um sulcador com disco de corte e tração animal.

Após o levantamento do estado da arte, que culminou com a delimitação do número de implementos, foi estabelecida uma definição inicial do problema de projeto: contribuir para uma melhoria na qualidade de vida do homem do campo, fornecendo a indústria de implementos agrícolas, projetos bem detalhados e oriundos de tecnologias apropriadas, condizentes com as indústrias locais, através da modularização de implementos, visando melhor desempenho, facilidade de fabricação e diminuição de custos.

### 2.1 Projeto Informacional do Sistema Modular

Nesta fase do desenvolvimento, foram identificados então, os desejos e necessidades dos futuros clientes e usuários do sistema modular. Para coletar estes desejos e necessidades, foi feita uma análise do ciclo de vida dos produtos deste gênero. Após esta coleta as informações foram transformadas em requisitos de projeto, ou seja, as informações coletadas foram interpretadas e transcritas para linguagem técnica, passível de quantificação.

A atividade realizada na seqüência, foi a hierarquização dos requisitos de projeto. Para esta atividade, foi utilizada a primeira Matriz Casa da Qualidade. Os resultados desta aplicação, apontaram como requisito mais importante, o menor tempo de *set up*, seguido de um menor número de componentes. Como terceiro requisito, tem-se um baixo número de novos componentes, e assim por diante.

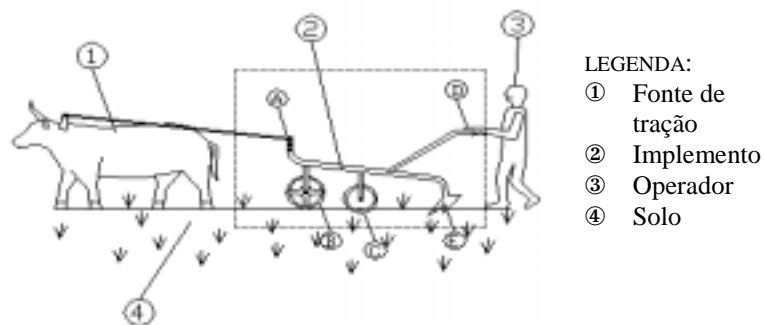
O passo seguinte a hierarquização dos requisitos de projeto, foi a elaboração das especificações do projeto, como é mostrado na Tabela 1. Esta tabela apresenta uma descrição do item, seguido de um valor meta e uma unidade de medida para o mesmo. É indicado ainda neste quadro, um sensor, destinado a indicar um método de medição ou controle das metas traçadas e ainda uma indicação de saída indesejável, alertando para possíveis problemas de devem ser evitados durante a busca por soluções que atendam as especificações em questão. A Tabela 1 mostra apenas uma parte das especificações de projeto, ao total são 18 os itens que a compõem.

**Tabela 1: Especificações de projeto para o sistema modular.**

Descrição	Meta	Uni	Sensor	Saída indesejável
1 Set up	15 minutos	Min	Testes de campo	Tempo elevado
2 Número de componentes	Reduzir em 50% o número de componentes	Núm.	Análise de projeto	Aumento do número de componentes ou da complexidade de fabricação
3 Componentes padronizados	Utilizar no máximo 30% de novos componentes	%	Avaliação no decorrer do projeto	Mais do que 30% de novos componentes
4 Custo de fabricação	O custo do sistema modular deve ser menor do que os implementos atualmente fabricados	R\$	Estimativas de custo através de ferramentas específicas	Custo maior ou perda de qualidade.

## 2.2 Projeto Conceitual

O objetivo desta fase do projeto, é obter a definição conceitual do sistema modular, e para tanto, foram identificadas as estruturas funcionais dos implementos. Antes porém, da identificação das estruturas funcionais, realizou-se delimitação das fronteiras do sistema em estudo. Esta atividade é importante, porque permite que sejam definidas as entradas e saídas de energia, material e sinal envolvidos no processo em estudo. A Figura 2 mostra o desenho esquemático do implemento 1, um escarificador com disco de corte, sendo que os limites do sistema excluem o operador e a fonte de tração, considerando apenas as entradas de energia que estes provêm ao sistema.



**Figura 2: Limites do sistema relativo ao implemento 1.**

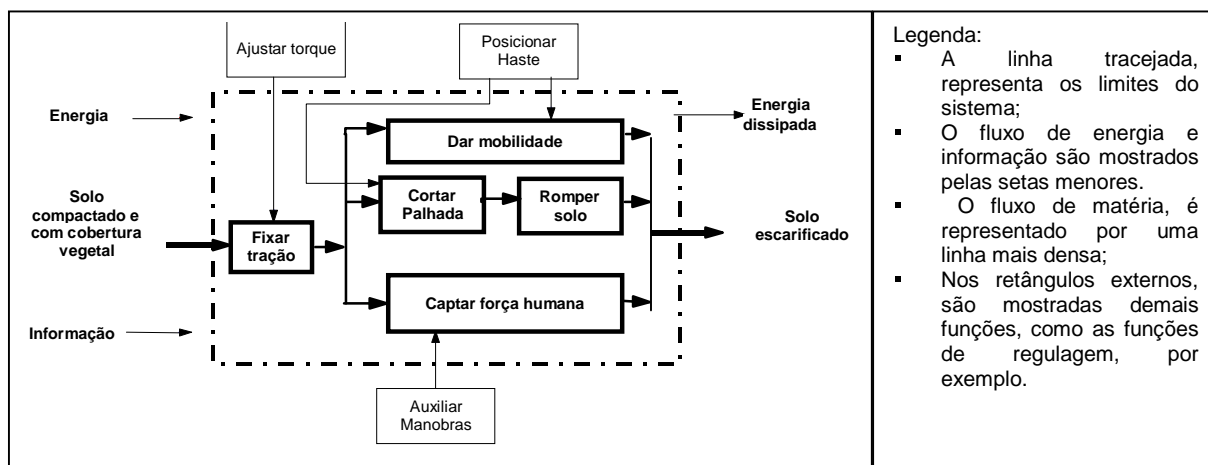
A identificação das estruturas funcionais, inicia com a interpretação da Função Global do implemento. Na seqüência, a Função Global é desdobrada em Funções Parciais ( FP ) e Funções Elementares ( FE ). Como resultado desta atividade, são apresentadas as Funções Elementares que compõem o implemento e a representação gráfica de sua estrutura. Este processo foi repetido para todos os implementos em estudo e durante a identificação das funções, foram encontradas muitas funções comuns entre os implementos. Para simplificar os trabalhos, estas funções comuns foram agrupadas e receberam a mesma numeração, ou seja são tratadas como uma única função, mas que se repete em mais de um implemento. A Tabela 2 mostra a relação de funções de um dos implementos estudados e a Figura 3 a respectiva representação gráfica.

Após a identificação das Funções Elementares dos quatro sistemas em estudo, foram elaboradas Fichas Técnicas contendo informações sobre cada função. Foram catalogadas ao todo, 17 Funções Elementares diferentes. A partir de uma análise das Funções Elementares identificadas e catalogadas, a equipe de projeto decidiu que alguns dos princípios de solução atualmente utilizados, não seriam modificados, ou seja, o sistema modular a ser criado, deverá ser compatível com componentes já existentes. Desta maneira, o sistema modular passou a contar com 6 Módulos Construtivos ( MC ) já definidos.

**Tabela 2: Relação das Funções Elementares do implemento 1.**

Resumo do Desdobramento das Funções que Compõem o Implemento 1			
Primeiro desdobramento <u>Função parcial</u>	Segundo desdobramento <u>Função Elementar (FE)</u>	Função Principal: ESCARIFICAR SOLO <i>Interpretação técnica das funções elementares</i>	Numeração das Funções Elementares
1.1	-	Posicionar haste	FE 1.1
1.2	1.2.1	Ajustar torque	FE 1.2.1
	1.2.2	Fixar tração	FE1.2.2
1.3	1.3.1	Dar mobilidade	FE 1.3.1
	1.3.2	Cortar palhada	FE 1.3.2
	1.3.3	Romper solo	FE 1.3.3
1.4	-	Captar força humana	FE 1.4
1.5	-	Auxiliar manobras	FE 1.5

Na seqüência das atividades foram estabelecidas as estruturas funcionais modificadas. Para esta atividade, o seguinte roteiro foi observado: 1) definição da Função Global do sistema modular; 2) definição das Variantes da Função Global do sistema modular; 3) classificação das Funções Elementares identificadas nos quatro implementos; 4) listagem das Funções Elementares necessárias para a execução de cada uma das Variantes da Função Global; 5) criação dos Módulos Funcionais ( MF ) e, 5) apresentação das estruturas funcionais modificadas compostas pelos Módulos Funcionais.



**Figura 3: Representação gráfica da estrutura de funcional e sua legenda**

Como resultado da realização das atividades descritas, obteve-se um conjunto de 10 Módulos Funcionais. A combinação entre estes módulos em quatro arranjos diferentes, permite que quatro Variantes da Função Global ( VFG ) sejam atendidas.

Após a definição dos Módulos Funcionais que compõem o sistema modular, os trabalhos são direcionados para a obtenção dos Módulos Construtivos ( MC ), ou seja, tendo como base os requisitos de projeto e de modularidade, são pesquisados e definidos os princípios de solução adequados para cada um dos Módulos Funcionais. A Tabela 3, mostra a relação total dos Módulos Funcionais do sistema modular.

**Tabela 3:Relação dos Módulos Funcionais (MF) do sistema modular.**

Denominação	Classificação do módulo	Funções atendidas	Interpretação técnica das funções	Classificação
MF 01	ESPECIAL	FE 1.3.3	ROMPER SOLO	ESPECIAL
MF 02	BÁSICO	FE 1.2.1	AJUSTAR TORQUE	AUXILIAR
		FE1.2.2	FIXAR TRAÇÃO	BÁSICA
MF 03	BÁSICO	FE 1.1	POSICIONAR HASTE	AUXILIAR
		FE 1.3.1	DAR MOBILIDADE	BÁSICO
		FE 1.3.2	CORTAR PALHADA	BÁSICA

**Continuação da Tabela 3**

MF 04	BÁSICO	FE 1.4	CAPTAR FORÇA HUMANA	BÁSICA
		FE 1.5	AUXILIAR MANOBRAS	AUXILIAR
MF 05	ESPECIAL	FE 2.3.1.1	CAPTAR POTÊNCIA	ESPECIAL
		FE 2.3.1.3	COMPACTAR SOLO	ESPECIAL
		FE 2.6	INTERROMPER DOSAGEM	AUXILIAR
		FE 2.1.2	POSICIONAR RODA COMPACTADORA	AUXILIAR
MF 06	ESPECIAL	FE 2.7	DOSAR ADUBO	ESPECIAL
MF 07	ESPECIAL	FE 2.8	DOSAR SEMENTES	ESPECIAL
MF 08	ESPECIAL	FE 2.3.3	DEPOSITAR ADUBO	ESPECIAL
MF 09	ESPECIAL	FE 2.3.4	DEPOSITAR SEMENTES (CINZEL)	ESPECIAL
			DEPOSITAR SEMENTES (DISCO DUPLO)	
MF 10	ESPECIAL	FE 4.3.3	ABRIR SULCO	ESPECIAL

A pesquisa por princípios de solução que atendessem as funções de cada módulo, foi realizada de forma independente, e para esta atividade foi utilizada a ferramenta conhecida como Matriz Morfológica. Após a aplicação da Matriz Morfológica para cada Módulos Funcional, deparou-se com uma situação nova, devido ao fato de que para cada módulo, foram encontradas mais de uma solução construtiva que atendia as especificações de projeto.

Diante da necessidade de optar entre os princípios de solução indicados, desenvolveu-se uma Matriz de Apoio a Escolha entre Módulos Funcionais, que utiliza como critérios, os requisitos de projeto. Após a aplicação desta matriz, apenas as concepções mais pontuadas, foram consideradas. O último passo para a escolha dos princípios de solução, foi a aplicação dos chamados Critérios de Modularização, a saber: 1)critérios gerais: similaridade entre estruturas funcionais e físicas do sistema modular e; minimização das interações incidentais entre os componentes físicos; 2) critérios específicos: energia, material, sinal, geometrias, entre outros. Com base nos critérios de modularização, foram então selecionados os princípios de solução para os Módulos Construtivos do sistema modular.

FUNÇÃO ELEMENTAR 1.3.2 ①		FICHA 05 ②
Interpretação técnica: cortar palhada③		
Implementos em que está presente: todos④		
⑤Descrição da função elemental: Cortar a palhada sobre o solo promovendo a menor perturbação possível na cobertura vegetal. O corte é realizado através de cisalhamento, onde o disco é pressionado verticalmente contra o solo. O disco penetra no solo girando sem deslizamento a uma profundidade pré determinada.		
⑥Exemplo de princípio de concepção: Disco metálico		⑦Características: É basicamente composto por um disco metálico, montado em um eixo através de buchas ou rolamentos. O eixo, colocado no centro do disco é fixado a uma espécie de garfo, que por sua vez é fixado a estrutura do implemento. o disco de corte, deve permitir a regulagem da profundidade do corte, o que é feito na maioria das vezes através do garfo.
		
⑧Efeito portado pelo componente do exemplo: cisalhamento		
⑨Classificação do componente: Básico - B		
⑩Observações: O princípio de solução aplicado originalmente nesta função elemental, deve ser mantido		
Entradas: (energia, material, sinal )	Saídas: (energia, material, sinal )	
---	---	
Demais observações:	Possibilidade de união? Sim ( X ) Não ( )	
Tanto esta FE, como a FE 1.3.1, estão ligadas a	Se sim, com quais? FE 1.3.1 – FE 1.1	
FE 1.1. Existem soluções construtivas		
que englobam estas funções.		

**Figura 4: Ficha técnica.**


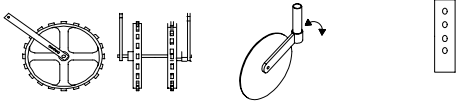
Concepções Alternativas Dos Módulos Funcionais	Alternativas para o Módulo Funcional			
	02	03	04	05
<b>Requisitos técnicos para avaliação das alternativas concepção</b>	I	II	III	IV
1) Menor número de componentes	X	X	X	X
2) Maior facilidade de fabricação		X	X	X
3) Maior rapidez e lógica na montagem	X	X	X	X
4) Menor custo ( estimativa )		X	X	X
5) Manutenção mais simples		X	X	X
6) Maior quantidade de materiais recicláveis	X	X	X	X
7) Menor risco de acidentes com transporte e manuseio				X
8) Maior simplicidade nas operações e regulagens	X			X
9) Maior durabilidade	X	X	X	X
10) Maior facilidade de uso em terrenos acidentados	X	X	X	X
11) Menor set-up	X			X
12) Maior facilidade de limpeza após o uso				
13) Maior manobrabilidade				X
14) Maior facilidade de transporte fora do uso				X
15) mais adequados a fontes de tração de pequena potência		X		X
16) Maior facilidade de acoplamento a tração	X			
17) Maior confiabilidade	X	X	X	X
18) aspecto mais robusto	X	X	X	X
Somatório dos requisitos de cada alternativa de concepção	9	1	7	8
	11	4	11	10
	1	4	2	10
	3			

**Figura 5: Matriz de Apoio a Escolha de MF.**

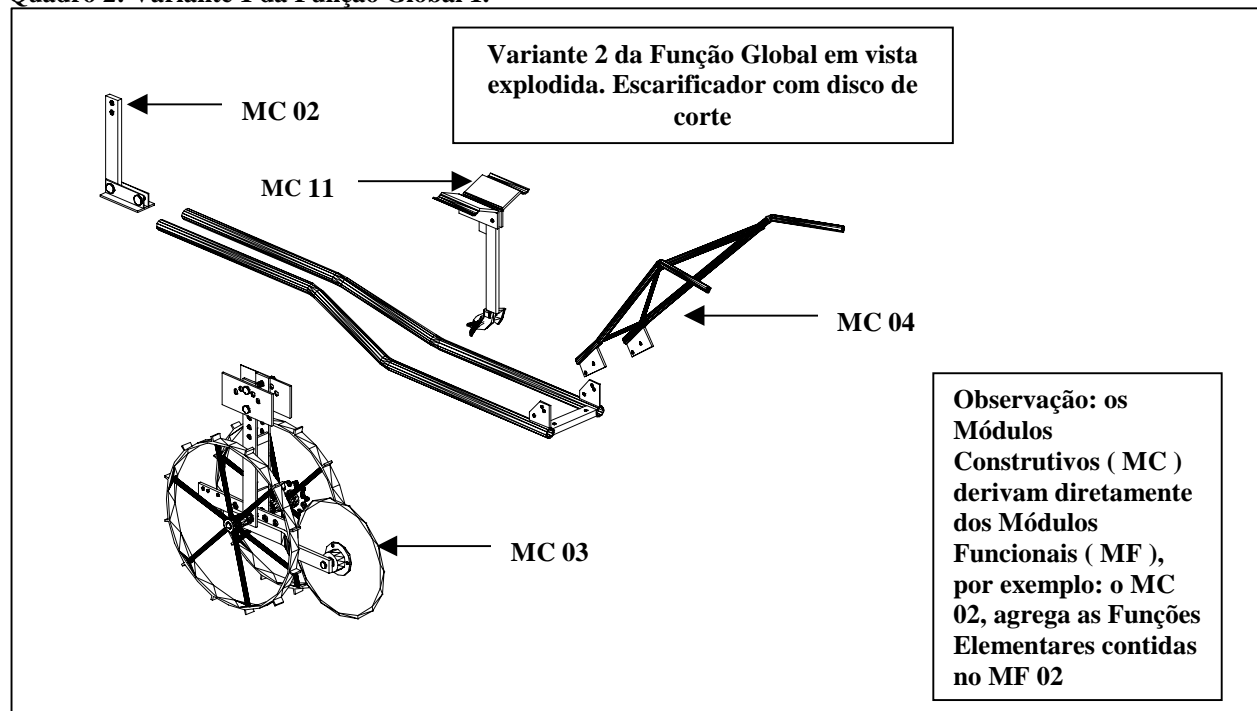
As figuras 4 e 5 mostram as ferramentas desenvolvidas para auxiliar no desenvolvimento do projeto. A partir da aplicação destas ferramentas, juntamente com as tradicionais já citadas, foi possível obter a definição conceitual do sistema modular. No Quadro 1, são mostrados dois Módulos Construtivos, juntamente com algumas observações sobre as decisões tomadas, suas denominações e funções por eles portadas. No quadro 2 e 3, são mostradas em uma representação esquemática as Variantes 1 e 2 da Função Global respectivamente.

O próximo passo, na seqüência dos trabalhos, é o desenvolvimento do Projeto Preliminar do Sistema Modular, fase está, que com base em critérios técnicos e econômicos entre outros, terá como resultado as definições preliminares sobre geometrias, dimensões, interfaceamento entre módulos e etc.

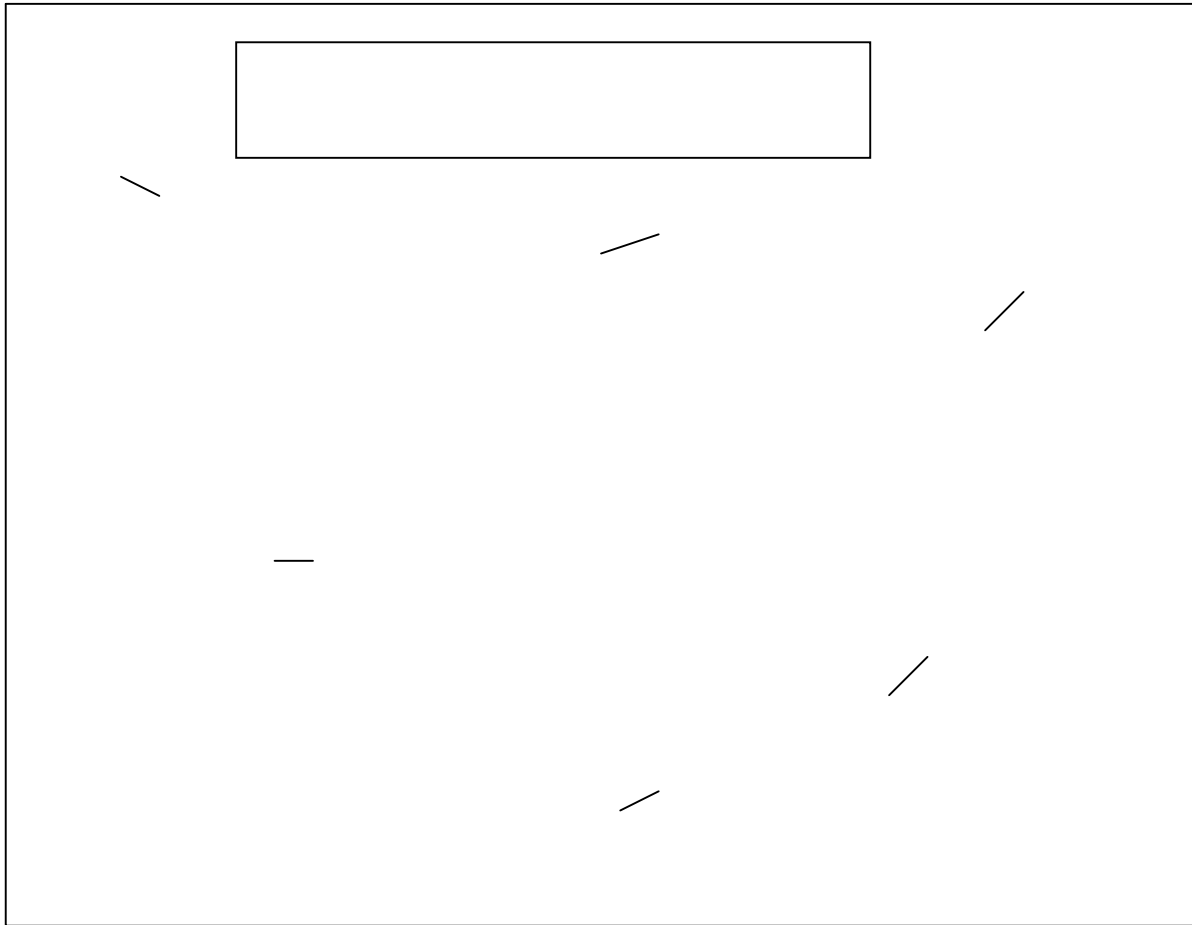
**Quadro 1: Módulos Construtivos Básicos.**

Nome	Funções	Princípios de solução empregados
<b>MC 02</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1 Ajustar momento</li> <li>2 Fixar tração</li> </ol>	 <p>A opção por estes princípios de concepção se justificam pela simplicidade de sua construção. A fixação por parafuso e porca foi descartada, devido ao tempo de fixação e maior necessidade de ferramentas para a montagem.</p>
<b>MC 03</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>3 Posicionar haste;</li> <li>4 Dar mobilidade</li> <li>5 Cortar palhada.</li> </ol>	 <p>Para dar mobilidade, a opção pelas rodas duplas está ligada as informações obtidas com pessoas que tiveram ligação direta, com testes desenvolvidos neste tipo de equipamentos e que, segundo as mesmas, o corte da palhada acontece de forma mais regular, quando as rodas estão próximas e nos dois lados do disco, ao invés de estarem imediatamente a sua frente. Destes mesmos testes de campo, resultou também a informação de que os discos de corte que apresentavam um movimento relativo, ou seja, não eram rígidos, apresentavam melhor desempenho, por desviarem de pequenos obstáculos encontrados no caminho.</p> <p>A chapa com furos, como forma de ajuste da posição da haste, é de simples fabricação, e dispensa ferramentas para set up.</p>

**Quadro 2: Variante 1 da Função Global 1.**



**Quadro 2: Variante 2 da Função Global.**



### 3 Conclusão

Os resultados até então obtidos, com a aplicação de uma metodologia de projeto a um grupo de quatro implementos agrícolas, demonstram que uma das maiores dificuldades encontradas pela equipe está na organização das informações coletadas, juntamente com as tomadas de decisão peculiares a atividade de projeto. Como resultados desta primeira aplicação, estes dois aspectos fizeram com que a equipe desenvolvesse duas ferramentas de auxílio.

A primeira delas, denominada Ficha Técnica, foi de fundamental importância na organização das informações coletadas, permitindo que de forma simples, fosse possível confrontar as diversas funções catalogadas e assim iniciar a definição dos módulos, agrupando as funções comuns ou semelhantes, identificando semelhanças construtivas, ou ainda restrições de união entre as mesmas.

A segunda ferramenta, denominada Matriz de apoio a escolha de MF, foi desenvolvida com o intuito de auxiliar na escolha dos princípios de solução, visto que em muitos casos, existiam mais de uma combinação de princípios que atendiam a especificações de projeto. É certo também que neste caso, trata-se apenas de um desenvolvimento inicial, e prova disso é que a própria equipe que está desenvolvendo a metodologia que foi utilizada, está trabalhando para aperfeiçoar e implementar computacionalmente esta ferramenta, o que mostra que estamos no caminho certo.

De um modo geral, conclui-se que este trabalho permitiu a equipe de projeto avançar significativamente, rumo ao domínio da técnica de projeto, além de apresentar soluções inovadoras para implementos até então fabricados de forma praticamente artesanal.

Finalizando, acredita-se também ter contribuído de forma significativa para o desenvolvimento de produtos agrícolas destinados a pequenos produtores, se confirmadas as expectativas, poderão ser obtidas reduções de custo e massa dos implementos, aspectos estes citados como críticos, além de uma maior facilidade de fabricação. Quanto a metodologia aplicada no desenvolvimento, os resultados são reais, por apontar aos pesquisadores passo a passo, as dificuldades e vantagens encontradas ao longo da aplicação, contribuindo assim para o desenvolvimento desta em tempo real.

#### 4 Bibliografia

- 1) BACK, Nelson, FORCELLINI, F. A., **Projeto de Produtos**. Notas de aula da disciplina Projeto Conceitual, do curso de Pós-graduação em eng. Mecânica. UFSC, 1996.
- 2) CASTALDO, E. Cardoso. **Desenvolvimento, construção e testes de um picador para coberturas vegetais**. Florianópolis, 1999. 118 p. Dissertação ( Mestrado em Engenharia Mecânica ) Universidade Federal de Santa Catarina.
- 3) MARIBONDO, Jucelino de Farias. **Diretrizes para o Desenvolvimento de uma Metodologia de Projeto de Sistemas Modulares**. COBEM-99. Águas de Lindóia, SP Nov. 22 a 26.
- 4) PIZZATO, Alex. **Desenvolvimento de uma Sistemática de Apoio ao Projeto de Móveis Modulares**. Florianópolis, SC: Curso de Pós-graduação em eng. Mecânica -CTC-EMC-UFSC, 1998.( Dissertação de Mestrado).
- 5) WEISS, Augusto. **Desenvolvimento e Adequação de Implementos para Mecanização Agrícola nos Sistemas Conservacionista em Pequenas Propriedades**. Florianópolis, SC: Curso de Pós-graduação em eng. de Produção –CTC-EPS-UFSC, 1998. (Tese de Doutorado).

#### 4. REFERÊNCIAS

Akao, Y., 1990, "Quality Function Deployment - QFD : Integrating Customers Requirements into Product Design". Cambridge. Productivity Press.

Back, N, 1983, "Metodologia de Projeto". Rio de Janeiro. Editora Guanabara Dois.

Ferreira, C.V, 1997, "Estimativa de Custos de Produtos na Fase de Projeto Conceitual: Uma Metodologia para Seleção da Estrutura Funcional e da Alternativa de Solução". Florianópolis. SC. CPGEM. UFSC. Dissertação.

Ferreira, C.V.,1998, "Estimativa de Custos de Componentes Injetados". Florianópolis. SC. 1998. CPGEM. UFSC. Relatório.

Ferreira, C.V. 2000. " TRIZ - Teoria da Solução de Problemas Inventivos". PPGEM. EMC. CTC. UFSC. Apostila.

Pahl, G. & Beitz, W., 1995. "Engineering Design : a Systematic Approach". Berlin. Springer Verlag.

Pugh, S., 1990, "Total Design. Integrated Methods for Successful Product Engineering". Addison-Wesley Publishing Company.

Roozenburg, N.F.M. e Eekels, J., 1995, "Product Design.: fundamental and methods". England: John & Sons Ltda. ISBN 047194351-7

Terninko, J., Zusman, A. e Zlotin, B., 1998, "Systematic Innovation. An Introduction to TRIZ (Theory of Inventive Problem Solving). St. Lucie Press.

Theory of Inventive Problem Solving. [www-personal.engin.umich.edu/~gmazur/triz](http://www-personal.engin.umich.edu/~gmazur/triz)

Ullman, D.G. "The Mechanical Design Process". Mc-Graw Hill. Mechanical Technology Series. 1992. ISBN 007065739-1.



### 3. CONCLUSÕES

As metodologias de projeto tradicionais foram elaboradas considerando a “teoria de sistemas técnicos” e esta abordagem não se mostra a mais adequada ao desenvolvimento de componentes injetados. O projeto do componente injetado inicia-se com o processo de manufatura e a família de material do produto especificada. Devido a este fato, novas informações e restrições são introduzidas no projeto do produto e, assim, devem ser consideradas. A metodologia proposta contribui, entre outros pontos, no sentido de possibilitar que o desenvolvimento do componente injetado ocorra considerando estas informações e estas restrições.

A metodologia proposta apresenta a vantagem de permitir que o desenvolvimento do componente injetado ocorra de forma integrada. Desta forma, as informações relacionadas aos distintos campos de conhecimento podem ser consideradas, simultaneamente, desde o início do processo de projeto do produto, segundo a filosofia da Engenharia Simultânea. Além disto, considerando as informações provenientes dos campos de conhecimento desde o início do projeto, a ocorrência de problemas relacionados a moldabilidade do componente, a manufatura do molde de injeção e a aspectos econômicos pode ser minimizada e, conseqüentemente, o custo de desenvolvimento do componente pode ser reduzido.

A etapa definição das especificações de projeto do componente injetado ocorre de forma integrada e mais fundamentada, pois as informações envolvidas no projeto do componente injetado são consideradas simultaneamente. Esta abordagem é possível devido ao emprego da Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto, juntamente, com a Matriz de Correlação do QFD. Nesta etapa do projeto, ocorre a preparação de informações sobre o produto e, a ferramenta proposta, apresenta a vantagem de permitir o mapeamento destas informações. Em termos técnicos, esta preparação envolve a consideração de informações relacionadas ao componente, ao processo, ao molde e ao material de injeção. Em termos econômicos, envolve a consideração de informações relacionadas aos custos ciclo de vida do componente.

Em se tratando da *geração das alternativas de concepção do componente*, tem-se a vantagem de gerar as concepções segundo as particularidades deste tipo de atividade, ou seja, levando em conta o desenvolvimento de formas básicas, as especificações do componente, processo, molde e material de injeção, as regras de projeto e a experiência de quem executa este tipo de projeto. Esta abordagem é possível devido ao emprego da Matriz de Geração de Alternativas de Concepção, que integra os conceitos da matriz morfológica (Back, 1983) e das estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução apresentadas por Roozemburg *et all* (1995).

Com relação a *estimativa do custo das alternativas de concepção* espera-se obter um modelo que permita estimar o custo do produto, considerando a natureza das informações disponível no início do projeto. Esta abordagem visa permitir que o componente obtido apresente um custo adequado. A consideração de aspectos econômicos desde o início do projeto, auxilia na identificação das características do componente, responsáveis pela elevação dos custos. Desta forma, podem ser introduzidas alterações no produto nas fases iniciais de projeto, assim, os custos que se mostrarem elevados podem ser adequados.

Na etapa de *seleção da concepção do componente*, a metodologia permite que a esta atividade ocorra levando em conta as características deste projeto. Desta forma, o desempenho técnico e econômico do componente podem ser avaliados de forma integrada e simultânea, através do emprego da Matriz de Apoio à Decisão para Seleção da Alternativa de Concepção do Componente Injetado.

## 2.4. Seleção da Concepção do Componente Injetado

Na quarta etapa do projeto conceitual, segundo a metodologia proposta por Ferreira (1999), ocorre a seleção da alternativa de concepção do componente injetado. Este processo deve ser conduzido de forma sistemática, levando em conta aspectos, técnicos e econômicos, a multidisciplinaridade e a interdisciplinaridade deste tipo de desenvolvimento.

Para apoiar este processo sugere-se o emprego da ferramenta proposta e denominada de Matriz de Tomada de Decisão para Seleção da Concepção do Componente Injetado, a qual visa apoiar e orientar o decisor no processo de seleção da concepção do componente, através da avaliação das alternativas de concepção, economicamente, em relação ao custo estimado e, tecnicamente, em relação as especificações de projeto.

Para que a seleção da alternativa de concepção do componente seja realizada de forma criteriosa e sistematizada deve ser estabelecido um método de julgamento e seleção. No tocante ao método de julgamento, deve-se buscar um modo para avaliar as alternativas de concepção em relação as especificações de projeto, uma vez que, tem-se disponível o valor do custo estimado. A avaliação técnica deve ser realizada com base nas especificações de projeto, considerando os aspectos funcionais, de forma, de durabilidade, de operacionalidade, de moldabilidade do processo, de manufaturabilidade do molde, entre outros.

No tocante ao método de seleção, deve ser proposta uma estratégia que permita, ao decisor, selecionar a mais adequada concepção para o projeto do produto, considerando o resultado da avaliação realizado previamente.

Segundo a metodologia proposta, para selecionar a alternativa de concepção do componente injetado, devem ser realizadas as seguintes tarefas:

- **Tarefa 13:** Avaliar as alternativas de concepção do componente injetado.

A avaliação das alternativas de concepção do componente injetado deve ser realizada considerando aspectos técnicos e econômicos, segundo uma abordagem criteriosa e empregando-se procedimentos sistemáticos. Nesta linha, encontram-se alguns trabalhos, entre eles, destacam-se os métodos descritos por Pugh (1990), Ullman (1992), Pahl e Beitz (1995) e Ferreira (1997).

Nesta avaliação, os aspectos relacionados ao componente, ao processo, ao molde, ao material e ao custo devem ser corretamente ponderados. Isto é, deve-se considerar qual destes aspectos é mais importante em relação aos demais e apresenta maior influência sobre o desempenho do componente injetado. Para isto, no decorrer da Tese será proposta uma sistemática que considere estas particularidades.

- **Tarefa 14:** Selecionar a concepção do componente injetado.

A seleção da concepção do componente deve ser realizada considerando, mutuamente, os resultados da avaliação das alternativas de concepção em relação as especificações de projeto e o resultado da estimativa de custo. Para isto, é necessário que seja estabelecida uma estratégia para seleção da concepção do componente injetado. Este procedimento será proposta na elaboração da Tese.

A Metodologia de Desenvolvimento e Estimativa de Custos do Componente Injetado foi sintetizada nestas quatorze tarefas. A sistematização desta metodologia visa, posteriormente, a sua implementação computacional. Para isto, tornar-se-á como base

### 2.3. Etapa 3: Estimativa do Custo das Alternativas de Concepção do Componente

Na terceira etapa do projeto, segundo a metodologia proposta, deve ocorrer a estimativa do custo das alternativas de concepção do componente injetado.

A estimativa do custo é fundamental para que sejam avaliados aspectos econômicos das concepções. Entre outras informações, a estimativa do custo do componente injetado fornece como resultado, o custo do molde de injeção, e que mostra-se importante para análises de investimentos relativos à manufatura do produto.

Para estimar o custo do componente injetado, neste momento do projeto, deve estar disponível um conjunto de informações sobre o próprio componente, o processo, o material e o molde. Desta forma, empregando-se um método adequado é possível estimar o custo deste produto.

Portanto, segundo a metodologia proposta, para estimar o custo das alternativas de concepção do componente injetado são descritas as seguintes tarefas:

- **Tarefa 11:** Preparação das informações sobre custos do componente injetado. Nesta etapa, devem ser identificados os atributos do componente, do processo, do molde, do material e de custos, necessários e suficientes para estimar o custo do componente injetado. Estas informações podem ser identificadas (buscadas) no banco de dados do sistema, uma vez que estão descritas nos princípios de solução que compõem as alternativas de concepção do componente injetado.

Além disto, devem ser identificados parâmetros que não encontram-se representados nos atributos do produto, mas influenciam o custo do componente. Estes parâmetros são, por exemplo: número de componentes a serem produzidos, capacidade da injetora, custo por unidade de peso do material, entre outros.

- **Tarefa 12:** Estimar o custo das alternativas de concepção do componente. O custo do componente injetado deve ser estimado através do emprego de métodos de estimativa de custos adequados. Entretanto, considerando o nível de informações disponíveis na fase de projeto conceitual, observa-se uma dificuldade de determinar o custo do componente injetado, dado os métodos existentes.

Neste sentido, faz-se necessário propor e desenvolver um modelo que realize tal tarefa. Um estudo preliminar mostrou que, para estimar o custo do componente, pode-se considerando a natureza das informações disponíveis, inicialmente, determinar os parâmetros que determinam e influenciam o custo do produto, como, por exemplo, a altura e a espessura máxima da parede do componente injetado. Na sequência, considerando estes parâmetros, observou-se a possibilidade de determinar o tempo de setup da máquina, de molde aberto e de resfriamento do componente. Finalmente, com estas informações pode-se estimar o custo do componente injetado.

Além disto, para que o resultado da estimativa do custo do componente injetado seja preciso é necessário determinar os demais custos do ciclo de vida do componente injetado. Deste modo, devem ser propostos métodos de estimativa de custos adequados.

Como resultado destes procedimentos, tem-se o custo estimado das alternativas de concepção. Na próxima etapa do projeto, segundo a metodologia proposta, proceder-se-á a seleção da concepção do componente injetado.

Finalizando, nesta etapa do projeto, através de uma abordagem integrada, são definidas as especificações de projeto do componente injetado. Estas especificações serão empregadas nas demais etapas de projeto para apoiar os processos de geração de alternativas de concepção, de estimativa de custos e de seleção da concepção do componente injetado.

## **2.2. Etapa 2: Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado**

Nesta etapa do processo de projeto, segundo a metodologia proposta por Ferreira (1999), são geradas as alternativas de concepção do componente injetado. Para isto, propõe-se o emprego da ferramenta de projeto, denominada de Matriz de Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado.

Esta matriz está sendo proposta considerando a integração dos conceitos da Matriz Morfológica (Back, 1983) com as estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução apresentadas por Roozemburg & Eekels (1995). Nas linhas da matriz estão representadas as funções do componente injetado, por exemplo, suportar carga, posicionar componente, entre outras. E, nas colunas, são dispostos, para cada uma das funções, os princípios de solução do componente, como, por exemplo, cilindros, snaps e outros.

Segundo a metodologia proposta, a geração das alternativas de concepção do componente injetado, envolve a execução das seguintes tarefas:

- **Tarefa 8:** Modelar funcionalmente o componente injetado. No projeto do componente injetado, as funções do produto estão associadas a aspectos estéticos, de forma, geométricos, estruturais, de processo de injeção, de manufatura do molde e de material.

- **Tarefa 9:** Pesquisar os princípios de solução para as funções do componente. A busca pelos princípios de solução, segundo a abordagem proposta, é realizada em um banco de dados, o qual compõem-se de uma série de formas e/ou elementos básicos, caracterizados através de um conjunto de atributos do produto. Como resultado deste processo, tem-se representada na Matriz de Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado, as funções do componente e os, respectivos, princípios de solução.

- **Tarefa 10:** Gerar as alternativas de concepção do componente injetado através do emprego das estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução, apresentadas por Roozemburg & Eekels (1995).

Para gerar as alternativas de concepção devem ser considerados aspectos relacionados ao componente, ao processo, ao molde, aos materiais e aos custos, os quais estão traduzidos nas especificações de projeto. Segundo a metodologia proposta, a geração das alternativas de concepção deve ser realizada com base nas especificações de projeto, nas informações disponíveis sobre os princípios de solução e empregando as estratégias de eliminação e combinação apresentadas por Roozemburg & Eekels (1995).

Portanto, com base nas especificações de projeto e empregando-se as estratégias de eliminação, inicialmente, são excluídos aqueles princípios de solução que estão em desacordo com as especificações. Na sequência, os demais princípios são arranjados empregando-se as estratégias de combinação, gerando as alternativas de concepção do componente injetado.

A alternativa de concepção do componente injetado pode ser entendida como sendo uma representação esquemática deste tipo de produto, descrita através de um conjunto de princípios de solução e atributos do produto.

A Matriz Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado foi proposta com base na filosofia da TRIZ (*Theory of Inventive Problem*) (Terninko et al, 1998). A TRIZ, originalmente, foi elaborada considerando o domínio de sistemas técnicos. Através da abordagem da TRIZ, o desenvolvimento do componente injetado pode ser visto como um processo de otimização e/ou satisfação dos requisitos de projeto e de busca de soluções para as contradições entre estes requisitos.

A seguir, serão descritas as tarefas necessárias para definir as especificações de projeto, segundo a metodologia proposta. Desta forma, tem-se:

- **Tarefa 1:** Levantar as necessidades dos usuários, do componente, do processo, do molde, do material de injeção e de custos.

- **Tarefa 2:** Estabelecer os requisitos de projeto, associados aos campos de conhecimento da engenharia do componente, do processo, do molde, de materiais e de custos.

- **Tarefa 3:** Relacionar as necessidades com os requisitos visando identificar a importância relativa dos requisitos de projeto. A execução desta tarefa deve ser realizada segundo a abordagem tradicional do QFD, procurando identificar o grau de relacionamento entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto. Este relacionamento visa, entre outros aspectos, determinar a importância dos requisitos de projeto, que será empregado para determinar quais são os requisitos de projeto a serem otimizados.

- **Tarefa 4:** Correlacionar os requisitos de projeto procurando identificar as contradições entre os mesmos. Neste estágio do projeto, deve ser identificado na Matriz de Correlação do QFD, as contradições entre os requisitos do componente, do processo, do molde, do material e de custo. Para isto, estes requisitos devem ser correlacionados, entre si, procurando identificar, para um dado requisito a ser satisfeito, aqueles que dificultam atingir este objetivo.

- **Tarefa 5:** Identificar os requisitos a serem otimizados e os, correspondentes, requisitos conflitantes. A identificação do requisito a ser otimizado é realizada com base na importância dos requisitos de projeto. Desta forma, comparando, entre si, os requisitos em contradição, aquele que apresentar maior importância deve ser entendido como o requisito de projeto a ser otimizado e, o correspondente, o requisito em contradição.

- **Tarefa 6:** Buscar uma orientação para a solução das contradições entre os requisitos. A equipe de projeto deve, inicialmente, associar os requisitos de projeto, otimizados e em contradição, aos parâmetros de engenharia do componente, do processo, do molde, do material. Na sequência, empregando-se a Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado (Ferreira, 1999), ilustrada na figura 2, a equipe de projeto obtém as orientações para a solução das contradições entre os requisitos de projeto, isto é, as diretrizes de projeto do componente injetado.

- **Tarefa 7:** Definir as especificações de projeto do componente injetado. No modelo tradicional de projeto, a definição das especificações de projeto é realizada com base no relacionamento entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto. Para auxiliar a execução desta atividade foi introduzido o conceito de diretrizes de projeto do componente injetado. Assim, as especificações de projeto podem ser definidas de forma mais fundamentada, considerando um maior número de informações e o resultado da Matriz de Correlação do QFD. Nesta abordagem, busca-se obter especificações de projeto melhor formuladas e definidas, permitindo a minimização da ocorrência de problemas e do tempo de desenvolvimento do produto.

considerando a natureza das informações, seja capaz de determinar o custo do componente injetado.

Finalmente, na quarta etapa do projeto, realiza-se a seleção da concepção do componente injetado, a qual deve ser realizada considerando o resultado da estimativa de custo e as especificações de projeto. Para isto, propõe-se o emprego de uma Matriz de Tomada de Decisão para Seleção da Concepção do Componente Injetado, a qual busca tornar este processo de seleção mais criterioso.

A seguir, estas etapas serão apresentadas detalhadamente.

## 2.1. Etapa 1: Definição das Especificações de Projeto do Componente Injetado

A primeira etapa do projeto conceitual, segundo a metodologia proposta, tem como objetivo principal a definição das especificações de projeto do componente. De acordo com a metodologia proposta, estas especificações são obtidas considerando o resultado dos relacionamentos entre as necessidades dos clientes e os requisitos de projeto, as contradições entre os requisitos de projeto e, principalmente, as informações das diretrizes de projeto do componente injetado.

A definição das especificações de projeto é realizada através de uma nova abordagem, que busca integrar a Primeira Matriz do QFD (Akao, 1990) e a ferramenta proposta, que será denominada de Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado. Para definir as especificações de projeto do componente, primeiramente, deve-se identificar na Matriz de Correlação do QFD, as contradições existentes entre os requisitos do componente, do processo, do molde, do material e de custo. Na sequência, devem ser buscadas as diretrizes de projeto do componente injetado, ou seja, regras, estratégias ou princípios para o projeto do componente, considerando estas contradições.

Para executar este processo, propõe-se o emprego da **Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado** proposta por Ferreira (1999) e ilustrada na figura 2.

A utilização da Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto considera, inicialmente, a identificação, no "campo 1", do requisito a ser otimizado e, no "campo 2", do correspondente requisito que está em contradição com o primeiro. Do relacionamento entre estes requisitos é obtido, no "campo 3", uma indicação para a solução do problema, ou seja, uma diretriz de projeto do componente injetado, as quais serão empregadas para definir as especificações de projeto.

<b>MATRIZ DE APOIO À DEFINIÇÃO DAS DIRETRIZES DE PROJETO DO COMPONENTE INJETADO</b>					
		<b>CAMPO 2 - Parâmetros em Contradição</b>			
		Parâmetros de engenharia do componente	Parâmetros de engenharia do processo	Parâmetros de engenharia do molde	Parâmetros de engenharia de material
<b>CAMPO 1 -</b> Parâmetros a serem otimizados	Parâmetros de engenharia do componente		Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto
	Parâmetros de engenharia do processo	Diretrizes de projeto		Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto
	Parâmetros de engenharia do molde	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	<b>CAMPO 3</b>	Diretrizes de projeto
	Parâmetros de engenharia de material	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	Diretrizes de projeto	

Figura 2. Representação esquemática da matriz de apoio à definição das diretrizes de projeto (Ferreira, 1999)

## 2. METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES INJETADOS

A proposição da metodologia é originada do estudo do processo de projeto de sistemas técnicos, das práticas de desenvolvimento de componentes injetados e, também, do processo de estimativa de custos. E, busca refletir as relações entre os campos de conhecimento envolvidos, satisfazer as necessidades e as práticas do setor e tratar o desenvolvimento do componente injetado de forma integrada, segundo a filosofia da Engenharia Simultânea.

A Metodologia de Desenvolvimento e Estimativa de Custos de Componentes Injetados, proposta está representada, esquematicamente, na figura 1. Para cada uma destas etapas, estão associados um conjunto de informações e ferramentas de projeto. A metodologia proposta compõe-se das seguintes etapas:

- **Etapa 1:** Definição das Especificações de Projeto do Componente Injetado;
- **Etapa 2:** Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado;
- **Etapa 3:** Estimativa do Custo das Alternativas de Concepção e
- **Etapa 4:** Seleção da Concepção do Componente Injetado.

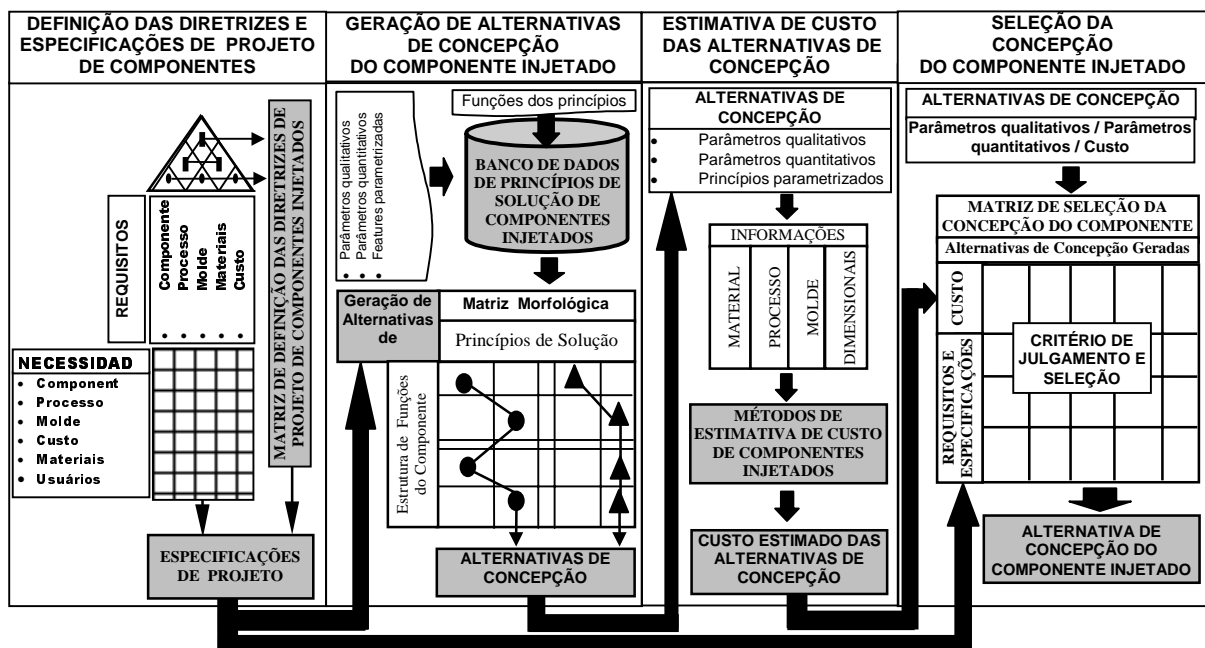


Figura 1. Metodologia de projeto e estimativa de custos de componentes injetados.

Na primeira etapa da metodologia proposta, conforme ilustrado na figura 1, são definidas as especificações de projeto do componente injetado, empregando-se a ferramenta proposta denominada de Matriz de Apoio à Definição das Diretrizes de Projeto do Componente Injetado. Estas especificações serão empregadas nas demais etapas do processo de desenvolvimento do componente injetado.

Na segunda etapa da metodologia, ocorre a geração das alternativas de concepção do componente, a qual é realizada com base nas especificações de projeto e nos princípios de solução disponíveis no banco de dados. Para auxiliar este processo, propõe-se o uso da Matriz de Geração das Alternativas de Concepção do Componente Injetado. Esta ferramenta busca integrar a abordagem da Matriz Morfológica (Back, 1983) e as estratégias de eliminação e combinação de princípios de solução (Roosenburg & Eekels, 1995).

Na terceira etapa da metodologia, o custo das alternativas de concepção do componente é estimado. Para isto, deve-se empregar um método de estimativa de custo adequado que

## **METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE COMPONENTES INJETADOS**

**Cristiano Vasconcellos Ferreira, M. Eng.**

**Fernando A. Forcellini, Dr. Eng. Mec.**

**André Ogliari, Dr. Eng. Mec.**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88000-000, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: ferreira@nedip.ufsc.br

### **Resumo**

O desenvolvimento de componentes injetados apresenta uma natureza multidisciplinar e interdisciplinar e envolve as fases de projeto conceitual, preliminar e detalhado do produto. Entre estas fases, destaca-se a de projeto conceitual, onde são tomadas decisões que acabam por determinar o desempenho técnico e o custo do componente injetado nas diversas etapas do seu ciclo de vida. Entretanto, observa-se que as metodologias de projeto de componentes injetados não contemplam e não apresentam procedimentos sistematizados, para que os critérios técnicos e econômicos do produto sejam estimados e avaliados de maneira criteriosa e fundamentada, no início do processo de projeto. Portanto, o desafio deste trabalho é fornecer, de forma integrada, à equipe de projeto informações sobre o produto, em um momento onde existem as maiores oportunidades de aumentar o desempenho técnico e reduzir o custo do componente injetado. Um caminho inicial para vencer este desafio é apresentado neste trabalho.

**Palavras-chaves:** Metodologia de Projeto, Componentes Injetados, Projeto Conceitual, Estimativa de Custo

### **1. INTRODUÇÃO**

Neste trabalho será apresentada uma Metodologia de Desenvolvimento e Estimativa de Custos de Componentes Injetados, proposta por Ferreira (1999) segundo uma abordagem que considera a multidisciplinaridade e a interdisciplinaridade deste tipo de projeto e, ao mesmo tempo, procure integrar os campos de conhecimento da engenharia do componente, do processo de injeção, do molde de injeção, de materiais de injeção e de custos.

Esta metodologia constitui-se de um conjunto de procedimentos e ferramentas de projeto que visam auxiliar o desenvolvimento do componente injetado. A sua apresentação será realizada através descrição destes procedimentos e ferramentas de projeto. Desta forma, através da definição inicial das especificações de projeto do componente injetado, procurar-se gerar um conjunto de concepções do produto que, posteriormente, terão os seus custos estimados. Finalmente, considerando informações técnicas e econômicas, procura-se selecionar a concepção do componente injetado.

A sistematização desta metodologia visa, posteriormente, a sua implementação computacional.



# CONCEPÇÃO DA AUTOMATIZAÇÃO PARA O MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

**Wanilson Martin Carrafa**

**Fernando Antônio Forcellini**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos – NeDIP; Campus Universitário - Trindade - Caixa Postal 476 - CEP: 88010-970 - Florianópolis - Santa Catarina. <http://www.nedip.ufsc.br/>.

## **Resumo.**

Apesar da agricultura brasileira ser uma das mais avançadas do mundo, o fenômeno da globalização da economia a obriga buscar a utilização de tecnologias de ponta a fim de fazer frente aos grandes concorrentes no mercado internacional. No Brasil a maioria absoluta das máquinas semeadoras de precisão disponíveis no mercado utilizam o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal, sendo que este mecanismo de acionamento mecânico, não está se mostrando eficiente na sua função de dosagem de sementes. Para tanto se fará uso das ferramentas de auxílio ao processo de projeto, síntese funcional e matriz morfológica para desenvolver a automação desse sistema. Diante desse quadro, o presente trabalho tem por objetivo maior dar uma contribuição a área de desenvolvimento de produtos industriais, mais precisamente no tocante a automação de sistemas mecânicos em máquinas agrícolas.

**Palavras-chave:** Agricultura, Automação, Mecanismo Dosador.

## **1. INTRODUÇÃO**

Apesar da agricultura brasileira ser uma das mais avançadas do mundo, o fenômeno da globalização da economia a obriga buscar a utilização de tecnologias de ponta a fim de fazer frente aos grandes concorrentes no mercado internacional, como Estados Unidos, França, Canadá, Austrália e outros.

O termo Agricultura de Precisão engloba o uso de tecnologias atuais para o manejo de solo, insumos e culturas, de modo a adequar às variações espaciais e temporais em fatores que afetam a produtividade das mesmas. Para que ela tenha sucesso é necessário a utilização de tecnologias avançadas e a obtenção e interpretação da maior quantidade de informações possível sobre o processo.

As técnicas de agricultura de precisão possibilitam um melhor conhecimento do campo de produção, permitindo, desta forma, tomadas de decisões com melhor qualidade. Com isto tem-se uma maior capacidade e flexibilidade para a distribuição das sementes e insumos naqueles locais e no tempo em que são necessários, minimizando os custos de produção.

A uniformidade na produtividade é alcançada pela correção dos fatores que contribuem para sua variabilidade obtendo-se, com isto, um aumento global da produtividade.

Os fatores que contribuem para variabilidade da produtividade dividem-se em duas linhas, em uma estão os ligados a correção do solo, em outra a distribuição de sementes.

Como não há solução única em qualquer lugar do mundo que possa ser aplicada a todos os casos, soluções particulares são necessárias para cada campo e cultura.

Como um dos principais fatores que contribuem no processo produtivo de qualquer cultura, a sementeira constitui-se em um dos fatores fundamentais para o sucesso no estabelecimento (implementação) da lavoura, sendo que para realização da sementeira, o equipamento empregado é a máquina agrícola denominada de sementeira, considerada por especialistas como a máquina agrícola mais importante depois do trator.

Como já identificado, segundo Molin e Chang (1990), a maioria absoluta das máquinas sementeiras de precisão disponíveis no mercado brasileiro utilizam, o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal.

Diante desses fatos, o presente trabalho tem por objetivo maior dar uma contribuição a área de desenvolvimento de produtos industriais, mais precisamente no tocante a automação de sistemas mecânicos em máquinas agrícolas.

Para tanto, faz-se uso dos conceitos básicos de duas ferramentas de auxílio ao processo de projeto, a síntese funcional e a matriz morfológica e, aplicação e interação de componentes e conhecimento, das áreas de: eletrônica, mecânica, automação, controle e agronomia.

## **2. A MÁQUINA SEMEADORA DE PRECISÃO**

Em essência uma máquina sementeira de grãos, consiste de um reservatório de sementes, mecanismos dosadores de sementes, situados abaixo do reservatório e conectados a tubos de saída de sementes, e mecanismos de abertura e recobrimento do sulco para cultivo.

Vários autores descrevem a finalidade e as principais funções das máquinas sementeiras: Segundo Jacobs (1983), o objetivo principal das sementeiras é colocar sementes uniformemente e a taxas corretas em linhas. Sendo que, devem realizar cinco importantes funções:

1. Abrir um sulco para depositar as sementes;
2. Dosar as sementes em uma taxa controlada para obter a correta população de plantas para o máximo rendimento;
3. Colocar a semente na profundidade e espaçamento correto;
4. Cobrir a semente com o solo;
5. Compactar o solo ao redor da semente plantada.

Cañavate (1987) afirma que a finalidade em todas as formas de sementeira é estabelecer uma densidade superficial ótima de plantas no espaçamento adequado, considerando os pontos de vista econômico e agrônomo.

Harris et al (1974) listam os principais requisitos de responsabilidade das máquinas sementeiras:

1. Propiciar uma sementeira precisa de sementes de diversos tamanhos;
2. Ter capacidade de trabalho para uma grande faixa de sementes por área;
3. Trabalhar a velocidades razoáveis sem danificar as sementes;
4. Colocar a semente na profundidade requerida.

A partir das descrições feitas fica claro que a mais importante das funções a ser realizada pela sementeira é relacionada a função de dosagem das sementes, de maneira que se obtenha taxas adequadas de descarga e conseqüentemente uma população ótima de sementes sob o solo a ser cultivado.

Após as definições apresentadas das máquinas sementeiras e as funções que essas devem desempenhar, tem-se observado que as máquinas sementeiras não estão desempenhando a função dosagem de sementes corretamente, porque ao se observar as lavouras após o período de germinação da cultura onde se deveria encontrar, plantas com distribuição adequada (sem falha de dosagem), encontra-se uma plantação desuniforme ou seja a sementeira não

conseguiu dosar a taxa de sementes adequada para a referida cultura e época de plantio, e isto vai gerar instabilidade de produtividade, queda nos lucros do produtor e conseqüentemente perda de competitividade do mesmo.

Portanto, pode-se afirmar que as principais características técnicas de desempenho das semeadoras, para que executem uma boa operação de plantio, são de responsabilidade do mecanismo dosador de sementes.

Sendo que se há falha na operação de semeadura logo concluí-se que essa falha é oriunda do mecanismo dosador, e para se otimizar, ou seja, aperfeiçoar essa operação de semeadura, será trabalhado no aprimoramento do desempenho da função de dosagem.

Como a maioria das máquinas semeadoras que os agricultores estão empregando para fazer a implementação de sua lavoura, não são ajustáveis a um nível que garanta uma população ideal de plantas por unidade de área, isso está causando perdas de competitividade. Sendo que na hora de ajustar a semeadora o agricultor considera apenas o poder de germinação das sementes, ele não atua no mecanismo, e nem verifica a eficiência do mesmo em funcionamento.

Ao se analisar os tipos de projetos existentes, de mecanismo dosador destinado a realizar a função de dosagem de sementes é possível definir a seguinte função global, apresentada na Figura 1.

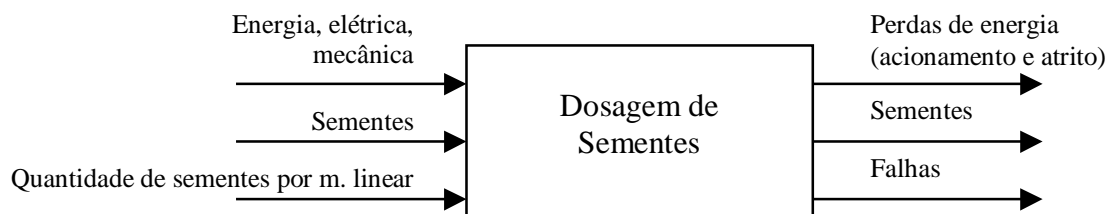


Figura 1. Função Técnica Global para a dosagem de sementes.

### 3. MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

Este sistema de dosagem basicamente consiste em um disco disposto horizontalmente no fundo de um reservatório de sementes, e que possui alvéolos distribuídos concentricamente ou nas bordas do disco, o qual apresentamos uma vista esquemática na Figura 2.

Este dosador apresenta como principal vantagem ser de simples funcionamento, o que possibilita um baixo custo de construção e manutenção, e a possibilidade de uso em máquinas tanto de tração mecânica como animal.

Suas principais desvantagens são a impossibilidade de trabalhar a velocidades maiores, a necessidade de discos específicos para cada cultura, e a grande taxa de danificação das sementes.

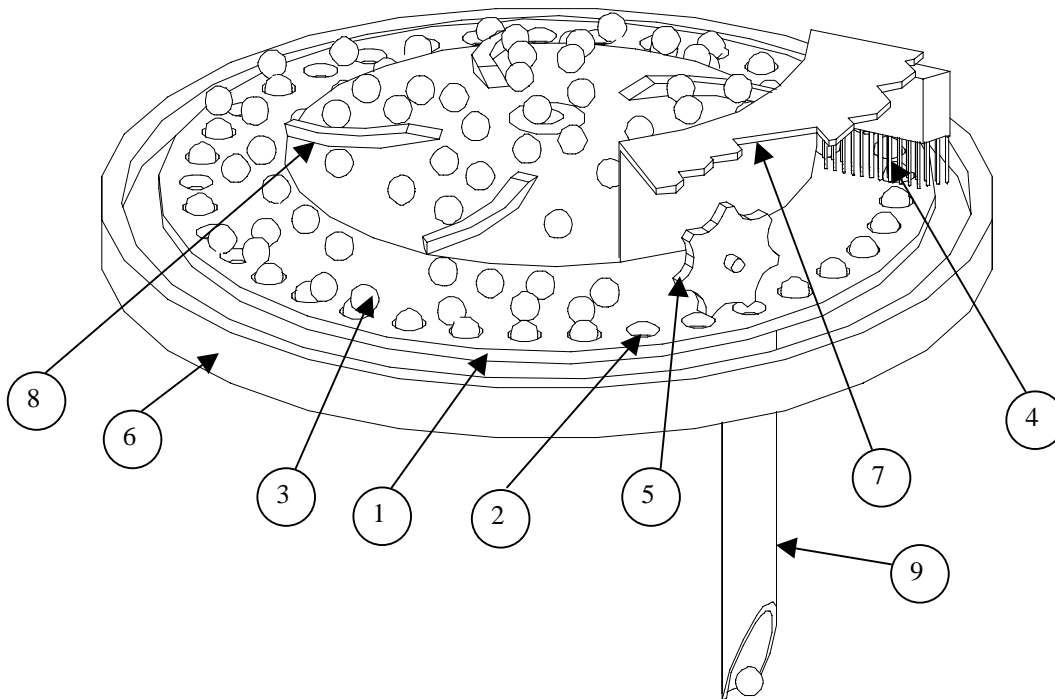
Nos atuais mecanismos dosadores de precisão de disco horizontal, a danificação mecânica das sementes é elevada, obrigando o agricultor a utilizar uma quantidade maior de sementes para compensar essa ineficiência, o que resulta em aumento dos custos.

As sementes armazenadas, são conduzidas por um disco perfurado (1). Tal disco contém alvéolos (2) em uma linha circunferencial ou mais, dispostos em sua superfície e expostos a coluna de sementes.

Sobre o disco de sementes existe um platô, cuja finalidade é abrigar os elementos raspador e ejetor de sementes, além de direcionar as sementes ao disco perfurado.

Logo, para promover a dosagem de sementes, a partir da energia mecânica cedida pela transmissão, é promovido movimento ao disco perfurado. Com o movimento do disco as sementes alojam-se nos alvéolos expostos a coluna de sementes e são conduzidos até a abertura de saída (9). Durante o percurso, os alvéolos são submetidos ao elemento raspador

(4), cuja função é eliminar o excesso de sementes no alvéolo, e ao elemento ejetor (5), que localizado sobre a abertura de saída, tem como função promover uma ação positiva no sentido de forçar a saída da semente do alvéolo ao tubo de descarga.



- |   |                                       |   |   |
|---|---------------------------------------|---|---|
| 1 | Disco dosador com alvéolos circulares | 6 | Platô   |
| 2 | Alvéolo circular                      | 7 | Base de isolamento para o raspador, ejetor e descarga |
| 3 | Semente                               | 8 | Agitador (direcionador) de sementes                   |
| 4 | Elemento raspador                     | 9 | Tubo de descarga                                      |
| 5 | Elemento ejetor                       |   |   |

Figura 2. Vista esquemática do mecanismo dosador de precisão

#### 4. AUTOMAÇÃO DO MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

##### Objetivos:

1. Garantir a taxa determinada de sementes por metro linear;
2. Monitoramento em tempo real da dosagem e distribuição de sementes e,
3. Registro da quantidade sementes distribuídas por unidade de área.

### Justificativas:

1. O fator principal para obter uma produtividade razoável é a garantia da distribuição especificada de sementes por unidade de área;
2. O sistema de acionamento mecânico do disco dosador, não está sendo eficiente na função de dosagem e,
3. Uma dosagem com acionamento autônomo vai propiciar a verificação de que se o alvéolo está carregado ou não e sendo que se não estiver carregado vai ser possível substituí-lo por outro que esteja, garantindo com isso a taxa de sementes determinada por metro linear.

### 5. CONCEPÇÃO DA AUTOMAÇÃO DO MECANISMO DOSADOR DE PRECISÃO DE DISCO HORIZONTAL

A proposta de automação do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal é concebida com auxílio das ferramentas de projeto, síntese funcional e matriz morfológica.

Essa primeira ferramenta de projeto de projeto, como o próprio nome sugere, procura fazer uma síntese, de um determinado sistema funcional. Nesse momento, trabalha-se no campo abstrato do projeto, ou seja, usam-se relações de entrada e saída, tais como: energia, material e sinal, para descrever o objetivo de um sistema qualquer.

A matriz morfológica, por sua vez, é uma ferramenta de projeto que se apoia nessa síntese funcional para oferecer, uma visão geral das várias concepções de projeto possíveis, destinadas a atender a estrutura funcional estabelecida.

Efetuando-se os desdobramentos funcionais a partir da função técnica global (Dosagem Sementes), apresentada na Figura 1, pode-se obter diferentes desdobramentos que vão gerar várias soluções abstratas para o problema. Nesse exemplo, apresenta-se uma, vide Figura 3.

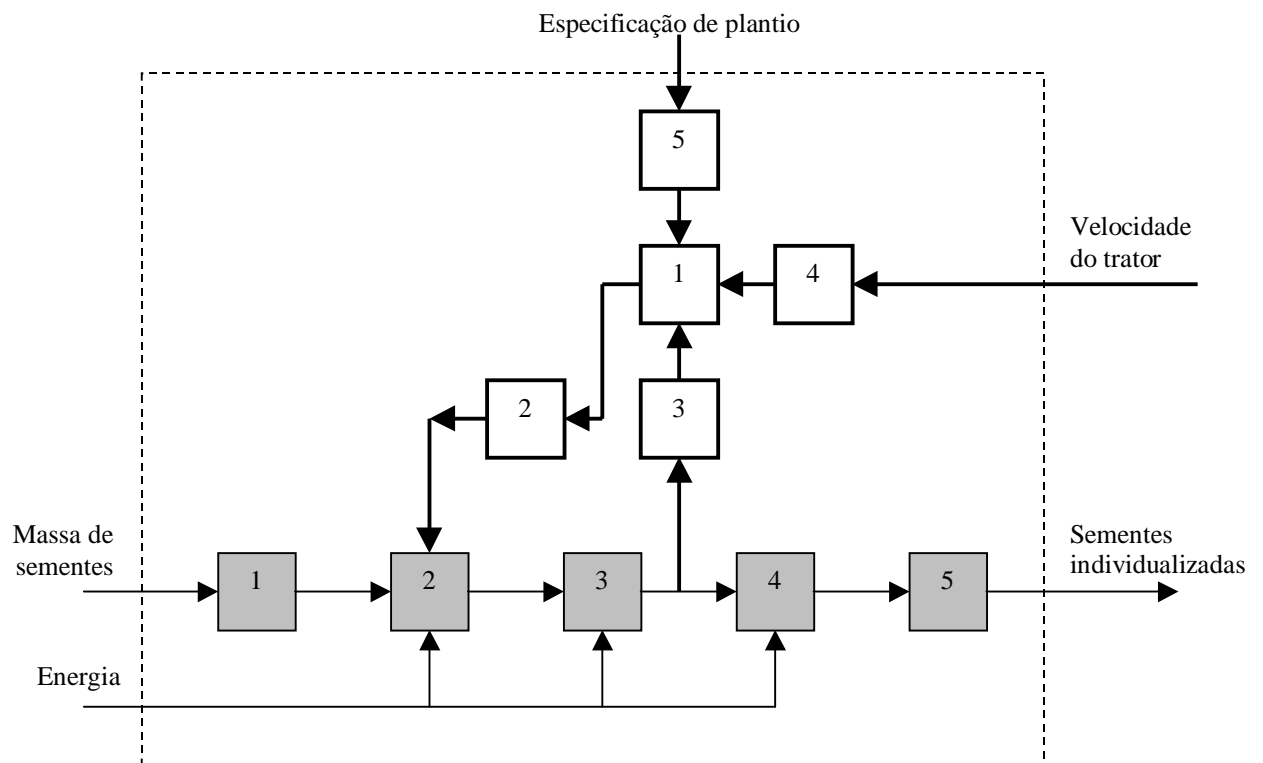
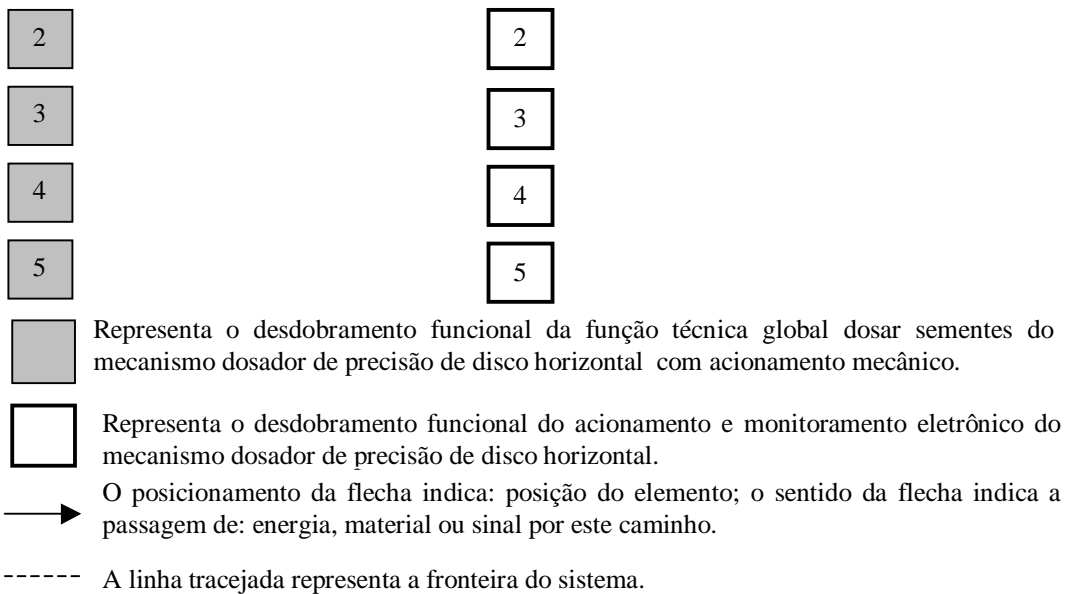


Figura 3. Desdobramento funcional da função técnica global dosar sementes do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal.

## LEGENDA



A disposição dos elementos eletrônicos da forma que é apresentada neste trabalho, foi obtida baseando-se nos fluxos de energia material e sinal transformados em cada função, buscando-se obter uma maior eficiência do sistema. Assim, o sensor de presença após elemento raspador é para identificar se o alvéolo está ou não carregado, e esta informação vai direto ao processador que vai processá-la e atuará instantaneamente no disco dosador alterando sua velocidade e posicionando o próximo alvéolo sobre tubo de descarga.

Analisando-se a Figura 3, pode-se observar que sendo um acionamento puramente mecânico, as falhas de dosagem irão ocorrer. A semente é um organismo vivo, mesmo tendo passado por diversos processos de seleção por tamanho ela é irregular, devido a isto as vezes o alvéolo não consegue capturá-la.

Pela proposta de acionamento e monitoramento eletrônico do mecanismo dosador, se vai verificar se o alvéolo está carregado, por meio de um sensor de presença, e com esta informação controlar o acionamento por intermédio de um controlador que aciona independentemente um motor elétrico para cada disco.

Em seguida, passa-se a utilizar a matriz morfológica que tem a função de apresentar de forma resumida, num quadro contendo linhas e colunas, as possíveis concepções do projeto de automação, que podem satisfazer as subfunções técnicas, que compõem a função técnica global (Dosagem de Sementes) do problema apresentado. Para maiores informações apresenta-se a Tabela 1.

Tabela 1. Matriz Morfológica para automação do mecanismo dosador de precisão

<b>Subfunções</b>	<b>Concepções de Projeto</b>		
Acionar dosador	<b>Motor de Passo</b>	Motor CC escova	sem Servomotores de CC
Medir distancia percorrida	<b>Sensor ABS</b>		
Controlar acionamento	<b>Sistema Micro Controlador</b>	CLP	CNC
Verificar presença	<b>Sensor Capacitivo</b>	Sensor fotoelétrico	

A partir daí, combinando-se linhas e colunas é possível criar inúmeras propostas de projeto de automação do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal.

A proposta de automação do mecanismo dosador de precisão de disco horizontal é concebida com a seguinte estrutura: acionamento individual de cada disco dosador por um motor elétrico, sendo o acionamento do motor comandado por um sistema micro controlador.

O sistema micro controlador é um dispositivo utilizado para controlar e monitorar funções durante um processo, o micro controlador vai controlar o acionamento do disco dosador e monitorar a presença de sementes no alvéolo por intermédio do sensor de proximidade capacitivo, sendo que as informações para executar as atividades da automação proposta são provenientes do:

1. Sensor de presença, colocado junto ao mecanismo individualizador de sementes, para detectar se o alvéolo está carregado ou não com sementes.
2. Sistema analógico de medição de rotação colocado junto a roda compactadora da semeadora, para informar a distância percorrida e,
3. Teclado para entrada de dados o qual informará ao sistema micro controlador sobre a quantidade de sementes por metro linear especificada (pelo produtor da semente), que resulta em uma população de plantas considerada ideal, para obter uma alta produtividade da cultura.

Com base nesses dados o sistema micro controlador aciona o motor de forma a posicionar o alvéolo que esteja carregado sobre a abertura de saída, sendo que se houver falta de semente em um alvéolo o sistema vai posicionar o próximo alvéolo, ou o alvéolo seguinte que estiver carregado, sobre a abertura de saída (tubo de descarga, mostrado na Figura 2).

A opção pelo motor de passo foi devido a ser uma aplicação que não precisa de alta resolução de posicionamento, sendo que a resolução fornecida pelo motor de passo é suficiente para a aplicação em questão, e o custo de aquisição mais baixo do que as outras opções levantadas como alternativa. Ele permite realizar o posicionamento de seu eixo em malha aberta e nada impede que seja operado no modo malha fechada de controle. Apresenta elevada confiabilidade exigindo pouca ou nenhuma manutenção, por não possuir escovas/comutador.

Optou-se pelo sensor de proximidade capacitivo, pois o mesmo pode ser usado para detecção de qualquer tipo de material, e apresentando a vantagem de atuar sem o contato físico, ajuste externo de sensibilidade e ser a prova de pó, óleo e vibrações.

## 6. CONCLUSÕES

O trabalho teve por objetivo apresentar uma proposta de automação e informatização dos procedimentos de individualização, condução e descarga de sementes nas semeadoras adubadoras, em condições reais de trabalho no campo.

A precisão, segurança e rapidez na execução da individualização, condução e descarga das sementes será aumentada consideravelmente, com a utilização dos recursos, oferecido pela automação e informatização dos processos.

O acompanhamento em “tempo real” da ocorrência de um determinado fato é importante para qualquer trabalho, e fundamental para a melhoria da qualidade e das condições de competitividade dos equipamentos brasileiros, o que acaba resultando numa agricultura mais tecnificada, mais produtiva e, conseqüentemente, na melhoria das condições de vida tanto do homem do campo quanto o da cidade.

Buscou-se através da automação otimizar o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal de um sistemas já existentes baseado na utilização de transdutores/sensores eletrônicos, óticos e acústicos, coletores de sinais, microprocessadores e eletrônica embarcada.

Dentro desse espectro gerado, apresentou-se, neste trabalho, uma concepção de projeto de automatização para o mecanismo dosador de precisão de disco horizontal, devido ao baixo

custo, a simplicidade e robustez de seus componentes e da maneira a qual vai atuar sobre o funcionamento do mecanismo dosador, se mostrou adequado para ser instalado em máquinas semeadoras de precisão de disco horizontal, e a julgar pela análise apresentada no trabalho, essa proposta vai solucionar o problema de falha de dosagem na hora da implementação da lavoura, com as semeadoras de precisão de disco horizontal.

Para tanto, foram apresentados alguns esquemas representativos desse mecanismo dosador de semente, como forma de melhor ilustrar os princípios de funcionamento da automação em máquinas agrícolas, esperando para trabalhos futuros a divulgação e implementações de outros resultados obtidos com esse tipo de trabalho (automatização de máquinas agrícolas).

## 7. REFERÊNCIAS

- Cañavate, J.O., 1984, “Las máquinas agrícolas y su aplicacion”, Madrid d: Mundi – Prensa, 492 p.
- Carrafa, W.M., 1999, “Desenvolvimento de um sistema de automação em máquinas agrícolas”, Projeto de Sistemas de Automação da Disciplina EMC-6301 TE-F Automação de Máquinas, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Chang, C.S., Molin, J.P., 1992, “Desenvolvimento e testes de dosador vertical para semeadora de precisão”, Eng. Rural, Piracicaba, 3 (1) : 18 – 30, julho, SP, Brasil.
- Casão Junior, R, “Desenvolvimento de Sistema Pneumático de Dosagem e Transporte de Sementes”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, S.P., Brasil, 191 p.
- Harris A. G., Muckle T. B., Shaw J.A . Maquinaria Agrícola. Zaragoza Acribia 1974
- Jacobs, Clinton O., Agricultural power and machinery. - New York : McGraw-Hill, 1983. 472p. .
- Ogliari, A., 1990, “Estudo e Desenvolvimento de Mecanismos Dosadores de Precisão de máquinas semeadoras”, Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 165 p.
- Balastreire, L.A., 1987, “Máquinas Agrícolas”, Ed. Manole, LTDA., S. Paulo, Brasil, 310 p.



# UMA CONTRIBUIÇÃO AO PROCESSO METODOLÓGICO DE PROJETO DE PRODUTOS MODULARES

**Régis Kovacs Scalice**  
**Fernando A. Forcellini**  
**Nelson Back**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. Postal 476, CEP 88040-900, Trindade, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: scalice@emc.ufsc.br

## Resumo

*A modularização de produtos tem se limitado, por muito tempo, ao reprojeto de produtos já existentes de forma modular, sendo a estrutura funcional e os princípios de solução adotados já conhecidos e testados. Apesar de não serem encontradas limitações explícitas nas metodologias de projeto existentes quanto aos tipos de produtos que podem ser projetados, também não são claramente expostas sugestões quanto a melhor forma de se projetar, simultaneamente, novos produtos com diferentes funções a serem desempenhadas, já em uma arquitetura modular. Procurando instigar a adoção de um processo metodológico de projeto de produtos modulares nestes casos, é apresentado neste trabalho uma contribuição ao projeto conceitual de produtos modulares, focada na ampliação dos recursos da análise funcional, de forma a tornar esta ferramenta mais dedicada a modularização de produtos.*

**Palavras-chave:** Análise funcional, Produtos modulares, Projeto de produtos.

## 1. INTRODUÇÃO

Grande parte da importância da adoção de uma metodologia para auxiliar na concepção de produtos se deve a necessidade de otimizar os produtos a serem desenvolvidos, sendo as propostas metodológicas mais aceitas caracterizadas pela concentração de esforços nas etapas iniciais de projeto, levando a uma redução do número de alterações no conceito adotado para o produto durante em fases tardias de seu desenvolvimento. Dentre as metodologias de projeto existentes, aquelas dedicadas ao projeto de produtos modulares vem se destacando cada vez mais por suas vantagens: separar os componentes de mesmo tempo de vida, isolar componentes danosos ao homem ou ao ambiente, facilitar a manutenção, auxiliar na montagem e tantas outras (Maribondo, 1998).

Uma característica comum às metodologias existentes para o projeto de produtos modulares, é o fato de terem sido utilizadas, predominantemente, no reprojeto de produtos já existentes para uma estrutura modular, com pouca variação entre as funções desempenhadas e de arquitetura funcional já conhecida. Apesar de não existirem limitações explícitas nestas metodologias quanto aos tipos produtos que podem ser desenvolvidos, também não são encontradas diretrizes que facilitem sua aplicação prática no projeto de uma linha de produtos

modulares que desempenhem funções distintas ou cujos conceitos não tenham sido testados pelo mercado.

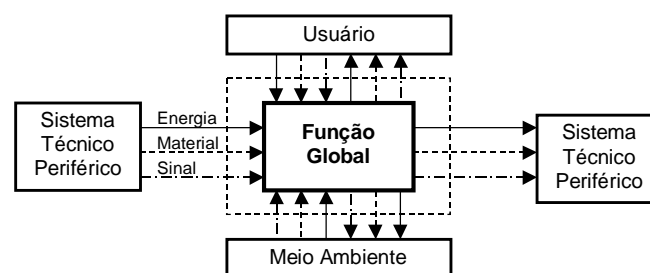
Desta forma, objetivando incentivar o projeto de produtos modulares nestes casos, é proposto neste trabalho uma nova abordagem no uso da análise funcional. Para demonstrar a potencialidade desta nova abordagem, é tomado como exemplo o projeto de equipamentos para a maricultura (cultivo de mexilhões), cujas funções a serem desempenhadas pelos equipamentos possuem poucas semelhanças.

## 2. A ANÁLISE FUNCIONAL

Segundo Ulrich & Eppinger (1995), muitos dos desafios de projeto são muito complexos para serem solucionados como um único problema, podendo ser melhor resolvidos se divididos em subproblemas mais simples. Tal processo é chamado de Decomposição de Problemas. Existem diversas maneiras pela qual um problema pode ser decomposto (Ulrich & Eppinger, 1995):

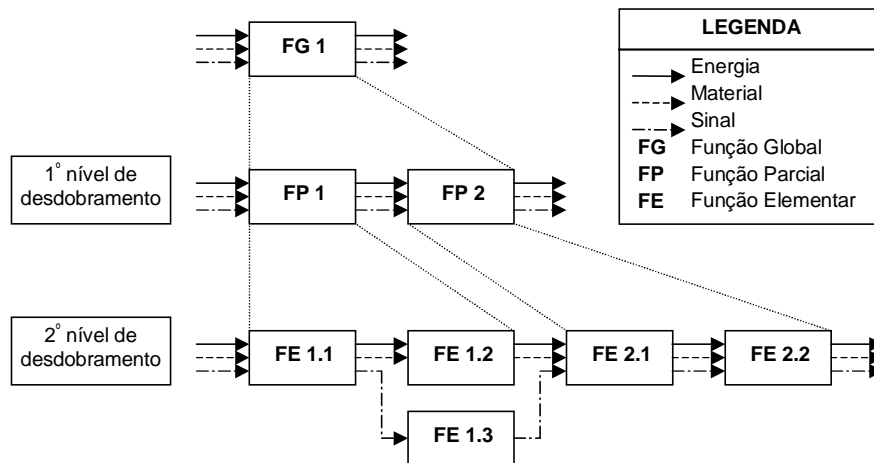
- Decomposição pela sequência de ações do usuário, tais como movimentos, usos de ferramentas, etc., sendo esta alternativa mais adequada nos casos onde haja grande interação com o usuário;
- Decomposição pelas principais necessidades do cliente, útil nos casos onde a forma, não os princípios de solução, são o problema principal, tal qual no projeto de escovas de dente, e;
- Decomposição funcional.

O processo de decomposição e análise funcional (também conhecido por função síntese), conforme descrito em Ulrich & Eppinger (1995), Roozenburg & Eekels (1996) e outros trabalhos, é realizado em dois passos. Primeiramente, descreve-se a função global do produto na forma de uma caixa preta, na qual são representados os fluxos de energia, material e sinal (Figura 1). A função global, segundo Maribondo et al. (1998), é uma função que reúne todas as demais funções que um produto possa ter, sendo tal função expressa através de um verbo mais um substantivo (por exemplo, a função global de uma tela de computador é *exibir imagens*).



**Figura 1** – Função global (Back & Forcellini, 1998).

Na sequência, a caixa preta é dividida em subfunções, objetivando-se criar uma descrição mais específica dos elementos do produto que irão realizar a função global desejada. Estas subfunções, ou funções parciais, podem ser divididas em outras subfunções até que se atinjam as funções elementares do produto. Um terceiro passo da análise funcional é proposto por Roozenburg & Eekels (1996), no qual se deve realizar uma revisão da estrutura obtida, podendo ser incluídas novas funções, ou ainda, serem avaliadas variações da estrutura funcional obtida, procurando o melhor arranjo. Na Figura 2 é ilustrado processo de desdobramento da função global em subfunções (funções parciais e funções elementares).



**Figura 2** – Decomposição funcional.

O processo de análise funcional é largamente empregado em várias metodologias de projeto de produtos (em Pahl & Beitz, 1996, por exemplo), onde os recursos disponibilizados pela análise funcional são utilizados como base na identificação de princípios de solução para as funções elementares dos produtos. Este princípios de solução poderão ser combinados e selecionados, resultando na geração de uma alternativa de projeto otimizada para cada produto.

Dentre as linhas de pesquisa do NeDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos da Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC) destacam-se aquelas dedicadas ao desenvolvimento, aperfeiçoamento e validação das metodologias de projeto de produtos, em especial aquelas destinadas ao projeto de produtos modulares. Um exemplo destes esforços pode ser encontrado em Maribondo et al. (2000) que, através do acompanhamento, exercício e registro da forma como a atividade de projeto de produtos modulares deveria ser realizada, propõe uma sistematização forma computacional da análise funcional, na qual é agregado recursos para a modularização de produtos, sem no entanto, abordar a problemática do projeto de produtos de diferentes funções globais.

### 3. O CASO DO PROJETO DE PRODUTOS MODULARES

O desenvolvimento de produtos tendo por objetivo a modularização tem se limitado a geração de variantes de projeto que possuam uma alta similaridade funcional e cuja estrutura não modular já tenha sido previamente testada na prática. Em princípio, as causas desta tendência não parece ser resultado de uma limitação das metodologias de projeto de produtos modulares existentes, e sim, uma consequência da ausência de informações explícitas de como proceder o projeto de novos produtos de forma modular.

Diversos exemplos desta tendência podem ser facilmente encontrados na literatura. Pahl & Beitz (1996) apresentaram um caso no qual uma família de motores elétricos de diferentes capacidades podiam ser obtidos através da combinação de módulos, no entanto, sem variar sua função global. Como outro exemplo cita-se o trabalho de Pizzatto (1996), no qual foram propostos armários modulares que, a partir da combinação de módulos de diferentes configurações (prateleiras, cabideiros, etc.), permitia a obtenção de variantes de uma mesma função global: *armazenar roupa*. Em ambos os casos, os produtos modulares desenvolvidos foram baseados em produtos já existentes no mercado.

A grande vantagem de se produzir produtos modulares de diferentes funções globais está na possibilidade de serem otimizados os processos de fabricação de uma empresa, resultado da redução do número total de componentes a produzidos devido ao compartilhamento destes

por diferentes produtos. As metodologias de enfoque modular desenvolvidas no últimos anos têm se assemelhado cada vez mais das metodologias de projeto tradicionais (Pahl & Beitz, 1996, por exemplo), aproximando-se não somente da estruturação destas metodologias na forma de levantamento das necessidades, projeto conceitual, projeto preliminar e projeto detalhado, mas também das ferramentas de projeto sugeridas, dentre as quais inclui-se a análise funcional.

Foi procurando instigar os profissionais responsáveis pelo desenvolvimento de produtos a conceberem novos projetos já de forma modular, independentemente do grau de semelhança entre as funções globais a serem desempenhadas pelos diferentes produtos, que é proposto neste trabalho uma nova abordagem na utilização da análise funcional. Esta nova abordagem, aqui chamada de análise funcional modular, inicia-se com a análise funcional de cada um dos produtos segundo os passos já descritos anteriormente: determinação da função global do produto e de suas entradas e saídas de energias, materiais e sinais; desdobramento em funções parciais e elementares; e revisão da estrutura funcional obtida. A segunda fase da análise funcional modular consiste na execução dos seguintes passos:

**Passo 1:** *Localizar funções semelhantes.* Analisar as estruturas funcionais obtidas, procurando encontrar funções que possam vir a constituir módulos comuns a dois ou mais produtos. Quanto maior for o nível de desdobramento das funções globais estudadas, maiores serão as chances de serem encontradas funções comuns a dois produtos. A influência do nível de desdobramento na capacidade de se localizarem funções comuns, pode ser justificada pela existência de um número limitado de funções elementares. Koller (1985) cita 24 categorias de funções elementares pelas quais a maioria dos sistemas técnicos podem ser descritos, listados a seguir na forma de verbos e de seus inversos:

- |                          |                                       |
|--------------------------|---------------------------------------|
| ▫ Transmitir e isolar    | ▫ Agrupar e dispersar                 |
| ▫ Guiar e não guiar      | ▫ Transformar e retro-transformar     |
| ▫ Ampliar e reduzir      | ▫ Mudar de direção e mudar de direção |
| ▫ Retificar e oscilar    | ▫ Ligar e interromper                 |
| ▫ Misturar e separar     | ▫ Unir e dividir                      |
| ▫ Acumular e desacumular | ▫ Emitir e absorver                   |

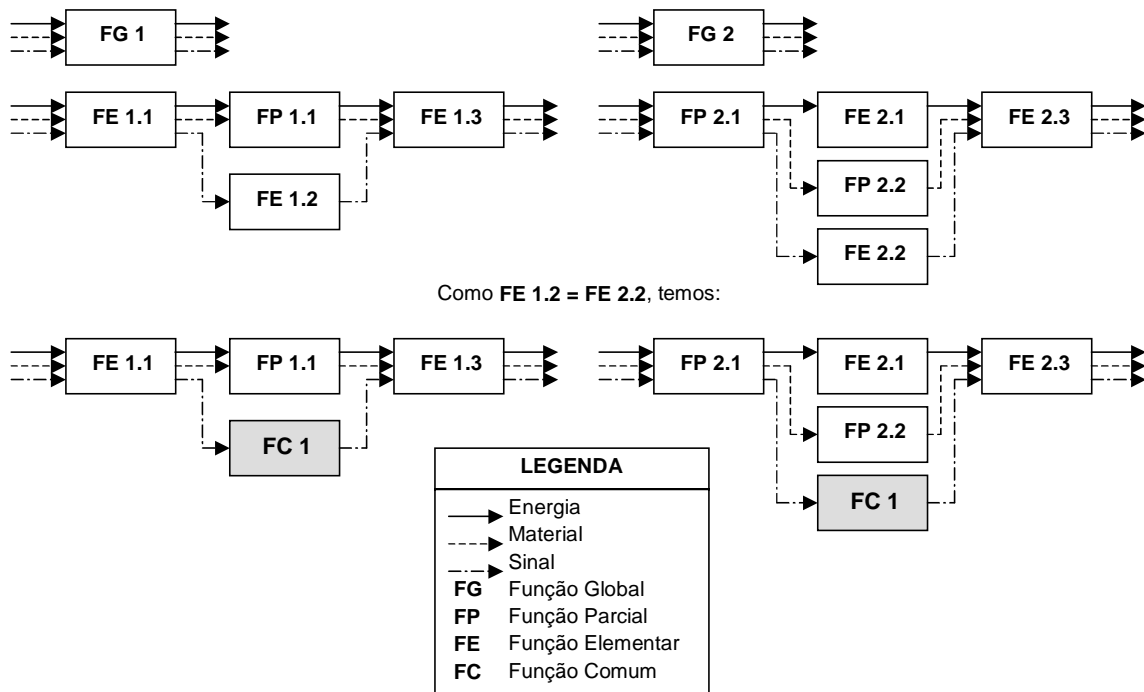
Em relação a estes verbos, deve-se tomar o devido cuidado com os sinônimos, similares ou que guardam certa analogia de ação. Também deverá ser dada uma atenção especial aos fluxos de energia, material e sinal presentes nas funções elementares analisadas os quais deverão ser compatíveis na adoção de uma função comum. O processo de localização de funções comuns é ilustrado na Figura 3.

**Passo 2:** *Avaliar a possibilidade das funções serem atendidas por um mesmo princípio de solução.* Poderão existir casos em que uma dada função comum poderá exigir princípios de solução diferentes. Estes casos, normalmente, serão caracterizados por disparidades nas condições de trabalho, tais como: frio e calor intensos, altas e baixas velocidades, altos e baixos carregamentos, etc. Funções comuns cuja viabilidade estiver relacionada à existência de um determinado princípio de solução em uma outra função elementar do produto, deverão ter esta dependência assinalada para posterior análise em etapas posteriores do processo de projeto.

**Passo 3:** *Revisão.* Finalizando o processo de análise funcional modular pode-se proceder a uma revisão das funções comuns obtidas procurando visando garantir a correção dos resultados obtidos.

Desta forma, pode-se esquematizar o processo de análise funcional modular tal qual ilustrado na Figura 4. Após a determinação das estruturas funcionais dos produtos, segundo os processos consensuais de projeto, deve-se proceder ao levantamento e seleção de princípios

de solução, bem como a escolha de uma alternativas de projeto. Uma maior atenção deverá ser dada às funções comuns, as quais deverão possuir princípios de solução adequados ao compartilhamento entre os produtos.



**Figura 3** – Processo de localização de funções comuns.

Fase 1	Análise Funcional de Cada Tarefa
Passo 1	Determinação da função global dos Produtos
Passo 2	Desdobramento das funções globais
Passo 3	Revisão das estruturas obtidas
Fase 2	Determinação de Funções Comuns
Passo 1	Localização de funções semelhantes
Passo 2	Avaliação da viabilidade de serem adotadas funções comuns
Passo 3	Revisão

**Figura 4** – Esquema do processo da análise funcional modular.

#### 4. EXEMPLO DE APLICAÇÃO

O uso de uma ferramenta mais adequada ao desenvolvimento de produtos modulares de diferentes funções globais pode ser exemplificada através do projeto para a mecanização das atividades ligadas ao cultivo de mexilhões (ou mariscos). Santa Catarina é, atualmente, o maior produtor nacional de mexilhões, tendo sido responsável pela produção de 8.000 toneladas no ano de 1998 (Ferreira, 1998), através de processos manuais ou com ferramentas adaptadas de outras atividades. Porém, este volume de produção ainda é muito pequeno se comparado com as 200.000 toneladas produzidas ao ano pela Espanha, cujo processo de cultivo se apresenta altamente mecanizado.

A maricultura inicia-se com a obtenção de sementes para o cultivo. Por sementes entenda-se jovens mexilhões, cujo tamanho varia entre 20 e 30 mm. O meio mais comum utilizado atualmente para a obtenção de sementes é a extração em bolsões naturais porém,

tendo como alternativa o uso de coletores de mexilhões, normalmente confeccionados com redes de pesca descartadas. Uma vez obtidas as sementes estas são encordoadas, ou seja, colocadas em um conjunto de redes tubulares, uma de algodão e outra de nylon, de aproximadamente 100 mm de diâmetro, a qual é fixada em estruturas flutuantes chamadas espinheis com o auxílio de uma corda concêntrica às redes.

Durante 6 meses, período mínimo para que o *Perna perna* (a espécie mexilhão cultivada em Santa Catarina) atinja o tamanho comercial, a corda de mexilhões permanece em estruturas flutuantes chamadas espinheis. Após a retirada das cordas do cultivo, os mexilhões são removidos das cordas e selecionados, ou seja, separados os adultos e as novas sementes. As sementes (mexilhões que se fixaram nas cordas durante o período de engorda e crescimento) são ensacados e devolvidos aos espinheis. Os mexilhões adultos são limpos e enviados às unidades de beneficiamento onde serão cozidos, desconchados, embalados, congelados e distribuídos.

Em visitas aos locais de cultivo, constatou-se que muitos destes processos já se apresentavam como gargalos, principalmente, devido ao emprego de trabalho manual em todas as tarefas do cultivo, justificando a grande importância dada pelos maricultores para a mecanização das atividades, apontada como sendo essencial para o crescimento da maricultura em 76% das entrevistas realizadas (Rosa, 1997).

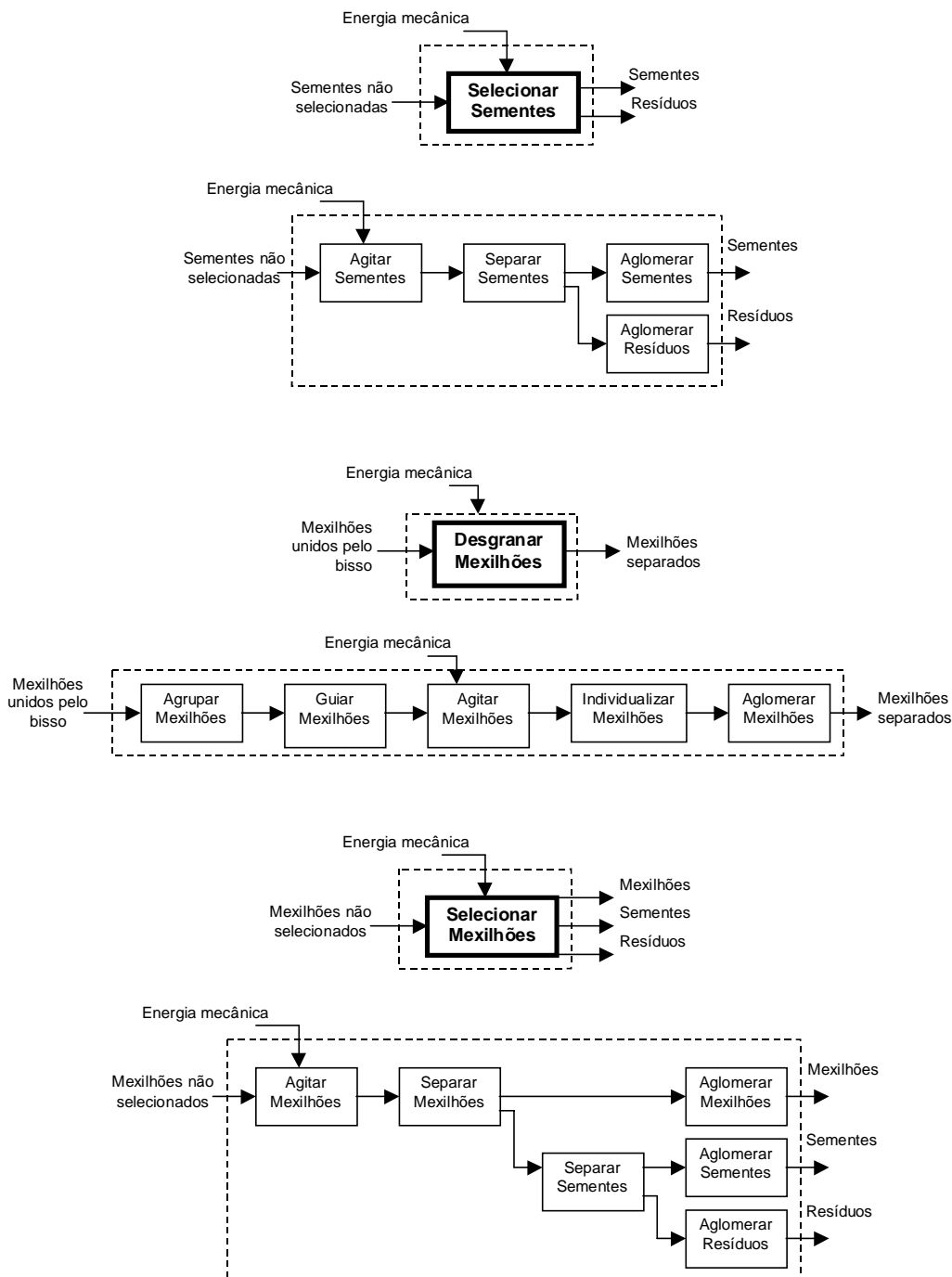
Analisando-se o processo produtivo do cultivo de mexilhões, concluiu-se que apenas a mecanização das atividades que já se apresentavam como gargalos não era adequada, uma vez que as demais tarefas viriam a se tornar novos gargalos. Desta forma, conforme levantado em Scalice (2000), existe no cultivo de mexilhões um total de 13 tarefas, associadas à manipulação de mexilhões, cuja mecanização seria desejável, porém, sendo todas elas caracterizadas pela pouca ou nenhuma semelhança entre a forma de execução de seus trabalhos. Portanto, por se tratar do desenvolvimento de uma família de produtos, optou-se por otimizar o projeto dos equipamentos para a maricultura através da adoção de uma metodologia de projeto de produtos modulares.

É importante destacar que a mecanização de tal número de tarefas não é vantajoso apenas aos grandes e médios produtores, os quais terão disponibilizados todos os recursos necessários para a ampliação do cultivo. O pequeno produtor também poderá ser beneficiado pela redução do custo de fabricação devido ao aumento de escala na produção dos módulos que são compartilhados por diferentes produtos, o que deverá reduzir o preço final dos produtos ao consumidor.

Para exemplificar a aplicação da análise funcional modular, selecionaram-se três processos relacionados à maricultura catarinense:

- **Seleção de sementes.** A seleção de sementes para o encordoamento e posterior colocação nos espinheis para crescimento e engorda, se faz necessário devido à presença de jovens mexilhões de tamanho inferior ao adequado para a engorda, de possíveis organismos indesejáveis e de outros resíduos entre as sementes obtidas de coletores ou, até mesmo, de costões.
- **Desgranação dos mexilhões.** A desgranação consiste na separação de mexilhões, obtidos após o crescimento e engorda, que estão unidos entre si por filamentos de bisso. O bisso é uma substância protéica produzida pelo mexilhão que, em contato com a água do mar, se polimeriza e permite a fixação do animal em diversos substratos, tais como rochas, cordas ou até conchas de outros mexilhões.
- **Seleção de mexilhões.** Esta tarefa possui uma natureza muito semelhante a seleção de sementes, diferindo apenas no tamanho do animal, podendo facilmente serem adotados princípios de solução semelhantes, desde que sejam respeitadas as diferenças de dimensões entre as sementes e os mexilhões adultos. Na execução desta tarefa é interessante a seleção, em paralelo, de sementes para posterior engorda.

As análises funcionais para a mecanização de cada uma das tarefas citadas podem ser vistas na Figura 5.



**Figura 5** – Análise funcional das tarefas selecionadas do cultivo de mexilhões.

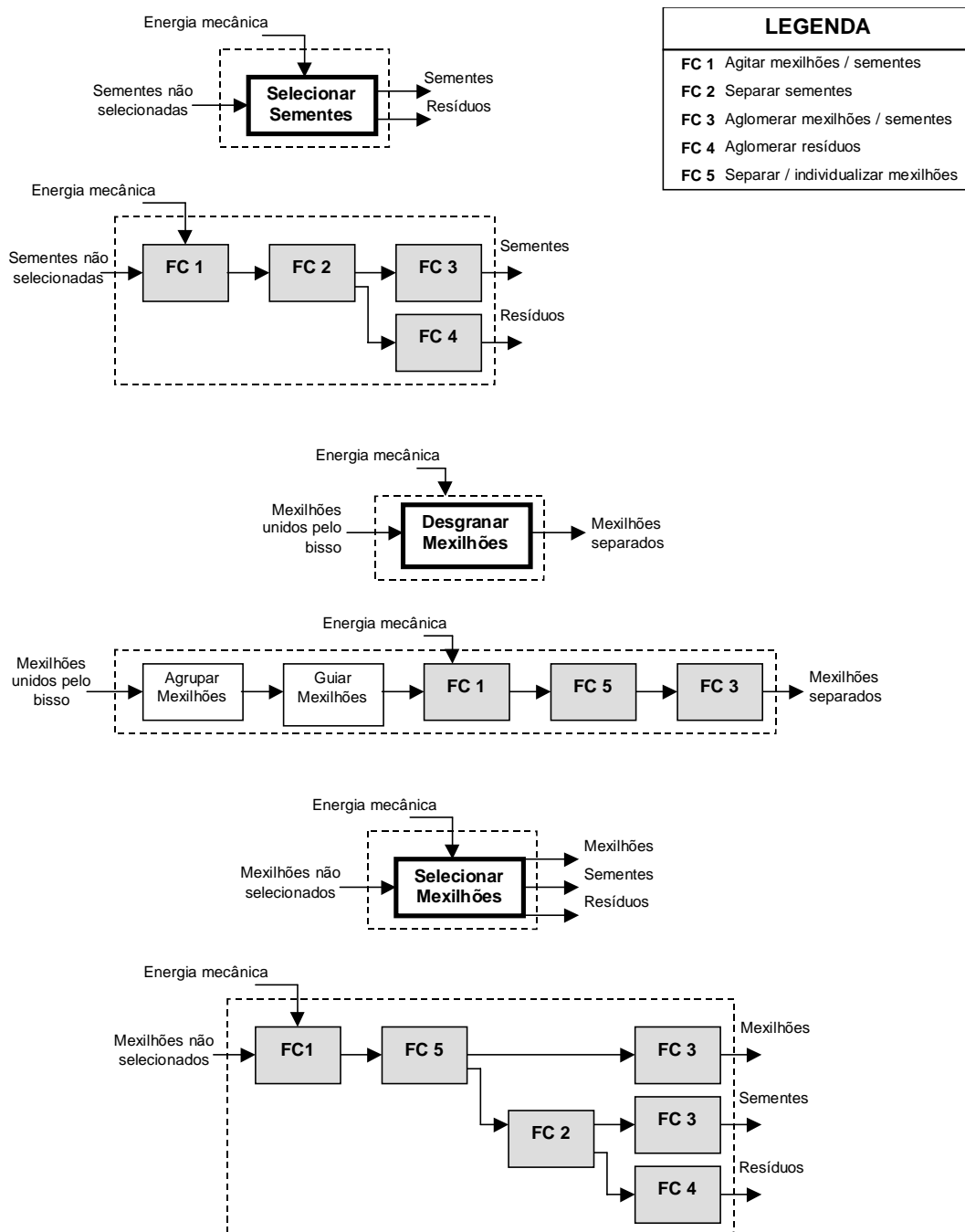
Dentre as tarefas de seleção de sementes e seleção de mexilhões são facilmente encontradas similaridades entre as funções desempenhadas, não havendo problemas aparentes no caso da adoção de um mesmo princípio de solução para as seguintes funções de ambas tarefas:

- **Função comum FC1:** agitar mexilhões/sementes.
- **Função comum FC2:** separar sementes.
- **Função comum FC3:** aglomerar mexilhões/sementes.
- **Função comum FC4:** aglomerar resíduos.

Já para o caso da desgranação de mexilhões, a determinação de funções comuns é uma tarefa mais complexa dada a grande diferença entre este processo e os demais. Inicialmente, são encontradas semelhanças entre as funções *agitar mexilhões/sementes* e *aglomerar mexilhões/sementes* que, em princípio, não apresentam impedimentos funcionais na adoção de uma função comum às tarefas de seleção de mexilhões e seleção de sementes. Outra possibilidade para a adoção de uma função comum pode ser encontrada entre as funções *individualizar mexilhões* e *separar mexilhões* porém, condicionalmente ligada a adoção de um princípio de solução dependente das dimensões da concha do animal. Desta forma tem-se:

- **Função comum FC5:** separar/individualizar mexilhões.

Na Figura 6 são apresentadas as funções comuns resultantes para as estruturas funcionais já apresentadas na Figura 5.



**Figura 6** – Análise funcional modular aplicada a tarefas do cultivo de mexilhões.



## 5. CONCLUSÃO

Com a proposição da análise funcional modular procurou-se instigar a adoção de uma abordagem modular para a concepção de novos produtos, independente do número de produtos a serem projetados, do grau de semelhança e da existência prévia de produtos similares não modulares. A grande vantagem na adoção de um processo de projeto de produtos modulares está na redução da variedade de componentes, resultado da adoção de módulos comuns a dois ou mais produtos, possibilitando a aquisição ou fabricação de um volume maior de um mesmo componente. Desta forma, todos os produtos de uma fábrica podem ser modulares, sendo o grau de modularização limitado apenas pela similaridade entre os produtos.

Grande parte da potencialidade da análise funcional modular está na viabilização do projeto simultâneo de vários produtos que, agregada à otimização dos recursos empregados na fabricação dos produtos propiciada pela adoção de uma arquitetura modular, torna o projeto de produtos modulares uma alternativa ainda mais atraente aos profissionais de projeto. Exemplos de tal potencial foram vistos no caso estudado, no qual três produtos a serem projetado para a maricultura, poderiam ser produzidos com até cinco partes funcionais em comum, reduzindo de quinze para sete as funções a serem desenvolvidas.

## REFERÊNCIAS

- Back, N., Forcellini, F. A., 1998, *Projeto de Produtos*, Apostila para as disciplinas de Projeto Conceitual e Projeto para Manufatura, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina.
- Ferreira, J. F., 1998, G. T. Maricultura, II Workshp Regional Sul Sobre o Mar – Repensando o Mar para o Século XXI, Universidade federal de Santa Catarina.
- Koller, R., 1985, *Konstruktionslehre für den Maschinbau*, Springer Verlag.
- Maribondo, J. F., Back, N., Forcellini, F. A., 1998, *A Fundamentação e as Perspectivas de Projeto de Produtos Modulares*, V CEM – Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste, Fortaleza, Ceará.
- Maribondo, J.F., Back, N., Forcellini, F. A., 2000, *Ferramenta de Apoio à Fase de Projeto Conceitual: Síntese funcional de sistemas modulares*, submetido ao CONEM 2000 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, Rio Grande do Norte.
- Pahl, G. & Beitz, W., 1996 *Engineering design. A systematic Approach*, Springer-Verlag London Limited, Printed in Great Britain.
- Pizzatto, A., 1998 *Sistemática de Projeto para Produtos Modulares com Aplicação em Móveis*, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- Roozenburg, N.F.M. and Eekels, J., 1996, *Product Design: Fundamentals and Methods*, John Wiley & Sons Ltd, England.
- Rosa, R.C.C., 1997, *Impacto do Cultivo de mexilhões nas Comunidades Pesqueiras de Santa Catarina*, Dissertação de Mestrado, Centro de Ciências Agrárias, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- Scalice, R.K., 2000, *Desenvolvimento de uma Família de Produtos Modulares para o Cultivo e Industrialização de Mexilhões*, Projeto de Tese, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- Ulrich, K.T. and Eppinger, S.D., 1995, *Product Design and Development*, McGraw-Hill.

Das variáveis acima,  $\rho_{\min}$  corresponde ao menor valor fornecido,  $\rho_r$  é o raio do rolete,  $R$  corresponde à distância entre o centro de rotação da came e o centro do rolete do seguidor,  $\theta$  é o ângulo de rotação da came,  $v(\theta)$  é a função velocidade e  $a(\theta)$ , a função aceleração.

### 3. CONCLUSÃO

Como pôde-se observar, a entrada e a saída de dados do programa apresentam-se de forma bastante simples e objetiva. Deste modo, a partir do programa desenvolvido, torna-se mais fácil para o estudante de engenharia mecânica o entendimento a cerca do projeto de cames, assim como a compreensão de conceitos básicos e características relacionadas ao assunto. Por exemplo, na disciplina de Mecanismos ministrada no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, o aluno a conclui ciente da existência das curvas cicloidal, harmônica e polinomial de oitava ordem e que uma combinação apropriada destas funções pode resultar um movimento característico para o seguidor. No entanto, no decorrer da mesma, o aluno não dispõe de uma ferramenta que o auxilie na visualização da came a qual irá garantir ao seguidor tal movimento característico. O programa surge, então, como ferramenta de apoio visando a auxiliar as disciplinas da área de Projeto e principalmente a disciplina de Mecanismos.

### 6. AGRADECIMENTOS

Ao PET – Programa Especial de Treinamento.

### 5. REFERÊNCIAS

- Erdman, A. T., 1993, Modern Kinematics: Developments in the Last Forty Years, John Wiley & Sons, New York
- Grosjean, J., 1991, Kinematics and Dynamics of Mechanisms, McGraw-Hill, Singapore
- Kimbrell, J. T., 1991, Kinematics Analysis and Synthesis, McGraw-Hill, New York
- Mabie, H. H. & Reinholtz, C. F., 1987, Mechanisms and Dynamics of Machinery, John Wiley & Sons, New York
- Martin, G. H., 1982, Kinematics and Dynamics of Machines, McGraw-Hill, London
- Norton, R. L., 1992, Design of Machinery, McGraw-Hill, Singapore
- Sandor, G. N. & Erdman, A. G., 1984, Mechanism Design: Analysis and Synthesis, Prentice-Hall, New York

Nas expressões acima,  $R_b$  corresponde ao raio de base da came,  $\theta$  é o ângulo da came e  $S(\theta)$  é a função que define um dado trecho de curva do movimento do seguidor.

## 2.3 Tabela de valores

Ao final, são fornecidos valores da elevação, velocidade e aceleração do seguidor e do raio de curvatura e do ângulo de pressão da came para ângulos de giro da mesma de acordo com o passo a ser indicado (Ver Fig. 5).

Ângulo de Giro (graus)	Deslocamento (mm)	Velocidade (mm/s)	Aceleração (mm/s <sup>2</sup> )	Raio de Curvatura (mm)	Ângulo de Pressão (graus)
229,999981356306	19,7313213348389	-3,07690906524658	-17,5733165740967	41,4274635314941	-3,21769189834595
239,999979357052	18,9205278320313	-6,10671186447144	-17,0254440307617	40,9804611206055	-6,46049022674561
249,999977358397	17,609525680542	-8,96472549438477	-15,533659349976	40,5793266296387	-9,67038440704346
259,999975359943	15,8206233978271	-11,4539804458618	-12,7606983184814	40,4688568115234	-12,701135635376
269,999973352489	13,6465887615967	-13,3379607064819	-8,60398715057373	40,8631172180176	-15,3326034545898
279,999971354034	11,213493347168	-14,3869276046753	-3,24876022338867	41,9987831115723	-17,2921199798584
289,99996936558	8,68330860137939	-14,4300012588501	2,81874561309814	44,226806640625	-18,28005027771
299,999967367126	6,23892402648926	-13,4046325683594	8,85204792022705	48,1050415039063	-18,0066528320313
309,999965368671	4,06175756454468	-11,3868101272583	13,925106048584	54,260181427002	-16,2639865875244
319,999963370217	2,30384230613708	-8,65676307678223	17,0613479614298	62,0955763244629	-13,0648622512817
329,999961371762	1,05852150917053	-5,6032133102417	17,4082355493268	66,0854949951172	-8,83267993383789
339,999959373308	0,335038632154465	-2,77315092086792	14,4577674865723	59,1256332397461	-4,48746728897095
349,999957374854	0,0437390357255936	-0,744122445583344	8,31292343139648	45,9186592102051	-1,21644186973572

**Figura 5.** Tela da tabela de valores

A partir dos valores do ângulo de pressão, pode-se verificar se o mesmo excede  $30^{\circ}$  ou  $35^{\circ}$ . Tais valores são estabelecidos como máximos para a maioria dos sistemas.

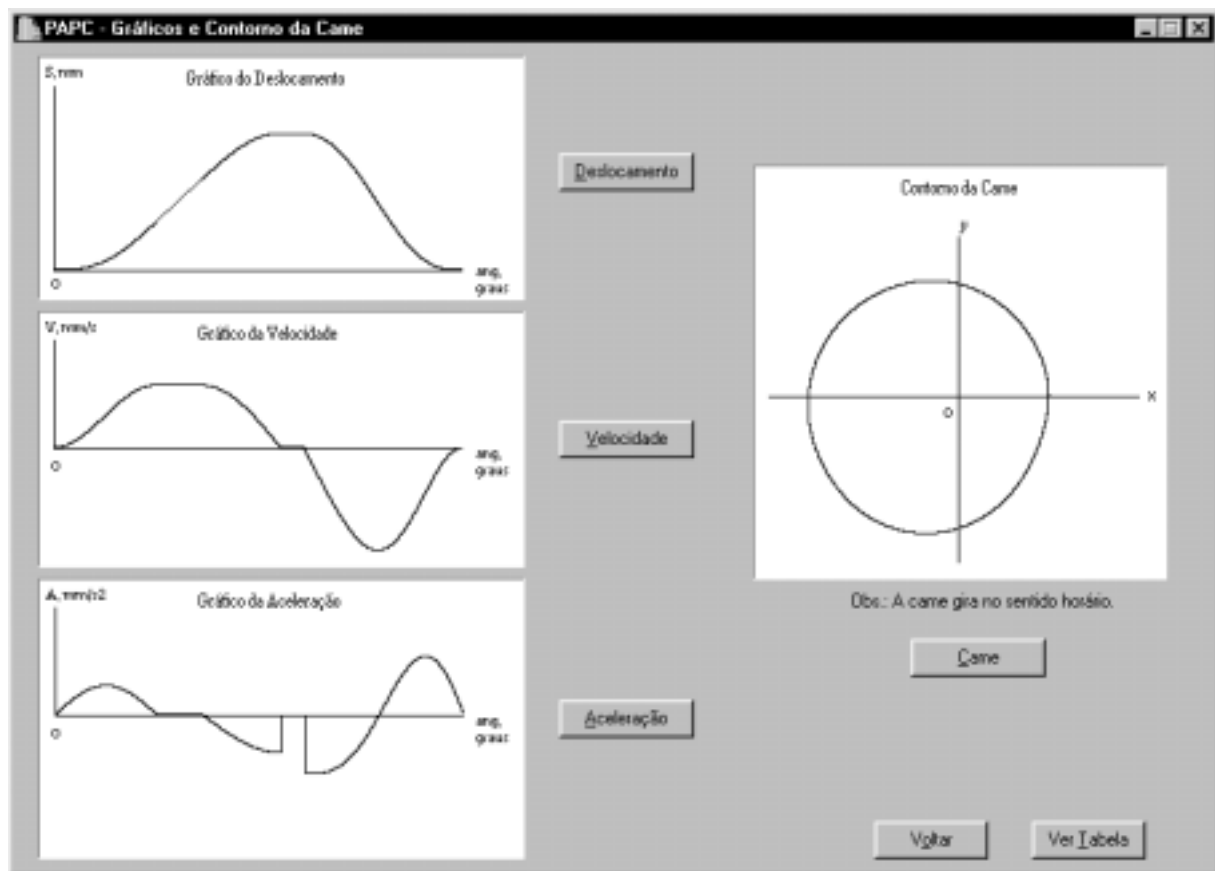
Sendo  $\theta$  o ângulo da came,  $S(\theta)$  a função que define um dado trecho de curva do movimento do seguidor,  $R$  a distância entre o centro de rotação da came e o centro do rolete do seguidor, para a determinação do ângulo de pressão  $\alpha$  utilizou-se a seguinte expressão (Kimbrell, 1991) :

$$\alpha = \arctan[dS/(Rd\theta)] \quad (3)$$

A partir dos valores do raio de curvatura da came (no caso do seguidor de rolete, tais valores se referem ao raio de curvatura da superfície primitiva), é possível verificar se a came já irá apresentar ponta ou rebaixo ( $\rho_{\min} < \rho_r$ ). Para o cálculo do raio de curvatura  $\rho$  utilizou-se a seguinte equação:

$$\rho = \{R^2 + [v(\theta)]^2\}^{3/2} / \{R^2 + 2[v(\theta)]^2 - R[a(\theta)]\} \quad (4)$$

Uma vez dispendo-se dos valores solicitados e dos tipos de curva a combinar, são traçados os gráficos do deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor em função do ângulo de giro da came e o contorno da came (ver Fig. 4).



**Figura 4.** Valores da elevação do seguidor em função do ângulo da came

No caso do gráfico de deslocamento, o programa encarrega-se de combinar as curvas de forma a garantir uma perfeita concordância entre as mesmas.

O *jerk* ou segunda aceleração corresponde a taxa de variação da aceleração e é determinado pela terceira derivada do deslocamento. O *jerk*, então, é uma indicação da característica de impacto do carregamento e pode-se dizer que o impacto tem a segunda aceleração igual ao infinito. Assim, a partir do gráfico da aceleração é possível verificar se o movimento desejado para o seguidor irá resultar *jerk* infinito. Para tal, basta constatar a presença de segmentos de reta verticais no referido gráfico, os quais indicam que a aceleração está variando de um certo valor para outro instantaneamente, caracterizando o impacto. A partir do gráfico da aceleração da Fig. 4, então, conclui-se que o movimento escolhido para o seguidor irá resultar *jerk* infinito, mostrando-se, assim, indesejável.

Com relação ao contorno da came (ver Fig. 4), a interseção dos eixos indica o centro de rotação da mesma. Para a construção do contorno, utilizou-se, como base, as seguintes equações:

$$x = [R_b + S(\theta)] \cdot \cos\theta \quad (1)$$

$$y = [R_b + S(\theta)] \cdot \sen\theta \quad (2)$$

Ao iniciar o programa, o usuário primeiramente escolhe o tipo de movimento que irá caracterizar a elevação do seguidor. Como pode ser visto na Fig. 3, item 1, o usuário tem as opções de 1 a 9. Posteriormente, deve ser informado o ângulo de giro da came para cada trecho do movimento de elevação, conforme é mostrado na Fig. 3, item 2. Em seguida, pede-se ao usuário que informe o ângulo durante o qual o seguidor irá repousar após sua elevação (ver Fig. 3, item 3). Caso não seja desejado o repouso, basta que se digite o valor 0 (zero) para tal ângulo. Feito isto, o usuário escolhe o tipo de movimento que irá caracterizar o retorno do seguidor (ver Fig. 3, item 4). Sendo o movimento do seguidor caracterizado por apenas uma ou duas curvas, para as demais curvas deve-se entrar com o valor 0 (zero) para o ângulo de rotação da came. Isto vale tanto para o movimento de descida quanto para o de subida (ver Fig. 3, item 5). É importante salientar que a soma dos ângulos de entrada deve ser igual a 360 graus, pois todo o estudo é feito para um único ciclo do movimento do seguidor.

**PAPC - Entrada de Dados**

1. Para a elevação do seguidor, escolha a curva ou as curvas a combinar:

- [1] cicloide
- [2] harmônico
- [3] polinômio de oitavo grau
- [4] meio-cicloide + meio-harmônico
- [5] meio-harmônico + meio-cicloide
- [6] meio-cicloide + velocidade constante + meio-cicloide
- [7] meio-cicloide + velocidade constante + meio-harmônico
- [8] meio-harmônico + velocidade constante + meio-harmônico
- [9] meio-harmônico + velocidade constante + meio-cicloide

Opção desejada:

2. Informe o ângulo de rotação (em graus) da came para a:

primeira curva:

segunda curva:

terceira curva:

3. Com relação ao repouso do seguidor depois de sua elevação, entre com a variação do ângulo da came (em graus) durante o mesmo:

Variação do ângulo:

4. Para o retorno do seguidor, escolha a curva ou as curvas a combinar:

- [1] cicloide
- [2] harmônico
- [3] polinômio de oitavo grau
- [4] meio-cicloide + meio-harmônico
- [5] meio-harmônico + meio-cicloide
- [6] meio-cicloide + velocidade constante + meio-cicloide
- [7] meio-cicloide + velocidade constante + meio-harmônico
- [8] meio-harmônico + velocidade constante + meio-harmônico
- [9] meio-harmônico + velocidade constante + meio-cicloide

Opção desejada:

5. Informe o ângulo de rotação (em graus) da came para a:

primeira curva:

segunda curva:

terceira curva:

6. Valor da elevação total do seguidor (em mm):

7. Valor do raio da circunferência de base da came (em mm):

8. Valor do raio do rolete do seguidor (em mm):

9. Valor do deslocamento do seguidor (em mm):

**Figura 3.** Tela de entrada de dados

Escolhidas as curvas características do movimento do seguidor, pede-se para que o usuário informe a elevação total do seguidor, o raio de base da came, o raio do rolete do seguidor e a medida do deslocamento do seguidor com relação à linha vertical que passa pelo centro de rotação da came (caso o seguidor seja deslocado), como pode ser visto na Fig. 3, itens 6, 7, 8 e 9, respectivamente. Sendo o seguidor radial, à tal medida deve ser atribuído o valor 0 (zero).

## 2.2 Gráficos e contorno da came

O projeto de uma came pode ser elaborado de duas formas (Norton, 1992) (Sandor & Erdman, 1984):

- (a) partindo-se do movimento desejado para o seguidor, projeta-se a came para dar este movimento;
- (b) partindo-se da forma da came, determina-se que características de deslocamento, velocidade e aceleração serão obtidas pelo seu contorno.

Com base no primeiro método de projeto, foi desenvolvido um programa em linguagem C++ que permite a visualização do contorno da came de disco que irá garantir o movimento desejado para o seguidor. Para o movimento do seguidor, tanto na subida quanto na descida, o programa permite combinar trechos de curvas cicloidal, harmônica e polinomial de oitava ordem (Grosjean, 1991) (Kimbrell, 1991) (Mabie & Reinholtz, 1987) (Martin, 1982). Pode-se optar, também, por trechos de velocidade constante na elevação ou descida, assim como pelo repouso do seguidor ao final de sua elevação.

Além do contorno da came, é possível a visualização dos gráficos de deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor. São impressos, também, valores destas grandezas, do raio de curvatura e do ângulo de pressão da came para ângulos de giro da mesma.

Nos anos recentes, poucos avanços foram verificados em programas voltados para o projeto de cames (Erdman, 1993). E embora outros programas existam, envolvendo a cinemática de cames, o programa desenvolvido apresenta vantagens, com relação aos mesmos, quanto à facilidade de entrada e saída de dados.

## 2. APRESENTAÇÃO DO PROGRAMA

Apresenta-se a seguir uma explanação das principais etapas do programa e a visualização das telas principais. Para tal, considera-se uma situação em que se deseja, para uma dada aplicação, que um seguidor radial de rolete apresente uma elevação total de 20 mm e seja acionado por uma came de disco de raio de base igual a 30 mm (ver Fig. 1). O movimento de elevação do seguidor deve ser caracterizado por trechos cicloidal, em 90 graus, de velocidade constante, em 40 graus, e harmônico, em 70 graus, nesta ordem. O seguidor deve repousar durante 20 graus e, então, retornar com movimento polinomial de oitava ordem em 140 graus. O raio do rolete do seguidor é de 5 mm.

### 2.1 Entrada de dados

Antes do usuário entrar com os dados pedidos, é apresentada ao mesmo uma tela inicial com o título do programa, conforme é mostrado na Fig. 2 .



**Figura 2.** Tela de apresentação do programa

# DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA PARA DAR APOIO AO PROJETO DE CAMES

**Eduardo Castelo Branco Porto**

**Roberto de Araújo Bezerra**

Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 60455-760, Fortaleza, CE, Brasil. E-mail: dem@ufc.br

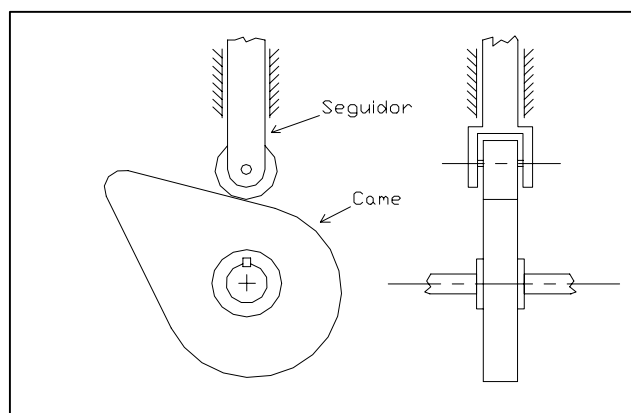
## Resumo

Neste trabalho é apresentado um programa em C++ Builder, a partir do qual, são geradas as curvas de deslocamento, velocidade e aceleração do seguidor de uma came, assim como o respectivo contorno da mesma. O programa foi desenvolvido de tal forma que possibilita ao usuário a escolha dos tipos de curvas – cicloidal, harmônica e polinomial de oitava ordem – que caracterizarão os diagramas de movimento e a forma da came. De posse dos dados fornecidos pelo usuário, o perfil de deslocamento é traçado de tal forma que há uma perfeita concordância entre as curvas que o compõem, fornecendo-se ainda os gráficos da velocidade e aceleração do seguidor, o contorno da came e valores do raio de curvatura e do ângulo de pressão para ângulos da came durante um ciclo. Observou-se que o programa é de fácil utilização e o mesmo será usado como apoio didático.

**Palavras-chave:** Came, Ângulo de Pressão, Contorno da Came

## 1. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Uma came consiste em um membro de máquina de forma irregular o qual atua como uma peça motriz e imprime movimento a uma peça movida chamada seguidor (ver Fig. 1). As cames desempenham um papel muito importante na maquinaria moderna e são bastante utilizadas em motores de combustão interna, máquinas operatrizes, computadores mecânicos, instrumentos e muitas outras aplicações.



**Figura 1.** Came de disco com seguidor radial de rolete

## **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FIXAÇÃO E AJUSTAGEM DE FERRAMENTA PARA USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO.**

**Rodolfo G. Rabe\*, Fernando A. Forcellini\*, Günter Höhne\*\*, Walter L. Weingaertner\***

\* Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica.  
Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos - Nedip.  
Campus da UFSC – Florianópolis, SC, Brasil - CEP 88040-900, CP 476, e-mail:  
[rgr@certi.ufsc.br](mailto:rgr@certi.ufsc.br)

\*\* Technische Universität Ilmenau - Institut für Maschinenelemente und Konstruktion  
Ilmenau, Germany, e-mail: [guenter.hoehne@Maschinenbau.tu-ilmenau.de](mailto:guenter.hoehne@Maschinenbau.tu-ilmenau.de)

### **Resumo**

Em uma usinagem de ultraprecisão, a correta ajustagem da ferramenta é um fator de influência para a obtenção de componentes com alto acabamento superficial e alta precisão dimensional e de forma. Para que essas ajustagens sejam realizadas, está sendo desenvolvido esse trabalho, que visa apresentar as etapas do projeto de um porta-ferramenta para ser utilizado em usinagem de ultraprecisão, enfatizando os requisitos de projeto do sistema para micro posicionamento/micro deslocamento. Como características desejadas para esse porta-ferramenta, destaca-se a alta rigidez e posicionamento micrométrico, além de características modulares de construção e utilização.

**Palavras-chave:** Porta-ferramenta, ultraprecisão, ajustagem, modularidade, usinagem.

### **Introdução**

A usinagem de ultraprecisão se desenvolve impulsionada não apenas pela necessidade dos meios científicos em se obter componentes de forma complexas, precisos ou de acabamento superficial sub-micrométrico, mas também pelas indústrias que desejam produzir bens de consumo com alta qualidade e custo acessível.

Para isso, o projeto e desenvolvimento de mecanismos para se usinar esses componentes se tornam uma parte importante no entendimento do quebra-cabeça multidisciplinar que é construir elementos e máquinas-ferramentas para a usinagem de ultraprecisão.

O porta-ferramenta é uma peça crítica na usinagem por torneamento, pois ele é o elemento final da cadeia estrutural entre a ferramenta e a peça que está sendo usinada. Infelizmente sua importância é normalmente ignorada no projeto de uma máquina ferramenta, devido ao seu pequeno tamanho e robustez [1].

Entretanto robustez não significa necessariamente alta rigidez, sendo os requisitos e preocupação para um posicionamento conveniente e correto da ferramenta, normalmente predominam sobre a rigidez, abrindo caminho para que ruídos interfiram no resultado final de uma usinagem.



O ajuste correto da ferramenta é sempre um fator importante em qualquer usinagem. No entanto na usinagem de ultraprecisão, principalmente de elementos ópticos, um perfeito ajuste da ponta da ferramenta é imprescindível, pois poucos micrometros fora da região ideal, é o suficiente para tornar necessário um retrabalho ou, em um caso extremo, a perda do componente que está sendo usinado.

Com base nesses fatos, tem-se como objetivo desse trabalho apresentar as etapas iniciais do projeto de um porta-ferramenta que possibilite a correta ajustagem da ponta da ferramenta em relação à peça e ao torno, com posicionamento micrométrico e com o compromisso de se obter uma rigidez adequada em uma usinagem de ultraprecisão.

### **Usinagem de ultraprecisão com ferramenta de diamante monocristalino.**

A demanda de componentes que tenham alta precisão dimensional e acabamento superficial sub-micrométrico tais como substratos para fotocopiadoras e discos rígidos, elementos ópticos (lentes e espelhos), mancais aerostáticos, etc. ampliaram os limites da usinagem com ferramenta de geometria definida<sup>1</sup>, como processo de fabricação, contribuindo para o desenvolvimento de uma área, chamada de usinagem de ultraprecisão.

A usinagem de ultraprecisão com ferramenta de diamante, proveu os meios de se produzir uma desejada superfície óptica normalmente em uma única operação, resultando em tamanho, forma e acabamento superficial em um único processo de remoção de material.[2]

Com isso, pôde-se observar algumas mudanças na área de fabricação, sobretudo na produção de elementos ópticos. A eliminação de processos posteriores, como lapidação ou polimento, possibilitou uma redução nos custos de fabricação. A introdução de ferramentas ativas (*fast tools*) aos tornos de ultraprecisão, possibilitou a obtenção de lentes e espelhos de formas complexas, auxiliando no desenvolvimento de diversas áreas como física, medicina, astronomia e engenharias em geral, e com reflexos nas indústrias de bens de consumo.

Dominar o projeto e a construção de elementos relacionados à ultraprecisão, seja a própria máquina-ferramenta e seus módulos ou a fabricação de componentes usinados, se torna para o desenvolvimento científico e tecnológico um caminho natural, assim como para a produção de bens de alto valor agregado.

### **Requisitos de projeto**

A primeira etapa do trabalho foi definir quais ajustes da ferramenta serão necessários para que determinadas famílias de peças sejam produzidas. Da mesma maneira foram estabelecidas as faixas de operação envolvidas e requisitos complementares.

As famílias são tipos de superfícies que podem ser produzidas com uma determinada configuração do torno. Essa configuração, para esse caso, está diretamente ligada ao tipo de base em que o porta-ferramenta será instalado, o que na prática significa que o mesmo não será montado sobre um único tipo de base ou torno.

Para direcionar o trabalho, pois o objetivo final será a construção e qualificação do porta-ferramenta, foram selecionados três bases onde esse porta-ferramenta será utilizado, descritos nos itens abaixo e esquematizados nas fig. 1.4 e 1.6 da configuração do torno (Fig.1) :

- Sobre a base de um torno X-Y;
- Em um sistema de micro posicionamento da *Physik instrumente*, modelos M410 e M500, esquematizados na fig.1.4;
- Em uma base aerostática rotativa controlada numericamente, também esquematizados na fig. 1.4.

---

<sup>1</sup> Torneamento, fresamento, furação, etc.

Com isso, três famílias de superfícies poderão ser usinadas, respectivamente:

- Planas e cônicas;
- Superfícies geradas pela interpolação dos eixos da mesa micro posicionadora;
- Superfícies esféricas côncavas ou convexas.

Além disso, poderão haver combinações entre os três tipos de bases, podendo-se gerar no futuro superfícies anesféricas por exemplo.

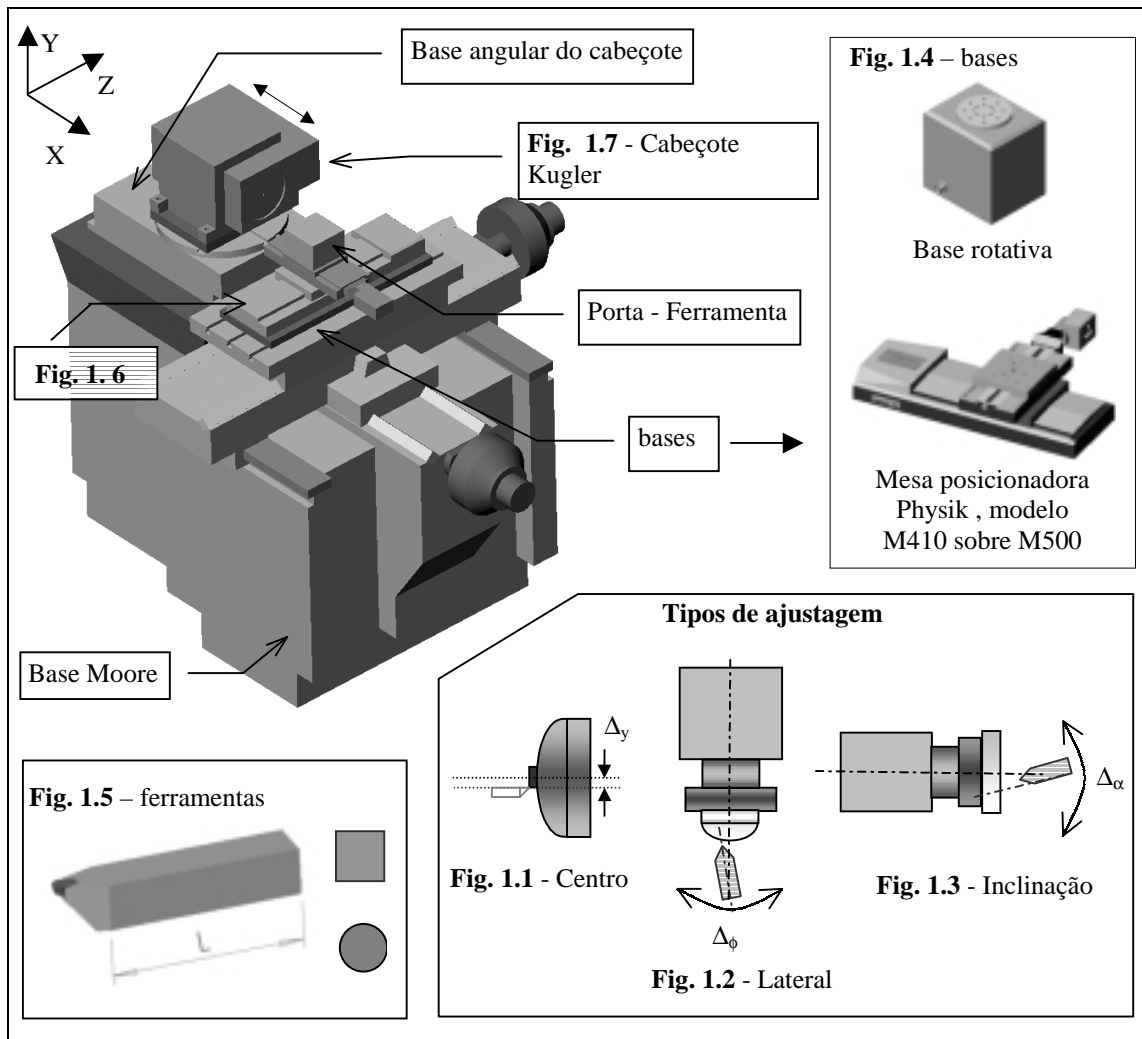
Com base nesses dados, uma tabela de requisitos foi montada (tabela1) assim como um esquema da configuração do torno (fig.1) em que será testado o porta-ferramenta. (Figuras 1.1 à 1.7).

**Tabela 1 - Requisitos iniciais de projeto**

Fig.	Requisito - (plano)	Valor	Observações
1.1	Alinhamento entre ferramenta e centro de rotação da árvore/cabeçote (Y-Z).	$\Delta_y \leq \pm 1\mu\text{m}$	
1.2	Alinhamento entre ferramenta e o torno (X-Z). Região de utilização do gume da ferramenta.	$\Delta_\phi \pm 15^\circ$	Em torno R- $\theta$ <sup>2</sup> , $\Delta_\phi \leq \pm 0.5^\circ$
1.3	Alinhamento entre ferramenta e peça de trabalho (Y-X).	$\Delta_\alpha \leq \pm 0.5^\circ$	
1.4	Tipos de base. * - Raio da base R- $\theta$ onde será instalado o porta-ferram.	Torno X-Y Mesa X-Y Mesa R- $\theta$ <sup>3</sup>	Menor base 100x100mm Base R * =40mm
1.5	Tipos de seções de ferramentas - haste. Retangular/circular/triangular * - Raio da haste da ferramenta de seção circular	Máx = 12 x 12mm Máx. R * = 5mm Lmax. = 50mm	Min. = 5 x 5mm Min. R * = 2mm Lmin. = 20mm
1.6	Montagem do porta-ferramenta no torno Moore, sobre mesa posicionadora, base rotativa ou suas combinações.		Diferentes alturas
1.7	Permitir o deslocamento do cabeçote Kugler.	Espaço entre base móvel do cabeçote e base do porta-ferramenta.	Espaço depende do tipo de base utilizada.
	Peso total.	Máx 200 N	Max permitido pela mesa M400
	Posicionamento manual - mecânico/eléto - eletrônico		Possibilidade de automação.

<sup>2</sup> Torno R- $\theta$  diferencia-se do torno X-Y por se utilizar como parâmetros a distância da ponta da ferramenta em relação ao centro de rotação da base e o avanço da ferramenta ser angular, proporcionada pela rotação da base.

<sup>3</sup> Tipo de base característica do torno R- $\theta$



**Figura 1 - Configuração do torno**

## Módulos

Para facilitar o projeto do porta-ferramenta, o mesmo foi dividido em cinco módulos:

- Base do porta-ferramenta – Que tem a função de prover uma base a ser fixada em uma das configurações descritas anteriormente, levando-se em consideração a necessidade de não se obstruir a movimentação do cabeçote.
- Sistema de macro posicionamento – Que tem a função de compensar a diferença de altura entre várias configurações de bases e o uso de ferramentas de diferentes seções.
- Sistema de micro posicionamento – Encarregado do micro posicionamento da ferramenta nas situações descritas na tabela 1.
- Sistema de fixação da ferramenta – Que possa utilizar a maioria das ferramentas de diamante monocristalino do mercado.
- Sistema de acionamento/posicionamento – O sistema será modular, podendo-se optar por soluções totalmente mecânicas de acionamento ou soluções eletro/eletrônica a serem usadas futuramente em conjunto com um sistema de *set-up* da posição da ferramenta.

## Sistema de micro posicionamento



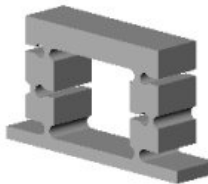
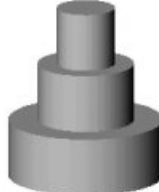
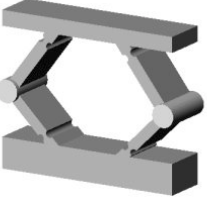



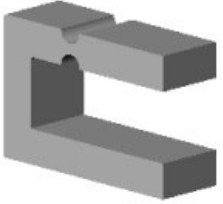
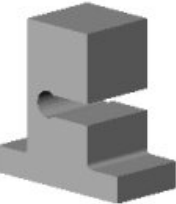



A primeira ajustagem a ser estudada é o posicionamento da ponta da ferramenta em relação ao eixo de rotação do cabeçote, ou seja, o posicionamento da altura da ferramenta.

A importância de se usinar até o centro é para evitar uma deterioração da planicidade da peça, principalmente em elementos ópticos, como por exemplo espelhos para laser.

O objetivo é posicionar a ponta da ferramenta à uma distância de  $\pm 1\mu\text{m}$  do centro de rotação, levando-se em consideração um sistema que permita um curso de ajustagem razoável, com pequenos incrementos e com uma alta rigidez.

Para isso se foi montada a tabela 2, com os princípios de soluções pesquisados.

**Tabela 2 – Sistemas de micro posicionamento**

<b>Lineares</b>			
			
Conversor angular-linear	Planos	Mola com acionamento central.	Telescópico
			
Plataforma com acionamento horizontal	Guias paralelas	Guia central	Mola membrana/prato
<b>Angulares</b>			
			
Viga em balanço	Haste em balanço	Dupla viga em balanço	
<b>Múltiplos graus de liberdade</b>			
			
Plataforma		Disco	

## Sistema de acionamento

Aliado ao tipo de posicionamento, outro fator importante é o tipo de acionamento que será utilizado. Algumas opções podem ser vistas na tabela 3.

A escolha dos que melhor se adaptam ao projeto de um sistema de ajustagem da ferramenta será função de:

- Intercambiabilidade
- Rigidez
- Facilidade de controle/posicionamento
- Construção/implementação
- Estabilidade no tempo
- Curso
- Custo


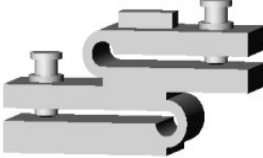


Cada sistema de micro posicionamento apresentado na tabela 2 possui um sistema de acionamento (tabela 3) que lhe irá conferir as melhores características de posicionamento com alta rigidez. A avaliação das melhores combinações será feita em função dos itens apresentados anteriormente, com a ajuda de *softwares* e analisando-se os sistemas existentes no mercado e/ou em artigos e outras literaturas relacionadas.

Como exemplo de combinações que podem ser geradas, tem-se as apresentadas na tabela 4.

**Tabela 3 – Sistemas de Acionamento**

Mecânicos	<i>Smart materials</i>	Conjuntos
Micrômetros	Eletrostáticos	Lineares magnéticos
Planos inclinados	Piezoelétricos	<i>Voice/magnetic coil</i>
Cames/superfícies	Magnetoestritivo	<i>Walking drive/worm</i>
Roda de atrito	Eletroestritivo	Hidráulico/pneumático
Dilatação/contração térmica	Efeito memória (SMA)	Fusos

**Tabela 4 – Exemplos de combinações**

Combinações			
 came-seguidor	 Nivelador com viga em balanço e parafuso micrométrico	 Plano-viga	 Viga com acionamento horizontal.

## Conclusão e trabalhos futuros

A usinagem de ultraprecisão permite que novos processos de fabricação sejam desenvolvidos, seja para produzir antigos componentes com um melhor acabamento e mais baratos ou para novos projetos, principalmente de elementos ópticos.

Um correto posicionamento da ferramenta é necessário em uma usinagem por torneamento, sobretudo quando se trata de uma usinagem de ultraprecisão, onde poucos micrômetros são mais que suficientes para comprometer, por exemplo, a planicidade de um elemento óptico.

Para um correto *set-up* da ferramenta, deve-se determinar primeiramente quais ajustagens são relevantes e prover os meios necessários para que isso possa ser feito, sobretudo com facilidade mas sem comprometer a rigidez do sistema. A função do porta-ferramenta a ser projetado é possibilitar esses ajustes independente da configuração do torno ou da superfície a ser gerada.

A divisão do porta-ferramenta em módulos facilita o projeto e evita a sobreposição de funções em uma única peça, o que normalmente acarreta em um aumento nos graus de liberdade do sistema e uma conseqüente deterioração da rigidez do conjunto. Cada um dos módulos irá ser trabalhado e testado nas próximas etapas do trabalho.

A primeira etapa foi a apresentação dos princípios de soluções de sistema de micro posicionamento assim como alguns tipos de acionamentos. Essa etapa não somente irá servir para estabelecer o princípio de posicionamento/acionamento que será utilizado na construção do porta-ferramenta mas também poderá ser utilizada na elaboração de novos módulos, como controle da profundidade de corte e até na construção de um *fast-tool*.

## **Agradecimentos**

A *Technische Universität Ilmenau* – especificamente pela visita técnica ao *Institut für Maschinenelemente und Konstruktion* e pelo apoio de seus integrantes;

Ao Laboratório de Mecânica de Precisão da UFSC – LMP –, especialmente ao Milton Pereira e Rodrigo Stoeterau.

## **Referências**

1. Franse, J., Roblee, J., “A Survey of the Dynamic Characteristics of Toolholders for Diamond Turning”.
2. McClure, E., 1994, “*A Perspective on the Future of Precision Engineering Industry*”, Advancement of Intelligent Production, Elsevier Science B.V/ JSPE. pp.K31-K37
3. Smith, S. T., Chetwynd, D. G., 1994, “*Foundations of Ultraprecision Mechanism Design*”, Gordon and Breach Science Publisher.
4. Slocum, A. H., 1992, “*Precision Machine Design*”, Prentice-Hall Inc.
5. Taniguchi, N., 1996, “*Nanotechnology : Integrated Processing Systems for Ultra-Precision and Ultra-Fine products*”, Oxford Univ. Press.
6. Montanari, L., Duduch, J. G., Rubio, J.C.C, 1999, “*Design of an Angular Positioner for Precision Machines*”, Proceedings of the 1<sup>st</sup> International EUSPEN Conference, pp. 128-131
7. Krause, W., 1993, “*Konstruktionselemente der Feinmechanik*”, Hanser
8. Zhu, J., 1995, “*Several Design for Ultrahigh Resolution Optical Positioning Components*”, Proceedings of Optomechanical and Precision Instrumente Design, SPIE Vol. 2542. pp. 207-211

# ANÁLISE TEÓRICA DA LUBRIFICAÇÃO NÃO-NEWTONIANA DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS DE SAPATAS RETANGULARES – MODELO *POWER LAW*

**Paulo Fernandes Silva**

(Bolsista Recém-Doutor FAPEMIG)

**Hélio Henrique Rabelo**

(Bolsista Iniciação Científica FAPEMIG)

**Vilmar Arthur Schwarz**

**José Célio Dias**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Mecânica

Cx. P. 50 – 37500-000 – Itajubá, MG, Brasil. E-mail: psilva@iem.efei.br

## Resumo

O desenvolvimento de um modelo teórico para a lubrificação não-newtoniana é apresentado e aplicado à análise do comportamento operacional de mancais hidrodinâmicos de sapatas retangulares. Entre os modelos reológicos usados na lubrificação hidrodinâmica não-Newtoniana, o modelo *power law* tem sido bastante utilizado, pois apresenta uma boa aproximação para a relação tensão cisalhante versus taxa de deformação e, portanto, será utilizado no presente trabalho. A equação unidimensional de Reynolds generalizada para um fluido *power law* é deduzida usando-se o método de perturbação de primeira ordem, o que resulta em uma equação aproximada. A seguir é feita uma análise de erro, com a finalidade de se determinar as condições de trabalho em que a solução aproximada pode ser aplicada. Finalmente, uma análise do comportamento operacional de um mancal hidrodinâmico infinitamente largo é apresentada.

**Palavras-chave:** Lubrificação não-Newtoniana, Modelo *Power Law*, Método de Perturbação.

## 1. INTRODUÇÃO

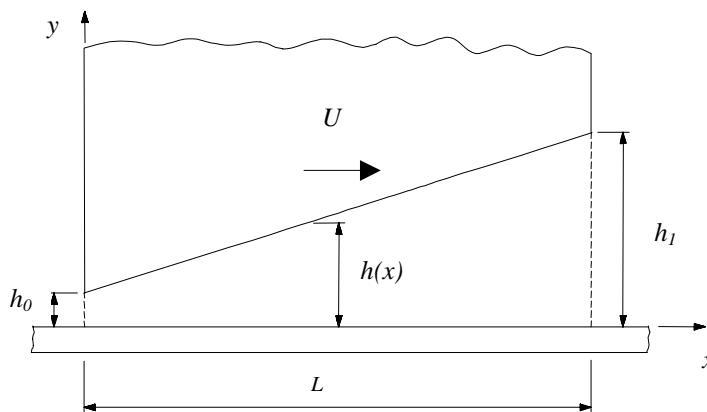
Na indústria moderna, a utilização de fluidos lubrificantes que apresentam um comportamento não-Newtoniano vem crescendo a cada dia. Como exemplo pode-se citar a aplicação de óleos minerais com adição de polímeros aumentadores do índice de viscosidade, graxas, lubrificantes sintéticos e naturais, que apresentam características reológicas necessárias em determinadas aplicações.

A teoria clássica de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica é incapaz de predizer com precisão o comportamento de mancais operando com fluidos não-Newtonianos. Atentos a este fato, vários pesquisadores têm se dedicado ao estudo da lubrificação não-Newtoniana, entre os quais destacam-se os trabalhos de Dien & Elrod (1983), Buckholz (1986), Jianming & Gaobing (1989), Johnson & Mangkoesobroto (1993) e Rodkiewicz & Huang (1998).

Atualmente, a maioria dos trabalhos teóricos sobre lubrificação não-Newtoniana são desenvolvidos com base na equação de Reynolds generalizada para fluidos *power law*, proposta por Dien & Elrod (1983). Este modelo teórico admite que a taxa de deformação interna do fluido é gerada principalmente pelas velocidades relativas das superfícies. Assim, a análise se aplica tanto para fluidos não-Newtonianos com alta dominância de Couette como para fluidos Newtonianos com componentes arbitrárias de Couette-Poiseuille.

## 2. MODELO FÍSICO

A figura 1 apresenta esquematicamente o mancal de sapatas retangulares a ser analisado, onde  $U$  é a velocidade da peça móvel, enquanto que  $h_0$ ,  $h_1$ ,  $L$  e  $B$  são respectivamente as espessuras mínima e máxima do filme de lubrificante, o comprimento e a largura da sapata.



**Figura 1.** Mancal hidrodinâmico de sapatas retangulares

A espessura adimensional  $H$  do filme de lubrificante e a inclinação específica  $k$  da sapata do mancal mostrado na figura 1 são dadas respectivamente por:

$$H = \frac{h(x)}{h_0} = \left[ 1 + k \left( \frac{x}{L} \right) \right] \quad \text{e} \quad k = \left( \frac{h_1}{h_0} \right) - 1 \quad (1)$$

Conforme pode-se observar na figura 1, as condições de contorno de velocidade são:

$$y = 0 \quad : \quad u = 0 \quad (2a)$$

$$y = h \quad : \quad u = U \quad (2b)$$

## 3. MODELO TEÓRICO

Fazendo-se as hipóteses usuais da lubrificação hidrodinâmica e considerando que o mancal é infinitamente largo, as equações de movimento no filme fluido resultam em;

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (3)$$

As relações constitutivas da tensão de cisalhamento  $\tau$  e da viscosidade aparente  $\mu$  para um fluido *power law* são dadas respectivamente por;

$$\tau = m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^n \quad \text{e} \quad \mu = m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^{n-1} = m I^{n-1} \quad (4)$$

onde o parâmetro  $n$  é o índice de característica reológica do fluido e  $m$  é a viscosidade plástica do fluido, a qual não depende da taxa de deformação.

O índice  $n$  caracteriza os fluidos da seguinte forma:  $n > 1$  fluido dilatante,  $n < 1$  fluido pseudoplástico e  $n = 1$  fluido Newtoniano.



Das identidades na equação (4), obtém-se;

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5)$$

Para se obter uma solução aproximada da equação (3) faz-se a hipótese de dominância de Couette no escoamento. Esta hipótese inicial é razoável, pois, quando a velocidade relativa entre as duas superfícies é grande, pode-se aplicar a condição de deslizamento puro. Conforme proposto por Dien & Elrod (1983), a solução aproximada da equação (3) pode ser obtida utilizando-se o método de pequenas perturbações, admitindo-se que as variáveis dependentes do problema possam ser expandidas em termos de uma pequena perturbação,  $\varepsilon$ .

No caso da componente de velocidade,  $u$ , obtém-se;

$$u = u_0 + \varepsilon u_1 + \dots \quad (6)$$

onde  $u_0$  é a componente arbitrária de Couette, de acordo com a hipótese mencionada acima, e  $u_1$  é a componente de Poiseuille.

Portanto, as condições de contorno de velocidade resultam em:

$$y = 0 \quad : \quad u_0 = 0 \quad u_1 = 0 \quad (7a)$$

$$y = h \quad : \quad u_0 = U \quad u_1 = 0 \quad (7b)$$

Diferenciando a equação (6) e considerando a primeira ordem de perturbação, obtém-se;

$$I = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial u_0}{\partial y} + \varepsilon \frac{\partial u_1}{\partial y} = I_0 + \varepsilon I_1 \quad (8)$$

A equação (8) indica que  $I$  é igual a  $I_0$  na sua vizinhança. Portanto, a expansão em série de Taylor de primeira ordem no ponto  $I_0$  pode ser aplicada à viscosidade  $\mu$ , isto é;

$$\mu(I) = \mu(I_0) + \varepsilon I_1 \left( \frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} = \mu_0 + \varepsilon \mu_1 = m \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^{n-1} + \varepsilon I_1 \left( \frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} \quad (9)$$

O gradiente de pressão também pode ser expandido da mesma maneira;

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \pi_0}{\partial x} + \varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} \quad (10)$$

onde  $\pi_0$  e  $\pi_1$  são as pressões de referencia.

Observe que a derivada  $\frac{\partial \pi_0}{\partial x}$  é igual a zero, já que a solução para  $u_0$  é o escoamento arbitrário de Couette, o qual depende somente da velocidade relativa entre as superfícies.

Substituindo-se as equações (5) e (10) na equação (3), obtém-se;

$$\varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \quad (11)$$

Utilizando-se as equações (8) e (9), e considerando  $\varepsilon^2 \cong 0$ , a equação (11) resulta em;

$$\varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) + \varepsilon \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} + \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \quad (12)$$

Lembrando que o parâmetro  $\varepsilon$  é muito pequeno, pode-se escrever:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) = 0 \quad (13a)$$

$$\frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} + \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \quad (13b)$$

A equação (13a) pode ser integrada duas vezes em  $y$ , pois  $\mu_0$  é função somente de  $I_0$ , ou seja, função de  $\frac{\partial u_0}{\partial y}$ , que possui um valor constante. Portanto, integrando-se duas vezes a equação (13a) e aplicando-se as condições de contorno definidas em (7a) e (7b), obtém-se;

$$u_0 = \frac{U}{h} y \quad (14)$$

Utilizando-se a equação (9), a equação (13b) toma a seguinte forma;

$$\frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ m \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^{n-1} \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial u_1}{\partial y} \left( \frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} \frac{\partial u_0}{\partial y} \right] \quad (15)$$

Da equação (4), na vizinhança de  $I_0$ , obtém-se a seguinte relação;

$$\left( \frac{\partial \mu}{\partial I} \right)_{I_0} = m(n-1) \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^{n-2} \quad (16)$$

Substituindo-se a equação (16) na equação (15) e utilizando-se a equação (14), obtém-se;

$$\frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \frac{\partial u_1}{\partial y} \left[ mn \left( \frac{U}{h} \right)^{n-1} \right] \right\} \quad (17)$$

Integrando-se a equação (17) duas vezes em  $y$ , aplicando-se as condições de contorno definidas em (7a) e (7b) e utilizando-se as equações (9) e (14), obtém-se;

$$u_1 = \frac{1}{2n\mu_0} \frac{\partial \pi_1}{\partial x} (y^2 - hy) \quad (18)$$

Substituindo-se as equações (14) e (18) em (6) e lembrando que  $\varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x}$ , obtém-se;

$$u = \frac{U}{h} y + \frac{1}{2n\mu_0} (y^2 - hy) \varepsilon \frac{\partial \pi_1}{\partial x} = \frac{U}{h} y + \frac{1}{2n\mu_0} (y^2 - hy) \frac{\partial p}{\partial x} \quad (19)$$

A vazão por unidade de comprimento é obtida pela seguinte relação;

$$q_x = \frac{Q_x}{L} = \int_0^h u dy = \frac{Uh}{2} - \frac{h^{n+2}}{12nmU^{n-1}} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (20)$$

Sendo o escoamento unidirecional, a vazão será a mesma em qualquer secção transversal do mancal, implicando em  $\frac{\partial q_x}{\partial x} = 0$ . Levando-se esta consideração na equação (20) obtém-se;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{h^{n+2}}{m} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right) \right] = 6nU^n \frac{\partial h}{\partial x} \quad (21)$$

que é a equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica para mancais infinitamente largos, operando com fluidos não Newtonianos, proposta por Dien e Elrod (1983).

#### 4. ANÁLISE DE ERRO

A equação (21) foi obtida através de um método aproximado e, portanto, envolve algum erro, de modo que para aplicá-la é necessário que se faça uma análise de erro.

A equação exata da vazão é obtida integrando-se a equação (3) em  $y$ , isto é;

$$m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^n = \frac{\partial p}{\partial x} y + \tau_1 \quad (22)$$

Definindo-se os seguintes parâmetros adimensionais;

$$\bar{u} = \frac{u}{U} \quad \bar{x} = \frac{x}{L} \quad \bar{y} = \frac{y}{h} \quad \bar{\tau} = \frac{\tau}{m \left( \frac{U}{h_0} \right)^n} \quad \bar{\tau}_1 = \frac{\tau_1}{m \left( \frac{U}{h} \right)^n} \quad \beta = \frac{\frac{\partial p}{\partial x} h}{\tau_1} \quad (23)$$

e introduzindo-os na equação (22), obtém-se;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} = \bar{\tau}_1 (\beta \bar{y} + 1)^{\frac{1}{n}} \quad (24)$$

Assim, as condições de contorno definidas pelas equações (7a) e (7b) resultam em:

$$\bar{y} = 0 \quad : \quad \bar{u} = 0 \quad (25a)$$

$$\bar{y} = 1 \quad : \quad \bar{u} = 1 \quad (25b)$$

Integrando-se a equação (24) em  $\bar{y}$  e aplicando-se as condições de contorno definidas pelas equações (25a) e (25b), obtém-se a velocidade adimensional  $\bar{u}$ ;

$$\bar{u} = (\bar{\tau}_1)^{\frac{1}{n}} \frac{\left[ (\beta \bar{y} + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right]}{\beta \left( 1 + \frac{1}{n} \right)} = \frac{\left[ (\beta \bar{y} + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right]}{\left[ (\beta + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right]} \quad (26)$$

Integrando-se a equação (26) em  $\bar{y}$ , obtém-se a vazão adimensional  $\bar{q}_x$ ;

$$\bar{q}_x = \frac{q_x}{Uh} = \frac{(1+\beta)^{2+\frac{1}{n}} - \beta \left(2 + \frac{1}{n}\right) - 1}{\beta \left(2 + \frac{1}{n}\right) \left\{ (1+\beta)^{1+\frac{1}{n}} - 1 \right\}} \quad (27)$$

Multiplicando-se os parâmetros adimensionais  $\bar{\tau}_1$  e  $\beta$ , determina-se o gradiente adimensional de pressão  $\Delta\bar{p}$ , o qual é dado por;

$$\Delta\bar{p} = \frac{h \frac{\partial p}{\partial x}}{m \left(\frac{U}{h}\right)^n} = \left\{ \frac{\beta \left(1 + \frac{1}{n}\right)}{(\beta + 1)^{1+\frac{1}{n}} - 1} \right\}^n \beta \quad (28)$$

Pode-se observar das equações (27) e (28) que o gradiente adimensional de pressão  $\Delta\bar{p}$  é função da vazão adimensional  $\bar{q}_x$ , ou seja,  $\Delta\bar{p} = f(\bar{q}_x)$ . Da mesma forma esta relação de dependência para a solução aproximada pode ser obtida através da equação (20);

$$\Delta\bar{p} = 6n(1 - 2\bar{q}_x) \quad (29)$$

De posse das relações de dependência  $\Delta\bar{p}$  versus  $\bar{q}_x$ , tanto para a solução exata como para a solução aproximada, pode-se determinar a faixa de  $\bar{q}_x$  na qual a solução aproximada pode ser aplicada, com um erro relativamente pequeno.

A figura 2 apresenta a variação do erro resultante da aplicação da solução aproximada em função da vazão  $\bar{q}_x$ , para vários valores do índice de característica reológica  $n$ . Pode-se observar que, para uma mesma faixa de vazão, os índices de característica reológica mais próximos da unidade resultam em um menor erro. A figura mostra também que a solução aproximada apresenta melhores resultados para os fluidos dilatantes ( $n > 1$ ). Outra observação importante é que, para qualquer valor de  $n$ , o erro da solução aproximada diminui quando o efeito de Poiseuille é minimizado, como pode ser observado na equação (29). Isso ocorre quando a vazão adimensional  $\bar{q}_x$  tende para 0,5.

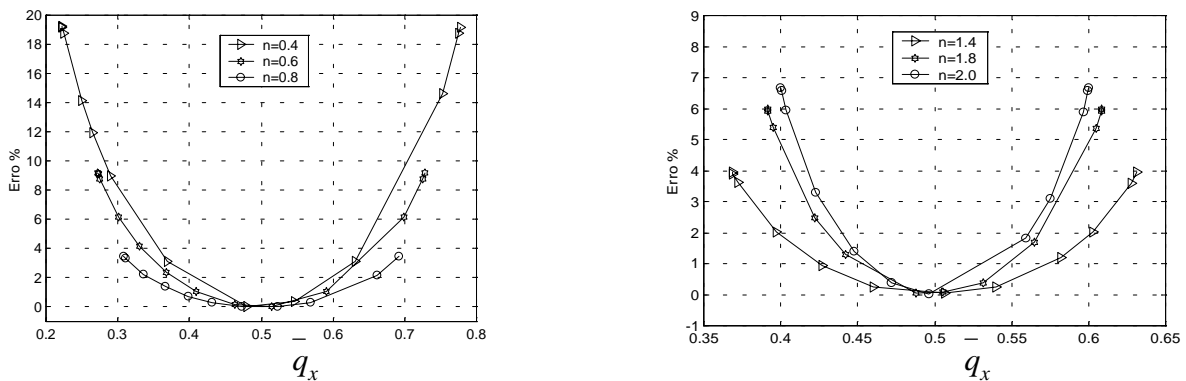


Figura 2. Erro versus vazão adimensional  $\bar{q}_x$

## 5. PARÂMETROS RESULTANTES

A distribuição de pressão adimensional  $\bar{p}$  e a vazão adimensional  $\bar{q}_x$  em um mancal infinitamente largo são obtidas a partir da solução analítica da equação (21), o que resulta em:

$$\bar{p} = \frac{ph_0^{n+1}}{6mU^n L} = \frac{1}{k} \left\{ (1+k) \frac{[(1+k)^n - 1]}{[(1+k)^{n+1} - 1]} \left[ \frac{1}{H^{n+1}} - 1 \right] - \frac{1}{H^n} + 1 \right\} \quad (30)$$

e

$$\bar{q}_x = \frac{q_x}{Uh_0} = \frac{(n+1)}{2n} (1+k) \frac{[(1+k)^n - 1]}{[(1+k)^{n+1} - 1]} \quad (31)$$

Integrando-se a equação (30), obtém-se a capacidade de carga adimensional,  $\bar{W}$ :

$$\bar{W} = \frac{Wh_0^{n+1}}{6mU^n L^2 B} = \frac{1}{k} \left\{ (1+k) \frac{[(1+k)^n - 1]}{[(1+k)^{n+1} - 1]} \left[ \frac{1}{nk} - \frac{1}{nk(1+k)^n} - 1 \right] + \frac{1}{(n-1)k} \left[ \frac{1}{(1+k)^{n-1}} - 1 \right] + 1 \right\} \quad (32)$$

A força de atrito adimensional  $\bar{F}_a$  é obtida através da seguinte integração;

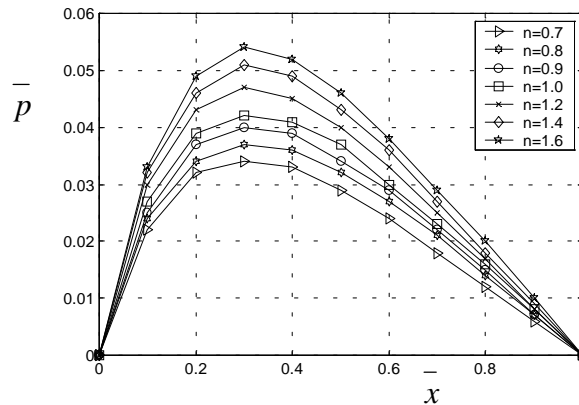
$$\bar{F}_a = \frac{F_a}{m \left( \frac{U}{h_0} \right)^n BL} = \int_0^1 \int_0^1 \bar{\tau} d\bar{x} d\bar{z} = \int_0^1 \int_0^1 \left[ \left( \frac{1}{H} \right)^n + \frac{3H}{n} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right] d\bar{x} d\bar{z} \quad (33)$$

o que resulta em:

$$\bar{F}_a = - \frac{[1 - (1+k)^{n-1}]}{(n-1)k(1+k)^{n-1}} - \frac{3k}{n} \bar{W} \quad (34)$$

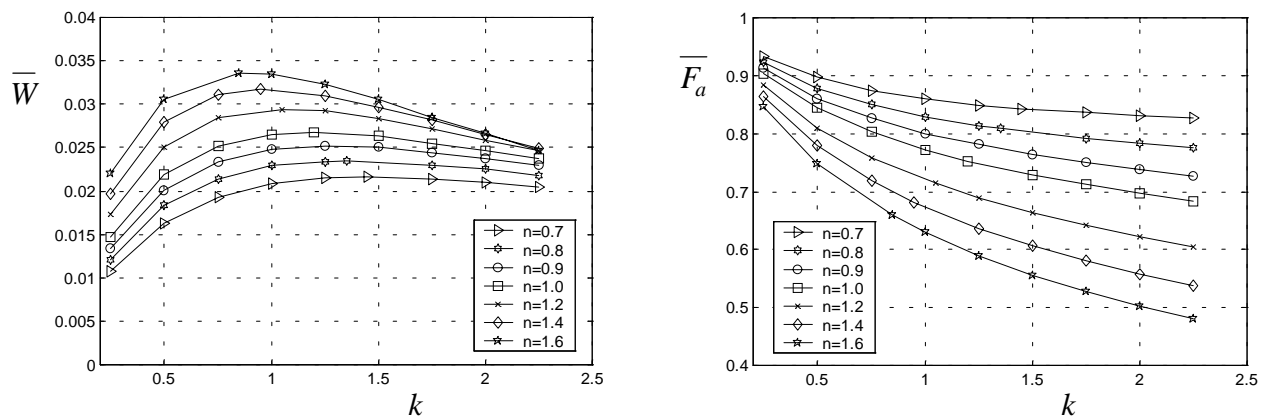
## 6. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

A figura 3 apresenta a variação da distribuição de pressão adimensional  $\bar{p}$  ao longo do comprimento adimensional  $\bar{x}$  do mancal, para vários índices de característica reológica  $n$ . Pode-se observar que o índice  $n$  tem grande influência sobre a distribuição de pressão e que esta é mais acentuada para os fluidos dilatantes.



**Figura 3.** Distribuição de pressão  $\bar{p}$  para vários índices de característica reológica  $n$

A figura 4 apresenta as variações da capacidade de carga  $\bar{W}$  e da força de atrito  $\bar{F}_a$  para vários valores do índice de característica reológica  $n$ , em função da variação da inclinação específica  $k$ . Pode-se observar que os fluidos dilatantes ( $n > 1$ ) proporcionam capacidades de carga mais elevadas e forças de atrito menores à medida que  $n$  aumenta. Este comportamento torna os fluidos dilatantes preferíveis nas aplicações práticas. Outra observação é que os parâmetros resultantes de um mancal operando com fluido não-Newtoniano seguem a mesma tendência de comportamento dos mancais hidrodinâmicos operando com fluidos Newtonianos ( $n = 1$ ).



**Figura 4.** Comportamento dos parâmetros resultantes  $\bar{W}$  e  $\bar{F}_a$  em função da inclinação específica  $k$ , para vários valores de  $n$

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores querem agradecer o apoio da **FAPEMIG** – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – através do Projeto TEC-855/97, ao qual os autores estão envolvidos, incluindo a concessão de uma bolsa de Recém-Doutor ao primeiro autor e uma bolsa de Iniciação Científica (TEC-85039/99) ao segundo autor.

## 8. REFERÊNCIAS

- Buckholz, R.H., 1986, "Effects of Power-Law, Non-Newtonian Lubricants on Load Capacity and Friction for Plane Slider Bearings", *Journal of Tribology*, ASME Trans., Vol. 108, pp. 86-91.
- Dien, I.K., and Elrod, H.G., 1983, "A Generalized Steady-State Reynolds Equation for Non-Newtonian Fluids, With Application to Journal Bearings", *Journal of Lubrication Technology*, ASME Trans, Vol. 105, pp. 385-390.
- Jianming, W. and Gaobing, J., 1989, "The Optimum Design of the Rayleigh Slider Bearing With a Power Law Fluid", *Wear*, Vol. 129, pp. 1-11.
- Johnson Jr., M.W. and Mangkoesobroto, S., 1993, "Analysis of Lubrication Theory for the Power Law Fluid", *Journal of Tribology*, ASME Trans., Vol. 115, pp. 71-71.
- Rodkiewicz, C.M. and Huang, P., 1998, "On the Maximum Allowable Loads in the Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication", *Journal of Tribology*, ASME Trans., Vol. 120, pp. 470-475.

## **PROJETO OTIMIZADO DE UM MOTOR VISCOSO DE FLUXO LAMINAR\*, OPERANDO COM FLUIDO NEWTONIANO OU MAGNETOREOLÓGICO**

**Paulo Fernandes Silva** (Bolsista Recém-Doutor, FAPEMIG)

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 50 – 37500-000, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: [psilva@iem.efei.br](mailto:psilva@iem.efei.br)

**Carlos Chien Ching Tu**

**Alvaro B. Dietrich**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica

05508-900 - Cidade Universitária, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: [carlcctu@usp.br](mailto:carlcctu@usp.br)

### **Resumo**

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo teórico para o projeto otimizado e análise do comportamento operacional de um motor hidráulico não convencional, denominado motor viscoso de fluxo laminar com fendas circunferenciais (MVFL). Serão feitas simulações do motor operando com fluido Newtoniano ou fluido magnetoreológico. O dimensionamento do MVFL foi feito utilizando-se da ferramenta SOLVER pertencente ao software Microsoft Excel 7, a qual possibilita a otimização de problemas de engenharia. De posse das dimensões ótimas para diferentes larguras de fenda do rotor do MVFL, foi feita uma análise dos graus de sensibilidade do torque e do rendimento do MVFL à variação da largura da fenda.

\* Patente requerida

**Palavras Chave:** Motor viscoso, Fluxo laminar, Fluido Newtoniano ou Magnetoreológico.

### **1. INTRODUÇÃO**

Conforme Fuller (1984), os motores e bombas viscosas apresentam um rendimento teórico máximo de 33%. Chen (1985) desenvolveu um modelo teórico para o projeto de um MVFL, onde o rendimento teórico máximo é também de 33% e os resultados experimentais apresentaram um rendimento de 17,5% contra um rendimento previsto pelo modelo teórico de 20,5%. Mahias & Tu (1993) implementaram fendas circunferenciais no rotor do motor de Chen (1985), conseguindo assim um rendimento teórico máximo de 100% na principal região de transformação de energia. O rendimento previsto pelo modelo teórico de Mahias & Tu (1993), foi de 57,6%. Hawthorne & Tu (1997) fizeram algumas mudanças na geometria e no material das lâminas propostas por Mahias & Tu (1993), conseguindo com isso um rendimento teórico de 72,42%.

No presente trabalho é proposto um modelo teórico que permite simular um MVFL operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico, também chamado de fluido “inteligente” ou fluido com propriedades reológicas controladas. Uma descrição mais detalhada das características deste tipo de fluido pode ser vista em Carlson & Weiss (1994).

A principal característica dos fluidos magnetoreológicos é a sua capacidade de mudar de comportamento, ou seja, comportar-se como um fluido Newtoniano e, em milésimos de

segundo passar a se comportar como um semi-sólido, quando exposto a um campo magnético, e instantaneamente voltar ao seu estado natural quando o campo for removido. Estes fluidos oferecem grandes vantagens a uma variedade de mecanismos que controlam a transmissão de força, tendo portanto, despertado nos últimos anos a atenção de muitos pesquisadores, tais como Carlson & Weiss (1994) e Kordonsky (1993).

Os fluidos magnetoreológicos apresentam um comportamento bastante semelhante ao fluido ideal de Bingham o qual, conforme Huges (1979), é definido pelas equações a seguir:

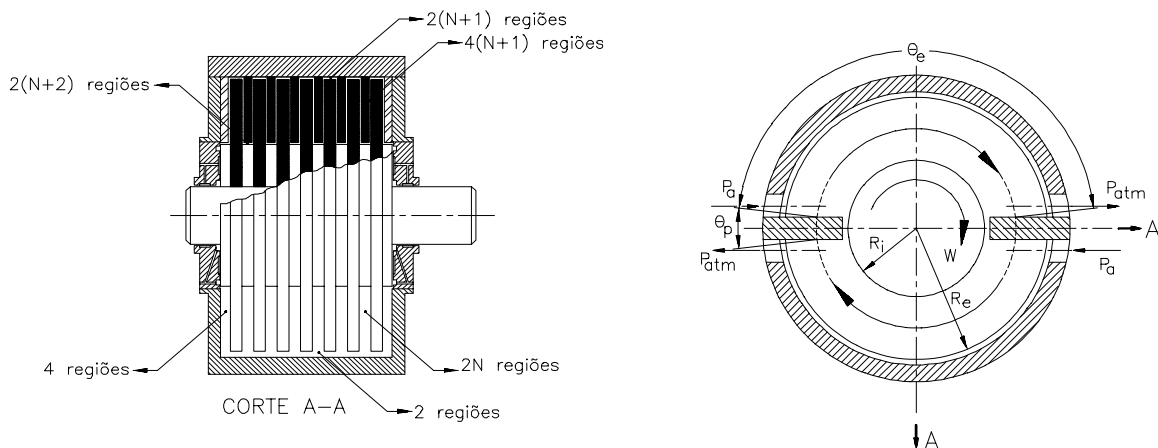
$$\tau_Y = -\tau_{Y(campo)} \frac{du/dY}{|du/dY|} - \mu_p \frac{du}{dY} \quad \text{para} \quad |\tau_Y| > \tau_{Y(campo)} \quad (1a)$$

$$\frac{du}{dY} = 0 \quad \text{para} \quad |\tau_Y| < \tau_{Y(campo)} \quad (1b)$$

onde  $\tau_Y$ ,  $\tau_{Y(campo)}$ ,  $\mu_p \frac{du}{dY}$ ,  $\mu_p$  e  $\frac{du}{dY}$  são respectivamente a resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido, a resistência ao cisalhamento devido a aplicação do campo magnético, a resistência ao cisalhamento devido ao gradiente de velocidade, a viscosidade plástica do fluido e a taxa de deformação.

## 2. MODELO FÍSICO

A figura 1 mostra o desenho esquemático do MVFL, onde  $R_i$  e  $R_e$  são respectivamente o raio interno e externo do rotor,  $w$  é a rotação,  $\theta_e$  é o ângulo efetivo de uma trajetória,  $\theta_p$  é a largura circunferencial média da lâmina,  $P_a$  é a pressão de alimentação e  $P_{atm} = P_r$  é a pressão de retorno. O rotor possui  $N$  fendas circunferenciais equidistantes, ao longo de sua direção axial. Ligado à carcaça dois conjuntos de lâminas, equidistantes e diametralmente opostas, delimitam duas trajetórias distintas e simétricas no motor. O principal objetivo destas lâminas é minimizar a perda de potência por vazamento entre as duas trajetórias.



**Figura 1.** Motor viscoso de fluxo laminar (MVFL)



O princípio básico de funcionamento consiste na utilização das forças viscosas, originadas devido ao gradiente de velocidade, e da resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido magnetoreológico, pela aplicação de um campo magnético, para produzir um torque no motor.

Pode-se observar na figura 1, que o MVFL possui várias regiões com escoamento distinto: região interna da fenda, região lateral do rotor, região externa do rotor, região lateral da lâmina, região da extremidade da lâmina, região externa do disco e mancais hidrostáticos.

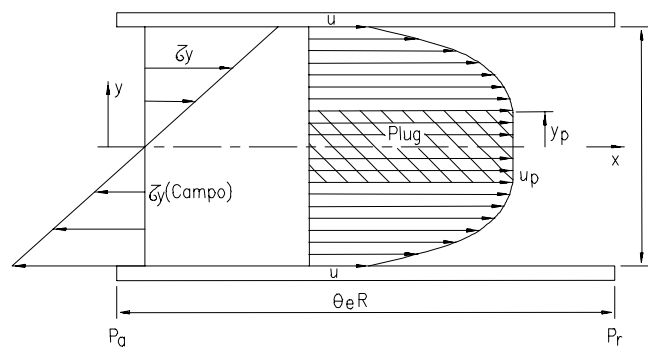
Nas três primeiras regiões citadas acima ocorre a transformação de energia hidráulica em potência de eixo, a qual, a princípio, deve ser maximizada. As demais regiões são estritamente de perdas de energia por atrito e vazamento, as quais devem ser minimizadas. No caso do MVFL operando com fluido magnetoreológico, somente a região interna da fenda está sujeita à aplicação de um campo magnético gerado pelos próprios discos do rotor, os quais devem ser feitos de materiais magnéticos (ímãs permanentes). A região lateral da lâmina também está sob a ação do campo magnético imposto pelos discos do rotor, mas este será anulado por um campo de mesma intensidade e de sentido contrário gerado pelas lâminas, as quais funcionam como elementos desmagnetizadores.

### 3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

#### 3.1 Região interna da fenda

Esta região do motor é caracterizada pela aplicação de um campo magnético perpendicular à direção do escoamento, o qual tem a função de desenvolver uma resistência ao cisalhamento no fluido magnetoreológico.

Desprezando-se as componentes radiais e axiais de velocidade, o escoamento nesta região será puramente circunferencial. Além disso, a formulação será feita com base no raio médio  $R$  do rotor, conforme mostra a figura 2, onde  $b$  é a largura da fenda,  $U$  é a velocidade dos discos, enquanto que  $u_p$  e  $Y_p$  são a velocidade e o comprimento do *plug flow*.



**Figura 2.** Distribuição de tensão e perfil de velocidades no interior da fenda

Fazendo-se um balanço das forças atuantes em um elemento de fluido e integrando a equação resultante em  $Y$ , obtém-se;

$$\tau_Y = GY \quad (2)$$

onde  $G = -\frac{dp}{dX} = \frac{\Delta p}{R\theta_e}$  é o gradiente de pressão por unidade de comprimento.

Utilizando-se as equações (1a) e (2) juntamente com as condições de contorno de velocidade, obtém-se a velocidade  $u$  na região interna da fenda, ou seja, em  $Y_p \leq Y \leq \frac{b}{2}$ ;

$$u = \frac{G}{2\mu_p} \left[ \left( \frac{b}{2} \right)^2 - Y^2 \right] - \frac{\tau_{Y(campo)}}{\mu_p} \left( \frac{b}{2} - Y \right) + wR \quad (3)$$

Na região onde  $\tau_Y > \tau_{Y(campo)}$  o perfil de velocidades é semelhante ao de um fluido Newtoniano e na região onde  $\tau_Y < \tau_{Y(campo)}$  o fluido comporta-se como um semi-sólido (*plug flow*) de dimensão  $Y_p = \frac{\tau_{Y(campo)}}{G}$ , o qual se movimenta com velocidade  $u_p$  na região definida por  $Y_p \geq Y \geq 0$ ;

$$u_p = \frac{\tau_{Y(campo)}^2}{2G\mu_p} \left( \frac{b}{2Y_p} - 1 \right)^2 + wR \quad (4)$$

A vazão  $Qt_1$  no interior das N fendas de profundidade  $h$  é dada por;

$$Qt_1 = 2NhbwR(1 + \alpha_1 K) \quad (5)$$

sendo que;

$$\alpha_1 = \frac{b^2 \Delta p}{12\mu_p w R^2 \theta_e} \quad K = \frac{1}{2} \left( \frac{2Y_p}{b} \right)^3 - \frac{3}{2} \left( \frac{2Y_p}{b} \right) + 1 \quad (6)$$

Os parâmetros adimensionais  $\alpha_1$  e  $K$  definidos na equação (6) resultam respectivamente da relação das forças de pressão com as forças viscosas e da relação das forças de resistência ao cisalhamento desenvolvidas no fluido, pela aplicação do campo magnético, com as forças de pressão imposta no escoamento.

De posse da vazão, podem-se determinar os seguintes parâmetros resultantes; torque de atrito, potência transmitida ao rotor, rendimento teórico da transformação de energia e perda de potência por atrito, os quais são dados respectivamente por:

$$T_1 = \frac{Qt_1 \Delta p}{w(1 + \alpha_1 K)} \quad H_1 = \frac{Qt_1 \Delta p}{(1 + \alpha_1 K)} \quad \eta_1 = \frac{1}{(1 + \alpha_1 K)} \quad Hf_1 = \Delta P Qt_1 (1 - \eta) \quad (7)$$

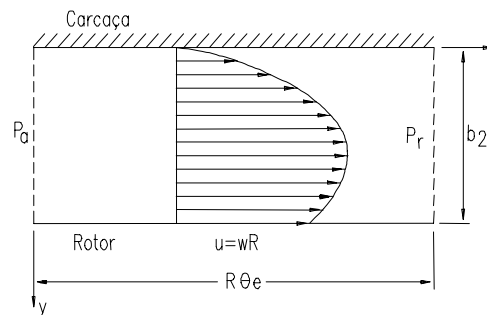
Observe nas equações (7) que o rendimento teórico máximo  $\eta_{1\max}$  ocorre quando o produto dos parâmetros adimensionais  $\alpha_1$  e  $K$  tende a zero. Conforme a equação (6), para que o parâmetro  $\alpha_1$  tenda a zero, implica em especificar fendas de largura muito pequenas ou um óleo de viscosidade muito alta. Entretanto, o parâmetro adimensional  $K$  tende a zero quando a dimensão  $2Y_p$  do *plug flow* tende a se igualar à largura  $b$  da fenda. Isto implica em fazer  $Y_p = b/2$  na equação (6), o que resulta em  $K = 0$ , ou seja;  $\eta_{1\max} = 100\%$ . O rendimento

teórico máximo pode ser entendido como a não existência de movimento relativo entre as paredes da fenda e as camadas adjacentes de fluido, fazendo com que fluido e rotor se comportem como um único corpo sólido nesta região do escoamento. Conforme a equação (1b) isto ocorre quando a tensão de cisalhamento imposta pelo escoamento for igual à resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido pela aplicação do campo magnético. Logo, impondo esta condição na equação (2) obtém-se, o gradiente de pressão crítico ou ideal;

$$\Delta p_{cr} = \frac{2R\theta_e \tau_{Y(campo)}}{b} \quad (8)$$

### 3.2 Região lateral do rotor

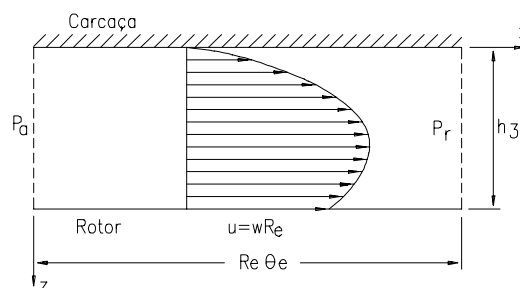
Analogamente ao caso da região anterior, o escoamento na região lateral do rotor é modelado segundo sua linha circunferencial média, conforme mostra a figura 3, sendo que  $b_2$  é a folga entre o último disco e a carcaça.



**Figura 3.** Região lateral do rotor

### 3.3 Região externa do rotor

Sendo a espessura do filme de óleo  $h_3$  bem menor que o raio externo  $R_e$ , pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 4.



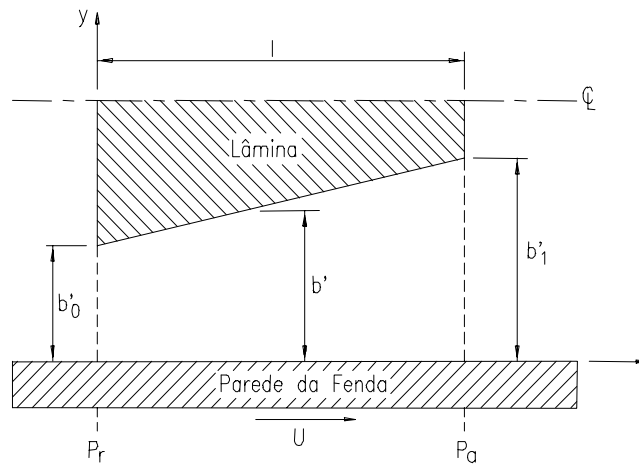
**Figura 4.** Região externa do rotor

As regiões do MVFL analisadas até o momento são regiões de transformação de energia hidráulica em potência de eixo, cujos rendimentos, em princípio, devem ser maximizados. Entretanto, as duas últimas regiões apresentam um rendimento teórico máximo baixo (33%), portanto, nestas regiões a função objetivo será a potência hidráulica fornecida, a qual deverá ser minimizada.

As regiões a serem analisadas a seguir são estritamente caracterizadas como regiões de perda de energia por atrito e vazamento, as quais devem ser minimizadas.

### 3.4 Região lateral da lâmina

Analogamente à região interna da fenda, o escoamento nesta região é considerado unidirecional e modelado segundo o raio médio, conforme mostra a figura 5.

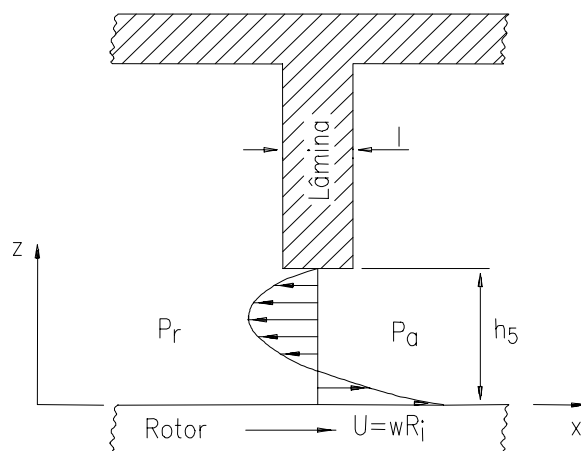


**Figura 5.** Escoamento entre a lâmina e a parede da fenda

Esta região do escoamento está sujeita à aplicação de um campo magnético, o qual será anulado através de um outro campo magnético de mesma intensidade e de sentido contrário, portanto, o fluido magnetoreológico nesta região apresenta um comportamento Newtoniano. Pode-se observar na figura 5 que a secção transversal da lâmina tem a forma trapezoidal e que está originalmente numa posição axialmente equidistante em relação às paredes da fenda. O objetivo desta geometria é estabelecer nesta região um escoamento semelhante ao de um mancal hidrodinâmico, garantindo-se assim a estabilidade das lâminas.

### 3.5 Região da extremidade da lâmina

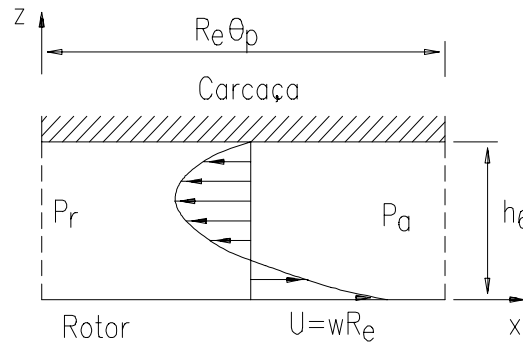
Sendo a espessura  $h_5$  do filme de óleo bem menor que o raio interno  $R_i$  do rotor, pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 6, onde  $l = R\theta_p$  é o comprimento circunferencial da lâmina.



**Figura 6.** Região da extremidade da lâmina

### 3.6 Região externa do disco

Sendo a espessura  $h_6$  do filme de óleo bem menor que o raio externo  $R_e$  do rotor pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 7.



**Figura 7.** Região externa do disco

É importante observar que a vazão nas três últimas regiões deve ser negativa e a menor possível, para que o fluido quente deixe o motor e não seja mais uma fonte de ineficiência.

### 3.7 Mancais hidrostáticos

Conforme pode-se observar na figura 1, o MVFL possui um par de mancais radiais e um par de mancais axiais hidrostáticos. O principal objetivo destes mancais é proporcionar ao MVFL uma alta rigidez, tanto na direção radial como na axial, e manter o rotor em uma posição concêntrica no interior da carcaça durante o regime de trabalho. É importante observar que os mancais e o MVFL são alimentados por sistemas hidráulicos distintos.

O desenvolvimento detalhado do modelo teórico para todas as regiões do escoamento pode ser visto em Silva (1998).

Finalmente, para determinar o rendimento global  $\eta$  do MVFL faz-se um balanço global de energia, o qual é dado pela relação entre a potência de saída  $H_o$  e a potência hidráulica fornecida pela instalação de bombeamento  $H_i$ ;

$$\eta = \frac{H_o}{H_i} \quad (9)$$

## 4. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

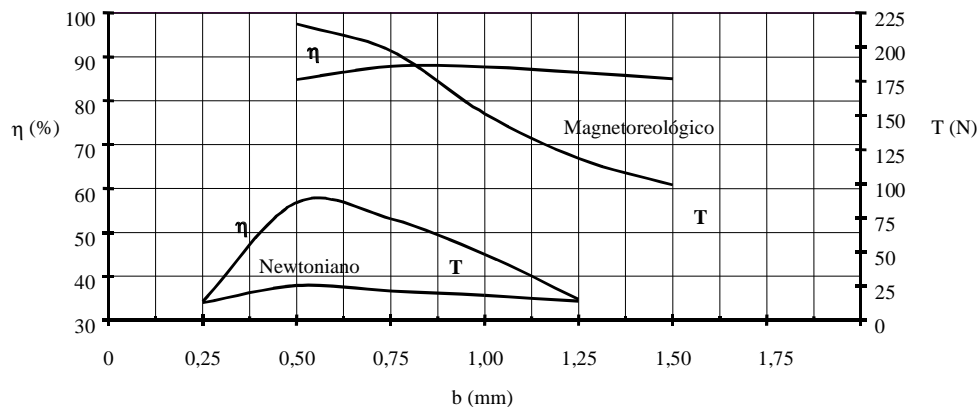
Inicialmente, foram definidas algumas restrições de projeto, fabricação e aplicação. Com base nestas restrições as dimensões ótimas e as condições ótimas de operação do MVFL foram determinadas utilizando-se da ferramenta SOLVER do software Excel 7. É importante observar que o processo de otimização foi realizado separadamente para cada uma das regiões do MVFL, na mesma seqüência apresentada no desenvolvimento teórico do item anterior.

A tabela 1 apresenta os principais parâmetros independentes e resultantes do projeto do MVFL, operando tanto com fluido Newtoniano como com fluido magnetoreológico. Pode-se observar na tabela 1, que o torque  $T$  de saída, a potência de saída  $H_o$  e o rendimento global  $\eta$  são bem maiores no MVFL operando com fluido magnetoreológico.

**Tabela 1.** Principais parâmetros independentes e resultantes

Fluido Newtoniano		Fluido Magnetoreológico
Parâmetros Independentes		
óleo	ISO 100	VersalFlo™ MRX-135CD
$b$ (mm)	0,50	1,00
$R_i$ (mm)	60,00	45,00
$R_e$ (mm)	70,00	55,00
N	39	10
$\Delta P$ (MPa)	1,00	15,11
$\tau_{Y(campo)}$ (kPa)	0,00	50
$\mu$ (Pas)	0,10	0,21
$\bar{\omega}$ (rpm)	954,53	954,53
$l$ (mm)	1,307	5,978
Parâmetros Resultantes		
$QT$ (m <sup>3</sup> /s)	0,00336	0,00109
$T$ (Nm)	25,350	151,101
$H_o$ (cv)	2,595	19,020
$\eta$ (%)	56,81	87,70

Considerando que a largura  $b$  da fenda é um parâmetro independente de grande influência na fabricação, montagem e performance do MVFL, foi feita uma análise do grau de sensibilidade do rendimento teórico global  $\eta$  e do torque  $T$  à variação da largura  $b$  da fenda do MVFL operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico. A figura 8 mostra os resultados desta análise.



**Figura 8.** Sensibilidade do rendimento global e do torque à variação da largura da fenda

Pode-se observar na figura 8 que o MVFL operando com fluido magnetoreológico apresenta um rendimento global e um torque maiores que no caso do motor operando com fluido Newtoniano. Observa-se ainda que a sensibilidade do rendimento global à variação da largura da fenda é bem menor no motor operando com fluido magnetoreológico. Por outro lado, a sensibilidade do torque é bem menor no motor operando com fluido Newtoniano.

A comparação entre os projetos de motores viscosos de fluxo laminar citados na revisão bibliográfica e o projeto desenvolvido no presente trabalho mostra que este tipo de motor vem

sofrendo uma evolução significativa. Os resultados do presente trabalho indicam que a utilização dos fluidos magnetoreológicos no MVFL representa uma opção promissora, principalmente sob os aspectos de funcionalidade e controle em diversas áreas de aplicação, como por exemplo usinagem de ultra precisão, robótica e automotiva.

## **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem o apoio dado pela FAPEMIG, através da concessão de uma bolsa de recém-doutor ao primeiro autor e as valiosas discussões/sugestões feitas pelo Prof. Dr. Nelson Manzanera Filho da EFEI.

## **6. REFERÊNCIAS**

- Carlson, J. D. & Weiss, K. D., 1994, “A Growing Attraction to Magnetic Fluids”, *Mach. Design*, pp 61-64, August.
- Chen, Chien-Jen, 1985, “A Laminar Flow Motor Drive Machine Tool Spindle”, PhD Thesis, Department of Aeronautics and Astronautics, Stanford University.
- Fuller, D. D., 1984, “Theory and Practice of Lubrication for Engineers”, 2ed., John Wiley and Sons.
- Hawthorne, S. H. e Tu, C. C. C., 1997, “Motor Viscoso Laminar com Discos”, Projeto de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- Hughes, W. F., 1979, “An Introduction to Viscous Flow”, McGraw-Hill.
- Kordonsky, W. I., 1993, “Magnetorheological Effect as a Base of New Devices and Technologies”, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol 122, pp 395-398.
- Mahias, R. R. e Tu, C. C. C., 1993, “Um Motor Viscoso”, Projeto de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- Silva, P. F., 1998, “Motor Viscoso de Fluxo Laminar com Fendas Circunferenciais”, Tese de Doutorado, Depto de Eng. Mecânica, USP - SP.

# **AValiação de concepções alternativas de componentes de plástico injetados: sistemática e ferramenta computacional**

**André Ogliari**

**Nelson Back**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: ogliari@emc.ufsc.br.

## **Resumo**

Após a geração de concepções alternativas para o produto iniciam-se processos para selecionar aquela que será levada adiante nas demais fases do projeto, ou seja, no projeto preliminar e detalhado do produto. Na literatura existem vários métodos de apoio à seleção de concepções para o produto que levam em conta a natureza qualitativa das informações durante o projeto conceitual. Esses métodos, em geral, propõem o confronto entre determinados critérios de avaliação (geralmente as necessidades ou requisitos de projeto) contra as soluções conceituais desenvolvidas. Ocorre, entretanto, que as características das soluções sendo avaliadas nem sempre são claramente estabelecidas, cabendo ao projetista observá-las e emitir pareceres sobre o atendimento, ou não, de determinado critério. Diante dessas observações propôs-se um método de valoração de concepções que considera o confronto dos requisitos de projeto com as qualidades da concepção. As qualidades da concepção correspondem as suas “habilidades”, ou seja, a adequacidade desta em dado processo do ciclo de vida. São exemplos de qualidades de uma concepção, sua competitividade, funcionalidade, projetabilidade, moldabilidade, entre outras. Já, os requisitos de projeto constituem em resultados obtidos na especificação da tarefa de projeto sob o método da “casa da qualidade”. Sob tais proposições estabeleceu-se uma sistemática para a avaliação de concepções, cujos procedimentos foram implementados em ferramenta computacional. Os resultados dessa implementação serão apresentados com aplicações voltadas à concepção de gabinetes moldados por injeção de plástico.

**Palavras-chave:** Concepção de produtos, Avaliação de concepções, Produtos de plástico injetados

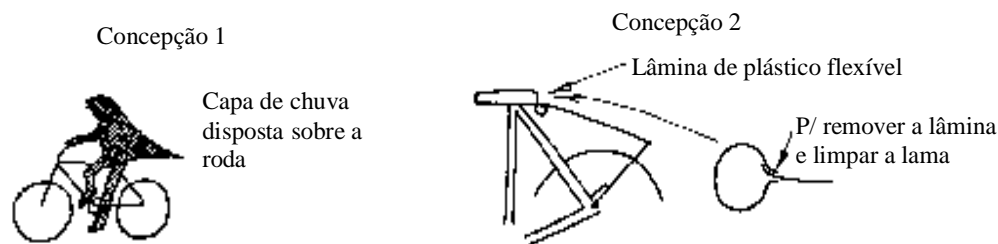
## **1. INTRODUÇÃO**

O estabelecimento de concepções para o produto, geralmente empregando-se o método morfológico (Pahl & Beitz, 1996), não implica que todas elas serão promissoras para as demais fases do projeto. Faz-se necessário estabelecer aquela mais adequada, considerando-se critérios técnicos e econômicos. Para tal devem ser prescritos determinados procedimentos sob os quais as concepções estabelecidas possam ser avaliadas.

Em parte, a avaliação das concepções ocorre durante a combinação de princípios de solução numa matriz morfológica. Nesse caso os princípios de solução, sendo selecionados para constituírem dada concepção, são confrontados, individualmente, contra critérios de compatibilidade entre princípios, realizabilidade física, economicidade, entre outros. A avaliação das concepções geradas, como um todo, é conduzida em etapas posteriores.



No processo de avaliação de concepções, em função da natureza e forma de representação das concepções geradas, cabe ao projetista analisar as características de cada uma delas e emitir pareceres sobre sua adequabilidade, ou não, com relação a um conjunto de critérios de avaliação (geralmente as necessidades ou requisitos de projeto). Esse processo pode apresentar certas dificuldades uma vez que, normalmente, as concepções apresentam-se de maneira abstrata, sob informações qualitativas e insuficientes, dificultando a percepção de suas características e a comparação com os critérios de avaliação. Isso pode ser observado nos exemplos de concepções alternativas mostrados na Figura 1.



**Figura 1.** Concepções alternativas para um pára lama de bicicleta (Ullman, 1992)

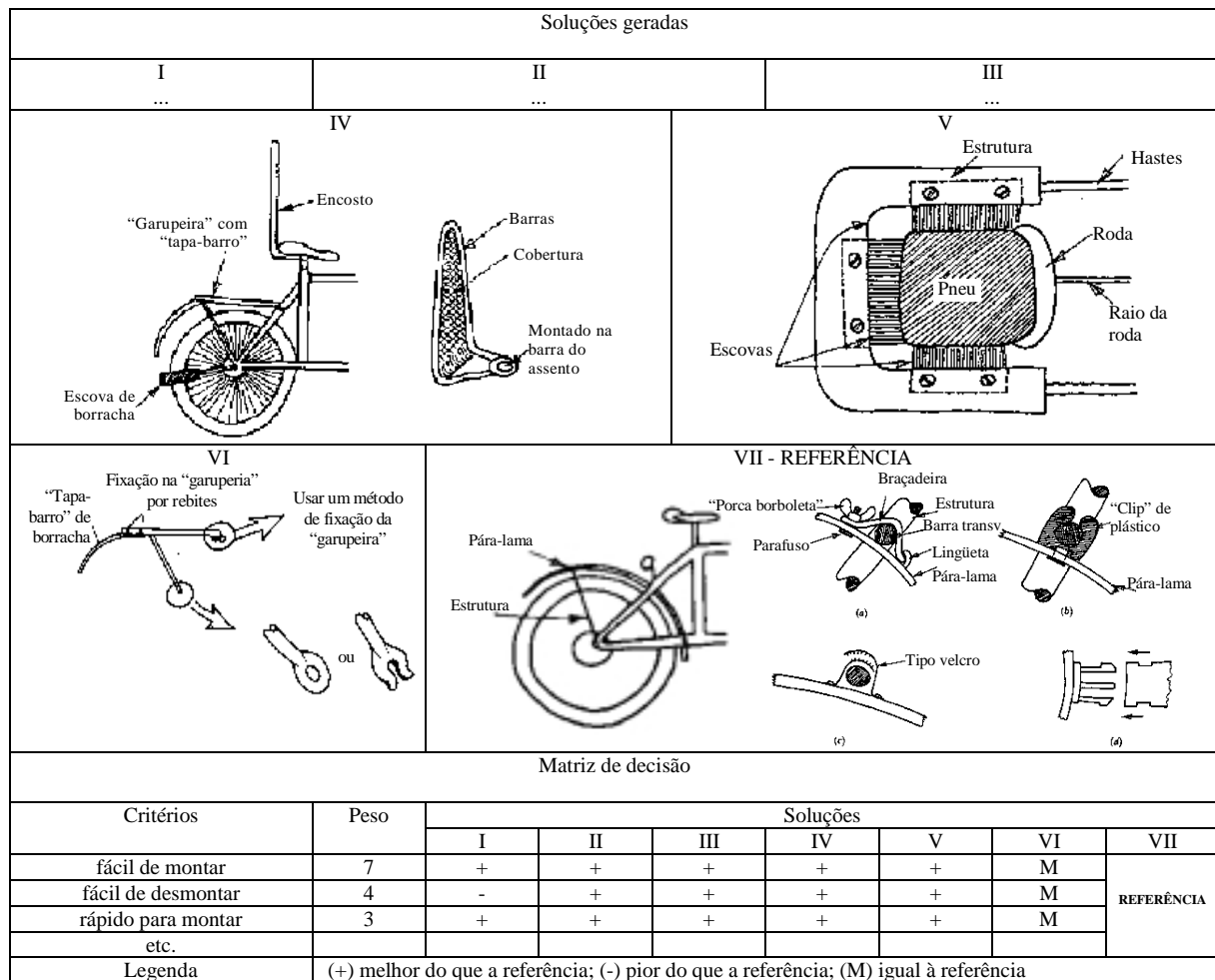
Diante dessas observações entende-se que se faz necessário um conjunto padronizado de características para representar as concepções geradas, procurando-se uniformizar o processo de avaliação. Em outras palavras, faz-se necessário uma base comum de características para confrontá-las com os critérios de avaliação. Propõe-se que tais características sejam constituídas através de elementos qualificadores, os quais deverão ser estabelecidos conforme as fases do ciclo de vida do produto. Esses qualificadores corresponderão a certas “habilidades” de cada concepção, em dada fase ou processo do ciclo de vida do produto. São exemplos de qualificadores, a competitividade, funcionalidade, projetabilidade, moldabilidade, entre outros.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

Existem vários métodos para a avaliação de concepções, os quais levam em conta a natureza abstrata, qualitativa e insuficiente das informações que as compõem. Ullman (1992), por exemplo, propõe que as concepções do produto sejam avaliadas sob o julgamento da viabilidade (baseado na experiência dos projetistas), disponibilidade tecnológica (baseado no estado da técnica), exame "passa/não passa" (baseado na comparação das características de cada concepção contra as necessidades de projeto) e através da matriz de decisão ou método de *Pugh* (obtenção de escores para cada concepção do produto, comparado-as com as necessidades de projeto, levando-se em conta uma concepção de referência). Demais métodos de avaliação são descritos em Pahl & Beitz (1996) e Back (1983) e consideram o confronto das características de cada concepção alternativa contra determinados critérios de avaliação (geralmente os requisitos de projeto).

Nessas abordagens, em geral, não fica muito claro, ou explícito, quais são as características das concepções geradas, as quais deverão ser confrontadas com os critérios de avaliação. Ainda, em alguns casos, as características consideradas encontram-se num nível de detalhamento nem sempre obtido na fase do projeto conceitual do produto.

Na matriz de decisão, por exemplo, (Ullman, 1992), as diferentes idéias desenvolvidas para o produto são confrontadas com os critérios de avaliação. Essa idéias são representadas, em geral, na forma de esquemas, conforme pode ser observado na Figura 2. Esses esquemas indicam a natureza da solução proposta, seus principais elementos e as relações entre eles.



**Figura 2.** Exemplo parcial de uma matriz de decisão (adaptado de Ullman, 1992)

Nesse exemplo pode-se verificar que, as características das soluções sendo avaliadas não são explicitamente definidas. Por exemplo, trata-se do número de elementos da solução? serão os tipos de elementos? ou serão os princípios de funcionamento das soluções? Essas características dependem, em parte, do entendimento ou da percepção do projetista sobre cada uma das soluções propostas. Como as soluções são diferentes em sua natureza e representação e não existe uma base de caracterização comum, muitas características poderão ser desconsideradas, ou relegadas, no processo de avaliação.

Nas propostas de Back (1985) e Pahl & Beitz (1996), por sua vez, sob o método da matriz de avaliação, embora se prescreva uma base de características para confrontar as soluções geradas com os critérios de avaliação, conforme exemplo mostrado na Figura 3, aquelas características pressupõem, em parte, informações, as quais nem sempre são disponíveis na fase de concepção do produto. São características mais apropriadas para a avaliação na fase do projeto preliminar do produto.

As concepções alternativas que são avaliadas constituem-se, normalmente, de uma estrutura de princípios de solução, os quais foram estabelecidos para cada uma das funções do produto. Ocorre, entretanto, que esses princípios não se apresentam de maneira padronizada, podendo-se encontrá-los sob diferentes níveis de abstração e formas de representação. Poder-se-á encontrar, por exemplo, princípios para a fixação de componentes na forma de linhas esquemáticas, indicando uma dada fixação, bem como na forma de um componente definido, tal como um dado tipo de parafuso ou rebite. Isso resultará em diferentes percepções das soluções sendo avaliadas.

Base de comparação ou de confronto com os critérios de avaliação		Solução S1				Solução S2			
		consumo de combustível (g/kwh)	relação peso/potência (kg/kw)	facilidade de fundição das peças	vida (km)	consumo de combustível (g/kwh)	relação peso/potência (kg/kw)	facilidade de fundição das peças	vida (km)
Critérios de avaliação	Peso (p <sub>i</sub> )	240	1,7	regular	80.000	300	2,7	bom	95.000
pequeno consumo de combustível	0,30	v <sub>11</sub> = 3				v <sub>12</sub> = 2			
baixo peso	0,15		4				2		
fácil fabricação	0,10			1				1	
vida longa	0,20				2				3
etc.	p <sub>n</sub>								
	$\sum p_i v_{ij}$	$(3 \times 0,30) + (4 \times 0,15) + (1 \times 0,10) + (2 \times 0,20) = 2$				$(2 \times 0,30) + (2 \times 0,15) + (1 \times 0,10) + (3 \times 0,20) = 1,6$			

**Figura 3.** Exemplo parcial de uma matriz de avaliação (adaptado de Back, 1983)

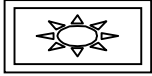
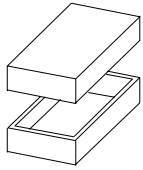
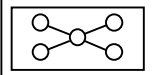
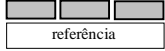
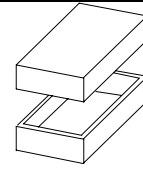
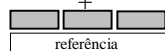
A padronização de princípios de solução, e as conseqüentes concepções, não é uma tarefa simples, pois cada princípio pode ser desenvolvido de diferentes maneiras, dependendo do domínio de aplicação e do tipo de projeto (veja Roth, 1995). Entretanto, é possível estabelecer uma estrutura de caracterização comum para qualificá-los. Essa estrutura baseia-se nas fases do ciclo de vida do produto e pressupõe que cada princípio de solução seja caracterizado conforme suas “habilidades” em dada fase do ciclo de vida do produto. Assim, por exemplo, diferentes princípios de solução terão uma qualidade do tipo “fabricabilidade”, a qual poderá apresentar valores do tipo boa, média ou ruim, para cada um deles.

Sob as considerações anteriores e entendendo-se que os pareceres emitidos pelos projetistas no processo de avaliação das concepções alternativas devem se dar sob uma mesma base de caracterização, propôs-se um método de valoração de concepções que considera um conjunto comum de qualidades para caracterizá-las. No processo de avaliação, essas qualidades serão confrontadas com os requisitos do projeto, obtendo-se através de algoritmos apropriados, valores de importância para cada concepção gerada. Com esses valores as concepções podem ser categorizadas em ordem de importância e auxiliar a equipe de projeto na seleção daquela que será levada adiante nas demais fases do projeto.

### 3. MÉTODO DE VALORAÇÃO DE CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS

No método proposto cada concepção do produto é constituída por uma estrutura de princípios de solução. Cada princípio de solução, por sua vez, é caracterizado por um conjunto de qualidades, as quais são estabelecidas na geração do princípio e valoradas com base numa escala qualitativa (qualidade boa = 5, média = 3 e ruim = 1). Dessa maneira, cada concepção do produto será caracterizada e valorada pelo conjunto das qualidades de seus princípios de solução, resultando num valor global para cada concepção, conforme exemplo mostrado na Figura 4.

O valor global da concepção, por si só, estabelece um parâmetro de seleção daquela mais apropriada para o projeto, entretanto esse valor não leva em conta os critérios de avaliação e seus respectivos pesos de importância. No método proposto o valor global de cada concepção é associado aos graus de relacionamentos existentes entre os requisitos de projeto (critérios de avaliação) e as qualidades das concepções. Os graus de relacionamentos entre os requisitos e as qualidades são estabelecidos através de uma escala qualitativa do tipo: forte relação = 5, média relação = 3, fraca relação = 1 e nenhuma relação = 0. Dessa associação, através de algoritmos apropriados, resulta um valor final para cada concepção alternativa do produto, possibilitando categorizá-las em ordem de importância.

Funções	Concepção 1											
enclausurar componentes internos 	Princípio de solução 1 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>qualidades do princípio</th> <th>Valor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>competitividade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>funcionalidade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>projetabilidade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>etc.</td> <td>...</td> </tr> </tbody> </table>	qualidades do princípio	Valor	competitividade	5	funcionalidade	5	projetabilidade	5	etc.	...
qualidades do princípio	Valor											
competitividade	5											
funcionalidade	5											
projetabilidade	5											
etc.	...											
arranjar componentes internos 	Princípio de solução 2 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>qualidades do princípio</th> <th>Valor</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>competitividade</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>funcionalidade</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>projetabilidade</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>etc.</td> <td>...</td> </tr> </tbody> </table>	qualidades do princípio	Valor	competitividade	3	funcionalidade	5	projetabilidade	1	etc.	...
qualidades do princípio	Valor											
competitividade	3											
funcionalidade	5											
projetabilidade	1											
etc.	...											
etc.	Princípio de solução k											
<b>Características da concepção</b> 		<table border="1"> <thead> <tr> <th>qualidades da concepção</th> <th>Valor Global</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>competitividade</td> <td>5 + 3 + ...</td> </tr> <tr> <td>funcionalidade</td> <td>5 + 5 + ...</td> </tr> <tr> <td>projetabilidade</td> <td>5 + 1 + ...</td> </tr> <tr> <td>etc.</td> <td>...</td> </tr> </tbody> </table>	qualidades da concepção	Valor Global	competitividade	5 + 3 + ...	funcionalidade	5 + 5 + ...	projetabilidade	5 + 1 + ...	etc.	...
qualidades da concepção	Valor Global											
competitividade	5 + 3 + ...											
funcionalidade	5 + 5 + ...											
projetabilidade	5 + 1 + ...											
etc.	...											

**Figura 4.** Exemplo de caracterização de uma dada concepção

Sob a estrutura de caracterização, conforme exemplificada na Figura 4, define-se o Valor Global da Concepção (VGC) através da Equação 1, a seguir.

$$VGC^i = \sum_{j=1}^{nQ} \left( \sum_{k=1}^{nPS} VQ_{kj}^i \right) \quad (1)$$

onde

$VGC^i$  = valor global da concepção i;

$VQ_{kj}^i$  = valor da qualidade j, do princípio de solução k, da concepção i;

nQ = número de qualidades do princípio de solução k, e

nPS = número de princípios de solução da concepção i.

Diante dos valores globais de cada concepção, conforme a Equação 1, é possível obter indicativos sobre qual delas será mais adequada para o projeto em questão. De fato, isso pode ser considerado se as qualidades desejadas para o produto apresentarem as mesmas importâncias. Entretanto, dependendo dos requisitos de projeto, algumas qualidades serão mais importantes, em detrimento de outras, de modo que o VGC não é suficiente para valorá-las. Em outras palavras deve-se agregar ao VGC quais são as qualidades desejadas para o produto e seus respectivos pesos de importância.

As qualidades desejadas para o produto podem ser estabelecidas relacionando-se os requisitos de projeto com as qualidades que caracterizam as concepções, sob as seguintes considerações:

- se um dado requisito de projeto apresenta algum grau de relacionamento com uma dada qualidade, significa que esta qualidade será desejada e deverá ter um peso maior do que aquelas que não apresentam relacionamentos com aquele requisito;
- a relação entre um dado requisito e uma dada qualidade expressa o quanto o requisito é dependente da qualidade para ser satisfeito. Assim, por exemplo, **menor tempo de injeção** (requisito) é dependente da **moldabilidade** (qualidade) do produto. Em outras palavras, se o produto tem uma moldabilidade adequada, ele satisfaz a um menor tempo de injeção.

- os graus de relacionamentos entre os requisitos e as qualidades podem ser estabelecidos sob a seguinte escala de valores: relacionamento forte = 5; relacionamento médio = 3 e relacionamento fraco = 1;

Sob as considerações anteriores, define-se o Peso da Qualidade Desejada para o Produto (PQDP) como a soma dos graus de relacionamentos de cada qualidade com os requisitos de projeto. O estabelecimento desses pesos levam em conta, ainda, a classificação ou a importância dos requisitos de projeto, a qual pode ser obtida numa matriz da “casa da qualidade” (Ogliari et al., 1999). Nesse caso, a importância dos requisitos é considerada sob o Fator de Classificação do Requisito (FCR).

Dessa maneira, o Peso das Qualidades Desejadas para o Produto (PQDP) é determinado, conforme a Equação 2, a seguir.

$$PQDP_j = \sum_{n=1}^{nR} FCR_n * grRQ_{nj} \quad (2)$$

onde:

PQDP<sub>j</sub> = peso da qualidade j desejada para o produto;

FCR<sub>n</sub> = fator de classificação do requisito n;

grRQ<sub>nj</sub> = grau de relacionamento entre o requisito n e a qualidade j e

nR = número de requisitos de projeto.

Na Equação 2, o Fator de Classificação do Requisito (FCR) é determinado, conforme a Equação 3, a seguir.

$$FCR_n = \frac{nR - (pRC_n - 1)}{nR} \quad (3)$$

onde

pRC<sub>n</sub> = posição do requisito n na classificação da “casa da qualidade”.

Outro fator a ser considerado na valoração das concepções é o Peso Relativo da Qualidade (PRQ) na concepção. Esse fator expressa o quanto uma dada qualidade se destaca na concepção, comparada com as demais qualidades. Assim, por exemplo, a **funcionalidade** pode representar 50% do valor global de dada concepção, enquanto as demais (**fabricabilidade**, **montabilidade**, etc.) representam os restantes 50% do valor global da concepção. Esse fator (PRQ) irá agregar valor a concepção no processo de valoração se as qualidades de maior peso relativo forem aquelas desejadas para o produto. Dessa maneira, o Valor da Concepção (VC) será determinado através da Equação 4, conforme a seguir.

$$VC^i = \sum_{j=1}^{nQ} PDQP_j * PRQ_j^i \quad (4)$$

onde:

VC<sup>i</sup> = valor da concepção i;

PRQ<sup>i</sup><sub>j</sub> = peso relativo da qualidade j na concepção i e

nQ = número de qualidades na concepção i.

Na Equação 4, o Peso Relativo da Qualidade (PRQ) é determinado pela Equação 5, a seguir.

$$PRQ_j^i = \frac{\sum_{k=1}^{nPS} VQ_{kj}^i}{VGC^i} \quad (5)$$

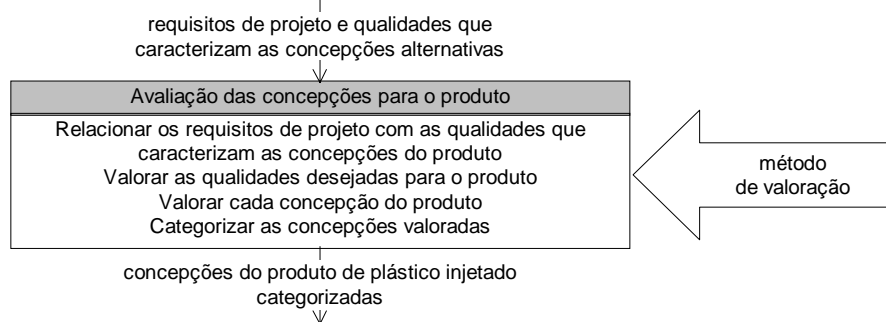
onde:

$VQ_{kj}^i$  = valor da qualidade j, do princípio de solução k, da concepção i;  
 $nPS$  = número de princípios de solução da concepção i; e  
 $VGC^i$  = valor global da concepção i, calculado pela equação 1.

Sob o método proposto estabeleceu-se uma sistemática de avaliação de concepções alternativas dedicada a produtos de plástico injetados (Ogliari, 1999), cujos principais procedimentos foram implementados em computador e testados em estudo de caso de projeto de um gabinete de plástico injetado. Exemplos dos recursos implementados e resultados do processo de avaliação serão mostrados, ao final, em conjunto com as principais considerações sobre o método proposto e estudos que se fazem necessários para a evolução da ferramenta que se apresenta.

#### 4. SISTEMÁTICA DE AVALIAÇÃO DE CONCEPÇÕES

Os principais procedimentos do processo de **avaliação das concepções do produto**, sob o método de valoração proposto, são mostrados na Figura 5. As entradas principais desse processo são os requisitos de projeto e as qualidades que caracterizam as concepções alternativas do produto. A saída será dada pelas concepções do produto categorizadas em ordem de importância através do Valor da Concepção (VC) determinado pela Equação 4.



**Figura 5.** Sistemática de avaliação de concepções do produto (Ogliari, 1999)

De acordo com a Figura 5 o procedimento inicial consiste em relacionar os requisitos de projeto com as qualidades que caracterizam as concepções do produto. Sob tal procedimento procura-se identificar, num primeiro momento, quais são as qualidades desejadas para o produto. Em princípio, se um dado requisito de projeto apresenta algum grau de relacionamento com uma dada qualidade, significa que esta qualidade será desejada para o produto e deverá ter um peso maior do que aquelas que não apresentam relacionamentos com aquele requisito.

Algumas orientações gerais para a condução dos relacionamentos entre qualidades e requisitos são como segue: “+ ou - requisito x será atendido se a qualidade j for considerada na concepção”. Noutra forma, “um produto y cuja qualidade j é considerada proporciona (ou implica) em + ou - o requisito x?”. Sob essas orientações, por exemplo, no caso de produtos injetados, tem-se: “+ ângulo de saída será obtido se a moldabilidade for uma qualidade considerada na concepção do produto (forte relacionamento (5))”. Noutra forma, “um produto cuja moldabilidade é considerada implica em + ângulos de saída (forte relacionamento (5))”.

Estabelecidas as qualidades desejadas para o produto segue-se com a determinação dos pesos de importância de cada uma delas, através da Equação 2. Esse processo é realizado automaticamente através da ferramenta implementada, bem como aqueles estabelecidos pelos procedimentos para valorar cada concepção do produto e categorizá-las em ordem de importância. Exemplos desses procedimentos serão mostrados no item que segue.

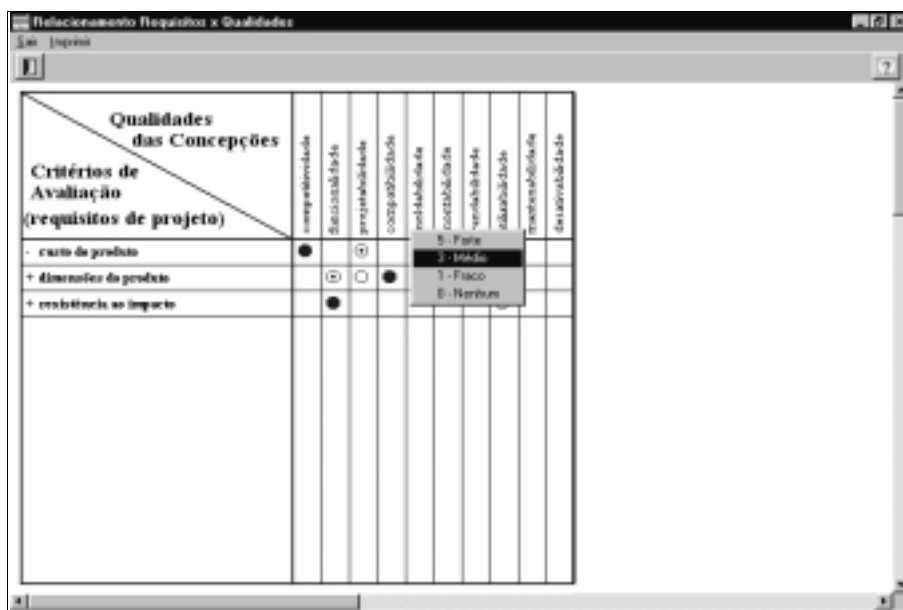
## 5. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Diante do método de valoração e da sistemática de avaliação propostos, procedeu-se na proposição de funcionalidades para uma ferramenta computacional de apoio ao processo de avaliação de concepções do produto, denominada de MAVAL (Matriz de AVAliação), conforme mostrado na Tabela 1. A partir dessas proposições foram desenvolvidos recursos em software, empregando-se a ferramenta de desenvolvimento *Borland Delphi 3*. Alguns desses recursos são mostrados nas figuras que seguem.

**Tabela 1.** Proposições para a implementação da MAVAL (Ogliari, 1999)

Método de projeto	Procedimento de projeto	Proposições teóricas	Implem comp.	Proposições aplicadas (funcionalidades para a ferramenta computacional)	Programa de auxílio ao projeto
Valoração de concepções	<ul style="list-style-type: none"> <li>relacionar os requisitos de projeto com as qualidades que caracterizam as concepções do produto</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>ambiente computacional para os relacionamentos entre requisitos e qualidade</li> </ul>	⇒	<ul style="list-style-type: none"> <li><i>funções</i> para importar os requisitos de projeto e as características (qualidades) das concepções geradas para o produto</li> <li><i>funções</i> para relacionar os requisitos de projeto com as qualidades das concepções do produto</li> </ul>	MAVAL
	<ul style="list-style-type: none"> <li>valorar as qualidades desejadas para o produto</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>calcular o PQDP (Peso da Qualidade Desejada para o Produto), conforme as equações (2) e (3)</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li><i>funções</i> (algoritmos) para calcular o Peso das Qualidades Desejadas para o Produto</li> </ul>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>valorar cada concepção do produto</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>calcular o VC (Valor da Concepção), conforme a equação (4) e os resultados do procedimento anterior</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li><i>funções</i> (algoritmos) para calcular o Valor da Concepção</li> </ul>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>categorizar as concepções valoradas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>apresentar graficamente as concepções valoradas e ordenadas</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li><i>funções</i> para a exibição gráfica e ordenação das concepções do produto, conforme seus VCs (Valor da Concepção)</li> </ul>	

Na Figura 6, por exemplo, mostra-se a lista dos requisitos de projeto recuperados da matriz da “casa da qualidade”, bem como a lista das qualidades que caracterizam as concepções geradas para o produto. Observa-se, também, recursos (escala de valores) para proceder no estabelecimento dos graus de relacionamentos entre os requisitos e as qualidades que caracterizam as concepções.



**Figura 6.** Recursos para a atribuição de relacionamentos entre requisitos e qualidades das concepções (Ogliari, 1999)

Sob os graus de relacionamentos atribuídos entre os requisitos e as qualidades o programa calcula o peso das qualidades desejadas para o produto (PQDP) e os valor de cada concepção (VC), e apresenta-as, de maneira ordenada, conforme mostrado na Figura 7.

Funções	Concepção 1 VC 3,268	Concepção 2 VC 3,262	Concepção 3 VC 3,249
proteção	[Icon]	[Icon]	[Icon]
refrigeração	[Icon]	[Icon]	[Icon]
infusão	[Icon]	[Icon]	[Icon]
compartimentos	[Icon]	[Icon]	[Icon]
expressão	[Icon]	[Icon]	[Icon]
envelhecimento	[Icon]	[Icon]	[Icon]
combinação	[Icon]	[Icon]	[Icon]

**Figura 7.** Classificação das concepções segundo seus valores (Ogliari, 1999)

Sob os resultados, conforme a Figura 7, dispõe-se de indicativos para decidir sobre qual concepção será conduzida nas demais etapas do processo de projeto do produto. Em princípio, conforme o método de valoração proposto, aquela de maior VC (Valor da Concepção) será a mais indicada.

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Sob a utilização da ferramenta que se apresenta, em estudo de caso de projeto de um gabinete de plástico injetado (Ogliari, 1999), faz-se as seguintes considerações:

- trata-se de uma ferramenta simples e prática que possibilita, sob dado método de valoração, avaliar as concepções geradas para o produto, levando-se em conta os problemas técnicos a serem resolvidos (requisitos de projeto);
- constitui-se, em linhas gerais, numa ferramenta de apoio à tomada de decisão, indicando as concepções mais apropriadas para o problema, considerando a combinação dos pesos das qualidades desejadas para o produto e os pesos relativos das qualidades de cada princípio de solução;
- as potencialidades dessa ferramenta poderão ser melhoradas quanto à “explicação” dos “motivos” que levaram determinadas concepções serem “melhores” ou “piores” do que outras, possibilitando-se, assim, além de um entendimento abrangente sobre os pontos fortes e fracos de cada concepção, que aquela de maior valor possa ser evoluída em função das características das demais concepções avaliadas e
- na utilização da ferramenta deve-se promover, ainda, orientações *on-line*, seja na forma de regras, ou de exemplos, para melhor orientar o projetista durante a atribuição dos relacionamentos entre requisitos e qualidades, facilitando a determinação daquelas qualidades que são desejadas para o produto;



## 7. REFERÊNCIAS

- Back, N., 1983, “Metodologia de projeto de produtos industriais”, Rio de Janeiro : Ed. Guanabara Dois, 389 p.
- Ogliari, A., 1999, “Sistematização da concepção de produtos auxiliada por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetados”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 342 p.
- Ogliari, A., Back, N., Forcellini, F.A., 1999, “Utilização da casa da qualidade no projeto conceitual de produtos e sua implementação computacional”, In: I Congresso Brasileiro de Gestão e Desenvolvimento do Produto, Belo Horizonte, pp.196-208.
- Pahl, G. and Beitz, W., 1996, “Engineering design: a systematic approach”, 2. ed. Great Britain : Springer-Verlag London Limited, 544 p.
- Roth, K., 1995, “New design methods for the development of promising products”, In: International Conference on Engineering Design - ICED 95. Praha, Czech republic, pp.508-516.
- Ullman, D. G., 1992, “The mechanical design process”, Singapore : McGraw-Hill Book Co., 337 p.

# **SÍNTESE DE FUNÇÕES DE COMPONENTES DE PLÁSTICO INJETADOS: SISTEMÁTICA, APOIO À IDENTIFICAÇÃO DE FUNÇÕES E FERRAMENTA COMPUTACIONAL**

**André Ogliari**

**Nelson Back**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos - NEDIP, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: ogliari@emc.ufsc.br.

## **Resumo**

Após a formulação da tarefa de projeto, que resulta nas especificações de projeto, iniciam-se atividades para configurar as alternativas conceituais para o produto. Os procedimentos prescritos para esse propósito são considerados, em grande parte, sob o método de síntese de funções (Pahl & Beitz, 1996). Ocorre, entretanto, seja pela natureza abstrata das informações durante a concepção, seja pela insuficiência de informações, entre outros fatores, que a síntese de funções tem sido pouco abordada, seja no desenvolvimento do produto, em si próprio, seja no desenvolvimento de ferramentas de apoio ao projeto. No desenvolvimento do produto, por exemplo, cabe à equipe de projeto, através da experiência, pesquisa exaustiva, tentativa e erro, encontrar e arranjar as funções mais adequadas, o que, nem sempre leva a resultados satisfatórios. Sob tais considerações apresenta-se nesse trabalho uma sistemática para a síntese funcional de produtos voltada ao domínio de componentes de plástico injetados sob a qual introduz-se o conceito de “ícones de projeto” como um elemento de transição entre as especificações de projeto e as funções do produto. Os “ícones de projeto” constituem-se, em essência, de parcelas de conhecimentos sobre os elementos do domínio de aplicação, tais como objetos, processos, agentes, fenômenos, entre outros, sejam na forma de fatos, episódios, procedimentos e regras os quais, quando sistematizados, auxiliam no reconhecimento das funções de dado produto. Sob este conceito propôs-se uma base inicial de “ícones de projeto” e implementou-se um protótipo de ferramenta computacional de apoio à identificação de funções do produto, cujos resultados serão mostrados com aplicações voltadas à concepção de componentes de plástico injetados.

**Palavras-chave:** Concepção de produtos, Síntese funcional, Produtos de plástico injetados

## **1. INTRODUÇÃO**

Após a formulação da tarefa de projeto, que resulta nas especificações de projeto, iniciam-se atividades para configurar as concepções alternativas para o produto. Essas alternativas são desenvolvidas com base na estrutura de funções a qual é estabelecida por processos de abstração, decomposição, entre outros, desde a função global até as funções elementares do produto. Noutra forma, a síntese de funções constitui-se de orientações gerais para estabelecer e arranjar as funções do produto numa estrutura que define sua lógica de funcionamento, através do fluxo de grandezas como energia, material e sinal. Essas atividades são prescritas para o início do projeto conceitual e a importância de seus resultados reside, principalmente, em facilitar a pesquisa sistemática de soluções alternativas, aumentando-se as

chances de inovação ou melhoramento do produto.

Apesar da importância da síntese de funções tem-se observado que essa atividade tem sido relegada. Em geral, parte-se das especificações de projeto diretamente para a proposição de soluções concretas para o produto. Esforços na exploração e generalização do problema, em suas fases iniciais de resolução, têm sido evitados. Dentre os fatores, destaca-se: i) a natureza abstrata das informações manipuladas durante a concepção de produtos; ii) a insuficiência de informações nessa fase do desenvolvimento e iii) a falta de mecanismos de apoio ao reconhecimento de funções a partir das necessidades e requisitos de projeto.

Sob esse último fator apresenta-se uma proposta de “elementos de transição” entre as especificações de projeto e as funções do produto. Tais elementos, conforme serão definidos mais adiante, foram denominados de “ícones de projeto”. Constituem-se, em essência, de parcelas de conhecimentos sobre objetos, processos, agentes, fenômenos, entre outras entidades do domínio de aplicação, sejam na forma de fatos, episódios, procedimentos ou regras, as quais, quando sistematizadas, promovem meios de auxílio ao reconhecimento das funções do produto.

Esses elementos e a síntese de funções foram explorados sob o domínio de produtos de plástico injetados, procurando-se, em parte, ampliar a problemática existente. Trata-se de produtos onde o fluxo de grandezas como energia, material e sinal não é diretamente evidente, dificultando o estabelecimento de funções e seu arranjo em dada estrutura. A sistemática proposta foi implementada computacionalmente, resultando em um programa protótipo para auxiliar a síntese funcional de produtos, cujos principais recursos serão apresentados, sob o projeto de um gabinete de plástico injetado.

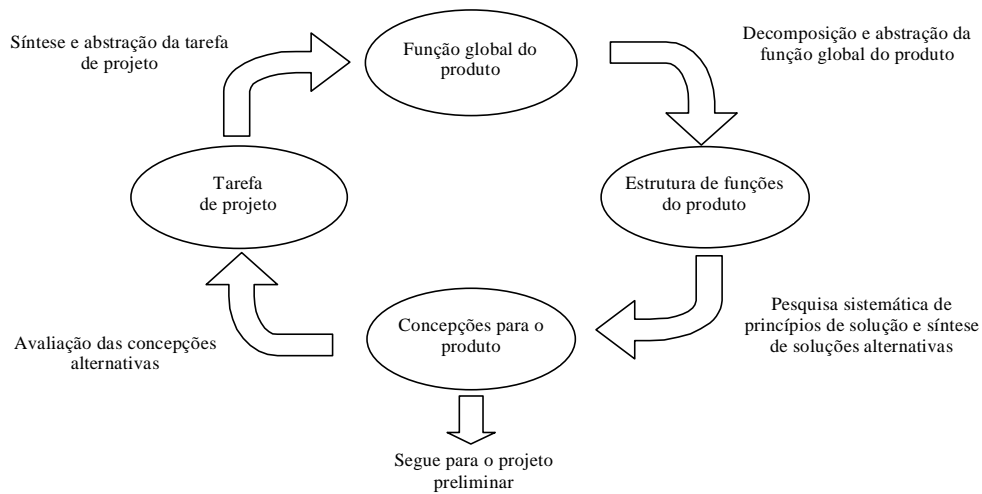
## **2. REVISÃO DA LITERATURA**

A síntese de funções do produto tem sido abordada sob vários enfoques. Desde aqueles mais abrangentes, como os da escola alemã de projeto de engenharia (Roth (1982), Koller (1985), Pahl & Beitz (1996), entre outros), até aqueles dedicados a determinados domínios de aplicação (Schulte & Weber (1993), Sebastian (1993), Wood (1996), entre outros), os autores procuram desenvolver subsídios ao raciocínio funcional nas etapas iniciais do desenvolvimento do produto. Pretende-se, com isso, facilitar a generalização do problema de projeto, promover meios para explorá-lo de maneira abrangente e suportar a concepção abstrata do produto. Em síntese, são propostas para suportar a definição do que o produto deve fazer, antes de partir para soluções concretas, entendendo-se, dessa maneira, que as oportunidades de inovação ou melhoramento do produto serão ampliadas, já que, várias alternativas de solução podem ser pesquisadas ou desenvolvidas para as diferentes funções estabelecidas.

Na proposta de Koller (1985), por exemplo, na fase de síntese de funções, prescrevem-se procedimentos para encontrar a função total do produto, a estrutura de funções parciais e a estrutura de operações básicas. A função total resulta da análise da tarefa de projeto, indicando o objetivo do sistema técnico e as principais grandezas envolvidas no processo de transformação. A estrutura de funções parciais, por sua vez, consiste no desdobramento da função total, dividindo o objetivo do sistema técnico em objetivos mais simples. Essas funções, se resolvidas em sua proposição inicial, não necessitam de desdobramento adicional, caso contrário, devem ser desdobradas ao nível de funções elementares. As funções parciais e elementares, quando resolvidas, constituem-se de processos físicos elementares do sistema técnico, indicando a natureza das grandezas processadas. A generalização dessas grandezas leva à estrutura de operações básicas, a partir da qual podem ser obtidos arranjos alternativos das funções do sistema técnico. Para auxiliar nesse processo Koller (1985) propôs um conjunto de doze operações básicas, e suas inversas, como, por exemplo, transformar

(retrotransformar), ampliar (reduzir), transmitir (isolar), etc.

Essa abordagem representa, em linhas gerais, os princípios da escola alemã de projeto de engenharia, cuja generalização das fases iniciais do desenvolvimento do produto, e que envolvem a síntese de funções, pode ser estabelecida conforme a Figura 1.



**Figura 1.** Generalização das abordagens de projeto conceitual do produto, segundo a escola alemã de projeto de engenharia (Ogliari, 1999)

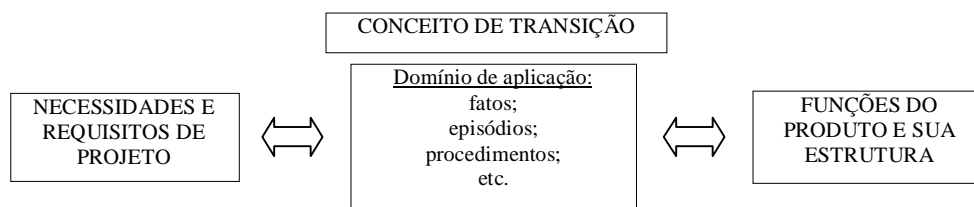
De acordo com a Figura 1, as fases iniciais de concepção consistem de atividades de síntese e abstração da tarefa de projeto, resultando na função global do produto. Essas atividades têm o propósito de identificar os problemas essenciais de projeto, desconsiderando-se detalhes ou características que possam conduzir a soluções pré concebidas para o produto. Seguindo, realizam-se processos de decomposição e abstração da função global com o propósito de dividir o problema em partes de menor complexidade preservando a natureza abstrata do problema. Procura-se, também, nessa etapa, obter soluções alternativas, variando-se a estrutura de funções. Na pesquisa sistemática de princípios de solução cada função genérica do produto é resolvida individualmente, resultando num campo de soluções que viabiliza a síntese de concepções alternativas. Essas concepções são confrontadas, ao final, com as especificações da tarefa de projeto, resultando naquela que será levada adiante nas demais fases do projeto (preliminar e detalhado).

Embora simples, em sua essência, essa abordagem de concepção apresenta certas dificuldades, principalmente quando se trata do projeto de produtos onde o fluxo de grandezas, como energia, material e sinal, não são diretamente evidentes, tais como no projeto de componentes de plástico injetados. Nesse caso, os produtos são componentes individuais, ou parte de sistemas maiores, cujas funções são consideradas, em geral, pelas entidades geométricas que compõe o componente (nervuras, ressaltos, furos, etc.). Adicionalmente, o nível de abstração considerado nas abordagens alemãs conflita, em parte, com o modo natural como os projetistas de produtos de plástico injetados percebem ou entendem determinadas soluções de projeto (na forma de entidades geométricas concretas). Dessa maneira, entende-se que a aplicação das abordagens clássicas para a síntese de funções de produtos de plástico injetados não é direta. São necessários estudos adicionais para definir e caracterizar as funções de produtos daquele domínio, além de meios para melhor suportar a identificação de cada função, a partir das necessidades e requisitos de projeto.

Nessa direção, na proposta de Schulte & Weber (1993), as funções do produto são consideradas sob determinadas formas, ou elementos geométricos, e sob as diferentes fases do ciclo de vida do produto. Assim, por exemplo, um dado elemento cilíndrico num assento de mancal tem a função de projeto (básica) de “suportar forças axiais e movimentos

relacionados”, bem como a função de montagem de “bloquear o movimento durante a operação de montagem do mancal de rolamento”. Verifica-se, nessa proposta, que as funções do produto são estabelecidas, em parte, pela justificativa da existência de determinado elemento de forma ou entidade geométrica do produto, sob diferentes aspectos, incluindo-se, aí, as fases do ciclo de vida. Essa maneira de raciocinar e identificar as funções do produto parece se encontrar mais próxima daquela normalmente empregada pelos projetistas. Entretanto, essa abordagem se aplica à análise das funções de produtos existentes. Questões relacionadas com a identificação das funções do produto a partir das especificações de projeto e com o arranjo destas numa estrutura, que oriente a síntese de soluções, não têm sido investigadas pelos autores

Diante das considerações anteriores e do fato de não se encontrarem mecanismos efetivos de auxílio à identificação de funções do produto a partir das especificações de projeto propõe-se que essa atividade seja baseada num “conceito de transição” associado às declarações de necessidades e requisitos de projeto. Esse conceito deve considerar os conhecimentos fatuais, episódicos, procedurais, entre outros, que o projetista tem, ou poderá obter, sobre o domínio de aplicação. Deve-se evitar, porém, que esse “conceito de transição” inclua soluções concretas para o produto, ou detalhes de projeto, os quais, poderão reduzir as possibilidades de inovação e, muito provavelmente, condicionarão a síntese de funções. Essa proposta é mostrada genericamente na Figura 2.



**Figura 2.** Generalização de elementos de apoio à identificação de funções de produtos (Ogliari, 1999)

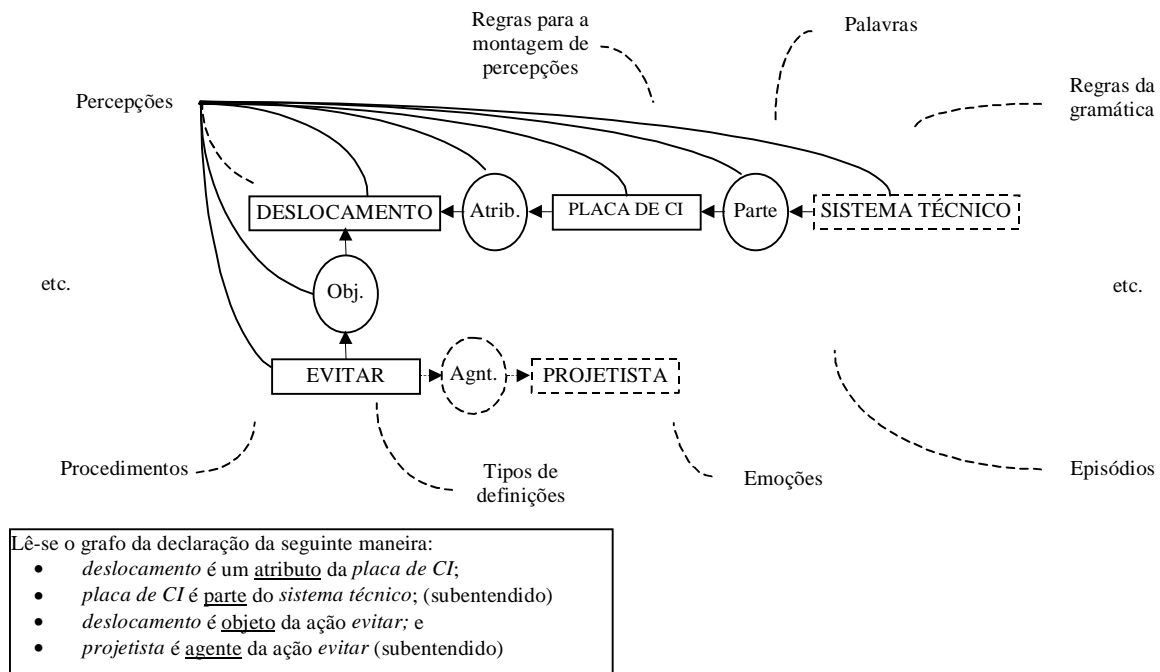
Sob a proposição anterior, define-se o “conceito de transição” como sendo “ícones de projeto”, cuja origem, natureza e principais características serão descritas a seguir, conforme modelos de percepção de entidades propostos por Sowa (1984).

### 3. ÍCONES DE PROJETO

Quando o projetista está diante de uma declaração de necessidade ou de requisito de projeto, sua interpretação ou percepção daquela declaração se dará através de uma vasta rede de relacionamentos com outras entidades conceituais provenientes de seu conhecimento, conforme o modelo proposto por Sowa (1984). Essa rede de relacionamentos é denominada de rede semântica. Assim, por exemplo, a declaração de necessidade do tipo “(...) evitar deslocamentos da placa de circuito integrado (...)” será percebida, ou configurada, na mente do projetista, conforme o modelo da Figura 3.

De acordo com a Figura 3, a declaração de necessidade citada será configurada na forma de um grafo conceitual constituído de conceitos (retângulos) e de relações (círculos) percebidos através de conhecimentos prévios do projetista (percepções armazenadas na memória do projetista ao longo do tempo). Além dessas percepções, existem outros elementos de conhecimento, tais como procedimentos, episódios, tipos de definições, regras, entre outros, os quais poderão ser empregados para inferir demais percepções ou resolver dado problema. Assim, por exemplo, diante do problema de “(...) identificar as funções do produto

(...)” (declaração que também será reconhecida conforme o exemplo da Figura 3), o projetista tentará recuperar em sua memória aqueles elementos de conhecimento que têm relações entre os conceitos das declarações de necessidades e da tarefa atribuída. Nessa tentativa, por exemplo, o projetista poderá recuperar um episódio experimentado, tal como “(...) o parafuso segurou a placa na posição desejada (...)” (será um episódio reconhecido conforme o modelo da Figura 3), e inferir, a partir daí, a função SEGURAR A PLACA DE CI ou, utilizando seus conhecimentos de sinônimos de verbos, FIXAR A PLACA DE CI.



**Figura 3.** Exemplo de modelo de percepção de uma declaração de necessidade de projeto (Ogliari, 1999)

Além dos conhecimentos recuperados na memória para realizar as inferências ou resolver determinados problemas, o projetista pode fazer uso de fatos ou observações concretas sobre o ambiente de desenvolvimento do produto. No caso, por exemplo, ele poderia estar observando como as pessoas normalmente utilizam determinado produto, reconhecendo ou inferindo funções a partir dos ícones sensoriais sendo capturados e percebidos.

Diante do modelo de percepção descrito, define-se um “ícone de projeto” como sendo parcelas de conhecimentos sobre as entidades do domínio de aplicação (objetos, processos, agentes, fenômenos, etc.) estabelecidas na forma de fatos, episódios, procedimentos, regras, etc., que ativam ou disparam o reconhecimento de relações entre as necessidades e requisitos de projeto com as funções do produto. Sob essa definição, o reconhecimento de funções do produto pode ser auxiliado através de uma base de “ícones de projeto” do domínio de aplicação. Sob essa base, num primeiro momento, o projetista pesquisará os “ícones de projeto” que se relacionam com as declarações de necessidades e/ou de requisitos de projeto. Num segundo momento, sob os ícones resultantes, ele pesquisará, numa base de funções, aquelas mais apropriadas para o produto em questão. Dessa maneira, ao final, as funções estabelecidas representarão ou "traduzirão" as necessidades e requisitos especificados.

Uma característica importante de um “ícone de projeto” consiste na generalidade de sua formulação, ou seja, ele deverá ser desprovido de soluções concretas conhecidas, ou detalhes de projeto, para promover uma identificação genérica das funções do produto.

A utilização e a implementação prática dessa proposta pressupõe a sistematização de uma base de “ícones de projeto” relacionada ao domínio de aplicação, o que não se constitui numa

tarefa simples e imediata, pois a quantidade e a variedade de fatos, procedimentos, episódios, regras, etc., sobre dado domínio, é bastante extensa. Propõe-se, num primeiro momento, que essa base seja desenvolvida considerando-se as fases do ciclo de vida do produto, como critérios de categorização dos “ícones de projeto”, em conjunto com os principais elementos que se relacionam com o produto. Assim, por exemplo, no caso de gabinetes moldados por injeção e para a fase de utilização do produto, pode-se ter os “ícones de projeto” conforme mostrados na Tabela 1.

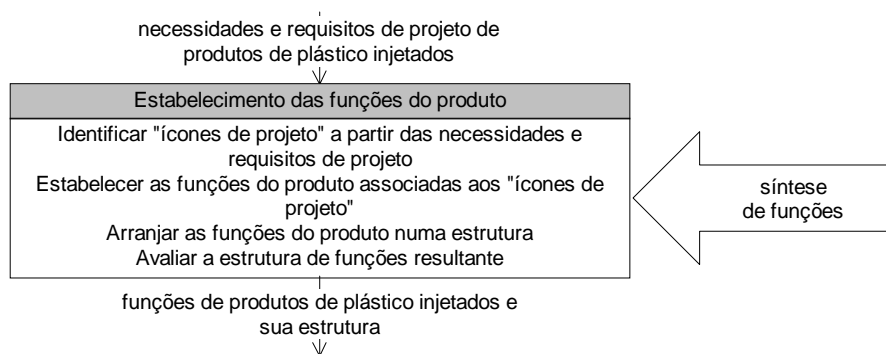
**Tabela 1.** Exemplo parcial de uma base de “ícones de projeto” (Ogliari, 1999)

Tipos de conhecimentos	Elementos do domínio	Ícones de projeto	Funções associadas (relativo ao gabinete)
episódios	usuário do produto	"o usuário descuidou-se na utilização da calculadora e esta caiu no chão"; etc.	<b>Proteger</b> os elementos do sistema técnico; <b>Regular</b> os mecanismos do sistema técnico; etc.
procedimentos	ambiente do produto	"antes de deixar o local de trabalho verifique se os computadores estão devidamente desligados"; etc.	<b>Informar</b> as operações do sistema técnico; etc.
regras	componentes do produto	"as placas de circuito integrado da calculadora não podem encostar nas paredes do gabinete"; etc.	<b>Suportar</b> placas de CI; <b>Espaçar</b> placas de CI; etc.
fatos	componentes do produto	"o sistema técnico sendo projetado tem uma placa de CI sensível ao calor"; etc.	<b>Ventilar</b> a placa de CI etc.

Diante do “conceito de transição” entre as especificações de projeto e as funções de componentes de plástico injetado proposto estabeleceu-se uma sistemática para a síntese de funções, cujas principais características e sua implementação é descrita nos itens que segue.

#### 4. SISTEMÁTICA PARA A SÍNTESE FUNCIONAL DE PRODUTOS

Sob o método de síntese de funções, constitui-se o processo de **estabelecimento das funções do produto**, conforme a Figura 4, cujas entradas principais são as necessidades e os requisitos de projeto, e as saídas são as funções do produto organizadas numa dada estrutura. As funções resultantes desse processo irão orientar a busca, a sistematização e o arranjo de princípios de solução alternativos para o produto, em etapas posteriores.



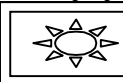
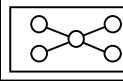
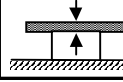
**Figura 4.** Processo de estabelecimento das funções do produto e sua estrutura sob o método de síntese de funções (Ogliari, 1999)

O desenvolvimento e a implementação da sistemática proposta, implica, em parte, na caracterização de típicas funções do domínio de aplicação, com o propósito de auxiliar na identificação daquelas que melhor representam o problema em questão. Algumas dessas funções foram propostas para gabinetes injetados (Ogliari, 1999) conforme exemplos mostrados na Tabela 2.

Considerando uma base de "ícones de projeto", conforme exemplificada na Tabela 1, o processo de estabelecimento das funções do produto deve iniciar, em primeiro lugar, conforme a Figura 4, pela identificação daqueles “ícones de projeto” que melhor representam

os problemas em questão. Para tal, deve-se promover uma comparação sistemática entre as necessidades e os requisitos de projeto com a base de “ícones de projeto”. A orientação geral, nesse sentido, consiste em percorrer, individualmente, as declarações de necessidades e requisitos de projeto, analisando elementos que possam ser associados aos elementos dos “ícones de projeto”. Quando tal associação, ou relação, for identificada, o correspondente “ícone de projeto” deve ser registrado. Se, na formulação dos “ícones de projeto” forem associadas típicas funções de produtos, conforme exemplos mostrados na Tabela 1, identificando-se os “ícones de projeto”, identificam-se automaticamente as funções do produto. As funções identificadas devem ser verificadas e, se relevantes, estabelecidas como as funções para o problema em questão.

**Tabela 2.** Típicas funções de gabinetes de plástico injetados (Ogliari, 1999)

Contexto	Funções (sinônimos)	Símbolo proposto	Características
Relativo aos componentes e/ou mecanismos internos do sistema técnico	Enclausurar (confinar)		Trata-se de uma função principal do gabinete; consiste no confinamento dos componentes e/ou mecanismos do sistema técnico sob um dado ambiente, volume ou estrutura.
	Arranjar (dispor, ordenar)		Trata-se de uma função derivada do enclausuramento cujo propósito é estabelecer uma ordem ou disposição entre componentes e/ou mecanismos internos do sistema técnico.
	Suportar (apoiar)		Trata-se de uma função derivada do arranjo dos componentes e/ou mecanismos internos do sistema técnico cujo propósito é garantir o apoio e a rigidez no contato entre os elementos.
--	--	--	--

Após o estabelecimento das funções, prescrevem-se procedimentos para arranjá-las ou organizá-las numa dada estrutura e, em seguida, para a avaliação da adequacidade da estrutura resultante para o problema em questão. A discussão sobre esses procedimentos será objeto de futuros trabalhos.

## 5. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

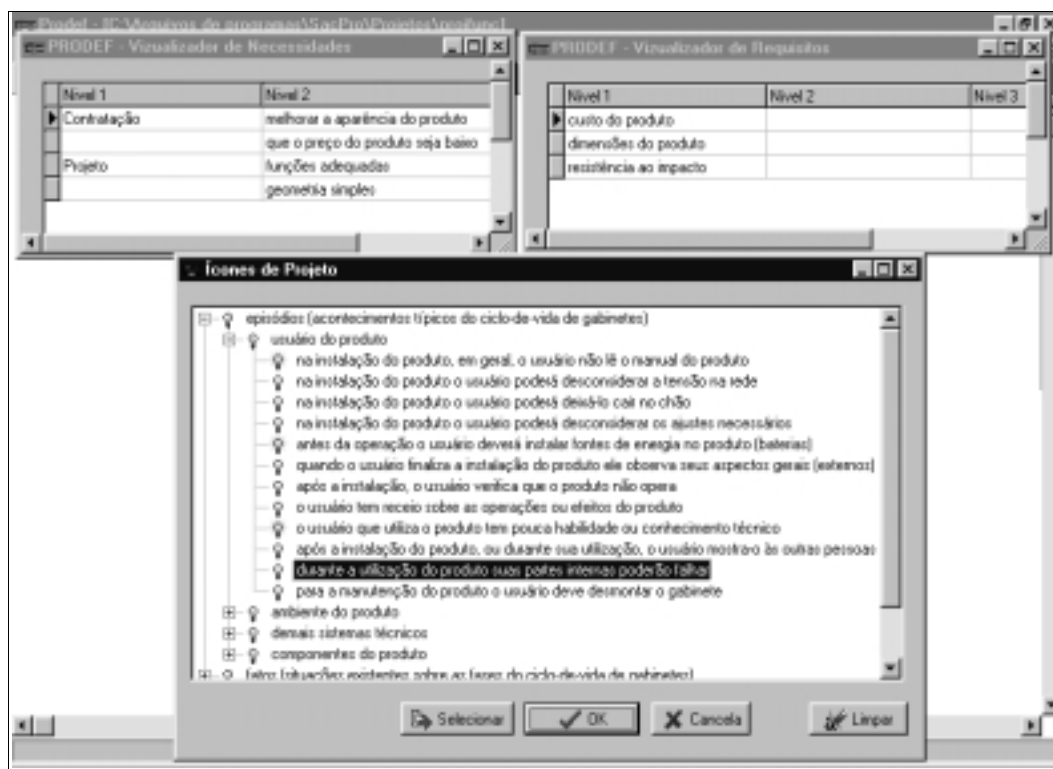
Diante da sistemática proposta procedeu-se na proposição de funcionalidades para uma ferramenta computacional de apoio ao processo de estabelecimento das funções do produto, a qual foi denominada de PRODEF (PROgrama de auxílio à DEFinição das Funções do produto). A partir dessas funcionalidades, conforme parcialmente mostradas na Tabela 3, foram desenvolvidos recursos em software, empregando-se a ferramenta de desenvolvimento *Borland C++ Builder*. Alguns desses recursos são mostrados na Figura 5.

**Tabela 3.** Proposições parciais para a implementação do PRODEF (Ogliari, 1999)

Método de projeto	Procedimentos de projeto	Proposições teóricas	Implem. comput.	Proposições aplicadas (funcionalidades para ferramenta computacional)	Programa de auxílio ao projeto
Síntese de funções	<ul style="list-style-type: none"> <li>identificar "ícones de projeto" a partir das necessidades e requisitos de projeto</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>sistematização de um conjunto inicial de funções para gabinetes</li> <li>proposição do conceito de "ícones de projeto"</li> <li>base inicial de "ícones de projeto" associados às funções de gabinetes</li> </ul>	⇒	<ul style="list-style-type: none"> <li>base de dados de funções de gabinetes de plástico injetados</li> <li>base de dados de "ícones de projeto" do domínio de produtos de plástico injetados</li> <li>atributo para cadastrar as funções do gabinete, cujos valores são os "ícones de projeto"</li> </ul>	<b>PRODEF</b>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>estabelecer as funções do produto associadas aos "ícones de projeto"</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>identificação automática de parte das funções do produto, através dos "ícones de projeto" identificados</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>funções para selecionar os "ícones de projeto" a partir das necessidades e requisitos de projeto</li> <li>funções para selecionar e apresentar automaticamente as funções do produto a partir dos "ícones de projeto" selecionados</li> </ul>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>etc.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>etc.</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>etc.</li> </ul>	



Na Figura 5, por exemplo, são apresentados os recursos para selecionar os “ícones de projeto”, previamente armazenados numa base de dados, a partir das necessidades e dos requisitos estabelecidos em processos anteriores. Sob tais recursos o projetista visualiza a lista de necessidades e de requisitos procurando identificar elementos que possam ser associados aos “ícones de projeto” listados. Exemplos de típicas associações entre “ícones de projeto” e necessidades ou requisitos, conforme estudo de caso de projeto de um gabinete de plástico injetado, são mostradas na Tabela 4.



**Figura 5.** - Recursos para visualização das necessidades e requisitos de projeto e seleção de "ícones de projeto" (Ogliari, 1999)

**Tabela 4.** Exemplos de associações entre “ícones de projeto” e necessidades e requisitos (Ogliari, 1999)

“Ícones de projeto” selecionados	Necessidades (N) e requisitos (R) associados
1. <i>na instalação do produto o usuário poderá deixá-lo cair no chão.</i>	• resistência ao impacto (R)
2. <i>após a instalação o usuário verifica que o produto não opera.</i>	• melhor informar o usuário sobre os componentes do coletor (N) • percepção visual (R)
3. <i>etc.</i>	• etc.

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Sob as principais proposições do presente trabalho e diante dos resultados obtidos na utilização do PRODEF num estudo de caso de projeto de um gabinete injetado (Ogliari, 1999), faz-se as seguintes considerações:

- na utilização da ferramenta proposta verifica-se que o projetista terá a oportunidade de explorar efetivamente os aspectos funcionais do produto, a partir das necessidades e dos requisitos de projeto, independente de soluções pré concebidas;

- sobre a identificação de funções, através dos “ícones de projeto”, verifica-se que se trata de um mecanismo com potencial para auxiliar no início do processo de estabelecimento das funções do produto; atividade, normalmente dificultada pelos processos de abstração e generalização, que se fazem necessários;
- a evolução dessa ferramenta dependerá da ampliação da base de dados de “ícones de projeto” e de mecanismos para associar, automaticamente, as declarações de necessidades e de requisitos de projeto, com os “ícones” estabelecidos; algumas idéias nesse sentido passam pelo desenvolvimento de sistema especialista para auxiliar na identificação de funções;

## 7. REFERÊNCIAS

- Koller, R., 1985, “Konstruktionslehre für den Maschinenbau”, Heidelberg : Springer Verlag, 327 p.
- Ogliari, A., 1999, “Sistematização da concepção de produtos auxiliada por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetados”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 342 p.
- Pahl, G. and Beitz, W., 1996, “Engineering design: a systematic approach”, 2. ed. Great Britain : Springer-Verlag London Limited, 544 p.
- Roth, K., 1982, “Konstruieren mit Konstruktionskatalogen”, Heidelberg : Springer Verlag, 475 p.
- Schulte, M. and Weber, C., 1993, “The relationship between function and shape”, In: International Conference on Engineering Design - ICED 93. The Hague, The Netherlands, pp. 9-20.
- Sebastian, D.H., 1993, “Function based design for injection molding”, Annual Technical Conference (ANTEC'93)-SPE. pp. 1114-1119.
- Sowa, J.F., 1984, “Conceptual structures: information processing in mind and machine”, New York : Addison-Wesley Publishing Company, 481 p.
- Wood, S. L., 1996, “Design reasoning using plastic injection molding primary features”, *Proceedings: The ASME Design Engineering Technical Conference and Computers in Engineering Conference*. Irvine, California, pp. 1-12.

# ANTEPROJETO DE UM PROTÓTIPO DE UMA MÁQUINA DE DESFIBRAR SISAL DE CORTE DO TIPO TRANSVERSAL

**Luciana Lima Monteiro**

**Seyyed Said Dana**

**Simplício Arnaud da Silva**

**Aristóteles da Costa Diniz**

**Francisco Augusto Ferreira Segundo Neto**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil, E mail: [lima\\_monteiro@hotmail.com](mailto:lima_monteiro@hotmail.com)

## **Resumo**

O processo de desfibrar a folha da planta chamada “agave” é uma técnica muito utilizada na região Nordeste do Brasil. É a principal fonte de renda de mais de meio milhão de pessoas que vivem no meio rural. Através deste desfibramento se obtém uma fibra 100% natural que é utilizada na indústria têxtil. A máquina de desfibrar sisal de corte do tipo transversal é facilmente recomendada para área industrial devido a alta produção horária em relação a máquina de desfibrar de corte do tipo paralela, classificada por Dana et al. (1998). Este artigo descreve as etapas de fabricação de um protótipo de uma máquina de desfibrar sisal de corte do tipo transversal.

**Palavras-chave:** Projeto, Sisal, Desfibramento,

## **1. INTRODUÇÃO**

A atividade de desfibrar a folha da planta chamada “agave” ou sisal, que é uma vegetação típica do meio rural de clima seco e semi-árido, é uma característica da região Nordeste, a qual se concentra principalmente nos estados da Bahia, Paraíba, Rio Grande do Norte, Pernambuco e Ceará.

Todas as espécies do gênero agave tem, dentre as suas folhas, fibras longitudinais responsáveis pela sua rigidez. Assim as “agaves de fibra” se refere as agaves cujas fibras podem ser economicamente aproveitáveis para fins industriais. O limite econômico do aproveitamento é de cerca de 2,5% de fibra por peso da folha verde, segundo Scholz (1959).

Durante várias décadas o sisal constituiu um dos principais produtos de exportação da região. O processo de desfibrar a folha desta planta representa um desafio, no sentido do aprimoramento da técnica, criada no início do século XIX no México. Dana et al. (1998) classificou as máquinas desfibradoras segundo o movimento da folha em relação ao processo de desfibrar e posteriormente houve uma comparação entre as taxas de produção da máquina de desfibrar de corte do tipo transversal e da máquina de corte do tipo paralela. Isto nos permite concluir que a máquina de desfibrar de corte do tipo transversal é melhor adaptada à produção industrial e constitui uma tecnologia bem mais elaborada, mas que ainda necessita ser otimizada em termos tecnológicos, sem excluir a participação do homem.

A primeira máquina destinada a desfibrar sisal mundialmente conhecida por CORONA teve grande aceitação nos países da África Ocidental, mas era necessário uma grande plantação de sisal e suprimento de água em abundância para limpeza das fibras, motivo pelo qual ficou inviável a implantação desta máquina na região Nordeste.

Para fazer uso desta planta é necessário transformar a folha em fibras através do processo de desfibramento. O produto final obtido é uma fibra 100% natural, que não agride a natureza e é utilizada na indústria têxtil, no setor automobilístico e na área da construção civil. A indústria farmacêutica japonesa trabalha ativamente para explorar as propriedades medicinais da raiz do sisal relatou a revista Globo Rural (1993). A concorrência das fibras sintéticas estreitou o mercado do sisal, sendo que a consciência ecológica resgatou o potencial de mercado por fibras biodegradáveis.

Durante as propostas iniciais de construções de novos modelos ficou claramente evidenciado a preocupação com a segurança do homem. Pois este processo de desfibrar tem como uma grave consequência a mutilação dos membros superiores. Uma outra etapa deste projeto será a otimização do processo de desfibramento, no que diz respeito a segurança do homem.

Para a construção deste protótipo e ao longo deste projeto foi aplicado o conceito de automação segura e sustentável. Este conceito significa que a otimização é feita apenas na parte do processo onde oferece perigo ao homem.

Neste artigo está descrito o processo de desfibramento de corte do tipo transversal, as configurações do protótipo e a citação dos parâmetros de comparação em relação à produtividade da máquina.

## **2. CONSIDERAÇÕES ECONÔMICAS E SOCIAIS**

No projeto de um produto novo e alternativo temos que considerar quatro aspectos fundamentais:

- Aspectos econômicos e poder de compra dos clientes;
- Circunstâncias sociais e ambientais;
- Disponibilidade tecnológica para produzir o produto;
- Exigências técnicas;

A alta sofisticação tecnológica exige serviços de qualidade associados aos baixos custos dos produtos, através da automatização. A eficiência e confiabilidade dos procedimentos e dos produtos automatizados são argumentos suficientes para a aprovação do emprego da automatização.

Pode-se perceber a dificuldade para o desenvolvimento deste novo produto, haja vista a falta de informação sobre os procedimentos deste tipo de máquina e sobre sua produtividade. Mas, isto já é consequência da falta de interesse econômico e político, por ser um projeto desenvolvido para uma área pobre do país.

A atividade de desfibrar a folha do agave pode ajudar a solucionar um dos graves problemas sociais da região, segundo Dana (1999) : a migração da população para os centros urbanos e proporcionar uma oportunidade de trabalho para a maioria desta população. A pobreza combinada à falta de água por causa das condições climáticas do Nordeste, contribui para diminuir a disponibilidade dos produtores e dos serviços.

Em relação às exigências técnicas, a baixa produtividade das máquinas e a baixa qualidade para produzir as fibras do agave, dificultam a sua comercialização.

### **3. CONCEITO DE AUTOMAÇÃO SUSTENTÁVEL E SEGURA**

Atualmente com a grande preocupação da permanência do homem no setor produtivo e com a sua qualidade de vida, o conceito de automação sustentável e segura é empregado nos procedimentos, nas máquinas e nos produtos, apenas nas áreas específicas, partes ou componentes que são perigosos ao operador ou que causam "gargalo" na produção.

Desta maneira o operador só é substituído pelos componentes automáticos nas áreas perigosas, assim a segurança do homem é preservada. Como consequência a eficiência e produtividade aumentam.

#### **3.1 Elaboração de um novo produto industrial**

O projeto deste novo produto industrial está dividido em quatro etapas:

- planejamento
- concepção
- projeto preliminar
- projeto detalhado

(Fiod & Back, 1992) consideram ainda alguns aspectos que julgam de grande importância, tais como: aspecto econômico e poder aquisitivo do cliente, aspecto social e meio ambiente e tecnologia disponível para produzir o produto. A fabricação deste protótipo obedece estas etapas, visando um eventual repasse da tecnologia para o setor produtivo.

Em outros trabalhos desenvolvido por Dana et al.(1998) foi detectada a necessidade de uma melhoria da tecnologia de fabricação. Nos dias atuais onde observamos a preocupação com a qualidade dos produtos e qualidade de vida do homem fica claro a necessidade de uma melhoria contínua. Nesta era da elevada sofisticação tecnológica para obtenção de um produto com qualidade, os processos de fabricação estão cada vez mais eficientes. Então a concepção está aliada à baixo custo e cada vez mais à perfeição do produto final.

No aspecto social temos como objetivo a permanência do homem no processo. A implantação da otimização vem para solucionar o problema do desgaste físico que ocasiona a fadiga e conseqüentemente o acidente de trabalho. É uma situação dramática que afeta toda a área de produção do "agave". Recentemente uma reportagem indicou uma estatística sobre o número de mutilações no interior do estado da Bahia, que foi cerca de 5000 em um ano.

Em relação a tecnologia disponível, uma grande dificuldade encontrada é a falta de informações sobre estas máquinas, nos quais os parâmetros de comparação são raramente avaliados. Em relação a força necessária para o desfibramento da folha do sisal foi feita uma medição estática com uma ponte extensiométrica. Além disso, serão analisados a velocidade de desfibramento, a taxa de produção e a qualidade do produto desfibrado.

Segundo a EMBRAPA a qualidade do produto pode ser classificada da seguinte forma: Superior (TS) que são fibras bem lavadas, secas, bem batidas ou escovadas, bem soltas e desembaraçadas, isentas de entrançamentos e nós; Tipo 1 fibras soltas, desembaraçadas, isentas de entrançamentos e nós; Tipo 2 fibras ligeiramente ásperas, pouco emaranhadas e pequena quantidade de substâncias pécticas e o Tipo 3 são fibras ásperas com maiores concentrações de substâncias pécticas.

#### **3.2 Materiais utilizados para a montagem inicial**

Para a montagem inicial do protótipo os meios materiais utilizados podem sofrer possíveis modificações por se tratar de um projeto experimental o qual eventualmente evoluirá até o produto final. No projeto consta uma parte teórica e outra experimental. Apesar de existir vários modelos propostos e fabricados, esta proposta é inovadora. A técnica

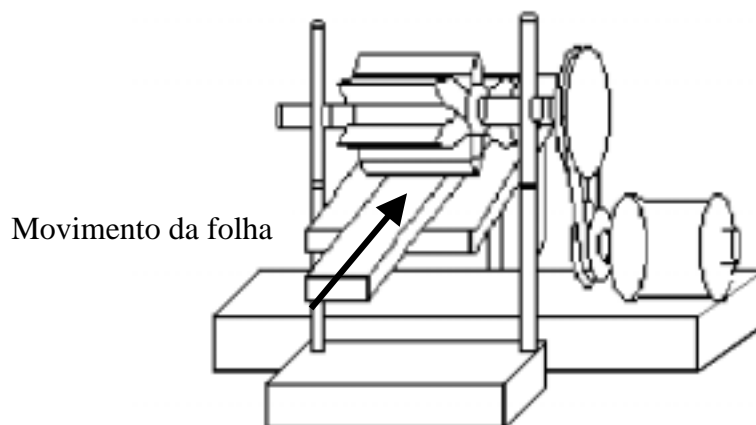
proposta contempla uma grande facilidade de construção, montagem das partes mecânicas e todos seus componentes.

Os materiais utilizados na confecção da estrutura de suporte dos cilindros e da base para o motor segundo especificações comerciais foram: cantoneiras U 75mm x 40mm x 3,175mm, chapas de aço 30mm x 12,7mm e cantoneiras L 25,4mm x 25,4mm x 3,175mm. Os cilindros de diâmetro de 140mm e comprimento de 210mm foram confeccionados com aço 1020 e a esteira foi confeccionada com chapa de aço com dimensões 180mm x 6,35mm e comprimento 1430mm, onde estão fixadas as pás também em aço com dimensões 180mm x 40mm x 3,175mm. O raspador foi confeccionado com chapa de aço com dimensões 700mm x 300mm x 20mm.

## 4. CONFIGURAÇÕES DO PROJETO

### 4.1 Configuração do desfibramento de corte do tipo paralelo

O primeiro conceito de desfibramento aplicado nas máquinas utilizadas nos sisalais brasileiros foi o desfibramento de corte do tipo paralelo. Que foi utilizado na construção da máquina conhecida por “Motor Paraibano” atualmente muito utilizada pelo pequeno produtor. Sua configuração está apresentada na figura 1. A alimentação da folha na máquina é manual e o desfibramento acontece quando o rotor com diâmetro de 230mm é acionado por um motor a diesel cuja potência varia de 7 a 12 cv (cavalo vapor) e faz girar 12 cantoneiras de abas iguais de dimensões 34,925mm x 6,35mm que estão fixadas na periferia do rotor. Estas cantoneiras promovem o esmagamento e a raspagem da folha auxiliado por um raspador. Estes elementos são de aço e na parte superior do rotor é acoplada uma capa protetora de madeira com uma abertura por onde se introduz a folha para ser desfibrada. Esta máquina não tem um bom desempenho, devido ao perigo no momento da colocação da folha e de sua baixa produtividade. Segundo a EMBRAPA, a produção é de 150 a 200 kg de fibra seca em um turno de 10 horas/dia e produz grande desperdício de fibras (em média 20 a 30% da fibra contida na folha). Para sua operacionalização é necessário um número elevado de operadores, aumentando assim os custos de produção.



**Figura 1.** Motor Paraibano – corte do tipo paralelo

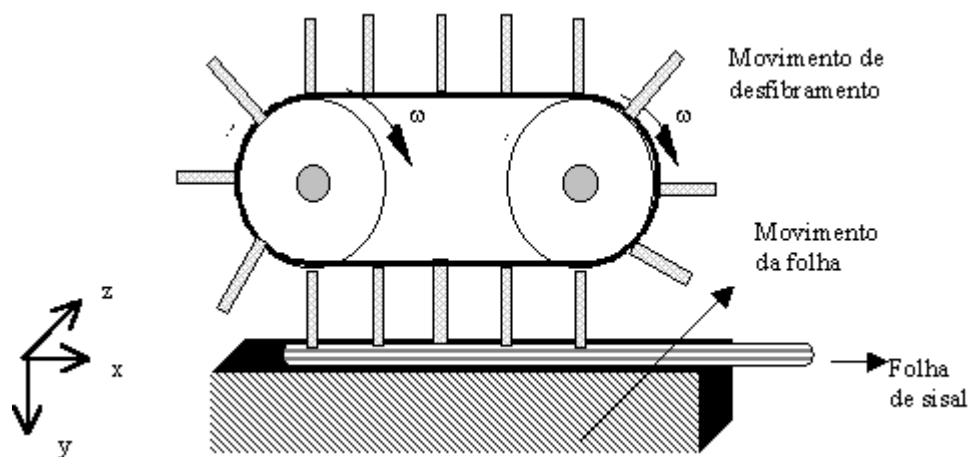
### 4.2 Configuração do desfibramento de corte do tipo transversal

A máquina de desfibramento de corte do tipo transversal é destinada à um processo industrial devido a sua alta produtividade, baseada no cálculo da velocidade de transporte da folha já descrita por Dana et al. (1998). Uma máquina de desfibramento de corte do tipo

transversal que foi desenvolvida por um mecânico José Faustino do município de Nova Floresta na Paraíba, em 1997, foi utilizada para comparar a produtividade com a máquina de corte do tipo paralela. E segundo Dana (1997) houve a necessidade da construção de uma nova máquina. A mecânica desta máquina desenvolvida por José Faustino é baseada no princípio das máquinas Coronas de fabricação alemã.

O processo de desfibramento de corte do tipo transversal acontece ao longo da largura da folha enquanto a folha é movida na direção perpendicular ao desfibramento. Na figura 2 está representado o processo de desfibramento de corte do tipo transversal. A folha é movida em uma direção, enquanto o desfibramento é feito transversal ao movimento da folha em outra direção. Uma garra segura a folha ao meio e movimenta-a na parte inferior dos rotores para desfibrar. Depois a parte da folha desfibrada é deslocada pela garra e assim a outra parte é desfibrada. A garra fica localizada na lateral do raspador.

O método dos elementos finitos descrito em Dana (1996), aplicado na configuração do corte do tipo transversal determinou o cálculo das tensões uniforme durante a operação.

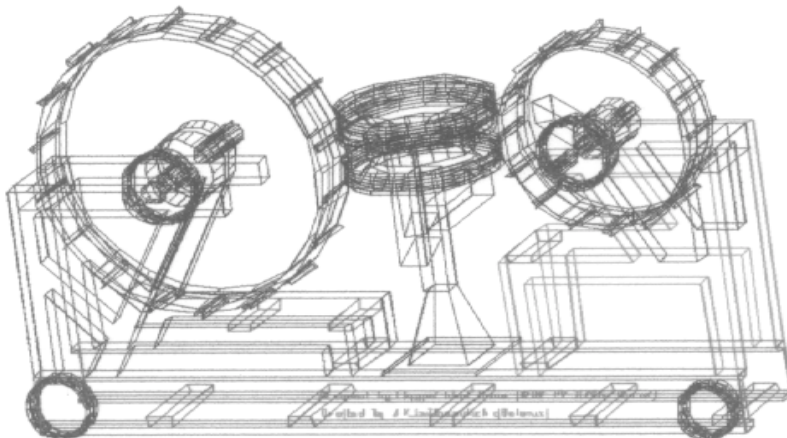


**Figura 2.** Corte do tipo transversal

## 5. MÁQUINA DE DESFIBRAR DE CORTE DO TIPO TRANSVERSAL

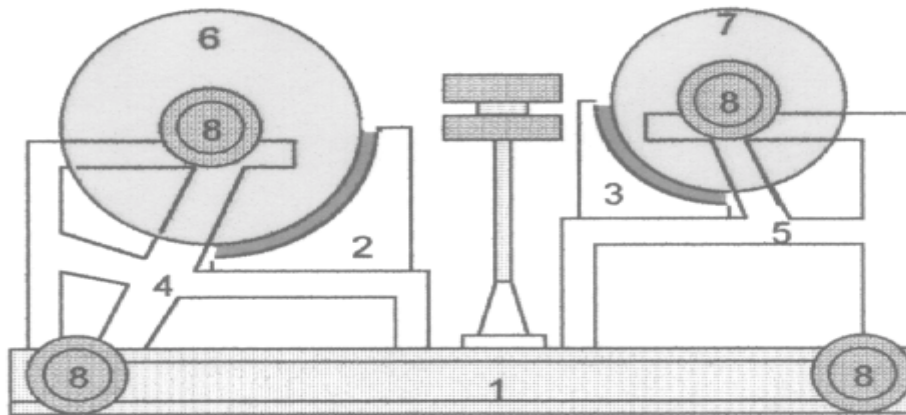
### 5.1 A máquina existente

Está apresentada na figura 3 a máquina de desfibrar de corte do tipo transversal existente.



**Figura 3.** Vista isométrica da máquina de desfibrar existente

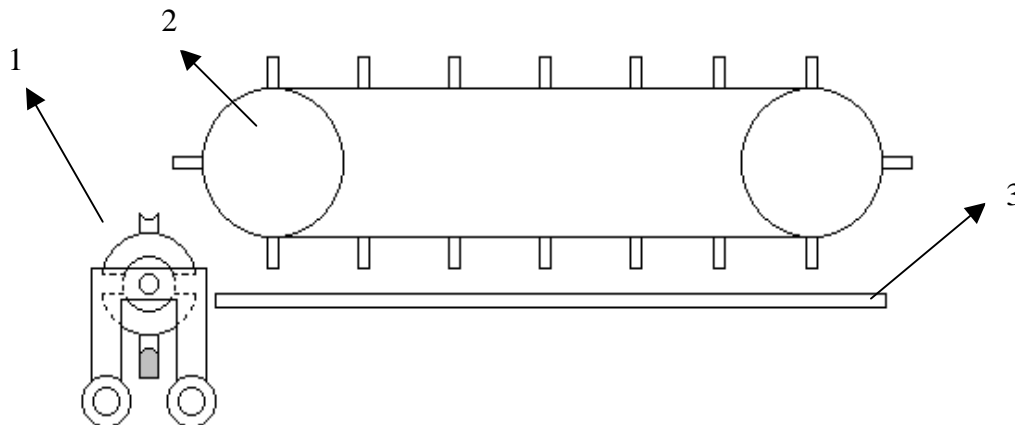
Esta máquina foi construída em 1995 pelo mecânico José Faustino de Nova Floresta, Paraíba. A máquina tem dimensões de 8000mm x 1500mm x 1500mm e consumo em torno de 30 cv (cavalo vapor). Devido ao seu tamanho o seu transporte é feito através de um trator. O uso desta máquina demanda uma grande área de plantação de sisal. O custo em 1995 foi estimado em R\$14.000.



**Figura 4.** Esboço da máquina de desfibrar de corte transversal existente

## 5.2 Protótipo sugerido

Está apresentado na figura 5 um esboço da vista frontal da máquina de desfibramento de corte do tipo transversal com o detalhe da garra mecânica. Esta garra mecânica se movimenta através de um barramento transportando a folha de sisal ao longo do comprimento dos rotores.



**Figura 5.** Esboço da vista frontal da máquina de desfibramento com detalhe da garra mecânica

Legenda:

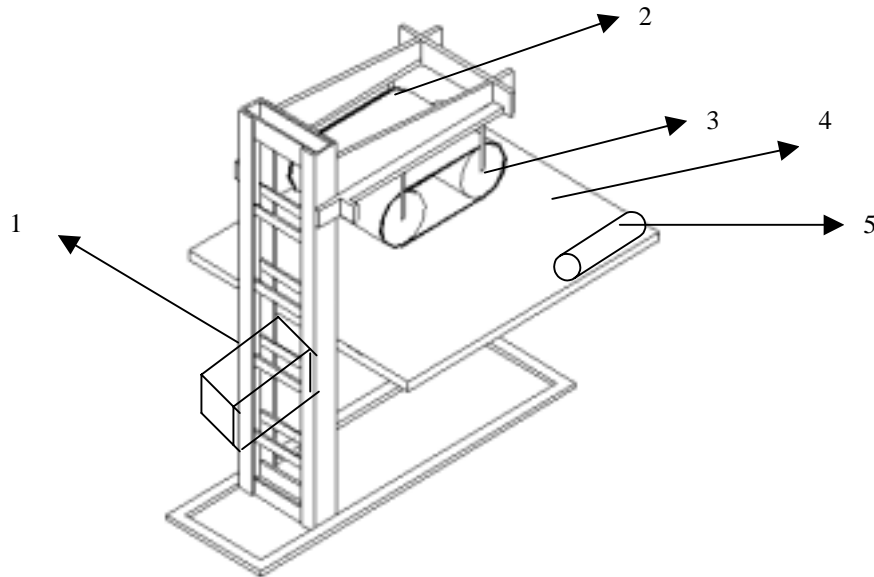
1. garra mecânica;
2. rotor;
3. raspador;

Está apresentado na figura 6 o protótipo da máquina de desfibramento de corte do tipo transversal. Os rotores que estão dispostos no mesmo plano a uma distância de centro a centro de 650mm são rotacionados por uma correia de transmissão acionada por um motor elétrico



de 4 cv. Quando os rotores giram a esteira metálica que está fixada a eles movimentam as pás para desfibrar a folha.

A entrada da folha para o processo de desfibramento fica na parte inferior dos rotores, entre os rotores e o raspador. E a garra tem a função de transportar e segurar a folha.



**Figura 6.** Esboço da Máquina de desfibramento de corte do tipo transversal

Legenda:

1. base para o motor elétrico;
2. esteira metálica;
3. rotores;
4. raspador;
5. garra;

## 6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

As máquinas de desfibrar usadas no Nordeste, não automáticas, executam um processo de desfibramento ainda primitivo, através do motor paraibano. As máquinas automáticas dispostas em cooperativas, estão paradas devido a falta de incentivo econômico. Na região do Curimataú e Seridó paraibano está visível a decadência da plantação do sisal, onde não existe uma política de incentivo para os pequenos produtores.

O incentivo tecnológico visa a melhoria e o aperfeiçoamento deste tipo de máquina, onde os experimentos práticos evoluirão até alcançar resultados satisfatórios, em relação a alta produção horária e a qualidade da fibra.

A máquina de desfibramento de corte do tipo transversal proporcionará ao operador, através do conceito de automação sustentável e segura, uma maior oportunidade de comercialização das fibras para a indústria.

Pode-se observar que em relação a geometria, o protótipo sugerido é conveniente para ser transportado além da redução dos custos de fabricação.

## 7. REFERÊNCIAS

- Dana, S.S., 1999, "Design of an alternative safe parallel threshing machine" , Proceedings sixth Pan-American Congress of Applied Mechanics and eighth International Conference on Dynamic Problems in Mechanics (DINAME 99), vol. 8, Rio de Janeiro, Brasil, pp. 1189-1192.
- Dana, S.S., Monteiro, L.L., 1998, "The state of art in development of threshing machines: A theoretical model for comparing production rates", Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, vol. II, Fortaleza, Brasil, pp. 361-368.
- Dana, S.S., 1997, "Revising the design of the transversal threshing machine by considering the actual load distribution", Proceedings of 7<sup>th</sup> International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, vol. I, Angra dos Reis, Rio de Janeiro, Brasil, pp. Ap1-Ap3.
- Dana, S.S., 1996, "Structural optimization of the threshing machine", Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, vol. I, Recife, Brasil, pp. 475-480.
- Revista Globo Rural, Julho/1993,n°93, pp. 24-30.
- Fiod, M.N., Back, N., "Sobre metodologias para avaliação de concepções de produtos industriais : uma análise exploratória. ", Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, vol. II, Belém, Brasil, pp. 643-646.
- Scholz, H., 1959, Banco do Nordeste do Brasil escritório técnico de estudos econômicos do Nordeste. Sisal (problemas técnicos), vol. 2, Fortaleza, Brasil, pp. 118-120.

A figura 6 mostra a saída gráfica no ambiente Visual Basic, que permite a impressão do projeto final, pronto para fabricação, nos formatos A3 ou A4.

#### 4. CONCLUSÃO

A Tecnologia de Grupo é, sem dúvida, uma importante contribuição para o projeto de novas peças evitando-se reprojetos de peças semelhantes e facilitando a recuperação de projetos já executados.

As opções das sub-famílias contemplam o que foi proposto no Sistema de Classificação e Codificação implementado, podendo ser facilmente inserido novos valores de acordo com a necessidade de cada usuário.

Atualmente os programas de interface gráfica com o usuário, principalmente em ambiente Windows, vem adquirindo importância cada vez maior na área de projetos. Este trabalho além de permitir ao usuário a visualização das telas de todo processo de dimensionamento, permite uma saída gráfica em impressoras, no formato A4 ou A3. Para trabalhos futuros pretende-se implementar a saída de dados gráficos para o sistema CAD *MicroStation* tornando o programa *ENGRENA* uma ferramenta mais versátil.

#### 5. AGRADECIMENTOS

À FAPEMIG – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais pelo apoio ao Projeto TEC 1019/96 e Gabrielle Patrícious Khater da Flender do Brasil Ltda.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Burbidge, J.L., 1975, "Introduction of Group Technology", Heinemann, London.
- Freitas, P.H.F., 1994, "Desenvolvimento de um Sistema de Classificação e Codificação em Tecnologia de Grupo para Suportar a Obtenção do Roteiro Padrão de Fabricação", Tese de Mestrado, DEF/FEM/UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 127p.
- French, T. E and Vierck, C.J., 1985, "Desenho Técnico e Tecnologia Gráfica", Editora Globo.
- Groover, M.P., Zimmers, JR., 1984, "CAD/CAM Computer Aided Design and Manufacturing", Prentice Hall, New Jersey.
- Hemus, 1979, "O Manual do Engenheiro", Livraria Editora Ltda.
- Hyde, W.F., 1981, "Improving Productivity by Classification, Coding and Data Base Standardization - The Key to Maximize CAD/CAM and Group Technology", Marcel Dekker Inc., New York.
- Hyer, N.L. and Wemmerlov, U., 1988, "Assessing the Merits of Group Technology", Manufacturing Engineering, Aug. pp. 107-109.
- Hyer, N.L. and Wemmerlov, U., 1984, "Group Technology and Productivity", Harvard Business Review, July-August.
- Hyer, N.L. and Wemmerlov U., 1989, "Group Technology in the US Manufacturing Industry: a Survey of Current Practices", International Journal of Production Research, vol.27, n<sup>o</sup>.8, pp. 1287-1304.
- NBR 10095, 1989, "Engrenagens Cilíndricas de Evolvente, Precisão Dimensional - Padronização", ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, 43p.
- Rembold, U. *et al.*, 1985, "Computer-Integrated Manufacturing Technology and Systems", Marcel Dekker Inc., New York, 790p.

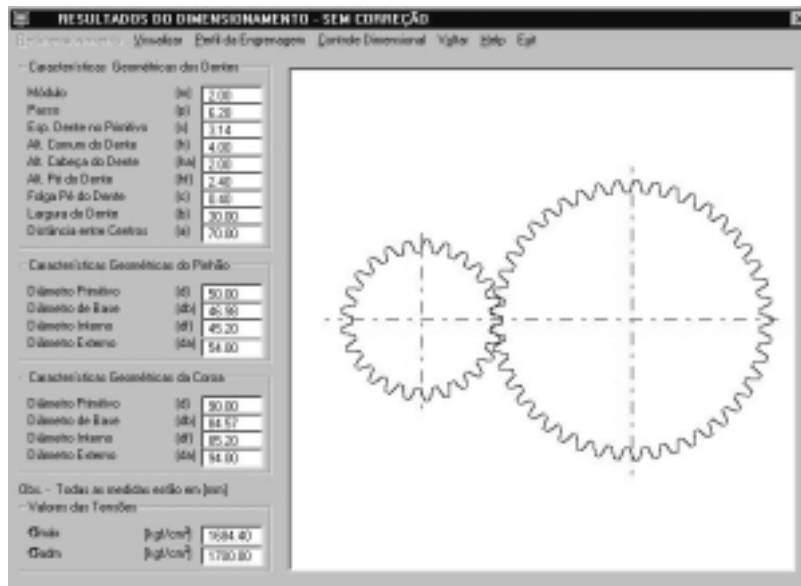


Figura 4. Tela de resultados do dimensionamento.



Figura 5. Tela do “Sistema de Codificação” da coroa.

Na tela de codificação da coroa os dígitos, segundo o “Critérios para Formação de Famílias”, item 3, tem os seguintes significados: **1** - engrenagem, **0** - cilíndrica reta, **0** -  $b = 31$  mm, **0** -  $d_e = 92$  mm, **7** - qualidade Q 5, **0** - rugosidade superficial superior a  $1.6 \mu$ , **0** - cilíndrico, **1** -  $d_i = 35$  mm, **4** - SAE 4340, **0** - barra redonda e **2** - normalização.

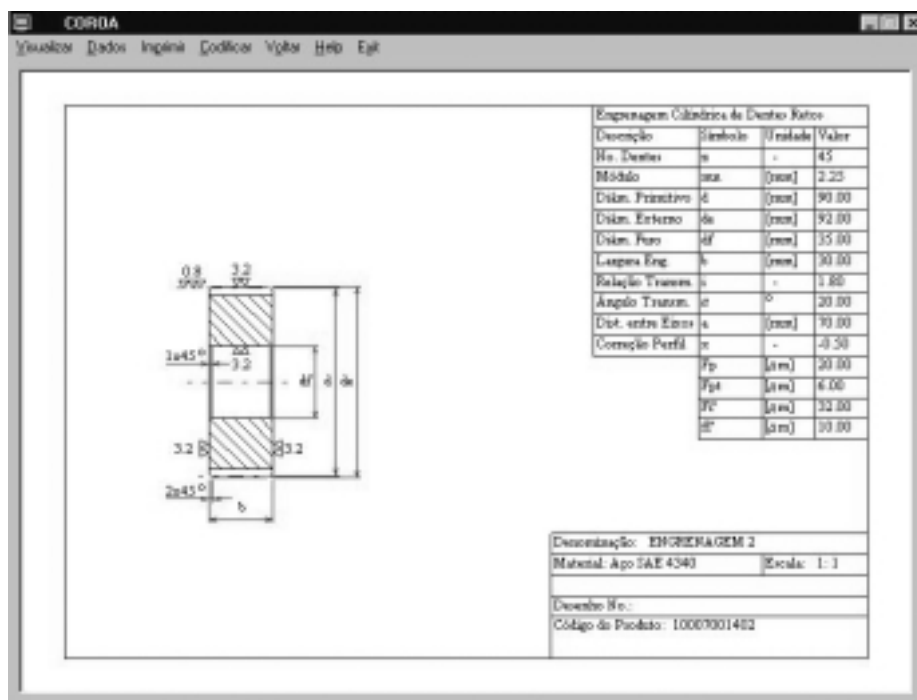


Figura 6. Tela do desenho final da coroa.

Estas engrenagens serão projetadas para que possam atuar com segurança numa transmissão com as seguintes características: transmissão acionada por motor elétrico de potência 15 CV, rotação de 1200 rpm; material SAE 4340; dureza 58 HRC, vida prevista de 10000 horas de funcionamento; carga uniforme, tempo de serviço máximo de 10 horas diárias; relação entre a largura (b) e diâmetro primitivo da engrenagem (d) é de  $b_1 / d_1 = 0,5$ ; ângulo de pressão  $\alpha = 20^\circ$ ; número de dentes do pinhão e coroa valem  $Z_1 = 25$  e  $Z_2 = 45$  dentes, respectivamente.

Para uma melhor compreensão desta aplicação serão mostradas as principais telas geradas pelo programa *ENGRENA*. A figura 2 mostra a tela de entrada de dados.

**Figura 2.** Tela de entrada de dados.

A Figura 3 mostra as telas de redimensionamento do par de engrenagens. A figura 4 mostra a tela de resultados do dimensionamento e a figura 5 mostra a tela de codificação da peça projetada.

Características Geométricas do Par	Pela Largura	Pelo Módulo
Módulo (m)	2.00	2.25
Passo (p)	6.28	7.07
Espessura do Dente no Primitivo (s)	3.14	3.53
Altura Coroa do Dente (h)	4.00	4.90
Altura da Cabeça do Dente (ha)	2.00	2.25
Altura do Pé do Dente (hf)	2.40	2.70
Folga da Cabeça do Dente (c)	0.40	0.45
Largura do Dente (b)	33.44	31.03
Diâmetro Primitivo do Pinhão (d)	90.00	96.25
Diâmetro Primitivo da Coroa (D)	90.00	101.25
Distância entre Eixos (a)	70.00	78.75

**Figura 3.** Telas de redimensionamento do par de engrenagens.

furação, fresamento, brochamento, trepanação e torneamento. Na opção 1 são incluídos os processos de retífica, polimento, lapidação, e super-acabamento.

### **3.7 Elementos de forma**

O dígito 7 estabelece uma combinação de elementos de forma tais como chanfros, raios para arredondamento, rasgos para chavetas, furos de centro, furos axiais, furos radiais, roscas, elemento cilíndrico, elemento cônico e dentes de engrenagens. Estes elementos estarão presentes nas peças de revolução para as sub-famílias de eixos lisos, eixos escalonados, eixos e árvores, engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais. Para este dígito tem-se as seguintes opções para os elementos de forma: 0 - cilíndrico, 1 - cilíndrico /rosca, 2 - cilíndrico /chaveta, 3 - cilíndrico /dente, 4 - cilíndrico /dente /chaveta, 5 - cilíndrico /dente /chaveta /furo, 6 - cilíndrico /dente /chaveta /rosca, 7 - cilíndrico /dente /chaveta /furo /rosca /chanfro, 8 - cilíndrico /dente /chaveta /furo /rosca /cônico e 9 - cilíndrico /dente /chaveta /furo /rosca /cônico /chanfro.

### **3.8 Intervalo de diâmetros internos máximo**

O dígito 8 estabelece para grupo de sub-famílias uma faixa de diâmetros internos máximo com as seguintes opções: 0 - sem diâmetro interno, 1 - entre 1 e 200 mm, 2 - entre 200 e 305 mm, 3 - entre 305 e 560 mm, 4 - entre 560 e 850 mm e 5 - acima de 850 mm. Esses valores foram estabelecidos com base na capacidade de carregamento dos tornos mecânicos da região de São João del Rei.

### **3.9 Materiais**

O dígito 9 estabelece para o grupo de sub-famílias uma gama de materiais classificados, com as seguintes opções: 0 - aços e ferros para fundição, 1 - aços carbonos, 2 - aços de baixa liga, 3 - aços inox, 4 - outros aços, 5 - cobre e suas ligas, 6 - alumínio e suas ligas, 7 - metais leves, 8 - plásticos e 9 - outros.

### **3.10 Forma do blank**

O dígito 10 estabelece para o grupo de sub-famílias uma gama de formas de blank, com as seguintes opções: 0 - barras redondas, 1 - barras quadradas, 2 - barras de outras seções, 3 - tubos, 4 - forjados à frio, 5 - forjados à quente, 6 - soldados, 7 - placas finas, 8 - placas grossas e 9 - outros.

### **3.11 Tratamento Térmico**

O dígito 11 estabelece para o grupo de sub-famílias uma gama de tratamentos térmicos classificados segundo as opções: 0 - sem tratamento térmico, 1 - recozimento, 2 - normalização, 3 - têmpera e revenimento, 4 - têmpera superficial, 5 - coalescimento, 6 - cementação, 7 - nitretação, 8 - cianetação e 9 - carbo-nitretação.

## **4. APLICAÇÃO PRÁTICA DA TECNOLOGIA DE GRUPO**

Uma aplicação prática da Tecnologia de Grupo é mostrada no dimensionamento de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos (ECCR), utilizando-se o programa de dimensionamento de Sistemas Engrenados – *ENGRENA*. Este programa foi desenvolvido em Visual Basic 5.0 e realiza o dimensionamento de ECCR e helicoidais, cônicas de dentes retos e parafuso sem-fim e coroa.

A cada macro-família corresponde uma gama de sub-família. Para a sub-família dos eixos e fusos o dígito 2 tem-se as seguintes opções: 0 - liso, 1 - escalonado, 2 - árvore, 3 - fuso guia, 4 - eixo com rosca sem fim, 5 - eixo excêntrico, 6 - eixo manivela, 7 - eixo came e 8 - eixo em cruz.

Para a sub-família das engrenagens o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - cilíndrica reta, 1 - cilíndrica helicoidal, 2 - sem fim e coroa, 3 - cônica reta, 4 - cônica helicoidal, 5 - hipóide e 6 - roda dentada.

Para a sub-família das polias o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - uma correia, 1 - múltiplas correias e 2 - escalonadas.

Para a sub-família das buchas e mancais o dígito 2 tem a opção 0 - buchas e mancais.

Para a sub-família dos pistões o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - câmara de combustão e 1 - bombas hidráulicas.

Para a sub-família dos rolos e colunas o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - rolos para laminadores e 1 - colunas para ferramentas.

Para a sub-família dos cilindros o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - câmara de combustão, 1 - bombas hidráulicas e 2 - bombas pneumáticas.

Para a sub-família dos discos e came o dígito 2 tem as seguintes opções: 0 - discos de divisores, 1 - flanges, 2 - came de flanco, 3 - came de face, 4 - came de gaveta, 5 - came cilíndrico de ranhura e 6 - came cilíndrico de extremidade.

Para a sub-família das tampas o dígito 2 tem a opção 0 - tampas.

### **3.3 Intervalo de comprimentos máximo**

O dígito 3 estabelece uma faixa de comprimentos máximo classificada de acordo com as seguintes opções: 0 - até 500 mm, 1 - entre 500 e 750 mm, 2 - entre 750 e 1000 mm e 3 - acima de 1000 mm. Esses valores foram estabelecidos com base na capacidade de carregamento de tornos mecânicos da região de São João del Rei.

### **3.4 Intervalo de diâmetros externos máximo**

O dígito 4 estabelece para grupo de sub-famílias um intervalo de diâmetros externos máximo com as seguintes opções: 0 - até 200 mm, 1 - entre 200 e 305 mm, 2 - entre 305 e 560 mm, 3 - entre 560 e 850 mm e 4 - acima de 850 mm. Esses valores foram estabelecidos com base na capacidade de carregamento dos tornos mecânicos da região de São João del Rei.

### **3.5 Intervalo de tolerâncias dimensionais**

O dígito 5 estabelece para a sub-famílias uma gama de tolerâncias dimensionais com as seguintes opções de qualidade (Q): 0 - Q 12 ou superior, 1 - Q 11, 2 - Q 10, 3 - Q 9, 4 - Q 8, 5 - Q 7, 6 - Q 6, 7 - Q 5 e 8 - Q 4 ou inferior. Esses valores foram escolhidos com base nas tolerâncias fundamentais para qualidade NBR 10095 (1989).

### **3.6 Intervalo de acabamento superficial**

O dígito 6 estabelece para as sub-famílias uma gama de acabamento superficial segundo as opções: 0 - rugosidade superficial superior a  $1.6 \mu$  e 1 - rugosidade superior inferior a  $1.6 \mu$ .

Essa faixa de intervalos de acabamento superficial foi escolhida com base na capacidade de obtenção dessas qualidades de acabamento pelos processos de usinagem nas diversas máquinas-ferramentas. Dessa maneira, na opção 0 são incluídos os processos de serramento,

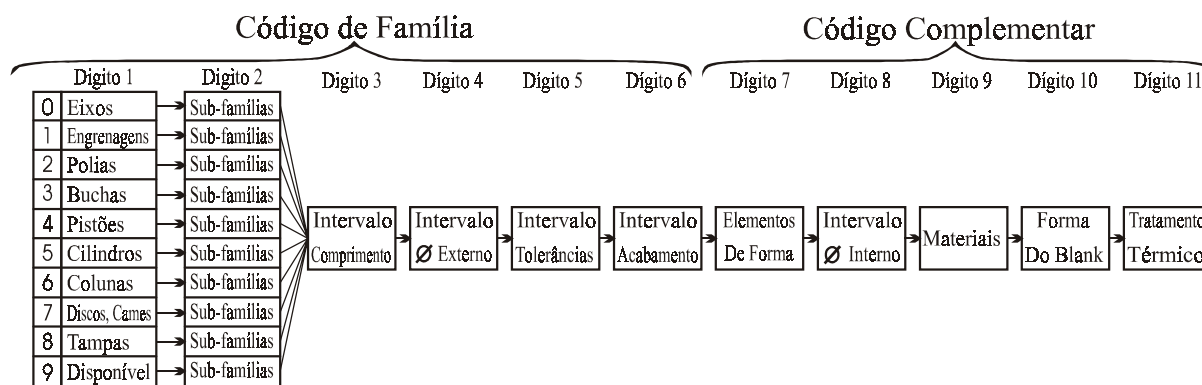


Figura 1. Estrutura da Cadeia Numérica de Codificação Proposta

### 3. CRITÉRIOS PARA FORMAÇÃO DE FAMÍLIAS

O objetivo do Sistema de Classificação é a formação de Famílias de Peças pela aplicação de critérios que auxiliem o planejador de processos a elaborar roteiros de fabricação padrão para cada família formada.

A formação de "Famílias de Peças" é a aplicação de critérios de agrupamento que, associados, determinam um conjunto de peças com as mesmas características. Dois critérios relativos às características geométricas e dois outros relativos ao processo de fabricação foram escolhidos para refinar a formação de "Famílias de Peças". Os critérios sobre as características geométricas são o intervalo de comprimentos máximo e o intervalo de diâmetros externos máximo. Os critérios sobre características de processos são o intervalo de acabamento superficial e o intervalo de tolerância dimensional.

Os dígitos 3 (intervalo de comprimentos máximo), 4 (intervalo de diâmetros externos máximo), 5 (intervalo de tolerância dimensional), e 6 (intervalo de acabamento superficial) foram escolhidos como características formadoras de famílias por complementam e acuram as informações contidas nos dígitos 1 e 2.

Os demais dígitos do código foram escolhidos por conterem informações relativas ao processos de fabricação e, a partir delas, ser possível levantar as operações requeridas e sua seqüência na construção da peça.

O código é organizado de maneira mista, existindo uma dependência entre o dígito 1 e o dígito 2, macro-família e sub-família, e independência entre os demais dígitos da cadeia que designa a família de peças. Isto permite estabelecer categorias de sub-famílias praticamente refinadas quanto à sua fabricação, utilizando as mesmas gamas de comprimentos máximo e diâmetros externos máximo, diferenciando-as apenas pela qualidade da precisão e acabamento superficial. A parte da cadeia que designa as informações de processos, mantém a independência entre seus dígitos componentes.

#### 3.1 Macro-famílias

A figura 1 mostra que o conteúdo do dígito 1 correspondente aos tipos de macro-famílias contempladas pelo Sistema de Classificação e Codificação. Este dígito estabelece uma gama de peças rotacionais com as seguintes opções: 0 - eixos e fusos, 1 - engrenagens, 2 - polias, 3 - buchas e mancais, 4 - pistões, 5 - cilindros, 6 - rolos e colunas, 7 - discos e cames, 8 - tampas.

#### 3.2 Sub-famílias

As classificações das sub-famílias de eixos, engrenagens, buchas de mancais, pistões, cilindros, foram obtidas segundo Hemus (1979) e French (1985).



matérias primas e aumento da satisfação de todas as pessoas ligadas ao processo produtivo pelo maior envolvimento com o trabalho realizado.

Tabela 1 - Aplicação da Tecnologia de Grupo.

Área de Projetos	redução no tempo de criação de novos projetos	24% a 75%
	redução de novos projetos ao ano	9.5% a 20%
	redução no número de peças projetadas desnecessariamente	24.4% a 80%
	redução no número de erros de projeto	30% a 50%
	redução do número de projetistas	10%
	redução no tempo de recuperação de projetos existentes	32.5% a 50%
Área de Planejamento de Processos	redução no tempo de elaboração de um novo processo	37.2% a 80%,
	redução de planejadores de processos	27% a 80%
	redução no número de processos	38.5% a 80%
	aumento no número de planos que refletem corretamente o método de manufatura	41.2% a 90%

Pode-se ainda otimizar o setor de planejamento e controle da produção através da redução do tempo de transporte, identificação das máquinas subutilizadas, identificação das máquinas gargalo, uso de máquinas universais e controle numérico e pela utilização do *layout* celular. Nos setores de controle de qualidade e projeto de ferramentas pode-se reduzir o tempo de inspeção através da implantação de rotinas de inspeção e o número de ferramentas e fixadores através da padronização destes elementos, Rembold (1985).

Pode-se citar como desvantagem desta filosofia a necessidade de mão-de-obra mais especializada. No *layout* em grupo, o operário deve comandar o manejo de mais de uma máquina CNC, exigindo um maior nível de conhecimento técnico e habilidade do mesmo.

Um problema que pode ocorrer dentro das células de fabricação é a má utilização de alguns equipamentos. Outro aspecto desfavorável é o custo de projeto e fabricação de dispositivos e ferramentas de grupo serem mais elevados, podendo onerar o custo final de produção de maneira significativa.

Finalmente, uma mudança de estrutura organizacional se faz necessária para realizar a nova forma de produção. Porém, as resistências à nova estrutura e a ausência do apoio necessário às transformações por parte dos administradores de nível médio podem obstruir e inviabilizar a implantação da Tecnologia de Grupo.

Neste trabalho é apresentado a Tecnologia de Grupo, mostrando sua contribuição em projetos de novas peças e a recuperação de projetos já executados, evitando-se reprojeto.

## 2. SISTEMA DE CLASSIFICAÇÃO E CODIFICAÇÃO

O "Sistema de Classificação e Codificação" foi elaborado respeitando as etapas de elaboração dos sistemas de classificação enumerados por Hyde (1981).

A implementação do módulo é feita com base na classificação citada no item 3. A figura 1 mostra a estrutura da "Cadeia Numérica de Codificação" proposta.

Os dígitos de 1 a 6 correspondem ao "Código de Família". Recebem esse nome por serem responsáveis pela formação das famílias de peças efetuada pelo Sistema de Classificação e Codificação.

Os dígitos de 7 a 11 correspondem à parte da cadeia de codificação designada de "Código Complementar". Recebem esse nome por complementarem as informações geométricas contidas no "Código de Família".

Freitas (1994) apresenta um trabalho mais detalhado da Cadeia Numérica de Codificação.

# TECNOLOGIA DE GRUPO - UMA APLICAÇÃO EM PROJETO DE ENGRENAGENS AUXILIADO POR COMPUTADOR

**Jorge Nei Brito**

**Paulo Henrique Fialho de Freitas**

FUNREI - Fundação de Ensino Superior de São João del Rei, Praça Frei Orlando 170, Departamento de Mecânica, 36307-352, São João del Rei, MG, Brasil. brito@gelnet.com.br

## Resumo

A Tecnologia de Grupo é uma filosofia de fabricação que busca identificar peças e produtos semelhantes na sua forma e ou processo. Através do seu uso é possível agrupá-los visando obter os benefícios desta similaridade tanto nas atividades de projeto quanto nas de manufatura. Neste trabalho é apresentado os princípios da Tecnologia de Grupo e sua aplicação ao projeto de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos, utilizando-se o programa *ENGRENA*.

**Palavras Chaves:** Tecnologia de Grupo, CAD, Engrenagens, *ENGRENA*.

## 1. INTRODUÇÃO

A Tecnologia de Grupo é uma filosofia de fabricação que busca identificar peças e produtos semelhantes na sua forma e ou processo de fabricação para agrupá-los em famílias de peças visando obter os benefícios desta similaridade tanto nas atividades de projeto quanto nas de manufatura, Groover (1984).

Para cada família de peças, o processamento de fabricação de cada membro é semelhante, utilizando as mesmas máquinas, as mesmas ferramentas, os mesmos dispositivos de fixação, a mesma metodologia de inspeção, enfim os mesmos procedimentos, Burbidge (1975). A aplicação da Tecnologia de Grupo nas atividades de projeto permite a recuperação e reutilização das informações contidas nos desenhos de uma família de peças para utilização no projeto de uma nova peça ou produto, através de pequenas alterações ou mesmo podendo utilizá-la sem alterações.

A agilização deste processo de recuperação de informações é feita através da utilização de um Sistema de Classificação e Codificação (SCC) que organiza as características de projeto tais como: forma externa, dimensões, materiais, máquinas, dispositivos necessários à fabricação, ferramentas para corte e outras necessárias ou disponíveis, em conjunto ou separadamente, dependendo da sua aplicação específica.

Em uma empresa típica, cuja produção de um novo produto ou peça custa entre US\$ 1,300.00 e 12,000.00, e que produz em média 2000 novos produtos ao ano, uma redução de apenas 10% no projeto de novas peças, através da utilização das já existentes, permite uma economia de US\$ 2,400,000. 00 ao ano, Hyer (1984).

Na Tabela 1 tem-se um resumo do trabalho de Hyer e Wemmerlöv (1988) sobre a aplicação da Tecnologia de Grupo na indústria americana.

Essa otimização é fruto da redução do número de peças semelhantes, eliminação de peças duplicadas, redução no tempo de projeto e desenho, facilidade de recuperação das informações.

Na área de compras, uma das empresas relatou que economizou US\$ 50,000.00 num ano, e outras três empresas relataram que economizaram 10% do total de custos com essa atividade, Hyer (1989). Essa economia de recursos foi obtida pela redução da gama de peças e materiais em bruto, melhoria da tomada de decisão entre comprar ou fazer, padronização de

## DETERMINAÇÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA: COMPARAÇÃO ENTRE ENSAIOS EXPERIMENTAIS E SIMULAÇÕES ESTATÍSTICAS

**Ernani Sales Palma**

PUC.Minas, Dep. Eng. Mec., Belo Horizonte, MG, Brasil. E-Mail: palma@pucminas.br

**Tanius Rodrigues Mansur**

**João Mário Andrade Pinto**

CNEN/CDTN, B. Horizonte, MG, Brasil. E-Mail: tanius@urano.cdtm.br, jmap@urano.cdtm.br

**Enrico A. Colosimo**

**Bruno Ramos Netto**

UFMG, Dep. Estatística, B.H., MG, Brasil. E-Mail: enrico@est.ufmg.br, bruno@est.ufmg.br

### Resumo

A resistência à fadiga de um aço foi determinada experimentalmente e através da utilização de simulações numéricas. A simulação foi baseada em parâmetros de distribuição de vida, considerando-se um modelo Log-normal. Os resultados experimentais obtidos são bastante próximos daqueles obtidos através da simulação.

**Palavras chaves:** Fadiga, Simulação, Resistência à fadiga, Dano por fadiga

### 1. INTRODUÇÃO

Existem vários tipos distintos de métodos experimentais para determinação de propriedades mecânicas de componentes mecânicos sujeitos a esforços cíclicos [Collins, 1993, Bannantine et al, 1990]. A seleção de um ou outro método depende do objetivo que se quer atingir. Pode-se por exemplo determinar a distribuição de vida para um nível constante de tensão alternada e/ou a distribuição de resistência para uma vida constante. Dentre estas propriedades e/ou parâmetros, o limite de resistência à fadiga ( $S_e$ ) é uma das informações essenciais para o dimensionamento correto de elementos de máquinas [Fatemi and Yang, 1998].

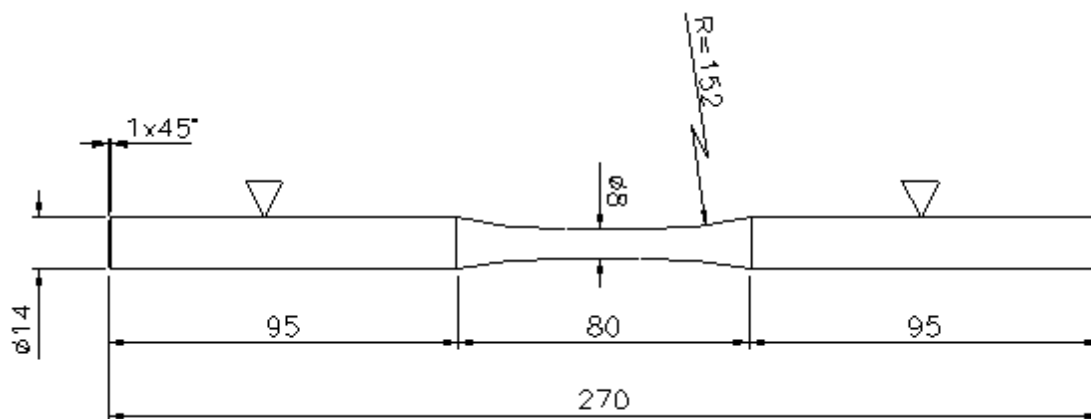
Um dos ensaios experimentais mais utilizado para a determinação do valor médio do limite de resistência à fadiga de um componente mecânico e sua dispersão é o método do "*Up-and-Down*" ou "*staircase*" [Collins, 1993]. Neste método, um grupo de no mínimo 15 corpos-de-provas é selecionado para determinar o limite de resistência à fadiga para uma vida pré-determinada. O primeiro corpo-de-prova é ensaiado com uma tensão superior à resistência esperada, até que ele falhe ou atinja a vida pré-determinada (aqui chamado de censura). Se o corpo-de-prova falhar antes de se atingir a vida de interesse, a tensão é diminuída de um gradiente pré-selecionado e o segundo corpo-de-prova é ensaiado nesta nova tensão. Caso

contrário, ou seja, se o corpo-de-prova atinge a vida de interesse sem ocorrência de falha (censura), a tensão é elevada do gradiente pré-selecionado e o segundo corpo-de-prova é ensaiado nesta nova e mais elevada tensão. Os ensaios seguintes seguem esta metodologia, onde cada corpo-de-prova é submetido a tensões inferiores ou superiores ao seu predecessor, conforme tenha havido ou não a falha.

Devido ao tempo necessário e aos custos envolvidos, tem-se procurado cada vez mais realizar simulações numéricas que consigam oferecer resultados próximos aos obtidos experimentalmente, aumentando sua confiabilidade. Além disto, estas simulações têm a função de reduzir custos, já que os tempos e equipamentos necessários para sua realização são menores que aqueles necessários aos ensaios experimentais. Assim, o objetivo deste artigo é mostrar uma comparação entre os resultados do limite de resistência à fadiga obtidos experimentalmente e através de simulação de um aço de larga utilização em construção mecânica.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado na fabricação dos corpos-de-prova foi o aço ASTM 8620, com  $\sigma_{0,2} = 370$  MPa e limite de resistência à tração  $\sigma_R = 432$  MPa. Os corpos-de-prova, cujo desenho esquemático está mostrado na figura 1, foram fabricados com rugosidade superficial  $R_A = 0,020 \pm 0,005$   $\mu\text{m}$ .



**Figura 1.** Corpos-de-Prova e respectivas dimensões (em mm)

Os ensaios de fadiga foram realizados em uma máquina de fadiga por flexo-rotação com uma rotação de 3500 rpm e tensão média nula todos os ensaios foram realizados à temperatura ambiente (24°C).

### 2.1 Ensaio experimental de "up-and-down"

O procedimento para este ensaio está detalhado em [Collins, 1993]:

1. Estimar o limite de resistência à fadiga  $S_e$ .
2. Estimar o gradiente ( $d$ ) para se elevar ou diminuir as tensões.
3. O primeiro ensaio deve ser realizado com uma tensão inicial superior ao  $S_e$ . Os ensaios posteriores devem seguir o esquema explicado anteriormente, até que se atinja 15 ou mais corpos-de-provas.
4. Após o término dos ensaios, deve-se determinar o número do evento menos freqüente ( $N$ ): se a falha ou censura.

O limite de resistência à fadiga  $S_e$  pode ser determinado pela Equação (1).

$$S_e = S_o + d \left[ \frac{A}{N} \pm \frac{1}{2} \right] \quad (1)$$

onde  $S_o$  é o valor da menor tensão onde o evento menos freqüente ocorreu,  $d$  é o gradiente de de tensões,  $N$  é o número total do evento menos freqüente e  $A$  é um parâmetro definido em [Collins, 1993]. O sinal (+) na equação (1) é usado quando o evento menos freqüente é a censura e o sinal (-) na equação (1) é usado quando o evento menos freqüente é a falha.

O desvio padrão experimental ( $S$ ) pode ser estimado através das equações 2a e 2b.

$$S = 1,62d \left[ \frac{NB - A^2}{N^2} + 0,29 \right] \quad \text{se} \quad \frac{NB - A^2}{N^2} \geq 0,3 \quad (2a)$$

$$S = 0,53d \quad \text{se} \quad \frac{NB - A^2}{N^2} < 0,3 \quad (2b)$$

onde  $B$  é um parâmetro definido em [Collins, 1993].

## 2.2 Simulação numérica do ensaio "Up-and-Down"

A simulação numérica dos ensaios "Up-and-Down" foram realizadas utilizando-se os resultados obtidos na determinação das curvas S-N-P. Baseando-se nestes dados e levando-se em consideração que a vida infinita corresponde a  $2 \times 10^6$  ciclos (aqui designado de censura), utilizou-se o programa MINITAB 12, em teste de vida acelerada, para determinar os parâmetros da distribuição log-normal e para verificar se esta distribuição representa adequadamente os resultados obtidos. Para modelar matematicamente a distribuição de vida, aplicou-se um modelo de regressão nos dados experimentais conforme mostra a equação (3) [Freitas e Colosimo, 1997]:

$$Y = \ln(T) = \beta_0 + \beta_1 x + \Gamma \varepsilon \quad (3)$$

onde  $T$  representa o tempo de falha  $\beta_0 = \ln(A)$  e  $\beta_1 = w$ , onde (A) e (w) são parâmetros característicos do tipo de material utilizado, método de ensaio, geometria e fabricação dos corpos-de-prova,  $\Gamma$  é o parâmetro de escala, o qual corresponde ao desvio padrão, constante para todos os níveis de tensão e  $\varepsilon$  tem uma distribuição que independente da variável  $x$ .

A Eq. (3) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Y = \mu(x) + \Gamma \varepsilon \quad (4)$$

onde:

$$\mu(x) = \beta_0 + \beta_1 x \quad (5)$$

$\mu(x)$  é o parâmetro de locação da distribuição  $Y$ . Na equação (4)  $x$  representa o nível de tensão para  $\mu$ .

Quando existe censura, ou seja, em ensaios nos quais existem corpos-de-prova que não atingem a falha, o modelo da potência inversa Log-normal é adequado. Pode-se definir a função confiabilidade deste modelo através da equação (6).

$$\phi = \Phi^{-1}[R(t)] = -\frac{\ln(t) - \beta_0 - \beta_1 x}{\Gamma} \quad (6)$$

A partir da função de confiabilidade pode-se calcular o valor de  $(x)$  através da equação (7).

$$x = \frac{1}{\beta_1} [\Phi^{-1}\Gamma + \ln(t) - \beta_0] \quad (7)$$

Os parâmetros  $\beta_0$ ,  $\beta_1$  e  $\Gamma$  devem ser calculados usando-se as equações (3) a (5) e  $t = 2 \times 10^6$ . O parâmetro  $\Phi^{-1}$  é obtido em tabelas de distribuição normal [Freitas e Colosimo, 1997].

Foram selecionados três níveis de  $(x)$  para simular o "Up-and-Down", correspondendo aos níveis de confiabilidade de 10%, 50% e 90%.

### 3. RESULTADOS

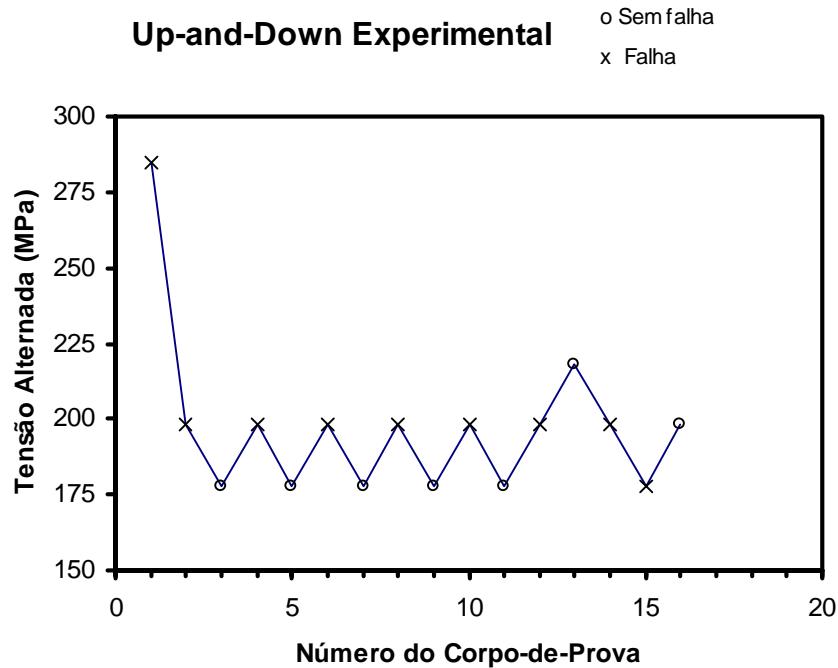
Para servir de base aos ensaios experimentais, o limite de resistência à fadiga foi calculado inicialmente de maneira empírica. Sabe-se que  $S_e$  pode ser determinado a partir do limite de resistência à tração dos aços [Bannantine, 1990], considerando-se os fatores de modificação, como mostra a equação (8).

$$S_e = \frac{\sigma_r}{2} C_L C_G C_S C_T C_R \quad (8)$$

onde  $C_L = 1$  para flexão (Fator de carga);  $C_G = 1$  para diâmetro do corpo-de-prova de 8 mm (Fator de tamanho);  $C_S = 0,85$  (Fator de acabamento superficial);  $C_T = 1$  para temperatura ambiente (Fator de temperatura) e  $C_R$  é o fator de correção para confiabilidade.  $C_R = 1$  para 50% de confiabilidade e  $C_R = 0,897$  para 90% de confiabilidade. Utilizando-se estes parâmetros determinou-se que  $S_E = 183,6$  MPa para 50% de confiabilidade e  $S_E = 174,4$  MPa para 90% de confiabilidade.

#### 3.1 Resultados experimentais

A figura 2 mostra os resultados dos ensaios experimentais de "Up-and-Down". O ensaio foi iniciado com uma tensão igual a 285 MPa, bastante superior ao limite de resistência à fadiga esperado. O gradiente foi estimado em  $d$  igual a 20 MPa. Utilizando-se as equações (1), (2a) e (2b), cuja seqüência detalhada de cálculos está mostrado em [Collins, 1993] obteve-se o valor de  $S_e = 194 \pm 5$  MPa para uma confiabilidade de 50%.



**Figura 2.** Ensaio experimental de "Up-and-Down"

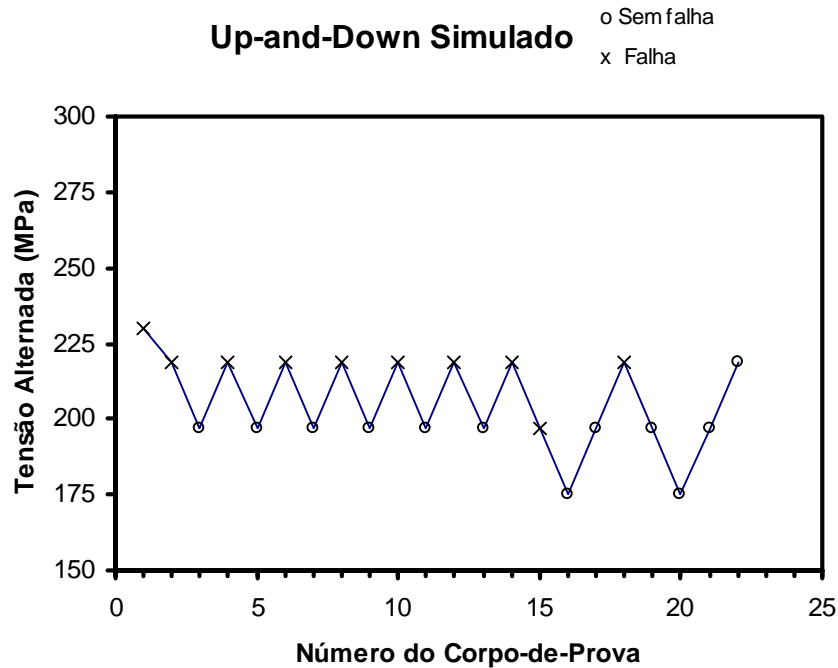
### 3.2 Resultados da simulação

Baseando-se na distribuição de vida obtida experimentalmente nas curvas S-N-P, onde foram selecionados os valores correspondentes à confiabilidades de 10, 50 e 90%, foram calculados os parâmetros da distribuição log-normal. A tabela 1 mostra os valores obtidos.

**Tabela 1.** Parâmetros de simulação "Up-and-Down"

Valor (%)	$\Phi^{-1}$	$x$ (MPa)	$\mu(x)$	$\Gamma$
10	-1,28	219	13,4443	0,8817
50	0,00	197	14,5638	0,8817
90	1,28	175	15,6833	0,8817

Para iniciar a simulação do "Up-and-Down" foi selecionado uma tensão inicial igual a 230 MPa. Utilizando-se as equações (3) a (7) obteve-se os seguintes parâmetros da distribuição log-normal para este valor de tensão:  $\mu(x) = 12,8845$  e  $\Gamma = 0,8817$ . Através da utilização do "software" MINITAB 12 foram realizadas 5 simulações dos ensaios "Up-and-Down". A figura 3 mostra o resultado de uma destas simulações. Nesta simulação foi encontrado um valor de  $S_e = 205 \pm 8$  MPa para 50% de confiabilidade.



**Figura 3.** Simulação do ensaio "Up-and-Down"

A tabela 2 mostra os resultados de todas as cinco simulações realizadas. Encontrou-se um valor médio de  $S_e = 197 \pm 9$  MPa, o qual foi determinado usando-se a mesma metodologia do item anterior.

**Tabela 2.** Resultados das simulações realizadas

Simulação	1	2	3	4	5
$S_e$ (MPa)	$193 \pm 9$	$205 \pm 12$	$198 \pm 9$	$205 \pm 8$	$186 \pm 9$

#### 4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A tabela 3 mostra uma comparação dos resultados obtidos para o Limite de Resistência à fadiga, com 50% de confiabilidade, para as três maneiras distintas de determiná-los. Observa-se que os valores obtidos experimentalmente são bastante próximos daqueles obtidos através da simulação numérica. O valor da resistência à fadiga obtido empiricamente apresenta valores abaixo dos demais. Isto é explicado pelo fato de se utilizar fatores de correção aproximados e geralmente super dimensionados.

**Tabela 3.** Comparação entre os valores de  $S_e$

Método	Empírico	Experimental	Simulação
$S_e$ (MPa)	183,6	$194,5 \pm 5$	$197,9 \pm 9$

Deve ser ressaltado que esta simulação tem como objetivo apenas de otimizar os ensaios experimentais de determinação do limite de resistência à fadiga. Para que a simulação seja



eficiente, os seus parâmetros de distribuição devem ser calculados a partir de dados experimentais de curvas S-N-P. Estas curvas, em conjunto com a simulação, têm condições de fornecer os limites de resistência à fadiga para qualquer vida de interesse prático, com economia de tempo e de corpos-de-prova.

## **5. CONCLUSÕES**

Os resultados mostram que pode-se obter ótimos resultados, quando se utiliza a simulação numérica dos ensaios "*Up-and-Down*", para a determinação do limite de resistência à fadiga de aços. Para que esta simulação seja eficiente, entretanto, é necessário que existam dados experimentais preliminares de distribuição da vida para a determinação da função distribuição.

## **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Bannantine, J.A. et al, 1990 "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis:", Ed. Prentice Hall, New Jersey, USA.
- Collins, J.A., 1993, "Failure of Materials in Mechanical Design", Ed. John Wiley & sons, New York, USA, pp. 383-388.
- Fatemi, A. and Yang, L., 1998, Cumulative Fatigue Damage and Life Prediction Theories: A survey of the State of the Art for homogeneous Materials", Int. J. of Fatigue, Vol. 20, N° 1, pp. 9-34.
- Freitas, M.A. e Colosimo, E.A., 1997, "Confiabilidade: Análise de Tempo de Falha e Testes de vida Acelerados", Ed. Fundação Christiano Ottoni, pp 177-226.

# OTIMIZAÇÃO DO CÁLCULO DE VARIÁVEIS NO PROCESSO MIG PULSADO

**Louriel Oliveira Vilarinho**

**Sezimária F. P. Saramago**

**Paulo S. S. Bálsamo**

**Américo Scotti**

Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil, E-mail: *saramago@ufu.br*

## Resumo

O objetivo deste trabalho é validar o algoritmo de seleção de variáveis do processo pulsado, proposto por Bálsamo et al (1999). Para esta finalidade, os resultados obtidos pelo mesmo são comparados com os calculados através de um programa de otimização seqüencial utilizando o pacote comercial DOT. Assim, implementou-se as equações propostas por Bálsamo em linguagem Fortran, simulando, através de um Projeto Fatorial Completo, algumas possibilidades: o tipo de eletrodo (alumínio ou aço inoxidável), a forma de onda retangular ou trapezoidal para a corrente e alguns métodos de otimização seqüenciais. Os resultados foram obtidos através da minimização de uma função objetivo que relaciona o diâmetro da gota com o diâmetro do eletrodo, trabalhando com as variáveis de projeto: corrente de base, tempo de base, diâmetro da gota e velocidade de alimentação. O programa desenvolvido por Bálsamo et al (1999) é uma nova concepção para comando sinérgico baseada em modelos não lineares. Para efeitos práticos, representa uma importante contribuição, uma vez que possibilita o controle em tempo real de uma fonte de soldagem. Desta forma, justifica-se a necessidade de validação do processo através da utilização de métodos clássicos de otimização.

**Palavras-chave:** Otimização, Soldagem, MIG Pulsado, Comando Sinérgico

## 1. INTRODUÇÃO

O processo MIG pulsado vem ganhando cada vez mais espaço dentro da soldagem MIG/MAG, por superar suas limitações quanto ao controle da transferência metálica (Nixon & Norrish, 1988). Entretanto, juntamente com as vantagens deste processo, vieram também as dificuldades no ajuste de suas variáveis. A correta seleção destas variáveis deve respeitar duas premissas importantes. A primeira premissa deve-se ao fato da estabilidade do arco demandar uma única gota se transferindo ao fim de cada pulso, também conhecida como UGPP (uma gota por pulso). A outra premissa, correntemente citada na literatura (Rajasekaran et al, 1998 e Nixon & Norrish, 1988), refere-se à necessidade da gota possuir o diâmetro igual ao do eletrodo. Entretanto, para outros autores (Subramaniam et al, 1998 e Alcan, 1993), o diâmetro da gota, representado por seu volume, pode variar dentro de uma determinada faixa. Deve-se tomar cuidado apenas para não se ter um diâmetro (volume) muito grande, o que implicaria numa transferência globular ou mesmo num curto-circuito.

Devido à grande complexidade em se ajustar todas as variáveis do processo, que de uma forma geral são interdependentes e que devem respeitar estas duas premissas principais, surgiu o chamado comando sinérgico, como uma metodologia para selecionar as variáveis do processo pulsado. Comando sinérgico é definido em soldagem como *"qualquer sistema*

(malha aberta ou fechada) pelo qual um parâmetro de pulso é modificado de tal forma que uma condição de equilíbrio (UGPP) é mantida sobre uma faixa de velocidade de alimentação do arame (ou níveis de corrente média)” (Nixon & Norrish, 1988).

Os comandos sinérgicos comercialmente utilizados baseiam-se em modelos lineares entre a velocidade de alimentação e a corrente média e na suposição de que os parâmetros de base não influenciam a transferência. A partir de determinadas constantes obtidas experimentalmente, o comando sinérgico calcula, por meio de algoritmos, as variáveis do processo. Entretanto, normalmente, se faz necessário um ajuste fino na velocidade de alimentação, pois como o modelo é simplificado, não se consegue calcular os parâmetros de pulso para conseguir um comprimento de arco desejado. Além de adotar um modelo linear para expressar a relação entre a corrente média e a velocidade de alimentação, os comandos sinérgicos comerciais não levam em conta o formato real da onda de corrente obtida, assumindo um modelo perfeitamente retangular.

Frente à dificuldade de ajuste das variáveis do processo MIG pulsado e das limitações dos comandos sinérgicos comerciais, propõe-se, neste trabalho, otimizar o cálculo (seleção) das variáveis do processo através de modelos mais realistas (não lineares) de forma a se conseguir satisfazer às duas principais premissas do processo, e comparar o resultado final (ótimo obtido) com o resultado obtido pelo algoritmo proposto por Bálamo et al (1999), de forma a validá-lo. Para esta finalidade, os resultados obtidos pelo mesmo são comparados com os calculados através de um programa de otimização seqüencial utilizando o pacote comercial DOT (Vanderplaats, 1984). Assim, implementou-se as equações propostas por Bálamo em linguagem Fortran, simulando, através de um Projeto Fatorial Completo, algumas possibilidades: o tipo de eletrodo (alumínio ou aço inoxidável), a forma de onda retangular ou trapezoidal para a corrente e alguns métodos de otimização seqüenciais. Os resultados foram obtidos através da minimização de uma função objetivo que relaciona o diâmetro da gota com o diâmetro do eletrodo, trabalhando com as variáveis de projeto: corrente de base, tempo de base, diâmetro da gota e velocidade de alimentação. O programa desenvolvido por Bálamo et al (1999) é uma nova concepção para comando sinérgico baseada nos modelos não lineares. Para efeitos práticos, representa uma importante contribuição, uma vez que possibilita o controle em tempo real de uma fonte de soldagem. Desta forma, justifica-se a necessidade de validação do processo através da utilização de métodos clássicos de otimização.

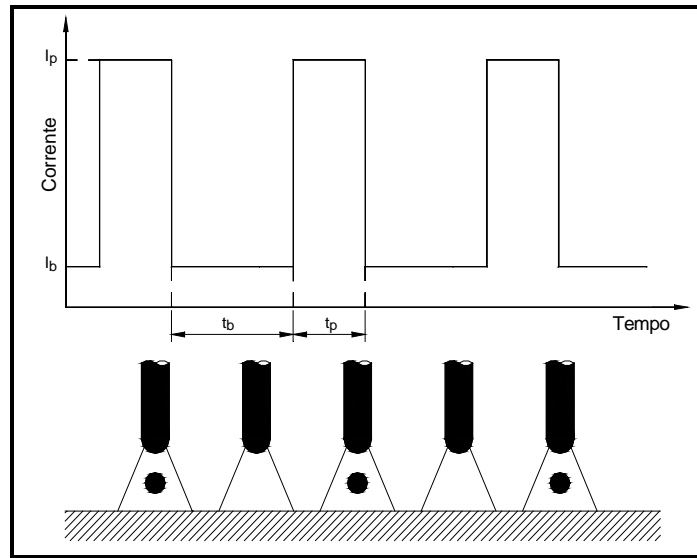
## 2. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

De acordo com a primeira premissa, para a correta seleção das variáveis do processo, a estabilidade do arco demanda uma única gota se transferindo ao fim de cada pulso (UGPP - uma gota por pulso), como mostrado esquematicamente na Figura 1. Nesta figura, também é mostrada a forma de onda da corrente e suas componentes de pico ( $I_p$  e  $t_p$ ) e de base ( $I_b$  e  $t_b$ ), cujo modelo matemático é expresso pelas Equações 1 e 2. Nesta premissa, a transferência deve ocorrer ao fim do pulso independente de  $I_b$  e  $t_b$ , ou seja, ignora-se o efeito dos parâmetros de base, cuja função é manter o arco aceso, promover o aquecimento do eletrodo e promover a limpeza catódica (Nixon & Norrish, 1988), como comprovado por Vilarinho & Scotti (1999).

$$I_m = \frac{I_p t_p + I_b t_b}{T} \quad (1)$$

$$T = t_b + t_p, \quad (2)$$

onde,  $I_m$  é a corrente média [A];  $T$  é o período de pulsação [s];  $I_p$  é a corrente de pico [A];  $t_p$  é o tempo de pico [s];  $I_b$  é a corrente de base [A];  $t_b$  é o tempo de base [s].

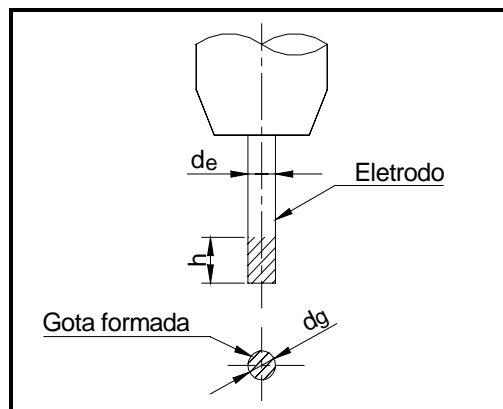


**Figura 1.** Transferência pulsada (Nixon & Norrish, 1988).

O modelo matemático para a segunda premissa, conforme Figura 2, é obtido através da suposição de igualdade entre o volume da gota de metal fundente e da ponta parcialmente fundida do eletrodo:

$$d_g = \sqrt[3]{1,5 (t_p + t_b) d_e^2 V_{alim}} , \quad (3)$$

onde,  $d_g$  é o diâmetro da gota [mm];  $d_e$  é o diâmetro do eletrodo [mm];  $V_{alim}$  é a velocidade de alimentação [mm/s].

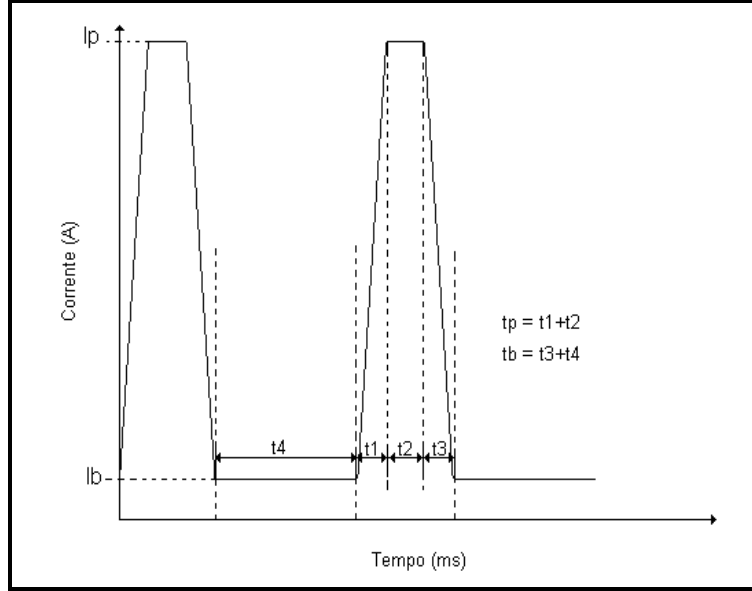


**Figura 2.** Modelo para a relação entre o volume da gota e da ponta fundida do arame.

Os comandos sinérgicos comerciais, além de adotarem um modelo linear para expressar a relação entre a corrente média e a velocidade de alimentação, não levam em conta o formato real da onda de corrente obtida, assumindo um modelo perfeitamente retangular como mostrado na Figura 1. Bálamo et al (1999) demonstraram que o modelo que melhor expressa a forma de onda da corrente é o modelo trapezoidal mostrado na Figura 3. Neste modelo, a corrente média passa a ser representada pela Equação 4.

$$I_m = \frac{\frac{t_1(I_p - I_b)}{2} + t_2(I_p - I_b) + \frac{t_3(I_p - I_b)}{2} + I_b(t_p + t_b)}{(t_p + t_b)}, \quad (4)$$

onde,  $t_1$ ,  $t_2$  e  $t_3$  estão definidos na Figura 3 e valem  $t_1 = 0.05t_p$ ;  $t_2 = t_p - t_1$ ;  $t_3 = t_1$ , como proposto por Bálamo et al (1999).



**Figura 3.** Modelo trapezoidal para a onda de corrente pulsada (Bálamo et al, 1999).

Os principais modelos existentes para representar a relação entre a velocidade de alimentação e a corrente média e que não são lineares estão representados nas Equações 5 e 6, demonstradas por Bálamo et al (1999) e que correspondem, respectivamente, ao formato de onda perfeitamente retangular e trapezoidal.

$$V_{alim\_retangular} = \alpha I_m + \frac{\beta \ell (I_p^2 t_p + I_b^2 t_b)}{(t_p + t_b)}. \quad (5)$$

$$V_{alim\_trapezoidal} = \alpha I_m + \beta \ell \left\{ I_m^2 + \frac{(I_p - I_b)^2 t_p t_b}{(t_p + t_b)^2} - \frac{(I_p - I_b)^3}{3(t_p + t_b) S_1} \right\}, \quad (6)$$

onde,  $I_m$  é a corrente média [A];  $\alpha$  e  $\beta$  são constantes experimentais;  $\ell$  é o comprimento do eletrodo [mm];  $S_1$  é uma constante que depende da dinâmica da fonte [A/s].

### 3. METODOLOGIA E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Para se conseguir a primeira premissa do processo pulsado, basta obter  $I_p$  e  $t_p$  experimentalmente para uma dada condição de UGPP e mantê-los fixos. Para conseguir a segunda premissa, definir-se-á a função objetivo a ser minimizada como mostrado na Equação 7, onde o seu mínimo global é zero, obtido quando o diâmetro da gota for igual ao diâmetro do eletrodo.

$$F = \left( \frac{d_g}{d_e} - 1 \right)^2. \quad (7)$$

A estratégia a ser seguida para o cálculo da função objetivo é mostrada no fluxograma da Figura 4 e baseia-se nos modelos apresentados anteriormente. Neste cálculo, existem quatro restrições laterais. A primeira refere-se ao fato de que  $I_b$  deve possuir um valor mínimo, o que é necessário para manter o arco aceso. Adotou-se 20 A com base em resultados experimentais (Vilarinho & Scotti, 1999). Entretanto, este valor varia em função do material e do diâmetro do eletrodo.  $I_b$  deve, ainda, possuir um valor máximo que é igual a corrente de pico, pois, caso contrário, deixa de ser base e passa a ser pico:

$$20 \leq I_b \leq I_p. \quad (8)$$

O tempo de base deve ser maior que o de pico, de tal forma reduzir ao máximo a energia do processo, mas deve ser inferior a  $30,0 \cdot 10^{-3} s$ , pois acima deste valor pode causar a fadiga visual e mesmo epilepsia em indivíduos susceptíveis (Nixon & Norrish, 1988), assim:

$$t_p \leq t_b \leq 0,030. \quad (9)$$

A velocidade de alimentação deve ser maior que zero, mas menor que 250 mm/s, o que é um valor prático, ou seja:

$$0 \leq V_{alim} \leq 250. \quad (10)$$

O diâmetro da gota deve ser maior que zero e menor que duas vezes o diâmetro do eletrodo. Este valor foi assumido levando-se em conta que o diâmetro da gota deve ser o mais próximo do eletrodo:

$$0 \leq d_g \leq 2 d_e. \quad (11)$$

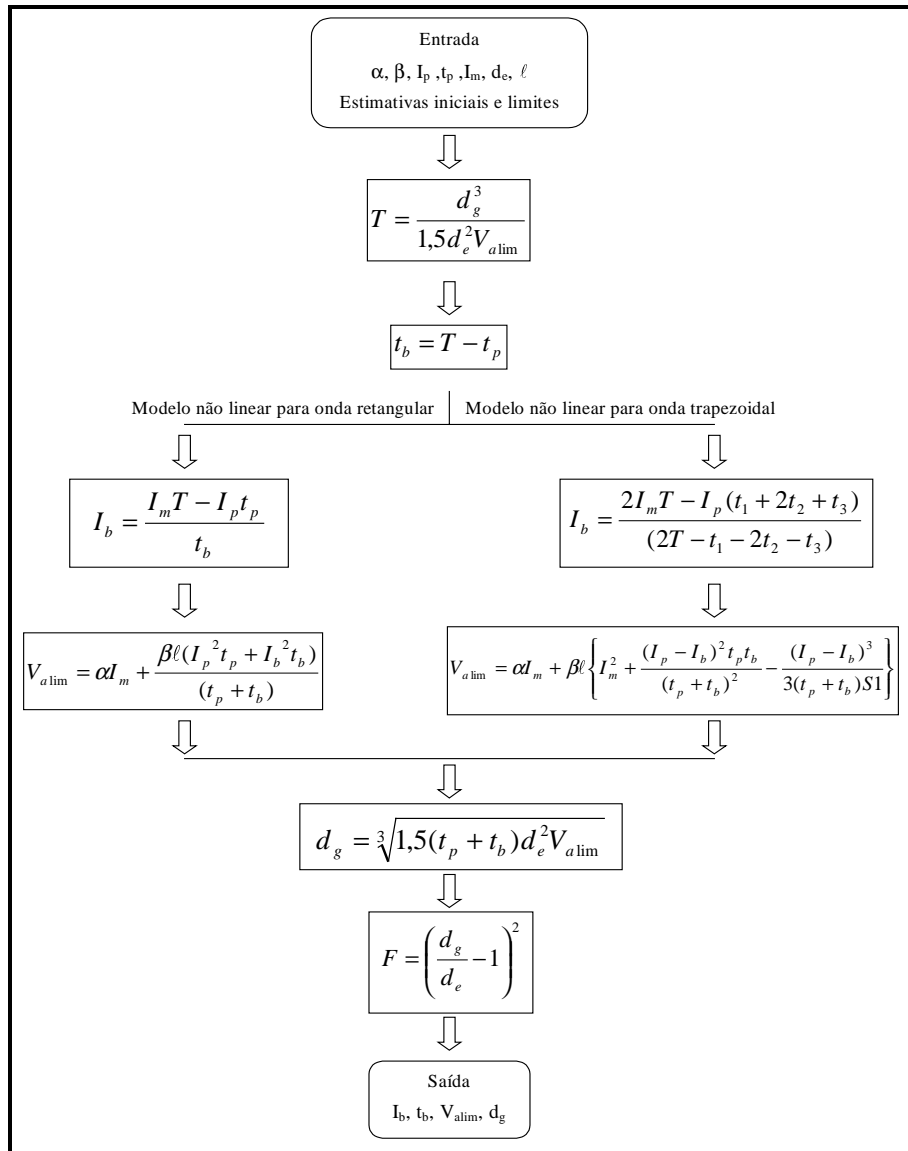
Para assegurar que o valor calculado para a corrente de base ( $I_b$ ) obedeça o mínimo estipulado pela restrição lateral (20 A), inclui-se a seguinte restrição de desigualdade:

$$I_b - 20 \geq 0. \quad (12)$$

Para implementação deste problema, utilizou-se o programa comercial DOT (Vanderplaats, 1984), cuja linguagem é o Fortran. Sendo o vetor das variáveis de projeto definido por  $X = [I_b, t_b, V_{alim}, d_g]$ . A estimativa inicial ( $X^0$ ) foi escolhida por experiência prática e definida como  $X^0 = [50 A ; 0,010 s ; 80 mm/s ; 1,0 mm$  (alumínio) ou  $1,2 mm$  (aço inoxidável)].

O planejamento das simulações a serem executadas foi realizado obedecendo uma matriz de Planejamento Fatorial Completo, considerando-se três variáveis em dois níveis: dois materiais a serem estudados (ER 4043 - 1,0 mm e ER 308LSi - 1,2 mm); dois modelos para a velocidade de alimentação (retangular e trapezoidal); dois métodos de otimização com restrição: um direto (Método das Direções Viáveis - MDV) e um indireto (Método do Multiplicador de Lagrange Aumentado - MMLA).

Utilizando-se estas três variáveis em dois níveis, obteve-se oito simulações computacionais a serem realizadas, como mostrado na Tabela 1.



**Figura 4.** Fluxograma para cálculos das variáveis e da função objetivo.

**Tabela 1.** Simulações propostas.

Simulação	Material	Modelo	Método
1	Alumínio	Retangular	MDV
2			MMLA
3		Trapezoidal	MDV
4			MMLA
5	Aço Inoxidável	Retangular	MDV
6			MMLA
7		Trapezoidal	MDV
8			MMLA

Os dados experimentais de entrada do programa foram obtidos nos trabalhos de Bálamo & Scotti (1999) e Vilarinho & Scotti (1999), sendo mostrados na Tabela 2.

**Tabela 2.** Valores experimentais para implementação do programa.

Material (eletrodo)	$\alpha$ [mm.s <sup>-1</sup> .A <sup>-1</sup> ]	$\beta$ [A <sup>-2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	$\ell$ [mm]	$I_p$ [A]	$t_p$ [10 <sup>-3</sup> s]	$I_m$ <sup>III</sup> [A]	$d_e$ [mm]
Alumínio (ER 4043) <sup>I</sup>	1,11.10 <sup>-4</sup>	2,97.10 <sup>-5</sup>	10	198	2,25	40	1,0
Aço inoxidável (ER 308LSi) <sup>II</sup>	0,3497	7,80.10 <sup>-5</sup>	15	285	5,63	80	1,2

<sup>I</sup> Valores experimentais retirados do trabalho de Vilarinho & Scotti (1999).

<sup>II</sup> Valores experimentais retirados do trabalho de Bálamo & Scotti (1999).

<sup>III</sup> Valores mais críticos para o cálculo das variáveis do processo pelo algoritmo de Bálamo et al (1999).

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos com as oito simulações são mostrados na Tabela 3, onde são apresentados os valores calculados de  $I_b$ ,  $t_b$ ,  $V_{alim}$  e  $d_g$ , bem como o valor final e o número de avaliações da função objetivo. Na última coluna desta tabela é mostrada a corrente média obtida através da utilização da Equação 1.

Em relação a escolha do método de otimização a ser empregado, a princípio, tanto o MDV, quanto o MMLA podem ser utilizados, pois os valores encontrados foram muito próximos e as diferenças obtidas não são possíveis de serem ajustadas manualmente numa fonte de soldagem. Quanto ao número de avaliações da função objetivo, o MMLA necessitou de um menor número de chamadas, o que representa uma grande vantagem para sua utilização. Contudo, pela simulação 8, tem-se que o mínimo obtido não conduz ao valor da corrente média de entrada (80 A). Assim, o Método das Direções Viáveis (MDV) é o que deve ser utilizado para a solução deste problema.

**Tabela 3.** Resultados obtidos a partir das simulações efetuadas.

Simul.	$I_b$ [A]	$t_b$ [10 <sup>-3</sup> s]	$V_{alim}$ [mm/s]	$d_g$ [mm]	Função objetivo	Avaliações da função	$I_m$ [A]
1	19,9976	17,7728	45,8138	1,11225	1,26011E-02	63	40,00
2	20,0000	17,7743	45,8134	1,11230	1,26091E-02	46	40,00
3	19,9977	17,7730	45,7962	1,11211	1,25697E-02	89	40,00
4	20,0000	17,7750	45,7961	1,11215	1,25779E-02	42	40,00
5	19,9974	19,2350	49,8556	1,38863	2,47081E-02	49	80,00
6	20,0000	19,2343	49,8541	1,38865	2,47074E-02	66	80,00
7	20,0003	19,2359	49,5449	1,38575	2,39609E-02	46	80,00
8	20,0000	12,0045	57,9593	1,30211	7,24015E-03	26	104,60

Com relação às diferenças entre os dois modelos apresentados para forma da onda, estas se mostraram muito pequenas. Como o modelo retangular necessita de um menor número de operações matemáticas, o que demanda um menor tempo computacional, este é o que deverá ser empregado. Esta igualdade entre os modelos deve-se às peculiaridades das constantes experimentais envolvidas, já que o eletrodo de alumínio apresenta baixa resistividade elétrica e o eletrodo de aço inoxidável apresenta um diâmetro relativamente grande, o que torna o valor da constante  $\beta$  (Equações 5 e 6) insignificante frente à constante  $\alpha$ . Assim, os dois modelos aproximam-se bastante.

Os valores obtidos a partir das simulações efetuadas foram comparados com os resultados advindos do programa desenvolvido por Bálamo et al (1999), mostrados na Tabela 4, que é



uma nova concepção para comando sinérgico baseada nos modelos não lineares apresentados. Como os valores encontrados foram praticamente os mesmos, as simulações realizadas, num programa comercial como o DOT, serviram para comprovar o programa construído. Para efeitos práticos, o programa de Bálamo et al é o que deve ser utilizado, por possibilitar o controle em tempo real de uma fonte de soldagem.

**Tabela 4.** Resultados obtidos pelo programa de Bálamo et al (1999).

Material	$I_m$ [A]	Modelo	$I_b$ [A]	$t_b$ [ $10^{-3}$ s]	$d_g$ [mm]	$V_{alim}$ [mm/s]
Alumínio ER 4043 - 1,0 mm	40	Retangular	20,000	17,775	1,1123	45,817
		Trapezoidal	20,000	17,775	1,1122	45,800
Aço Inoxidável ER 408LSi - 1,2 mm	80	Retangular	20,000	19,236	1,3886	49,855
		Trapezoidal	20,000	19,236	1,3858	49,545

## 5. CONCLUSÕES

Pelos resultados obtidos neste trabalho, pode-se concluir que o algoritmo proposto por Bálamo et al (1999) é válido para cálculo das variáveis do processo MIG pulsado. Além disso, o modelo retangular para a forma da onda é o que deve ser utilizado no lugar do modelo trapezoidal, para os eletrodos estudados. O programa comercial DOT encontrou o ótimo respeitando as restrições impostas e o Método das Direções Viáveis (MDV) é o mais adequado para a aplicação neste tipo de problema. A imposição de uma restrição de desigualdade para a corrente de base mostrou-se eficiente para modelar o problema, fazendo com que as restrições laterais fossem totalmente obedecidas.

O método de otimização seqüencial validou os resultados obtidos através do algoritmo de seleção de variáveis do processo pulsado, proposto por Bálamo et al (1999).

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alcan, 1993, “Manual de Soldagem”, 1ª edição, São Paulo, 133p.
- Balsamo, P.S.S. e Scotti, A., 1999, “Implementação de um Sistema Sinérgico Não Linear na Soldagem de Aço Inoxidável Através do MIG-Pulsado”, III Seminário do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, pp. 205-210.
- Balsamo, P.S.S., Vilarinho, L. O. e Scotti, A., 1999, “Proposta de uma nova Concepção Sinérgica para Soldagem MIG Pulsado de Aço Inoxidável”, VI Seminário Brasileiro do Aço Inoxidável, São Paulo, pp. 135-151.
- Nixon, J.H. e Norrish, J., 1988, “Determination of Pulsed MIG Process Parameters”, Welding and Metal Fabrication, pp. 1-20.
- Rajasekaran, et al, 1998, “Droplet Detachment and Plate Fusion Characteristics in Pulsed Current GMAW”, Welding Journal, June, pp. 254-s-269-s.
- Subramaniam, S. et al, 1998, “Droplet Transfer in Pulsed Gas Metal Arc Welding of Aluminum”, Welding Journal, November, pp. 458s-464s.
- Vanderplaats, G. N., 1984, “Numerical Optimization Techniques for Engineering Design with Applications”, McGraw Hill, 333p.
- Vilarinho, L. O. e Scotti, A., 1999, “Avaliação de Comandos Sinérgicos para a Soldagem MIG Pulsado de Alumínio”, III Seminário do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, pp. 82-87.

# PROJETO DE UMA MÁQUINA E ESTUDO DE MOLDES DE INJEÇÃO DE PÓS METÁLICOS

**Aparecido Carlos Gonçalves**

UNESP - Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica.  
Avenida Brasil, 56, Ilha Solteira, 15.385-000, SP. E-mail: cido@dem.feis.unesp.br

## Resumo

A exigência de materiais de alto desempenho que tem que suportar condições de serviço severas a um custo razoável tem obrigado a metalurgia do pó a se aperfeiçoar constantemente. A mais recente e mais importante inovação na área, é o processo de injeção de pós. Mesmo nos países onde o desenvolvimento deste processo está mais adiantado, ainda estão sendo feitos estudos básicos tais como a influência dos pós em termos de formas, tamanhos, distribuição e asperas na qualidade do produto injetado; a avaliação dos componentes aglutinantes (ácido esteárico, polipropileno, poliestireno, cera de carnaúba, cera de parafina, óleo de amendoim, etc) no processo de injeção e desaglutinação; e a análise das rampas de desaglutinação para determinados V.O.(veículo orgânico). Este artigo trata do projeto de uma injetora a baixa pressão e do estudo de moldes.

**Palavras-chave:** Projeto de Máquinas, Injetoras, Projetos de Moldes.

## 1. INTRODUÇÃO

A metalurgia do pó é uma técnica de processamento usada para consolidar materiais particulados, sejam eles metais e/ou não metais, em formas discretas. Materiais compostos complexos de fases metálicas e não metálicas estão também sendo projetados e fabricados por esta técnica em quantidades cada vez maiores [White (1995)].

Pode-se observar a versatilidade da técnica da metalurgia do pó nas peças fabricadas por este processo em vários segmentos da indústria automobilística, de informática e aeroespacial e em materiais eletro-eletrônicos, eletrodomésticos, máquinas e equipamentos agrícolas e têxteis, ferramentas, etc [Jenkins & Wood (1991)].

Uma das características principais da metalurgia do pó é a ausência de fusão total do material. Para se promover a ligação metálica entre as partículas os pós metálicos são configurados em ferramental apropriado com o posterior aquecimento sob condições controladas à temperaturas abaixo do ponto de fusão do metal base [Jenkins & Wood (1991); White (1995)]. Se for considerada a confecção de um objeto sólido sem fusão através de um material pulverizado, então muitos produtos metálicos das civilizações mais antigas como os implementos de ferro egípcio que datam de pelo menos 3000 A.C., a coluna de Deli na Índia pesando 6,5 toneladas e os artefatos de metais preciosos feitos pelos Incas são tidos como exemplos de aplicação de princípios de metalurgia do pó. Até 1800 não havia nenhuma maneira de se atingir temperaturas altas o suficiente para fundir ferro puro ou materiais com ponto de fusão mais alto, assim, estes produtos provavelmente não foram feitos pela fusão do

metal. Como era possível reduzir núcleos de ferro aquecendo-os com carbono para produzir ferro esponja em pó ou na forma quebradiça e subseqüentemente bater e trabalhar este material na forma desejada, aceita-se como hipótese plausível que estes objetos tenham sido fabricados pelos princípios da metalurgia do pó [White (1995), Hirschhorn (1991)].

A exigência de materiais de alto desempenho que tem que suportar condições de serviço severas a um custo razoável tem obrigado a metalurgia do pó a se aperfeiçoar constantemente [Clapp (1995)]. A mais recente e mais importante inovação na área, é o processo de injeção de pós [Batalha (1991)], [German (1989)] e [Mutsuddy<sup>a</sup>(1989)].

A injeção de pós metálicos é um processo relativamente recente que vem ganhando força e destaque nos EUA, Europa e Japão na fabricação de peças de pequenas dimensões e de formas complexas em substituição a fundição sob pressão e a sinterização convencional [Home (1993)]. Esta tecnologia avançada do processo de metalurgia de pós supera as limitações existentes na conformação de produtos com geometria complexa [Karandikar & Ramakrishnan (1987)]. Esse processo apresenta hoje inúmeras variações que são utilizadas na indústria. Invariavelmente, o processo consiste em misturar os pós e o aglutinador termoplástico, injetar no molde na forma desejada, desaglutinar, sinterizar e fazer operações secundárias opcionais como por exemplo as de usinagem.

O processo é adequado para peças pequenas (até 20mm) com formas complexas, com tolerâncias dimensionais da ordem de 0,3% da dimensão nominal da peça. Com um processamento mais preciso é possível obter peças com 0,1% da tolerância dimensional. [Erickson & Wiech (1984)].

As principais aplicações de produtos metálicos injetados estão relacionadas com os componentes de equipamentos odontológicos, equipamentos de escritórios, instrumentos de laboratórios, circuitos impressos, ferramentas de usinagem, periféricos de computadores, armas de fogo, câmeras fotográficas, dentre outras. [Karandikar & Ramakrishnam (1987), [Barbezat (1991)] e [Mutsuddy<sup>b</sup>(1989)].

Apesar de ter sido iniciado em 1920, é um processo quase que exclusivamente laboratorial devido ao estágio pouco avançado em que se encontra. Mesmo nos países onde o desenvolvimento deste processo está mais adiantado, ainda estão sendo feitos estudos básicos tais como:

- a) influência dos pós em termos de formas, tamanhos, distribuição e asperesas na qualidade do produto injetado;
- b) avaliação dos componentes aglutinantes no processo de injeção e desaglutinação tais como ácido esteárico, polipropileno, poliestireno, cera de carnaúba, cera de parafina, óleo de amendoim, etc;
- c) análise das rampas de desaglutinação para determinados V.O.;
- d) influência da pressão de injeção na peça a verde e no produto final;
- e) avaliação das atmosferas de desaglutinação de oxigênio, nitrogênio e ar atmosférico;
- f) avaliação das atmosferas de sinterização de hidrogênio, amônia, endo gás, exo gás, etc;
- g) efeitos dos resíduos dos aglutinantes na sinterização, nos precipitados, etc.

Menos avançado ainda é o processo de injeção a baixa pressão (0,7MPa) [Peltsman & Peltsman (1984)]. Para poder estudar a técnica à baixa pressão foram projetados e construídos uma injetora e alguns moldes. Este trabalho apresenta a teoria de construção de moldes e injetoras e dá detalhes da injetora construída.

## 2. INJEÇÃO DE PÓS METÁLICOS

### 2.1 Máquinas Injetoras

Quanto a pressão de injeção, basicamente duas classes de injetoras podem ser utilizadas na conformação de massas metálicas: as injetoras de alta pressão e as de baixa pressão.

#### 2.1.1 Injetoras de alta pressão

As injetoras de alta pressão podem ser de êmbolo ou de rosca. Empregam pressões entre 6,9 e 140 MPa, veículos orgânicos com maiores viscosidades e teores entre 15 e 40 % em volume. A Figura 1 ilustra estes dois tipos de injetoras[Mangels (1984)].

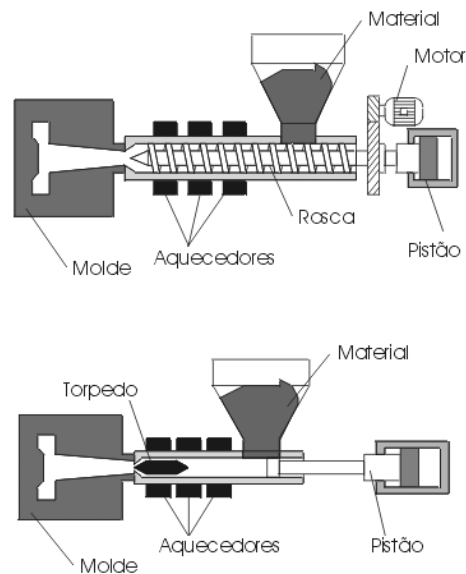


Figura 1 - Tipos de injetora. a) Parafuso, b) Pistão.

As injetoras de rosca apresentam desvantagens com relação ao desgaste da rosca em virtude da natureza abrasiva do metal [Mangels (1984)] porém, conferem a massa metálica grande homogeneidade e, portanto, grande acuracidade às peças injetadas e possibilitam realizar uma rápida limpeza na troca de materiais[Sakai (1992)].

#### 2.1.2 Injetoras de baixa pressão

O processo à baixa pressão supera, em alguns pontos, com vantagens o processo à alta. O uso de misturas metálicas com viscosidade entre 1500 e 4000 cps, com características fluídicas, torna possível a transferência para dentro do molde utilizando-se apenas de ar comprimido com pressões inferiores a 0,8 MPa, dispensando assim o uso de unidades hidráulicas, pistões e fusos.

As principais vantagens do processo de injeção à baixa pressão estão diretamente relacionadas às vantagens da injetora de baixa pressão em relação às de alta pressão. Segundo Peltzman & Peltzman (1984) estas vantagens são:

- baixo gradiente de pressão na peça moldada;
- baixo consumo de energia;
- não necessidade de sistemas hidráulicos complexos;
- baixa dimensão do equipamento;
- baixo custo do equipamento;
- baixo desgaste do molde;
- não adesão da mistura ao molde;

- h) não contaminação da mistura com o desgaste do fuso e/ou pistão;
- i) não separação do polímero do pó metálico.

## 2.2 Técnicas de misturas

Os objetivos da mistura são a cobertura das partículas com o aglutinante, a quebra do aglomerado e a obtenção de distribuições uniformes do aglutinante e do tamanho de partícula na mistura. Como a mistura é pseudoplástica, a viscosidade varia com a tensão de cisalhamento. A seleção de equipamentos de moldagem de pós metálicos é governada pelo sistema de aglutinante, uma vez que sistemas diferentes requerem máquinas e técnicas diferentes de injeção [Peshek (1984)].

Ao se selecionar um misturador, o objetivo principal é a obtenção de uma mistura dispersa. Para um dado sistema há alguns níveis de tensão abaixo do qual nenhuma dispersão ocorre. Quando a tensão de cisalhamento for apenas levemente maior que aquele valor crítico, somente aqueles aglomerados com orientação favorável inicial será disperso e um comportamento similar é observado se o misturador for unidirecional [Mutsuddy<sup>a</sup> (1989)]. No sentido de superar estes problemas, os seguintes aparelhos têm sido aplicados: duplo planetário, parafuso simples, extrusor de pistão, extrusor de duplo parafuso, duplo came e dupla lâmina.

## 3. PROJETO DE MOLDES DE INJEÇÃO

O projeto de um molde de injeção é dependente do tipo da injetora, do produto a ser produzido e da produção requerida. A partir destas condições, os componentes necessários para um molde de injeção variam em número e complexidade.

A parte mais importante do molde de injeção de metais é a cavidade que possui a forma do injetado. Esta cavidade deve possuir dimensões superiores á da peça injetada para compensar a sua retração.

Há duas disposições básicas para moldes de injeção [German (1990)]. A Figura 2 ilustra estas duas disposições sendo que em uma a injeção se dá ao longo do plano de partição do molde e na outra a injeção se dá perpendicularmente ao plano de partição. No primeiro caso é necessário uma maior força de fechamento do molde. O segundo caso é o mais usual na indústria.

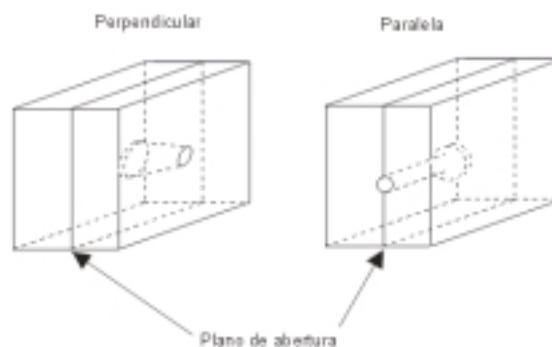
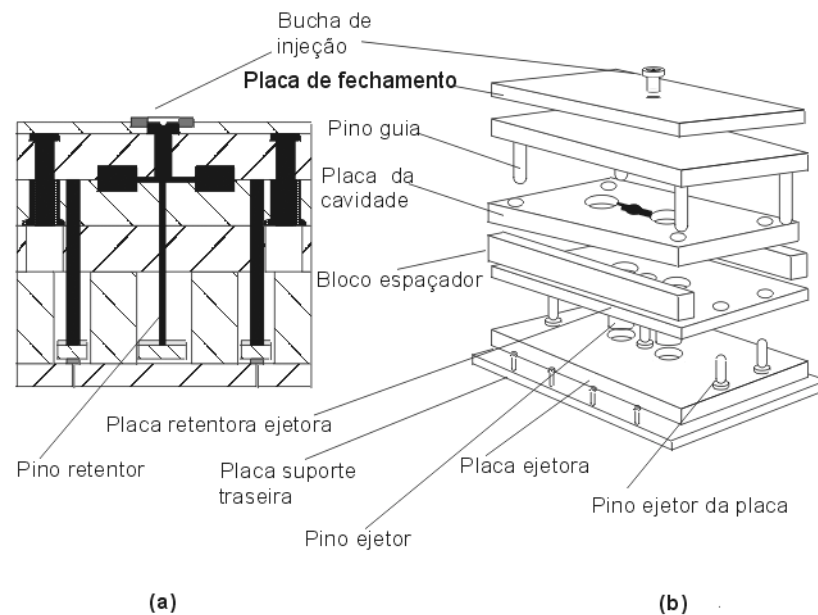


Figura 2 - Disposição da entrada do molde em relação ao plano de partição.

Em torno da cavidade também existem outros componentes a serem considerados tais como os elementos para abertura e fechamento da cavidade, a ejeção do moldado, o alinhamento das sessões do molde, o movimento de insertos, o resfriamento do moldado e outros.

As Figuras 3a e 3b ilustram um molde típico de injeção completo, sendo que em (a) temos uma vista em corte e em (b) uma vista “explodida” [German (1990)].



**Figura 3 - Molde de injeção complexo. a) Vista em corte, b) Vista explodida.**

Devem ser previstos no projeto de moldes as saídas para evitar o aprisionamento de ar, as quais devem ser posicionadas no posto mais alto da cavidade ou nos pontos que são preenchidos por último.

As arestas interiores da cavidade de um molde normalmente devem ser arredondadas para facilitar a fabricação e para auxiliar a ejeção.

O número de cavidades de um molde é função do número de componentes a serem fabricados, da capacidade de alimentação da máquina, do custo de fabricação e da força de travamento disponível.

Um molde de injeção é composto por uma série de elementos e sistemas.

#### **4. PROJETO DA INJETORA DE PÓS METÁLICOS**

Para a realização deste trabalho foi projetada e construída uma injetora de baixa pressão. Na Figura 4 é apresentado um desenho técnico simplificado da injetora construída.

Para melhor compreensão do princípio de funcionamento da injetora esta foi subdividida em cinco unidades principais, a saber: unidade de mistura, unidade pneumática e de vácuo, unidade de aquecimento, unidade elétrica e unidade estrutural. A seguir são apresentadas, individualmente, cada uma destas unidades.

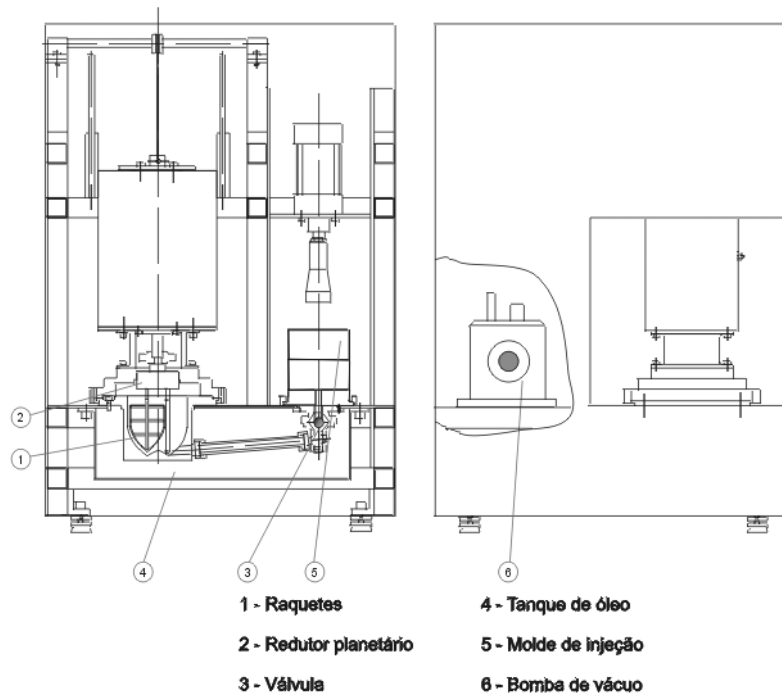


Figura 4 - Desenho da injetora semi-automática

#### 4.1 Unidade de mistura

A unidade de mistura é composta basicamente de um moto redutor com rotação de 30 rpm que aciona um redutor planetário com duas raquetes acopladas girando a 120 rpm e em sentidos opostos uma a outra. O conjunto de redutor planetário mais as raquetes é acondicionado em um vaso com tampa hermética que se fecha por rosqueamento. O vaso suporta pressão de 1,0 MPa a 200 °C e vácuo de 1,3 Pa também a 200 °C. O vaso, as raquetes e a tampa foram confeccionados em aço inox.

#### 4.2 - Unidade pneumática e de vácuo

A unidade pneumática é utilizada para pressurizar o vaso e acionar um pistão para o travamento do molde na posição de injeção e conseqüentemente abrir a válvula de injeção. No processo de mistura é necessário a retirada de ar que fica adsorvido entre os pós. Para que a massa metálica fique livre de bolhas usa-se uma bomba de vácuo no início da mistura e aquecimento. Após o término da mistura pode-se retirar o vácuo e pressurizar o vaso com ar sem que ocorra a penetração deste na massa injetável.

#### 4.3 Unidade de aquecimento

Esta unidade é composta por 1 controlador de temperatura, 2 módulos resistivos e 1 termopar para a verificação do gradiente térmico. O controlador de temperatura e os módulos resistivos ficam imersos em um tanque contendo óleo de silicone para aquecimento do vaso de mistura, da tubulação e da válvula de injeção. O controlador possui faixa de ajuste de 50 a 450 °C. O módulo resistivo é dimensionado para uma potência de 1500 W.

#### 4.4 Unidade elétrica

Além da distribuição de energia, a unidade elétrica é responsável pela proteção elétrica e indicação luminosa das unidades em operação.

#### 4.5 Unidade estrutural

A unidade estrutural refere-se à estrutura da máquina onde são fixados todos os componentes. Esta foi confeccionada em metalon e chapa de aço de 3.2 mm (1/8") . Possui o formato de três "C" interligados. Destes três, dois receberam duas chapas verticais para suportar a força de travamento do pistão de fixação. Uma chapa horizontal suporta o vaso de mistura e o tanque de óleo. A Figura 5 ilustra essa unidade.



Figura 5 - Estrutura da injetora

### 5. CONCLUSÕES

Através da revisão bibliográfica pode-se verificar que o processo de injeção de pós metálicos a baixa pressão ainda é pouco explorado devido à adaptação das técnicas e das injetoras de plásticos ao processo de injeção de pós metálicos a alta pressão. A injetora projetada e construída comportou-se de maneira satisfatória para a injeção das peças e dos corpos de provas.



## 6. AGRADECIMENTOS

Agradeço a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) e à FUNDUNESP (Fundação para o Desenvolvimento da UNESP) pelos recentes incentivos financeiros para a participação em congressos e para publicações.

## 7. REFERÊNCIAS

- Barbezat, G., 1991, "Rational manufacture of components with complicated geometries", Sulzer Technical Review, n.1, p.10-12.
- Batalha, G. F., 1991, "Conformação de peças metálicas pela moldagem de pós por injeção (MPI), técnica e potencialidade" In: Seminário Sobre Metalurgia do Pó", São Paulo, ABM, p.77-97.
- Clapp, D., 1995, "Overview of conventional powder metallurgy processing", Advanced Materials & Process, n.8, pp. 60-61.
- Erickson, A. R., Wiech, Jr., 1984, "Injection moulding", In: American society for metals, Metals Handbook, Powder metallurgy, 9 ed., Metals Park, Ohio, v.7.
- German, R.M., 1989, "Global P/M in United States of America", International Journal of Powder Metallurgy, v.25, n.2, p.153-156.
- German, R.M., 1990, "Powder injection moulding", Metals powder industries federation, New Jersey, Princeton.
- Hirschhorn, J., 1991, "Introduction to powder metallurgy", Princeton, N.J, APMI, 341p.
- Home, J. D., 1993, "Powder injection moulding: still waiting in the wings", Materials World, v.1, n.10.
- Jenkins, I., Wood, J.V., 1991, "Selected case studies in powder metallurgy", The institute of metals, 152p.
- Karandikar, D. A., Ramakrishnan, P., 1987, "Injection Moulding of P/M Structural Steels", In: International Conference on Powder Metallurgy and Related High Temperature Materials, Bombay, p.171-178.
- Mangels, J. A., 1994, "Low-Pressure injection moulding", Ceramic Bulletin, American Ceramic Society, v.73, n.5.
- Mutsuddy<sup>a</sup>, B.C., 1989, "Equipment selection for injection molding", Ceramic Bulletin, v.68, n.10, p.1796-1802.
- Mutsuddy<sup>b</sup>, B.C., 1989, "Roles of injection molding in forming shapes from powders", Industrie Ceramique, n.839, p.436-441.
- Peltsman, I., Peltsman, M., 1984, "Low pressure moulding of ceramic materials", Interceram, v.4, p.56.
- Peshek, J.R., 1984, "Machinery for injection moulding of ceramic shapes", IN: Mangels, J. A., Advances in ceramic, v.9, Forming of Ceramics, USA, p.234-238.
- Sakay, T., 1992, "State of the art of injection molding of high-performance ceramics", Advances in Polymer Technology, v.11, n.1, p.53-67.
- White, D.G., 1995, "Powder metallurgy in 1995", Advanced Materials & Process, v.8, p. 49-51.

# METHOD OF RECOVERY SYSTEM VALUES OPTIMIZATION AND ITS APPLICATION

**Victor Koldaev**

**Paulo Moraes Jr.**

Instituto de Aeronáutica e Espaço/Centro Técnico Aeroespacial

12228-904 São José dos Campos, SP, Brasil, E-mail: koldaev@iae.cta.br.

## **Abstract**

The present work deals with the preliminary design features of a high performance ground recovery system for small orbital payloads based on parachutes with an air bag for impact attenuation. The paper shows and discusses the method for determination of system optimum area of the drag parachute, necessity of parachute reefing and optimum sea-level rate of descent which provide the minimum system mass. After this method the parachute construction is characterized by a certain parameter, which takes into account aerodynamic characteristics and main aspects of rational design, such as relative sizes, sections load, strength loss and expenses. The sequences of the system optimum values calculations for the SARA orbital platform are given. Use of this method provides the increase of the system safety and system total mass and volume decrease in comparison with the basic system.

**Keywords:** parachute design, system mass, optimum values.

## **1. INTRODUCTION**

The orbital platform SARA will be used to perform microgravity experiments in space (Moraes, 1998), and its recovery at ground must be safe and soft, in order to protect the payload inside it from high ground impact. Systems based on parachutes with impact attenuator are the most adequate choice, due to its proven reliability and low cost. The development of such a system includes the consideration of determination of parachutes area and mass, drag and stress analysis of the parachutes, flight and impact (crash) simulation, materials selection and testing. A good concept and design leads to maximization of performance and, consequently, to weight minimization of the complete system, that is of great importance for space systems (Deweese, Schultz & Nutt, 1978).

The design of recovery systems makes varied demands on the state-of-the art over a broad range of operational conditions and complexity of performance requirements characteristics of modern aerospace vehicles and research instruments. The recovery system technology has benefited from rapid improvement in the rigor of analytical methods made possible and practical by development of complex and flexible computer programs. While empirical data and full-scale testing are still of major importance to the design process, the facility with which system and component designs can be executed and analyzed, their performance predicted, and test data reduced and evaluated has both speeded the design process and improved depth and quality of results. A number of different parachute design programs are now developed in great detail (Peterson, 1990). When the input of new basic system parameters, comprehensive series of similar designs can be compared with respect to performance, weight, and drag efficiency for a single application.

Development of a design procedure starts with essential design criteria, sizing, staging, performance, opening loads analysis, strength of materials and parachute mass, packing volume, and choice of methods for parameters optimization. Taking system mass as the design criteria, the optimum values of the system parameters are determined by means of equalization to zero of partial derivative of system mass function with respect to the parameter which is optimized.

## 2. RECOVERY SYSTEM MASS DETERMINATION

On the whole the recovery system mass can be presented as the sum of its main parts.

### 2.1 Parachute framework mass

The parachute framework mass can be calculated as a sum of its elements in all sections:

$$m_f = \sum l_i w_i n_i \quad (1)$$

$$l_i = l_i^* S^{1/2} \quad (2)$$

$$w_i = p_i / (g l_{pi}) : \quad (3)$$

where  $l_i$  length of parachute elements, m  
 $n_i$  number of section elements  
 $w_i$  material specific mass, kg/m  
 $l_i^*$  element specific length, dimensionless  
 $S$  parachute canopy area, m<sup>2</sup>  
 $p_i$  section element strength, N  
 $g$  gravity acceleration, m/s<sup>2</sup>  
 $l_{pi}$  material break length, m.

For Nylon cords and ribbons  $l_{pi} = p_i / (g w_i) \approx 30$  km, for Nylon cloth  $l_{pi} \approx 20$  km and for Kevlar materials  $l_{pi} \approx 58$  km with consideration that for Kevlar elements the dynamic load is approximately in 1.5 times more than for Nylon elements (Knacke, 1992).

The number of elements  $n_i$  can be determined from parachute section strength condition:

$$\alpha_i p_i n_i = \eta_i r_i f_s F_x \quad (4)$$

$$F_x = C_k C_D S R_R \rho V_o^2 / 2 \quad (5)$$

$$R_R = (C_D S)_R / (C_D S) \quad (6)$$

where  $\alpha_i$  loss factor due to joint, abrasion, fatigue, water, oil, temperature ( $\alpha_i = 0.6 \div 0.9$ )  
 $f_s$  safety factor ( $f_s = 1.3 \div 2.5$ )  
 $F_x$  maximum parachute force, N  
 $r_i$  section load factor (section load ratio to parachute force), dimensionless  
 $\eta_i$  section strength margin, dimensionless  
 $C_k$  parachute opening force factor, dimensionless  
 $C_D$  parachute nominal drag coefficient, dimensionless  
 $\rho$  air density, kg/m<sup>3</sup>  
 $V_o$  initial parachute velocity, m/s  
 $R_R$  parachute reefing ratio, dimensionless.

Taking (2), (3), (4) and (5) for (1) we have, (Koldaev, 1989):

$$m_f^* = m_f / m_c = R^2(V) K(S) K_m R_R \quad (7)$$

$$R(V) = V_o (2g l_p)^{-1/2} \quad (8)$$

$$K(S) = C_k R_m \quad (9)$$

$$K_m = f_s C_D^{-1/2} \sum l_i^* r_i \eta_i / (\alpha_i l_{pi}^*) \quad (10)$$

$$R_m = \rho (C_D S)^{3/2} / m_c \quad (11)$$

$$l_{pi}^* = l_{pi} / l_p \quad (12)$$

where  $R(V)$  parachute velocity ratio, dimensionless  
 $K(S)$  parachute structure parameter, dimensionless  
 $K_m$  parachute framework mass parameter, dimensionless  
 $R_m$  parachute mass ratio, dimensionless  
 $l_{pi}^*$  relative material break length, dimensionless  
 $l_p$  basic break length ( $l_p = 30000$  m)  
 $m_c$  capsule (platform) mass, kg.

The value  $K(S)$  as approximation functions of  $R_m$  ratio and parachute opening dynamic factor  $C_x$  is shown in Table 1, (Koldaev & Moraes, 1997). Dynamic factor  $C_x$  depends on type and porosity of parachute and is determined as ratio of  $F_{max}$  to medium drag force in infinite mass condition by wind tunnel test. For several parachute types  $C_x = 1.1 \div 1.5$ , (Lobanov, 1975).

**Table 1.** Approximation of parachute structure parameter  $K(S)$

$R_m$ value	$R_m < 10^{-2}$	$10^{-2} < R_m < 1$	$R_m > 1$
Parachute type	Drag parachute	Intermediate parachute	Main parachute
Reefed	$C_x R_m$	$R_m(0.12 + (0.06 - C_x/2) \lg R_m)$	0.12
Non - reefed	$C_x R_m$	$R_m(0.25 + (0.125 - C_x/2) \lg R_m)$	0.25
Des reefed	$C_x R_m$	$R_m(0.6 + (0.3 - C_x/2) \lg R_m)$	0.60

The  $K_m$  parameter from (10) means dimensionless universal parachute quality parameter that takes into account as parachute aerodynamic characteristics as main aspects of rational design and can be used to compare parachutes of different types, areas and purposes of their use.  $K_m$  value for same systems is shown in Table 2. It was determined from (5) and (7) as:

$$K_m = m_f l_p g (C_D S)^{-1/2} / F_x \quad (13)$$

**Table 2.** Parachutes data (Knacke, 1992) and parameters  $K_m$  and  $K_b$

$m_c$ (kg)	$m_p$ (kg)	$m_f$ (kg)	$C_D S$ (m <sup>2</sup> )	$V_o$ (m/s)	$V_e$ (m/s)	$C_k$	$K_m$	$K_b$
50	2.5	1.4	18	120	6.7	0.13	9.2	0.66
150	6.8	5.0	28	120	9.1	0.21	10	0.40
300	13.2	9.7	56	120	9.15	0.15	9.6	0.46
500	21.0	14.9	95	120	9.15	0.11	9.4	0.50

## 2.2 Air bag mass

The air bag casing mass we can calculate after the following formulas (Koldaev & Moraes, 1998):

$$m_a = w_a S_a = w_a H_b 2\pi R_c = w_a H_b (S_c \pi)^{1/2} \quad (14)$$

$$m_c V_e^2 / 2 + m_c g H_b = \eta_a G m_c g H_b \quad (15)$$

$$T_a = f_{sa} R_c P_{\max} = f_{sa} (S_c / \pi)^{1/2} G m_c g / S_c = w_a G l_a \quad (16)$$

where  $w_a$  specific cloth mass,  $\text{kg/m}^2$   
 $S_a$  area of air bag casing,  $\text{m}^2$   
 $S_c$  capsule dome area,  $\text{m}^2$   
 $H_b$  required height of air bag, m  
 $V_e$  system rate of descent at impact initial moment, m/s  
 $\eta_a$  efficiency of air bag, dimensionless ( $\eta_a \approx 0.65$ , Knacke, 1992)  
 $T_a$  stress tension for cylindrical air bag, N/m  
 $G$  capsule maximum acceleration, g  
 $P_{\max}$  air bag maximum pressure, Pa  
 $l_a$  break length of air bag casing cloth, m.

Taking  $H_b$  from (15) and  $w_a$  from (16) for (14) we have:

$$m_a^* = m_a / m_c = V_e^2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)) \quad (17)$$

## 2.3 Total mass of recovery system

$$m_s^* = (\sum (R_j^2(V) K_j(S) K_{mj} R_{Rj} + S_j w_{cj} / m_c) + N_R m_R + V_e^2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)))(1 + K_b) \quad (18)$$

where  $m_s^*$  recovery system mass ratio to capsule mass, dimensionless  
 $j$  parachute number (stage)  
 $w_{cj}$  specific mass of parachute canopy cloth,  $\text{kg/m}^2$   
 $N_R$  number of reefed parachutes  
 $m_R$  mass of each complete set of reefing equipment, kg  
 $K_b$  relative mass of binding and packing equipment, dimensionless.

Mass of each complete set of reefing equipment lies in the interval  $m_R = 0.1 \div 0.4$  kg and depends on the type of pyrotechnic knife and parachute opening force.

Binding equipment includes pieces for putting the parachutes and air bag into action, risers for joining system components and other furniture. Packing equipment includes parachutes bags, swivels, system container. According to statistic data, relative total mass of binding and packing equipment to system mass lies in the value  $K_b = 0.4 \div 1.0$  (depends on the type of system composition). Value of  $K_b$  for some recovery systems is shown in the Table 2. Calculated system mass versus rate  $V_e$  is shown in the Figure 1.

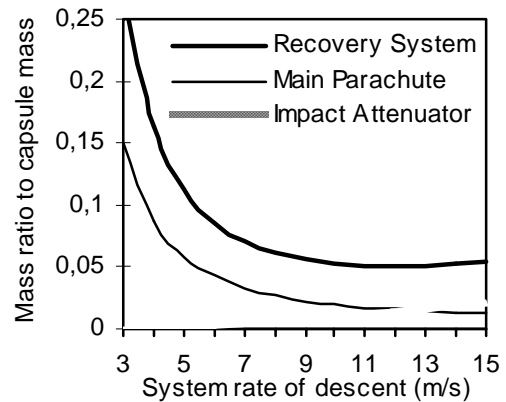


Figure 1. Components mass of SARA recovery system

### 3. OPTIMIZATION OF SYSTEM VALUES

Settled (critical) rate of system descent depends on parachute and capsule drag area sum, is equal to initial velocity of the next stage and may be calculated from force equilibrium as:

$$m_c g = ((C_D S)_j + C_c S_c) \rho_{j+1} V_{crj}^2 / 2 \quad (19)$$

$$V_{crj}^2 = V_{oj+1}^2 = 2 m_c g / (\rho_{j+1} ((C_D S)_j + C_c S_c)) \quad (20)$$

where  $j$  index of the first (drag) parachute  
 $j+1$  index of the next (main) parachute  
 $V_{crj}$  settled (critical) rate of descent, m/s.

Hence, taking (20) for (8) we can write:

$$R_{j+1}^2(V) = m_c / (\rho_{j+1} l_{pj+1} ((C_D S)_j + C_c S_c)) \quad (21)$$

#### 3.1 Optimum area of drag parachute

Having taken the system total mass  $m_s$  from (18) as the optimization criteria we can determine optimum  $X_{opt}$  value of the system which guarantees  $m_{smin}$ . Then  $X_{opt}$  is the root of the equation:

$$dm_s^* / dX = 0 \quad (22)$$

When the area of the main parachute is given we can write :

$$m_s^* = \Sigma R_j^2(V) K_j(S) K_{mj} R_{Rj} + const \quad (23)$$

Taking (11), (21) and (23) for non-reefed drag and main parachutes from (18) we have:

$$m_s^* = R_j^2(V) K_{mj} C_{kj} \rho_j (C_D S)_j^{3/2} / m_c + K_{j+1}(S) K_{mj+1} m_c / (\rho_{j+1} l_{pj+1} ((C_D S)_j + C_c S_c)) + const \quad (24)$$

Let us take for the first step of drag area  $(C_D S)_j$  optimization the value of  $C_{kj} = C_{xj}$  as for drag parachute and  $(C_D S)_j \gg C_c S_c$  as for a relative small capsule. Then from (22) and (24):

$$dm_s^* / d(C_D S)_j = 3 C_{xj} K_{mj} R_j^2(V) \rho_{j+1} (C_D S)_j^{1/2} / 2 m_c - K_{mj+1} K_{j+1}(S) m_c / (\rho_{j+1} l_{pj+1} (C_D S)_j) \quad (25)$$

$$(C_D S)_{jopt1} = ((2 (K_{mj+1} / K_{mj}) m_c K_{j+1}(S)) / (3 C_{xj} \rho_j R_j^2(V) \rho_{j+1} l_{pj+1}))^{2/5} \quad (26)$$

If  $K_{mj} = K_{mj+1}$ ,  $l_{pj} = l_{pj+1}$  and  $K_{j+1}(S) = 0.25$  (for main parachute, see Table 1) we have:

$$(C_D S)_{jopt1} = (m_c^2 g / (3 C_{xj} \rho_j V_o^2 \rho_{j+1}))^{2/5} \quad (27)$$

For the second step of drag area optimization we can determine  $C_{kj+1} = f(R_m, C_x)$ . Then:

$$(C_D S)_{jopt2} = (C_D S)_{jopt1} (C_{kj+1} (1 + C_c S_c / (C_D S)_{jopt1}))^{-2/5} \quad (28)$$

#### 3.2 Optimum sea-level rate of system descent

When the drag area of the drag parachute  $(C_D S)_j$  is known we can write from (18):

$$m_s^* = (w_{cj+1} S_{j+1} / m_c + V_e^2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)))(1 + K_b) + const' \quad (29)$$

Taking  $V_e^2 = X$  and area of main parachute  $S_{j+1}$  from (19) if  $(C_D S)_{j+1} \gg C_c S_c$  we have:

$$S_{j+1} = 2 m_c g / (C_{Dj+1} \rho_o V_e^2) \quad (30)$$

$$m_s^* = (w_{cj+1} 2 g / (C_{Dj+1} \rho_o X) + X f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)))(1+K_b) + \text{const}' \quad (31)$$

Let us define  $V_{eopt}^2 = X_{opt}$  as the root of the equation (22). Then from (31) we have:

$$-2 X^{-2} w_{cj+1} g / (C_{Dj+1} \rho_o) + f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G)) = 0 \quad (32)$$

$$X_{opt} = (w_{cj+1} g / (C_{Dj+1} \rho_o) / (2 f_{sa} / (g l_a (\eta_a - 1/G))))^{1/2} \quad (33)$$

$$V_{eopt} = (w_{cj+1} g^2 l_a (\eta_a - 1/G) / (2 f_{sa} C_{Dj+1} \rho_o))^{1/4} \quad (34)$$

### 3.3 Necessity of parachute reefing

Let us make the convention to evaluate reefing necessity by comparison of the system mass gain with, inevitable for reefing, complication of construction and possible decrease of the reliability of the system. Within this, each non-reefed parachute of the system being developed should have a certain mass increase barrier, the excess of which would mean the reefing necessity. The gain in system mass due to use of the parachute reefing can be calculated as:

$$\Delta m = m_f - m_f^R - m_R \quad (35)$$

where  $\Delta m$  mass gain, kg  
 $m_f$  mass of parachutes framework without reefing, kg  
 $m_f^R$  mass of parachutes framework with reefing, kg  
 $m_R$  mass of reefing equipment, kg.

From (7) the parachute framework masses with and without reefing are:

$$m_f = m_c K_m R^2(V) K(S) = K_m \rho V_o^2 (C_D S)^{3/2} C_k / (2g l_p) \quad (36)$$

$$m_f^R = K_m R^2(V) K^R(S) = K_m \rho V_o^2 (R_R C_D S)^{3/2} C_k^R \quad (37)$$

$$\Delta m = m_f (1 - R_R^{3/2} C_k^R / C_k) - m_R \quad (38)$$

## 4. CALCULATIONS FOR SARA RECOVERY SYSTEM

Let us take the following system parameters and requirements for recovered from orbit SARA capsule (Moraes, 1999):

Capsule mass, $m_c$	215 kg
Capsule drag area, $C_c S_c$	0,4 m <sup>2</sup>
Capsule speed at moment of the system inflation, $V_o$	135 m/s
Air density at altitude of drag parachute inflation, $\rho_6$	0.67 kg/m <sup>3</sup> (H = 6 km)
Air density at altitude of main parachute inflation, $\rho_2$	1.0 kg/m <sup>3</sup> (H = 2 km)
Load factor (capsule maximum acceleration), $G$	8 g.

#### 4.1 Calculations for basic system

Let us consider the system, which guarantees the sea-level rate of descent of 6 m/s, as the basic one. Taking index  $j$  for the drag parachute and index  $(j+1)$  for the main parachute, coefficients  $C_{kj} = 1.2$ ,  $C_{Dj} = 0.55$  for ribbon drag parachute and  $C_{Dj+1} = 0.8$  for cross main parachute we can determine maximum force and required parachutes areas from (5) and (30):

$$F_{xj} = C_{kj} C_{Dj} S_j \rho_6 V_o^2 / 2 \leq G m_c g = 8 \ 215 \ 9.81 = 16900 \text{ N} \quad (39)$$

$$S_j \leq G m_c g / (C_{kj} C_{Dj} \rho_6 V_o^2 / 2) = 8 \ 215 \ 9.81 \ 2 / (1.2 \ 0.55 \ 0.67 \ 135^2) = 4.19 \text{ m}^2 \quad (40)$$

$$S_{j+1} \geq 2 m_c g / (C_{Dj+1} \rho_o V_e^2) = 2 \ 215 \ 9.81 / (0.8 \ 1.225 \ 6^2) = 120 \text{ m}^2 \quad (41)$$

Taking drag area  $(C_D S)_j = 4.19 \ 0.55 = 2.3 \text{ m}^2$  the initial velocity  $V_{oj+1}$  from (20) is:

$$V_{oj+1} = (2 m_c g / \rho_2 / ((C_D S)_j + C_c S_c))^{1/2} = (2 \ 215 \ 9.81 / 1.0 / (2.3 + 0.4))^{1/2} = 40 \text{ m/s} \quad (42)$$

It is necessary to use the reefing because within the ratio  $V_{oj+1}/V_e = 40 / 6 = 6.7 > 5$  the apparent air recontact is possible (Koldaev, Guimaraes & Moraes, 1999). Taking reefing ratio  $R_{Rj} = 0.2$  and  $(C_D S)_{Rj} = 2.3 \text{ m}^2$ , from (6) the value  $(C_D S)_j = 2.3/0.2 = 11.5 \text{ m}^2$ . For parameters  $K_b = 0.75$ ,  $l_p = 30 \text{ km}$ ,  $K_m = 10$  (Table 2),  $w_c = 0,065 \text{ kg/m}^2$  (MIL-C-7350I),  $f_{sa} = 2.5$ ,  $l_a = 20 \text{ km}$ ,  $m_R = 0.3 \text{ kg}$ ,  $\eta_a = 0.65$ , and  $R_{j+1}(V)$  from (21) the basic system mass from (18) is:

$$\begin{aligned} m_{sbas} &= (V_o^2 C_{xj} \rho_6 (C_D S)_j^{3/2} R_{Rj} K_m / (2g l_p) + 0.25 K_m m_c^2 / (\rho_2 l_p ((C_D S)_j + C_c S_c)) + \quad (43) \\ &+ S_{j+1} w_c + N_R m_R + V_e^2 f_{as} m_c / (g l_a (\eta_a - 1/G))) (1 + K_b) = \\ &= (135^2 \ 1.2 \ 0.67 \ 11.5^{3/2} \ 10 \ 0.2 / (2 \ 9.81 \ 30000) + 0.25 \ 10 \ 215^2 / (1 \ 30000 \ (11.5 + 0.4)) + \\ &+ 120 \ 0.065 + 0.3 + 6^2 \ 2.5 \ 215 / (9.81 \ 20000 \ (0.65 - 1/8))) (1 + 0.75) = 18.4 \text{ kg}. \end{aligned}$$

#### 4.1 Calculations of optimum system values

Taking the requirements equal to basic system for the optimum sea-level rate of capsule descent from (34), the drag and main parachute optimum areas from (27) and (30), we have:

$$V_{eopt} = (w_c g^2 l_a (\eta_a - 1/G) / (2 f_{sa} C_{Dj+1} \rho_o))^{1/4} = \quad (44)$$

$$= (0.065 \ 9.81^2 \ 20000 \ (0.65 - 1/8) / (2 \ 2.5 \ 0.8 \ 1.225))^{1/4} = 10.8 \text{ m/s}$$

$$(C_D S)_{jopt} = (m_c^2 g / (3 C_{xj} \rho_j V_o^2 \rho_{j+1}))^{2/5} = (215^2 \ 9.81 / (3 \ 1.2 \ 0.67 \ 135^2 \ 1))^{2/5} = 2.5 \text{ m}^2 \quad (45)$$

$$S_{j+1opt} \geq 2 m_c g / (C_{Dj+1} \rho_o V_{eopt}^2) = 2 \ 215 \ 9.81 / (0.8 \ 1.225 \ 10.8^2) = 37 \text{ m}^2 \quad (46)$$

Taking  $(C_D S)_j = 2.3 \text{ m}^2$  the parachute mass gain due reefing use from (36) and (38) is:

$$\Delta m_j = K_m \rho_j V_o^2 (C_D S)_j^{3/2} (C_{kj} - R_{Rj}^{3/2} C_{kj}^R) / (2g l_p) - m_R = 0.56 \text{ kg} \quad (47)$$

It is not necessary to use the parachutes reefing as the mass gain  $\Delta m_j$  is small and the ratio  $V_{oj+1} / V_e = 40 / 10.8 = 3.7 < 5$ . Then the mass of optimum recovery system from (43) is:



$$m_{\text{sopt}} = (135^2 \cdot 1.2 \cdot 0.67 \cdot 2.3^{3/2} \cdot 10 / (2 \cdot 9.81 \cdot 30000)) + 0.25 \cdot 10 \cdot 215^2 / (1 \cdot 30000 \cdot (2.3 + 0.4)) + 37 \cdot 0.065 + 10.8^2 \cdot 2.5 \cdot 215 / (9.81 \cdot 20000 \cdot (0.65 - 1/8))(1 + 0.75) = 8.94 \text{ kg.}$$

## 5. CONCLUSIONS

Preliminary design features of a high performance ground recovery system for small orbital payloads based on parachutes with an air bag for impact attenuation have been analyzed and discussed. A method for determination of system optimum values for the parachute recovery systems was proposed. With the use of this method to design the recovery system of the orbital platform SARA, the areas of drag and main parachutes have been determined, which guarantee minimum system mass and volume. Compared with the basic system, the so optimized system has approximately two times less mass (see Figure 1), more simple construction and higher reliability of function due to exclusion of the parachute reefing with equal load during parachutes opening and landing impact.

## Acknowledgements

The first author would like to express his gratitude to CNPq for supporting him as visiting scientist (Grant No. 300.186/96-7) at the Space Systems Division of the Instituto de Aeronáutica e Espaço, Centro Técnico Aeroespacial.

## 6. REFERENCES

- Deweese, J.H., Shultz, E.R., Nutt, A.B., 1978, "Recovery System Design Guide", Technical Report AFFDL-TR-78-151, California.
- Knacke, T.W., 1992, "Parachute Recovery Systems Design Manual", 1<sup>st</sup>ed., Para Publishing, Santa Barbara, California.
- Koldaev, V., 1989, "Optimization of Parachute Construction Characteristics", The Reports Collection of NIIAUS Scientific Conference, Moscow.
- Koldaev, V., Moraes, P.Jr., 1997, "Analytical Method for Optimization of Recovery System Parameters and its Application", Nota Técnica NT-132/ASE-N/97, CTA/IAE, São José dos Campos-SP.
- Koldaev, V., Moraes, P.Jr., 1998, "Design of Impact Attenuators for Ground Recovery of Small Space Capsules", V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Fortaleza-CE.
- Koldaev, V., Guimarães, M., Moraes, P.Jr., 1999, "Simulation of Parachute Dynamics", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM'99, Águas Lindoia-SP.
- Lobanov, N.A, 1975, "Calculation and Design of Parachutes", Mashinostroenie, Moscow.
- Moraes, P.Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", 8<sup>o</sup> Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Concepción, Chile.
- Moraes, P.Jr., 1999, "Proposta para Ensaios em Vôo Suborbital do SARA com Veículo VS-40", Nota Técnica NT-166/ASE-N/99, CTA/IAE, São José dos Campos-SP.
- Peterson, C.W., 1990, "High Performance Parachutes", Scientific American Journal of Aircraft, pp. 108-116.

## RELAÇÕES FUNCIONAIS DE ASPERSORES TIPO *SPRAY* USADOS EM PIVÔ CENTRAL

**Cid Sidney G. de Oliveira** <sup>(1)</sup>

**Henner A. Gomide**

**Sonia A. G. Oliveira**

Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia - FEMEC/UFU  
CEP 38400 089 Uberlândia, MG, Brasil – E-mail [hagomide@ufu.br](mailto:hagomide@ufu.br)

(1) Aluno de Mestrado em Eng. Mecânica e Pesquisador da EMBRAPA – Sete Lagoas MG

### Resumo

A grande extensão de áreas plantadas no Brasil, cerca de 150 milhões de hectares, as grandes reservas pluviais e as áreas propícias à irrigação tornam o método de irrigação por aspersão ideal para as lavouras brasileiras. Por seu bom desempenho na irrigação, devido ao menor consumo de energia e por se adaptarem bem as condições de vento, os pivôs centrais que utilizam aspersores fixos tipo *spray* são bem aceitos pelos agricultores. Apesar destas vantagens, produzem altas taxas de precipitação que podem prejudicar o solo e algumas culturas. A distribuição de água através do sistema *spray* tem sido muito investigada, apesar das relações funcionais entre a geometria do dispositivo e os parâmetros físicos do processo não terem merecido ainda a devida atenção. Este trabalho usa a Análise Dimensional e Similitude para identificar e estabelecer a relação entre os parâmetros geométricos e físicos envolvidos no fenômeno da aspersão. Desta forma, é analisado e definido a importância dos parâmetros do problema e as relações funcionais entre eles, permitindo que se determine a equação componente do sistema físico.

**Palavras Chaves:** Irrigação, Aspersores, Pivô Central, Análise Dimensional, Similitude.

### 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de alimentos tem sido uma das preocupações básicas do homem desde os primórdios da civilização. A conscientização deste problema levou ao desenvolvimento de técnicas especiais, através da Engenharia de Água e Solo e da Engenharia de Irrigação. A prática da irrigação teve sua origem com os povos antigos às margens dos grandes rios, evoluindo para métodos de condução e distribuição de água, desde sistemas de inundação, canais, gotejamento até os sistemas atuais de aspersão, com modernos equipamentos comerciais (Marchetti, 1989 e Jensen, 1983).

A irrigação por aspersão é uma forma de precipitação artificial que mais se assemelha à natural, produzida por jato d'água que emitidos contra obstáculos e desintegrados na forma de gotas, são distribuídas sobre a superfície do solo. Os primeiros sistemas de aspersão eram lineares e estacionários, sendo hoje móveis sob a forma de pivô central (Raposo, 1979 e Costalonga, 1986). A incorporação das inovações tecnológicas e a busca de menor consumo

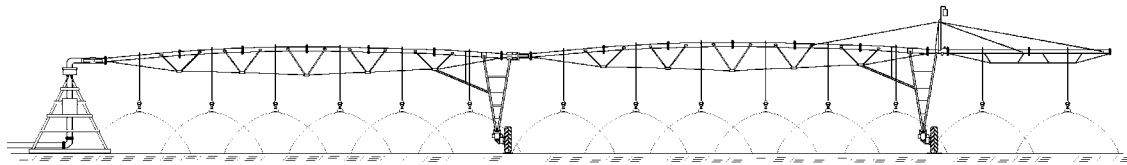
de energia determinaram a utilização dos aspersores tipo *spray* como sendo os mais recomendados (Wilmes et alli, 1993, James and Blair, 1984). Os *sprays* com aspersores de baixa pressão tem sido intensamente investigados, principalmente quanto ao tamanho das gotas (Solomon et alli, 1985, Kohl and Deboer, 1984, Deboer et alli, 1992).

Alguns trabalhos experimentais desenvolvidos recentemente em laboratórios têm buscado melhor compreender o comportamento de aspersores fixos (Silva et alli, 1995, Sousa et alli, 1995, Reis et alli, 1993). Esses trabalhos tem contribuído com resultados importantes, porém pouco se tem feito para determinar as relações funcionais globais entre os parâmetros físicos envolvidos nos problemas estudados, deixando uma lacuna sobre o fenômeno da aspersão por *sprays*. A Análise Dimensional e a Similitude tem sido úteis no estudo de fenômenos físicos desta natureza, constituindo em ferramenta poderosa na solução de problemas tecnológicos e na elucidação de fenômenos físicos complexos (Murphy, 1950; Szücs, 1980; Carneiro, 1993).

Seguindo esta tendência experimental desenvolvida em laboratórios, o presente trabalho utiliza a Análise Dimensional e Similitude para identificar e estabelecer as relações entre os parâmetros geométricos e físicos envolvidos no fenômeno de aspersão.

## 2. O SISTEMA PIVÔ CENTRAL

Um sistema pivô central consiste de uma linha lateral solteira de aspersores, com uma extremidade ancorada em uma estrutura de pivô fixa e a outra movendo-se ao redor do pivô, enquanto aplica água sobre o solo. A água é suprida da fonte para a lateral através do pivô. A tubulação de aspersores é articulada, sendo sustentada por unidades móveis e suspensa por um sistema de treliças, tirantes ou cabos entre estas unidades (Marchetti, 1987; Costalonga, 1986; Raposo, 1979). A Figura 1 ilustra o esquema de um pivô central equipado com aspersores tipo *spray*.



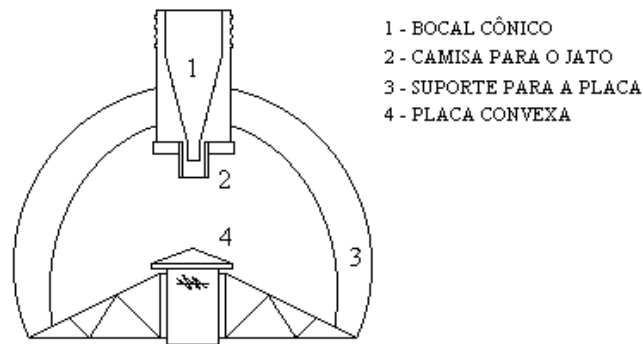
**Figura 1** - Esquema de um pivô central.

O principal componente para o dimensionamento de um sistema pivô central é o arranjo dos emissores de água. A partir de dois princípios diferentes da quebra do jato de água emitido por um bocal, dois tipos principais de aspersores são usados em pivôs centrais, os aspersores rotativos de impacto e os aspersores tipo *spray*, sendo este último o foco de atenção neste trabalho.

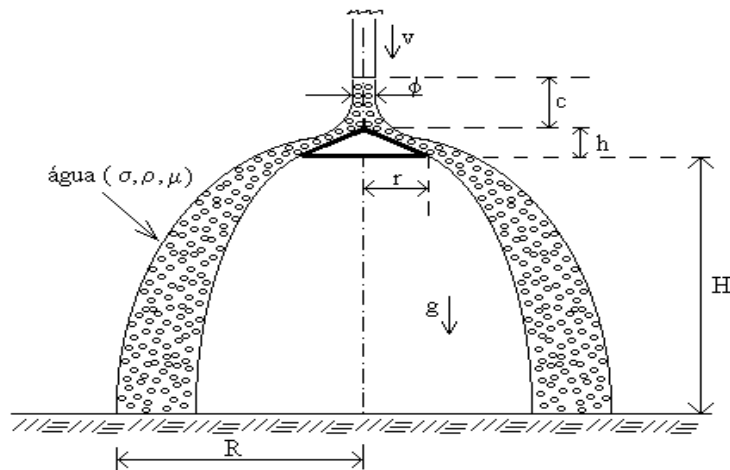
A Figura 2 mostra o esquema de um aspersor fixo tipo *spray*, que consiste de um bocal cônico que emite o jato de água contra uma placa defletora que o dispersa, distribuindo a água em forma de gotas sobre uma área circular.

## 3. PARÂMETROS E RELAÇÕES FUNCIONAIS DO PROBLEMA

Para a realização do estudo experimental proposto, foram usados os fundamentos da Análise Dimensional e de Similitude, visando determinar as relações funcionais do problema. Para isto, foi feita a identificação dos principais parâmetros envolvidos no sistema físico estudado. A Figura 3 mostra os parâmetros que melhor descrevem o fenômeno, sem considerar o efeito do vento.



**Figura 2** - Aspersor fixo tipo *spray*.



**Figura 3** - Esquema de um aspersor tipo *spray* com os parâmetros do sistema físico.

Os parâmetros mostrados na Figura 3, foram divididos em parâmetros geométricos ( $\lambda_i$ ), variável de escoamento ( $v$ ), constante física universal ( $g$ ) e propriedades da água em função das grandezas primárias, ou seja:

- R - raio de alcance do aspersor (L)
- H - altura de operação do aspersor (L)
- r - raio da placa defletora (L)
- h - altura do vértice da placa (L)
- c - distância entre a saída do bocal e a placa (L)
- $\phi$  - diâmetro do jato de água emergente do bocal (L)
- v - velocidade do jato ( $LT^{-1}$ )
- g - aceleração da gravidade local ( $LT^{-2}$ )
- $\mu$  - viscosidade dinâmica da água ( $L^{-1} MT^{-1}$ )
- $\rho$  - densidade da água ( $MT^{-3}$ )
- $\sigma$  - tensão superficial da água ( $MT^{-2}$ )

Como grandezas determinantes, foram escolhidos os parâmetros  $c$ ,  $v$  e  $\rho$ , que tem dimensões independentes entre si e incluem as três grandezas fundamentais do problema.

Sendo o número de parâmetros  $n = 11$  e o posto da matriz dimensional  $r = 3$ , o fenômeno pode, em princípio, ser descrito através de  $8\pi$ -termos, segundo Buckingham (Murphy, 1950 e Szücs, 1980). Assim, a distribuição radial de água de um aspersor é definida pela função:

$$\frac{R}{c} = f\left(\frac{h}{r}, \frac{H}{c}, \frac{\phi}{c}, \frac{h}{c}, \frac{v^2}{gc}, \frac{\rho v \phi}{\mu}, \frac{\rho v^2 \phi}{\sigma}\right)$$

ou

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8) \quad (1)$$

## 4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 4.1 Formulação simplificada

Para possibilitar a determinação das equações componentes ou relações funcionais do sistema em estudo, foram selecionados os parâmetros ( $\pi$ - termos) mais importantes a serem incluídos nos experimentos, após a identificação daqueles de menor importância ou mantidos constantes no experimento. Assim, o  $\pi$ - termo  $\pi_2$  foi avaliado experimentalmente (Oliveira, 1999) mostrando que o raio de alcance (R) é máximo e tem uma distribuição mais uniforme para um ângulo de placa (Fig.3)  $\alpha = \arctan(h/r) \approx -12^\circ$ , valor este utilizado pela maioria dos fabricantes na construção de placas convexas. Da mesma forma, os  $\pi$ -termos  $\pi_4$ ,  $\pi_5$  e  $\pi_8$  foram negligenciados, por serem constantes, por terem incompatibilidade de escala ou por serem considerados pouco representativos no fenômeno físico como um todo (Oliveira, 1999).

Desta forma, a equação resultante considerada neste trabalho, ou seja, o raio de alcance (R/r) do aspersor em função da altura de operação (h/c), do número de Froude e de Reynolds, permite a avaliação de dependência entre estes parâmetros, definida como:

$$\frac{R}{c} = F\left(\frac{H}{c}, \frac{\rho v \phi}{\mu}, \frac{v^2}{gc}\right) \quad \text{ou} \quad \pi_1 = F(\pi_3, \pi_8, \pi_6) \rightarrow \Pi_1 = F(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) \quad (2)$$

### 4.2 Montagem experimental

Tendo em vista o caráter experimental do presente trabalho, essencial para a determinação de dependência do raio de alcance (R/r) em relação aos outros parâmetros (Eq.2), foi simulado o fenômeno em laboratório, com a montagem de uma bancada de testes, composta de um Sistema de Abastecimento de Água, um Sistema de Controle, um Sistema de Aspersão e de Medição. A Figura 4 mostra uma foto do Sistema de Controle, com um grupo de rotômetros trabalhando em paralelo, com válvulas de ajuste da vazão e manômetros, ligado ao aspersor através de mangueiras flexíveis de alta pressão.

No Sistema de Aspersão utilizou-se um único aspersor em tamanho real. Para a sustentação do aspersor e variação da altura do mesmo, visando o estudo do  $\pi$ - termo  $\Pi_2 = H/c$ , ele foi instalado em um braço horizontal de uma coluna vertical em tubo de aço galvanizado e fixada em uma sapata, permitindo mobilidade na direção vertical. A montagem foi feita de modo que o eixo vertical do aspersor passasse pelo centro do primeiro coletor, de uma série instalados ao longo do raio de alcance ou área molhada.



**Figura 4** – Sistema de Controle das variáveis de escoamento.



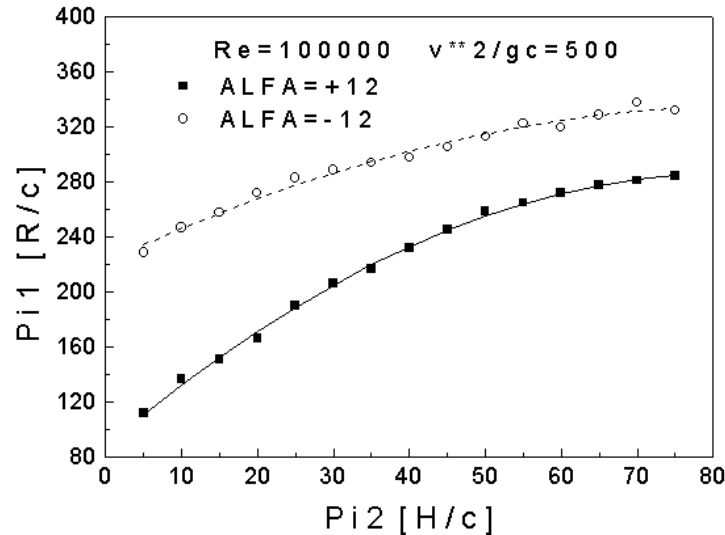
**Figura 5** – Vista do conjunto, Sistema de Aspersão e de Medição.

A Figura 5 mostra uma foto do sistema em funcionamento, incluindo a série de coletores cilíndricos destinados à medição da intensidade de precipitação através do volume de água ao longo do raio. Foram utilizados vários bicos injetores comerciais. Adotou-se um tempo de aspersão de 15 minutos, suficiente para estabelecer um volume mensurável na menor precipitação ocorrida. Esses volumes, relacionados com a área da boca dos coletores, permitiram determinar as lâminas distribuídas e estas, relacionadas com o tempo de aspersão, possibilitaram a completa determinação da precipitação radial.

## **5. AVALIAÇÃO E RESULTADOS**

Um método conciso e rápido de estimar o raio de alcance e caracterizar a distribuição de água de aspersores operando em condições estáticas e na ausência de vento, consiste na captura da água aspergida utilizando-se uma seqüência de coletores de precipitação, instalados em uma única posição radial no círculo molhado pelo aspersor. O relacionamento dos volumes de água coletados ao longo do raio com o tempo de aspersão e com a vazão ou com o volume total descarregado pelo aspersor, permite interpolar o raio de alcance, analisar o erro experimental, estimar a distribuição de água e obter outras funções de interesse (Oliveira,

1999). Assim, utilizando este princípio e os fundamentos teóricos definidos pela Eq. (2), foram obtidos três funções componentes do sistema físico estudado. A Figura 6 mostra a função componente da altura, com ângulo da placa de  $-12^\circ$  e  $+12^\circ$ , Número de Reynolds constante ( $Re=100000$ ) e o Número de Froude fixo em 500, ou seja  $\Pi_1 = F_2(\Pi_2, \bar{\Pi}_3, \bar{\Pi}_4)$ .



**Figura 6** -. Função componente da altura.

Da mesma forma, foram obtidas funções componentes de Reynolds,  $\Pi_1 = F_2(\bar{\Pi}_2, \Pi_3, \bar{\Pi}_4)$ , mostrado na Fig. 7, e a função componente de Froude,  $\Pi_1 = F_3(\bar{\Pi}_2, \bar{\Pi}_3, \Pi_4)$ , mostrado na Fig.8.

## 6. DISCUSSÃO

É importante observar que o raio da área molhada é significativamente maior para placas com ângulo de  $-12^\circ$  (placa côncava), como pode ser observado nas Figuras 6, 7 e 8. Outro fato importante a ser destacado é que, para um determinado valor dos Números de Reynolds e Froude, o raio da área molhada tem tendências à estabilização, que para  $Re=100000$  e  $Fr=500$ , assume um valor de  $H/c \approx 70$ . Ressalta-se também que, o raio da área molhada aumenta com o Número de Reynolds, tendendo para um valor máximo em  $Re \approx 160000$ , valor próximo aos valores dos sistemas hoje comercialmente instalados e em funcionamento.

Merece destaque neste trabalho a inclusão simultânea dos efeitos das forças viscosas atuantes no fluido (Número de Reynolds) e o efeito da força gravitacional (Número de Froude). A incompatibilidade desses dois números, principalmente para fator de escala diferentes da unidade, leva a maioria dos pesquisadores a negligenciar um deles, quase sempre o Número de Reynolds, quando o fluido utilizado é a água. A importante observação neste trabalho é que, como mostrado nas Figs. 7 e 8, a variação do Número de Reynolds provoca maiores variações no raio da área molhada do que o Número de Froude, normalmente assumido pela maioria dos pesquisadores como sendo a mais importante.

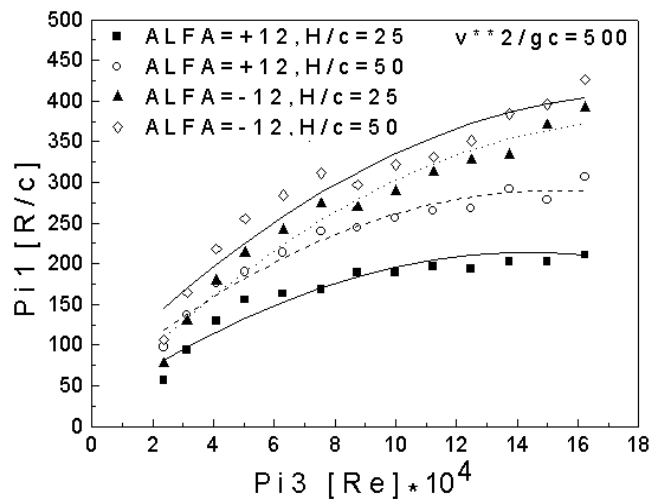


Figura 7 - Função componente de Reynolds.

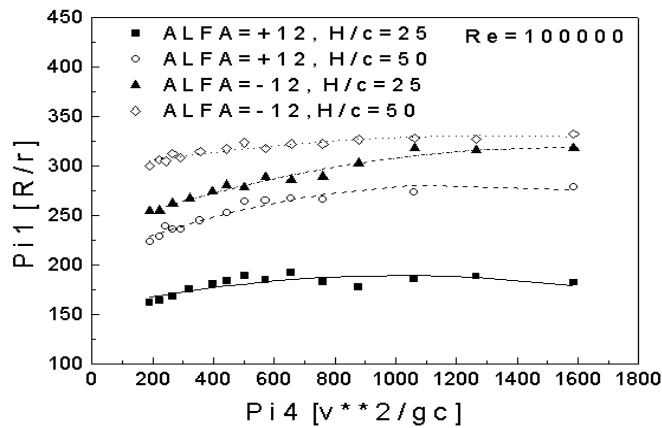


Figura 8 - Função componente de Froude.

## 7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo apresentado neste trabalho, apesar das restrições da formulação simplificada utilizada, permite a determinação do modelo matemático de cada relação funcional ou função preditiva e a conseqüente determinação da Equação Componente do sistema físico como um todo. Essa determinação pode ser feita em função dos principais parâmetros do problema, conforme definido, ou seja,  $R$ ,  $c$ ,  $H$ ,  $\phi$ ,  $v$ ,  $\mu$ ,  $\rho$ , para ângulo da placa de  $-12^\circ$  e  $+12^\circ$  e dentro dos limites definidos. A determinação experimental das funções componentes mostradas nas Figs. 7 e 8, para dois valores de  $H/c$ , constituem informações complementares e essenciais para comprovar e validar a combinação das equações preditivas, se por soma ou produto.

Com base na equação componente, equação matemática obtida das funções preditivas mostradas nas Fig. 6, 7 e 8, tem-se o modelo matemático do fenômeno físico em consideração. Esta equação empírica constitui uma importante ferramenta para a definição dos parâmetros a serem utilizados em sistemas de Pivô Central com aspersores tipo *spray*.



## 8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFU e a EMBRAPA – Sete Lagoas/MG, pelo suporte financeiro dessa pesquisa.

## 9. REFERÊNCIAS

- Carneiro, F.L., 1993, Análise Dimensional e Teoria da Semelhança e dos Modelos Físicos, Editora UFRJ, Rio de Janeiro.
- Costalonga, A., 1986, O Sistema de Irrigação por Pivô Central, CODEVASF, Brasília DF, 16p.
- Deboer, D.W., Beck, D.L. & Bender, A.R., 1992, A Field Evaluation of Low, Medium and High Pressure Sprinklers, Transactions of the ASAE, St. Joseph, 35(4), p. 1185-1189.
- James, L.G. & Blair, S.K., 1984, Performance of Low Pressure Center Pivot Systems, Transactions of the ASAE, St. Joseph, p. 1753-1762.
- Jensen, M.E., 1983, Design and Operation of Farm Irrigation Systems, St. Joseph, ASAE, Cap. 1, p. 2-9.
- Kohl, R.A. & Deboer, D.W., 1984, Drop Size Distribution for a Low-Pressure Spray Type Agricultural Sprinklers, Transactions of the ASAE, St. Joseph, p. 1836-1840.
- Marchetti, D., 1989, Irrigação por Pivô Central, EMBRAPA - Depto. de Difusão de Tecnologia, 2a ed., 23 p. Brasília DF.
- Murphy, C.E., 1950, Similitude in Engineering, The Ronald Press Company, N.Y.
- Oliveira, C.S.G., 1999, Estudo de Aspersores Tipo *Spray* para Pivô Central, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Eng. Mecânica da Univ. Federal de Uberlândia, em fase de Conclusão, Uberlândia MG.
- Raposo, J.R., 1979, A Rega por Aspersão, Clássica Editora, Lisboa.
- Reis, W., Oliveira, C.S.G. & Silveira Neto, A., 1993, Comportamento Dinâmico de um Jato Incidente Sobre Placas Aspersoras - Cenário da Transição à Turbulência, Anais do XII COBEM, vol. II, pp. 1033-1036, Brasília DF.
- Silva, D.D. da, Ramos, M.M., Deniculi, W., Martinez, M.A. & Soares, A.A., 1995, Desenvolvimento e Avaliação de uma Placa Defletora Auxiliar para Aspersores Fixos, Anais do XXIV CONBEA, p. 252, SBEA no 95-3-252.
- Solomon, K.H., Kincaid, D.C.; Bezdek, J.C., 1985, Drop size distribution for irrigation spray nozzles, Transactions of the ASAE, St. Joseph, 28(6), p. 1966-1974.
- Sousa, S.A.V. de; Ramos, M.M., Mantovani, E.C., Pruski, F.F. & Soares, A.A., 1995, Desenvolvimento de um Aspersor Fisco Equipado com Placa Defletora Estriada com Movimento Rotativo, Anais do XXIV CONBEA, p. 214, SBPEA no 95-3-214.
- Szücs, E., 1980, Similitude and Modelling, Elsevier Scientific Company, Amsterdam-Oxford-New York.
- Wilmes, G.J., Martin, D.L. & Supalla, R.J., 1993, Decision Support System for Design of Center Pivots, Transactions of the ASAE, St. Joseph, 37(1), p. 165-175.

# CARACTERIZAÇÃO DO BAGAÇO DE CANA E ESTUDO DE UM SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO

**Jefferson Luiz Gomes Corrêa**

**Marcelo Theotônio Teixeira Rios**

**Silvia Azucena Nebra**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia, Cx. Ps. 6122, CEP: 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: jefferso@fem.unicamp.br

## **Resumo**

Desenvolveram-se neste trabalho, o projeto de um sistema de alimentação para o bagaço de cana e a caracterização deste material. O sistema de alimentação era composto por um silo com tremonha em cunha retangular e uma calha vibratória inclinada. Com a finalidade de realizar testes de dimensões, confeccionaram-se vários protótipos do silo, mantendo-se constante o ângulo de inclinação da tremonha e variando-se as dimensões da boca da mesma. A caracterização foi constituída de medidas de densidade aparente, ângulo de escoamento do material e análise granulométrica em função do teor de umidade do mesmo e de um estudo de distribuição de fibras e pó em função do diâmetro médio obtido da análise granulométrica.

**Palavras-chave:** silo, bagaço de cana, alimentação, fibra, caracterização.

## **1. INTRODUÇÃO**

A utilização de biomassa apresenta-se como uma importante alternativa para geração de energia elétrica em relação a combustíveis fósseis. O Brasil é um dos grandes produtores mundiais de biomassa, com destaque para o bagaço de cana. Devido à utilização de cana de açúcar para a produção de açúcar e álcool combustível, obtém-se, neste país, grande quantidade deste combustível, que por ser resíduo de processo, apresenta baixo custo.

Sousa-Santos (1997), estudando a gaseificação de bagaço de cana em leito fluidizado pressurizado, observou que a eficiência ótima do processo ocorria com o bagaço com teor de umidade entre 20 e 30% em base úmida (b.u.). Paiva Souza et al.(1998) estudaram a economia energética obtida na utilização de gás de escape de caldeiras de vapor para a secagem de bagaço. Este produto sai das moendas a 50% de umidade (b.u.).

Gaha et al. (1998) desenvolveram um sistema de alimentação de bagaço de cana para um gaseificador ciclônico. Este sistema era composto de um silo de área de seção transversal quadrada sem tremonha com capacidade de 0,4 m<sup>3</sup> de volume com 4 roscas transportadoras na parte inferior. Nos primeiros testes, o bagaço foi alimentado em sua forma usual, observando-se formação de arco coesivo e flutuação na vazão de saída do material. A solução encontrada pelos autores foi peletizar e moer o bagaço, transformando-o em um material de dimensões menores, mais homogêneas e de maior densidade aparente, embora resultasse em maior gasto energético, e maior custo.

Neiva (1998a) mediu várias propriedades do bagaço, necessárias ao dimensionamento de um silo. Seu sistema de alimentação era composto por um silo constituído somente por uma tremonha de 2m<sup>3</sup> e por um conjunto de 6 roscas dosadoras paralelas. Neste trabalho, Neiva

comenta que a partir de um teor de umidade de 20% (b.u.) para mais, a alimentação do bagaço começa a se tornar problemática. Em outro trabalho (Neiva, 1998b), este autor afirma que houve formação de arco coesivo em seu sistema e que provavelmente haveria escoamento por gravidade sem formação de arco se o silo tivesse o fundo totalmente aberto. Afirma, ainda, que a lenta retirada do material desenvolve fenômenos na interface silo-rosca que provocam a formação de arco.

Bernhardt (1999) estudou a formação de arco em silos de bagaço de cana. Propôs um modelo para predição de dimensões mínimas para a altura e distância entre as paredes de silos baseado em testes de cisalhamento, densidade aparente e razão entre fibras e pó do bagaço. Seu modelo foi baseado em silos verticais sem tremonha.

O bagaço de cana pode apresentar diferenças em sua composição em função da qualidade da cana e do processamento (Bernhardt, 1999). Independentemente destes fatores, este produto constitui-se basicamente de pó e de grande percentagem de fibras, como apresentado por Nebra e Macedo (1988).

O presente trabalho faz parte de um projeto de estudo da secagem de bagaço de cana em um secador ciclônico. Seu objetivo é dimensionar um sistema de alimentação do bagaço para este secador e fazer a caracterização deste material. Para dimensionar o sistema de alimentação, confeccionaram-se vários protótipos com diferentes dimensões de boca da tremonha. A caracterização foi constituída de medidas de densidade aparente, análise granulométrica e ângulo de escoamento do material, em função do teor de umidade do mesmo e de um estudo de distribuição de fibras e pó em função do diâmetro médio obtido da análise granulométrica.

## **2. METODOLOGIA**

### **2.1 Caracterização do Bagaço de Cana**

Os testes de caracterização e de dimensionamento do sistema de alimentação foram realizados com bagaço de cana cedido pela Usina Ester situada na cidade de Cosmópolis, SP. A partir de uma amostra deste bagaço, com teor de umidade de 2,76% (b.u.) em equilíbrio com a umidade do ar, foi feito um estudo para definição do conjunto de peneiras que apresentasse a distribuição mais uniforme. Depois, variou-se o tempo de peneiramento a fim de obter-se um tempo ideal em que não houvesse variações nas massas obtidas em cada peneira.

A densidade aparente do material foi determinada utilizando o método de pesagens sucessivas com um picnômetro de 0,050 l. Como fluido de trabalho, foi escolhido o tolueno devido à sua baixa tendência a penetrar os poros no interior das partículas. Para esta determinação, procurou-se utilizar amostras contendo todos os tipos e tamanhos de partículas. Uma descrição mais detalhada deste método encontra-se em Mohsenin (1986).

Outra característica medida foi o ângulo de escoamento do material. Isto foi feito colocando-se uma quantidade do mesmo sobre uma superfície horizontal de papelão revestida com filme vinílico e inclinando esta superfície até obtenção de escoamento.

As determinações acima descritas foram realizadas para diferentes teores de umidade do material para que se avaliasse a influência desta variável. A umidade foi determinada inicialmente em estufa e depois comparada com a obtida em uma balança marca OHAUS modelo MB200 com monitoramento de perda de umidade. A diferença apresentada entre os dois aparelhos foi de 0,8 % em base úmida, o que levou a optar pelo uso desta balança nas demais determinações, por apresentar menor tempo de processamento. A temperatura utilizada (105°C) foi baseada na norma NBR 7993 referente à secagem de madeira reduzida a serragem, por não se ter norma específica para secagem deste material.

Fez-se, ainda, uma avaliação do percentual de fibras obtidos em cada peneira, por separação manual das frações. Considerou-se que as partículas do material fossem constituídas de fibras, que apresentavam geometria próxima a de um cilindro, e pó, de dimensões semelhantes entre si. Utilizou-se também nesta determinação dados de Nebra e Macedo (1988), que fizeram o mesmo estudo com outras medidas de diâmetro médio.

## 2.2 Dimensionamento do Sistema Silo-Transportador

Primeiramente fez-se um experimento com o material com teor de umidade igual a 45,5% (b.u.) em um sistema previamente existente composto por um silo com tremonha piramidal de base quadrada e ângulo de inclinação da tremonha com a vertical ( $\alpha$ ) igual a  $27^\circ$  e uma calha vibratória horizontal (sistema 1).

Repetiu-se o experimento no mesmo sistema utilizando-se pequenos cilindros de resina plástica, de  $2,43 \times 10^{-3}$  m de diâmetro e  $2,99 \times 10^{-3}$  m de comprimento a fim de comparar o comportamento dos dois sólidos.

Posteriormente, fez-se o dimensionamento do silo baseado no procedimento recomendado por Jenike, apud Arnold et al. (1987) também utilizados por Neiva (1998b). Consiste em se utilizar ábacos de Jenike para determinação de  $\alpha$ , e através deste determinar a abertura mínima da boca da tremonha ( $b_{\min}$ ).

Calculou-se  $b_{\min}$  através da teoria de Marinelli e Carson (1992) que recomendam que  $b_{\min}$  corresponda de 3 a 4 vezes a maior dimensão da maior partícula do material para arco mecânico ou intertravante. Neste trabalho, estendeu-se esta consideração para arco coesivo.

Confeccionaram-se, então, silos com tremonhas em cunha em papelão revestido com filme vinílico, testando-se diferentes aberturas de boca da tremonha ( $b$ ) e mantendo-se  $\alpha$ , o comprimento da tremonha ( $a$ ) e o comprimento da parte vertical ( $c$ ) constantes. Alterando-se as dimensões de saída, há também alteração da largura ( $d$ ) e da profundidade ( $l$ ) da tremonha. As dimensões características do silo estão apresentadas na figura 1.

Fazendo parte do estudo do sistema silo-transportador, foi utilizada como transportadora uma calha vibratória e o ângulo de escoamento do bagaço de cana medido foi utilizado como ângulo de inclinação da mesma.

Diante das diferenças que podem ser apresentadas entre diferentes amostras deste material, os dados reportados no presente estudo devem ser considerados como valores aproximados.

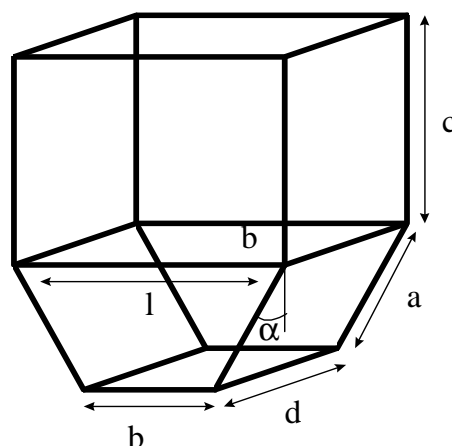


Figura 1. Dimensões características do silo

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

#### 3.1 Caracterização do Bagaço de Cana

##### 3.1.1. Granulometria

O conjunto de peneiras em que obteve-se a melhor distribuição granulométrica é apresentado na tabela 1. Apresenta-se também nesta tabela a distribuição granulométrica do bagaço de cana em função do teor de umidade.

Na faixa de tempo de 5 a 30 minutos, o tempo de peneiramento não apresentou influência sobre a variação percentual da massa retida em cada peneira. Adotou-se então 15 minutos para esta variável, como efetuado por Neiva (1998b).

Através da observação da tabela 1, vê-se que para o bagaço com teores de umidade maiores (36,42 e 65,64%), há uma tendência à formação de grumos. O que ocorre é que a umidade leva as partículas menores a se agruparem às maiores, não havendo depósito destas nas peneiras de menor diâmetro de abertura. Além disto, o material úmido apresenta maior aderência às telas das peneiras, o que dificulta a sua passagem pelas mesmas.

**Tabela 1.** Distribuição granulométrica e ângulo de escoamento do bagaço de cana

Teor de umidade [%] (b.u.)	Ângulo de escoamento [°]	Abertura da peneira [ $\times 10^3$ m]					
		6,35	1,19	0,59	0,30	0,075	0
		Fração mássica retida [%]					
2,76	--	4,06	37,70	31,10	20,91	5,94	0,30
17,00	34,08	12,41	27,08	28,65	19,86	11,76	0,24
20,12	33,09	10,40	26,55	28,62	21,64	12,54	0,25
36,42	39,21	10,83	28,52	47,96	11,89	0,80	0,00
65,64	41,37	12,54	58,76	28,70	0,00	0,00	0,00
9,87	30,29						

##### 3.1.2. Ângulo de Escoamento

A tabela 1 apresenta os ângulos de escoamento obtidos para o bagaço de cana em função do teor de umidade do material. Como era de se esperar, observa-se que, com o aumento do teor de umidade, é necessário aumentar também o ângulo de inclinação para que haja escoamento do bagaço de cana.

##### 3.1.3. Densidade do Bagaço de Cana

A figura 2 apresenta a densidade do bagaço de cana ( $\rho$ ) [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] em função do teor de umidade (X) [%] (b.u.) do mesmo. A equação 1 corresponde ao ajuste da curva desta figura.

##### 3.1.4 Porcentagem de Fibras

A figura 3 apresenta a porcentagem de fibras (pf) obtida em função do diâmetro médio ( $d_p$ ) da peneira. Trabalhou-se com peneiras com  $d_p$  na faixa de  $0,18 \times 10^{-3}$  a  $6,35 \times 10^{-3}$  m. Pode-se observar que há uma tendência a um aumento do teor de fibras com o incremento do diâmetro

médio, a partir de um valor mínimo de 40%, para a faixa de valores testada. A equação 2 corresponde ao ajuste da curva da figura 3.

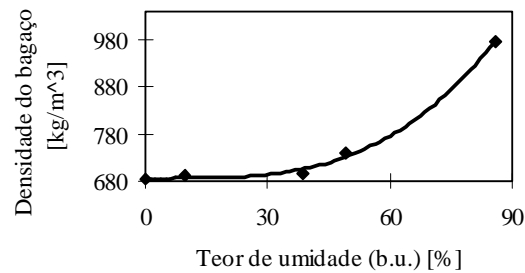


Figura 2. Densidade do bagaço de cana em função do teor de umidade

$$\rho = 0,0006X^3 - 0,0134X^2 + 0,1428X + 685,42 \quad (1)$$

coeficiente de correlação 0,9974;  $0 < x < 85,8\%$  (b.u.)

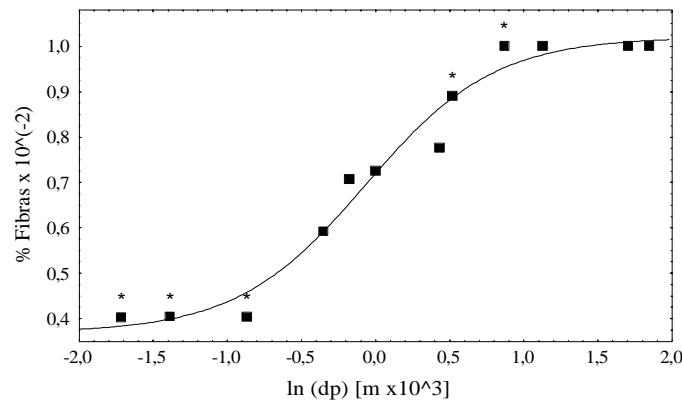


Figura 3. Relação entre porcentagem de fibras e diâmetro médiogranulométrico, onde os pontos acompanhados de \* foram obtidos por Nebra e Macedo (1988)

$$pf = 100 * ((-1,6709 + 1,0197) / (1 + \exp((1000 * \ln(dp)) + 0,0654 / 0,4343)) + 1,0197) \quad (2)$$

coeficiente de correlação 0,9871;  $0,18 \times 10^{-3} < \overline{d_p} < 6,35 \times 10^{-3} \text{ m}$

### 3.2. Dimensionamento do Sistema Silo-Transportador

Não houve escoamento do bagaço de cana devido à formação de arco coesivo ao se trabalhar com bagaço com umidade de 45,5% (b.u.) no sistema 1, porém, obteve-se escoamento ao se trabalhar com os cilindros de resina plástica.

Com base nos experimentos desenvolvidos neste trabalho e no trabalho de Neiva (1998b), observa-se que o bagaço apresenta um escoamento mais difícil por tratar-se de um material de dimensões bastante heterogêneas, composto tanto por fibras de diversos tamanhos como partículas pequenas (pó), com tendência tanto à aglomeração quanto à segregação, além da presença de umidade, que dificulta o escoamento. Os cilindros de resina plástica escoaram facilmente neste sistema por tratar-se de um material homogêneo formado por partículas de pequenas dimensões e apresentar baixa tensão de cisalhamento, além de estarem secos.

Os valores do ângulo efetivo do material ( $\phi_e$ ), ângulo de atrito entre o material e a superfície ( $\phi_s$ ), tensão principal de consolidação ( $\sigma_1$ ) e função fluxo do material (FF) necessários para a determinação de  $\alpha$  foram obtidos em Neiva (1998b) e são apresentados na tabela 2. Optou-se por trabalhar com valores obtidos com o material com teor de umidade próximo ao do material recolhido após a moagem, nas usinas. Embora os dados de Neiva (1998b), correspondentes aos testes de cisalhamento para o bagaço de cana, tenham sido obtidos em uma superfície de aço rugoso e se utilize aqui uma superfície lisa de papelão revestida por filme vinílico, utilizaram-se estes resultados como uma primeira aproximação. A construção do sistema em papelão objetivou uma avaliação do sistema para se optar pela posterior construção em aço. Para isto, considerou-se que as maiores dificuldades advindas dos experimentos não fossem as eventuais variações das tensões de cisalhamento para o bagaço nas diferentes superfícies e sim as características do material.

Utilizando-se os ábacos de Jenike (Arnold et al., 1987) obteve-se  $\alpha$  na faixa de 0 a 20°. Optou-se, então, pela utilização de um valor médio de  $\alpha = 10^\circ$ .

Como para o bagaço de cana, num gráfico de  $\sigma_1$  por tensão confinada de deslizamento ( $\sigma_c$ ), as curvas relativas ao fator fluxo da tremonha (ff) e a função fluxo do material (FF), não se interceptam, a dimensão mínima da boca da tremonha ( $b_{min}$ ) não pôde ser determinada em função de  $\alpha$ . Optou-se, então pelo uso da teoria proposta por Marinelli e Carson (1992). Mediu-se o comprimento de fibras de uma amostra de material obtendo-se 6 cm como valor do comprimento da maior partícula. Assim, é necessário que  $b_{min}$  esteja entre 18 e 24 cm.

**Tabela 2.** Valores das propriedades do bagaço obtidas em ensaio de cisalhamento (Neiva, 1998b)

Teor de umidade [%] (b.u.)	$\phi_s$ [°]	$\phi_e$ [°]	$\sigma_1$ [Nm <sup>-2</sup> ]	$\sigma_c$ [Nm <sup>-2</sup> ]	FF
50,4	22	55	4978	2166	2,3
50,4	22	55	4954	2860	1,7
50,4	22	58	14172	7373	1,9
50,4	22	58	14144	8201	1,7

Após calculadas as dimensões teóricas do ângulo de inclinação da tremonha com a vertical e a abertura mínima necessária, foram construídos os silos em papelão revestidos com filme vinílico e feitos diversos ensaios, sempre mantendo  $\alpha$  constante em 10°, a altura da seção vertical e variando as demais dimensões. Na tabela 3, encontram-se as dimensões deste silos e o comportamento apresentado em relação ao escoamento do bagaço de cana.

Os silos 1, 2, 5 e 6, nos quais a abertura mínima da boca da tremonha era menor que a determinada pela teoria de Marinelli e Carson (1992), apresentaram formação de arco coesivo. Os silos 3 e 4, com abertura mínima da boca da tremonha determinada por esta teoria, não apresentaram formação de arco coesivo. Porém, nestes últimos, todo o material contido no silo escoou de uma só vez, no instante inicial da partida do escoamento.

Os silos 3 e 4 foram usados para um estudo de escoamento de bagaço úmido. Os resultados são apresentados na tabela 4.

Nos experimentos realizados para determinação da influência do teor de umidade no escoamento no silo, observou-se que com o aumento do teor de umidade, há uma diminuição da velocidade de escoamento devido à maior aderência do material às paredes, além da compactação do mesmo. Isto culminou no não escoamento do bagaço com teor de umidade de 65,65% no silo 3, como observado na tabela 4.

Para o dimensionamento completo do sistema, deve-se determinar o transportador que leva o material à etapa seguinte do processo. No presente trabalho, utilizou-se uma calha vibratória com o ângulo de inclinação com a vertical determinado no ensaio de medida de ângulo de escoamento do material.

Tabela 3- Dimensões dos silos construídos e o comportamento apresentado em relação ao escoamento do bagaço de cana

Silo	Dimensões [x10 <sup>2</sup> m]					Formação de arco coesivo
	a	b	c	d	l	
1	20	9	35	16	16	sim
2	20	12	35	19	19	sim
3	20	18	35	25	25	não
4	20	24	35	31	31	não
5	31	9	37	21	21	sim
6	31	12	37	21	21	sim

Tabela 4. Condições de escoamento obtidas com a variação do teor de umidade do bagaço de cana

Teor de umidade [%] (b.u.)	Presença de escoamento	
	Silo 3	Silo 4
17,00	sim	sim
20,12	sim	sim
36,42	sim	sim
65,64	não	sim

Observou-se neste trabalho que o silo dimensionado oferece inicialmente uma vazão muito grande de sólidos. Objetivando trabalhar com uma vazão constante do material em cada experimento de secagem, optou-se, para este projeto, por alimentar o secador ciclônico somente com uma esteira rolante alimentada manualmente.

#### 4. CONCLUSÕES

O tempo de peneiramento, na faixa de 5 a 30 minutos, não apresentou influência na distribuição granulométrica do bagaço de cana.

O conjunto de dados da distribuição de fibras, obtidos neste e em trabalho anterior (Nebra e Macedo, 1988), levou à obtenção de uma correlação com bom ajuste entre porcentagem de fibras e diâmetro médio granulométrico.

O aumento do teor de umidade leva à compactação do bagaço de cana, aumentando as dimensões do material tratado.

A densidade do bagaço apresentou, como esperado, uma dependência em relação ao teor de umidade do mesmo. A correlação obtida para esta relação apresentou um bom ajuste.

O produto estudado apresentou um aumento do ângulo de escoamento com o aumento do teor de umidade do mesmo.

Como o bagaço de cana apresenta dimensões bastante heterogêneas, sendo composto tanto por fibras de diversos tamanhos como partículas pequenas (pó) e baixa densidade aparente com tendência tanto à aglomeração quanto à segregação, além da presença de



umidade, o escoamento em silos torna-se bem mais difícil que o observado para a maioria dos materiais.

A teoria de Marinelli e Carson (1992) desenvolvida para o dimensionamento da abertura mínima da tremonha, quando se utilizam materiais que formam arco mecânico ou intertravante, também pôde ser aplicada para arco coesivo para o bagaço de cana, sendo que uma pequena diminuição do valor de abertura mínima do silo pode levar à formação de arco coesivo.

Variando-se o valor da abertura mínima da boca da tremonha, o comportamento do material varia bruscamente de não escoamento por formação de arco coesivo, ao escoamento total do material contido no silo no instante inicial. Isto leva a uma vazão muito grande na partida do sistema de alimentação.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem aos Profs. Drs. Meuris Gurgel Carlos da Silva e Caio Glauco Sanchez pelo empréstimo de peneiras; à Prof.a. Dra. Maria Aparecida Silva pelo empréstimo do picnômetro; ao CNPq, pelo apoio financeiro e às empresas Usina Ester e RM Comercial, que cederam o bagaço de cana e o filme vinílico, respectivamente.

## 6. REFERÊNCIAS

- Arnold, P. C., McLean, A. G., Roberts, A. W., 1987 “Determination of Hooper Geometry in Storage, Flow and Handling of Bulk Solids” em Roberts, A. W., 1987 “Storage, Flow and Handling of Bulk Solids”, Tunra Bulk Solids Research Associates, Ed. Roberts, A.W., The University of Newcastle, Austrália, pp. 3.1 a 3A.58.
- Bernhardt, W., 1999, “Handling Properties of Sugarcane Bagasse. Part III: The Phenomenon of Bridging, Zuckerindustrie”, Vol. 124, No.6, pp.456-461.
- Gabra, M., Salman, H., Kjellström, B., 1998, “Development of a Sugar Cane Residue Feeding System for a Cyclone Gasifier”, Biomass and Bioenergy. Vol.15, No. 2, pp. 143-153.
- Marinelli, J., Carson, J. W., 1992, “Solve Solids Flow Problems in Bins, Hoppers and Feeders”, Chemical Engineering Progress, Vol.88, No.5, pp. 22-28.
- Mohsenin, N. R., 1986, “Physical Properties of Plant and Animal Materials, Structure, Physical Characteristics and Mechanical Properties”. Gordon and Breach Science Publishers New York, New York 2<sup>a</sup>. ed pp. 101-103.
- Nebra, S. A., Macedo, I. C., 1988, “Bagasse Particle Shape and Size and their Free-Setting Velocity”, International Sugar Journal, Vol. 80, No. 1077, pp. 168-170.
- Neiva, A. C. B., Sánchez, C. G., 1998, “Biomass Feeding Systems: Handling Sugarcane Bagasse”, 10<sup>th</sup> European Conference and Technology Exhibition Biomass for Energy and Industry - Proceedings of the International Conference, Würzburg, Germany, pp. 787-790.
- Neiva, A. C. B., 1998, “Estudo de alimentadores de bagaço de cana para reatores atmosféricos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 135 p.
- Paiva Souza, M. E., Nebra, S. A., Gallo, W. L. R., 1998, “Análise Exergética Comparativa de Sistemas de Recuperação de Energia dos Gases Efluentes de Caldeiras de Bagaço de Cana”, VII ENCIT, 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, pp.347 - 352.
- Souza-Santos, M. L., 1997, “A Study on Pressurized Fluidized-Bed Gasification of Biomass Through the Use of Comprehensive Simulation”, 4<sup>th</sup> International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, Lisboa, Portugal, pp. 7-13 (part 25.2).

# MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE PRENSAS MULTIPUNÇÃO HEXAÉDRICAS

**José Mauro Peixoto Mendes<sup>a</sup>**

**Joël Frelat<sup>b</sup>**

<sup>a</sup>Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 70910-900, Brasília DF

<sup>b</sup>Université de Paris VI - Pierre et Marie Curie, Laboratoire de Modélisation en Mécanique, 75.015, Paris, França

## Resumo

As prensas multipunção hexaédricas foram desenvolvidas para atingir pressões hidrostáticas de até 30 GPa. Elas são utilizadas principalmente para a pesquisa básica em geociências e ciência dos materiais. Foi realizada a modelagem e simulação numérica de uma prensa hexaédrica através do método dos elementos finitos. O objetivo desta simulação é compreender a distribuição das tensões na base da prensa onde problemas de projeto são comumente evidenciados. Com base nos resultados foram dadas algumas recomendações para a melhoria dos seus respectivos projetos.

**Palavras-chave:** Altas Pressões, Prensas multipunção, Elementos Finitos, Contato Unilateral

## 1. INTRODUÇÃO

As técnicas de altas pressões vêm sendo desenvolvidas desde os anos 60, sendo utilizadas inicialmente para a pesquisa básica em química e física (Sherman & Stadtmuller, 1987). O surgimento das prensas multipunções trouxe progressos consideráveis às geociências sobretudo no conhecimento da Terra Profunda (Chervin & Peyronneau, 1997).

Entretanto, grande parte dos conhecimentos adquiridos no projeto, construção e uso destes equipamentos vem da sua própria aplicação experimental (Eremets, 1996). Estudos de modelização mecânica e de simulação numérica ainda são incipientes.

A compreensão do comportamento mecânico facilita, evidentemente, a melhor utilização destes equipamentos em todas as suas potencialidades. E permite prever as tensões e deformações que não são evidenciadas experimentalmente.

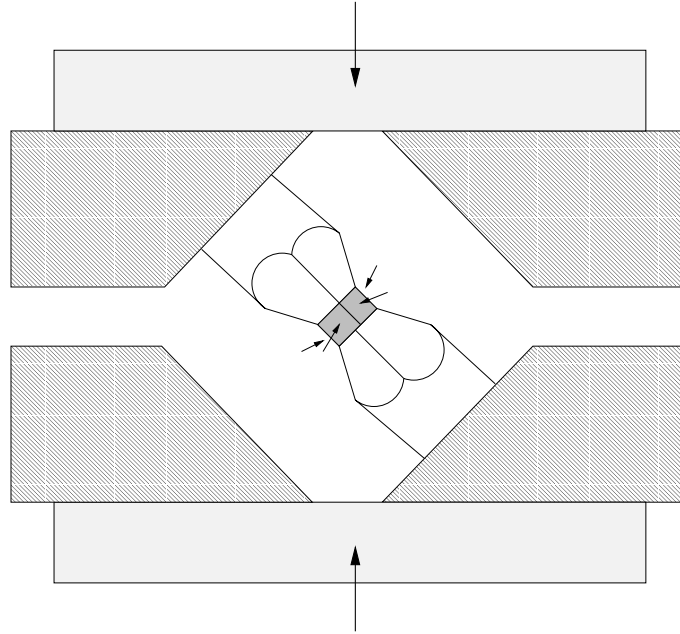
O objetivo deste trabalho é fazer a modelagem e simulação de uma prensa multipunção cúbica (ou hexaédrica), e de discutir os problemas mecânicos e computacionais envolvidos.

Os resultados são utilizados como base para recomendações quanto ao projeto e construção das mesmas.

### 1.1 Descrição das prensas

Prensas multipunções constituem-se obviamente de vários punções que se movem segundo os eixos de um poliedro sólido. Os punções são movidos simultaneamente comprimindo o corpo de prova e gerando pressões de até 30 GPa (Chervin & Peyronneau, 1997).

A prensa hexaédrica possui seis punções independentes que formam um espaço cúbico onde é colocado o material a ser estudado. Normalmente, utiliza-se um único pistão que move um conjunto de três punções apoiados sobre uma base, como mostra a figura 1.



**Figura 1.** Representação esquemática do sistema cúbico.

Este tipo de prensa foi inicialmente desenvolvido por Kawai e Endo (Kawai & Endo, 1970). Atualmente existem vários modelos concebidos de maneira a otimizar três características básicas: geração de pressões as mais altas possíveis; a geração de pressões altamente homogêneas; e a provisão de um volume de trabalho amplo.

Um dos problemas mecânicos envolvidos durante o funcionamento deste tipo de sistema é o contato unilateral. Como a prensa é formada por diversas partes móveis, a compreensão e modelagem do contato entre estas partes, e dos esforços gerados durante estes contatos, é de vital importância para a determinação das pressões exercidas sobre o corpo de prova.

A simulação do comportamento mecânico da prensa hexaédrica foi realizada através do método dos elementos finitos. Esta abordagem, que hoje em dia pode ser chamada de clássica, permite diminuir sensivelmente os custos de projeto, sobretudo na parte de pré-dimensionamento.

O ponto de partida deste trabalho foram problemas surgidos em prensas instaladas em Clermont-Ferrand (França). Elas foram inutilizadas após poucos experimentos devido à plastificação das bases e dos blocos que apoiam os conjuntos de punções.

## 2. MODELAGEM

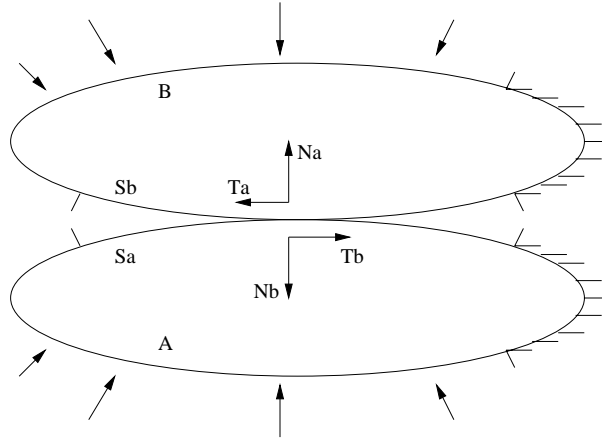
O modelo adotado obedece às equações da elasticidade linear clássica sujeita à hipótese das pequenas deformações. O contato unilateral é imposto através do método dos multiplicadores de Lagrange.

Os problemas de contato entre estruturas elásticas, mesmo na hipótese das pequenas deformações, são caracterizados por relações não lineares entre deslocamentos, ou taxas de deslocamentos, e forças, em uma parte da superfície de contorno destas estruturas (Raous et al., 1988).

No caso deste trabalho será considerado apenas o contato unilateral sem fricção pois as partes em contato são lubrificadas e os deslocamentos não são muito grandes.

O ponto principal da modelagem de problemas de contato é evitar a interpenetração (Rebello, 1988). Considerando, por exemplo, duas estruturas diferentes com pelo menos uma delas deformável. A posição relativa entre as superfícies dos corpos deve ser positiva ou nula. Nas regiões onde ela é positiva, não está havendo o contato e assim não existe nenhuma força sendo transmitida. No momento em que uma superfície ameaça penetrar a outra, deve surgir uma força contrária a fim de evitar a interpenetração. Esta força existirá apenas quando a distância entre as superfícies for nula.

A figura 2 abaixo representa dois corpos deformáveis em contato. Os corpos são representados pelos conjuntos  $A$  e  $B$ . As superfícies de contato são representadas pelas linhas  $Sa$  e  $Sb$ .



**Figura 2.** Problema de contato entre dois corpos deformáveis.

As condições de contato unilateral são dadas pelas relações descritas abaixo, conhecidas como condições de Kuhn-Tucker.

$$u_N^A + u_N^B \geq 0, \quad F_N^A = F_N^B, \quad F_N^B \geq 0, \quad (u_N^A + u_N^B) \cdot F_N = 0 \quad (1)$$

## 2.1 Método dos Multiplicadores de Lagrange

O método dos multiplicadores de Lagrange foi utilizado para o contato unilateral sem fricção. Neste método introduzem-se vetores multiplicadores de Lagrange  $\lambda$  na matriz de rigidez do problema a fim de impor a restrição ao deslocamento gerada pelo contato.

Em termos da discretização em elementos finitos, o problema original pode ser escrito pelas equações abaixo:

$$\text{Minimize} \quad \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \mathbf{F}, \quad \text{com} \quad \mathbf{B} \mathbf{U} > \mathbf{b}, \quad (2)$$

Sendo  $\mathbf{U}$  o campo de deslocamentos,  $\mathbf{B}$  a matriz de tensões de contato,  $\mathbf{b}$  o vetor de carregamentos prescritos e  $\mathbf{K}$  a matriz de rigidez.

O problema inicial passa a ser um problema de sela equivalente, descrito a seguir:

$$\max_{\lambda \geq 0} \left( \min_U L(u, \lambda) \right), \text{ com } L(u, \lambda) = \frac{1}{2} U^T K U - U^T F - (B U - b)^T \lambda \quad (3)$$

A derivada de  $L(u, \lambda)$  com relação a  $U^T$  deve ser igual a zero. Desta forma o problema pode ser colocado em função dos multiplicadores de Lagrange:

$$\min_{\lambda \geq 0} \varphi(\lambda) = \frac{1}{2} \lambda^T A \lambda + \lambda^T C + D \quad (4)$$

Onde:  $A = B K^{-1} B^T$ ;  $C = B K^{-1} F - b$ ; e  $D = \frac{1}{2} F^T K^{-1} F$

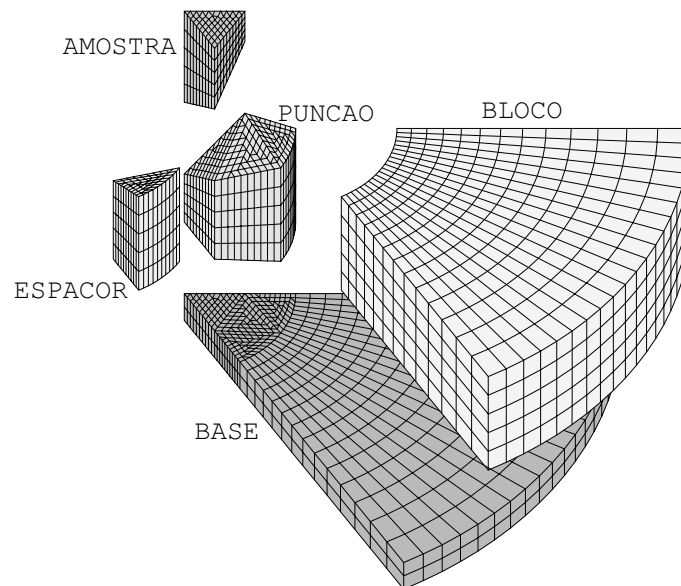
Este método é muito eficiente e dá bons resultados em várias aplicações industriais (Courtois & Ricard, 1988).

### 3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A simulação numérica foi realizada com base no método dos elementos finitos. Como a prensa apresenta simetrias é suficiente fazer o cálculo para apenas a sexta parte da estrutura completa. Os elementos finitos são cúbicos com oito nós. Os cálculos foram realizados pelo programa Castem2000 (CEA/França).

Como condições de contorno fixa-se a base na direção em que a prensa funciona e efetua-se o carregamento através do deslocamento do corpo de prova. Além disso, fixam-se as laterais dos outros componentes para o deslocamento tangencial, para que o resultado represente o comportamento da prensa completa.

A figura 3 representa a malha utilizada. Pode-se observar o corpo de prova na parte superior do desenho. O punção está localizado ao centro. Ao lado esquerdo do punção existe o espaçador (ou espaçor), responsável por manter o alinhamento do sistema. A parte exterior representa o bloco e logo abaixo pode-se ver a base de apoio, onde o pistão irá atuar.



**Figura 3.** Malha expandida com 1/6 da estrutura, mostrando os componentes do sistema.

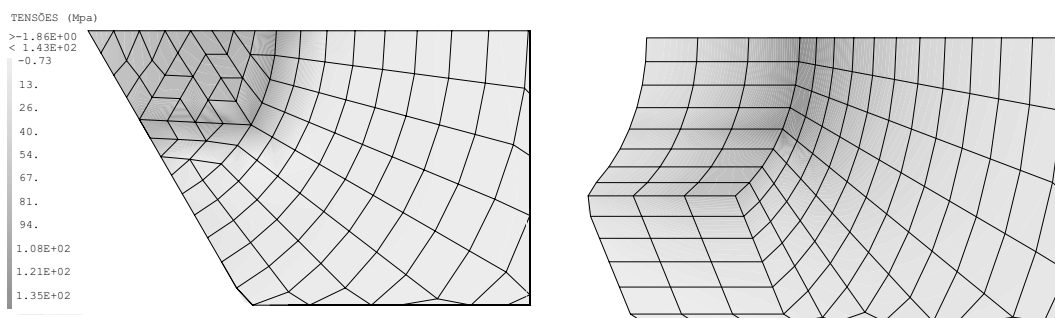
Os materiais foram considerados isotrópicos com as seguintes propriedades listadas na tabela 1.

**Tabela 1.** Dados dos materiais para a simulação.

Elemento	E (GPa)	$\nu$
Punção	210	0,3
Base	210	0,3
Amostra	210	0,3
Espaçador	21	0,3

### 3.1 Resultados

O resultado é apresentado nas figuras 4a e 4b a seguir. Elas representam a distribuição de tensões de Mises na base e no bloco da prensa, respectivamente. Através destes resultados pode-se observar as áreas onde o sistema sofre o maior carregamento.



**Figura 4.** Tensões de Mises na base (a) e no bloco (b) da prensa.

As regiões onde a tensão é maior são exatamente as que estão em contato com as bordas do punção. São nestas áreas que problemas de plastificação aparecem e podem danificar o equipamento, impedindo que as tensões almejadas sejam atingidas.

## 4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A simulação numérica da prensa apresenta resultados qualitativamente próximos aos verificados durante a sua utilização. A base da prensa e o bloco são as partes mais vulneráveis já que, devido as suas dimensões, são construídas com materiais que apresentam propriedades mecânicas inferiores aos punções.

As áreas de maior pressão são facilmente observadas através dos resultados numéricos. Com base nestes resultados pode-se melhorar o projeto aumentando as propriedades nestas áreas, para que resistam às pressões exigidas.

Uma das recomendações pode ser o tratamento térmico ou mecânico apenas nestas áreas. O custo seria então otimizado e os problemas sanados.

O cálculo computacional tridimensional possui custo elevado. Como a geometria do bloco e da base é axisimétrica pode-se tentar o cálculo bidimensional axisimétrico com o auxílio das séries de Fourier para decomposição do sistema interno (Mendes, 2000).

## Agradecimentos

Agradecemos o apoio financeiro da CAPES e da Comunidade Européia através do programa de cooperação ALFA (Rede Sinus $\pi$ m).

## 7. REFERÊNCIAS

- Chervin J. C., Peyronneau J., 1997, 1er Forum de Technologie des Hautes Pressions - Preface.
- Courtois P., Ricard A., 1988, “Finite element analysis of industrial friction contact problems”; Journal de Mécanique théorique et appliquée, supplément spécial 1 au vol.7, p. 264.
- Eremets M., 1996, “High Pressure Experimental Methods”. Oxford Science Publications.
- Kawai N., Endo S., 1970, “The generation of Ultrahigh Hydrostatic Pressures by a Split Sphere Apparatus”; Rev. Sci. Instrum., Vol. 41, p. 1178.
- Mendes J. M. P., 2000 “Modelagem e Simulação Numérica de Prensas à Altíssimas Pressões”; Tese de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil.
- Raous M., Chabrand P., Lebon F., 1988 “Numerical methods for frictional contact problems and applications”; Journal de Mécanique théorique et appliquée, supplément spécial 1 au vol.7.
- Rebelo N., 1988, “Development of contact algorithms for a general purpose finite element program”; Journal de mécanique théorique et appliquée, supplément spécial 1 au vol.7.
- Schimidt M., Petitet J. P., 1997, “Les systèmes multi-enclumes”, 1er Forum de Technologie des Hautes Pressions, p. 47.
- Sherman W. F., Stadmuller A. A., 1987, “Experimental techniques in high pressure research”. Wiley, Chichester.

modular como um todo; 3) que em função destas dificuldades encontradas os melhores caminhos sugeridos visando amenizá-las, se encontram no estabelecimento dos fluxogramas que representam as atividades inerentes ao desenvolvimento da síntese funcional, pois eles na sua forma simples, elucidam, sistematizam e deixam mais compreensível o desenvolvimento do todo, facilitando o estabelecimento de regras e critérios de auxílio ao projetista e, conseqüentemente, a implementação computacional de ferramentas voltadas para este fim.

Assim sendo, este trabalho tem o seu valor tanto na área do ensino de metodologia de projeto, como também na área de desenvolvimento de sistemas industriais, pois contribui respectivamente, para aclarar o estudo e o ensino da síntese funcional de sistemas modulares, como também para formar as bases da ferramenta computacional destinada a auxiliar a equipe de projeto a armazenar e manipular as informações e os conhecimentos necessários à concepção de produtos melhores e mais competitivos.

## **6. REFERÊNCIAS**

- Back, N., 1983, “Metodologia de Projeto de Produtos Industriais”, Ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 389p.
- Ogliari, A., 1999, “Sistematização da Concepção de Produtos Auxiliada por Computador com Aplicações no Domínio de Componentes de Plástico Injetado”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 342p.
- Maribondo, J.F.; Back, N. & Forcellini, F.A., 1998., “A Fundamentação e as Perspectivas de Projeto de Produtos Modulares”, V Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste, Vol. 1, Fortaleza-CE, Brasil, pp. 86-93.
- Pahl, G. & Beitz, W., 1996, “Engineering Desig. A systematic approach, Printed in Great Britain: Springer-Verlag London Limited, 544p.



**Tabela 1.** Ação, critérios básicos de interfaceamento e recomendações de projeto destinadas a auxiliar a equipe de projeto a estabelecer o acoplamento dos módulos funcionais do sistema modular.

Ação a ser desenvolvida	Critérios básicos de interfaceamento a atender	Recomendações de projeto baseado nestes critérios de interfaceamento
Estabelecer a similaridade entre as estruturas funcionais estabelecidas para o sistema modular	Similaridade de energias	Na união dos módulos funcionais utilize, sempre que possível, o mesmo tipo de energia estabelecida para o funcionamento dos vários sistemas que compõe o sistema modular.
	Similaridade de materiais	Verifique se o fluxo dos materiais a processar, entre os módulos, é compatível com as restrições/observações estabelecidas nos módulos funcionais a unir.
	Similaridade de sinais	Na união dos módulos funcionais utilize, sempre que possível, a mesma forma de conhecimento, predição ou reconhecimento dos parâmetros de funcionamento estabelecidos nas estruturas funcionais do sistema modular.

Estabelecidos estes critérios, a próxima tarefa é a construção das estruturas funcionais, a qual corresponde a organização e/ou arranjo dos módulos entre si, visando estabelecer as concepções abstratas dos sistemas físicos que se deseja construir para o sistema modular.

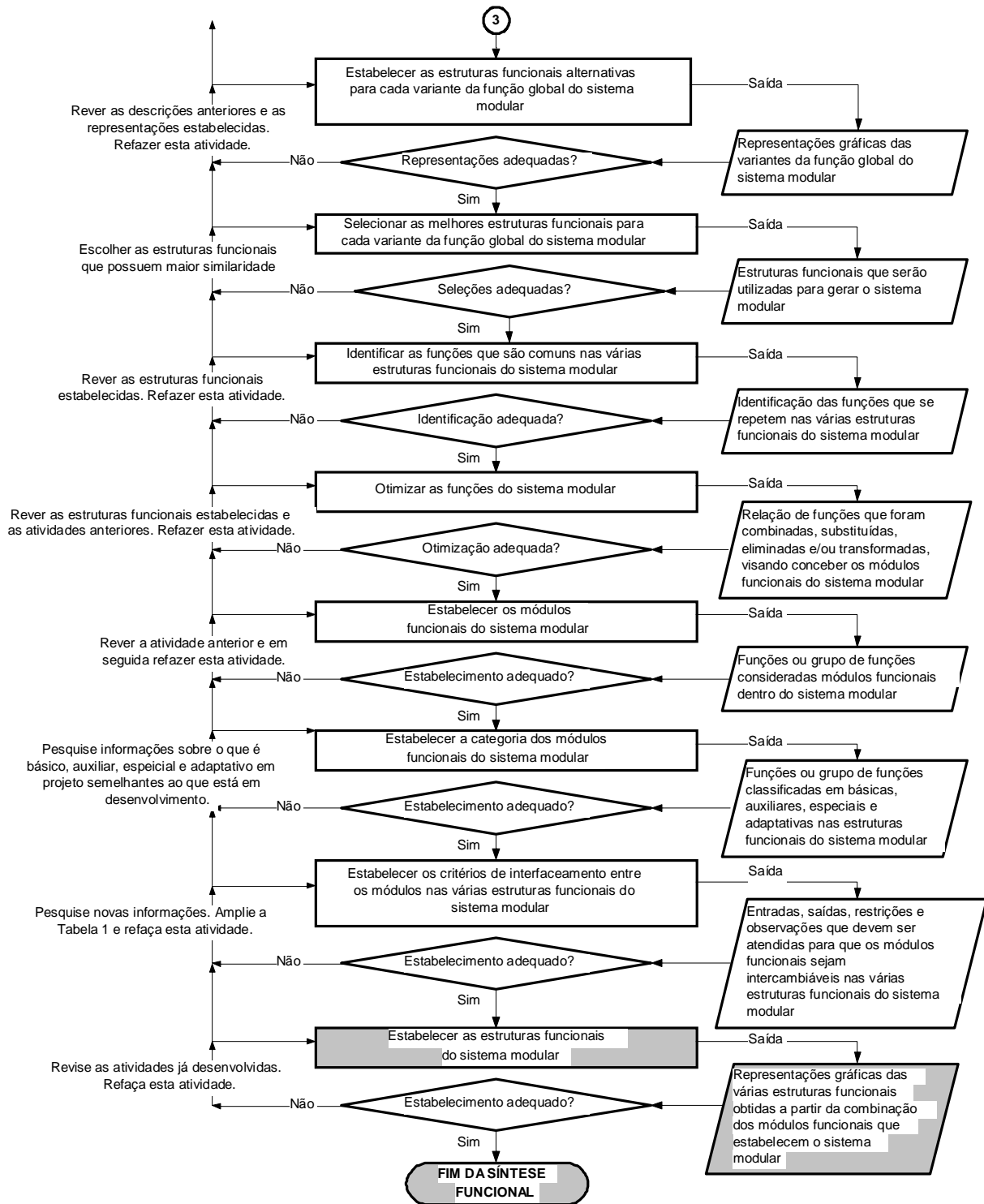
#### 4. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL DA SÍNTESE FUNCIONAL DE SISTEMAS MODULARES

A implementação computacional da síntese funcional de sistemas modulares só foi possível a partir dos estudos já mencionados e, principalmente, da elaboração dos fluxogramas apresentados nas Figuras 1a, 1b, 1c e 1d. Estes, por sua vez, serviram de guia para a visualização de todas as atividades inerentes ao desenvolvimento da mesma como, também, de meios para a elaboração das regras e do mapeamento lógico das telas do sistema computacional.

Sob este último enfoque (sistema computacional), salienta-se que o mesmo se encontra no nível de protótipo. No entanto os testes realizados até o presente momento fazem-nos crer da viabilidade desta ferramenta no apoio ao desenvolvimento de sistemas modulares.

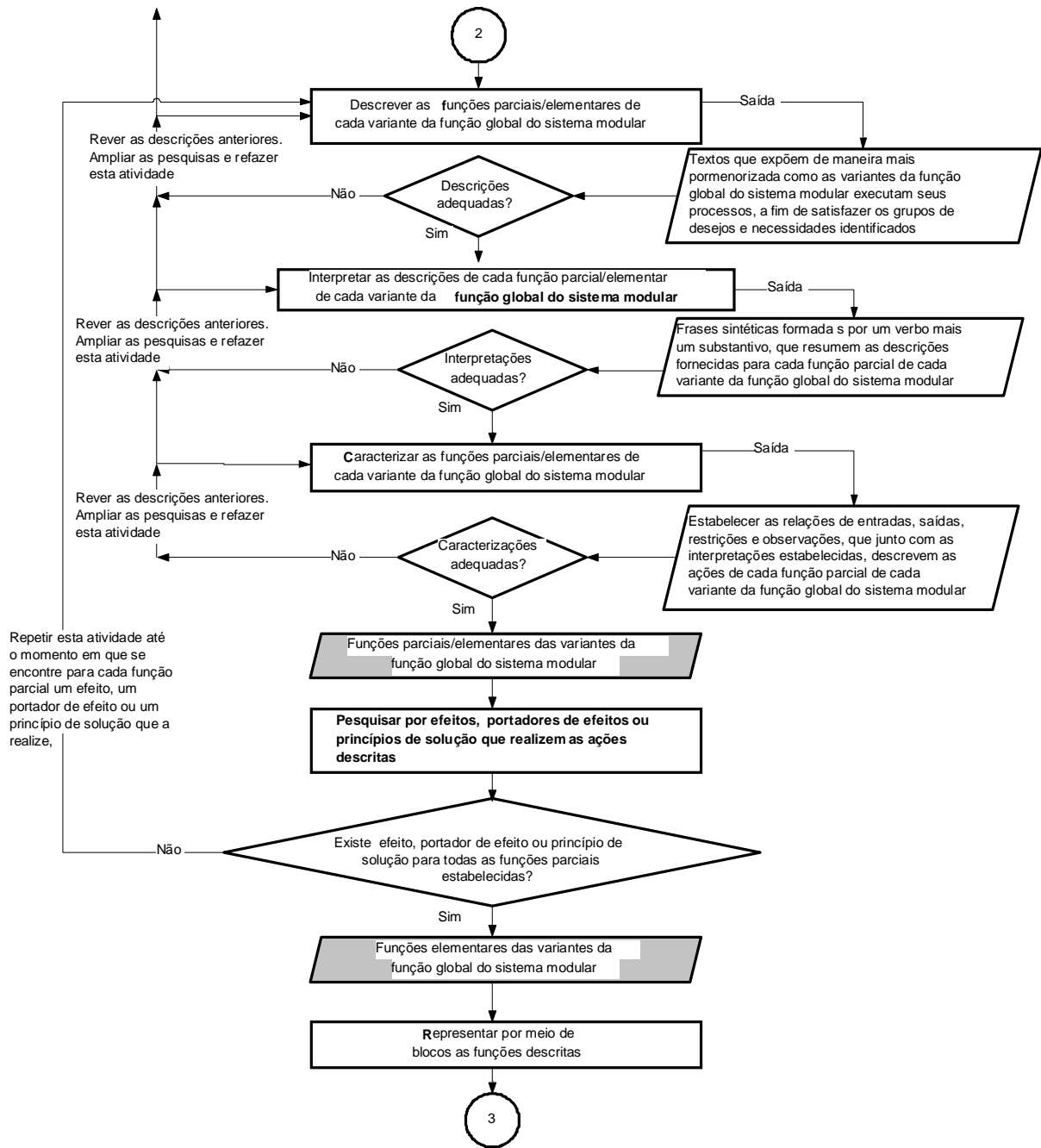
#### 5. CONCLUSÕES

As principais conclusões que podem ser tiradas deste trabalho são as seguintes: 1) quando se pesquisa sobre o desenvolvimento de metodologias de projeto, vê-se que as maiores dificuldades em elaborá-las estão no tocante ao desenvolvimento das ferramentas que a compõe, isto é, no **com que** fazer cada atividade. Dentro deste contexto, as ferramentas de apoio utilizadas nas fases iniciais do processo de projeto, como é o caso da síntese funcional, se constituem as mais difíceis de sistematizar e codificar, devido ao alto grau de subjetividade encontrado no desenvolvimento das mesmas; 2) que estas dificuldades são aumentadas quando se deseja efetuar, por exemplo, a síntese funcional de sistemas modulares, pois a mesma necessita de não apenas uma estrutura de função para a concepção do sistema, mas sim de várias estruturas funcionais, com funções e grupos de funções intercambiáveis entre si (os módulos funcionais), visando conceber a família de sistemas que representa o sistema

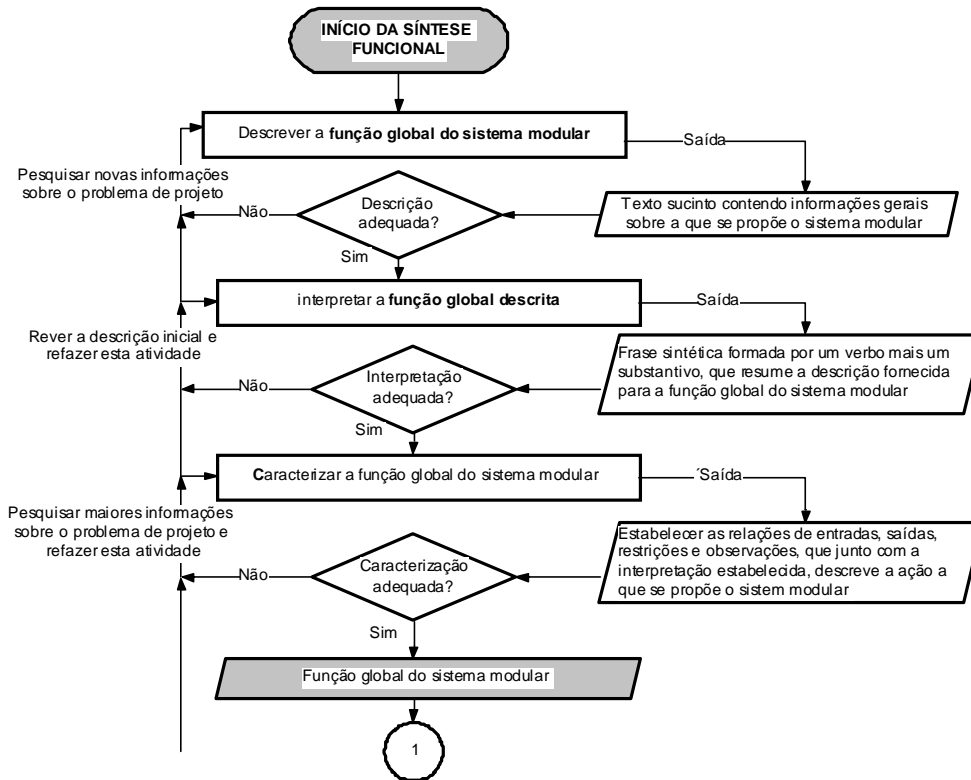


**Figura 1d.** Sistematização das estruturas funcionais modularizadas do sistema modular.

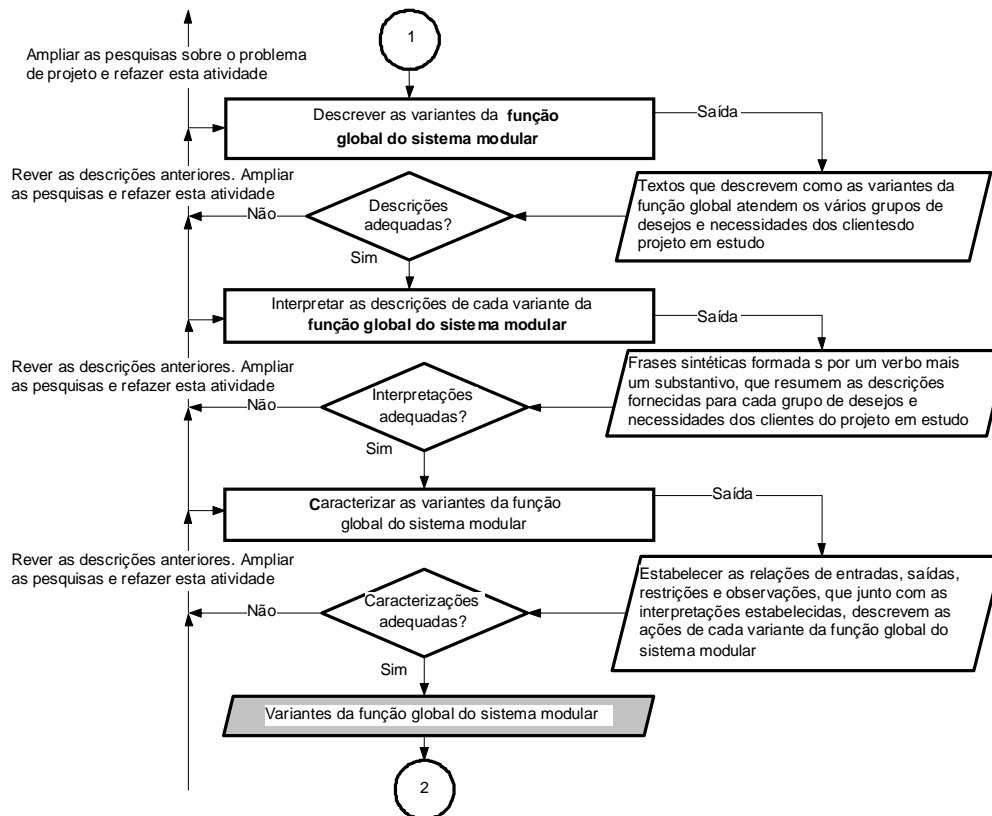
Classificados os módulos funcionais, passa-se a estabelecer os critérios de interfaceamento, visando estabelecer os vários sistemas que vão compor o sistema modular. Estes critérios correspondem aos princípios que se tomam como referência para auxiliar os projetistas a definirem as formas ou os meios de união ou acoplamento entre dois ou mais módulos funcionais, visando estabelecer as estruturas funcionais do sistema modular. Para maiores esclarecimentos ver a Tabela 1.



**Figura 1c.** Sistematização das funções parciais e elementares do sistema modular.



**Figura 1a.** Sistematização da função global do sistema modular.



**Figura 1b.** Sistematização das variantes da função global do sistema modular.

A **descrição das variantes da função global do sistema modular**, apresentada na Figura 1b, compreende outras atividades mais detalhadas destinadas a estabelecer outros textos mais específicos, a partir da missão principal estabelecida anteriormente, os quais também deverão ser interpretados e caracterizados na forma de blocos contendo entradas, saídas, restrições/observações, destinadas a contemplar diferentes grupos de desejos e necessidades de clientes e consumidores, a partir da combinação de um conjunto de módulos funcionais.

O **estabelecimento das estruturas funcionais modularizadas**, apresentada na Figura 1d, corresponde a uma série de atividades destinadas a caracterizar e representar graficamente os vários sistemas que compõe o sistema modular. Estes sistemas são concebidos a partir da combinação de um conjunto de módulos funcionais assim denominados: módulos funcionais essenciais, constituídos pelos módulos básicos e auxiliares, e módulos funcionais possíveis, constituídos pelos módulos especiais e adaptativos (Pahl & Beitz, 1996; Maribondo et al. 1998). Para o estabelecimento destes módulos se faz necessário estabelecer, inicialmente, as estruturas funcionais alternativas de cada variante da função global do sistema modular. Em seguida, selecionar as melhores estruturas funcionais para cada variante da função global do sistema modular. Posteriormente, é preciso identificar dentro de cada estrutura funcional e entre as demais estruturas funcionais escolhidas para compor o sistema modular, aquelas funções que se repetem, isto é, as funções comuns. Em seguida, faz-se uma otimização das funções (combinar, substituir, eliminar e/ou transformar) que compõem as estruturas funcionais, visando estabelecer os módulos funcionais. Em outras palavras, após identificar as funções que se repetem nas várias estruturas funcionais e otimizar as restantes, tem-se um agrupamento de funções que desempenham papéis importantes nestas estruturas funcionais. Estes agrupamentos e em alguns casos determinadas funções são, então, estabelecidas como os módulos funcionais do sistema modular. Restam, portanto, classificá-los em básicos, auxiliares, especiais e adaptativos. Para tanto, lança-se mãos das seguintes regras, a saber:

**Pergunta 1:** *A função ou o agrupamento de funções (os módulos funcionais) são considerados essenciais para as características dos vários sistemas que compõem o sistema modular, isto é, sem eles estes sistemas não poderiam atingir suas missões principais?*

*Se sim,*

**Então** estes módulos serão considerados módulos funcionais básicos ou auxiliares.

**Pergunta 2:** *Estes módulos funcionais tem o papel de dar auxílio, ajudar, favorecer outros módulos funcionais a cumprirem suas missões principais?*

*Se sim,*

**Então** estes módulos serão considerados módulos funcionais auxiliares e recebem o seguinte código (Au).

**Senão**, estes módulos serão considerados módulos funcionais básicos e recebem o seguinte código (B).

**Senão** estes módulos serão considerados módulos funcionais especiais ou adaptativos.

**Pergunta 3:** *Estes módulos funcionais atendem objetivos particulares, exclusivos e não precisam estar presentes em todas as variantes da função global?*

*Se sim,*

**Então** estes módulos serão considerados módulos funcionais especiais e recebem o seguinte código (E).

**Senão**, estes módulos serão considerados módulos funcionais adaptativos e recebem o seguinte código (Ad).

Dephi versão 3, por ter mais afinidade com relação aos trabalhos que estavam sendo desenvolvidos nesta área e por ser esta plataforma mais conhecida do seu desenvolvedor.

Realizados estes estudos passou-se a sistematizar o conhecimento adquirido, fazer o mapeamento lógico do programa, a implementação computacional e os testes.

### 3. SÍNTESE FUNCIONAL DE SISTEMAS MODULARES

Segundo Back (1983), a **síntese funcional** deve ser entendida como sendo “*as ações necessárias para formular, a partir de um problema verbalmente exposto, uma função geral de um sistema técnico, bem como as ações que serão necessárias para substituir a função geral formulada por estruturas de funções parciais ou elementares*”.

Já a **síntese funcional de sistemas modulares** deve ser entendida como sendo as ações necessárias para formular, a partir de um problema verbalmente exposto e devidamente descrito e especificado, uma função global e as variantes desta função global destinadas a representar vários sistemas técnicos, bem como as ações que são necessárias para substituir as formulações destas variantes por estruturas de funções modularizadas formadas por meio de funções parciais ou elementares. Onde, por **função global** entende-se a missão principal a que se propõe o sistema modular. As **variantes da função global** correspondem a variações particulares que podem ser realizadas, a partir da missão principal, visando atender determinados grupos de desejos e necessidades dos clientes do projeto. As **funções parciais** correspondem a aquelas missões menores que fazem parte das variantes da função global e as **funções elementares** correspondem a aquelas missões básicas e totalmente conhecidas que fazem parte das funções parciais e que terminam por torná-las compreensíveis, assim como as variantes da função global e o sistema modular como um todo.

Assim sendo, o desenvolvimento desta ferramenta passa necessariamente pela sistematização das seguintes atividades, a saber: descrição, interpretação, caracterização e pesquisa de efeitos (físicos, químicos e/ou biológicos), portadores de efeitos ou princípios de solução para cada função do sistema modular; otimização das funções estabelecidas, que tem por objetivo melhorar ao máximo as estruturas funcionais do sistema modular em estudo; estabelecimento dos módulos funcionais, o qual visa definir qual ou quais funções serão consideradas módulos dentro das estruturas funcionais em desenvolvimento; estabelecimento das categorias dos módulos funcionais, que tem por objetivo maior estabelecer a importância dos mesmos na construção do sistema modular; estabelecimento dos critérios de interfaceamento entre os módulos funcionais, o qual visa deixar mais claro como os módulos podem se combinar uns com os outros, gerando as várias estruturas funcionais do sistema modular e, por fim, o estabelecimento das estruturas funcionais modularizadas, as quais tem por objetivo representar os vários sistemas que compõem o sistema modular idealizado.

Para maiores esclarecimentos, apresentam-se nas Figuras 1a, 1b, 1c e 1d os fluxogramas que descrevem tais atividades e terminaram por auxiliar na sistematização desta ferramenta.

A **descrição da função global do sistema modular**, apresentada na Figura 1a, compreende várias atividades destinadas a estabelecer um texto geral e sucinto, que será interpretado e, posteriormente, caracterizado na forma de um bloco contendo a missão principal do sistema modular, descrita através de um verbo, substantivo mais algum complemento, além das entradas, saídas (energias, materiais e sinais) e restrições/observações necessárias ao desenvolvimento desta missão.

Salienta-se que a cada função parcial estabelecida, deve-se questionar a existência ou não de efeitos físicos, portadores de efeitos ou princípios de solução conhecidos. Para as respostas positivas interrompe-se o desdobramento funcional da função estabelecida, pois conhecendo-se tal efeito, portador de efeito ou princípio de solução é possível afirmar que a função é totalmente conhecida, não sendo mais necessário o seu desdobramento.

problema em estudo, fazendo uso do maior número de meios técnicos e práticos disponíveis, no local de trabalho, a fim de que o processo de concepção possa ser conduzido, operacionalizado e viabilizado da melhor forma possível, na busca da solução mais adequada para a demanda inicial.

Dentro deste contexto, o uso de metodologias de projeto vêm sendo sugeridas e aplicadas, por vários pesquisadores. Segundo Back (1983) e Ogliari (1999), para citar alguns destes pesquisadores, tais metodologias de projeto auxiliam os projetistas a conduzirem o problema de projeto de maneira passo-a-passo, contribuindo para que os erros por esquecimentos e falta de diretrizes, no desenvolvimento dos mesmos, sejam observados. Isto é possível, pois tais metodologias de projeto são desenvolvidas tendo-se em mente três aspectos básicos, a saber: 1) indicar como fazer; 2) com que meios fazer e, por fim, 3) em que tempo fazer cada uma das atividades necessárias para o desenvolvimento do projeto.

Dentro deste contexto, as maiores dificuldades no desenvolvimento de metodologias de projeto se encontram nos aspectos ligados ao segundo item mencionado, ou seja, com que meios fazer cada atividade. Este aspecto se verifica, porque estes meios constituem as ferramentas do processo de projeto. As dificuldades em criá-las e torná-las mais amigáveis envolvem atividades inerentes a cultura adquirida por cada idealizador de metodologias de projeto ao longo de sua vida. Logo, o modo de desenvolvê-las e apresentá-las pode diferir de um desenvolvedor para outro dentro de um mesmo processo metodológico. Consciente destas dificuldades e das variações que podem ocorrer quando da apresentação destas ferramentas de projeto, apresenta-se, neste trabalho, uma contribuição na área de metodologia de projeto, no tocante a sistematização e implementação computacional de uma destas ferramentas de projeto empregada nestes processos metodológicos denominada: síntese funcional de sistemas modulares. Onde por **sistemas modulares**, entende-se aqueles sistemas que são criados a partir da combinação de um grupo de módulos funcionalmente independentes, de interfaces padronizadas e intercambiáveis entre si.

Para tanto, inicialmente comenta-se sobre as atividades desenvolvidas para a elaboração deste trabalho; em seguida, apresenta-se a ferramenta de projeto denominada síntese funcional de sistemas modulares, sua sistematização e, por fim, as conclusões do mesmo.

## **2. ATIVIDADES DESENVOLVIDAS PARA A ELABORAÇÃO DESTE TRABALHO**

Para o desenvolvimento deste trabalho foi necessário o aprofundamento nas seguintes áreas de conhecimento, a saber: 1) desenvolvimento de metodologias de projeto; 2) desenvolvimento de sistemas modulares; 3) desenvolvimento de síntese funcional e, por fim, 4) estudo da plataforma computacional para codificar tais conhecimentos.

No desenvolvimento de metodologias de projeto e de sistemas modulares, buscou-se obter informações sobre os três aspectos básicos mencionados anteriormente, visando conhecer melhor quais informações deveriam ser manuseadas ou transformadas anteriormente para que pudessem ser introduzidas na ferramenta de projeto em estudo.

No desenvolvimento de síntese funcional o estudo se deteve a acompanhar, exercitar e registrar a forma como cada atividade deveria ser executada para a obtenção das estruturas funcionais geradas por meio do auxílio desta ferramenta.

O estudo da plataforma computacional para codificar tais conhecimentos se deu em cima das principais plataformas já utilizadas no NeDIP/DEM/UFSC (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos/Departamento de Engenharia Mecânica/Universidade Federal de Santa Catarina), a saber: o shell KAPPA PC, o Borland C++ Builder e o Borland Dephi versão 3. Neste caso, a plataforma escolhida foi o Borland

## **FERRAMENTA DE APOIO À FASE DO PROJETO CONCEITUAL: Síntese funcional de sistemas modulares**

### **Juscelino de Farias Maribondo**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus II, 58.109-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: [juscelin@nedip.ufsc.br](mailto:juscelin@nedip.ufsc.br)

### **Nelson Back**

### **Fernando Antônio Forcellini**

### **André Ogliari**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 88.040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: [back@emc.ufsc.br](mailto:back@emc.ufsc.br), [forcellini@emc.ufsc.br](mailto:forcellini@emc.ufsc.br), [ogliari@emc.ufsc.br](mailto:ogliari@emc.ufsc.br)

### **Resumo**

O avanço da ciência e da tecnologia vêm tornando os projetos industriais mais complexos e sofisticados. Este desenvolvimento tem proporcionado o lançamento de produtos com tempo de vida cada vez mais curto. Entre as razões encontradas para explicar este fato, cita-se: a necessidade de permanência no mercado e a globalização da economia. Diante deste quadro, os projetistas aliam aos processos criativos outros processos sistemáticos e metodológicos. Sob este enfoque, utilizam-se de ferramentas de projeto tal como a síntese funcional. Apesar de sua importância no desenvolvimento de projetos industriais, sua sistematização e implementação computacional está pouco difundida e estimulada devido ao alto grau de subjetividade encontrado nos estágios do processo de projeto onde ela se encontra. Diante do exposto, este trabalho apresenta e sistematiza esta ferramenta de projeto aplicada ao domínio de sistemas modulares, com o intuito de contribuir não só no campo da pesquisa e do ensino de metodologias de projeto, como também no campo do processo produtivo de sistemas modulares, lançando as bases para o estabelecimento de um sistema computacional voltado para este fim.

**Palavras-chaves:** Síntese funcional, Sistemas modulares, Metodologia de projeto.

## **1. INTRODUÇÃO**

Com o avanço da ciência e da tecnologia os projetos de sistemas industriais vêm se tornando cada vez mais complexos e sofisticados exigindo, por parte dos projetistas, conhecimentos mais profundos e variados.

Outro fato observado é que a necessidade de permanência no mercado e a busca pela satisfação dos desejos e necessidades dos clientes vem forçando as indústrias, ao longo dos anos, a serem mais ágeis e flexíveis no seu processo de produção.

Diante destes fatos, os projetistas vêm aliando aos processos criativos outros processos sistemáticos e metodológicos, com vistas a auxiliá-los a resolver problemas com nível de complexidade mais elevados. A intenção de utilizá-los é gerenciar melhor as informações do



# **PROJETO AUTOMATIZADO DE TRANSMISSÕES POR PAR PARAFUSO SEM-FIM CORÔA UTILIZANDO SISTEMA CAD**

**Daniel Martins Costa Santos**

**Antônio Eustáquio Melo Pertence**

Universidade Federal de Minas Gerais UFMG, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Presidente Antônio Carlos nº 6627, Campus da Pampulha, CEP: 31270-901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil. E-mail: pertence@dedalus.lcc.ufmg.br

## **Resumo**

A produção de equipamentos industriais normalmente não é seriada, o que acarreta um novo projeto a cada novo equipamento. Para a economia de tempo e melhoria do projeto tem se procurado automatizar parte do processo de produção. Assim, pode-se automatizar o cálculo de alguns componentes fundamentais em equipamentos industriais, o que propicia uma otimização dos cálculos e uma reestruturação mais rápida do projeto como um todo. O par parafuso sem-fim corôa é um tipo de transmissão encontrado em equipamentos industriais muito utilizado devido a algumas de suas características, tais como: funcionamento silencioso, grande relação de redução e transmissão de potência através de eixos ortogonais. O objetivo do presente trabalho foi o desenvolvimento de uma seqüência automatizada de cálculo de transmissões por par parafuso sem-fim corôa utilizando-se microcomputador. O software desenvolvido realiza o dimensionamento da transmissão e gera um arquivo de desenho técnico através do uso de sistema CAD.

**Palavras-chave:** Engrenagem, Sem-Fim Corôa.

## **1. INTRODUÇÃO**

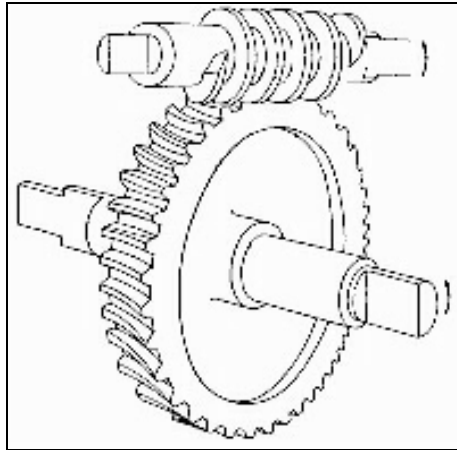
Na busca constata da melhoria da produtividade e resposta mais rápida aos pedidos de mercado, muitas empresas tem adotado o cálculo automatizado de elementos mecânicos como meio de reduzir o tempo de execução de projetos. A automatização do cálculo de elementos mecânicos tem se tornado crucial no desenvolvimento de projetos industriais, pois possibilita uma reestruturação mais rápida do projeto como um todo em casos de modificação e adaptação, além de oferecer possibilidade de simulação de várias alternativas de solução para um determinado problema.

## **2. TRANSMISSÃO POR PAR PARAFUSO SEM-FIM CORÔA**

O par parafuso sem-fim corôa, indicado na figura 1, é um tipo de transmissão que permite grande relação de redução, além de um funcionamento silencioso. Ainda, o par parafuso sem-fim corôa possui a capacidade de amortecer vibrações mecânica, permitindo um funcionamento silencioso quando o projeto é bem executado.

Ao contrário dos outros tipos de engrenagens a transmissão por par parafuso sem-fim corôa ocorre por deslizamento entre dentes o que gera um baixo rendimento, na faixa de 45 a 80%. Parte da potência transforma-se em calor aquecendo o óleo de lubrificação e a carcaça, que é em geral aletada. (Norton, 1999), (Juvinall & Marshek, 1991), (Mott, 1992)

De acordo com as características descritas deve-se analisar a transmissão por par parafuso sem-fim corôa verificando a resistência mecânica, a capacidade ao desgaste superficial, e levando em consideração a dissipação de calor.



**Figural1.** Par parafuso sem-fim corôa

### **3. PROJETO DO PAR PARAFUSO SEM-FIM CORÔA**

A partir dos requisitos iniciais do projeto e dos dados complementares, consegue-se com a utilização de equações de dimensionamento as características do par parafuso sem-fim corôa (Finzi, 1963). Caso o projeto não passe pelas verificações de aquecimento, desgaste ou resistência deve-se voltar ao início e refazer todos os cálculos alterando alguns dos dados complementares de modo a atingir o objetivo final do projeto.

#### **3.1 Requisitos do Projeto**

A seguir encontram-se os dados iniciais do projeto com suas respectivas unidades adotadas :

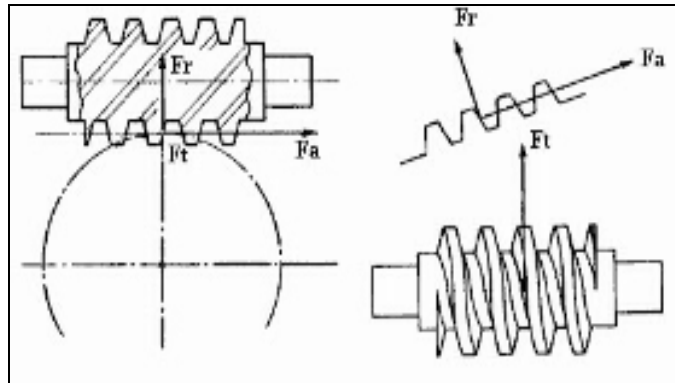
- Rotação de Entrada (rpm) ;
- Rotação de Saída (rpm) ;
- Potência de Entrada (cv) ;
- Potência de Saída (cv) ;
- Momento de Entrada (kgf.cm) ;
- Momento de Saída (kgf.cm).

Os dados complementares necessários são indicados a seguir com suas respectivas unidades

- Rendimento (%) ;
- Ângulo da Hélice (graus) ;
- Tipo de Mancais ;

- Material do Sem-Fim e da Corôa ;
- Material dos Eixos ;
- Relação de Redução ;
- Número de Dentes da Corôa ;
- Número de Entradas do Sem-Fim ;
- Passo (mm) ;
- Vida (horas).

Além disso é importante que se conheça os esforços envolvidos A figura 2 indica as forças envolvidas neste tipo de transmissão:



**Figura 2.** Forças envolvidas na transmissão por par parafuso sem-fim corôa

A partir do conhecimento entre as grandezas envolvidas e a definição de todas as equações necessárias, pode-se elaborar seqüências de resoluções, conseguindo assim a generalização do problema (Faires, 1976) ( Stipkovic, 1973). Com as seqüências de resoluções determinadas, a próxima etapa foi a de conversão das mesmas em algoritmo, que sendo implementado deu origem ao programa que será apresentado a seguir.

### 3.2 Software para o Cálculo da Transmissão por Par Parafuso Sem-Fim Corôa

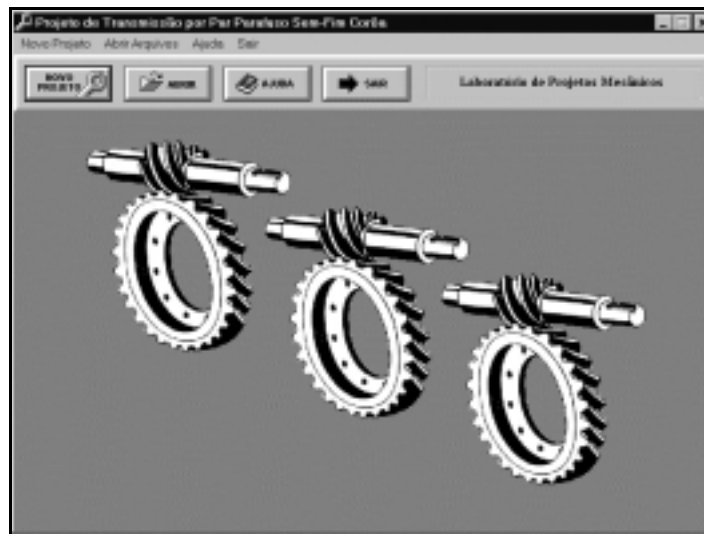
O programa foi desenvolvido em linguagem Visual Basic<sup>®</sup> Release 3 (Holzner, 1994) (Wang, 1994) e é constituído basicamente por quatro telas principais, sendo que há também telas secundárias de confirmação ou de opções. As telas principais são as seguintes :

- Tela Principal;
- Primeira Tela de Entrada de Dados;
- Segunda Tela de Entrada de Dados;
- Tela de Apresentação de Resultados.

A “Tela Principal”, ilustrada na figura 3, corresponde a entrada do programa e através dela se consegue acesso às demais telas que vão compoendo o seu fluxo de funcionamento.

Pode-se notar que o programa permite a geração de um novo projeto, assim como, o acesso a um projeto existente. Acionando a opção “Novo Projeto” o programa irá iniciar o processo de obtenção de dados. Caso seja acionado a opção “Abrir”, o programa permitirá a abertura de dois tipos de arquivos : arquivo de projeto e arquivo de resultado. Abrindo um arquivo de projeto o usuário terá acesso a um projeto existente, possibilitando uma reestruturação e adaptação, além de oferecer a possibilidade de simulação de várias alternativas

de solução para um determinado problema. Caso seja aberto um arquivo de resultado o programa viabilizará apenas a visualização do resultado final do projeto.



**Figura 3.** Tela principal

Após o início de um novo projeto ou abertura de um Arquivo de Projeto, aparece a “Primeira Tela de Entrada de Dados”, como indica a figura 4. Após o preenchimento de todos os dados basta acionar a opção “Seguir” para que a “Segunda Tela de Entrada de Dados” possa aparecer.

Na “Segunda Tela de Entrada de Dados”, apresentada na figura 5, há possibilidade de fornecimento de dados que são requisitos do projeto, tais como: momento de entrada, rotação de entrada e relação de redução.



**Figura 4.** Primeira tela de entrada de dados

Dados do Projeto do Transmissão por Par Parafuso Sem-Fim Corôa

Escolha dos Dados para Serem Fornecidos:

Relação de Redução: 28.5

Número de Entradas do Sem-Fim: 2

Número de Dentes da Corôa: 53

Escolha um dos Dados Abaixo para Ser Fornecido:

Estação de Entrada: 1758 rpm

Estação de Saída: rpm

Forneca os Dados Abaixo:

Passo do Sem-Fim: 7 x W mm

Veloc: 1800 H/min

Escolha um dos Dados Abaixo para Ser Fornecido:

Momento de Entrada: 970 kgf/cm

Potência de Entrada: cv

VOLTAR CANCELAR SEGUIR

**Figura 5.** Segunda tela de entrada de dados

O programa oferece ao usuário uma interface simples e agradável de utilização, como pode ser evidenciado na opção “Voltar”, que permite ao usuário voltar à tela anterior para uma possível modificação de dados.

Após o acionamento da opção “Seguir”, estando o projeto com os dados devidamente preenchidos e bem equilibrado, o programa seguirá o seu fluxo de funcionamento aparecendo a “Tela de Apresentação de Resultados”, caso contrário, aparecerá uma tela de mensagem sugerindo uma possibilidade de alteração do projeto.

A “Tela de Apresentação de Resultados”, como mostra a figura 6, apresenta de forma sucinta os resultados obtidos do cálculo do par parafuso sem-fim corôa e permite que o mesmo seja impresso. Ainda, ao acionar a opção “Seguir” há a possibilidade de geração de três tipos de arquivos:

- Arquivo de Desenho: arquivo contendo código de geração de desenho automatizado;
- Arquivo de Projeto: arquivo contendo os dados iniciais do projeto;
- Arquivo de Resultados: necessário à reestruturação da “Tela de Apresentação de Resultados”.

Resultados Obtidos

Resultados:

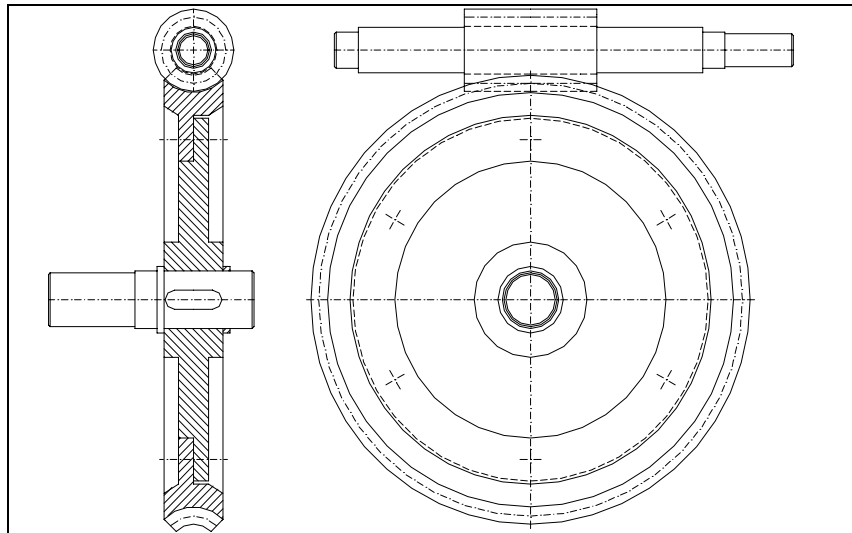
Veloc:	1800 H/min	Potência de Entrada:	15.88 cv
Reducao:	28.5%	Momento de Saída:	1296.6 kgf/cm
Material do Sem-Fim:	Aço(1020)	Relação de Redução:	28.5
Material da Corôa:	Bronze Coquilado	Número de Entradas do Sem-Fim:	2
Material do Eixo do Sem-Fim:	Aço(1010)	Número de Dentes da Corôa:	53
Material do Eixo da Corôa:	Aço(1010)	Estação de Entrada:	1758 rpm
Tipo de Material:	Marcas de Deslocamento	Rotação de Saída:	68.03 rpm
Distância Entre Centros:	275 mm	Diâmetro Primitivo do Sem-Fim:	52.60 mm
Passo:	28.27 mm	Diâmetro Primitivo da Corôa:	477 mm
Ângulo da Hélice:	13.55 Graus	D. Mínima do Eixo do Sem-Fim:	58.12 mm
Comprimento do Sem-Fim:	349.04 mm	D. Mínima do Eixo da Corôa:	62.55 mm
Distância Entre Centros:	Apetala		
Tipo de Eixo do Sem-Fim:	Isotrópico		

CANCELAR IMPRIMIR SEGUIR

**Figura 6.** Tela de apresentação de resultados

Após a criação dos arquivos, aparece uma tela de mensagem questionando se o usuário deseja visualizar o desenho da transmissão, caso a opção seja “Sim” o programa irá iniciar o processo de comunicação com o software AutoCAD® Release 14 para abrir automaticamente o arquivo de geração de desenho.

A seguir a figura 7 apresenta-se um exemplo de desenho de conjunto do par parafuso sem-fim corôa realizado a partir do programa de cálculo automatizado.



**Figura 7.** Exemplo de desenho de conjunto do par parafuso sem-fim corôa

#### **4. ANÁLISE DE RESULTADOS**

Os resultados obtidos com a aplicação do programa foram satisfatórios, pois à partir da automatização dos cálculos convencionais fica demonstrado a possibilidade de geração de desenhos necessários à fabricação deste tipo de transmissão, evitando erros comuns de arredondamentos e aproximações que normalmente ocorrem no método tradicional. Pela trabalho realizado é possível indicar que podem ser gerados não só desenhos de conjunto, como também desenhos de fabricação das peças, com controle dimensional e geométricos, além da presença de indicações de acabamentos superficiais e lista de material.

A maior vantagem do método automatizado em relação ao método tradicional torna-se evidente quando se leva em consideração o tempo de realização do projeto. Com a automatização dos cálculos e a geração automatizada do desenho de conjunto, pode-se realizar o projeto com uma boa economia de tempo, propiciando a avaliação inúmeras possibilidades construtivas, permitindo ao projetista preocupar-se com a concepção funcional e prática do equipamento.

#### **5. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à Fapemig e ao Centro Nacional de Computação de Alto Desempenho para Minas Gerais e Centro-Oeste (CENAPAD-MG/GO)

## **6. REFERÊNCIAS**

- Faires, V. M., 1976, “Elementos Orgânicos de Máquinas”, São Paulo, Brasil.
- Finzi, D., 1963, “Engrenagens”, São Paulo, Brasil.
- Holzner, S., 1994, “Visual Basic for Windows Versão 3.0”, Rio de Janeiro, Brasil.
- Norton, R. L., 1999, “Machine Design An Integrated Approach”, New Jersey, USA.
- Juvinall, R. C. Marshek K. M., 1991, “Fundamentals of Machine Component Design”, USA
- Mott, R.L., 1992, “Machine Elements in Mechanical Design”, New York, USA.
- Stipkovic, M. F., 1973, “Engrenagens”, São Paulo, Brasil.
- Wang, W., 1994, “Visual Basic 3 for Windows para Leigos”, São Paulo, Brasil.

- Foi desenvolvido e executado um projeto especial de uma prensa universal de 5000 Ton, a qual pode ser utilizada em diversas tecnologias de DAP, apresentando flexibilidade na regulagem da alta pressão com alta precisão.

## 6. REFERÊNCIAS

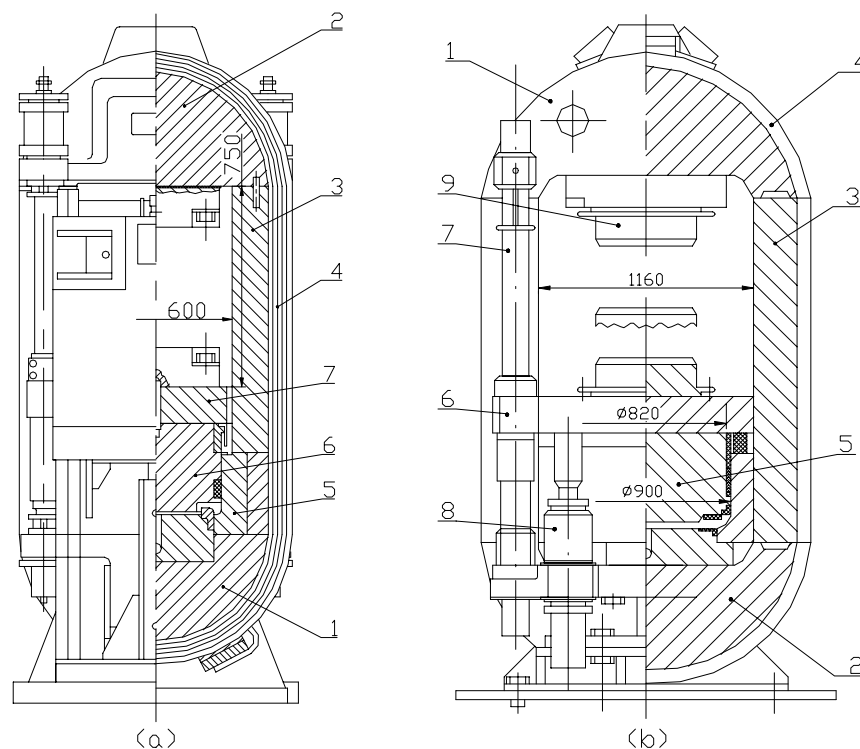
- Bobrovnitchii, G.S., 1982, “Dispositivos de Super Alta Pressão”, Znanie, Moscou, N°5, pp. 131, (em russo).
- Bobrovnitchii, G.S., 1989, “Concerning Press Dynamics when Instantaneous Failure of Sealing Burr in High Pressure Unit Takes Place”, High Pressure Science and Technology. Proceedings XI AIRAPT International Conference, Kiev, Naukova Dumka, V4, pp. 91-96.
- Bobrovnitchii, G.S., Belovol V.S., 1991, “Novas Prensas Hidráulicas para a Produção de Materiais Superduros”, no livro: Novidades e Tecnologias da Industrialização de Forja, VNIIMETMASH, Moscou, pp. 15 –24, (em Russo).
- Bobrovnitchii, G.S., Ramalho, A.M., 1998, “Determinação da Pressão Ótima nos Cilindros de Prensas e Dispositivos Hidráulicos”, Anais do V Congresso de Engenharia Norte Nordeste – Fortaleza – Ceará, pp. 572-579.
- Bundy, F.P., 1989, “Behavior of Elemental Carbon up to Very High Temperatures and Pressures”, High Pressure Science and Technology, Proc. XI AIRAPT International Conference – Kiev, Naukova Dumka, V.1, pp. 326-332.
- Cifali, M.L., 1995, “Disposição da Estrutura de Prensas”, Patente MU 7302409-0 U, B 30b 15/04.
- Gerity George, 1967, “Advancing the State of the ar Sheet Metal Forming”, Tooling and Product. N7, pp. 33-35.
- Golman L.D., Rozanov B.V., 1963, “Cálculo da Estrutura da Prensa com Colunas Vazias e Cavilhas”, no livro: Prensas Hidráulicas. TSNITMASH, Mashgiz, Moscou, N°54, pp.34 – 44, (em Russo).
- Jonhson S., 1962, “Hight Press Exerts Heavy Force”, IRON Age, N°5, p.p. 55-56
- Klockner-Wilhelmsburger, 1996, “Hochdruck – Hochtemperatur Anlage KWG 30 MNP”. Anebout: HT – 5.190 55.96.
- Novoseclov V.A., 1963, “Prensa Hidráulica Pequena com Força de 30000 Ton”. Kuznetchno-Stampovotchnoe Proizvodstvo. N°2, pp. 62 – 65, (em Russo).
- Sack und Kiesselbach., 1996, “Techische Information”, T1 86.06-01, Gelifere Pressen für das Hochdruck – Hochtemperatur – Verfahren. Hochdruckpresse Model EP 2500, pp. 12.
- Spain, I.L., 1980, “Ultra high Pressures Apparatus and Tecnology”, Marcel Drekker, V.1, N.J., p.746.
- Storozhev M.V., Dobrinsky N.S., 1976, “Construção das Prensas Hidráulicas de Estampagem para Percursos Curtos”, Kuznetchno-Stampovotchnoe Proizvodstvo, N°5, pp 59 – 62, (em Russo).
- Ueda M., Okamoto H., 1991, “Ultra-High Pressures Generating Apparatus”. Kobelco Technology Review. Japão N°12, p.p. 37-42.



são fixados nas quatro colunas cilíndricas e suas extremidades entram nos furos das travessas inferior 1 e superior 2. Nas guias são feitos furos com precisão elevada. No desenho não são mostrados os mecanismos complementares pois sua descrição não faz parte dos objetivos deste trabalho. A prensa de 630 Ton tem a mesma configuração da prensa de 2500 Ton

A estrutura da prensa de 5000 Ton é composta também por travessas 1 e 2, duas colunas 3 e um enrolamento 4 de fita. O cilindro 5 com êmbolo é instalado livremente entre a estrutura com suporte na travessa inferior 2. A travessa móvel 6 está acoplada com o êmbolo e com quatro colunas 7. Os dois cilindros de retorno 8 são instalados em diagonal e os punções dos cilindros são ligados a travessa móvel 6. A transmissão hidráulica inclui uma bomba especial, com capacidade de regular flexivelmente a pressão durante o carregamento e redução da pressão conforme o programa desejado.

Atualmente uma prensa de força 630 Ton e outra de 2500 Ton estão instaladas no Centro das Ciências e Tecnologia da Universidade Estadual do Norte Fluminense, Campos dos Goytacazes - RJ. Os testes nas prensas mostraram que elas possuem rigidez bastante elevada. Por exemplo, o paralelismo das superfícies de trabalho das prensas não ultrapassam o valor 0,12 mm a cada 1000 mm durante a aplicação da força nominal.



**Figura 3.** Prensas hidráulicas semi-automáticas para a produção de materiais superduros com força de 2500 Ton (a) e de 5000 Ton (b).

## 5. CONCLUSÕES

- Foram elaborados métodos para o desenvolvimento de projetos de prensas especiais usadas na fabricação de materiais superduros.
- Foi projetada e fabricada em série prensas compactas de 630 Ton usada na produção de pós de diamantes policristalinos e outros materiais superduros.
- Foi projetada e fabricada em série prensas de pequenas dimensões de 2500 Ton usada na produção de pós diamantes monocristalinos, compósitos e outros materiais superduros.

externas dos cilindros de trabalho e o esquema da construção da estrutura. Para as prensas de 630 e 2500 Ton foi escolhida uma estrutura que inclui o corpo do cilindro. O corpo do cilindro é preso entre as colunas e as traves fixas, inferior e superior. A parede do cilindro serve como uma parte das colunas. O valor da pressão de trabalho é determinado pela distância entre as colunas e tem valor de 32 MPa para a prensa de 630 Ton e 125 MPa para a prensa de 2500 Ton.

Na prensa de força 5000 Ton a distância entre as colunas permite a instalação do cilindro com apoio na trave inferior e a utilização, se desejado, do DAP tipo “Belt”. A pressão de trabalho é determinada por essa distância e pelo material utilizado no cilindro, sendo em torno de 80 MPa.

As quatro colunas das guias são utilizadas para aproximação rápida e para retorno da trave móvel na prensa de 630 Ton. Na prensa de 2500 Ton elas são usadas somente para retorno e na prensa de 5000 Ton os cilindros de retorno foram colocados separadamente das guias.

A estrutura das prensas foi pré-tensionada por meio do enrolamento de fita de aço com limite de escoamento superior a 1500 MPa. O cálculo foi realizado supondo que a estrutura da prensa sofre vibrações, as quais podem acontecer de vez quando devido a explosões das gaxetas no DAP (Bobrovnichii, 1989).

As características técnicas das prensas elaboradas são apresentadas na Tabela 1. Comparando as massas e as dimensões destas prensas com as construções oferecidas no mercado, pode-se dizer que há alguma economia e vantagens na sua produção, principalmente no funcionamento.

**Tabela 1.** Características técnicas das prensas construídas

Parâmetro	Modelo		
	D00138B	D0044	D0047P
Esforço nominal (MN)	6,3	25	50
Altura da abertura do espaço de trabalho (mm)	200	420	1100
Distância entre as colunas (mm)	600	600	1160
Curso máximo (mm)	50	75	200
Pressão no cilindro de trabalho (MPa)	32	125	80
Tempo de operação:			
▪ Aumento da pressão (s)	3/5	60/360	300/1500
▪ Exposição sob a pressão e temperatura (min)	0,1 – 20	0,1 – 60	3/3000
▪ Redução da pressão (s)	5 - 20	15 – 80	240/4000
Precisão na pressão durante a exposição (%)	1,5	1,5	0,8
Capacidade máxima do aquecimento (KVA)	10	20	40
Gabaritos de instalação (mm):			
- Largura	2200	2500	10375
- Profundidade	2380	4100	6825
- Altura	2230	2585	3055
Massa da prensa (Toneladas)	4,2	10,7	37
Massa da instalação (Toneladas)	6	16	54

As construções das prensas de força 2500 e 5000 Ton são apresentadas nas Figuras 3a e 3b. A estrutura da prensa de 2500 Ton inclui: duas traves 1 e 2 de forma semicilíndrica, duas colunas 3, um corpo do cilindro 5, um enrolamento de fita 4 que une todos os elementos da estrutura e um êmbolo 6 do cilindro de trabalho que é ligado à trave móvel 7, cujos ressaltos

diminuição do diâmetro do cilindro e da sua altura. Contudo são encontradas algumas dificuldades relativas ao endurecimento superficial nas superfícies internas do cilindro, embora na indústria encontra-se desenvolvidas algumas tecnologias para o endurecimento da superfície de trabalho. A construção preferida é a apresentada na Figura 2e.

A grandeza da pressão influi bastante na diminuição das dimensões. Aumentando o valor da pressão e utilizando aços resistentes pode-se obter a otimização do valor pressão para cada tipo de construção. A pressão que garante dimensões mínimas do cilindro de trabalho, com “n” anéis encaixados uns nos outros e sob um determinado esforço, é determinada pela Eq.(1), onde  $[\sigma]$  é a tensão admissível para o material dos elementos do cilindro (Bobrovnitchii *et al*, 1998)

$$p = 0,4 \cdot \frac{n}{n+1} [\sigma] \quad (1)$$

Esta equação mostra a possibilidade de variação do valor da pressão para cada tipo de cilindro de trabalho, embora existam limites para aumento da pressão imposto pelo sistema hidráulico, principalmente nas bombas, e na utilização contínua da alta pressão nos processos.

Para otimizar o direcionamento da trave móvel, ou êmbolo, com o objetivo de se obter o paralelismo desejável nas superfícies de trabalho, podem ser utilizados dois métodos: regulagem das guias por meio de cilindros complementares ou aumentando a distância entre as guias. Este último método é mais fácil de ser empregado utilizando colunas complementares, cujas extremidades ficam distantes uma das outras e fixadas nas extremidades da trave móvel. Estas colunas podem ser aproveitadas como êmbolos dos cilindros de retorno da trave móvel (Bobrovnitchii *et al*, 1991).

O alto nível de paralelismo entre as superfícies de trabalho dos blocos de apoio durante todo o processo, a precisão de colocação do DAP no eixo da prensa, a velocidade de elevação, a conservação da pressão em até 1,5% do valor da pressão de trabalho, a redução da pressão dentro do cilindro e a diminuição da massa e dimensões, exigem a elaboração de uma prensa especial com características determinadas.

#### **4. PROJETOS DAS PRENSAS DE NOVA GERAÇÃO COM FORÇAS DE 630, 2500 E 5000 TON.**

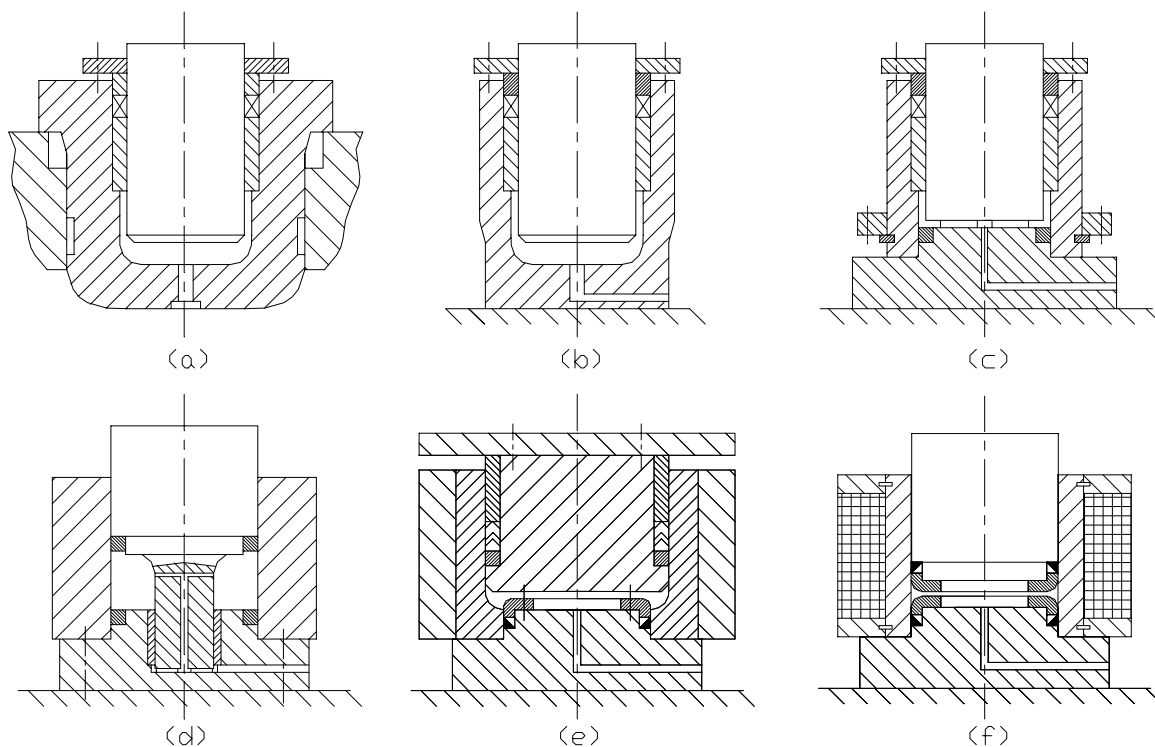
Analisando todas as características das prensas elaboradas anteriormente, pode se observar que inicialmente é necessário eliminar as suas desvantagens em relação as tecnologias que serão aplicadas. Cada tipo de tecnologia de obtenção de materiais superduros exige diferentes métodos de manutenção, por exemplo, a utilização do dispositivo tipo “Belt” para curtos períodos de síntese é economicamente inviável. Por isso seu mecanismo de carregamento não pode ter mais de duas posições. Por outro lado utilizando o DAP do tipo bigorna pode ser aplicado para síntese de curta duração podendo utilizar mecanismo de mais de duas posições. Portanto a escolha da distância entre as colunas depende de três fatores: das dimensões do DAP, do tipo de mecanismo de carregamento e da pressão no cilindro de trabalho. Sabendo-se que para as tecnologias de síntese rápida é necessário refrigerar o DAP e fazer a sua manutenção, foi escolhido para a prensa de 630 Ton o mecanismo rotativo com seis posições, que exigem a distância de 600 mm entre as colunas. Para a prensa de 2500 Ton foi usada a construção de duas posições do tipo “etagére” com elevador para a troca da posição do DAP. Na prensa de força 5000 Ton utiliza-se o mecanismo de dois braços que entram com o DAP alternadamente na prensa. Esta construção exige uma distância entre as colunas de 1160 mm.

Conhecendo-se as dimensões entre as colunas é necessário escolher as dimensões

### 3. OS MEIOS PARA A DIMINUIÇÃO DO PESO E DIMENSÕES DAS PRENSAS HIDRÁULICAS ESPECIAIS:

Podem ser propostas os seguintes meios para diminuição das dimensões sem perda de rigidez e resistência da prensa, mantendo a precisão necessária:

- Otimização da construção do cilindro de trabalho.
- Otimização da pressão necessária para se obter uma determinada força.
- Guias que garantam o paralelismo elevado das superfícies de apoio durante a aproximação e o carregamento.
- Elaboração de uma construção que permita a diminuição das dimensões sem a perda da resistência, principalmente à fadiga.



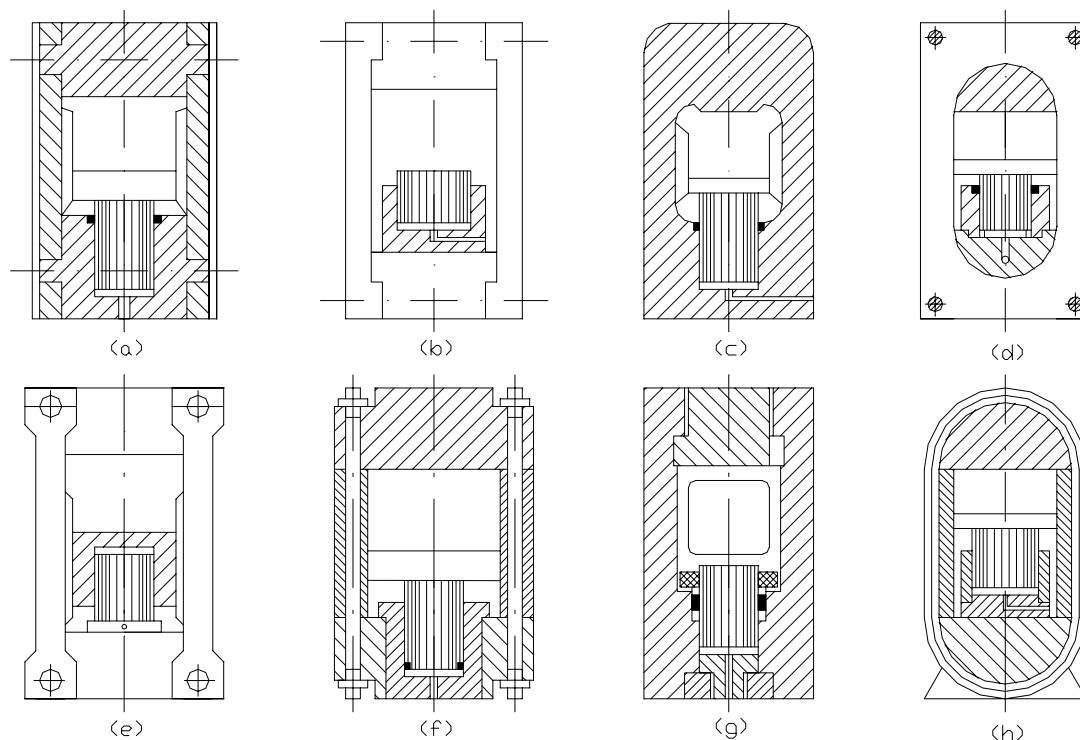
**Figura 2.** Construções atuais dos cilindros principais das prensas de pequeno curso.

Analisando as construções dos cilindros apresentados na Figura 2, nota-se que o cilindro com flange, Figura 2a, não é recomendável para as prensas especiais. Neste tipo de construção não pode ser aplicada uma pressão superior a 32 MPa devido a presença de concentradores no fundo do cilindro e no flange (Golman *et al*, 1963).

A construção apresentada na Figura 2b permite a diminuição das dimensões do cilindro sob a mesma pressão do caso anterior. A ausência do flange possibilita o aumento das tensões admissíveis. A partir desta construção surgiu o cilindro sem fundo, Figura 2c. Neste tipo de construção só aparecem, praticamente, tensões radiais e tangenciais, tornando mais fácil a fabricação do cilindro, mas a construção da vedação deixa a altura e o diâmetro do cilindro nas mesmas dimensões.

A vedação do cilindro pode ser transferida para o êmbolo, Figura 2 (d, e, f) (Bobrovnichii *et all*, 1991), e o corpo do cilindro pode ser composto por dois anéis (ou buchas) encaixados um dentro do outro, Figura 2e, ou enrolado por fitas de aço de alta resistência, Figura 2f.

Da análise acima conclui-se que as construções mais recentes oferecem vantagens para a



**Figura 1.** Construções das prensas hidráulicas de pequeno curso com os cilindros principais.

Na Figura 1f está representado a prensa com estrutura pré-tensionada, composta por travess inferior e superior, duas colunas e chavetas presas com cavilhas. O pré-tensionamento das cavilhas diminui a amplitude das tensões aplicadas nas mesmas durante o carregamento da prensa, permitindo o aumento da sua resistência (Golman *et al*, 1963).

A prensa com estrutura tubular, Figura 4g (Novoseclov, 1963), é simples e muito compacta pois o cilindro faz parte da sua estrutura. Este tipo de prensa são fabricadas para forças de até 30000 Ton.

A Figura 1h representa a prensa com estrutura pré-tensionada por meio de enrolamento de fita de aço de alta resistência. A estrutura inclui duas colunas e dois semi-cilindros unidos pelo enrolamento da fita de seção retangular. Devido à falta de concentradores de tensão esta construção possui elevada resistência à fadiga. A combinação desta estrutura e o cilindro composto permite fabricar prensas com força de até 30000 Ton com gabaritos pequenos (Jonhson, 1962; Ueda *et al*, 1991).

A análise destas principais construções utilizadas para a fabricação de materiais superduros, considerando todas as particularidades aqui citadas, permite concluir que:

- Nas construções mostradas na Figura 1 (a,b,c,d,e) a direção da trave móvel não garante precisão, pois o paralelismo das superfícies de trabalho das travess depende da sua rigidez e das deformações nas colunas e no cilindro. Um aumento da rigidez na estrutura e no comprimento do cilindro conduz para uma construção mais pesada e robusta.
- Nas construções mostradas na Figura 1 (a,b,c,f,g,h) a distância entre as colunas depende do diâmetro externo do cilindro que, por sua vez, depende da pressão utilizada.
- A altura entre as superfícies de trabalho da prensa depende da vedação dos cilindros de trabalho.

Nas construções citadas não foi representado o mecanismo de carregamento do DAP no interior da prensa, portanto é difícil avaliar o tipo de mecanismo que influencia na distância entre as colunas da estrutura, exceto na construção representada na Figura 1g, onde o espaço de trabalho é sempre pequeno.

- Controle sobre a velocidade de redução da pressão durante a etapa final da operação, de modo a evitar ejeções do material da gaxeta para fora do DAP.

Todos os tipos de DAP normalmente funcionam acoplados às prensas hidráulicas, ficando portanto condicionados a capacidade, gabaritos, peso e precisão das mesmas.

Na operação do sistema “Prensa-DAP” deve-se considerar que as superfícies de contato do DAP tem área muito menor do que as da estrutura da prensa. Desta forma no projeto do sistema é necessário analisar cuidadosamente todos os requisitos exigidos pelo DAP, bem como as tecnologias de obtenção do produto. Um dos pontos relevantes do projeto é a escolha de um esquema mais adequado possível para construção da prensa especial.

## **2. ANÁLISE COMPARATIVA DAS CONSTRUÇÕES USADAS NAS PRENSAS HIDRÁULICAS DE PEQUENO CURSO**

As prensas construídas no passado para a produção de materiais superduros eram do tipo convencionalmente utilizada para forjamento e estampagem. O uso destas prensas acarretava em uma diferença desproporcional entre as dimensões do DAP e os gabaritos da estrutura.

As causas mais importantes deste fato são as grandes diferenças entre as propriedades dos materiais utilizados no DAP e as peças da própria prensa. No DAP utiliza-se aços especiais e ligas de alta resistência, com limite de resistência até 2500 MPa (Spain,1980), e os elementos da prensa são fabricados, via de regra, com aços estruturais, apresentando tensões admissíveis entre 60 e 90 MPa. Além disso, nas estruturas convencionais sempre aparecem concentradores de tensão. Isso exige a diminuição das tensões máximas admissíveis do projeto. Portanto é interessante analisar as construções das prensas sob este aspecto.

Na Figura 1a é representada uma prensa com estrutura não-tensionada de duas colunas, possuindo o cilindro de trabalho na posição inferior. A trave inferior, que é também o corpo do cilindro, e a trave superior possuem ressaltos onde são encaixadas as colunas, feitas de chapas grossas de aço estrutural. Esta concepção de estrutura apresenta uma grande desvantagem: altas tensões localizadas na junção de encaixe entre as colunas e as travessas (Klockner, 1996). Com essa construção foram elaboradas prensas para gerar forças de até 3500 Ton. Existe outra alternativa como mostrada na Figura 1b (Cifali, 1995), no entanto apresenta desvantagens relacionadas a flexão das colunas na região das guias.

A estrutura inteiriça fundida de duas colunas não tem a junção de encaixe entre as colunas e as travessas, Figura 1c. Ela é compacta e apresenta elevada rigidez. A utilização destas estruturas são limitadas pelas tensões atuantes e propriedades do aço fundido. As prensas deste tipo de estrutura não toleram esforços superiores a 4000 Ton (Sack und Kiesslbach, 1997).

A estrutura da prensa conforme a Figura 1d é feita pela união de chapas laminadas. Dentro da estrutura são colocados setores semicilíndricos, que funcionam como travessas superior e inferior. Este formato de travessas possibilita uma diminuição dos concentradores de tensão nas chapas, porém a diminuição na rigidez transversal não pode ser evitada. É possível a utilização desta construção para prensas com capacidade de até 10000 Ton (Gerity, 1967).

Um outro tipo de construção de estrutura usando chapas laminadas é mostrada na Figura 1e. Ela é formada por colunas e travessas feitas de chapas unidas em uma junção inteiriça e por parafusos cilíndricos especiais. Esta construção permite a utilização de aços de alta resistência (Storozhev *et al*,1976).

# **PARTICULARIDADES SOBRE OS PROJETOS DE PRENSAS HIDRÁULICAS ESPECIAIS UTILIZADAS NA PRODUÇÃO DE MATERIAIS SUPERDUROS**

**Guerold Seerguevitch Bobrovnitchii**

**Alan Monteiro Ramalho**

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Centro de Ciência e Tecnologia, Laboratório de Materiais Avançados, 28015-620, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil. E-mail: alan@uenf.br

## **Resumo**

Materiais superduros são normalmente fabricados sob altas pressões, em torno de 8,0 GPa, e em temperaturas superiores a 1200°C. A utilização de prensas hidráulicas convencionais para este objetivo apresenta grandes desvantagens devido a baixa rigidez da estrutura que dificulta a obtenção de altas pressões. No presente trabalho é apresentada uma análise dos aspectos específicos envolvidos no projeto e fabricação das prensas deste tipo. Estes aspectos estão relacionados com esquemas técnicos que permitem a concentração de forças em pequenas áreas dos blocos de apoio. Além disso, outros requisitos são exigidos: pequenos cursos de operação, paralelismo com alto nível de precisão entre as superfícies de trabalho dos blocos de apoio e grande estabilidade que possa suportar a elevada pressão de trabalho durante muito tempo. Essas exigências condicionam o desenvolvimento de prensas especiais com estrutura de multielemento previamente tensionados por enrolamento de fita de aço.

**Palavras-chave:** Alta pressão, Prensa hidráulica, Materiais superduros.

## **1. INTRODUÇÃO**

Uma tendência observada no desenvolvimento dos processos de transformação mecânica é o aumento dos esforços que atuam sobre a peça a ser transformada. Este é um caso típico que vem ocorrendo na implantação das tecnologias de obtenção de materiais superduros.

Sabe-se que materiais superduros como diamante sintético e nitreto cúbico de boro são comercialmente produzidos sob alta pressão, na faixa entre 4,5 GPa e 8,0 GPa, e em temperaturas que variam entre 1200°C e 2000°C (Bundy, 1989). Esses parâmetros operacionais são gerados nos chamados dispositivos de alta pressão (DAP). As indústrias que produzem comercialmente os materiais superduros utilizam três tipos de DAP (Bobrovnitchii, 1982): *Belt*, bigorna com concavidade e multipistões. Cada um deles apresenta vantagens e desvantagens, mas existem algumas propriedades em comum tais como:

- Concentração da força numa pequena área do DAP, condição necessária para a geração de altas pressões requeridas para o processo.
- Dimensões relativamente pequenas do DAP.
- Pequenos deslocamentos durante a operação dos elementos que compõem os DAP.
- Sensibilidade a perturbações relativas nas posições dos elementos do DAP durante as operações de geração e manutenção da alta pressão.
- Grande estabilidade dimensional para suportar e manter elevada pressão durante muito tempo.

Os dados da tabela revelam que há possibilidade de facilitar tanto a fabricação dos segmentos do segundo anel quanto a operação de consolidação, não mudando as características de trabalho dos recipientes.

## 5. CONCLUSÃO

- A geometria inicial da folga entre os segmentos do anel segmentado influi essencialmente na mudança do estado de tensão dos recipientes compostos com anel segmentado durante o processo da consolidação;
- Existe uma única forma da folga capaz de garantir o fechamento simultâneo da junção em toda a espessura. Esta forma é apresentada pela expressão analítica;
- Em folgas de formas variáveis a junção pode começar a se fechar, em alguns casos, a partir de qualquer raio, ou de dentro para fora e vice-versa.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bobrovnitchii, G.S., Ramalho, A.M., Monteiro, S.N., 1996, “Modernização da Construção de Recipientes Compostos de Prensas para Extrusão a Quente”, Anais da Conferencia Sobre Tecnologias de Equipamentos, COTEQ-96, RJ., Brasil pp. 381-384.
- Bobrovnitchii, G.S., Ramalho, A.M., Monteiro, S.N., 1997, “Particularidades dos Recipientes Compostos Segmentados e Inteiriços Usados para Geração de Alta Pressão”, Anais do 2º Congresso. Internacional de Tecnologia Metalúrgica e de Materiais, SP., Brasil, pp. 582-590.
- Fuchs, F.F, 1968, “Princeton Function – Pressure Vessel for Forming Apparatus”, US Patent, Nº 3379043, CLI 72-56.
- Khvostentsev, L.G., 1980, “Dispositif Pour Le Création de Hantes Pressions, Demand de Brevet D’invention (França), Nº 7930493, Nº de Publicações 2442657, “Listes” Nº 26.
- Spain, I.L., 1980, “Ultra Pressure Apparatus e Technology”, 1 ed., vol. 1, N.J, Spain, I.L., Paauwe, J., (ed), High Pressure Tecnology, p. 746.
- Venkatesan, P.S., 1970, “Design and Constrution of Multiring Apparatus for Use at High Pressure”, Rev. Sci. Instr., V 42, Nº 3, pp. 377-380.



$$p'_{3f} = \frac{m \cdot E_2}{4\pi r_3^2} \int_{r_3}^r \left[ \frac{r^2 + r_3^2}{r \left( A + \ln \frac{r}{r_2} \right)} + \frac{r_3^2}{r} - r \right] dt(r) \quad (12)$$

$$p'_{4f} = \frac{m \cdot E_2}{2\pi} \int_{r_3}^r \left\{ C \left[ C + \frac{E_3(1 - K_3^2)}{E_2} \right] + \frac{\ln \frac{r}{r_2} + A + 1}{r \left( A + \ln \frac{r}{r_2} \right)} + \frac{C \cdot r}{r_3^2 \left( A + \ln \frac{r}{r_2} \right)} - r \right\} dt(r) \quad (13)$$

$$\text{onde: } C = \frac{(1 - \mu_3)K_3^2 + 1 + \mu_3 - \frac{E_3}{E_2}(1 - K_3^2)(1 - \mu_2)}{2}$$

#### 4. CÁLCULO DA CONSOLIDAÇÃO DO NÚCLEO DO RECIPIENTE COMPOSTO COMUM E COM ANEL SEGMENTADO

Como é conhecido da teoria da elasticidade, o estado de tensão e a resistência mecânica de qualquer anel dentro de um recipiente depende de pressões de contato nas superfícies interna e externa (Spain, 1980).

Para comparar as construções do recipiente foi feito o cálculo comparativo das pressões de contato entre o segundo e o terceiro anel para quatro situações.

Na tabela 1 são mostrados os resultados dos cálculos da consolidação (montagem) do recipiente composto com as dimensões  $r_1 = 175\text{mm}$ ;  $r_2 = 250\text{mm}$ ;  $r_3 = 250\text{mm}$  e características:  $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^5 \text{MPa}$ ;  $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0,3$ . O segundo anel é dividido por seis segmentos.

São observadas as seguintes situações:

- O segundo anel é inteiriço;
- As junções são totalmente abertas;
- Fechamento de junção de fora para dentro para variações da folga;
- Fechamento da junção de dentro para fora para a variação da folga;

**Tabela 1.** Resultados do cálculo para a do consolidação do núcleo do recipiente composto.

Nº	Tipo da folga	Pressão, MPa	
		$P_{2i}$	$P_{3i}$
1	O anel inteiriço	74,0	127,0
2	As junções totalmente abertas	253,0	126,8
3	Fechamento da junção de fora para dentro:		
	$t(r) = \text{const} = 0,5\text{mm}$	128,0	76,0
	$t(r) = a - br$	244,0	126,8
	$t(r_3) = 0,5\text{mm}$	245,0	127,0
	$t(r_3) = 1,0\text{mm}$	246,0	127,2
4	Fechamento da junção de dentro para fora:		
	$t(r) = br$	212,0	173,0
	$t(r_2) = 0,5\text{mm}$	213,0	173,0
	$t(r_2) = 1,0\text{mm}$	214,0	173,0

$$p_{3i} = \frac{t_0(r_2)}{r_3 \frac{2\pi}{E_2} \cdot A}; \quad (6)$$

Neste momento a folga entre os segmentos será expressa por:

$$t(r) = t(r_3) - t(r_2) \cdot \frac{A + \ln \frac{r}{r_2}}{A}; \quad (7)$$

Para determinar as pressões de contato entre os anéis nesta construção é necessário analisar o momento quando a junção entre os segmentos fecha-se do raio  $r_2$  até o raio  $r$ , ( $r_2 < r < r_3$ ).

Em conformidade com suposição acima citada, a parte fechada da junção do anel é analisada como o anel separado inteiriço. Das condições do conjunto das deformações dos elementos da construção no sentido radial pode se obter a seguinte expressão para as pressões de contato (de junção) entre elementos do recipiente composto no momento quando as junções são fechadas totalmente.

Entretanto, no último ponto do fechamento,  $r = r_3$ , as tensões tangenciais são iguais a zero:

$$p_{2f} = \frac{m \cdot E_2}{\pi} \int_{r_2}^r \frac{r dt(r)}{(A+1)r^2 + (A-1)r_2^2} \quad (8)$$

$$p_{3f} = \frac{m \cdot E_2}{2\pi \cdot r_3} \int_{r_2}^r \frac{(A+1)r^2 - (A-1)r_2^2}{(A+1)r^2 + (A+1)r_2^2} \cdot dt(r) \quad (9)$$

$$p_{4f} = \frac{m \cdot E_3}{4\pi \cdot r_3} (1 - K_3^2) \int_{r_2}^r \left[ \frac{(A+1)r^2 - (A-1)r_2^2}{(A+1)r^2 + (A-1)r_2^2} \cdot (B - \ln r) + 1 \right] dt(r) \quad (10)$$

onde:  $B = \frac{E_2}{E_3} \cdot \frac{(1 - \mu_3)K_3^2 + 1 + \mu_3}{1 - K_3^2} - \mu_2 + \ln r_3;$

$E_3$  e  $\mu_3$  - módulo de elasticidade e coeficiente do Poisson do material do terceiro anel.

$r_3$  e  $K_3$  - Raio interno e coeficiente da espessura do terceiro anel, correspondente.

### 3.2. A junção começa a se fechar de fora para dentro

Por este caso, tem-se que:

$$p'_{2f} = \frac{m \cdot E_2}{2\pi r_2} \int_{r_3}^r \frac{dt(r)}{A + \ln \frac{r}{r_2}} \quad (11)$$

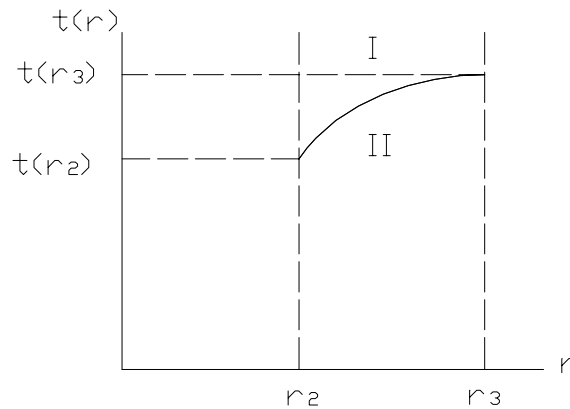
O fechamento simultâneo da junção em toda a superfície lateral ocorrerá se a diminuição da folga no raio livre (corrente) no momento da aplicação  $p_{2i}$  for igual à folga inicial neste raio,  $t_{i3}(r)$ . A pressão do fechamento da junção neste caso é dada por:

$$p_{3i} = \frac{t_{i3}(r)}{\frac{2\pi}{m} \frac{r_3}{E} \left( A + \ln \frac{r_3}{r_2} \right)} \quad (4)$$

Como conseqüência, a folga entre os segmentos para o fechamento simultâneo em toda a espessura da folga deve ser igual a:

$$t_{i3}(r) = \frac{t(r_3) \left( A + \ln \frac{r}{r_2} \right)}{A + \ln \frac{r_3}{r_2}} \quad (5)$$

Esta dependência é apresentada na figura 3. As junções para quais a função  $t(r)$  estão situando abaixo da curva  $t_{i3}(r)$  começam a se fechar de dentro para fora (II). As junções para as quais  $t(r)$  fica acima da curva  $t_{i3}(r)$  vão se fechar de fora para dentro (I). Daqui segue que, sob  $t(r)=const$ , o fechamento das junções de fato começa de fora para dentro.



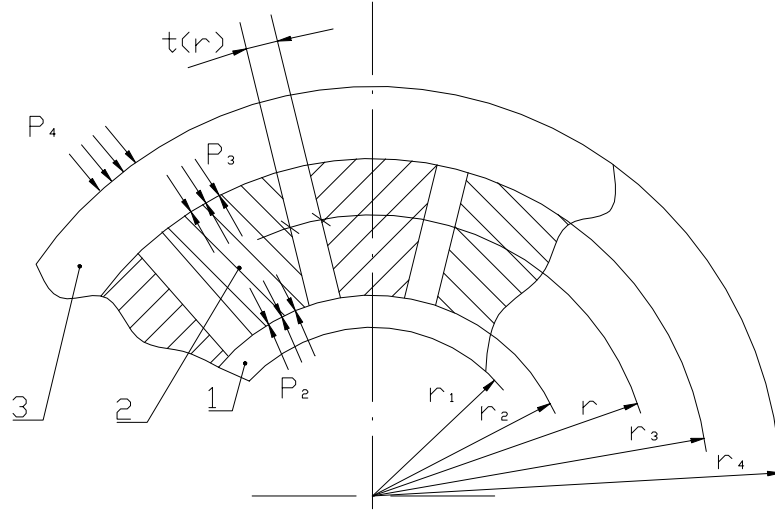
**Figura 3.** Raio do início do fechamento das junções em dependência da configuração das junções: I, II – regiões do fechamento de fora para dentro e de dentro para fora respectivamente.

### 3. FECHAMENTO DAS JUNÇÕES

#### 3.1 A junção começa a se fechar de dentro para fora

Para análise desta situação é necessário colocar uma limitação complementar sobre a função  $t(r)$ . Admitindo-se que o fechamento da junção ocorre de forma monotona, de  $r_2$  à  $r_3$ , a junção começará a se fechar para a pressão dada por:

Para solução do problema do cálculo é necessário fazer a seguinte suposição: a parte fechada do anel segmentado deforma-se como anel independente inteiro e a parte aberta (folga aberta) como o anel independente segmentado. Por outras palavras, ambas as partes do anel segmentado deformam-se não influenciando uma sobre outra, ou seja, na junção das partes aberta e fechada do anel ocorre a ruptura dos deslocamentos.



**Figura 2.** Núcleo do recipiente com anel segmentado cujas junções são totalmente abertas antes do início da montagem.

No momento do fechamento da junção, em qualquer ponto livre, a grandeza da diminuição total da folga neste ponto  $\Delta t$  é igual a grandeza da folga inicial  $t(r)$ ,  $\Delta t = t(r)$

$$\Delta t = \frac{2\pi}{m} \cdot \frac{r_3 p_{3i}}{E_2} \left( \ln \frac{r}{r_2} + A \right) \quad (2)$$

onde:  $A = \frac{E_2}{E_1} \cdot \frac{(1 - \mu_1) + (1 + \mu_1) K_1^2}{1 - K_1^2} + \mu_2$

$p_{3i}$  - a pressão na superfície externa do anel segmentado no momento do início do fechamento das junções;

$E_1; \mu_1$  - características da elasticidade do primeiro anel;

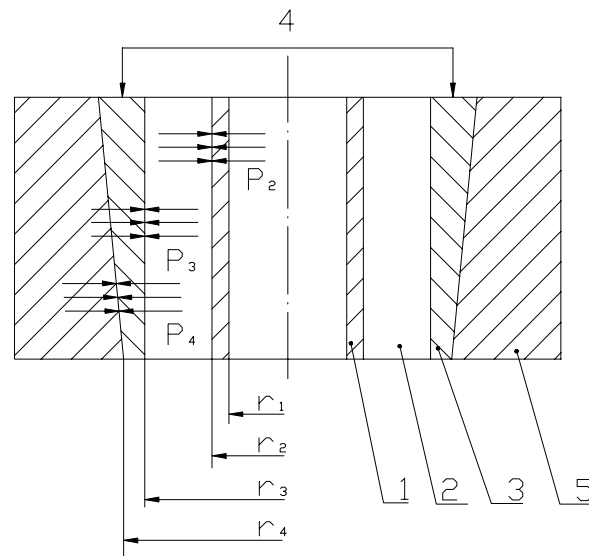
$K_1 = \frac{r_1}{r_2}$  - coeficiente de espessura do primeiro anel;

$\mu_2$  - coeficiente de Poisson do anel segmentado.

Da fórmula (2) segue que no caso da constância da folga no sentido do raio, sob  $t(r) = const$ , o fechamento da junção começa do lado de fora. A pressão do início do fechamento da junção neste caso é igual a:

$$p_{3i} = \frac{t(r)}{\frac{2\pi}{m} \cdot \frac{r_3}{E_2} \left( A + \ln \frac{r_3}{r_2} \right)} \quad (3)$$

As vantagens desta construção são alcançadas na plenitude se as superfícies laterais dos segmentos do anel segmentado são feitos de tal maneira que sob a pressão máxima aplicada, as junções fecham-se, mas em toda a superfície das junções as tensões de contato serão iguais a



**Figura 1.** Recipiente composto com o segundo anel segmentado depois da montagem.

zero. Para isto a folga entre os segmentos antes da montagem do recipiente deve ter a seguinte grandeza (Bobrovitchii *et al*, 1996):

$$t(r) = \frac{2\pi}{m} r_2 \frac{p_2}{E_2} \ln \frac{r}{r_2}; \quad (1)$$

Onde:  $r$  - o raio corrente;

$r_2$  - o raio interno do anel segmentado;

$m$  - número dos segmentos do anel segmentado;

$p_2$  - a pressão na superfície interna do anel segmentado durante funcionamento;

$E_2$  - módulo da elasticidade do anel segmentado.

O perfil das junções, mostrado na Eq.1, para a maioria dos casos da fabricação dos recipientes não pode ser feito considerando as exigências da construção ou condições da fabricação. Em alguns casos é necessário a existência da folga entre os segmentos, a qual é diferente do valor calculado em conformidade com a Eq.1.

Como o anel segmentado muda o estado de tensão de cada elemento do recipiente tanto durante a montagem (consolidação) quanto sob carregamento interno pela pressão de trabalho vale a pena avaliar a dinâmica do fechamento das junções durante a montagem do recipiente.

## 2. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Para análise é formada a construção do recipiente com o anel segmentado, cujas junções até o início da montagem são totalmente abertas (figura 2). Sob a ação da pressão da consolidação aplicada na superfície externa do anel segmentado, as junções gradualmente fecham-se e, em determinado momento, a folga em todos os pontos entre superfícies laterais dos segmentos desapareça.

## ALGUNS COMENTÁRIOS SOBRE O CÁLCULO DOS RECIPIENTES COMPOSTOS COM ANEL SEGMENTADO

**Guerold Seerguevitch Bobrovnitchii**

**Alan Monteiro Ramalho**

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Centro de Ciência e Tecnologia, Laboratório de Materiais Avançados, 28015-620, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil. E-mail: alan@uenf.br

### Resumo

Basicamente os recipientes compostos são utilizados para extrusão de metais, compactação de pós e fabricação de materiais superduros. A construção do tipo composto permite a geração de pressões maiores do que as características mecânicas dos materiais conhecidos. O primeiro anel ou o segundo pode ser feito seccionadamente. Os cálculos mostram que este tipo de construção do recipiente apresenta algumas vantagens. Para utilização mais racional do recipiente com anel segmentado, no presente trabalho é feita uma análise teórica da influência das folgas entre as partes do anel segmentado sobre o estado de tensão durante a montagem do recipiente. As correlações obtidas permitem determinação da geometria e as dimensões da folga inicial, bem como pressões de contato entre os anéis, nas condições de montagem do recipiente. Verificou-se que a eliminação das folgas durante a montagem pode ocorrer tanto de fora para dentro quanto de dentro para fora.

**Palavras Chaves:** Alta pressão, Recipiente composto.

### 1. INTRODUÇÃO

Existem muitas tecnologias que tratam os materiais por alta pressões e, em alguns casos, simultaneamente com temperatura elevada. Estes parâmetros criam nos dispositivos-ferramentas um estado de tensão e deformação no qual nenhum material conhecido não pode resistir (Venkatesan, 1970).

Para superar o estado crítico foram desenvolvidos os métodos de consolidação dos elementos dos dispositivos. Entre eles está o ajustamento com aperto para os chamados recipientes compostos feitos de vários anéis ou buchas (Spain, 1980; Fuchs, 1968).

O anel interno, ou o segundo, destes recipientes pode ser feito segmentado (Spain, 1980). Os recipientes compostos, com um anel segmentado, têm algumas vantagens em comparação com as construções tradicionais, feitas de muitos anéis ou consolidadas pelo enrolamento da fita de aço de alta resistência (Bobrovnitchii *et al*, 1996). Entre elas distinguem-se duas mais importantes: a possibilidade do aumento da pressão admissível do trabalho e o desenvolvimento do recipiente com grande diâmetro interno (Bobrovnitchii *et al*, 1997; Khvostantsev, 1980).

Comumente o recipiente composto com anel segmentado possui um núcleo 4 feito de 1-2-3 anéis, um deles é segmentado 2 e um suporte 5 feito de vários anéis encaixados um dentro do outro com ajuste. A construção simples é apresentada na figura 1.

#### 4. CONCLUSÕES

A geração da alta pressão está relacionada com a manutenção do valor admissível da falta de paralelismo para a diminuição das explosões no dispositivo de alta pressão. São recomendados os valores 0,15/1000 mm para as prensas destinadas a produção de diamantes sintéticos e outros materiais superduros.

Foi determinado o valor admissível para a excentricidade permitida do dispositivo em relação ao eixo da prensa, durante a sua colocação. Ela não deve ser maior que 1,0 mm.

O deslocamento da parte inferior do dispositivo alta pressão, em relação a parte a sua superior, não pode ser maior do que 0,5 mm.

#### 5. REFERÊNCIAS

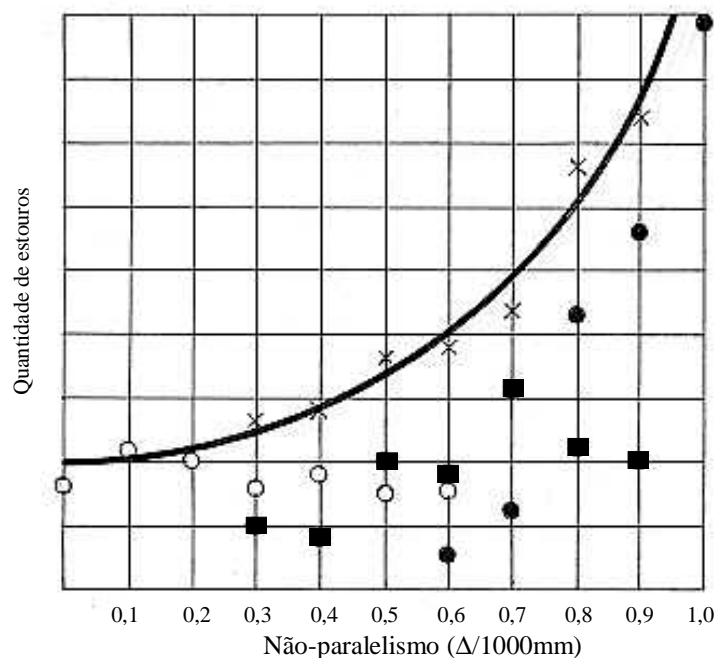
- Bobrovnitchii, G.S., 1982, “Dispositivos de super alta pressão”, Ed. Znanie, N<sup>o</sup>5, Moscou, (em russo) pp. 131.
- Casanova, C.A.M., Oliveira, L.S., Jornada, J.A.H., 1994, “Câmaras para geração de altas pressões utilizadas na obtenção de materiais superduros”, 11<sup>o</sup> Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, São Paulo, V.1, pp. 893 – 896.
- Gerasimovitch A.V., 1975, “A Influencia da Espessura da Gaxeta Sobre as Características da Compressão e Resistência das Câmaras de Alta Pressão”. Sintetitcheckie Almazy, N 1, pp. 10-14, (em Russo).
- Gerasimovitch A.V., Kulemza V.A., Krikun V.I., 1982, “Estudo dos Materiais das Gaxetas Deformáveis das Câmaras de Alta Pressão”, J.Superhard Materials, N<sup>o</sup> 4, pp. 9-11.
- Novikov, N.N., Levitas, V.I., Chestakov, S.I., 1991, “Estudo da resistência e durabilidade das bigornas de metal duro dos dispositivos de alta pressão”, Problemas da resistência. N<sup>o</sup> 6, pp. 27 – 34, (em russo).
- Novikov N.V., Levitas V.I., Chestakov S.I., 1986, “Fundamentals of Strength and Durability Calculation for High Pressure Apparatus Elements”, Physica, 139 and 140B, pp. 782-784.
- Spain, I.L., Paauwe, J., 1980, “High Pressure Technology”, V.1 e V.2, Chapter 7, N.J. USA, Marcel Dekker, p. 746.
- Sadkov Yu.A., Semerchan A.A., Kuzin N.N., 1976, “Calibration of High Pressure Apparatus With Shaped Bridgman Anvil”. High Temp., High Pressure, 8, N<sup>o</sup>6, pp. 702-703.
- Ueda M., Okanto, H., 1991, “Ultra-high Pressure generating apparatus”.Kobelco Technology Rewiew, N 12, pp. 37-42.

Uma grande influência existe no valor da falta de paralelismo e no valor do desvio de colocação na posição de trabalho dos dispositivos de alta pressão, em relação ao eixo da prensa.

O desvio, por exemplo de 2 mm durante a operação, provoca mudanças da posição da mesa móvel juntamente com a parte inferior do dispositivo em relação a parte superior, figura 2. É necessário manter a colocação do dispositivo com precisão de até 0,7 mm em relação ao eixo da prensa.

Os resultados obtidos com a utilização do mecanismo especial é apresentado na figura 3. Variando a diferença de paralelismo de 0 até 1 mm, foram registrados os números de explosões durante o processamento. Foi determinado que o valor admissível do não paralelismo não pode superar a grandeza de 0,2 a 0,25 mm por 1000 mm de comprimento, pois iniciam-se as explosões durante a manutenção da alta pressão e temperatura que, como já foi citado, diminui a vida útil do dispositivo.

Levando-se em conta a deformabilidade real da estrutura da prensa, o valor citado da falta de paralelismo deve ser diminuído em 2 vezes para garantir o andamento estável do processo.



**Figura 3.** Influência da diferença de paralelismo das superfícies de trabalho na quantidade de aparecimento das explosões: - ● durante a elevação da pressão, ○ - durante a diminuição da pressão, ■ - durante a manutenção sob pressão e temperatura

A influência do deslocamento da parte inferior do dispositivo, em relação a parte superior, inicia-se a partir de 0,5 mm. Foi registrado que acima deste valor a vida útil do dispositivo começa a cair e, para o deslocamento de 1,2 mm, diminui em 3 vezes. Por isso, as partes superior e inferior do dispositivo de alta pressão devem estar soltas antes do início da compressão na prensa e centralizadas através da cápsula.

As prensas especiais de modelos D0138B e D0044, de capacidade de 630 e 2500 Ton, instaladas na Universidade Estadual do Norte Fluminense (Campos dos Goytacazes - RJ), foram fabricadas considerando-se os resultados obtidos e, por isso elas não apresentam as desvantagens das prensas comuns.



ressaltar a mudança da posição do material que forma a gaxeta e que influi no aparecimento da falta de paralelismo elevado.

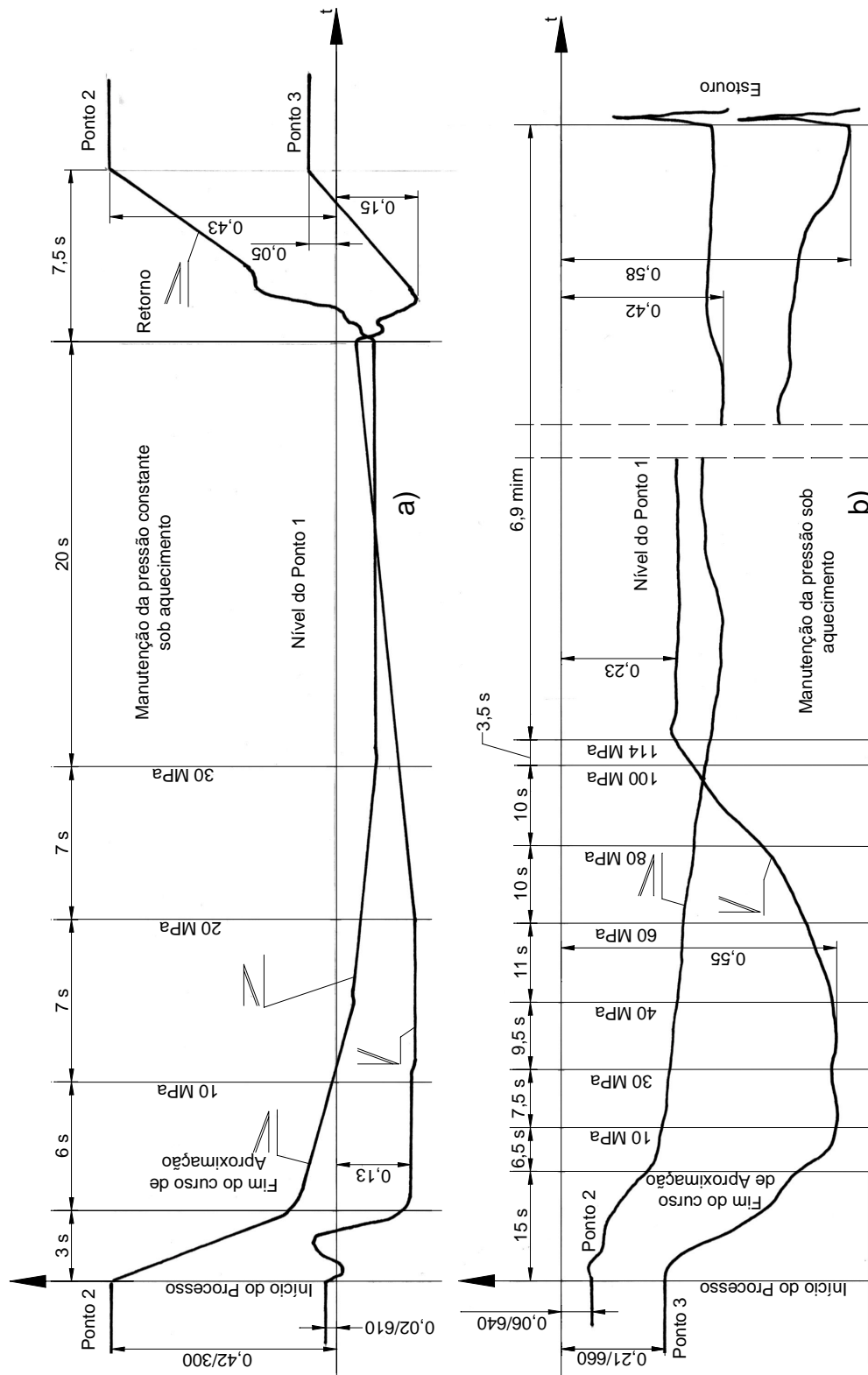


Figura 2 - Gravação dos valores máximos do não paralelismo das prensas. (a) Modelo DA0040; (b) D0043. Posição da mesa móvel em relação ao ponto 1 no sentido da esquerda para direita; Posição da mesa móvel em relação ao ponto 1 da frente para trás.

bucha 21 serve para a instalação, no mesmo eixo, da bigorna 2 com o apoio 7. Com este mecanismo foram efetuados 550 carregamentos. Foram registradas explosões nas etapas de aumento da pressão, manutenção da pressão e temperatura e da redução da pressão no cilindro principal. O deslocamento da parte inferior do dispositivo, em relação ao superior, foi feito até 1,2 mm, refazendo o experimento a cada 0,2 mm. Desta forma foram efetuados 300 carregamentos.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

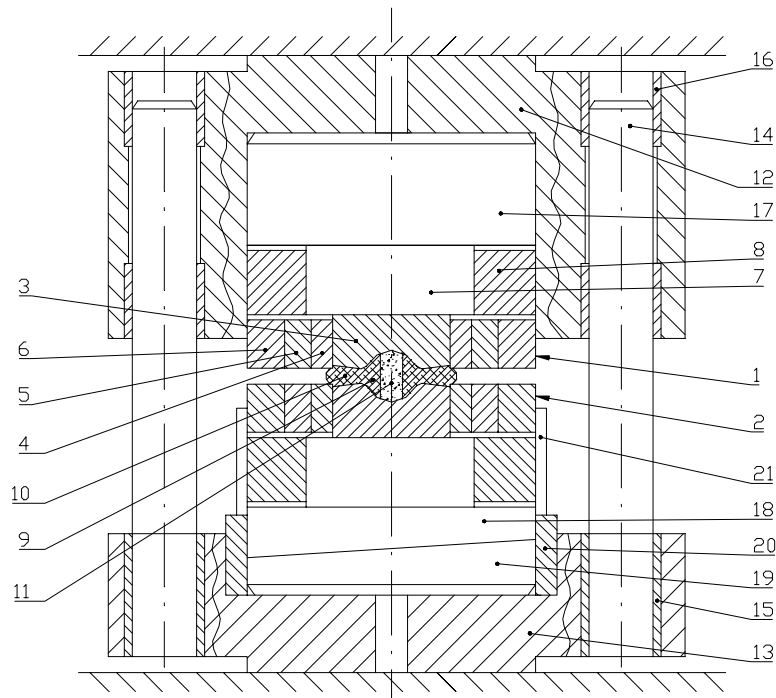
Os resultados da medição do paralelismo entre as superfícies dos blocos de apoio das prensas industriais são apresentados na tabela 1.

**Tabela 1.** Resultados da medição da diferença de paralelismo entre as superfícies de apoio.

Prensa modelo DA0040 com 8 posições								
Número de Experimentos	Posição da mesa rotativa	Direção	Posição inicial (mm/1000mm)	Posição ao conseguir a pressão de trabalho	Posição antes da diminuição da pressão	Posição final	Observações	Excentricidade
3	1	X Y	1,2-1,36 0,05-0,06	0,25-0,29 0,26-0,32	0,4-0,48 0,75-0,86	1,3-1,4 0,08	A quantidade de produtos diminui em 1,3 vezes	0,8
15	5	X Y	1,25-1,32 0,2-0,4	0,26-0,3 0,32-0,39	0,82-0,86 0,36-0,49	1,1-1,2 0,3-0,4	Nesta posição da mesa rotativa há 8 explosões durante a diminuição da pressão	1,6
33	8	X Y	0,8-1,0 0,4-0,44	1,2-1,3 0-0,1	1,4-1,5 0,2-0,5	0,7-1,1 0,3-0,5	6 explosões durante a manutenção da pressão e temperatura	1,4
Prensa modelo D0043 com 2 posições								
5	1	X Y	0,31-0,32 0,12-0,2	1,02-1,4 0,48-0,56	0,84-0,9 0,8-1,2	0,5-0,6 0,2-0,3	Há 2 explosões durante a manutenção da pressão e temperatura	1,2
12	2	X Y	0,4-0,63 0,41-0,5	0,270,4 0,1-0,28	0,22-0,3 0,12-0,26	0,58 0,37	Diminuição da produtividade em 1,2 vezes com 3 explosões	0,9
23	1	X Y	0,31-0,42 0,2-0,3	1,3-1,4 0,4-0,52	0,9-0,96 0,13-1,4	0,2-0,4 0,1-0,3	Há 5 explosões durante a manutenção da pressão e temperatura	1,1

A análise dos resultados obtidos mostra que não existe uma estabilidade do paralelismo das superfícies de trabalho para todos os tipos comuns de prensas industriais (figura 2). Por isso, o número de explosões é bastante alto e, em alguns casos, não são geradas dentro da câmara de compressão as condições necessárias para o processo de síntese, conforme pode ser visto na tabela 1. Deve-se notar que a posição da mesa móvel das prensas, durante a manutenção da pressão e da temperatura, é modificada somente após o aquecimento ser ligado, figura 2. Junto com a influência da ligação da bomba de alta pressão é necessário

modelo D0043 de força 2000 Ton. Todas as prensas tem guias curtas de mesa móvel. O estudo foi realizado sob condições industriais nas empresas “Ilhitch” (São Petersburgo – Rússia) e “Ferramenta Adiamantada”(Poltava – Ucrânia). As medições foram executadas nas prensas com medidores de curso da marca VA 60HBM (*Hottinger Baldwin Messtechik*, Alemanha), com precisão  $\pm 0,5 \mu\text{m}$ . Os medidores foram instalados em 3 pontos dentro da prensa, da frente para trás (Y) e da esquerda para a direita (X). Durante o processo de síntese foram medidos os deslocamentos dos pontos 2 e 3 em relação ao ponto principal 1, os desvios dos 2 e 3 foram então registrados. Foram realizados 68 experimentos, sendo 38 na prensa DA0040 e 30 na prensa D0043. A precisão da colocação do dispositivo, em relação ao eixo da prensa, foi medida através de instrumentação comum utilizando-se réguas e paquímetros.



**Figura 1.** Mecanismo especial com dispositivo de alta pressão tipo bigorna com concavidade utilizado para o estudo da influência do não paralelismo das superfícies de apoio das prensas.

Para a determinação dos valores admissíveis da falta de paralelismo entre as superfícies de trabalho durante o carregamento, foi projetado e fabricado um mecanismo especial que possibilitou a obtenção de uma grandeza da falta de paralelismo, a qual não é influenciada pelas superfícies dos blocos da prensa. Este mecanismo é apresentado na figura 1, ele inclui os blocos superior 12 e inferior 13 ligados através de quatro guias cilíndricas 14, de tal forma que os orifícios para a instalação das bigornas 1 e 2 são coaxiais. As extremidades inferiores das guias 14 são fixas e imóveis no bloco 13 através de buchas isolantes 15; as extremidades superiores das colunas 14 tem buchas como guia no bloco superior 12. No orifício central do bloco 12 são instalados coaxialmente o apoio 17, o bloco de apoio 7 e a bigorna 1. No orifício central do bloco 13 são instalados duas partes do apoio inferior 18 e 19 e também o bloco de apoio 7 e a bigorna 2. A superfície de contato entre as partes 18 e 19 é feita com a inclinação correspondente a diferença de paralelismo, 1mm para 1000 mm de comprimento. Rotacionando a parte superior 18, em relação à parte inferior 19, é possível obter a diferença de paralelismo de 0 à 1 mm por comprimento de 1000mm. Ambas as partes, 18 e 19, podem ser rotacionadas, em relação ao eixo do dispositivo, por meio do anel excêntrico 20 que permite o deslocamento paralelo do eixo da bigorna 2 em relação ao eixo da bigorna 1. A

na gaxeta pode superar a pressão dentro da câmara de compressão de 1,2 a 1,5 vezes (Gerasimovitch, 1982). A função da gaxeta é ampla, possibilitado tanto a geração do valor necessário da alta pressão na câmara de compressão, mantendo-a constante, quanto aumentar a vida útil das partes mais carregadas do dispositivo, em função da criação do estado de compressão multilateral na bigorna (Gerasimovitch, 1975).

Qualquer desvio das propriedades mecânicas, físicas ou do coeficiente de atrito do material da cápsula, nas condições de aquecimento e carregamento durante o processo, pode provocar explosões, ou estouros (“*blow out*”), que ocorrem durante o aumento da pressão e da temperatura ou durante a redução da pressão. A situação mais insatisfatória é aquela em que a explosão ocorre durante a manutenção da pressão e da temperatura, neste caso criam-se as condições mais severas de carregamento na bigorna. É necessário mencionar que a diminuição da quantidade de explosões influi positivamente, tanto na vida útil do dispositivo quanto na produtividade do processo. No caso da utilização do dispositivo “*belt*”, qualquer explosão está relacionado com uma enorme perda financeira, portanto, para este dispositivo, utilizam-se meios complementares muito sérios para evitar as explosões (Ueda, 1991).

No caso da aplicação das bigornas com concavidade central, as explosões influem de maneira menos catastrófica, em relação à questão financeira, mas somente até certo limite. O ideal é evitar a explosão, mas na prática industrial dificilmente este objetivo é alcançado.

Muitos pesquisadores tentam definir quais as condições que mais influem no aparecimento e na quantidade de explosões (Novikov *et al*, 1986). Alguns imaginam serem as propriedades mecânicas do material da cápsula (Novikov *et al*, 1986); outros analisam os desvios das dimensões tanto da cápsula quanto da mistura reativa; existem ainda aqueles que afirmam serem as condições de carregamento nas prensas (Sadkov *et al*, 1976) as responsáveis pelas explosões. Ainda não foi encontrada uma resposta definitiva para essa questão, mas se o material e as dimensões da cápsula forem escolhidas adequadamente, resta então determinar a influência das condições de carregamento do dispositivo de alta pressão na prensa.

Do ponto de vista dos autores, as condições de carregamento são determinadas da seguinte forma:

- Falta de paralelismo entre as superfícies dos blocos da prensa
- Excentricidade do dispositivo de alta pressão em relação ao eixo da prensa, ocasionada durante a sua colocação.
- Deformação da estrutura da prensa.
- Velocidade da carregamento.
- Variação da pressão de trabalho da prensa durante a manutenção do dispositivo sob alta pressão e alta temperatura
- Velocidade de redução da pressão no fim do trabalho

Para a otimização de cada um destes itens é necessário executar vários carregamentos e criar um sistema para análise estatística e registro de todos os dados do processo.

Assim, neste trabalho, é empreendida a primeira tentativa de analisar a influência da precisão do sistema “Prensa-Dispositivo” de alta pressão no processo de geração da alta pressão.

## **2. PARTE EXPERIMENTAL**

Para o esclarecimento das possíveis causas das explosões ocorridos nos dispositivos de alta pressão utilizados na indústria, foi realizada uma série de medições, verificando a falta de paralelismo das superfícies de trabalho e a precisão de instalação do dispositivo no eixo da prensa. Foram escolhidos dois tipos de prensas – modelo DA0040, com força de 1000 Ton e o

# INFLUÊNCIA DA PRECISÃO DA PRENSA NAS CONDIÇÕES DE GERAÇÃO DE ALTAS PRESSÕES DURANTE A SÍNTESE DE MATERIAIS SUPERDUROS

**Guerold Seerguevitch Bobrovnitchii**

**Alan Monteiro Ramalho**

Universidade Estadual do Norte Fluminense, Centro de Ciência e Tecnologia, Laboratório de Materiais Avançados, 28015-620, Campos dos Goytacazes, RJ, Brasil. E-mail: alan@uenf.br

## **Resumo.**

Neste trabalho foi estudada a influência do paralelismo das superfícies de trabalho dos blocos de apoio das prensas hidráulicas especiais para a produção de materiais superduros e da excentricidade da colocação do dispositivo na prensa durante o processo de síntese. Para realização dos estudos foram desenvolvidas matrizes especiais, possibilitando assim a mudança do paralelismo, dos aparelhos e da metodologia de medição da posição dos dispositivos na prensa e do nível da pressão no cilindro principal. Com base nos resultados obtidos foram definidas as exigências da precisão para a prensa e para o dispositivo. Portanto, o não paralelismo das superfícies de trabalho não podem ultrapassar o valor de 0,15 mm/m, o qual deve permanecer constante durante toda a operação. A excentricidade pode variar entre 0 a 0,7 mm.

**Palavras chave:** Alta Pressão, Prensa, Materiais Superduros.

## **1. INTRODUÇÃO**

Para a produção de materiais superduros tais como o diamante sintético e o nitreto cúbico de boro são utilizados dispositivos de alta pressão capazes de gerar altas pressões da ordem 4,5 GPa a 8 GPa e altas temperaturas entre 1200 °C a 2000 °C.

Existem muitos tipos de dispositivos de alta pressão, mas na indústria são aplicados basicamente dois tipos: o “*belt*” e o “bigornas com concavidades” (Bobrovnitchii, 1982; Casanova *et al*, 1994), este último é apresentado na figura 1. Em geral, o dispositivo do tipo bigorna com concavidade é constituído por duas partes iguais 1 e 2, compostas pela bigorna 3 e pelos anéis de apoio 4, 5 e 6. Cada bigorna 3 está em contato com o disco 7, o qual é apoiado pelo anel 8. Entre as superfícies de trabalho das bigornas deforma-se a cápsula de calcita 9, formando a gaxeta (vedação) 10. Dentro da cápsula coloca-se a mistura reativa ou amostra tratada 11.

O princípio de funcionamento de todos os dispositivos é quase o mesmo. Para a geração da alta pressão são utilizados os meios sólidos (Spain *et al*, 1980), os quais servem também como isolantes termoeletrônicos. Esses meios são feitos na forma da câmara de compressão. Para o “*belt*” o meio comprimível tem a forma de cilindro, e para o dispositivo tipo bigorna esse formato é biconvexo. Durante a geração da alta pressão forma-se a gaxeta, de material sólido deformado. Essa gaxeta executa a função não só de isolante mas também de fechamento hermético da câmara de compressão, possibilitando assim a manutenção da alta pressão dentro da mesma. Para isso a gaxeta apresenta uma espessura fina. A pressão gerada

## MOVIMENTOS RELATIVOS, INTERNOS AO ROLAMENTO DE ESFERAS

**Germano Fontes Braga**

**Márcio Tadeu de Almeida**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: germano@iem.efei.br, tadeu@iem.efei.br

### Resumo

Os rolamentos de esfera apresentam ser um mecanismo simples, porém, devido a sua geometria interna tornam-se um tanto complexos. Pois, com a aplicação de cargas, as esferas assumem ângulos de contato em relação as pistas de rolamento proporcionando movimentos relativos entre os componentes não perceptíveis inicialmente, que podem afetar a vida do rolamento, bem como a sua monitorização. O objetivo deste trabalho é determinar os movimentos relativos dos componentes do rolamento, conhecendo-se a velocidade angular no eixo, tendo-se como parâmetro as dimensões destes componentes.

**Palavra-chave:** Movimentos relativos, Rolamentos de esferas, Vibrações

### 1. INTRODUÇÃO

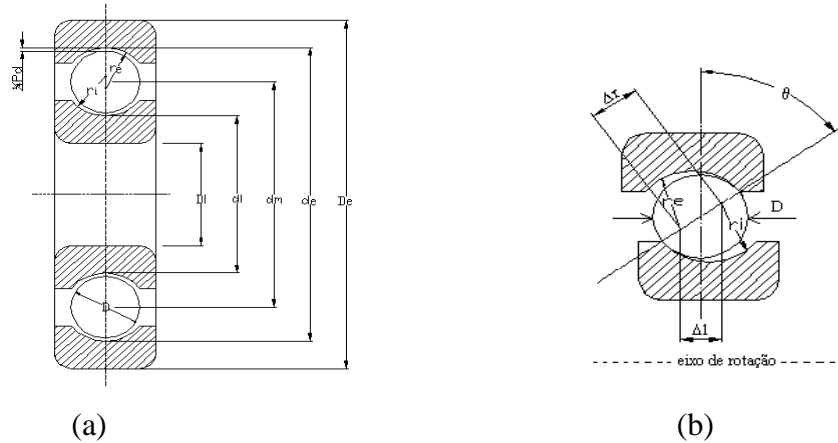
Devido a importância nas indústrias, a performance dos rolamentos tem atraído a atenção de muitos pesquisadores. Um dos primeiros trabalhos registrados buscando detectar defeitos nos mancais foi o de Gustafssoni *et al.*(1961). Desencadeando, a partir daí, uma série de outros trabalhos. Na década de 70, Botö (1978) fez um estudo teórico da energia gerada por defeitos nos rolamentos. Sendo ela, função do material, das dimensões dos defeitos e das velocidades tangenciais desenvolvidas entre as esferas e as pistas. Duas décadas após, Su *et al.*(1993) avaliam em detalhes os efeitos das imperfeições superficiais, geradas pela usinagem, nas vibrações nos rolamentos de rolos. Cujo trabalho, já havia sido utilizado, pelo mesmo autor junto com outros – Su *et al.*(1992) – resultando no equacionando das vibrações em função: das irregularidades superficiais, da velocidade tangencial e do filme de óleo. Vários outros trabalhos foram desenvolvidos, não só nos mesmos, mas também com outros objetivos, porém, sempre destacando a velocidade tangencial existente entre os elementos em contato.

Em particular, para os rolamentos de esferas, as velocidades desenvolvidas pelos elementos rolantes podem não ser somente as tangenciais ao sentido do rolamento. Podendo ocorrer também outras velocidades – rotacionais e transversais – como podem ser observadas com os equacionamentos aqui desenvolvidos.

### 2. ROLAMENTOS DE ESFERAS

Os rolamentos de esferas foram desenvolvidos para suportarem cargas radiais. Podendo também suportar cargas axiais devido a osculação entre as esferas e os canais das pistas. A

figura 1(a) apresenta o rolamento de esferas onde,  $D_i$  é o diâmetro de montagem no eixo;  $d_i$ , o diâmetro da pista interna;  $d_m$ , o diâmetro médio do rolamento (diametral *pitch*);  $d_e$ , diâmetro da pista externa;  $D_e$ , o diâmetro de montagem externo;  $r_i$ , o raio da ranhura da pista interna;  $r_e$ , o raio da ranhura da pista externa;  $P_d$ , a folga diametral do rolamento e  $D$ , o diâmetro da esfera.



**Figura 1.** (a) rolamento rígido de esferas; (b) posição das esferas nas pistas

O diâmetro médio do rolamento é definido como sendo a média entre os diâmetros das pistas interna e externa, ou seja,

$$d_m = \frac{1}{2} (d_i + d_e), \quad (1)$$

a folga diametral,  $P_d$ , é obtida no plano radial ao rolamento,

$$P_d = d_e - d_i - 2D. \quad (2)$$

Harris (1966) define que osculação da pista interna,  $\varphi_i$ , e osculação da pista externa,  $\varphi_e$ , como sendo as relações entre os raios da curvatura das pistas com relação ao raio da esfera, ou sejam:

$$\varphi_i = \frac{D}{2 r_i}, \quad (3)$$

$$\varphi_e = \frac{D}{2 r_e}, \quad (4)$$

as quais têm grande influência na capacidade do rolamento em suportar cargas. Sendo  $f$ , a relação entre o raio da curvatura da pista em relação ao diâmetro da esfera,

$$f = \frac{r}{D} \quad (5)$$

que, substituindo em (3) e (4), resulta:

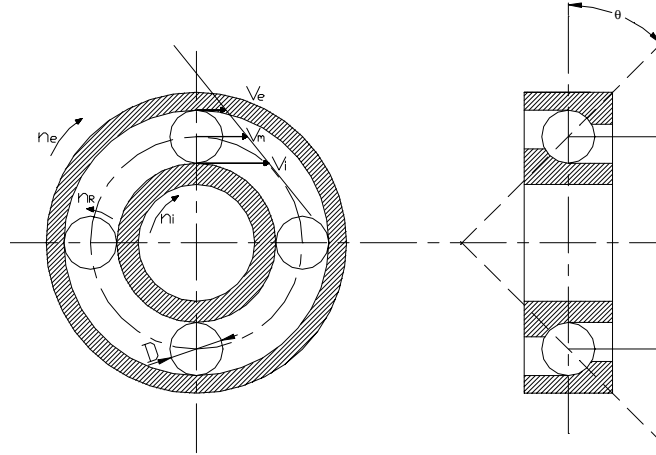
$$\varphi_i = \frac{1}{2 f_i}, \quad (6)$$

$$\varphi_e = \frac{1}{2 f_e}. \quad (7)$$

Ângulo de contato é o ângulo oblíquo assumido pelo rolamento na mudança de posições devida às folgas axiais causadas pelos contatos entre as esferas e as pistas interna e externa, conforme apresentado na figura 1(b), onde:  $\Delta r$  é a distância entre o centro das curvaturas das pistas externa e a interna ao longo do eixo de contato da esfera com as pistas.  $\Delta l$  é a projeção da distância entre os centros de curvatura na direção do eixo de rotação e  $\theta$ , o ângulo formado pela acomodação da esfera e das pistas, que, segundo Harris (1966), é obtido pela expressão:

$$\theta = \cos^{-1} \left( 1 - \frac{P_d}{2\Delta r} \right). \quad (8)$$

Considere que ambas as pistas, interna e externa, estão em movimento e, as condições de rolamento impõe o ângulo de contato  $\theta$ , conforme mostra a figura 2, onde:  $n_e$  é o rotação da pista externa;  $n_i$ , a rotação da pista interna;  $n_R$ , a rotação da esfera ;  $v_e$ , a velocidade tangencial na ranhura da pista externa;  $v_i$ , a velocidade tangencial na ranhura da pista interna e  $v_m$ , a velocidade média das pistas.



**Figura 2.** Velocidades no rolamento

Sabe-se, pela física clássica que,

$$v = \omega r, \quad (9)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (10)$$

onde:  $v$  é a velocidade linear em unidade de comprimento por unidade de tempo;  $\omega$ , a velocidade angular em radianos por segundo;  $r$ , o raio em unidade de comprimento e  $n$ , o número de rotações por minuto. Pelo exposto, dizer que:

$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i (d_m - D \cos \theta), \text{ e} \quad (11)$$

$$v_e = \frac{1}{2} \omega_e (d_m + D \cos \theta). \quad (12)$$

Definindo,

$$\gamma = \frac{D \cos \theta}{d_m}, \quad (13)$$

utilizando (9) e (10), têm-se:

$$v_i = \frac{\pi n_i d_m}{60} (1 - \gamma), \quad (14)$$

$$v_e = \frac{\pi n_e d_m}{60} (1 + \gamma). \quad (15)$$

Considerando que não haja deslizamento entre as pistas e as esferas, pode-se dizer que:

$$v_m = \frac{1}{2} (v_i + v_e), \quad (16)$$

onde,  $v_m$  é a velocidade média no rolamento, que é a velocidade da gaiola. Substituindo (14) e (15), resulta,



$$v_m = \frac{\pi d_m}{120} [n_i(1 - \gamma) + n_e(1 + \gamma)], \text{ mas} \quad (17)$$

$$v_m = \frac{\pi d_m n_m}{60}, \text{ logo} \quad (18)$$

$$n_m = \frac{1}{2} [n_i(1 - \gamma) + n_e(1 + \gamma)] \quad (19)$$

onde,  $n_m$  é a rotação média no rolamento.

A rotação da gaiola,  $n_g$ , é uma rotação relativa dada pela rotação média subtraindo-se a rotação da pista interna, considerando como referência a pista externa, ou seja:

$$n_g = n_m - n_i. \quad (20)$$

A gaiola desloca-se sobre a pista interna sem escorregamento. Portanto, a velocidade linear instantânea em um ponto qualquer da pista interna é igual a velocidade da esfera,

$$\frac{\pi n_g d_m}{60} (1 - \gamma) = \frac{\pi n_R D}{60} \quad (21)$$

substituindo (19) e (20), resulta:

$$n_R = \frac{1}{2} \frac{d_m}{D} [(1 - \gamma)(1 + \gamma)(n_e - n_i)]. \quad (22)$$

Normalmente nos mancais de rolamento a pista externa é estacionário, ou seja,  $n_e=0$ , assim sendo, as equações (19) e (22), tornam-se:

$$n_m = \frac{1}{2} n_i(1 - \gamma), \quad (23)$$

$$n_R = -\frac{1}{2} \frac{d_m}{D} n_i (1 - \gamma^2). \quad (24)$$

Destas duas últimas equações obtém-se, como apresentado por Xu *et al.*(1993), as freqüências de cada componente do rolamento, as quais possibilitam identificar e localizar os defeitos. Todavia, as esferas poderão apresentar outros movimentos internos, além do já representado pela equação (24) interferindo nas freqüências utilizadas nas monitorizações dos rolamentos.

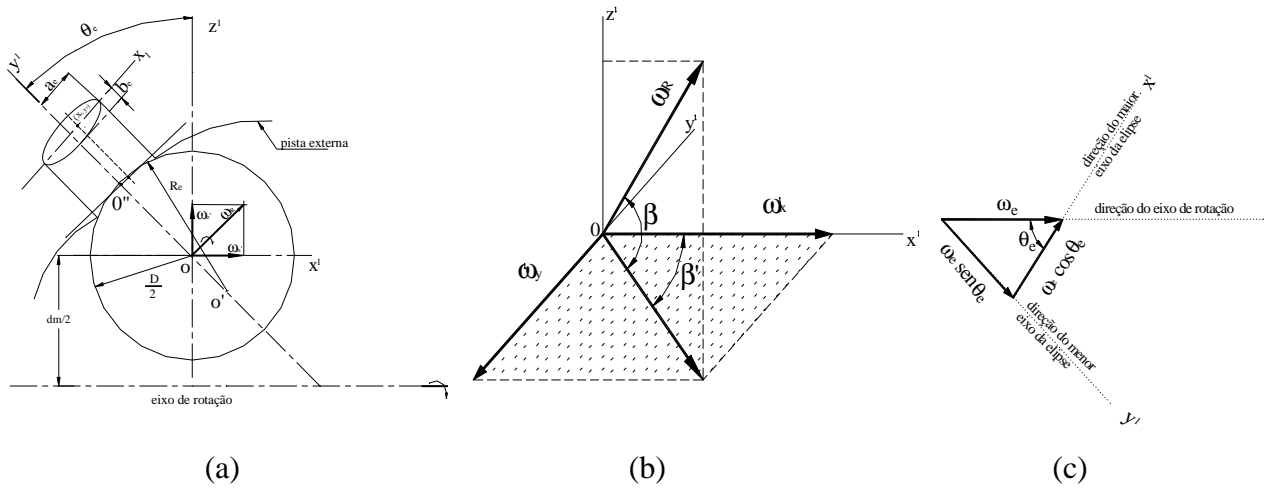
### 3. MOVIMENTOS DA ESFERA COM RELAÇÃO À PISTA EXTERNA

Considere inicialmente o contato da esfera com a pista externa submetida a uma carga normal definindo uma superfície elíptica, que segundo Dowson *et al.*(1977) tem raio equivalente de curvatura representado por  $R_e$ , formando o ângulo  $\theta_e$ , conforme mostra a figura 3(a). O raio  $R_e$  define a superfície elíptica de eixos  $a_e$  e  $b_e$ ; variando de  $-a_e$  até  $+a_e$  e  $-b_e$  até  $+b_e$ , respectivamente. O ponto  $(x_0, y_0)$  encontra-se na região de puro rolamento entre duas linhas de contato. A esfera encontra-se no espaço no sistema de coordenadas  $(x^1, y^1, z^1)$ , a pista externa gira com velocidade angular  $\omega_e$ , perpendicular ao plano de rotação, colinear com o eixo do "x". Os eixos  $x^1, z^1$  formam o plano do papel. O vetor  $\omega_R$  forma com o plano  $(x^1, -y^1)$  o ângulo  $\beta$ , e, sua projeção neste plano, figura 3(b), forma o ângulo  $\beta'$  com o eixo  $x^1$ . Resultando assim, os componentes  $\omega_x^1$  e  $\omega_z^1$  nas direções  $x^1$  e  $z^1$  respectivamente, onde:

$$\omega_x^1 = \omega_R \cos \beta \cos \beta', \quad (25)$$

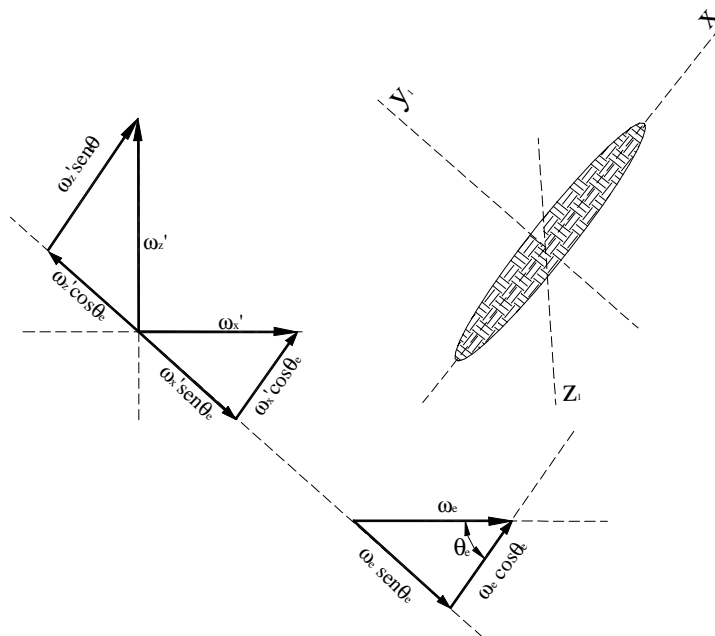
$$\omega_y^1 = \omega_R \cos \beta \sin \beta, \quad (26)$$

$$\omega_z^1 = \omega_R \sin \beta. \quad (27)$$



**Figura 3.** Velocidades angulares na pista externa

Decompondo  $\omega_e$  na direção do maior eixo da elipse, eixo  $x^1$ , figura 3(c), obtém-se o componente  $\omega_e \cos\theta_e$ . Na direção do eixo  $y^1$ , perpendicular ao plano do papel, encontra-se o componente  $\omega_e \sin\theta_e$ . De maneira análoga, decompondo os vetores  $\omega_x^1$  e  $\omega_z^1$ , obtém-se na direção do maior eixo da elipse os componentes  $\omega_x^1 \cos\theta_e$  e  $\omega_z^1 \sin\theta_e$ , e, na direção do menor eixo da elipse os componentes  $\omega_x^1 \sin\theta_e$  e  $\omega_z^1 \cos\theta_e$ , respectivamente. A figura 4 apresenta os componentes dos três vetores que formam outro sistema de eixos coordenados ( $x_1, y_1, z_1$ ).



**Figura 4.** Componentes dos vetores  $\omega_e, \omega_x^1$  e  $\omega_z^1$  nas direções dos eixos da elipse

A velocidade linear da pista externa,  $v_e$ , no ponto  $(x_0, y_0)$  é a soma de duas velocidades. A primeira é a velocidade da pista em relação ao diâmetro médio que gira com velocidade angular  $\omega_e$ . A segunda é a velocidade da esfera em relação ao eixo de rotação, considerando-se o raio equivalente  $R_e$ , que gira com velocidade angular  $\omega_e \cos\theta_e$ ,

$$v_e = -\frac{d_m \omega_e}{2} - \left\{ \left( R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_e \cos \theta_e. \quad (28)$$

O segundo termo da equação (28) é determinado considerando-se a área deformada, ou seja, o raio que multiplica a velocidade angular ( $\omega_e \cos \theta_e$ ) é obtido pelo cateto  $(R_e^2 - x_0^2)^{1/2}$  subtraindo a diferença entre dois outros catetos,  $(R_e^2 - a_e^2)^{1/2}$  e  $\left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2}$  respectivamente, representado na figura 3(a), como sendo a distância entre os pontos  $\theta$  e  $\theta'$ . Assim sendo, a velocidade da esfera com relação à pista externa,  $v_D^e$ , no ponto de contato  $(x_0, y_0)$  é:

$$v_D^e = -(\omega_x' \cos \theta_e + \omega_z' \sin \theta_e) \left\{ \left( R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\}. \quad (29)$$

Em posse das duas velocidades, pode-se determinar a velocidade linear de escorregamento,  $v_{esc}^e$ , existente entre elas, basta para tal obter a diferença,

$$v_{esc}^e = v_e - v_D^e, \quad (30)$$

substituindo (28), (29) em (30), tem-se,

$$v_{esc}^e = -\frac{d_m \omega_e}{2} + \left\{ \left( R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \times \left[ \omega_x^1 \cos \theta_e + \omega_z^1 \sin \theta_e - \omega_e \cos \theta_e \right], \quad (31)$$

substituindo (25) e (26) em (31), resulta,

$$v_{esc}^e = -\frac{d_m \omega_e}{2} + \left\{ \left( R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \times \left[ \frac{\omega_R}{\omega_e} (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e) - \cos \theta_e \right] \omega_e, \quad (32)$$

que representa o escorregamento entre as esferas e a pista externa na direção do rolamento em relação aos vetores velocidade da esfera,  $\omega_R$ , e da pista externa,  $\omega_e$ .

A esfera apresenta escorregamento transversal que pode ser observado na figura 3(c), tendo o componente da velocidade angular na direção de  $y^1$  dado pela expressão (26), gerando a velocidade de deslizamento transversal da esfera com a pista externa, cujo valor é:

$$v_{esc|t}^e = -\omega_y^1 \left\{ \left( R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\}, \quad (33)$$

substituindo (26), resulta em:

$$v_{\text{esc}}^e|_t = - \left\{ \left( R_e^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_e^2 - a_e^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_e^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_e \left( \frac{\omega_R}{\omega_e} \right) \cos \beta \sin \beta'. \quad (34)$$

A expressão (34) representa o escorregamento entre as esferas e a pista externa na direção transversal ao rolamento em relação aos vetores velocidade da esfera  $\omega_R$ , e da pista externa  $\omega_e$ . Observa-se que ambas têm componentes no sentido normal a área de contato da elipse, ou sejam,  $\omega_x^1 \sin \theta_e$ ,  $\omega_z^1 \cos \theta_e$  e  $\omega_e \sin \theta_e$ , gerando efeito rotacional da esfera em relação à pista externa, representado pela velocidade angular  $\omega_{\text{rot}}^e$ ,

$$\omega_{\text{rot}}^e = -\omega_e \sin \theta_e - \omega_x^1 \sin \theta_e + \omega_z^1 \cos \theta_e, \quad (35)$$

substituindo as relações (24) e (26) em (35), resulta:

$$\omega_{\text{rot}}^e = \omega_e \left[ \frac{\omega_R}{\omega_e} (\sin \beta \cos \theta_e - \cos \beta \cos \beta' \sin \theta_e) - \sin \theta_e \right]. \quad (36)$$

A expressão (36) representa a rotação das esferas em seu próprio eixo. Seja  $r_e^1$  a distância entre os pontos 0 e 0'', figura 3(a), o raio de rolamento da esfera deformada na pista externa. Considerando a velocidade linear da esfera idêntica a velocidade da pista externa, pode-se dizer, com o auxílio da figura 4 que,

$$\left( \frac{d_m}{2 \cos \theta_e} + r_e^1 \right) \omega_e \cos \theta_e = r_e^1 (\omega_x^1 \cos \theta_e + \omega_z^1 \sin \theta_e), \quad (37)$$

substituindo, (25) e (27) em (37), resulta:

$$\frac{\omega_R}{\omega_e} = \frac{d_m/2 + r_e^1 \cos \theta_e}{r_e^1 (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}. \quad (38)$$

#### 4. MOVIMENTOS DA ESFERA COM RELAÇÃO À PISTA INTERNA

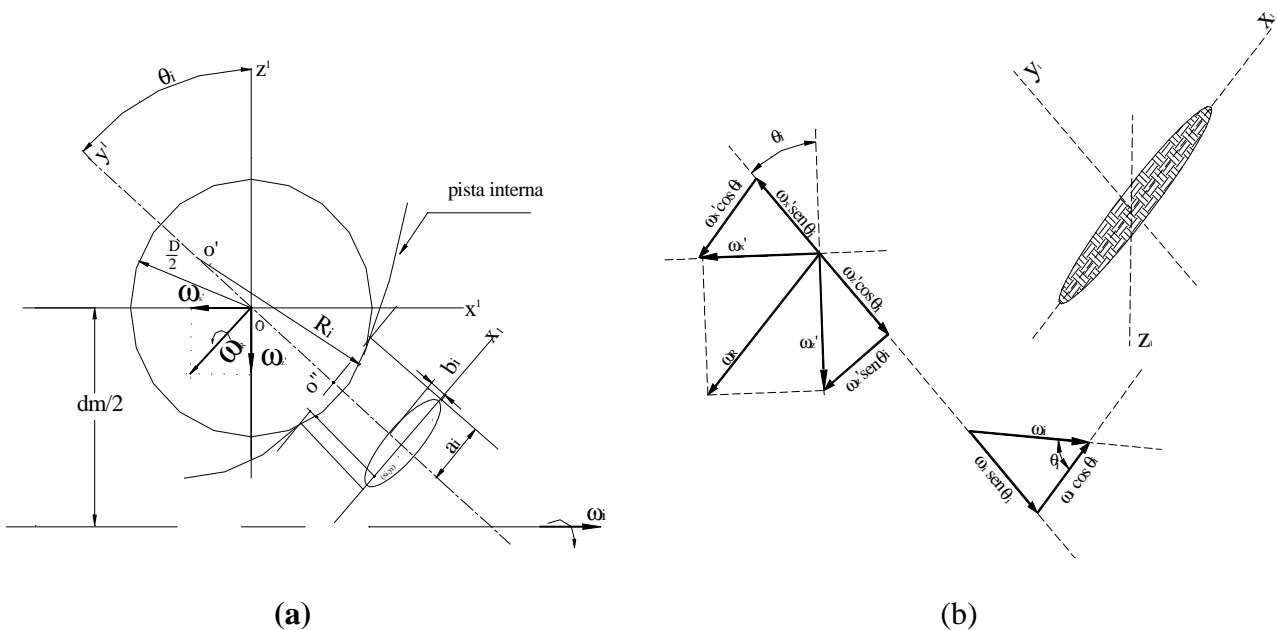


Figura 5. Velocidades angulares na pista interna

A figura 5(a), representa o contato da esfera com a pista interna submetida a mesma carga normal, definindo também uma superfície elíptica, onde,  $R_i$  é o raio de curvatura da superfície deformada formando o ângulo  $\theta_i$  entre os planos.  $R_i$  gira com velocidade angular  $\omega_i \cos \theta_i$ . De maneira análoga a pista externa, a velocidade linear da pista interna,  $v_i$ , no ponto  $(x_0, y_0)$  é:

$$v_i = -\frac{d_m \omega_i}{2} - \left\{ \left( R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_i \cos \theta_i. \quad (39)$$

A velocidade linear da esfera em relação à pista externa, pela figura 5(b), é:

$$v_D^i = (\omega_x' \cos \theta_i + \omega_z' \sin \theta_i) \left\{ \left( R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\}. \quad (40)$$

A velocidade de escorregamento,  $v_{esc}^i$ , entre a pista interna e a esfera é,

$$v_{esc}^i = -\frac{d_m \omega_i}{2} - \left\{ \left( R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \times \left[ \frac{\omega_R}{\omega_i} (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i) - \cos \theta_i \right] \omega_i, \quad (41)$$

e o escorregamento transversal na pista interna,  $v_{esc}|_t^i$ , é dado por,

$$v_{esc}|_t^i = - \left\{ \left( R_i^2 - x_0^2 \right)^{1/2} - \left( R_i^2 - a_i^2 \right)^{1/2} + \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - a_i^2 \right]^{1/2} \right\} \omega_i \left( \frac{\omega_R}{\omega_i} \right) \cos \beta \sin \beta'. \quad (42)$$

Observa-se que ambas as velocidades angulares,  $\omega_i$  e  $\omega_R$ , na figura 5(b) têm componentes no sentido normal a área de contato, gerando o efeito rotacional na pista interna,  $\omega_{rot}^i$ , dado por:

$$\omega_{rot}^i = \omega_x^1 \sin \theta_i - \omega_i \sin \theta_i - \omega_z^1 \cos \theta_i, \quad (43)$$

substituindo as relações (24) e (26) em (43), obtém-se:

$$\omega_{rot}^i = \omega_i \left[ \frac{\omega_R}{\omega_i} (\cos \beta \cos \beta' \sin \theta_i - \sin \beta \cos \theta_i) - \sin \theta_i \right]. \quad (44)$$

Analogamente, a velocidade linear da esfera com relação à pista interna  $\omega_R$  é,

$$\frac{\omega_R}{\omega_i} = \frac{-\frac{d_m}{2} + r_i^1 \cos \theta_i}{r_i^1 (\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}. \quad (45)$$

## 5. MOVIMENTO ORBITAL

Ao invés de considerar o centro da esfera fixo em um ponto no espaço, considera-se a pista externa. Consequentemente, os centros das esferas irão orbitar em torno do eixo de rotação. Para manter as mesmas condições de rolamento analisado, o conjunto de esferas deverá orbitar com velocidade angular igual ao da pista externa, porém, em sentido contrário,

devido ao efeito da interação das esferas com a pista interna. Sendo  $\omega_g$  a velocidade angular da gaiola, pode-se dizer que,

$$\omega_g = -\omega_e, \quad (46)$$

consequentemente a pista interna gira com a velocidade angular  $\omega$  que será a soma da velocidade angular da pista interna com a velocidade da gaiola,

$$\omega = \omega_i + \omega_g, \quad (47)$$

substituindo (46), (45) em (47), seqüencialmente, obtém-se a velocidade angular com relação à pista interna:

$$\omega_i = \frac{\omega}{1 + \frac{r_e^1[(dm/2) - r_i^1 \cos \theta_i](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}{r_i^1[(dm/2) - r_e^1 \cos \theta_e](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}}. \quad (48)$$

Substituindo as relações (46), (37) em (47), com auxílio de (45), obtém-se a velocidade angular com relação à pista externa:

$$\omega_e = \frac{-\omega}{1 + \frac{r_i^1[(dm/2) + r_e^1 \cos \theta_e](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}{r_e^1[(dm/2) - r_i^1 \cos \theta_i](\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}}. \quad (49)$$

Substituindo (37) e (45) em (47), resulta na velocidade angular das esferas:

$$\omega_R = \frac{-\omega}{\frac{r_e^1(\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_e + \sin \beta \sin \theta_e)}{(dm/2) + r_e^1 \cos \theta_e} + \frac{r_i^1(\cos \beta \cos \beta' \cos \theta_i + \sin \beta \sin \theta_i)}{(dm/2) - r_i^1 \cos \theta_i}}. \quad (50)$$

## 6. CONCLUSÃO

As relações (42), (44), (48), (49) e (50), considerando as condições de puro rolamento, representam o movimento das esferas na montagem mais comum das aplicações com rolamentos, ou seja, a pista externa estacionária.

Os movimentos estudados, como pode ser observado, estão em função das variáveis independentes:  $\beta$ ,  $\beta'$ ,  $\theta_i$ ,  $r_e^1$  e  $r_i^1$ . As quais, considerando as condições de usinagem e os desgastes devido ao uso, alteram-se no tempo, como também em relação a posição que uma das partes girantes encontra-se em relação às outras.

Levando-se em conta a explanação acima, são valores de difícil determinação matemática, pois as variáveis assumem em cada instante valores numéricos possivelmente aleatórios. Sendo ainda, a característica aleatória do processo não possui uma frequência determinística. Porém, alteram as velocidades que compõem a energia da vibração, alterando assim, o sinal gerado na monitoração da vibração.

Todavia, com uma lubrificação eficiente os efeitos giroscópicos – transversal e rotacional – praticamente desaparecem, conforme afirma Harris (1966) em seus trabalhos. Ou seja, pela lubrificação, dá-se a redução das forças periféricas que geram os momentos dos efeitos giroscópicos.

Entretanto, quando a lubrificação for deficiente, a uma dada condição de rolamento, estas forças assumem valores significantes proporcionando movimentos que alteram o sinal monitorado, os quais certamente dificultarão a análise espectral.

Quando existe um defeito localizado em um dos componentes do rolamento, o impacto da esfera, sobre a pista com defeito fará o rolamento vibrar em sua frequência natural. Porém, como o impacto é repetido pela passagem das esferas sobre o defeito, a frequência natural

ficará modulada pela frequência de passagem das esferas pelo defeito. A resposta em frequência deste sinal, FFT, será uma vibração em frequência modulada (FM), onde a frequência portadora será a frequência natural a frequência moduladora será a frequência de passagem pelo defeito, a qual pode ser calculada pelas equações desenvolvidas neste artigo. Uma demodulação do sinal resultante usando a transformada de Hilbert, extrairá do sinal total à envoltória no tempo (envelope), a qual representará a frequência correspondente ao defeito.

## 7. REFERÊNCIAS

- Botö, P. A., 1978, “Detection of Bearing Damage by Shock Pulse Measurement”. *Ball Bearing Journal* 167, pp. 1-7.
- Dowson, D. and Higginson, G. R., 1977, “Elasto-Hydrodynamic Lubrication”. SI edition, Ed. Pergamon Press Ltd. Oxford, England, pp. 17-19.
- Gustafsson, O. G. and Tallian, Y., 1961, “Detection of Damage in Assembled Rolling Element Bearings”. *ASLE 61-AM3B-1*, pp. 1-39.
- Harris, T. A., 1966, “Rolling Bearing Analysis”. Ed. John Wiley & Sons, Inc., New York, EUA, pp.203-220.
- Su, Y. T., Lin, M. H. and Lee, M. S., 1993, “ The Effects of Surface Irregularities on Roller Bearing Vibrations”, *Journal of Sound and Vibration*, 163(3), N. Y., EUA pp.455-466.
- Su, Y. T., Sheen Y. T., and Lin, M. H., 1992, “Signature Analysis of Roller Bearing Vibrations: Lubrication Effects”, *Proceedings Institution of Mechanical Engineering*, Vol. 206, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, London, RK, pp. 193-202.
- Xu, M. and Shea, J. M., 1993, “Using Vibration Analysis to Determine Bearing Preload in Machine Tool Spindles” *IRD Mechanical Inc.*, Columbus, Ohio, pp. 25-36.

# STUDIES ON THE CHARACTERISTICS OF DE-BOOST MOTORS FOR A SMALL RECOVERABLE ORBITAL PLATFORM

**Danton J. F. Villas Bôas**

**Paulo Moraes Jr.**

**Yuri G. Sikharulidze**

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, Divisão de Sistemas Espaciais, 12228-904, São José dos Campos-SP, Brasil. E-mail: danton@iae.cta.br

## **Abstract**

To induce the re-entry of a small recoverable orbital platform from a low earth orbit adjustments have to be made to propulsive and mass characteristics of the de-boost engine. According to necessary velocity decay, re-entry angle and trajectory, and vehicle mass, the de-boost engine should use liquid or solid propellant. While liquid propellant engines are more accurate, solid propellant engines are less expensive. The main parameters that may define the type and size of the de-boost engine are specific impulse, thrust level and burning time. Also uncertainties due to variation of the propulsive parameters should be considered due to recovery area limitations. The present article summarizes the results of a study to define a de-boost engine to be used for the retrieval of a small orbital platform. It describes and compares characteristics of liquid and solid propellant engines, and finally concludes with recommendations for the development of the engine.

**Keywords:** atmospheric re-entry, de-boost motor, orbital platform, liquid propellant, solid propellant

## **1. INTRODUCTION**

The return of small orbital platforms from low altitude orbit back to the surface of the earth is one of the most complex problems in aerospace engineering. The problem becomes more complex if the platform is to be recovered safely and later reused.

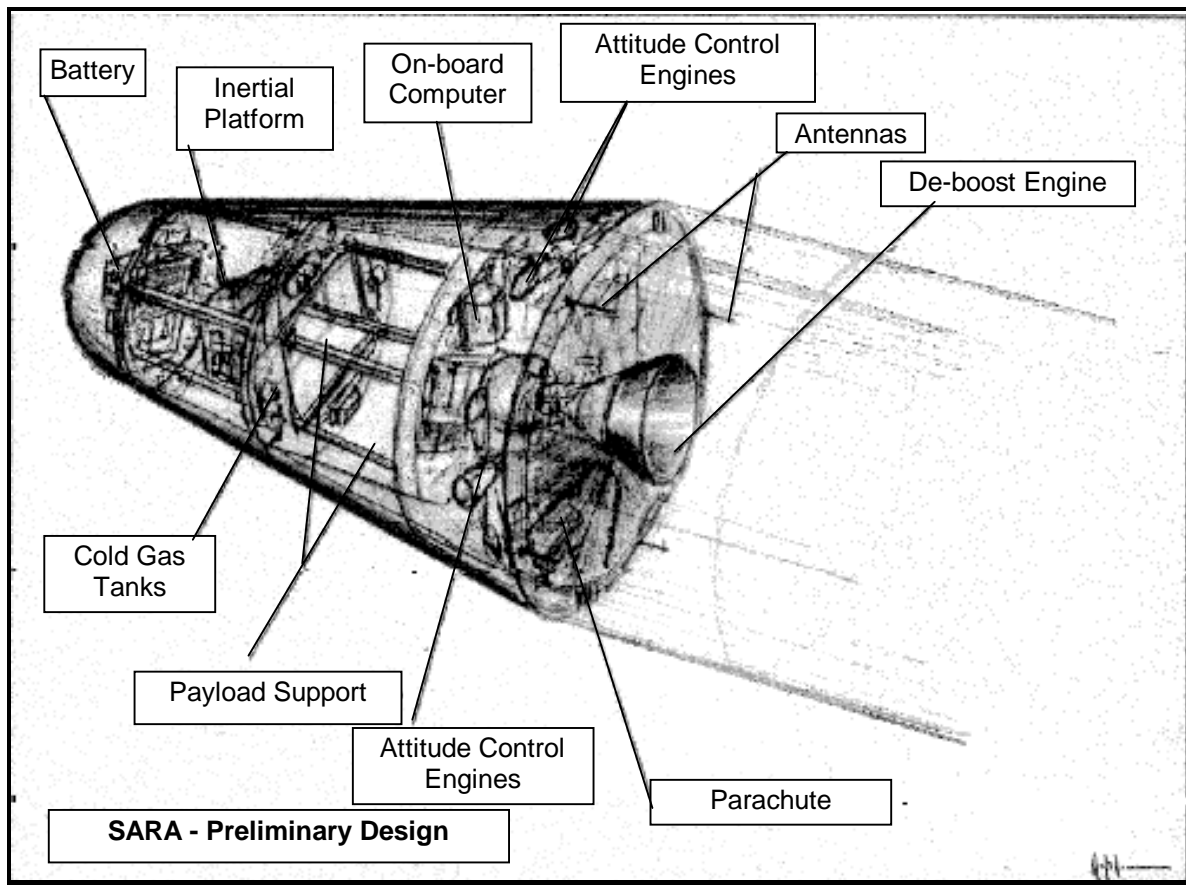
Errors in the operation of de-boost engines and disturbances due to atmospheric parameters are the major reasons for high landing point dispersions. Moreover the thrust level and the burning time of the de-boost engine highly influence the re-entry trajectory.

The requirement for a highly accurate de-boost engine leads to the choice of liquid propellant engines. If cost and development aspects are envisaged, solid propellant engines become more adequate.

A recoverable orbital platform, called for short SARA, as shown in figure 1, is under development at IAE-Instituto de Aeronáutica e Espaço (Moraes, 1998). It is a recoverable satellite for utilization as a platform for micro-gravity experiments. The satellite will carry a payload mass of 25 kg and is specified to have a launch mass of about 150 to 200 kg. Its orbit will be circular with an altitude of 300 km and  $-2$  degrees of inclination. According to the life time of on board energy its stay in orbit should not exceed 10 days. After conclusion of the



orbital experiments the return procedure will be started, providing firstly the right positioning of the satellite and the de-boost impulse. Following the spacecraft will re-entry into the atmosphere and finally it will land by means of a high performance parachute system (Koldaev & Moraes, 1997).



**Figure 1.** General View of SARA Vehicle

## 2. ASPECTS OF RE-ENTRY

To provide re-entry of the SARA spacecraft, it is necessary to apply a de-boost impulse which produces a velocity reduction from 235 to 250 m/s, in the direction opposite to orbital motion (Sikharulidze, 1998). The burning time of the de-boost engine should be between 50 to 200 s.

There are different reasons for errors during de-boost impulse action. As a result, the outer-atmospheric trajectory may differ from the nominal one (Sikharulidze, 1999). The most important aspects are:

- The re-entry point into the atmosphere may be displaced with respect to the nominal point. The landing point will have downrange and crossrange displacements accordingly;
- The flight time at the outer-atmospheric trajectory may differ from nominal value. So, the geocentric longitude of the re-entry point will be different from the expected;
- De-boost impulse errors may change re-entry angle. Variation of re-entry angle significantly influences descent trajectory into the atmosphere.

- De-boost impulse errors may change re-entry velocity also changing the descent trajectory into the atmosphere.

Some of the most significant disturbing factors are due to errors of de-boost impulse, as shown below:

- **time of execution**

May appear as the result of incorrect determination of engine switch on and switch off times.

- **de-boost value**

May appear as the result of incorrect determination of the required value. Another possibility is linked to the execution errors. The error of de-boost value arises if the control system has no integrator and parameters of engine (thrust, specific impulse) differ from nominal values. Also, errors occur when there is dispersion of the engine impulse in the process of switch off.

- **impulse orientation in the plane of motion**

Arises due to improper determination of local vertical position (sensor error). For example, as the result of gyro drift in the orbit plane or error of infrared vertical positioning. Another reason is linked with the execution of attitude orientation before the de-boost maneuver.

- **side component of the de-boost impulse**

Arises as the result of improper determination of orbit plane. For example, due to gyro drift outside of orbit plane.

Other disturbing factors are not directly related to the execution of the de-boost impulse or performance of the engine, but directly related to the engine technology, i.e., type of engine or type of propellant. These errors are the following:

- error due to determination of center of mass (c.m.) position,
- movement of c.m. after expenditure of propellants, gas, etc.

### 3. CONFIGURATION OF ENGINES

In this chapter possible configurations for the de-boost engine system will be presented and discussed. Conceptual and technological aspects, also results of a preliminary analysis concerning mass of the system, necessity of development tests, and complexity and number of parts will be discussed in detail.

In this work a preliminary pattern is considered that will have to evolve for the final pattern in the development of the propellant. In the present article the propellant will be considered as part of the Propulsive System for Atmospheric Re-entry Induction (SPIRA).

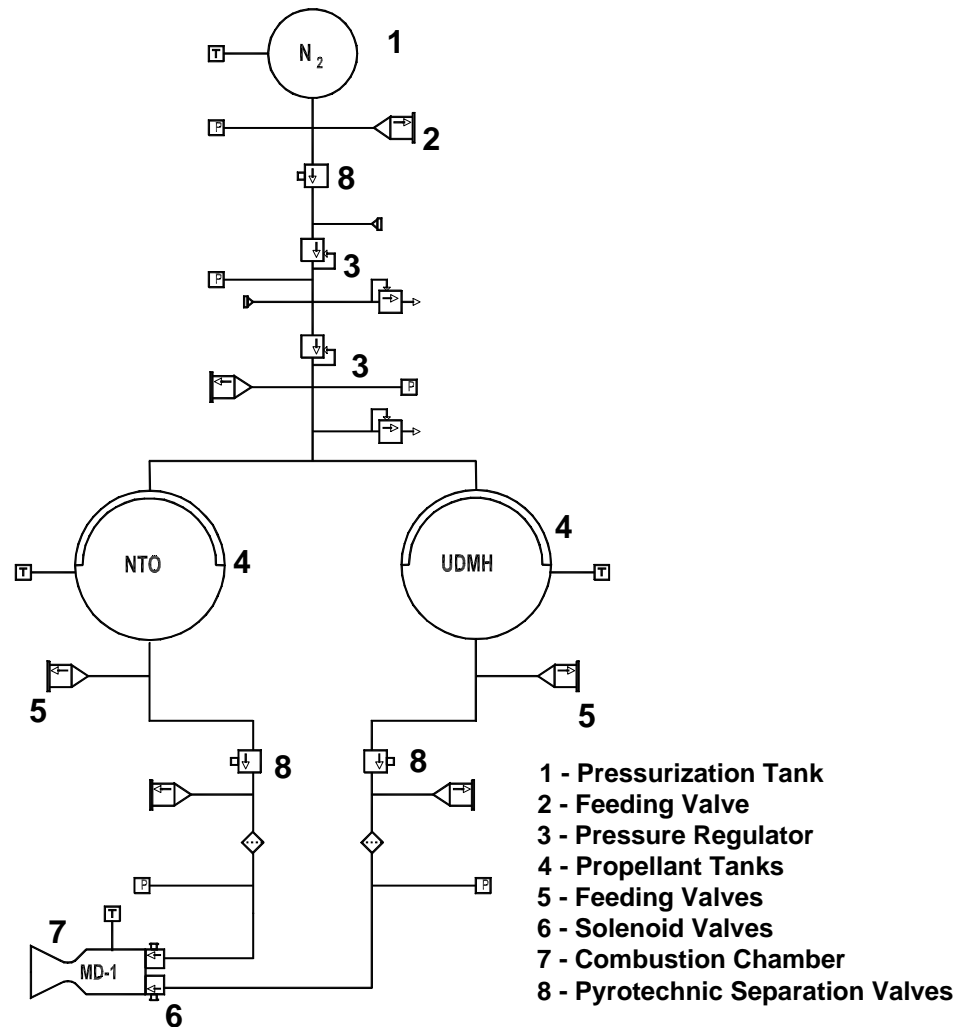
Three alternatives to the SPIRA development will be presented (Villas Bôas, 1999). The first two are based on liquid propellant technology, while the third is based in solid propellant technology.

#### 3.1 Bi-propellant Liquid Rocket Engine

This alternative is composed of a liquid rocket engine system using the propellant pair unsymmetrical dimethylhydrazine (UDMH) and nitrogen tetroxide (NTO). The rocket engine chamber feeding is provided by means of an inert gas (nitrogen) pressurization sub-system. The pressure is applied to positive expulsion tanks containing an internal metallic diaphragm. Other main components are feeding valves, gas and liquid pyrotechnically operated separation valves, gas pressure regulator, piloting solenoid valves. These components are based on the

components currently being developed for the roll control system (Yoshino, 1999) of the Brazilian launch vehicle VLS-1 (Bosco, Moraes et al., 1990) . The majority of the components will be the same as those used for VLS and only the development of new propellant tanks is needed, due to the reduced propellant consumption required for SPIRA. In this study a pressure chamber of 0.59 MPa and a mixture ratio (Oxidizer/Fuel) of 1.85, providing a specific impulse of 2471 m/s, are considered. The thrust reaches 390 N, and the propellant mass is 13.6 kg.

The pneumo-hydraulic scheme for this solution is presented in figure 2.

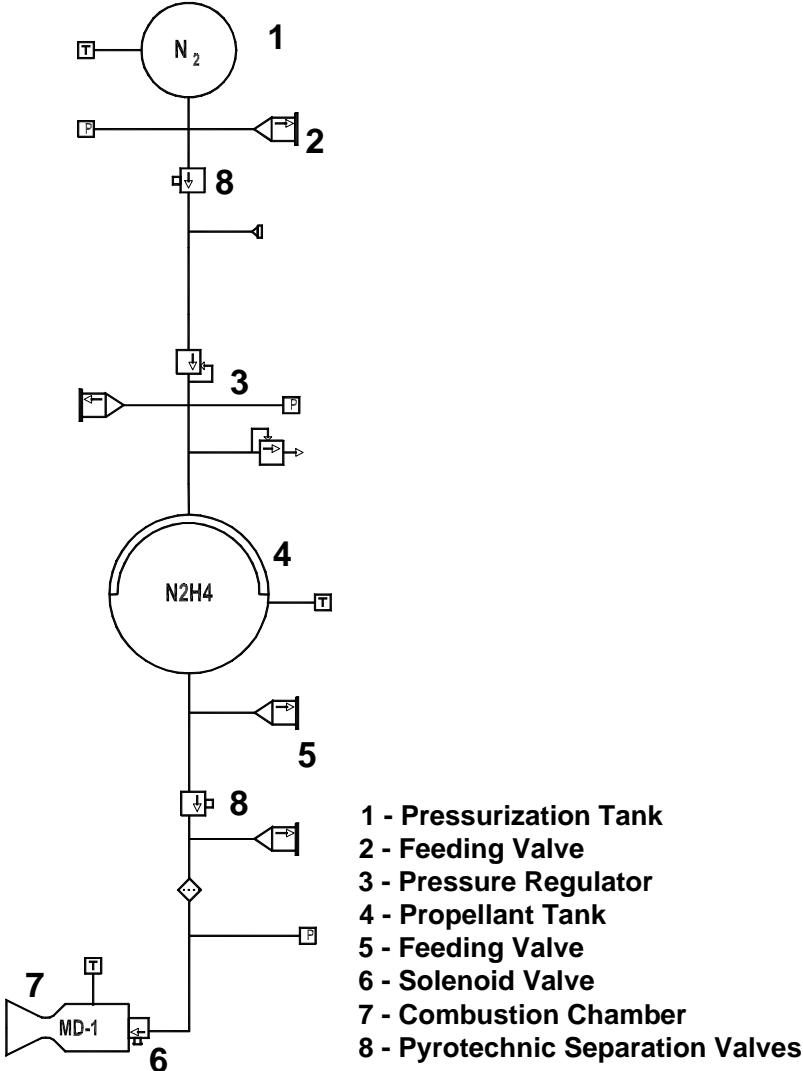


**Figure 2.** Bi-propellant Liquid Rocket Engine Scheme

### 3.2 Monopropellant Liquid Rocket Engine

This alternative is composed of a liquid rocket engine system using hydrazine as a mono-propellant. The rocket engine chamber feeding is provided by means of an inert gas (nitrogen) pressurization sub-system, in the same way as the former alternative. The pressure is applied to a positive expulsion tank containing an internal metallic diaphragm. Other main components are feeding valves, gas and liquid pyrotechnically operated separation valves, gas pressure regulator, piloting solenoid valve. A catalytic material produces ignition of the mono-propellant. For this concept a pressure chamber of about 6.9 MPa, 40% dissociation of

hydrazine, providing a specific impulse of 2400 m/s (Sutton., 1986) are considered. The thrust reaches 750 N, and the propellant mass is 13.9 kg. The pneumo-hydraulic scheme for this solution is presented in figure 3.



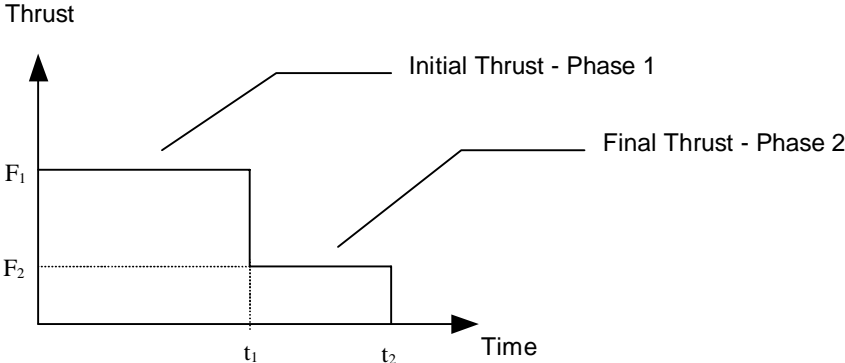
**Figure 3.** Monopropellant Liquid Rocket Engine Scheme

**3.3 Solid Propellant Engine**

This configuration is based on the technology developed at IAE for the Roll Control System (PCR/S-IV) of the sounding rocket Sonda-IV (Boscov, 1995). The engine makes use of solid propellant of the end burn grain type. The propellant grain proposed for the SPIRA will have variable burning area, with the final thrust being about 5 to 6 times lower than the initial thrust, as shown in figure 4. This will be provided to reduce the disturbing forces at the end of the burn.

Beyond the reduced thrust in the propellant end of burn, the use of a thrust cutoff system will be considered. This system is composed of a pyrotechnically operated device that ejects a drain plug and opens a hole in the motor envelope. The chamber pressure is instantaneously

reduced and consequently also the thrust. This device could be operated only during Phase 2. The main characteristics of propellant are as follows:



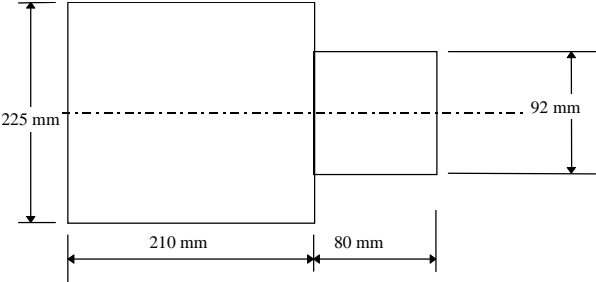
**Figure 4.** Thrust Curve of Solid Propellant Engine

- Propellant Type: Hydroxilated Polybutadiene - HTPB
- Propellant Mass: 14.9 kg
- Specific Mass: 1670 kg / m<sup>3</sup>
- Specific Impulse: 2250 m / s
- Burn Speed:  $4.10^{-3}$  m / s
- Chamber Pressure: 3.5 MPa

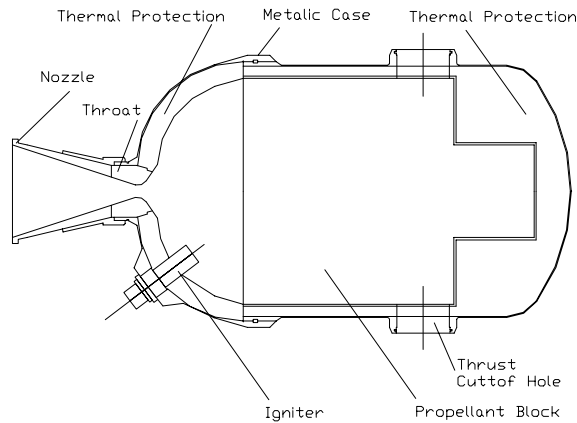
The main parameters of figure 4 are as follows:

- $F_1$ : 600 N       $t_1$ : 52.7 s
- $F_2$ : 100 N       $t_2$ : 72.7 s

The propellant block dimensions are presented in figure 5 and a simplified drawing of the engine is presented in figure 6.



**Figure 5.** Solid Propellant Block Dimensions



**Figure 6.** Simplified Drawing of Solid Propellant Engine

#### 4. ANALYSIS

In this chapter the three solutions will be analyzed with respect to mass, development term and cost, production cost, operating precision, handling, safety and toxicity. The results are presented in the table 1.

**Table 1.** Comparative Analysis of Solutions.

Parameter	Liquid Bipropellant	Liquid Monopropellant	Solid Propellant
Mass	<i>Higher:</i> 47.3 kg	<i>Medium:</i> 40.3 kg	<i>Lower:</i> 35.1 kg
Development Term	<i>Higher:</i> high number of parts, more complex, development of new technologies.	<i>Higher:</i> high number of parts, more complex, development of new technologies.	<i>Lower:</i> low number of parts, less complexity, available technologies.
Development Cost	<i>Lower:</i> utilization of parts of SCR/VLS-1, most of the tests will be performed in the SCR/VLS-1	<i>Medium:</i> utilization of some parts of SCR/VLS-1, some tests will be performed in the SCR/VLS-1	<i>High:</i> new development, higher number of tests.
Production Cost	<i>Higher:</i> high number of parts	<i>Medium:</i> medium number of parts	<i>Lower:</i> low number of parts
Operating Precision	<i>Higher</i>	<i>Higher</i>	<i>Lower</i> (may be improved by use of a thrust cutoff system)
Handling, Safety and Toxicity	Required high level of care, careful operations, high toxic propellants, possibility of spills.	Required high level of care, careful operations, toxic propellant, possibility of spills.	Safe, non-toxic propellant, no possibility of spills.

#### 5. CONCLUSIONS

A study has been made in order to evaluate the most adequate de-boost engine to induce the re-entry of a small recoverable orbital platform from a low Earth orbit. While liquid propellant engines are more accurate, solid propellant engines are less expensive.

The results have shown that concepts using liquid propellant engines have higher precision, but are heavier, the production costs are higher and the development terms are also longer. The technologies are newer, and are still under development at IAE. However, the development will be made indirectly, through the system currently being developed for the SCR/VLS-1. For the bi-propellant solution it will only be necessary to develop new tanks, with identical technology to the ones on the SCR/VLS-1. For the mono-propellant solution it will also be necessary to develop a new catalyst combustion chamber. Manufacturing costs of both liquid propellant solutions will be higher.

A concept using solid propellant apparently has lesser accuracy, which could be improved through the use of the thrust cutoff system, and rigorous quality control during the manufacture of the propellant block. Through the manufacture of twin test motors, it is possible to foresee the characteristics of the flight engine. Manufacturing cost is lower, and the technologies are known, and already used successfully in other previous designs at IAE.

Consideration of the use of the alternative concept with solid propellant is recommended, which has the features of less mass, minor cost, and due to advantages in handling and operation. More detailed studies of the required accuracy should be carried through before a final decision is taken.

## 6. REFERENCES

- Boscov, J., 1995, "Les Fusées Sondes pour le Programme Spatial Bresilien", 12<sup>th</sup> ESA Symposium on Rocket and Balloon Programs & Related Research, Lillehamer, Norway, 458p.
- Boscov, J. , Moraes, P. Jr., et al., 1990, "Development Status of the Brazilian VLS Satellite Launcher Program", 17<sup>th</sup> International Symposium on Space Technology and Science, Tokyo, Japan.
- Koldaev, V., Moraes, P. Jr., 1997, "Design of a Recovery System for Small Orbital Payloads", Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM '97), Bauru-SP, Brasil.
- Moraes, P. Jr., 1998, "Design Aspects of the Recoverable Orbital Platform SARA", 8<sup>o</sup> Congreso Chileno de Ingenieria Mecánica, Concepción, Chile, 26-30 Oct 1998
- Sikharulidze, Y., 1999, "Re-Entry Dynamics of Space Vehicle: Determination and Analysis of Disturbances. Parametric Errors and Dispersion", CTA/IAE/ASE, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° NT-164/ASE-N/99, (Internal Report).
- Sikharulidze, Y., 1998, "Re-Entry Dynamics of Space Vehicles: Choice of Optimal Mission Schemes (nominal trajectory)", CTA/IAE/ASE, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° NT-152/ASE-N/98, (Internal Report).
- Sutton, G. P., 1986, "An Introduction to Rocket Propulsion", Jonh Wiley & Sons, New York, USA.
- Villas Bôas, D. J. F., 1999, "Estudo Preliminar do Propulsor de Indução de Reentrada para o Sistema SARA", CTA/IAE/ASE, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° NT-176/ASE-N/99, (Internal Report).
- Yoshino, T, 1999, "Definição do Sistema de Controle de Rolamento do VLS-1", CTA/IAE/GES, São José dos Campos, SP, Brasil, doc. n° 590-370000/B3002, (Internal Report).

## **ANÁLISE ESTATÍSTICA DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS FERROVIÁRIOS**

**Ana Paula Nunes de Araujo, Eng.**

**Jorge Luiz de Almeida Ferreira, Dr.**

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília - UnB, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte, Brasília, DF, Brasil, CEP. 70910-910, E-mail : [jorge@enm.unb.br](mailto:jorge@enm.unb.br) e [anapaula1@starmedia.com.br](mailto:anapaula1@starmedia.com.br)

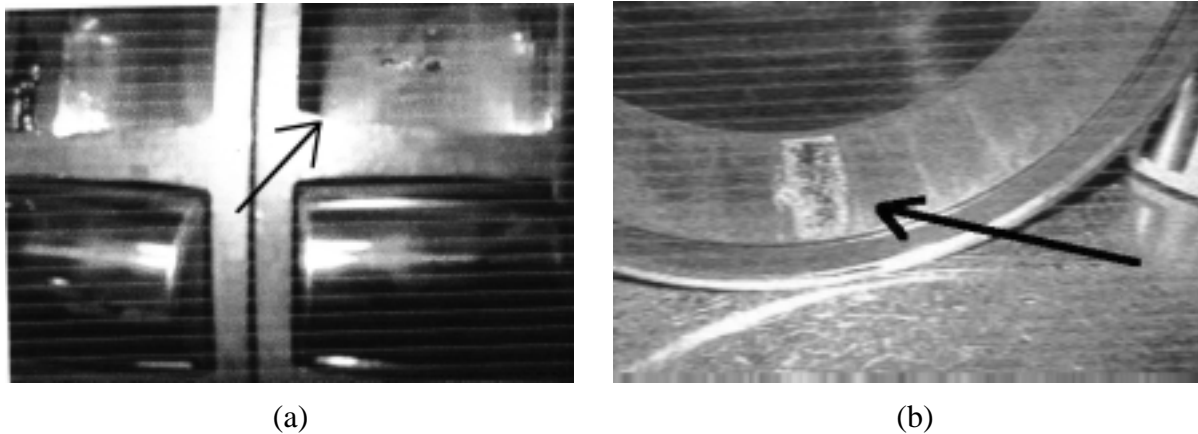
### **1- RESUMO**

Rolamentos são elementos de máquinas padronizados destinados à transmissão de esforços entre eixos e estruturas de sustentação. Os rolamentos são selecionados de modo que sob condições reais de trabalho, a vida de pelo menos 90 % dos rolamentos utilizados atinjam um valor teórico especificado, definido como vida  $L_{10}$ . Tipicamente, a distribuição de falhas em rolamentos é descrita através da distribuição de Weibull. Baseado nesse conceito, define-se a periodicidade de inspeções dos mesmos. Entretanto, em algumas situações, esse processo pode ser inviável, por ter que imobilizar o equipamento durante um período de tempo, além de possibilitar a introdução de defeitos durante a operação de inspeção. Assim, maximizar os intervalos de inspeção é um procedimento altamente desejável sob os aspectos de custo e de integridade do equipamento. Os objetivos deste trabalho são : apresentar uma metodologia de estimativa da função de distribuição de falha em rolamentos quando o tamanho da amostra de rolamentos que falharam for relativamente pequeno e avaliar o comportamento, e, com base em dados de campo realizar análise estatística dos parâmetros de Weibull  $L_0$  e  $L_{10}$ .

### **2 - INTRODUÇÃO**

Falhas em rolamentos podem ser causadas por níveis de tensão de contato excessivamente elevados, desalinhamentos, imperfeições no material, folgas internas, excentricidades, corrosão, contaminação do óleo lubrificante, etc. Geralmente, as falhas se manifestam como defeitos nas pistas, nos elementos girantes e/ou na gaiola. Os tipos de defeitos mais freqüentes em rolamentos são : Fadiga : que caracteriza-se pelo aparecimento de minúsculas trincas abaixo da superfície do material laminado pela ação das esferas ou roletes, na fase inicial tem um aspecto esbranquiçado nas pontas. A fadiga pode ocorrer no anel externo, no anel interno e nos rolos. Na figura 1 é mostrado o aspecto típico dos defeitos produzidos por fadiga.; Oxidação : causada por umidade ou água formando pequenas cavidades; Brinelamento : é o resultado da aplicação de cargas estáticas elevadas sobre o rolamento, caracterizado por depressões correspondentes aos roletes ou esferas, nas pistas rolantes.





**Figura 1** - Aspecto Típico dos Defeitos Produzidos por Fadiga - (a) Fadiga no Anel Interno  
(b) Fadiga no Anel Externo

Na tabela 1 é apresentada a distribuição dos defeitos que ocorreram nos lotes de rolamentos analisados. Através da tabela 1 verifica-se que a fadiga é o principal modo de falha destes rolamentos, representando aproximadamente 80 % dos possíveis modos de falha dos rolamentos analisados.

**Tabela 1** - Falhas Observadas nos Lotes de Rolamentos Analisados

Modo de Falha	Proporção de Rolamentos Danificados
Fadiga no anel interno	14,1
Fadiga no anel externo	65,0
Fadiga dos rolos	2,5
Brinelamento	0,6
Oxidação	6,2
Outros	12,3

### 3 - CONFIABILIDADE DE ROLAMENTOS

A vida útil de rolamentos está diretamente associada ao aparecimento dos primeiros sinais de fadiga, que se inicia, geralmente, com a formação de pequenas ranhuras internas que com o tempo tende a crescer e acabam por comprometer o desempenho do rolamento.

A seleção de um rolamento é feita baseando-se num tempo teórico de vida em que pelo menos 90 % dos rolamentos utilizados atinjam tal tempo de vida, definido como vida  $L_{10}$ . Para realizar tal tarefa utiliza-se basicamente a equação (1), abaixo apresentada.

$$L_{10} = \left[ \frac{C}{P} \right]^p \quad (1)$$

onde  $L_{10}$  é a vida nominal,  $C$  é a capacidade de carga dinâmica, em Newton,  $P$  é a carga dinâmica equivalente sobre o rolamento, em Newton e  $p$  é o expoente da fórmula de vida, sendo igual a 3 para rolamento de esferas e 10/3 para rolamento de rolos.

Devido a diversos fatores, a vida de rolamentos varia de forma bastante intensa, pode-se observar que 50 % dos rolamentos atingem até 5 vezes a vida  $L_{10}$ . Além disso, a relação entre o tempo de vida gasto para o aparecimento da primeira falha e a vida  $L_{10}$  é da ordem 10 %. Portanto para avaliar as condições de operacionalidade de um rolamento é necessário considerar o comportamento estatístico de sua vida.

Para se descrever a distribuição do tempo de falha de rolamentos geralmente é utilizada a

distribuição de Weibull. O desenvolvimento desta distribuição está intimamente relacionado ao problema de falha por fadiga, visto que, ela foi originalmente proposta para a descrição do comportamento estatístico da vida à fadiga [Jonhson, 1964; Lipson, 1973]. Entretanto, devido a sua flexibilidade, a distribuição de Weibull passou a ser utilizada na descrição de diversos fenômenos associados a duração dos mais diversos componentes. A distribuição de Weibull representa um modelo adequado para descrever leis de falha, sempre que o sistema for composto de vários componentes e a falha seja essencialmente devida à *mais grave* imperfeição ou irregularidade dentre um grande número de imperfeições do sistema. [Meyer, 1983],

Existem duas formas de expressar a distribuição de Weibull, ou através da distribuição à *dois parâmetros*, ou através da distribuição a *três parâmetros*.

Para o caso da distribuição a três parâmetros, a função de densidade de probabilidade e a função de distribuição acumulada são, respectivamente, expressas através das seguintes equações [Lipson, 1973] :

$$f(x) = \frac{\alpha}{(x - x_0)} \cdot \left( \frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^{\alpha-1} \cdot \text{Exp} \left[ - \left( \frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^\alpha \right] \quad (2)$$

$$F(x) = 1 - \text{Exp} \left[ - \left( \frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^\alpha \right] \quad (3)$$

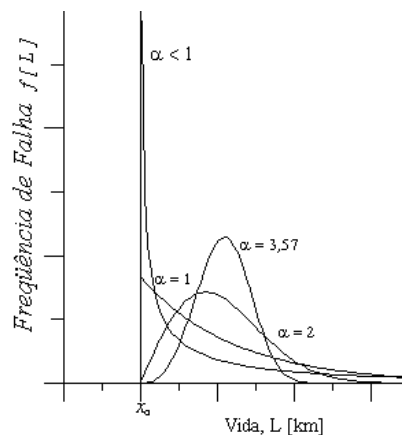
onde os parâmetros, geralmente determinados experimentalmente, são :

$x_0$ ,  $x_0 \geq 0$ , representa o valor mínimo esperado para a variável  $x$  e, por este motivo,  $x_0$  é chamado de valor de segurança; ou de limite de sensibilidade; ou de vida mínimo; ou de parâmetro de localização.

$\alpha$ ,  $\alpha > 0$ , é o de parâmetro de forma ou inclinação de Weibull.  $\alpha$  é o parâmetro que controla o grau de assimetria da distribuição.

$\theta$ ,  $\theta \geq x_0$ , é o parâmetro de escala ou valor característico.  $\theta$  possui função idêntica à média e representa o valor de  $x$  abaixo do qual situam-se 63,2 % dos casos observados

A distribuição de Weibull a *dois parâmetros* é assim denominada por que nesta situação o parâmetro de localização,  $x_0$ , é definido como zero. Na figura 2 são apresentadas algumas formas notáveis da distribuições de Weibull.



**Figura 2** - Formas Especiais da Função de Densidade de Probabilidade da Weibull - Distribuição Exponencial,  $\alpha = 1$ ; Distribuição de Rayleigh,  $\alpha = 2$ ; Aproximação da Distribuição Gaussiana,  $\alpha = 3,57$ .

Para representar a distribuição de vida de rolamento, Bergling [1976] recomenda escrever a função de distribuição de Weibull através da equação (4).

$$F(l) = 1 - \text{Exp} \left[ -0,105 \cdot \left( \frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^\beta \right] \quad (4)$$

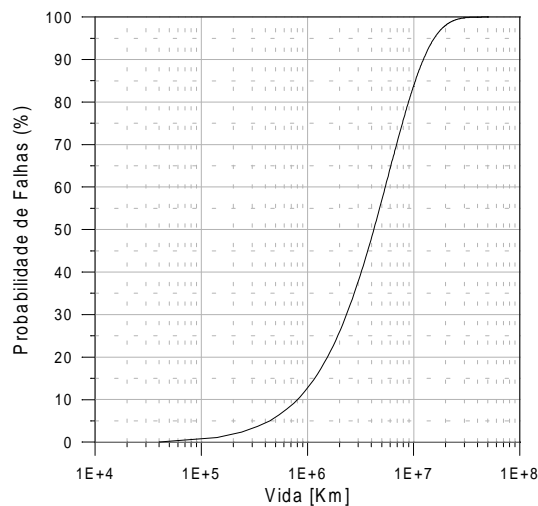
$$f(l) = \frac{0,105 \cdot \beta}{l - l_0} \cdot \left[ \frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right]^\beta \cdot \text{Exp} \left[ -0,105 \cdot \left[ \frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right]^\beta \right] \quad (5)$$

onde  $L_{10}$  é a vida nominal, já definida na introdução,  $L_0$  é a duração mínima superada por todos os rolamentos, e  $\beta$  é o expoente de dispersão.

Devido ao pequeno número de rolamentos utilizados em cada ensaio e à grande dispersão observada experimentalmente, não se pode estabelecer *a priori* nenhum valor para  $l_0$ . O valor  $l_0$  poderia ser suposto igual a zero, implicando que falhas pudessem ocorrer logo após a montagem do rolamento. Entretanto, ensaios experimentais indicam a existência de uma vida mínima diferente de zero [Snare, 1975]. Para análises teóricas sobre o comportamento da vida de rolamentos Bergling [1976] recomenda a utilização da seguinte equação (6).

$$l_0 = 0,05 \cdot l_{10} \quad (6)$$

Na figura 2 é apresentada a função de distribuição teórica, Equação (4), dos rolamentos ferroviários analisados neste trabalho. Para a construção desta curva utilizou-se como vida  $L_{10}$  o valor de 800.000 km.



**Figura 2** - Função de Distribuição de Falhas Teórica de Rolamentos Ferroviários.

Com base nas equações (4) e (5) pode-se, ainda, definir duas funções muito importantes na descrição das características de falha de uma peça : a função de confiabilidade,  $R(l)$ , e a função de risco, ou taxa de falhas,  $Z(l)$ .

A função de confiabilidade permite estimar a probabilidade de que um componente não venha a falhar durante o intervalo  $[0, t]$ , ou, de modo equivalente, a função de confiabilidade é igual à probabilidade de que o componente ainda esteja funcionando na época  $t$ . Assim, em termos da equação (4) a função de confiabilidade da distribuição de Weibull será expressa

através da seguinte equação:

$$R(l) = 1 - P(L \leq l) = 1 - F(l) = \text{Exp} \left[ -0,105 \cdot \left( \frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^\beta \right] \quad (7)$$

De uma forma bastante grosseira, a função de risco pode ser explicada como a probabilidade de que uma peça venha a falhar durante um intervalo de tempo,  $\Delta t$ , desde que esta peça esteja funcionando adequadamente no instante,  $t$ . Assim, associada à variável aleatória,  $d$ , a função de risco da distribuição de Weibull é calculada através da seguinte expressão:

$$Z(l) = \frac{f(l)}{R(l)} = \frac{0,105}{l_{10} - l_0} \cdot \beta \cdot \left( \frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^{\beta-1} \quad (8)$$

### 3.1 - Estimativa dos Parâmetros de Weibull

O processo de linearização da função de distribuição de Weibull para posterior aplicação do método de regressão linear é relativamente simples e fornece estimadores consistentes. Os passos necessários à linearização são os seguintes :

1. Aplicar a função logaritmo à equação (4) obtendo-se a seguinte equação

$$\ln \left( \frac{1}{1 - F(l)} \right) = 0,105 \cdot \left( \frac{l - l_0}{l_{10} - l_0} \right)^\beta \quad (9)$$

2. Aplicar novamente a função logaritmo à equação (9) obtendo-se à seguinte expressão :

$$\ln \left( \ln \left( \frac{1}{1 - F(l)} \right) \right) = \ln(0,105) + \beta \cdot [\ln(l - l_0) - \ln(l_{10} - l_0)]$$

3. - Fazer as seguintes substituições :

$$Y = \ln \left( \ln \left( \frac{1}{1 - F(l)} \right) \right) - \ln(0,105); \quad C = \beta \cdot \ln(l_{10} - l_0); \quad X = \ln(l - l_0)$$

Desta forma, uma equação do tipo  $Y = \beta \cdot X + C$  é obtida. Assim, aplicando-se técnicas e regressão linear a uma amostra que represente a distribuição de falhas por fadiga em rolamentos, torna-se possível estimar os parâmetros da distribuição de Weibull.

Se  $L_0$  for igual a zero, os outros dois parâmetros podem ser estimados diretamente. Entretanto, se  $L_0$  for desconhecido, deverá ser escolhido entre os possíveis valores de  $L_0$  um valor que maximize o coeficiente de explicação da reta.

Uma vez definidos  $L_0$  e  $\beta$ , o parâmetro  $L_{10}$  poderá ser estimado pela equação (10).

$$L_{10} = e^{\frac{C}{\beta}} + L_0 \quad (10)$$

A grande dificuldade na utilização deste método se deve à necessidade de ter que se obter uma amostra que represente o comportamento do dano.

## 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a avaliação da distribuição de falhas em rolamentos baseou-se na análise de 6 lotes de rolamentos montados em vagões GDT da Ferrovia Ferro Carajás. Foram utilizados 6 lotes distintos, totalizando 7591 rolamentos defeituosos, distribuídos conforme mostrado na tabela 2.

**Tabela 2** - Características das Amostras Analisadas

Amostra	Total de Rolamentos	Rolamentos Defeituosos	Tempo de Uso (Anos)	Vida $l_0$ Amostra [km]	Vida $l_{10}$ Amostra [km]
Lote 85	26000	3361	14	3,02E+05	2,51E+06
Lote 86	19160	3835	13	2,39E+05	1,91E+06
Lote 87	900	154	12	7,01E+05	1,90E+06
Lote 88	500	181	11	5,45E+05	1,41E+06
Lote 90	350	45	9	6,28E+05	1,58E+06
Lote 91	120	15	8	6,65E+05	1,50E+06

Na estimativa dos parâmetros da distribuição de Weibull foi utilizado o procedimento descrito no item 3.1. A fim de avaliar o comportamento estatístico dos parâmetros de Weibull foram usados os seis lotes disponíveis, além de uma amostra que englobasse todos estes lotes. Os resultados obtidos desta análise são apresentados na tabela 3 e nas figuras 3 e 4.

**Tabela 3** - Melhor Estimativa para os Parâmetros da Distribuição de Weibull

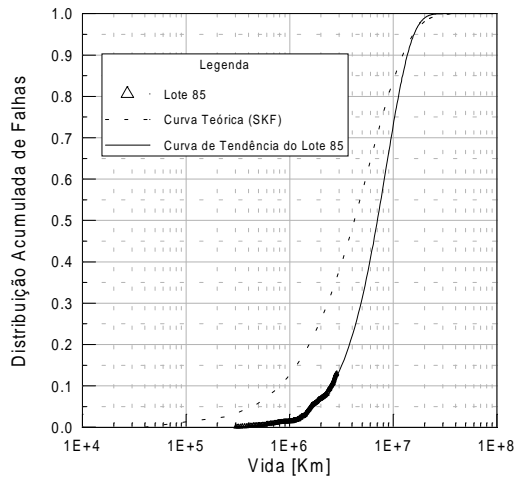
Amostra	Parâmetros de Weibull		
	$l_0$	$l_{10}$	$\beta$
Lote 85	1,23E+05	2,47E+06	1,78
Lote 86	8,54E+04	1,71E+06	1,54
Lote 87	8,46E+04	1,74E+06	3,43
Lote 88	6,00E+04	1,18E+06	3,15
Lote 90	7,87E+04	1,57E+06	2,43
Lote 91	6,80E+04	1,49E+06	2,42
Todos os Lotes	1,10E+05	2,20E+06	1,72

**Tabela 4** - Comportamento Estatístico dos Parâmetros da Distribuição de Weibull

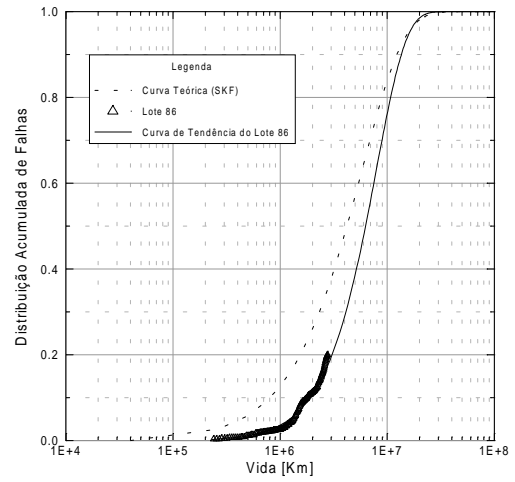
	$l_0$		$l_{10}$		$\beta$
	Amostral	Analítico	Amostral	Analítico	Analítico
Média	5,52E+05	8,33E+04	1,58E+06	1,80E+06	2,46
CV (%)	31	26	14	22	30
Hipótese de Normalidade	Aceita	Aceita	Aceita	Aceita	Aceita

A análise dos resultados apresentados nas tabela 2, 3 e 4 revela uma boa concordância entre as estimativas analíticas e amostrais do parâmetro  $l_{10}$ , onde se verifica uma variação percentual média de 10 %. As estimativas analíticas realizadas para o parâmetro  $l_0$  também se mostraram adequadas quando comparadas ao valor predito pela equação (9), entretanto, quando comparadas aos tempos observados na prática, verificou-se que tais estimativas são muito conservativas, prevendo um tempo inicial de falha muito inferior ao que realmente ocorre, o que indica que a equação (9) pode ser muito conservativa.

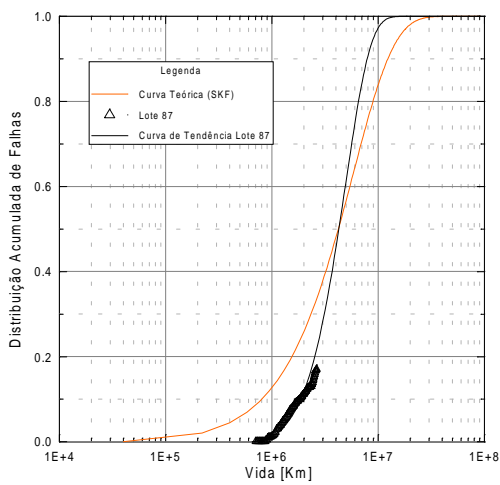
Outra característica importante que pôde ser extraída das amostras, está relacionada a distribuição estatística dos parâmetros  $l_0$  e  $l_{10}$ . Com base no teste aderência de Kolmogorov-Smirnov [Degroot, 1986] verificou-se que tais parâmetros podem ser considerados ao nível de significância de 95 % como normalmente distribuídos. Esta característica é interessante, pois permite avaliar a probabilidade de ocorrência da primeira falha dos rolamentos em função do tempo de funcionamento dos rolamentos.



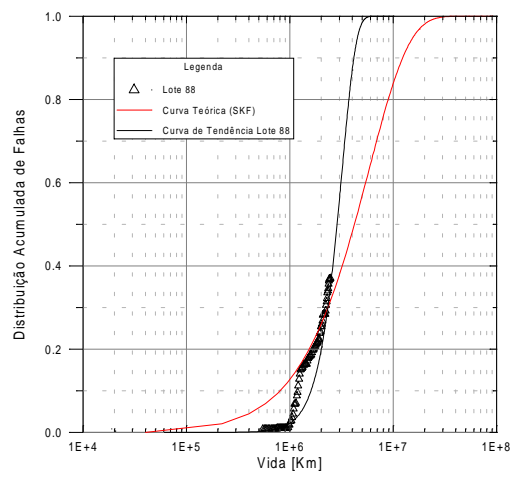
(a)



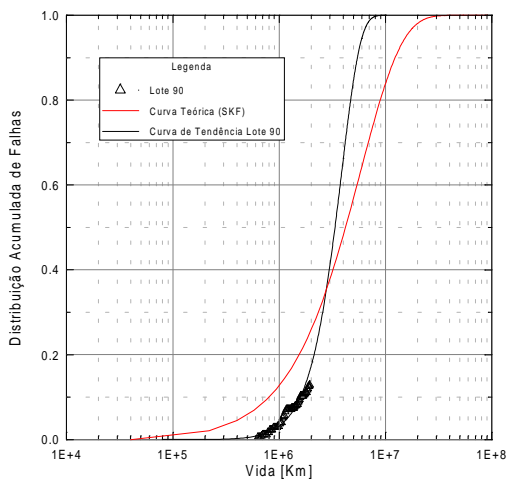
(b)



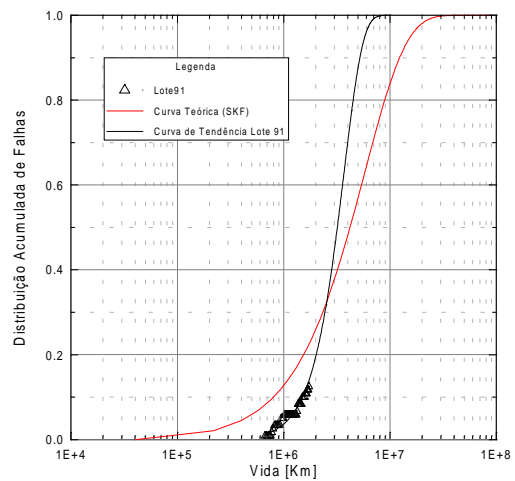
(c)



(d)

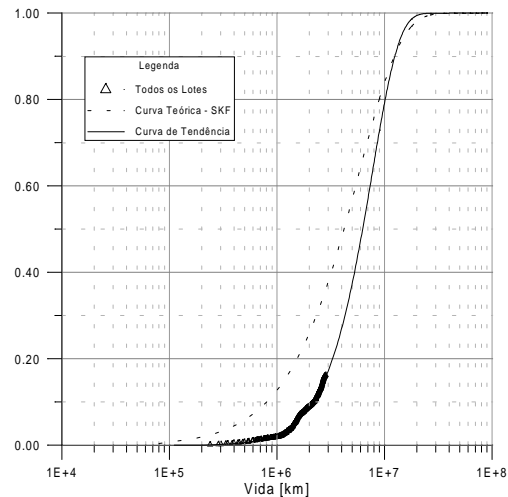


(e)



(f)

Figura 3 - Funções de Distribuição de Falhas - (a) Lote 85, (b) Lote 86, (c) Lote 87, (d) Lote 88, (e) Lote 90, e (f) Lote 91



**Figura 4 - Funções de Distribuição de Falhas - Todos os Lotes**

A análise das figuras 3 e 4 mostra que o modelo utilizado para estimar os parâmetros de Weibull, descrito no item 3.1, permite a determinação da função de distribuição de falhas, mesmo quando o tamanho da amostra é relativamente pequeno. Além disso, através da comparação das funções de distribuição de falhas experimental e teórica, pôde-se verificar que, para o caso específico, a equação apresentada em Bergling [1976] é conservativa, não representando de forma adequada o comportamento da distribuição de falhas dos rolamentos utilizados.

## 5 - CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se uma metodologia para a estimativa da função de distribuição de falha em rolamentos quando o tamanho da amostra de rolamentos que falharam é relativamente pequeno, cerca de 15 % do tamanho total da amostra. Através dos resultados obtidos verificou-se que a metodologia proposta é consistente, pois as curvas obtidas se ajustam muito bem aos resultados experimentais. Além disso, com base nos resultados disponíveis fez-se uma análise estatística dos parâmetros de Weibull  $L_0$  e  $L_{10}$ , indicando que, para a situação estudada, pode-se admitir que tais parâmetros possuem distribuição gaussiana. Com relação ao parâmetro  $l_0$ , verificou-se que os valores estimados analiticamente e os valores observados nas amostras diferem em uma ordem de grandeza, o que representa uma grande dificuldade em definir um valor ou expressão que melhor o represente.

## 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

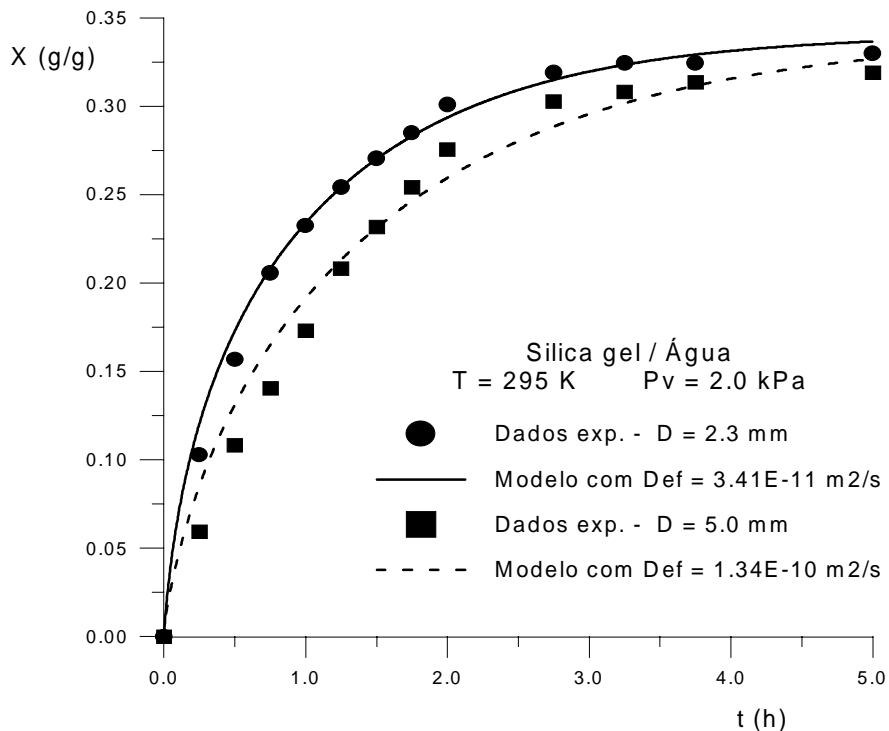
- Bergling, G., 1976, “Fiabilidad de los Rodamientos”, La Revista de Rodamientos 188.
- DeGroot, M. H., 1986, “Probability and Statistics”, Addison-Wesley Publishing Company, Massachusetts.
- Johnson, L. G., 1964, “The Statistical Treatment of Fatigue Experiments”, Elsevier Publishing Company, Amsterdam, Holland.
- Lipson, C. and Sheth, N. J., 1973, “Statistical Design and Analysis of Engineering Experiments”, McGraw-Hill Book Company, New York.
- Meyer, P. L., 1983, “Probabilidade : Aplicações à Estatística”, Livros Técnicos e Científicos Editora LTD, Rio de Janeiro.
- Snare, B., 1975, “Nuevas Experiencias Respecto a al Seguridad de los Rodamientos”, La Revista de Rodamientos 184.

## 7 - REFERÊNCIAS

- Anderson, J. Y., Bjurstrom, H., Azoulay, M., and Carlsson, B., 1985, "Experimental and Theoretical Investigation of the Kinetics of the Sorption of Water Vapor by Silica Gel", J. Chem. Soc., Faraday Trans. I, V. 80, pp. 2681-2692.
- Björström, H. , Karawachi & Carlsson, B, 1984, Int. J. Heat Mass Transfer, 27, No 11 2026-2036.
- Guilleminot, J.J., 1978, "Caractérisation de l'état stationnaire liquide-gaz-adsorbant lors de l'adsorption de gaz facilement condensable sur les zéolithes". PhD, Thesis , Dijon(FR) University.
- Gurgel, J.M., 1998, "Thermal conductivity of silica-gel/water, High Temperatures - High Pressures", V 30 pp. 315-320.
- Grenier, Ph, Bourdin, V. Sun, L.M. & Meunier, F., 1995, "Single-Step Thermal Method to Measure Intracrystalline Mass Diffusion in Adsorbents", AIChE Journal., 41) 2047-2057.
- Kärger, H. and Ruthven, 1989, "On the Comparison between Macroscopic and n.m.r. Measurements of Intracrystalline Diffusion in Zeolites", Zeolites, 9, 267.
- Khelifa, N., , 1984, "Das Adsorptionspaar Silicagel-Wasserdampf, Anwendung als Solares Klimatisierungssystem", Disertation Ludwig-Maximilians Universität, Munich.
- Lu, T.L., Charoensupaya D. and Lavan, Z., 1991, "Determination of Sorption rate and Apparent Solid-Side Diffusivity of Pure H<sub>2</sub>O in Silica Gel Using a Constant Volume/Variable Pressure Apparatus", J. of Solar Energy Engineering, 11/1991, V. 113/257.
- Ruthven, D. , 1984, "Principles of Adsorption and Adsorption Process », J. Wiley.
- Sahnoune, H & Grenier Ph, 1989, "Mesure de la conductivité thermique d'une zéolithe", Chem. Eng. J., 40, 45-54.
- Sun, L. M & Meunier, F., 1987, "Non-isothermal Adsorption in a Bidisperse Adsorbent Pellet", Chem. Eng. Sci., 42 , 2899-2907.
- Sun, L. M & Meunier, F., 1987, "A Detailed Model for Non-isothermal Sorption in Porous Adsorbents", Chem. Eng. Sci., 42 , 1585.
- Tempelhoff, K., and Feldmann, K., 1975, Z. Phys. Chem., Vol. 256, p. 369.



efetuado a temperaturas próximas de 200 °C. Os estudos das difusividades são consistentes comparando com alguns investigadores (Anderson et al, 1985); Tempelhoff e Feldmann, 1975), (Grenier et al, 1995).



**Figura 3** - Influência do diâmetro da partícula na taxa de adsorção.

## 5 - CONCLUSÕES

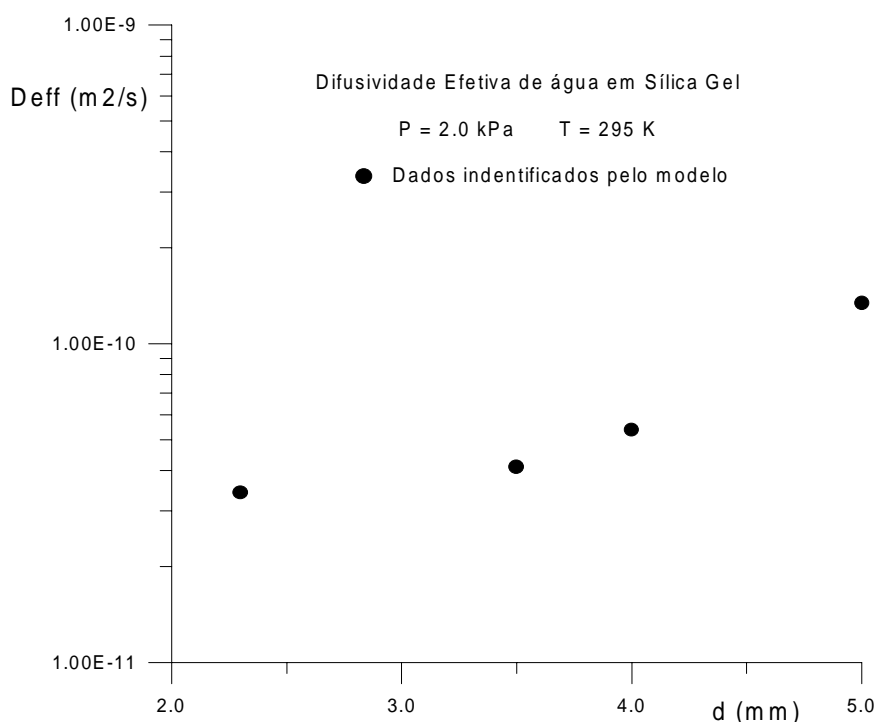
Determinação da cinética de adsorção de água em sílica gel mostra que a  $D_{ef}$  aumenta com tamanho do grão. Esta observação é consistente com o modelo desenvolvido e é devido aos efeitos de geometria e de temperatura. A maior cinética de adsorção verificada na zeólita é de interesse prático para utilização desde que se tenha fonte térmica para a sua regeneração com temperaturas em torno de 150 °C. A taxa de adsorção da água pela sílica gel, é entretanto, mais lenta, mas tem a vantagem de necessitar de temperaturas mais baixas para regeneração, em torno de 90 °C o que é compatível com energia solar usando tecnologia simples. Os valores de difusividade efetivas encontradas estão, aqui, levando em conta a difusividade de massa entre ar e vapor de água. O modelo desenvolvido está de acordo com os dados experimentais e valores encontrados na literatura além da vantagem de ser facilmente acoplado para uma modelização de um reator adsorativo.

## 6 - AGRADECIMENTOS:

Este trabalho foi patrocinado por CNPQ (Proc. N° 350163/91-0).

**Tabela 2** - Resultados dos coeficientes de difusão de vapor d'água em zeólita e sílica gel com pressão de 2.0 kPa.

Exp.	ADSORVENTE	d (mm)	$D_{eff}$ ( $m^2/s$ )
1	SILICA GEL	2.3	3.41 E -11
2	SILICA GEL	3.5	4.10 E -11
3	SILICA GEL	4.0	5.37 E -11
4	SILICA GEL	5.0	1.34 E -10
6	ZEOLITA	1.0	1.02 E-10
7	ZEOLITA	3.0	1.27 E-10
8	ZEOLITA	4.0	1.60 E-10



**Figura 2** - Dependência da Difusividade Efetiva ( $D_{eff}$ ) em função do tamanho dos grãos.

Esta observação é consistente com o modelo desenvolvido e este fenômeno não é devido apenas ao efeito de temperatura, mas também há um efeito de geometria que causa este aumento, o que é proporcional com a relação quadrada entre os diâmetros do grão (é ignorado o efeito de calor térmico à partícula).

Na tabela 2 são mostrados uma diferença entre a taxa de adsorção de água para sílica gel e para zeólita. Este resultado é de grande valia já que mostra e importância em se utilizar o zeolite como adsorvente para sistemas de refrigeração se o procedimento de regeneração for

Assumindo a concentração da superfície do grão em equilíbrio com a pressão de gás de vapor d'água e temperatura da sala, então a concentração é calculada por Dubinin (Ruthven,1984):

$$\chi(R,t) = C1 * EXP\{-C2 * (T * Ln (Ps/Pc))^N\} \quad (3)$$

onde:

C1, C2 e N são constantes de Dubinin (tabela 2); Ps = pressão de saturação; Pc = pressão parcial de vapor d'água; T = temperatura dos grãos.

A condição inicial para o problema é:

$$X(r,t) = 0 \text{ (grãos completamente secos)} \quad (4)$$

$$T(r,0) = \text{Temperatura do ambiente} \quad (5)$$

A quantidade de adsorbato que penetra no grão por cada intervalo de tempo é:

$$Ma = \Delta t \ A \ \rho_s \ D_{ef} \ \left. \frac{\partial \chi}{\partial r} \right|_R \quad (6)$$

onde:

A é a área da superfície externados grãos;  $\rho_s$  é a densidade de sólido adsorvente.

O balanço de energia em um grão isotérmico é dado por:

$$(Ms Cs + \Sigma Ma Ca) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{Qs Ma}{\Delta t} + (h_R + h_C)(T - Ta) \quad (7)$$

onde:

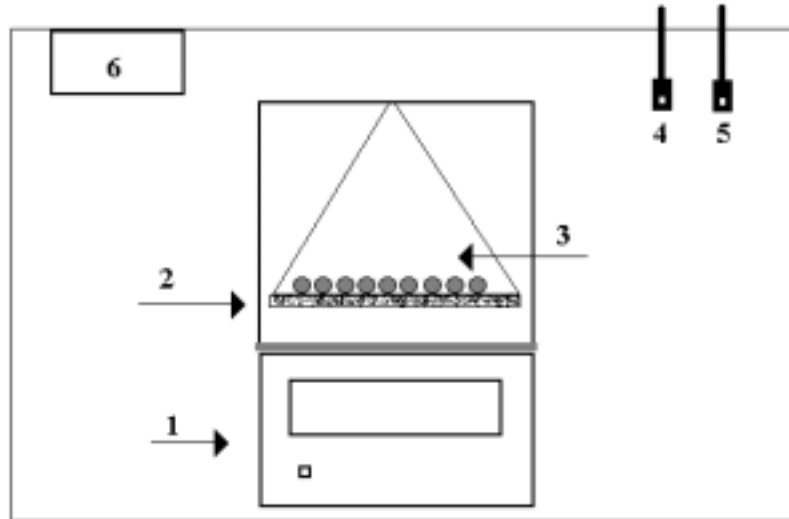
(Ms Cs) e (Ma Ca) são os calores específicos da amostra úmida; Qs é a entalpia de adsorção de massa; (hr + hc) são os coeficiente de transferência de calor global (condução e radiação para o ambiente).

O modelo é resolvido usando diferenças finitas em um esquema semi-implicito. Os resultados experimentais confrontados como modelo permitiram a identificação das propriedades através de uma análise de erros dos mínimos quadrados.

#### 4 - RESULTADOS DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA.

Alguns dos resultados são mostrados na tabela 2 e na fig. 2 e 3. Todas as experiências foram executadas dentro de uma sala a 22 °C e com uma pressão que corresponde a 2 kPa de pressão parcial de vapor de água contido no ar úmido. Figuras 2 e 3 e tabela 2 mostram que a difusividade efetiva da massa de água em sílica gel e zeolita aumenta com o aumento do diâmetro do grão.

zeolita, três amostras com os seguintes diâmetros (1.0 mm, 3.0 mm e 4.0 mm). As amostras, antes das medidas foram preparadas, aquecendo-as em uma estufa a aproximadamente 200 °C por 25 h.



**Figura 1** - Equipamento Experimental. (1) balança digital. (2) tela fina de aço. (3) amostra (4) sensor de temperatura de bulbo seco. (5) sensor de temperatura de bulbo úmido. (6) controle temperatura da sala do sistema.

### 3 – MODELIZAÇÃO MATEMÁTICA

Os grãos adsorventes oferecem diferentes resistências à transferência de massa: a resistência na superfície externa do adsorvente, e a resistência nos microporos e macroporos (fase molecular ou regime de Knudsen). Modelo detalhado foi apresentado por (Sun e Meunier, 1987). Aqui é apresentado um modelo efetivo e simplificado. Neste modelo é assumido uma difusividade de massa efetiva,  $D_{ef}$ . As partículas são consideradas completamente esféricas e com diâmetro uniforme. A pressão e temperatura do gás circunvizinho são constantes. O campo de temperatura nos grãos, como são de pequenas dimensões, é calculado pela análise global. A equação de difusão de massa é então:

$$\frac{\partial^2 \chi}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \chi}{\partial r} = \frac{1}{D_{ef}} \frac{\partial \chi}{\partial t} \quad (1)$$

onde:

X (Kg de água / Kg do adsorvente seco);  $D_{ef}$  ( $m^2/s$ ) é a difusividade efetiva de massa.

As condições limites são:

$$\left( \frac{\partial \chi}{\partial r} \right)_{r=0} = 0 \quad (2)$$

como sílica gel e a zeólita são ambos sugeridos para estes propósitos. A análise do comportamento térmico dos reatores adsorvivos (dissecantes) é muito sensível à transferência de calor e massa em seu leito poroso. Logo, torna-se necessário o conhecimento das cinéticas de sorção destes materiais. A sílica gel, aqui estudada, é produzida comercialmente por Kalichemie\*, e conhecida como "tipo R Sorbead", apresentado-se em grãos esféricos, com diâmetro entre 2 e 5 mm.. Os grãos de zeólita, também de forma esférica, com diâmetro entre 1 e 4 mm, são comercializados pela CECA. Na tabela 1 são apresentadas algumas de suas propriedades.

**Tabela 1** - Silica gel (Gurgel,1988) e Zeolita (Sahnoune e Grenier, 1989), dados. C1,C2 e N são constantes de equação de Dubinin (Eq. N°5) foi determinado por (Khelifa, 1984) para sílica-gel/água e determinado por (Guilleninot, 1978) para zeolite/água

	SILICA GEL	ZEOLITA
d [mm]	2.3/3.5/4.0/5.0	4, 3, 1
$\epsilon$ [porosidade]	0.37	0.37
$\lambda_s$ [w m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	0.7	0.18
$\rho_s$ [kg m <sup>-3</sup> ]	1270	1184
Cp [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	1074	980
C1= W <sub>0</sub> $\rho(T)$ [-]	0.407	0.27
C2 [K <sup>-1</sup> ]	2.27 E-3	1.8 E -7
N	1	2

Diversas investigações experimentais e teóricas para determinação da cinética de difusão de massa em processos de adsorção foram realizadas, nos últimos 30 anos, com diferentes técnicas para medição de coeficientes de difusão utilizadas em Kärger e Ruthven(1989), Grenier et al(1995), Anderson et al(1985) e Lu et al(1991).

O presente trabalho, é uma contribuição na determinação da diffusividade efetiva da água (presente no ar úmido) em sílica gel e zeólita, quando submetidos à pressões de 2.0 kPa, o que corresponde a uma pressão parcial de vapor de água média presente em ambientes a serem climatizados.

## 2 - DETERMINAÇÃO DA DIFUSÃO DE MASSA

Todo o aparato experimental foi colocado dentro de uma sala climatizada (com temperatura e umidade controladas), como pode ser visto na fig.1. O equipamento consiste em: uma balança digital onde a amostra é colocada e pesada, em instrumentos para medidas das propriedades psicométricas: temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido. O procedimento experimental consiste em colocar a amostra seca (o que se consegue deixando-a passar um certo tempo dentro de uma estufa a uma temperatura previamente estipulada) sobre uma tela de aço. Os grãos são espaçados corretamente para prevenir interferência entre as partículas e submetidos em seguida a uma temperatura e pressão de ar úmido da sala. A pressão de vapor de água parcial na sala é calculada através de relações de psicométricas. O conseqüente aumento do peso da amostra é medido por unidade de tempo. Quatro amostras de sílica gel, de tamanhos diferentes (2.3 mm, 3.5 mm, 4.0 mm e 5.0 mm), foram testadas e para

## DIFUSIVIDADE APARENTE DE AR ÚMIDO EM SÍLICA GEL E ZEÓLITA

**J.C. Santos<sup>1</sup>, P.P. S. Couto Jr.<sup>2</sup>, L.S.Andrade F<sup>03</sup>, J.M. Gurgel**

UFPB/DTM/CPGEM/Laboratório de Energia Solar, e-mail: gurgel@les.ufpb.br

C.P. 5115, CEP 58051-970, João Pessoa - PB - Brasil

1-UFPB/CT/CPGEM

2-UFPB/CT/CGEM/CNPq

3-UFPB/CT/DTCC/CPGEM

### Resumo

É apresentada uma técnica bastante simples para a determinação experimental dos coeficientes de difusão de massa aparente de ar úmido em grãos de sílica gel e zeólita. As experiências são realizadas através da pesagem contínua das amostras, inicialmente anidras e em seguida submetidas a uma atmosfera de ar úmido controlada à uma pressão parcial de vapor d'água de 2 kPa. Os coeficiente são obtidos através da comparação dos resultados experimentais que são confrontados com os obtidos através de uma modelização matemática do fenômeno estudado. O modelo desenvolvido é simples, e considera um coeficiente global efetivo que leva em conta todas as resistências enfrentadas pelo vapor d'água para se difundir-se no grão. Os resultados obtidos, mostram que a sílica gel e a zeólita apresentam taxas e cinéticas de adsorção diferentes, quando submetidos às mesmas condições de trabalho. Os resultados apresentados são bastante úteis no desenvolvimento de sistemas de ar condicionado em ciclo aberto usando disseccantes.

**Palavras – chave:** Difusão de massa, Sílica gel, Zeólita, Adsorção

### 1 – INTRODUÇÃO

Em sistemas de refrigeração, os CFC's aparecem como os principais responsáveis pela destruição da camada de ozônio. Desta forma, o desenvolvimento de outras tecnologias alternativas têm sido objeto de inúmeras pesquisas. Dentre elas, se destacam os sistemas disseccantes, que além de utilizarem substâncias não tóxicas, se apresentam como uma opção extremamente viável na diminuição do consumo de energia elétrica, que fica limitada apenas para controlar o fluxo de ar e de circulação de água. Nestes sistemas, o princípio de funcionamento é baseado em resfriamento evaporativo. Para isto, ar úmido do ambiente é insuflado e secado através da sua passagem por um leito disseccante, e em seguida resfriado através de um processo de umidificação adiabática, obtendo-se desta forma uma temperatura e umidade de conforto térmico. Para a regeneração do leito disseccante, pode ser usado energia solar ou outras fontes de energia provenientes de processos térmicos industriais. Disseccantes

# SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL BASEADA NA DISPONIBILIDADE DE RESÍDUOS ENERGÉTICOS PARA A PRODUÇÃO DE FRIO

**Jurandir Crispiniano Viana de Andrade**

**Carlos Antonio Cabral dos Santos**

**Celina Maria Ribeiro Varani**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica e Laboratório de Energia Solar, Cidade Universitária, Campus I, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: [jurandir@les.com.br](mailto:jurandir@les.com.br), [cabral@les.com.br](mailto:cabral@les.com.br) e [celina@les.com.br](mailto:celina@les.com.br) .

## Resumo

O presente trabalho consiste na simulação computacional de um ciclo de refrigeração por absorção usando a solução aquosa de Brometo de Lítio, baseada na disponibilidade energética de produtos de combustão. Tem como objetivo analisar os processos envolvidos nos diversos componentes do ciclo afim de obter parâmetros de interesse prático de engenharia. Foram feitas simulações com base em dois modelos. O primeiro modelo se baseou nos parâmetros de entrada: temperatura do Gerador, temperatura no Evaporador, diferença de temperatura no trocador de calor da solução, concentrações da solução e calor disponível no Gerador (diferentemente do observado nos trabalhos publicados, que utilizam a capacidade de refrigeração como dado básico de entrada ). Esse modelo gera uma temperatura de condensação mais elevada que os valores usuais. O segundo modelo modifica o primeiro com a fixação da temperatura de condensação em lugar de temperatura do Gerador e um novo valor para concentração da solução fraca, permanecendo os outros parâmetros fixados anteriormente. Além de eliminar os inconvenientes práticos, o segundo modelo aumentou a Coeficiente de Eficácia do sistema em cerca de 20%. A partir dos resultados da simulação, encontram-se dimensionados os componentes do sistema para a construção de uma unidade piloto, afim de realizar testes e obter dados de comparação dos resultados experimentais para ajuste do modelo utilizado.

**Palavras-chave:** Simulação, Absorção, Cogeração.

## 1. INTRODUÇÃO

Existem unidades fabris nas quais os processos de produção geram resíduos energéticos que não são aproveitados para realização de outros processos. Uma possibilidade de redução de gastos com energia elétrica é o aproveitamento dessa disponibilidade energética para a produção de frio, através de um sistema de refrigeração por absorção, em substituição ao de compressão mecânica de vapor, para suprir parte ou total da demanda de energia da unidade.

Os sistemas de refrigeração por absorção que existem atualmente são, na sua maioria, sistemas de altas toneladas de refrigeração, acima de 100TR e são de dois tipos; os de simples efeito e os de duplo efeito. Encontram-se sendo desenvolvidas os de triplo efeito, citado em BURGETT *et al.* (1999).

O presente trabalho apresenta a simulação dos processos envolvidos nos componentes de um sistema de Refrigeração por Absorção utilizando o par LiBr/Água, do tipo de simples

efeito e com capacidade de aproximadamente 4TR. Utiliza dois Modelos Termodinâmicos segundo VAN WYLEN *et al* (1995), que foram desenvolvidos utilizando a linguagem FORTRAN 90, de HAHN (1997), afim de dimensionar e selecionar os componentes para uma Unidade Piloto de Refrigeração, a ser montada no Laboratório de Energia Solar/UFPB.

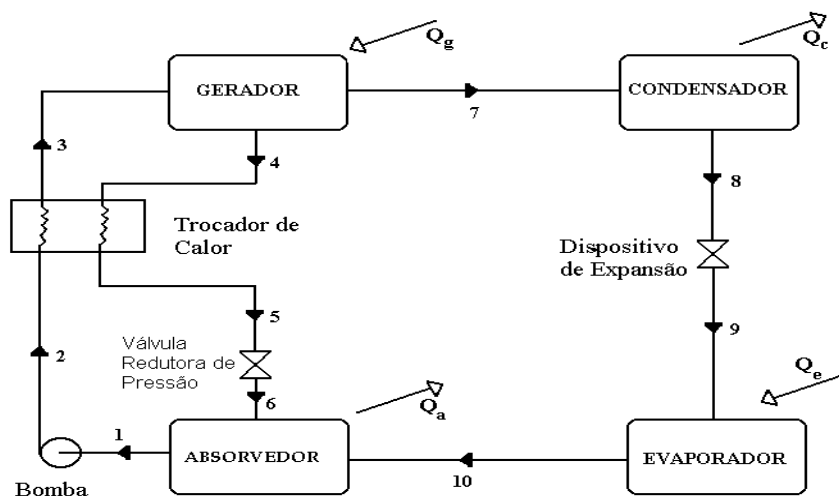
Os dois modelos utilizam como hipótese o calor fornecido ao Gerador como dado de entrada, ao contrário da maioria das aplicações e dos trabalhos encontrados, por exemplo em BOGART (1982), que se baseiam na carga térmica do Evaporador e é fundamentada na necessidade de aproveitamento de resíduos energéticos industriais para a produção de frio (Cogeração).

## 2. MODELOS TERMODINÂMICOS

### 2.1 Primeiro Modelo Termodinâmico

O primeiro modelo termodinâmico desenvolvido utiliza como hipóteses a taxa de transferência de calor fornecido ao Gerador ( $Q_g$ ), a temperatura do Gerador ( $t_g$ ), temperatura de evaporação ( $t_e$ ), as concentrações forte e fraca da solução de Brometo de Lítio ( $X_4$  e  $X_3$ ) e o diferencial de temperatura no trocador de calor (DT), no lado de solução de baixa concentração de LiBr.

Este modelo fornece os valores numéricos de todos os parâmetros referentes aos pontos do sistema de absorção com o par Brometo de Lítio/Água,, como pode ser visto na Figura 1 obtida em STOECKER e JABARDO (1995).



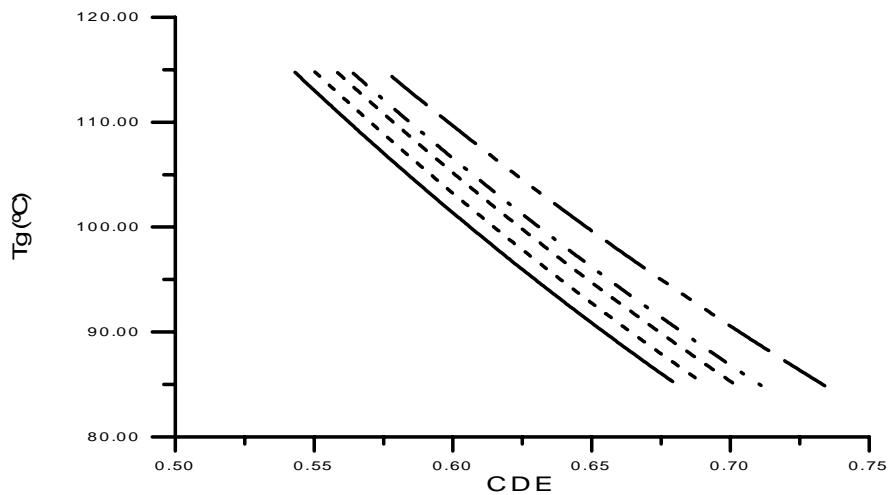
**Figura 1.** Esquema de uma unidade de refrigeração por absorção, de simples efeito.

O valor da taxa de transferência de calor do Gerador utilizado na simulação, teve como base a quantidade de energia disponível em duas chaminés de uma indústria local, que é em torno de 100 TR, apresentado por AMORIM (1994). Foi considerado o valor vinte vezes menor, isto é, igual a 5TR (17,586 KW).

A temperatura de evaporação ( $t_e$ ) também obtida da referida indústria, é a temperatura de água gelada que sai do Resfriador de Líquido, tomada igual a 7°C.

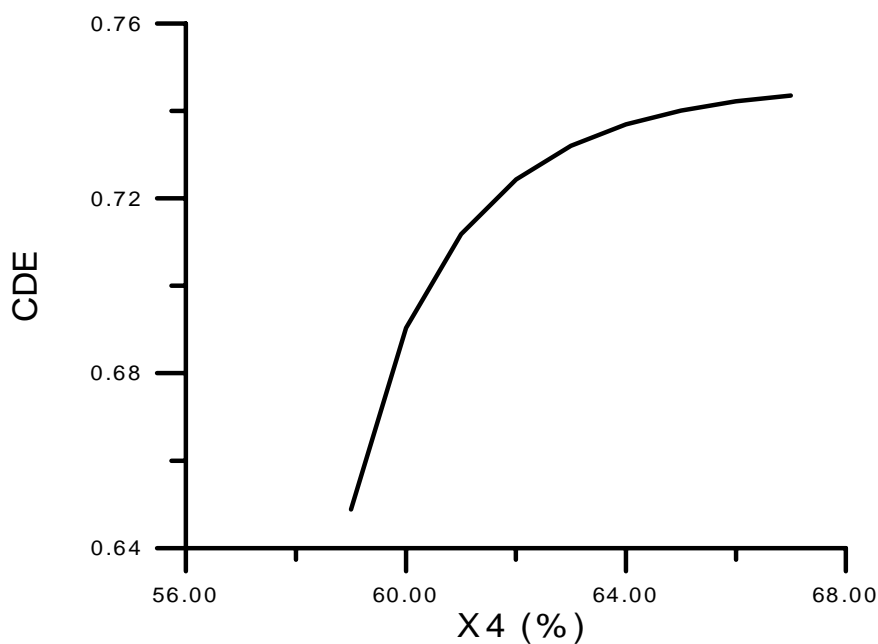


A temperatura do Gerador ( $t_g$ ) foi definida através de uma análise com os parâmetros: diferencial de temperatura do trocador de calor intermediário (DT), Coeficiente de Eficácia (CDE), temperatura do Condensador ( $t_c$ ) e temperatura do Absorvedor ( $t_{ab}$ ), como pode ser visto na Figura 2. Foi tomada a temperatura do Gerador igual a  $110^\circ\text{C}$ . A DT foi considerada igual a  $20^\circ\text{C}$ , pois é o DT que apresenta maior Coeficiente de Eficácia, já que os valores crescente de DT são da esquerda para direita na Figura 2.



**Figura 2.** Relação entre o Coeficiente de Eficácia e a temperatura do Gerador, para uma faixa de DT entre  $10^\circ\text{C}$  a  $20^\circ\text{C}$ .

Os valores de concentrações da solução de Brometo de Lítio foram estimados a partir de faixas práticas encontradas na literatura, em BOGART (1982) e KING (1971). O da solução fraca foi tomada igual a 59%. A da solução que sai do Gerador (solução forte) foi fixada em um valor de 64%, baseado na eficiência do sistema, como pode ser visto na Figura 3.



**Figura 3.** Relação entre a concentração da solução forte de LiBr e Coeficiente de Eficácia para  $DT=20^\circ\text{C}$  e  $t_g=110^\circ\text{C}$ .

A utilização de um valor acima dessa concentração não é aconselhável devido ao perigo de cristalização do Brometo de Lítio.

## 2.2 Segundo Modelo Termodinâmico

O segundo modelo é uma modificação do primeiro devido à algumas imposições práticas relacionadas à seleção de componentes do sistema.

A temperatura do Gerador foi substituída pela temperatura de condensação, que é um dos parâmetros usados na seleção da Torre de Resfriamento do sistema e era calculada em função da temperatura do gerador e da concentração da solução forte, tornando-se elevada. Assim, foi necessário que a temperatura de saída de refrigerante do Condensador fosse fixada, igual a 35°C, de acordo com catálogos de fabricantes de Torres de Refrigeração.

A concentração da solução fraca precisou ser determinada por um balanço de calor, para a uniformidade da vazão de água da Torre de Resfriamento, que passará através do Absorvedor e do Condensado tendo sido encontrada igual a 52,5%.

Dessa forma, tem-se como hipóteses do problema:

- calor fornecido ao Gerador:  $Q_g = 17,586 \text{ kW} = 5\text{TR}$ ;
- temperatura do Condensador:  $t_c = 35^\circ\text{C}$ ;
- temperatura de evaporação:  $t_e = 7^\circ\text{C}$ ;
- concentrações forte e fraca da solução de LiBr:  $X_4 = 64\%$  e  $X_3 = 52,5\%$ ;
- diferencial de temperatura no trocador de calor no lado de solução de LiBr:  $DT = 20^\circ\text{C}$

O código computacional referente ao segundo modelo foi então desenvolvido, fornecendo como dados de saída todos os parâmetros necessários para seleção e dimensionamento da Unidade Piloto.

## 3. MODELAMENTO

Os parâmetros determinados pelo segundo modelo são: temperaturas de processo (Gerador e Absorvedor), pressões, vazão do refrigerante e vazões da solução, entalpias, taxas de transferência de calor, potência da bomba da solução e coeficientes de desempenho (real e ideal). As equações (abaixo) foram obtidas da ASHRAE (1981) e do artigo de McNEELY (1979).

A relação entre as temperaturas da água pura e a solução de LiBr, estabelecido o equilíbrio de pressão entre os dois vasos é:

$$t_s = A + Bt_a \quad (1)$$

onde,  $t_s$  é a temperatura da solução,  $t_a$  a temperatura da água, A e B são coeficientes obtidos em função da concentração.

Os níveis de pressão no Gerador e Absorvedor são fixadas a partir da temperatura da saturação d'água no Condensador e no Evaporador, respectivamente:

$$\log_{10} P = c + \frac{d}{(t_a + 459,72)} + \frac{e}{(t_a + 459,72)^2} \quad (2)$$

onde: "c", "d" e "e" são constantes.

As entalpias da solução do Sistema de Absorção, são obtidas em função da concentração e da temperatura. Para condições de equilíbrio, a temperatura da solução é dada pela equação abaixo:

$$h_s = \alpha + \beta t_s + \gamma t_s^2 \quad (3)$$

onde:  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  são coeficientes em função da concentração.

O vapor que sai do Gerador é superaquecido, pois sua temperatura é maior que a temperatura de saturação à pressão do condensação (que é a mesma pressão do Gerador). Assim, a entalpia do vapor é a soma da entalpia saturação e a parcela de superaquecimento, segundo BOGART (1982):

$$h_{vs} = h_r + C_{ps} (t_g - t_c) \quad (4)$$

onde:  $h_r$  é a entalpia do vapor d'água saturado à temperatura do Condensador;  $C_{ps}$  é o calor específico do vapor d'água superaquecido.

A temperatura da solução que chega ao Gerador através do trocador de calor é dada por:

$$t_3 = t_2 + DT \quad (5)$$

onde:  $DT$  é o acréscimo de temperatura no trocador de calor, considerando  $t_2 = t_{ab}$ .

A temperatura do Gerador é calculada em função da temperatura de condensação a partir da Equação 1, substituindo a temperatura da solução pela temperatura do Gerador e a temperatura d'água pela temperatura de condensação. Assim, tem-se:

$$t_g = A + B t_c \quad (6)$$

A vazão da solução concentrada que sai do Gerador é calculada a partir de um balanço de energia que resulta em:

$$m_4 = \frac{Q_g}{\left(\frac{X_4}{X_3} - 1\right) * h_7 + h_4 - \frac{X_4}{X_3} * h_3} \quad (7)$$

onde:  $Q_g$  é calor disponível para o Gerador.

A vazão da solução fraca, que sai da bomba, é obtido por uma balanço de massa no Gerador:

$$m_3 = \frac{m_4 X_4}{X_3} \quad (8)$$

Visto que as vazões da solução forte e fraca foram calculadas, a vazão de vapor (refrigerante) é determinada por:

$$m_7 = m_3 - m_4 \quad (9)$$

A taxa de Transferência de Calor no Condensador é :

$$Q_c = m_7(h_7 - h_8) \quad (10)$$

Onde:  $h_7$  é a entalpia de vapor superaquecido quem vem do Gerador e  $h_8$  é a entalpia de água saturada que sai do Condensador.

A Carga Térmica do Evaporador é:

$$Q_e = m_7(h_{10} - h_8) \quad (11)$$

Onde:  $h_{10}$  é a entalpia de vapor saturado a temperatura de evaporação.

A Taxa de Transferência de Calor no Absorvedor é calculada a partir de um balanço global no sistema :

$$Q_a = Q_g + Q_e - Q_c \quad (12)$$

A potência mínima para acionar a bomba, citada por THRELKELD (1978), é dada por:

$$P(\text{hp}) = \frac{m_3 v_{\text{LiBr}} (P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}})}{745,7} \quad (13)$$

onde:  $v_{\text{LiBr}} = D/v_{\text{H}_2\text{O}}$  é o volume específico da solução a uma determinada concentração;  $D$  é a densidade relativa à água a 4°C e obtida do gráfico: densidade x concentração da solução de LiBr (PERRY e CHILTON, 1973), determinada a partir de uma equação polinomial de regressão:

$$D = 2,00222 - 0,051423X - 0,00113333X^2 - 5,9259E-6X^3$$

Onde:  $X$  é a concentração da solução de LiBr.

O Coeficiente de Eficácia do sistema é a razão entre a energia obtida no Evaporador e a energia fornecida ao Gerador pelos produtos de combustão :

$$\text{CDE} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (14)$$

O Coeficiente de Eficácia Ideal (de CARNOT) é determinado em função das temperaturas absolutas do sistema:

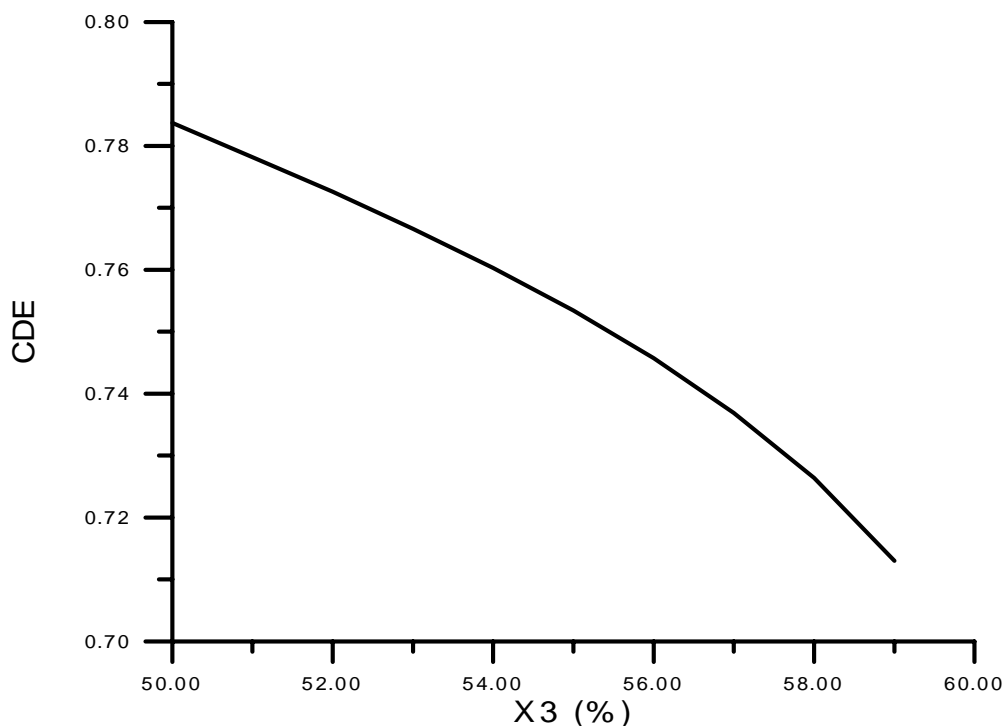
$$\text{CDE}_{\text{ideal}} = \frac{T_e(T_g - T_a)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (15)$$

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nas curvas da Figura 2, com relação ao primeiro modelo pôde-se verificar que, a medida que a solução sofre um pré-aquecimento maior antes de chegar ao Gerador, mais elevado é o Coeficiente de Eficácia. As curvas foram obtidas para uma temperatura de evaporação de 7°C, concentração da solução fraca ( $X_3$ ) de 59% e concentração da solução forte ( $X_4$ ) de 64%.

No programa de simulação do segundo modelo, vários testes foram realizados afim de se definir os valores mais adequados para os parâmetros de entrada, os quais foram estimados em função de valores práticos e do Coeficiente de Eficácia (CDE). A Figura 4 abaixo mostra que, quando a solução do Absorvedor torna-se mais diluída (mais rica em refrigerante), isto implica em um menor valor para  $X_3$  com o Coeficiente de Eficácia do Sistema tendendo a aumentar.

Isso quer dizer que, quanto menor for a concentração da solução fraca, para uma mesma disponibilidade energética (calor do Gerador), obtém-se um maior calor no Evaporador, ou seja, mais calor será retirado do ambiente a ser refrigerado. Mas, como a Torre de Resfriamento irá resfriar em série o Absorvedor e o Condensador e a vazão da água de resfriamento deverá ser a mesma para os dois trocadores, foi preciso se determinar um valor para  $X_3$ .



**Figura 4.** Relação entre a concentração da solução fraca de LiBr e o Coeficiente de Eficácia do sistema.

Assim, já que a temperatura do Condensador foi fixada em 35°C, precisava-se determinar um valor para a temperatura de saída da água do Absorvedor, para que a vazão de água de resfriamento seja a mesma para os dois componentes. Então, foi suposto que a temperatura da água que sai do Absorvedor seria a mesma para a água que entra no Condensador ( $t_{as} = t_{ce}$ ).

Para isso, utilizou-se o próprio programa de simulação com a realização de interações, onde variava-se a concentração da solução fraca  $X_3$  (pois esta afeta diretamente a temperatura do Absorvedor) até que os valores das vazões da água de resfriamento do Condensador e Absorvedor convergissem. Assim, a temperatura de entrada da água no Absorvedor, igual à temperatura de saída da água da Torre de Refrigeração, foi considerada igual a 29,5°C.

O valor de concentração encontrado foi  $X_3 = 52,5\%$  que corresponde a uma temperatura do Absorvedor de 32,41°C.

Os parâmetros calculados na simulação com o segundo modelo, referentes aos pontos do sistema mostrado na Figura 1, encontram-se na Tabela 1 abaixo.

**Tabela 1.** Resultados obtidos na simulação com o segundo modelo.

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (Pa)	Entalpia (kJ/kg)	Concentração (%)	Vazão (kg/s)
1	32,41	1001,45	70,38	52,5	0,03183
2	32,41	5631,77	73,34	52,5	0,03183
3	52,41	5631,77	113,01	52,5	0,03183
4	88,58	5631,77	227,70	64,0	0,02611
5	61,96	1001,45	179,34	64,0	0,02611
6	61,96	5631,77	179,34	64,0	0,02611
7	88,58	5631,77	2664,60	0	0,00572
8	35,00	5631,77	146,54	0	0,00572
9	7,00	1001,45	146,54	0	0,00572
10	7,00	1001,45	2513,48	0	0,00572

Assim as Taxas de Transferência de Calor para cada componente do sistema, a Potência da Bomba e os Coeficientes de Eficácia foram determinados :

$Q_c = 14.400060 \text{KW}$  (calor do condensador)

$Q_e = 13.535860 \text{KW}$  (calor do evaporador)

$Q_a = 16.721800 \text{KW}$  (calor do absorvedor)

$Q_x = 1.262622 \text{KW}$  (calor do trocador de calor)

$P = 1.262231139170869 \text{E-004 hp}$

$CDE = 7.696951 \text{E-01}$

$CDE_{ideal} = 1.553607$

## 5. CONCLUSÃO

No primeiro modelo termodinâmico desenvolvido os dados de entrada foram: Calor do Gerador ( $Q_g$ ), Temperatura do Gerador ( $t_g$ ), Temperatura do Evaporador ( $t_e$ ), Concentrações da Solução forte ( $X_4$ ) e fraca ( $X_3$ ) e diferencial de temperatura no trocador de calor no lado de solução de LiBr (DT). A temperatura do Gerador, como uma das hipóteses, resultava em uma elevada temperatura de condensação, em torno  $52^\circ\text{C}$ , bem como em um baixo Coeficiente de Eficácia, em torno de 0,6. Como, na maioria dos catálogos de Torre de Resfriamento, a temperatura de entrada da água é considerada a mesma da saída do Condensador, geralmente igual a  $35^\circ\text{C}$ , esse modelo não se adaptava às condições práticas. Desta forma a temperatura de condensação terá que ser em torno de  $35^\circ\text{C}$ , pois um aumento excessivo dessa temperatura acarreta uma elevação na temperatura do Gerador (Equação 1) que por sua vez diminui o Coeficiente de Eficácia (Figura 2).

Assim, foi desenvolvido o segundo modelo termodinâmico, seguido do código computacional, que utiliza a temperatura de condensação como uma das hipóteses, no lugar da temperatura do Gerador. Esse modelo apresenta dados condizentes com valores práticos, encontrados tanto na literatura, BOGART (1982) como em catálogos, TRANE (1992) tornando possível o dimensionamento e a seleção dos componentes para a Unidade Piloto de Absorção. Este modelo, que pode ser visto como uma otimização e aprimoramento do primeiro, também fornece um Coeficiente de Eficácia aproximadamente 20% mais elevado, em torno de 0,76.

## 6. AGRADECIMENTOS

Apresentamos os nossos agradecimentos à FINEP - Financiadora de Estudos e Projetos, pelo suporte financeiro ao presente projeto e ao Programa Institucional de Bolsas de Iniciação Científica PIBIC/UFPB/CNPq.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- **AMORIM, GILBERTO B.**, 1994 - “Relatório de Estágio Supervisionado”, realizado na **TOALIA - Indústria Têxtil S/A**, Prof<sup>ª</sup>. Orientadora **Celina Maria Ribeiro Varani**.
- **ASHRAE**, 1981 - **Handbook Fundamentals Volume** (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), Atlanta/Ga.
- **BOGART, M. J.P.** , August/1982 - " Lithium Bromite Absorption Refrigeratiion - A Calculator Program", ASRHRAE Journal, pp.23-28.
- **BURGETT L.W., M.D. BYARS, K.SCHULTZ**, 1999 – ”Absorption Systems: The Future, More Than a Niche?”, Proceedings of the International Heat Pump Conference (ISHPC’99), Munich/Germany, March 24-26.
- **GORDON VAN WYLEN, RICHARD SONTANG, CLAUS BORGNAKE.**, 1995- “Fundamentos de Termodinâmica Clássica”, Ed. Edgard Blucher Ltda.
- **HAHN, B.D.**, 1997 – “Fortran 90 – For Scientists & Engineers”, Arnold - a member of the Hodder Headline Group, London.
- **KING, G. R.** , 1971 - " Modern Refrigeration Practice ", McGraw-Hill Book Company.
- **McNEELY, L. A.** , 1979 - "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide"ASHRAE Transactions, Part 1, ASHRAE Inc., N.Y., pp. 413-434.
- **PERRY, R.H. e CHILTON, C.H.** , 1973 - "Chemical Engineers' Handbook", McGRAW-HILL BOOK COMPANY.
- THRELKELD, JAMES L.**, 1978 - "Thermal Environmental Engineering", Prentice-Hall, INC.
- **TRANE**, Catálogo, 1992 - Thermachill Direct-Fired Absorption Chillers.
- W. F. STOECKER e J. M. SAIZ JABARDO**, 1995 - “Refrigeração Industrial”, Editora Edgard Blusher.

# APLICAÇÃO DA LÓGICA NEBULOSA NO CONTROLE DA TEMPERATURA DE UMA CÂMARA CONVECTIVA FORÇADA PARA SECAGEM DE CERÂMICA.

**Duarte, J. C. C.**

**Belo, F. A. & Santos, C. A. C.\*\***

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: [jcarlos@les.ufpb.br](mailto:jcarlos@les.ufpb.br)

## Resumo

Apresenta-se o controle de processo térmico de uma câmara de vazão forçada para secagem de produtos cerâmicos. O algoritmo nebuloso é acionado através de um micro computador em comunicação com um CLP (controlador lógico programável). As variáveis de entradas são a temperatura, a derivada temporal da temperatura e a vazão mássica. A variável de saída é a potência elétrica, obtida da seleção de um conjunto de resistências elétricas independentes e de diferentes potências. Descrevem-se o sistema, a lógica implementada e os resultados simulados, como parte de um sistema completo de uma câmara de secagem convectiva de potência térmica razoavelmente alta, da ordem de 10 kW.

**Palavras chave:** Lógica nebulosa, câmara convectiva, cerâmica

## 1. INTRODUÇÃO

A lógica nebulosa tem contribuído nos anos recentes para muitas aplicações na automação industrial, Altrock, 1999. O controle PID (proporcional, integral e derivativo) em um processo, trabalha em condições estáveis, e não possui bom desempenho quando acontece forte distúrbio ou parâmetros que variam com o tempo. O controle tradicional e os códigos computacionais são implementados em sistemas absolutos do tipo verdadeiro/falso, sim/não e liga/desliga. A lógica nebulosa emprega um modo mais humano de pensamento sobre um problema que usa descrição de multivalores do controlador e dos parâmetros controlados.

Diferente da lógica clássica, onde uma proposição é completamente verdadeira ou falsa, na lógica nebulosa uma proposição pode assumir um grande número de valores verdadeiros. Devido a poder assumir um grande número de valores verdadeiros, sua modelagem pode ser muito simples, permitindo o uso de modelos aproximados de engenharia. Isto faz com que o sistema nebuloso seja implementado em pouco tempo, levando a uma grande aplicação industrial, diferente das modelagens acadêmicas e/ou científicas que podem levar anos para serem resolvidas. É baseada na teoria dos conjuntos nebulosos e da lógica nebulosa, onde pode ser visto em Klir and Folger (1988), Lee, C.C., 1990.

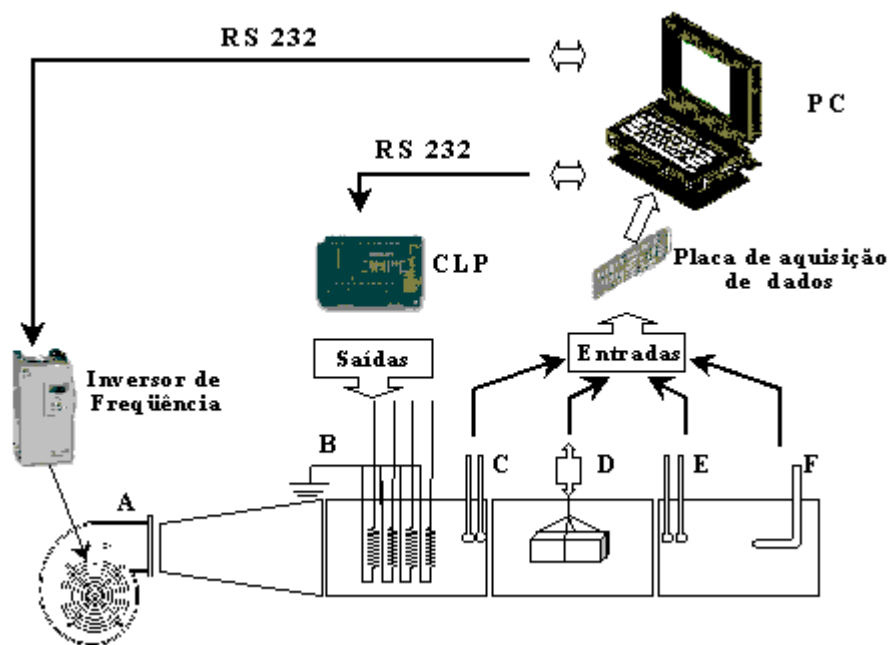
O estudo da aplicação do controle nebuloso em um forno, um exemplo de controle térmico de convecção natural, é feito por Oliveira e Araújo, 1998. Um algoritmo de controle



PID, com sintonia automática de seus parâmetros para controle de processos térmicos de primeira ordem mais tempo morto é feita por Caon Jr. et all, 2000. Esse controle de temperatura é de baixa potência, da ordem de 70 W. No controle de temperatura com potências elevadas, maiores que 1kW, por exemplo, os blocos de trocadores de calor, juntamente com o fluido utilizado, possuem elevada capacitância térmica. Essas capacitâncias térmicas elevadas levam a grandes atrasos de respostas, dificultando a sintonia dos controladores PID tradicionais. Neste trabalho descreve-se um sistema de controle nebuloso de uma câmara de convecção forçada, e de potência térmica elevada, da ordem de 10 KW, com sua simulação feita através do MATLAB.

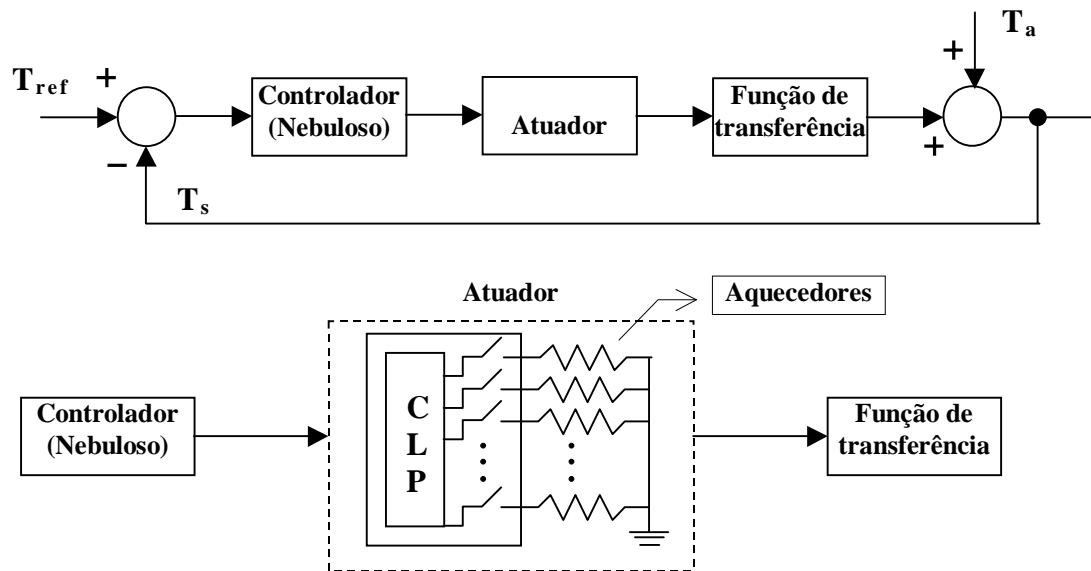
## 2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

A figura 1 mostra o sistema convectivo implementado para secagem otimizada da cerâmica vermelha. Sua descrição detalhada é feita em Santos e Belo, 2000. Um computador (PC) utiliza duas portas seriais RS-232 para controlar a vazão mássica e a temperatura através do inversor de freqüência e do controlador lógico programável (CLP), respectivamente. A entrada da informação do sistema convectivo para o computador é feita através de uma placa de aquisição de dados, onde se têm as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido a montante da amostra(C) e a jusante da amostra (E), a medida da massa da amostra com o tempo (D) e a medida da vazão mássica pelo medidor deprimogênio (F). A lógica nebulosa é decida pelo computador que aciona os trocadores de calor (resistências elétricas B) através das saídas do CLP.



**Figura 1.** Desenho esquemático do secador.

A partir da figura 1, tem-se o diagrama do sistema de controle, dado na figura 2. A temperatura de referência  $T_{ref}$  é uma temperatura com o tempo pretendida (senóide, rampa ou degrau, por exemplo). No controlador está o conjunto das regras nebulosas para acionar o atuador. O atuador, o CLP, seleciona no tempo os diferentes contactores elétricos, ligados as resistências elétricas de diferentes potências. A função de transferência é determinada pelo modelo de engenharia do trocador de calor. A temperatura ambiente  $T_a$  é a temperatura de entrada dos gases na entrada da câmara e  $T_s$  é a temperatura na saída do trocador de calor.



**Figura 2.** Sistema de controle de temperatura da câmara

## 2.1 A FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA

O balanço de energia do volume de controle do sistema térmico é dado na figura 3. Admitem-se as hipóteses de perdas de calor para o ar em volta do sistema desprezível, que não há armazenamento de calor no material de isolamento e que o ar no reservatório dentro da superfície de controle esteja perfeitamente misturado de modo que a temperatura do fluido seja uniforme. Em regime permanente tem-se:

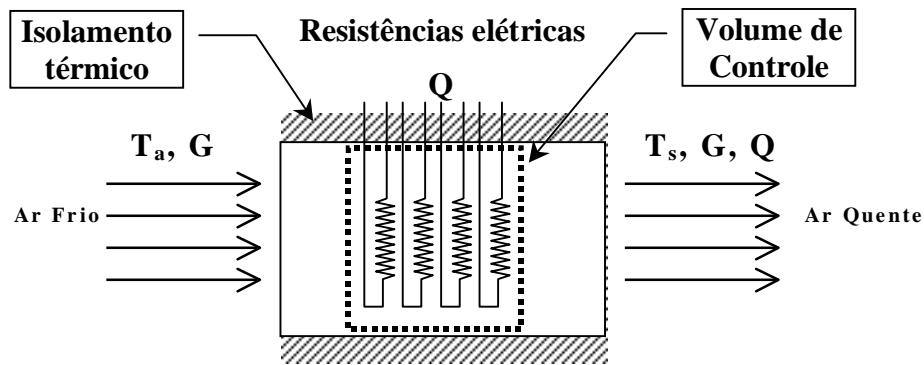
$$Pe = G c_{par} \Delta\Theta \quad (1)$$

Onde:  $Pe$  : potência elétrica fornecida pelas resistências (Watts),

$G$  : vazão mássica, kg/s

$c_{par}$  : Calor específico do ar, kcal/kg °C

$\Delta\Theta = T_s - T_a$  : variação da temperatura de saída e entrada do sistema, °C



**Figura 3.** Volume de controle do trocador de calor

A função de transferência é obtido de maneira semelhante a um modelo de engenharia de um sistema térmico, conforme Ogata, 1998. Suponha-se que a temperatura do ar a montante seja mantida constante e que a taxa de entrada de calor seja variada de  $H$  para  $Q + q_e$ , onde  $q_e$  representa uma pequena variação na taxa de entrada de calor fornecida pela resistência elétrica. A taxa de saída de calor na saída irá variar de  $Q$  até  $Q + q_s$ , e a temperatura do ar que sai também irá variar de  $\Delta\Theta$  até  $\Delta\Theta + \theta$ . A potência de saída ( $q_s$ ), capacitância e resistência térmica desse sistema são dadas por:

$$q_s = Gc_{par}\theta \quad (2)$$

$$R = \frac{\theta}{q_s} = \frac{1}{Gc_{par}} \quad (3)$$

$$C = M_{re}c_{pre} \quad (4)$$

Onde:  $M_{re}$ , é a massa da resistência elétricas máxima

$c_{pre}$  = Calor específico das resistências elétricas, kcal/kg °C

A equação diferencial para este sistema, no caso de regime transiente, é:

$$h_e = \frac{\theta}{R} + C \frac{d\theta}{dt} \quad (5)$$

Aplicando Laplace, tem-se a função de transferência:

$$G(s) = \frac{\theta(s)}{Q_e(s)} = \frac{R}{1 + RCs} \quad (6)$$

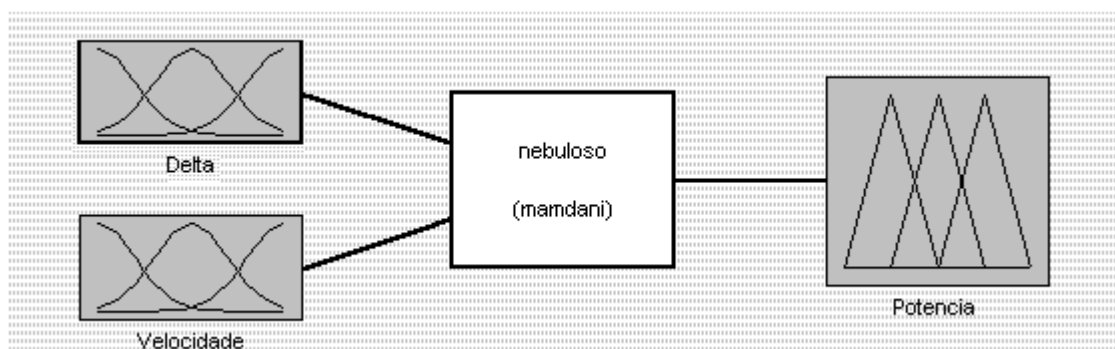
## 2.2 CONTROLE NEBULOSO

Pode-se dividir o problema em um número discreto de possíveis decisões, associando funções relacionais de lógica nebulosa com cada entrada e saída. A exatidão da saída depende de quantas funções relacionais se define, quantas regras se implementam e a qualidade das mesmas.

A aplicação de controle de temperatura consiste em regular a potência do trocador de calor de acordo com uma temperatura de referência. As entradas do sistema são a diferença entre a temperatura de referência e temperatura de saída do trocador de calor (delta) e a variação com o tempo dessa diferença de temperatura (velocidade). Isso é feito através do aquecimento ou resfriamento de diferentes resistores elétricos, até sua temperatura alcançar a temperatura de referência. Pode-se inicialmente representar o algoritmo do sistema tomando-se algumas ações básicas, como:

- SE a temperatura de saída está LONGE da temperatura de referência ENTÃO precisa-se selecionar grupos de GRANDE potência para aquecer o resistor,
- SE a temperatura de saída está PERTO da referência ENTÃO precisamos selecionar grupos de potência PEQUENA,
- SE a temperatura de saída é IGUAL à de referência ENTÃO não precisamos aplicar NENHUMA potência.

Usando-se a ferramenta “FUZZY” do “MATLAB” pode-se exibir a aplicação como mostrado na figura 4. As entradas e saídas do sistema são chamadas de variáveis linguísticas.



**Figura 4.** Variáveis linguísticas de entrada e saída do sistema de controle.

Os conjuntos de condições escolhidas para representarem as variáveis linguísticas são dadas pelas condições de potência [Pz, Pp, Pm, Pg, Pmg], delta [D-p, Dz, D+p, D+m, D+g e velocidade [V-g, V-p, Vz, V+p, V+g]. Os sub-índices significam: z = zero, p = pequeno, m = médio, g = grande, mg = muito grande, + = variação positiva e - = variação negativa.

### 3. ANÁLISE DE RESULTADOS

Após alguns ensaios das simulações, foram escolhidos os valores típicos, valores máximos e de mínimos para cada condição das variáveis linguísticas, conforme as tabelas 1,2 e 3.

**Tabela 1.** Valores de Potência

Condição	Valor mínimo	Valor típico	Valor máximo
Pz	0	0	0
Pp	-5	15	35
Pm	30	50	70
Pg	65	85	105
Pmg	100	100	100

**Tabela 2.** Valores de Delta ( $\Delta\Theta$ )

Condição	Valor mínimo	valor típico	Valor máximo
D-	<-1	-1	0
Dz	-0,5	-0	0,5
D+p	0,25	1	1,75
D+m	1,5	2	2,5
D+g	2	3	>3

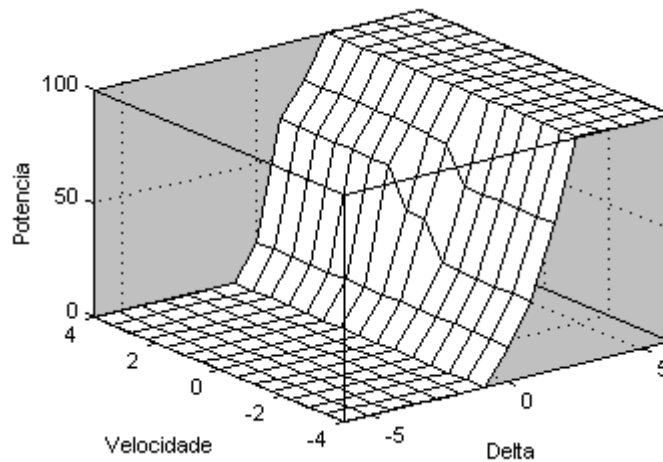
**Tabela 3.** Valores de Velocidade ( $d\Delta\Theta/dt$ )

Condição	Valor mínimo	valor típico	Valor máximo
V-g	<-1,5	-1,5	-0,5
V-p	-1	-0,5	0
Vz	-0,5	0	0,5
V+p	0	0,5	1
V+g	0,5	1,5	>1,5

Utilizando a tabela 4 como o conjunto de regras que determinam o valor da potência, através de delta e velocidade, tem-se a resposta da superfície de potência dada na figura 5.

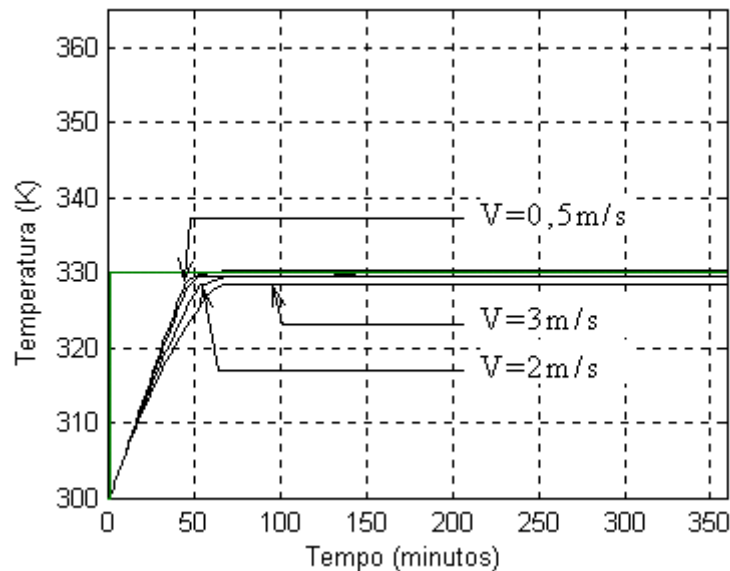
**Tabela 4.** Conjunto das regras

1. If (Delta is D-) then (Potencia is Pz) (1)
2. If (Delta is Dz) then (Potencia is Pp) (1)
3. If (Delta is D+p) then (Potencia is Pm) (1)
4. If (Delta is D+m) then (Potencia is Pg) (1)
5. If (Delta is D+g) then (Potencia is Pmg) (1)
6. If (Delta is D+p) and (Velocidade is V-g) then (Potencia is Pp) (1)
7. If (Delta is D+p) and (Velocidade is V-p) then (Potencia is Pm) (1)
8. If (Delta is D+p) and (Velocidade is V+p) then (Potencia is Pg) (1)
9. If (Delta is D+p) and (Velocidade is V+g) then (Potencia is Pmg) (1)
10. If (Delta is D+m) and (Velocidade is V-g) then (Potencia is Pm) (1)
11. If (Delta is D+m) and (Velocidade is V-p) then (Potencia is Pg) (1)
12. If (Delta is D+m) and (Velocidade is V+p) then (Potencia is Pmg) (1)
13. If (Delta is D+m) and (Velocidade is V+g) then (Potencia is Pmg) (1)

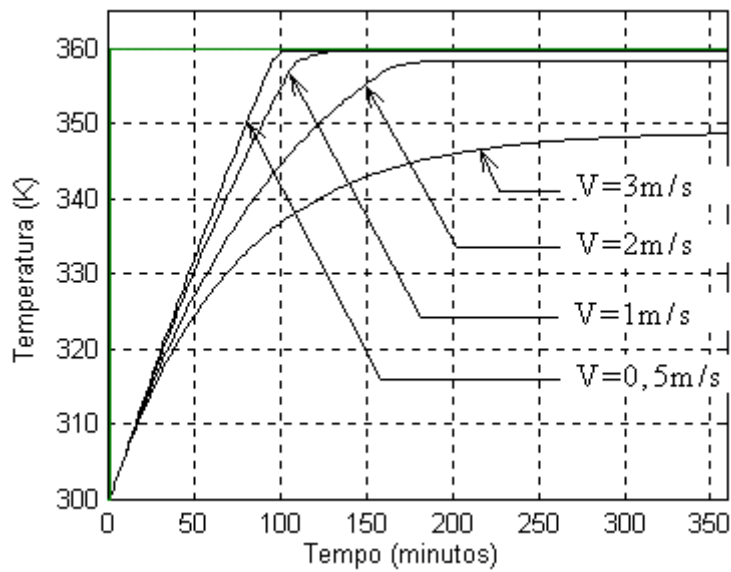


**Figura 5.** Superfície de potência em função de delta e velocidade

Para análise dinâmica, a vazão mássica do sistema utilizado variou em torno de  $G = 0,034 \text{ Kg/s}$  à  $0,101 \text{ Kg/s}$ , de acordo com os valores da câmara de secagem. A densidade e o calor específico do ar para as condições de trabalho são dadas por  $1,08 \text{ kg/m}^3$  e  $1,008 \text{ J/kg K}$  respectivamente, conforme Incropera, 1999. As figuras 6 e 7 mostram a resposta de dois degraus de amplitudes diferentes, para uma potência máxima de  $10 \text{ kW}$ . Devido a característica do algoritmo nebuloso, as respostas são diferentes, ao contrário do controle tradicional, onde se tem uma constante de tempo invariável. Da figura 7, tem-se que, para vazão do ar alta, da ordem de  $3 \text{ m/s}$ , não se conseguiria obter a temperatura de saída da ordem de  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

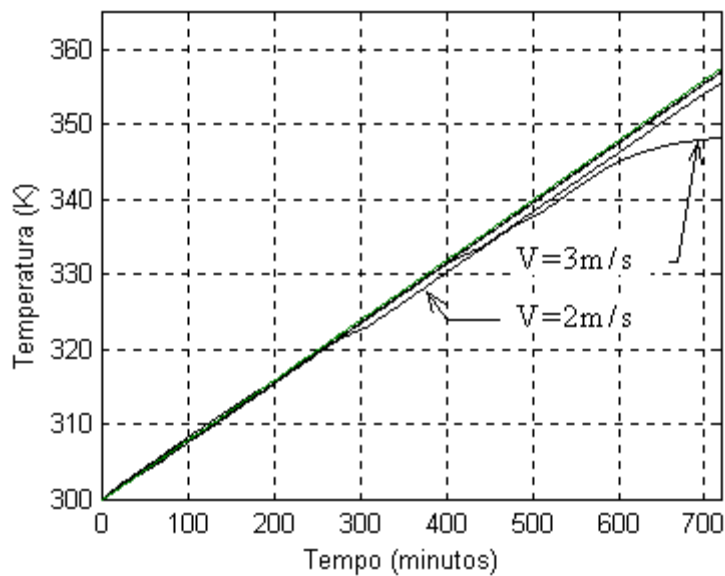


**Figura 6.** Resposta do sistema à um pequeno degrau de temperatura ( $P_e = 10 \text{ kW}$ ).

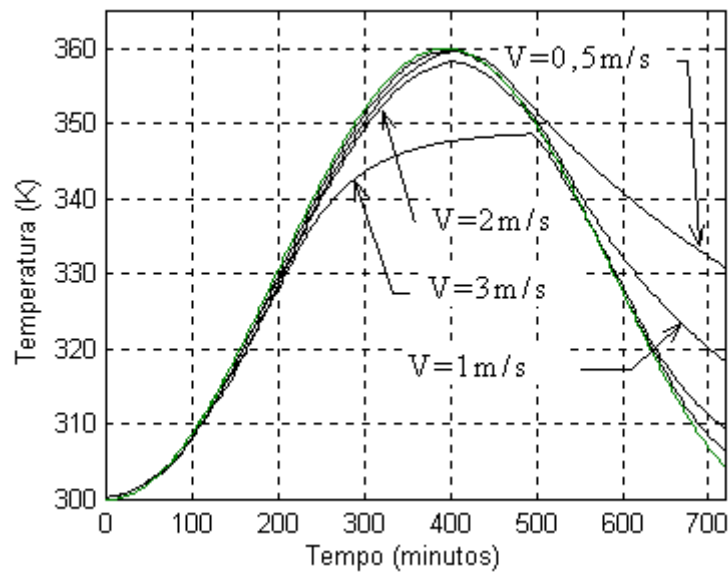


**Figura 7.** Resposta do sistema à um degrau maior de temperatura ( $P_e = 10$  kW).

Na figura 8 e 9 têm-se a resposta a rampa e senóide para a mesma faixa de potência do exemplo anterior. Tal como o anterior, a medida que se cresce a velocidade, havia o deslocamento da função de referência da função de saída.



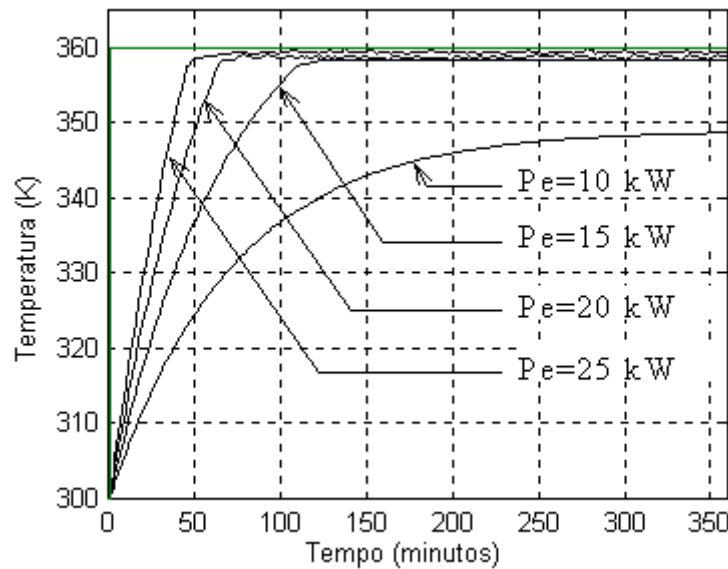
**Figura 8.** Resposta do sistema à rampa com inclinação 0,08 ( $P_e = 10$  kW).



**Figura 9.** Resposta do sistema a uma entrada senoidal ( $P_e = 10 \text{ kW}$ ).

A figura 10 mostra as respostas à degrau para diferentes potências máximas, utilizando a velocidade de  $3 \text{ m/s}$ .

Foram comparados os resultados das simulações com medidas da câmara convectiva na secagem de produtos da cerâmica vermelha em diversos tipos de ensaios, ainda sem o CLP. Os resultados foram de encontro os resultados simulados.



**Figura 10.** Resposta à degrau do sistema com diferentes potências máximas ( $V = 3 \text{ m/s}$ ).



## 4.0 CONCLUSÃO

Foi elaborado um modelo simples de engenharia e escolhidas variáveis e regras nebulosas para o dimensionamento de um sistema de secagem de uma câmara de convecção forçada. Os diversos ensaios mostram como trabalhar com os parâmetros de projeto, ou como adequar potência elétrica máxima com a vazão e função resposta pretendida. A simulação implementada mostrou que o controle nebuloso teve um bom desempenho para potências elevadas, acima de 1kW, diferente dos controladores tradicionais, de acordo com a literatura consultada.

## 5.0 REFERÊNCIAS

- Altrock, C. V., Fuzzy logic merges with bang-bang, PID, InTech, An ISA Publication, May 1999.
- Caon Jr., J. R., Gesualdo, E., Oliveira, V. A., Implementação de controladores PID com sintonia automática por realimentação a relê para plantas térmicas, InTech Brasil, An ISA district 4 Publication, janeiro 2000.
- Incropera, F. P. e Witt, D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1992.
- Klir, G. J. and Folger, T. A., Fuzzy set, Uncertainty, and information, Prentice-Hall International, U.S.A.
- Lee, C. C., Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller Systems: Fuzzy Controller – Part II, IEEE Transactions on Systems, man and Cybernetics, Vol. 20, No. 2, 1990
- Ogata, Katsuhiko, Engenharia de Controle Moderno, Prentice-Hall do Brasil, 1998.
- Oliveira, M. C. e Araújo, E., O., Estudo da aplicação do controle nebuloso em fornos de calibração de termossensores.
- Santos, C. A. C., e Belo, F. A., Relatório Técnico do projeto “Desenvolvimento de Modelos e Protótipos de Secadores Convectivos Utilizados na Produção Otimizada da Cerâmica Vermelha”, Banco do Nordeste do Brasil, 2000.

# CÁLCULO DA TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR DURANTE A COMBUSTÃO EM UM MOTOR DIESEL

**José Antonio Velásquez**

Dep. Engenharia Mecânica - CCET/PUCPR

Dep. Engenharia Industrial Mecânica - CEFET-PR

e-mail: velasqz@rla01.pucpr.br

## Resumo

Neste trabalho é apresentada uma metodologia de cálculo da taxa aparente de liberação de calor durante o processo de combustão em um motor diesel. No cálculo admite-se que a pressão e a temperatura são uniformes em todo o volume do cilindro e que o combustível injetado se mistura e reage instantaneamente com os gases (ideais) que se encontram na câmara de combustão (modelo de uma zona de combustão). A metodologia foi aplicada no estudo do processo de combustão de um motor diesel KAMAZ, para o qual as curvas de evolução da pressão no cilindro foram obtidas experimentalmente. Os resultados deste estudo são apresentados e discutidos.

**Palavras-chave:** Motor diesel, Combustão, Análise termodinâmica.

## 1. INTRODUÇÃO

Os processos que ocorrem nos cilindros dos motores diesel influenciam diretamente as características operacionais primárias do motor tais como potência, eficiência e a quantidade de gases poluentes emitidos, daí a importância de se dispor de informações confiáveis sobre estes processos. Os fenômenos envolvidos no ciclo de operação dos motores diesel são de extrema complexidade o que determina que qualquer tentativa de análise que objetive levar em conta todos os detalhes dos fenômenos envolvidos esteja fadada ao fracasso. Daí a necessidade de se utilizar modelos matemáticos.

A utilização de modelos para o estudo dos processos internos ao cilindro do motor, é contemporânea ao surgimento dos primeiros motores no final do século passado. Heywood (Heywood, 1980) atribui a Sir Dugal Clerk (1854–1932) o pioneirismo no uso dos ciclos padrão a ar para comparar eficiências de motores. Com o advento dos computadores digitais, os modelos termodinâmicos que incluem o tempo como uma variável explícita começaram a ser amplamente utilizados. Dentre este grupo de modelos podem ser iden-

tificadas duas categorias — os modelos de uma zona de combustão e os multizonais.

Nos modelos de uma zona de combustão admite-se que a composição, a pressão e a temperatura dos gases são uniformes em todo o volume do cilindro. Além disso, considera-se que o combustível injetado se mistura e reage instantaneamente com os gases (ideais) que se encontram na câmara de combustão (Oppenheim, 1997).

Os modelos multizonais (Desantes, 1989) utilizam sub-modelos fenomenológicos de penetração do ar dentro do jato de combustível juntamente com sub-modelos de combustão. Em cada zona, as propriedades do fluido de trabalho são consideradas espacialmente uniformes, mas variáveis em função do tempo. Os modelos multizonais representam uma tentativa de se levar em conta a influência da geometria da câmara de combustão sobre os índices de desempenho, eficiência e poluição. Estes modelos são particularmente apropriados para se determinar o conteúdo de poluentes nos gases emitidos pelo motor.

Objetivando o estudo dos aspectos relacionados com o desempenho e a eficiência do motor, mediante a realização de análises paramétricas, este trabalho focaliza a utilização do modelo zero dimensional para a determinação do calor liberado durante a combustão em motores diesel.

## 2. A TAXA DE QUEIMA DE COMBUSTÍVEL

A Primeira Lei da Termodinâmica estabelece que a variação da energia interna no volume de controle ( $dU$ ) é igual ao calor transferido para o interior deste volume ( $\delta Q$ ), descontado o trabalho produzido pela superfície de controle ( $\delta W$ ) e acrescido do fluxo líquido de entalpia de estagnação que atravessa esta superfície ( $\sum h_i dm_i$ ). Assim, admitindo-se que a entrada e saída de massa ocorrem somente através do bico injetor e das válvulas de admissão e escape, como mostrado na Figura 1, pode-se escrever

$$dU = \delta Q - \delta W + h_f dm_f + h_{ad} dm_{ad} + h_{ex} dm_{ex} \quad (1)$$

$$dU = m du + u dm \quad \delta W = p dV \quad dm = dm_f + dm_{ad} + dm_{ex}$$

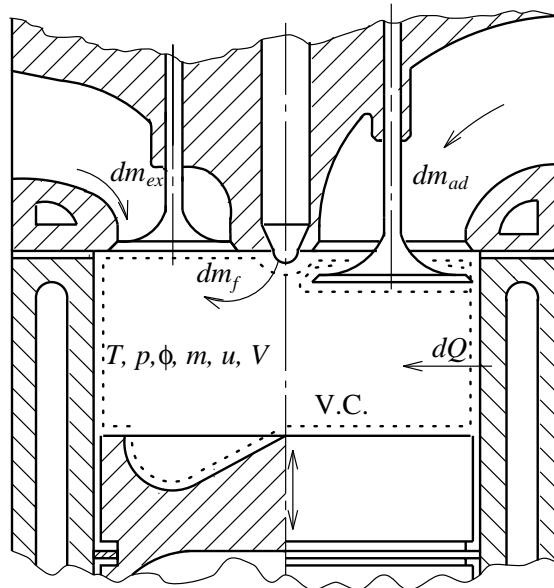


Figura 1: O volume de controle no cilindro do motor.

Por outro lado, as propriedades do fluido de trabalho ficam determinadas especificando-se a temperatura  $T$ , a pressão  $p$  e a composição combustível-ar. Assim,

$$\frac{du}{d\theta} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \quad \frac{dR}{d\theta} = \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta}$$

onde  $\phi$  é a taxa de equivalência combustível-ar, definida como o quociente da relação combustível-ar presente no cilindro pela relação estequiométrica  $FA_s$ . Uma vez que no modelo de uma zona de combustão admite-se que o fluido de trabalho é constituído somente por produtos de combustão, o valor de  $\phi$  se refere a uma mistura capaz de produzir, sob as condições de pressão e temperatura dos gases no cilindro, a mesma massa e a mesma composição desses gases. Esta mistura equivalente é formada por uma massa  $m_a$  de ar e uma massa  $m_c$  de combustível. Assim, resulta

$$\phi = \frac{1}{FA_s} \frac{m_c}{m_a} \quad (2)$$

A partir da Eq. (1), da equação de estado dos gases ideais e das expressões para  $du/d\theta$  e  $dR/d\theta$ , pode-se obter as seguintes expressões

$$\frac{dp}{d\theta} = p \left( \left[ \frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \right] \frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right) \left( 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \right)^{-1} \quad (3)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dV}{d\theta} \left( \frac{X}{V} - \frac{p}{m} \right) - \frac{d\phi}{d\theta} \left( \frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{X}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{m} \left[ \frac{dQ}{d\theta} + \sum (h_i - u - X) \frac{dm_i}{d\theta} \right]}{\frac{X}{R} \frac{\partial R}{\partial T}} \quad (4)$$

$$X = \frac{p \frac{\partial u}{\partial p}}{1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p}} \quad i = f, ad, ex$$

Durante a parte do ciclo quando as válvulas permanecem fechadas a variação de massa no cilindro decorre somente da injeção de combustível. Assim, para esse caso

$$dm = dm_c = dm_f \quad dm_a = 0 \quad \frac{d\phi}{d\theta} = \frac{1}{m_a FA_s} \frac{dm}{d\theta}$$

Com estas considerações, a partir das Eq. (3) e (4) obtém-se a seguinte expressão válida para o período quando as válvulas permanecem fechadas

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - \left( p + \frac{Zm}{V} \right) \frac{dV}{d\theta} - \left( \frac{Zm}{p} - \frac{Zm}{R} \frac{\partial R}{\partial p} + m \frac{\partial u}{\partial p} \right) \frac{dp}{d\theta}}{Y m \frac{\partial u}{\partial \phi} + u - h_f - Z - \frac{ZmY}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi}} \quad (5)$$

$$Y = \frac{1}{m_a FA_s} = cte \quad Z = \frac{\frac{\partial u}{\partial T}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T}}$$

Pelas hipóteses do modelo de uma zona de combustão a Eq. (5) expressa a taxa com que se produz a queima de combustível. Para se obter esta taxa é necessário que a curva de evolução da pressão no cilindro e a taxa de transferência de calor sejam especificadas.

### 3. A TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO CILINDRO

A transferência de calor às paredes do cilindro é um fenômeno complexo, de natureza não estacionária e com características tridimensionais. Isto justifica a prática comumente adotada de utilizar correlações simples, obtidas a partir de dados experimentais, para avaliar a taxa de transferência de calor. A literatura é farta quanto ao número de correlações disponíveis. Dentre tais correlações, aquelas propostas por Annand e por Woschni são as mais frequentemente citadas.

Annand (Annand, 1963) revisou boa parte das correlações existentes até então para o coeficiente pelicular e mostrou que a maioria delas ou são dimensionalmente incorretas ou apresentam termos provenientes de deduções errôneas. Esse autor analisou estatisticamente um grande número de dados experimentais da temperatura das paredes que confinam o gás e propôs a seguinte correlação para o fluxo de calor instantâneo

$$\frac{q}{A} = a \frac{\kappa}{D_c} (Re)^b (T_w - T) + c (T_w^4 - T^4) \quad (6)$$

onde  $q$  é a taxa de transferência de calor;  $A$  é a área de transferência de calor;  $\kappa$  é a condutibilidade térmica do fluido;  $D_c$  é o diâmetro do cilindro;  $T$  é a temperatura do fluido;  $T_w$  é a temperatura da parede e  $a, b, c$  são constantes de ajuste.

Woschni (Woschni, 1967) realizou uma série de experimentos tanto em bombas de volume constante como em motores diesel. Esse autor concluiu que os dados experimentais de temperatura local das paredes não são apropriados para se determinar o coeficiente pelicular médio no cilindro do motor, uma vez que esses dados são extremamente dispersos. Baseando-se em resultados de balanços térmicos, Woschni obteve a seguinte correlação para o coeficiente de transferência de calor ( $h$  [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ])

$$h = 820 D_c^{-0.2} p^{0.8} \Psi^{0.8} T^{-0.53} \quad (7)$$

onde  $p$  é a pressão no cilindro, [MPa];  $\Psi$  é a velocidade característica, [m/s];  $D_c$  é o diâmetro do cilindro, [m] e  $T$  é a temperatura do fluido, [K].

### 4. AS PROPRIEDADES DO FLUIDO DE TRABALHO

As propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho e as derivadas destas propriedades em relação à temperatura, pressão e relação de equivalência combustível-ar, foram determinadas utilizando-se uma versão modificada das rotinas PER e EQMD propostas por Olikara e Borman (Olikara, 1975). As modificações feitas em estas rotinas permitiram levar em conta que, além de oxigênio e nitrogênio, o dióxido de carbono, o vapor d'água e o argônio também podem estar presentes na composição do ar utilizado na combustão. Adicionalmente, o cálculo da entropia dos componentes e da mistura de gases queimados foi incluída nestas rotinas. Assim, a equação de combustão considerada para o cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho é a seguinte

$$\begin{aligned} x_{13} \left[ C_n H_m O_l N_k + \frac{n + m/4 - l/2}{\phi} (O_2 + \alpha N_2 + \beta CO_2 + \gamma H_2O + \delta Ar) \right] \\ \rightarrow x_1 H + x_2 O + x_3 N + x_4 H_2 + x_5 OH + x_6 CO + x_7 NO + \\ + x_8 O_2 + x_9 H_2O + x_{10} CO_2 + x_{11} N_2 + x_{12} Ar \end{aligned} \quad (8)$$

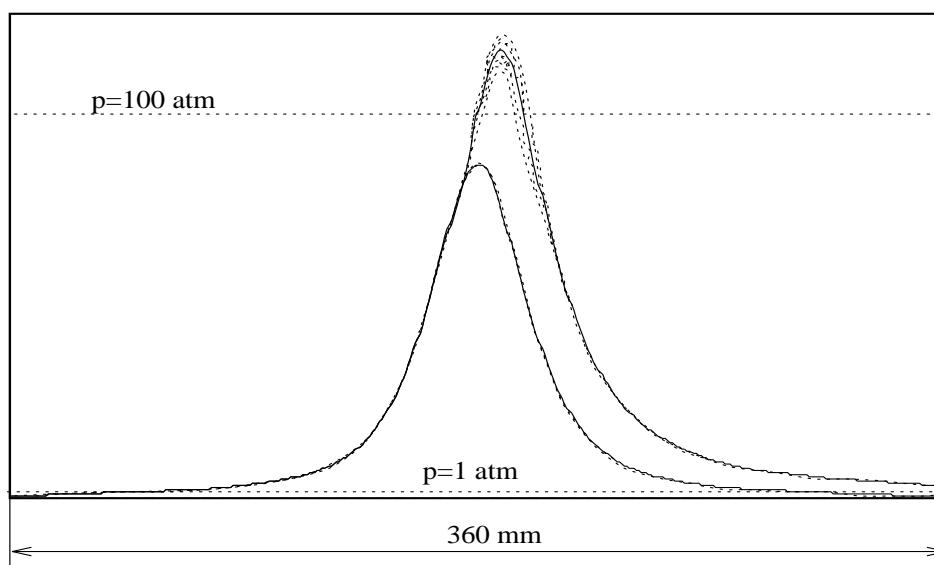
**Tabela 1:** Dados e condições de ensaio.

		Ensaio	1	2	2
Taxa de compressão	16	Rotação [rpm]	1200	1800	2400
Comprim. da biela [m]	0.225	Pressão final adm. [bar]	1.2	1.64	1.92
Diâm. do cilindro [m]	0.120	Temp. final da adm. [K]	316	330	344
Curso do pistão [m]	0.120	Rel. equiv. final adm.	0.015	0.014	0.013
Diâm. da câmara [m]	0.066	Consumo combust. [kg/h]	2.80	4.82	5.83
Diâm. válv. adm. [m]	0.055	Consumo ar [kg/h]	62.93	124.13	184.37
Diâm. válv. esc. [m]	0.049	Âng. início da injeção	-14	-18	-20
Âng. final da admissão	-132	Temp. do cabeçote [K]	485	513	533
Âng. início da exaustão	114	Temp. do pistão [K]	563	589	620
Pressão ambiente [bar]	1.013	Temp. da camisa [K]	542	566	588
Temp. ambiente [K]	298	Temp. válv. adm. [K]	555	637	687
Combustível: $C_{14.4}H_{24.9}$		Temp. válv. esc. [K]	806	908	981

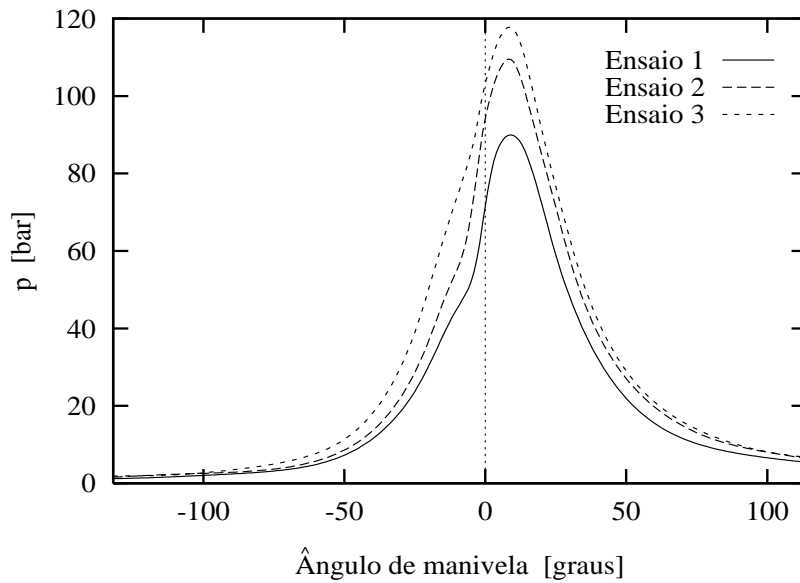
- $n, m, l, k$  – número de átomos de  $C, H, O$  e  $N$  na molécula de combustível;  
 $x_1, \dots, x_{12}$  – frações molares dos componentes dos produtos da combustão;  
 $x_{13}$  – mols de combustível, necessários para produzir um mol de produtos;  
 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  – número de mols de  $N_2, CO_2, H_2O$  e  $Ar$ , no ar por mol de  $O_2$ .

## 5. APLICAÇÃO AO CASO DO MOTOR KAMAZ

O modelo descrito foi utilizado para analisar o processo de combustão de um motor diesel monocilíndrico de injeção direta equipado com um dos cabeçotes individuais do motor KAMAZ. O motor foi ensaiado em diferentes condições de operação, mantendo-se em cada caso o ângulo ótimo de avanço da injeção. Os diagramas de pressão no cilindro foram obtidos com o auxílio de um transdutor de pressão pneumático tipo e um sistema de registro gráfico. A Tabela 1 mostra os dados utilizados na modelagem.



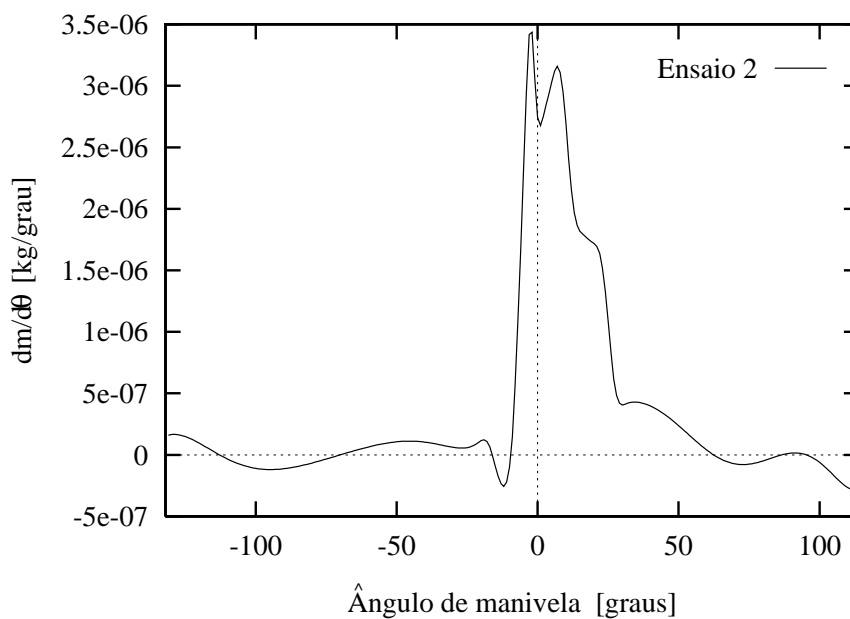
**Figura 2:** Diagrama de pressão obtido experimentalmente.



**Figura 3:** As curvas de pressão ajustadas.

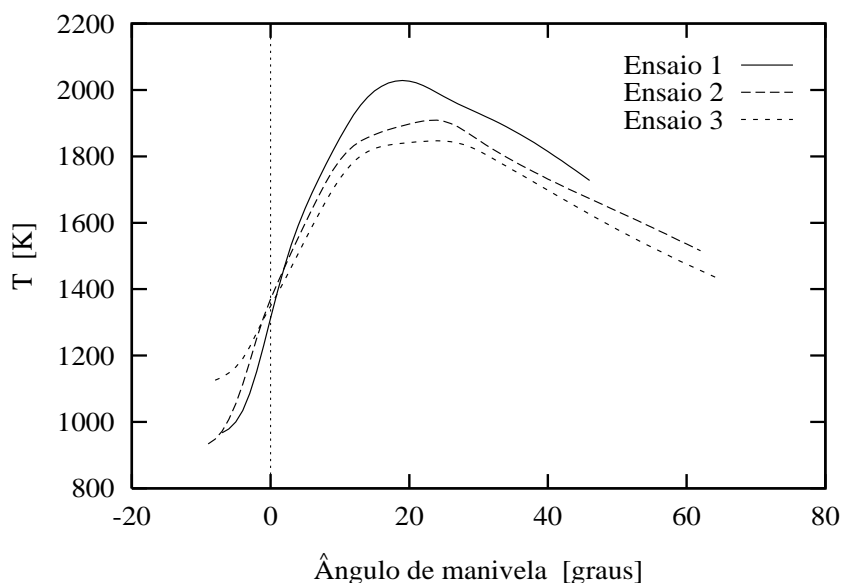
A Figura 2 mostra um exemplo do gráfico obtido em cada ensaio, onde aparecem as curvas de pressão com e sem combustão. Para se obter a curva de pressão sem combustão, o fornecimento de combustível ao motor era interrompido e o dinamômetro (de corrente contínua) passava a funcionar em regime de motor, mantendo a frequência de rotação. Observa-se que na região do pico de pressão os dados são bastante dispersos. Assim, para se obter uma curva representativa da pressão no cilindro, foi traçada uma linha passando no meio do campo ocupado pelos pontos registrados (mostrada com traço contínuo na Figura 2) e esta curva foi ajustada com polinômios obtidos pelo método de mínimos quadrados. Na Figura 3 são mostradas as curvas de pressão ajustadas, para os três casos analisados.

A Figura 4 mostra a taxa aparente de queima de combustível para o Ensaio 2. É

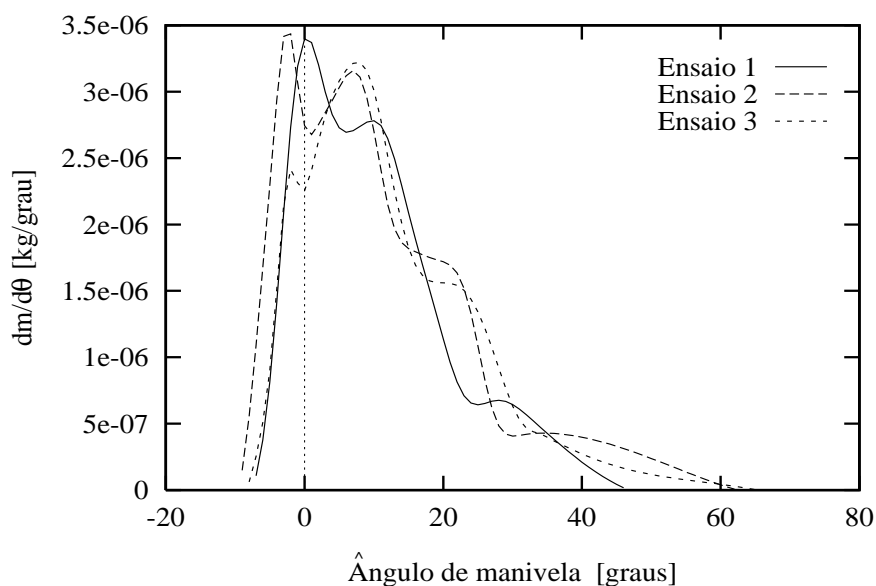


**Figura 4:** A taxa de queima de combustível — Ensaio 2.

de se esperar que antes do início da combustão, a taxa de queima de combustível seja nula. No entanto, na Figura 4 observa-se que este parâmetro apenas oscila em torno de zero. Isto pode ser atribuído aos erros induzidos pela forma como foi obtida a curva média de pressão, incluindo-se aqui o fato de ter-se admitido que esta curva segue um formato polinomial. Além disso, os erros de medição da pressão, as imprecisões do modelo de transferência de calor e eventuais vazamentos de gases do cilindro, devem também influenciar este resultado. Quando se inicia a injeção de combustível (-18 graus do ângulo de manivela), observa-se que a curva da taxa de queima de combustível se torna negativa. Isto é resultado da evaporação do combustível injetado durante o período de atraso da ignição e também da presença de reações endotérmicas anteriores ao surgimento dos focos de combustão. Estes fenômenos levam a uma diminuição da temperatura dos gases no cilindro, o que é interpretado como uma liberação negativa de energia. No intervalo em



**Figura 5:** A temperatura dos gases durante a combustão.



**Figura 6:** A taxa de queima de combustível — Ensaios 1, 2 e 3.



que ocorre o processo de combustão (entre -9 e 62 graus do ângulo de manivela), podem ser claramente distinguidas as fases pré-misturada e difusiva da combustão. A primeira destas fases corresponde ao primeiro máximo da curva e dura (neste caso) até o instante que o pistão atinge o ponto morto superior. A partir desse momento se inicia a fase difusiva, na qual ocorre a maior parte da combustão. As oscilações em torno do valor zero e os valores negativos observados após o final da combustão ocorrem pelos mesmos motivos que causam essas incoerências antes da combustão.

As Figuras 5 e 6 mostram respectivamente a temperatura e a taxa de queima de combustível para os três casos. A curva da taxa de queima de combustível foi integrada no domínio onde ela exibe valores positivos, verificando-se que a massa de combustível queimado neste intervalo corresponde a 95.0, 98.6 e 98.6%, respectivamente, da massa de combustível injetada por ciclo.

## 6. CONCLUSÕES

Uma metodologia para o cálculo da taxa de liberação de calor durante a combustão foi apresentada. A metodologia está baseada no modelo de uma zona de combustão e requer que a curva de evolução da pressão seja determinada a partir de ensaios experimentais. O modelo foi aplicado para analisar o processo de combustão do motor diesel KAMAZ. Nas partes do ciclo anterior e posterior ao processo de combustão as curvas de liberação de calor, obtidas seguindo esta metodologia, apresentam pequenas distorções em relação ao formato esperado. Isto ocorre em virtude do modelo de transferência de calor adotado e do ajuste polinomial dos dados de pressão. Entretanto, a quantidade de combustível injetado por ciclo é prescrita com boa precisão. Isto evidencia a coerência física do modelo.

## 7. REFERÊNCIAS

- Annand W. J. D., 1963, "Heat Transfer in Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 177(36):973-990.
- Borman G. L. and Nishiwaki K., 1987, "Internal Combustion Engine Heat Transfer". Progress in Energy and Combustion Science, 13:1-46.
- Desantes J. M., Lapuerta M., and Tinaut F., 1989, "Combustion Dans les Moteur Diesel Rapides a Injection Directe: Modele Base Sur l'Interaction entre le Jet et le Mouvement de l'Air Dans le Cylindre". Entropie, (148):51-61.
- Heywood J. B., 1980, "Engine Combustion Modeling — an Overview". In Mattavi J. S. and Amann C. A., editors, Combustion Modelling in Reciprocating Engines, pages 1-38, New York NY. Plenum Press.
- Olikara C. and Borman G. L.. 1975, "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with some Applications to I. C. Engines". SAE paper, (750468).
- Oppenheim A. K., Barton J. E., Kuhl A. L., Johnson W. P., 1997, "Refinement of Heat Release Analysis". SAE paper, (970538).
- Woschni G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Transactions, (670931):3065-3082.

# ANÁLISE DAS TENSÕES TÉRMICAS EM MATERIAIS CERÂMICOS

**Diniz, L.S.**

**Santos, C.A.C.**

**Lima, J.A.**

Universidade Federal da Paraíba

Laboratório de Energia Solar – LES/DTM/CT/UFPB

58059-900 - João Pessoa - PB, Brasil

e-mail: cabral@les.ufpb.br

## Resumo

As fraturas dos materiais cerâmicos estão diretamente relacionadas às tensões geradas durante os choques térmicos, principalmente pela baixa condutividade térmica dos mesmos. Métodos numéricos e experimentais têm sido propostos para a determinação destas tensões, muitos dos quais não têm considerado a dependência térmica das propriedades do material. O presente trabalho utiliza o método analítico da transformada integral generalizada (GITT) para obtenção do campo de temperatura na amostra e avaliação das tensões térmicas máximas, em função do número de Fourier.

**Palavras-chave:** Tensões térmicas, Propriedades variáveis, Condução de calor, GITT

## 1. INTRODUÇÃO

A análise de resistência ao choque térmico de materiais quebradiços, tal como a cerâmica, tem sido por muito tempo realizada apenas através de observações de caráter qualitativo. Recentemente os interesses têm direcionado as avaliações com base quantitativa. Esta mudança de enfoque para a base quantitativa tem sido indicada por análises e experimentos ao demonstrarem que determinados materiais podem apresentar indicativos de melhor qualidade que outros em um tipo de teste e produzir resultados contrários em outros. As razões para este comportamento estão relacionadas a complexidade para com o conhecimento do campo térmico e dos parâmetros envolvendo propriedades térmicas dependentes da temperatura.

As tensões térmicas geradas durante os testes dos choque térmicos estão diretamente relacionadas com as fraturas das cerâmicas; por isso muitos estudos têm sido desenvolvidos para a determinação destas tensões. Entre estes estudos podemos citar os métodos do resfriamento e do aquecimento rápido. No resfriamento rápido, a amostra é imersa em água e a resistência residual é medida para se obter a diferença de temperatura crítica,  $\Delta T_c$ . No aquecimento rápido, o corpo é submetido a aquecimento produzido por radiação infravermelha, e estima-se o decréscimo de sua resistência. Porém, alguns problemas com estes métodos têm sido apontados, uma vez que a dificuldade de monitorar precisamente as condições de transferência de calor faz com que uma pequena variação no procedimento do

teste cause uma larga variação nos resultados obtidos. Além disto, nestes métodos não se leva em consideração que as propriedades térmicas das cerâmicas (condutividade, difusividade e calor específico), variam significativamente com a temperatura e para cada tipo diferente de cerâmica.

A não consideração da dependência das propriedades térmicas do material afeta consideravelmente a determinação das tensões térmicas. Em trabalhos anteriores, Nishikawa *et al.* (1995) consideraram que a condutividade e a difusividade térmicas variavam com a temperatura e resolveram numericamente pelo método implícito das diferenças finitas. Recentemente, Diniz *et al.* (1999) fizeram a mesma consideração para as propriedades do material e determinaram o campo de temperatura e as tensões térmicas através do uso da Técnica da Transformada Generalizada.

O presente trabalho que visa a determinação da distribuição do campo de temperatura em uma placa infinita de espessura  $L$ , no resfriamento e no aquecimento rápido, levando em consideração a variação das propriedades do material com a temperatura na superfície e no interior do corpo e condição inicial, também determina as tensões relacionadas aos choques térmicos. Para a determinação do campo térmico é utilizado a metodologia própria da Técnica da Transformada Integral Generalizada (GITT), onde o problema é formulado com uma nova definição para o potencial adimensional de temperatura diferente da apresentada por Nishikawa *et al.* (1994). O sistema de equações diferenciais ordinárias da temperatura transformada foi resolvido pela subrotina DIVPAG do IMSL (1989), com controle automático de erro. Os resultados são apresentados em forma de gráficos e tabelas onde se discute a convergência da solução e os efeitos da influência dos parâmetros de interesses práticos na engenharia dos materiais como os números de Fourier e de Biot.

## 2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROBLEMA

A determinação da distribuição de temperaturas considerando a condução de calor unidimensional para uma placa infinita, no aquecimento e resfriamento rápido em ambas as superfícies, e ainda levando-se em consideração a variação das propriedades do material com a temperatura na superfície e no interior do corpo, condições de contorno e inicial, são escritas como mostrado abaixo.

$$\rho C_P \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ K(T) \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \right], \quad 0 < x < L, \quad t > 0 \quad (1.a)$$

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = 0, \quad x = 0 \quad (1.b)$$

$$-K(T) \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = h(T(x, t) - T_f), \quad x = L \quad (1.c)$$

$$T(x, t) = T_i, \quad x = 0 \leq x \leq L, \quad t = 0 \quad (1.d)$$

Utilizando os grupos adimensionais abaixo, o problema definido pelas equações (1.a-d) será adimensionalizado.

$$\begin{aligned}
X &= \frac{x}{L} & \tau &= \frac{\alpha_0 t}{L^2} & \alpha^* &= \frac{\alpha(T)}{\alpha_0} \\
K^* &= \frac{K(T)}{K_0} & \Theta^*(X, \tau) &= \frac{T(x, t) - T_f}{T_i - T_f} & Bi &= \frac{hL}{K_0}
\end{aligned} \tag{2}$$

Equações adimensionalizadas:

Equação principal:

$$\frac{\partial \Theta^*(X, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial X} \left[ \alpha^* \frac{\partial \Theta^*(X, \tau)}{\partial X} \right], \quad 0 < X < 1, \quad \tau > 0 \tag{3.a}$$

Condições de contorno:

$$\frac{\partial \Theta^*(X, \tau)}{\partial X} = 0, \quad X = 0 \tag{3.b}$$

$$K^* \frac{\partial \Theta^*(X, \tau)}{\partial X} + Bi \Theta^*(X, \tau) = 0, \quad X = 1 \tag{3.c}$$

Condição inicial:

$$\Theta^*(X, \tau) = 1, \quad 0 \leq x \leq 1, \quad \tau > 0 \tag{3.d}$$

A condutividade e difusividade térmica adimensionais mostradas nas equações acima são expressas em função da temperatura, que segundo T. Nishikawa *et al.* (1995) são dadas por:

$$K^* = 1 + A \Theta^*(X, \tau) \tag{4}$$

$$\alpha^* = 1 + B \Theta^*(X, \tau) \tag{5}$$

Os coeficientes A e B das equações (4 e 5) são os coeficientes de dependência da temperatura, denotados como constantes de temperatura.

Segundo a metodologia empregada pela Técnica da Transformada Integral Generalizada indicada por Cotta (1993), para se resolver analiticamente este problema de transferência de calor, temos que fazer uso do problema auxiliar de autovalor:

$$\frac{d^2 \Psi_i(\mu_i, X)}{dX^2} + \mu_i^2 \Psi_i(\mu_i, X) = 0, \quad 0 < X < 1, \tag{6.a}$$

$$\frac{d \Psi_i(\mu_i, X)}{dX} = 0, \quad X = 0 \tag{6.b}$$

$$\frac{d \Psi_i(\mu_i, X)}{dX} + Bi \Psi_i(\mu_i, X) = 0, \quad X = 1 \tag{6.c}$$

O problema auxiliar de autovalor acima tem solução clássica, através do método da separação de variáveis do tipo:  $\Psi_i(\mu_i, X) = \cos(\mu_i X)$  com os autovalores obtidos a partir da solução da equação transcendental.

$$Bi \cos(\mu_i) - \mu_i \sin(\mu_i) = 0 \quad (6.d)$$

Onde  $i$  é a ordem do autovalor e da autofunção.

O par transformada integral definido para este problema é dado por:

$$\bar{f}_i(\tau) = \frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 \Psi_i(\mu_i, X) \Theta^*(X, \tau) dX \quad \text{Transformada} \quad (7.a)$$

$$\Theta^*(X, \tau) = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{\Psi_i(\mu_i, X) \bar{f}_i(\tau)}{N_i^{1/2}} \quad \text{Inversa} \quad (7.b)$$

Utilizando-se os operadores  $\frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 \Psi_i(\mu_i, X) dX$  no problema principal e

$\frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 \Theta^*(X, \tau) dX$  no problema auxiliar, e após as manipulações matemáticas, obtemos a equação diferencial ordinária na forma transformada da distribuição de temperaturas e a transformada da condição inicial, dadas pelas equações abaixo:

$$\frac{d\bar{f}_i(\tau)}{d\tau} = D_i \Theta^*(1, \tau) - \sum_{j=1}^{\infty} A_{ij} \bar{f}_j(\tau) + \sum_{j=1}^{\infty} B_{ij} \bar{f}_j(\tau) \quad (8.a)$$

onde a condição inicial transformada, e os coeficientes da eq. (8.a) são dados por:

$$\bar{f}_i(0) = \frac{Bi \Psi_i(\mu_i, X)}{\mu_i^2 N_i^{1/2}} \quad D_i = \frac{Bi \Psi_i(\mu_i, 1) \alpha^*(1)}{N_i^{1/2} K^*(1)} \quad (8.b-c)$$

$$A_{ij} = \int_0^1 \frac{\Psi_i'(\mu_i, X) \Psi_j'(\mu_j, X)}{(N_i N_j)^{1/2}} dX \quad B_{ij} = \int_0^1 \frac{B \Psi_i'(\mu_i, X) \Psi_j'(\mu_j, X) \Theta(X, \tau)}{(N_i N_j)^{1/2}} dX \quad (8.d-e)$$

onde o número 1 nas equações acima indica que a função é tomada na parede.

O problema acima foi resolvido utilizando um código computacional na linguagem FORTRAN 90, usando a subrotina para problema de valor inicial DIVPAG (IMSL, 1989).

A tensão térmica adimensional,  $\sigma^*$ , para uma placa infinita unidimensional, segundo Timoshenko & Goodier (1970), é dada por:

$$\sigma^*(X) = \Theta^*(\tau)_{\text{med}} - \Theta^*(X, \tau) \quad (9)$$

A temperatura média na placa pode ser calculada a partir da distribuição de temperatura da seguinte forma:

$$\Theta^*(\tau)_{\text{med}} = \int_0^1 \Theta^*(X, \tau) dX \quad (10)$$

A tensão  $\sigma^*$  é adimensionalizada na forma  $\sigma_f / [\gamma E \Delta T]$ , onde  $\sigma_f$  é a resistência à fratura,  $\gamma$  é o coeficiente de expansão térmica,  $E$  é o módulo de Young's e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura no teste do choque térmico. A tensão térmica máxima é gerada no centro do corpo no aquecimento rápido e na superfície no resfriamento rápido.

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados são apresentados abaixo e a análise é feita quanto a qualidade obtida em termos de convergência e confiabilidade para uma análise ampliada e com o controle dos parâmetros que influenciam as tensões térmicas. A tabela 1 mostra a convergência dos resultados obtidos para a tensão térmica adimensional nos testes do resfriamento rápido nos quais as propriedades térmicas, condutividade e difusividade, do material foram consideradas constantes ( com os coeficientes  $A = 0$  e  $B = 0$ ), representando uma situação clássica de um problema de condução transiente de calor. Nesta tabela podemos observar que o número de equações necessárias para convergência da solução é menor que o apresentado por Diniz, Silva, *et al.* (1999). Isso ocorre devido ao fato de que o problema auxiliar de autovalor representa melhor o problema principal.

Tabela 1: Convergência da tensão térmica,  $\sigma^*$ , no aquecimento rápido para  $A = 0$  e  $B = 0$ , e Biot = 5.

$\tau$	$\sigma^*$ NC=10	$\sigma^*$ NC=20	$\sigma^*$ NC=30	$\sigma^*$ NC=40	$\sigma^*$ NC=50
0.08	0.4380	0.4383	0.4381	0.4382	0.4383
0.10	0.4371	0.4372	0.4372	0.4372	0.4371
0.12	0.4323	0.4324	0.4323	0.4324	0.4324
0.14	0.4251	0.4251	0.4251	0.4251	0.4251
0.16	0.4162	0.4163	0.4163	0.4163	0.4163
0.18	0.4065	0.4065	0.4065	0.4065	0.4065
0.20	0.3962	0.3961	0.3962	0.3962	0.3961

A figura 1 mostra a distribuição de temperatura para diferentes números de Fourier em função do comprimento adimensional, considerando as propriedades do material constantes ( $A = 0$ ,  $B = 0$ ). A tensão térmica máxima no resfriamento rápido ocorre quando a diferença entre a temperatura média do corpo e a temperatura na superfície torna-se máxima à medida que se varia o tempo do teste. Neste caso o gradiente máximo é atingido quando  $t = 5$  s e assume o valor de 4.359372922668424E-001.

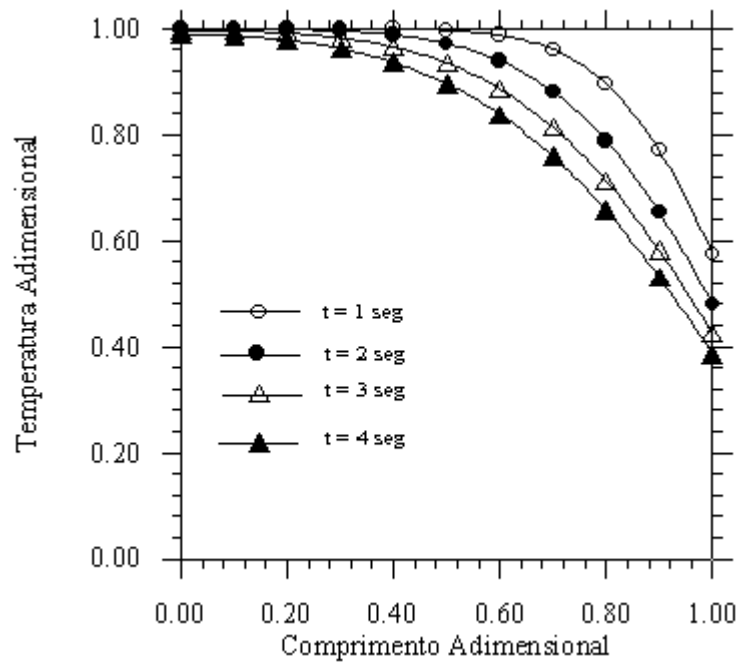


Figura 1: Distribuição da temperatura adimensional com o comprimento adimensional no resfriamento rápido para diferentes números de Fourier, propriedades térmicas constantes ( $A = 0$ ,  $B = 0$ ) e  $Biot = 4$ .

A figura 2 mostra a influência do número de Biot na distribuição de temperatura na qual ocorre as tensões térmicas máximas para o caso do resfriamento rápido com as propriedades térmicas, condutividade e difusividade constantes. A medida que o valor do Biot aumenta, o gradiente máximo de temperatura é maior e o tempo para ocorrência deste fenômeno é menor. Este fato pode ser observado através de cada curva, visto que, para uma mesma variação no comprimento adimensional, provoca gradientes térmicos maiores para curvas com números de Biot maior. Além disto, pode-se perceber que, neste caso, a mudança de temperatura na parede é mais brusca para número de Biot mais elevado.

A figura 3 mostra o comportamento das tensões térmicas geradas na superfície da amostra, durante os testes do choque térmico. Neste caso observa-se que o tempo para a ocorrência da tensão máxima diminui com o aumento do coeficiente da difusividade térmica,  $B = 5$ , tendo o coeficiente da condutividade menor influência. A situação mais crítica ocorre quando  $A = 0$  e  $B = 5$ , uma vez que a onda de calor se dissipa rapidamente apresentando um pico em um menor intervalo de tempo.

Na figura 4 podem ser observadas as tensões térmicas máximas atingidas por uma amostra de material cerâmico quando submetido a um teste de aquecimento em função do número de Fourier e diferentes coeficientes de temperatura  $A$  e  $B$ . Neste tipo de teste as tensões térmicas máximas  $\sigma_{max}^*$ , são atingidas no centro da amostra. Como pode ser observado pelas curvas obtidas os valores dos gradientes máximos de temperatura são aproximadamente metade do valor determinado no resfriamento, enquanto o intervalo de tempo necessário para atingir a máxima tensão térmica aumenta.

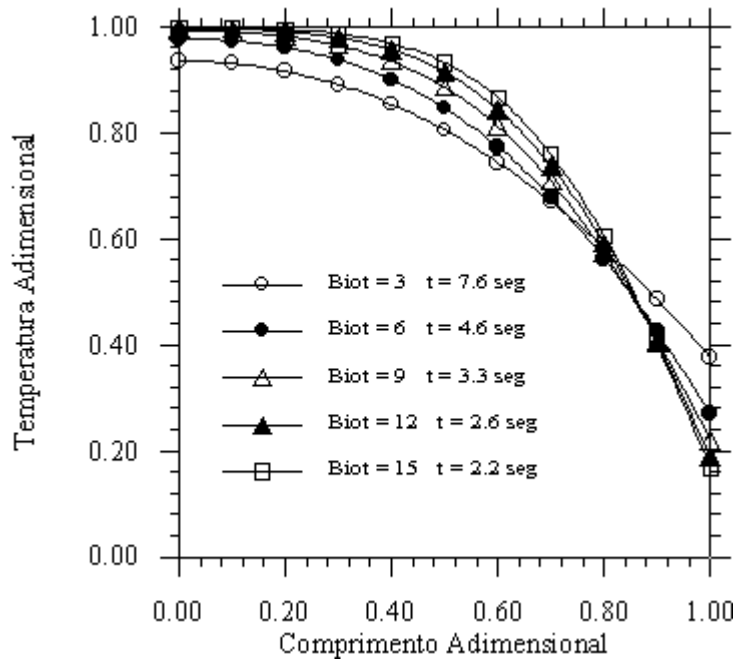


Figura 2: Distribuição de temperatura adimensional no caso do resfriamento rápido para diferentes números de Fourier e Biot.

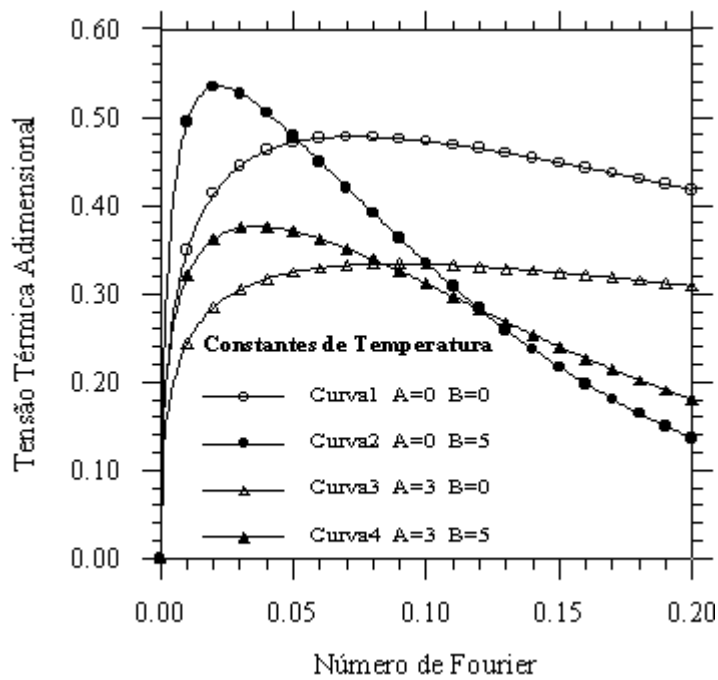


Figura 3: Variação da tensão térmica com o número de Fourier no resfriamento rápido, para o número de Biot = 5.



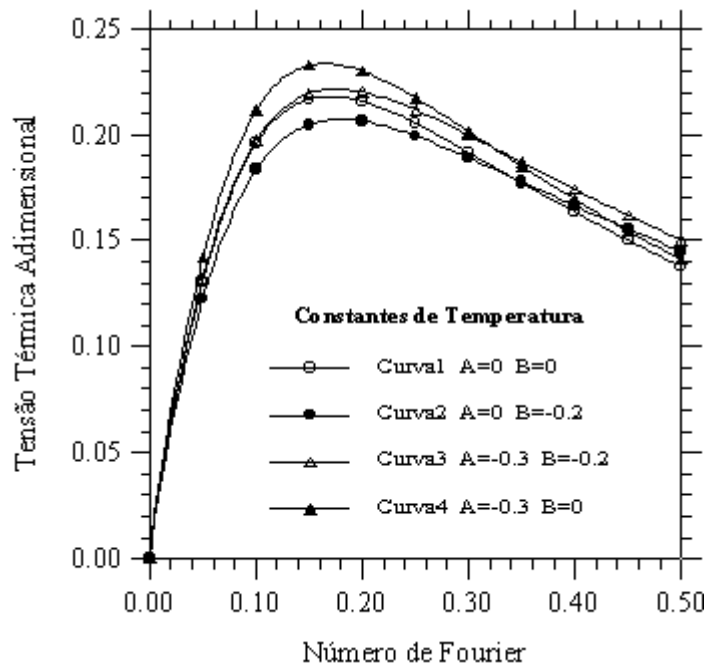


Figura 4: Variação da tensão térmica no centro com o número de Fourier no aquecimento rápido, para o número de Biot = 5.

#### 4. CONCLUSÕES

A técnica da transformada integral foi utilizada na análise das tensões térmicas em materiais cerâmicos, levando-se em consideração a variação de suas propriedades térmicas com a temperatura. Resultados de referência são obtidos, uma vez que o método permite a manipulação analítica e oferece soluções explícitas para a distribuição de temperatura com controle automático do erro global. Convergência para quatro algarismos significativo é alcançada para um menor número de termos na série em função da homogeneização da condição de contorno na parede. Em relação á física do processo, observa-se que a tensão gerada no aquecimento rápido é aproximadamente metade da obtida no resfriamento rápido.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cotta, R. M., 1993, Integral transforms in computational heat and flow, CRC Press, Inc., Boca Raton, Flórida.
- IMSL Library, Houston, Texas, 1989.
- T. Nishikawa, T. Gao, M. Hibi & M. Takatsu, 1994, Heat transmission during thermal shock testing of ceramics, Journal of Materials Science, Vol. 29, pp. 213-217.
- T. Nishikawa, T. Mizui, M. Takatsu & Y. Mizutani, 1995, Effect of the temperature dependence of thermal properties on the shock tests of ceramics, Journal of Materials Science, Vol. 30, pp. 5013-5019.
- S. P. Timoshenko & J. N. Goodier, 1970, Theory of Elasticity, Mcgraw Hill, New York.
- Silva, M. G.da; Diniz, L. da S.; Santos, C. A. C.; Belo, F. A.; 1999; Análise das Tensões Térmicas em Cerâmicas via Técnica da Transformada Integral Generalizada; XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM.

#### AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro das agências CNPq/CAPES.

## ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TÉRMICO DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO OPERANDO NA VERTICAL

**Marco Antonio Wanderley Cavalcanti**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, Laboratório de Energia Solar, Cx. P. 5115, 59051-970, João Pessoa, PB, Brasil.

E-mail: cavalcanti@les.ufpb.br

**Valérie Sartre**

**Monique Lallemand**

CETHIL - Equipe Energétique et Thermique, UPRES A CNRS 5008, INSA de Lyon, France

E-mail: sartre@cethil.insa-lyon.fr e m.lal@cethil.insa-lyon.fr

### Resumo

Este trabalho apresenta um estudo experimental sobre o desempenho térmico de um termossifão bifásico fechado, cilíndrico, em cobre, usando o R113 como fluido de trabalho, com nível de enchimento correspondente a 100% do volume do evaporador e operando na posição vertical. Quatro temperaturas de funcionamento são investigadas (60, 70, 80 e 90 °C) e a potência fornecida ao evaporador varia entre 600 e 2200 W. Visando testar o dispositivo sob condições mais realistas de funcionamento, onde as condições de resfriamento permanecem constante, uma série de experimentos foi realizada para a mesma faixa de potência, fixando-se a vazão de água de resfriamento no condensador. Os desempenhos térmicos do condensador e do evaporador são analisados pela avaliação dos coeficientes de transferência de calor em função da potência térmica. Finalmente, o desempenho global do dispositivo é analisado com base na avaliação da resistência térmica global.

**Palavras-chave:** termossifão bifásico, condensação, resistência térmica, estudo experimental

### 1. INTRODUÇÃO

O termossifão bifásico ou tubo de calor assistido por gravidade é um dispositivo de transferência de calor com certas aplicações que concernem o resfriamento de equipamentos elétricos e eletrônicos, aplicações solares, trocadores de calor, em especial aqueles destinados à recuperação de calor, entre outras (Lallemand *et al.*, 1991; Behnia e Morrison, 1991; Gross e Hahne, 1985), sendo portanto, de grande importância na utilização racional da energia em processos industriais. Esse dispositivo compõe-se de um recipiente fechado, que confina um fluido em equilíbrio líquido-vapor. Um processo de evaporação-condensação entre uma fonte quente e outra fria permite transferir fluxos térmicos de vários kW/cm<sup>2</sup> com uma pequena diferença de temperatura e a níveis de temperatura bastante variados. O calor fornecido na parte inferior do tubo (evaporador) provoca a evaporação do líquido. O vapor desloca-se para a parte mais elevada e mais fria do tubo (condensador) onde se condensa. O condensado retorna ao evaporador por gravidade. Três fenômenos físicos estão envolvidos no termossifão: transferência de calor por ebulição no evaporador, condensação em filme no condensador, escoamento anular em contracorrente líquido-vapor na seção adiabática. Quando o termossifão é usado em sistemas embarcados, eles devem operar sob diversos fatores

adversos, especialmente várias inclinações. A inclinação tem influência sobre o desempenho térmico e limites de funcionamento de um termossifão. Uma revisão sobre os estudos concernentes à inclinação é apresentada por Cavalcanti *et al.* (1998) e resultados experimentais do desempenho de um termossifão operando em posição inclinada são fornecidos por Cavalcanti *et al.* (1999).

Este trabalho tem o objetivo de estudar experimentalmente o desempenho térmico de um termossifão bifásico fechado, cilíndrico, do tipo Cu-R113, operando na posição vertical.

## 2. MONTAGEM E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O dispositivo experimental, do presente estudo, é um tubo cilíndrico em cobre, fixado em um suporte articulado onde é possível modificar a inclinação entre 8° e 90° em relação à horizontal. Suas características geométricas são apresentadas na tabela 1.

Tabela 1. Características geométricas do termossifão

Comprimento do evaporador, $l_E$ (m)	0,20
Comprimento da zona adiabática, $l_A$ (m)	0,33
Comprimento do condensador, $l_C$ (m)	0,37
Diâmetro interno do tubo, $d$ (m)	0,04
Diâmetro externo do tubo, $D$ (m)	0,05
Inclinação, $\beta$ (grau)	8 a 90

O calor é fornecido ao evaporador através de duas resistências elétricas de 1250 W cada. A potência elétrica, regulável por um varivolt, varia de 0 a 2500 W, o que corresponde a uma densidade de fluxo máximo de 10 W/cm<sup>2</sup> no evaporador.

A potência térmica transferida para o fluido de trabalho é extraída no condensador pela água de resfriamento que circula num espaço anular formado por uma carcaça envolvente, concêntrica ao condensador. Para assegurar uma distribuição uniforme da água de resfriamento, a entrada da carcaça tem a forma de uma espiral. Um tubo lateral transparente, montado paralelamente ao termossifão, permite medir o nível de enchimento do evaporador. Duas válvulas possibilitam a conexão do termossifão a uma bomba de vácuo e ao dispositivo de enchimento de fluido. O conjunto do termossifão é isolado termicamente.

A instrumentação do dispositivo experimental consiste de várias sondas de medidas, para a determinação do desempenho do termossifão. Um esquema da instrumentação é apresentada na figura 1.

As temperaturas medidas referem-se às paredes do evaporador e do condensador (internas e externas), ao fluido (líquido e vapor) e à água de resfriamento (entrada e saída). No evaporador utilizou-se termopares do tipo J, sendo os demais do tipo K. Os termopares foram aferidos e apresentam uma incerteza de 0,5 °C. A pressão do vapor é medida com um sensor piezo-resistivo, para uma faixa de medidas entre 0 e 6 bar e a sua precisão é de 0,25 %. Um medidor de vazão a turbina, ligado a um registrador através de um conversor de frequência em corrente elétrica, registra a vazão volumétrica de água de resfriamento, numa faixa de 0 a 3,167 x 10<sup>-4</sup> m<sup>3</sup>/s. O instrumento tem uma precisão de 0,5 %. A medida de potência elétrica fornecida ao evaporador é conhecida através das medidas da intensidade de corrente e da tensão no circuito de alimentação. Dois multímetros são utilizados, com incertezas sobre as medidas, de 1,5 % e 1 % respectivamente. As medidas que concernem a temperatura, a vazão e a pressão são coletadas em um registrador de 32 canais. Antes da montagem do termossifão, todas as peças são limpas seguindo o procedimento recomendado por Chi (1976). Em seguida, as peças são montadas, a vedação é verificada por um teste a nitrogênio, seguido da

utilização de uma bomba de vácuo para atingir uma pressão de  $10^{-3}$  mbar. Finalmente, procede-se ao enchimento do termosifão com o fluido de trabalho. Após o enchimento do tubo, executa-se um processo de degasagem do fluido. O fluido testado é o R113 e o nível de enchimento (a frio) correspondente a 100 % do volume interno do evaporador.

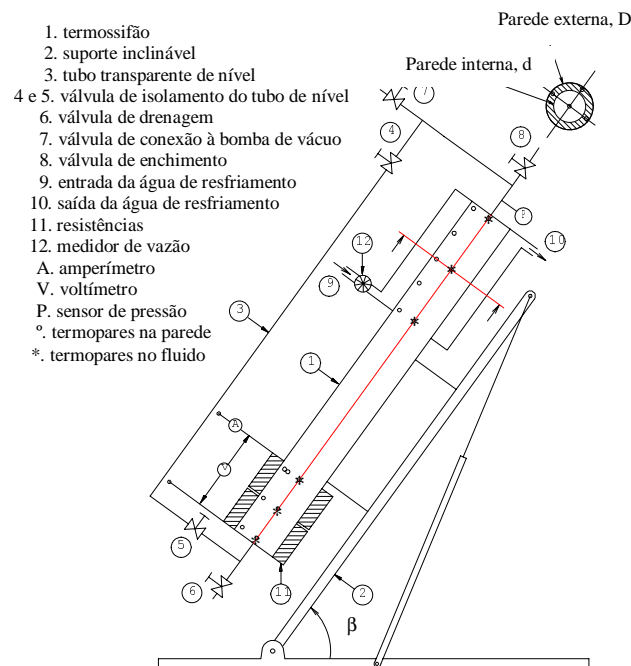


Figura 1 – Esquema do dispositivo experimental e da instrumentação

Cada série de experimento é realizada com o termosifão posicionado verticalmente ( $\beta = 90^\circ$ ), à temperatura de funcionamento  $T_{sat}$  constante e potência imposta no evaporador com valores compreendidos entre 600 e 2200 W. Para cada  $T_{sat}$ , a série é iniciada à potência mais baixa, sendo gradativamente elevada em degraus de 100 W até a potência máxima de teste. A vazão de água de resfriamento é regulada para manter a estabilidade de  $T_{sat}$ . Os valores das grandezas que permitem avaliar o desempenho do termosifão são registrados quando o regime permanente é alcançado. A flutuação máxima permitida para a estabilidade de  $T_{sat}$  entre um experimento e outro é de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ .

### 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E ANÁLISE

Foram efetuados dois tipos de experimentos com o termosifão posicionado a  $90^\circ$ . O primeiro ocorreu à temperatura de funcionamento constante, onde quatro temperaturas foram estudadas ( $60^\circ\text{C}$ ,  $70^\circ\text{C}$ ,  $80^\circ\text{C}$  e  $90^\circ\text{C}$ ). O segundo foi realizado à vazão volumétrica de água de resfriamento constante e igual a  $41\text{ cm}^3/\text{s}$ .

A potência térmica  $\dot{Q}_C$  extraída no condensador é calculada a partir das medidas da vazão mássica  $\dot{m}_e$  e da diferença de temperatura da água  $\Delta T_e = T_{e2} - T_{e1}$  entre a entrada e a saída do trocador de calor de resfriamento:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_e c_{pe} \Delta T_e \quad (1)$$

onde  $c_{pe}$  representa o calor específico a pressão constante da água de resfriamento.

Da potência térmica  $\dot{Q}_C$ , da diferença de temperatura média logarítmica  $\Delta T_{ln}$  e da área interna do condensador  $S_C$ , deduz-se o coeficiente global de transferência de calor do condensador  $K_C$ :

$$K_C = \frac{\dot{Q}_C}{S_C \Delta T_{ln}} \quad (2)$$

$$\text{sendo, } \Delta T_{ln} = \Delta T_e / \ln \left( \frac{(T_{sat} - T_{e1})}{(T_{sat} - T_{e2})} \right).$$

O coeficiente externo médio de transferência de calor  $h_e$  é deduzido do número de Nusselt  $Nu_e$ , do diâmetro hidráulico  $D_h$  e da condutividade térmica  $\lambda_e$  pela relação:

$$h_e = Nu_e \frac{\lambda_e}{D_h} \quad (3)$$

Duas correlações para o número de Nusselt foram identificadas experimentalmente para o protótipo, em função do número de Graetz  $Gz$ , sendo  $Gz = Re Pr \frac{D_h}{2 l_C}$ :

$$Nu_e = 7,494 Gz^{0,243}, \text{ para } Gz \leq 40 \quad \text{e} \quad Nu_e = 2,813 Gz^{0,515}, \text{ para } Gz > 40 \quad (4)$$

O coeficiente de transferência de calor de condensação  $h_C$  é calculado a partir dos valores do coeficiente global de transferência de calor no condensador, do coeficiente externo  $h_e$  e da resistência térmica da parede:

$$h_C = \left[ \frac{1}{K_C} - \frac{d}{D h_e} - \frac{D \ln(D/d)}{2 \lambda_p} \right]^{-1} \quad (5)$$

O coeficiente médio de transferência de calor em ebulição  $h_E$  é calculado a partir do fluxo de calor imposto no evaporador  $\dot{q}_E$  e da diferença entre a temperatura média da parede interna  $T_{Ep}$  e a temperatura média do líquido  $T_{El}$  no evaporador. As temperaturas médias da parede e do líquido correspondem às médias aritméticas das medidas de temperatura no evaporador (posição dos termopares mostrada na fig. 1). A superfície interna do evaporador  $S_E$  é tomada igual à superfície aquecida, ou seja  $251,3 \text{ cm}^2$ . O coeficiente  $h_E$  é dado por:

$$h_E = \frac{\dot{Q}_E}{S_E (T_{Ep} - T_{El})} \quad (6)$$

Para caracterizar o desempenho do termossifão, avalia-se a resistência térmica global. Como a potência é imposta no evaporador, esta resistência é avaliada a partir das temperaturas das paredes. Desprezando-se a condução axial na parede e a resistência térmica do vapor, a resistência térmica global  $R_{th}$  do termossifão é a soma das resistências térmicas internas do termossifão, cujas principais contribuições são as de ebulição e de condensação:

$$R_{th} = \frac{1}{h_C S_C} + \frac{1}{h_E S_E} \quad (7)$$

Pode-se também, calcular a resistência térmica global a partir da potência térmica e das temperaturas de parede internas no evaporador e no condensador:

$$R_{th} = \frac{(T_{Ep} - T_{Cp})}{\dot{Q}} \quad (8)$$

### 3.1 Desempenho do condensador

A evolução do coeficiente de transferência de calor de condensação  $h_C$  é representada na figura 2, em função da potência, parametrada em valores de  $T_{sat}$ . Para todas as temperaturas de funcionamento, as curvas da evolução de  $h_C$  apresentam um mínimo. Este mínimo, que corresponde a cerca de  $700 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , desloca-se em direção às fortes potências quando  $T_{sat}$  aumenta. Para analisar esse mínimo, foi verificada a evolução do coeficiente de transferência de calor adimensional  $h^*$ , definido em Collier e Thome (1994), em função do número de Reynolds calculado na base do filme de condensado, parametrada em valores de  $T_{sat}$ .

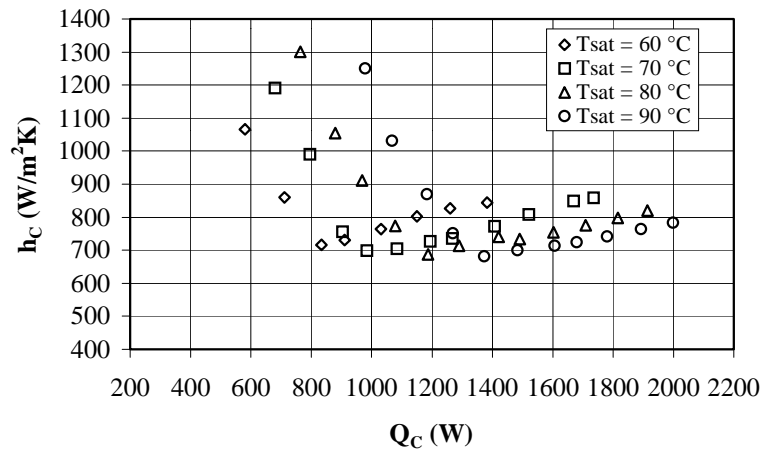


Figura 2- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor do filme em função da potência; R113;  $\gamma = 1,0$ ;  $\beta = 90^\circ$ ;  $T_{sat} = 60$  a  $90$  °C.

As curvas apresentaram a mesma forma daquelas da figura 2, sendo o mínimo deslocado em direção a valores mais elevados de  $Re_C$  quando  $T_{sat}$  aumenta. As curvas são comparáveis com aquelas apresentadas por Collier e Thome (1994), que representam os resultados de Dukler que considerou a influência da turbulência. A existência de um mínimo traduz a mudança do regime de escoamento do filme de condensado que torna-se turbulento para fortes valores do número de Reynolds. Os resultados de Dukler mostram que o mínimo se desloca em direção de números de Reynolds tanto mais elevados quanto menores sejam os números de Prandtl. Em nossos resultados, o aumento da temperatura de saturação tem como consequência a diminuição do número de Prandtl. O mínimo desloca-se em direção aos números de Reynolds mais elevados quando a temperatura de funcionamento aumenta.

A existência de um mínimo também foi observado para a evolução de  $K_C$ . Esse mínimo, de aproximadamente  $440 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , desloca-se em direção às fortes potências quando  $T_{sat}$  aumenta. O coeficiente externo de transferência de calor  $h_e$  aumenta continuamente com a potência, enquanto o coeficiente de transferência de calor de condensação passa por um mínimo. A superposição de dois efeitos opostos, lado externo e lado interno, explica a evolução de  $K_C$ , que para potências menores é governado pela preponderância da resistência térmica do filme de condensado.

### 3.2 Desempenho do evaporador

A influência de  $T_{sat}$  sobre o coeficiente médio de transferência de calor em ebulição  $h_E$  é apresentada na figura 3. Essas curvas apresentam comportamento similar àquelas apresentadas por Cavalcanti *et al.* (1999) para o termossifão operando inclinado a  $45^\circ$ . À mesma potência, as trocas térmicas no evaporador são melhores para uma pressão de funcionamento elevada, como foi mostrado por Bonjour e Lallemand (1995). O aumento da pressão provoca uma variação nas propriedades do fluido que acarreta uma redução do diâmetro de desprendimento das bolhas, uma ativação dos sítios de menor tamanho e um aumento da frequência de desprendimento das bolhas. A influência da pressão é mais importante em ebulição do que em convecção natural, onde as curvas são mais próximas umas das outras. À pressão constante, o coeficiente  $h_E$  aumenta com a elevação da potência.

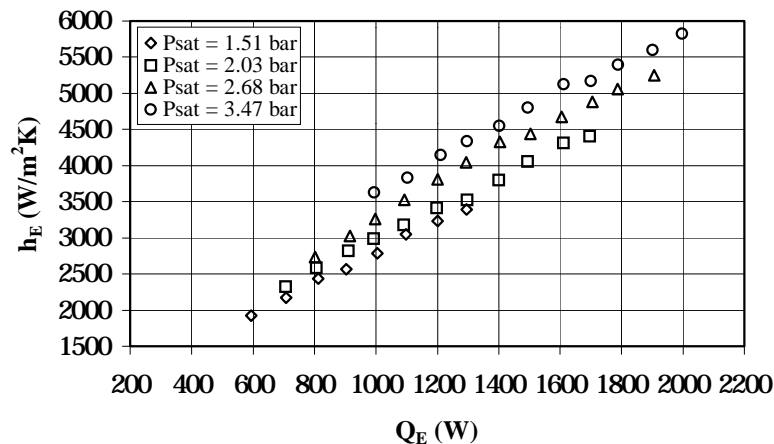


Figura 3- Evolução do coeficiente médio de transferência de calor em ebulição em função da potência; R113;  $\gamma = 1,0$ ;  $\beta = 90^\circ$ ;  $T_{sat} = 60$  a  $90^\circ C$ .

### 3.3 Desempenho global do termossifão

Para estudar a influência da temperatura de funcionamento no desempenho global do termossifão, avalia-se a resistência térmica global  $R_{th}$ . A evolução da resistência térmica global em função de  $(T_{Ep}-T_{Cp})$ , mostrada na figura 4, parametrada em  $T_{sat}$ , apresenta um máximo para temperaturas de saturação elevadas. Quando a temperatura de saturação diminui, esse máximo se desloca em direção a valores menores de  $(T_{Ep}-T_{Cp})$ . Para explicar esta evolução, analisa-se aquelas das resistências térmicas no condensador  $R_{thC}$  e no evaporador  $R_{thE}$ . Da evolução do coeficiente médio em ebulição,  $R_{thE}$  diminui continuamente com o aumento da potência ou da temperatura de funcionamento. Da evolução do coeficiente de condensação,  $R_{thC}$  passa por um máximo, deslocado em direção às potências mais elevadas à medida em que  $T_{sat}$  aumenta. Para potências menores, a evolução da resistência global do termossifão é imposta por  $R_{thC}$  que é mais elevado do que  $R_{thE}$  até a passagem pelo máximo.

### 3.4 Desempenho do termossifão a vazão constante de água de resfriamento

Com a finalidade de estudar o desempenho do termossifão operando sob condições reais de funcionamento, foi realizada uma série de testes a vazão constante de água de resfriamento. Esta série de testes foi limitada a 1900 W, a fim de não atingir uma temperatura muito elevada nas resistências de aquecimento e a vazão regulada em  $41 \text{ cm}^3/\text{s}$ .

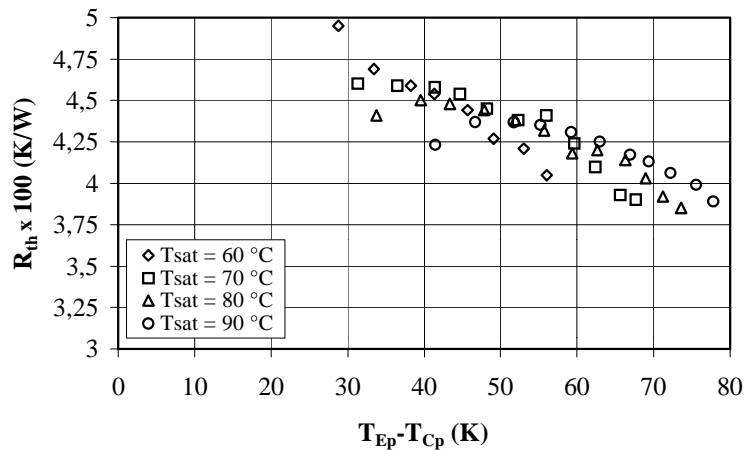


Figura 4 - Evolução da resistência térmica global em função da potência;  
R113;  $\gamma = 1,0$ ;  $\beta = 90^\circ$ ;  $T_{sat} = 60$  a  $90^\circ C$ .

Para esses testes, os coeficientes de transferência de calor no condensador variam pouco com o aumento da potência. O coeficiente  $h_e$  não evolue, pois a vazão de água de resfriamento é constante. No evaporador,  $h_E$  aumenta com a potência devido ao aumento da pressão de saturação  $P_{sat}$  e a temperatura de saturação varia quase linearmente com o aumento da potência. A evolução da resistência térmica global em função de  $(T_{Ep} - T_{Cp})$  é apresentada na figura 5.  $R_{th}$  diminui continuamente com o aumento da diferença de temperatura de parede entre o evaporador e o condensador. Para esta série de testes a  $\dot{V}_e$  constante, o aumento de  $(T_{Ep} - T_{Cp})$  é devido à elevação da temperatura de funcionamento com a potência.

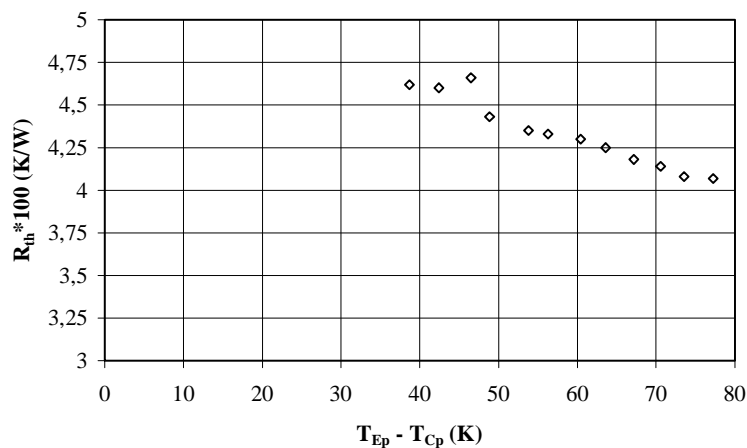


Figura 5- Evolução da resistência térmica global em função da diferença de temperatura da parede do evaporador e do condensador;

$$R113; \gamma = 1,0; \beta = 90^\circ; \dot{V}_e = 41 \text{ cm}^3 / \text{s}.$$

### 3. CONCLUSÃO

O desempenho térmico de um termostato bifásico fechado, cilíndrico, do tipo Cu-R113, operando na posição vertical, foi investigada experimentalmente, para quatro temperaturas de funcionamento (60, 70, 80 e 90 °C) e potência fornecida ao evaporador variando entre 600 e 2200 W. Também foram realizados testes com o dispositivo funcionando sob condições de



resfriamento constantes. Foram apresentadas curvas das evoluções dos coeficientes de transferência de calor no condensador e no evaporador, em função da potência, assim como aquelas relativas à resistência térmica global do termossifão. Dos resultados obtidos, verifica-se que a resistência térmica global do termossifão diminui com o aumento da potência ou da temperatura de funcionamento, e que a sua evolução, para potências menores, é imposta por aquela do condensador.

### Reconhecimento

Os autores reconhecem o apoio recebido do CNPq, através do Processo N° 200.480/92-8, que permitiu o desenvolvimento da pesquisa, da qual este trabalho é parte integrante.

### 3. REFERÊNCIAS

- Behnia, M. & Morrison, G.L., 1991, “An experimental investigation of inclined open thermosyphons”, *Solar Energy*, vol. 47, n. 4, pp. 313-326.
- Bonjour, J. & Lallemand, M., 1995, “Influence de la pression et du confinement sur les transferts thermiques au cours de l'ébullition convective naturelle”, *Revue Générale de Thermique*, Tome 34, N° 407, pp. 667-677.
- Cavalcanti, M. A. W., Sartre, V. & Lallemand, M., 1998, “Determinação da inclinação ótima de um termossifão bifásico - Estudo experimental”, *Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste*, ABCM, Outubro 27-30, Fortaleza, Brasil, vol. 3, pp. 371-378.
- Cavalcanti, M. A. W., Sartre, V. & Lallemand, M., 1999, “Desempenho de um termossifão bifásico operando em inclinação ótima - Estudo experimental”, *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, ABCM, Águas de Lindóia, Brasil, em CD.
- Chi, S. W., 1976, “Heat pipe - Theory and practice : A sourcebook”. New York : McGraw-Hill Book Company. Series in Thermal and Fluids Engineering. Editors : Hartnett, J.P. et Irvine, T.F.Jr. - Washington : Hemisphere Publishing Corporation.
- Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, “Convective boiling and condensation”. Oxford : Clarendon Press, ISBN 0-19-856282-9, 596 p.
- Gross, U. & Hahne, E., 1985, “Heat transfer in a two-phase thermosyphon operating with a fluid in the near critical state”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 28, n. 3, pp. 589-601.
- Lallemand, M. Jomard, T. & Sartre, V., 1991, “Refroidissement de composants électroniques de puissance par thermosiphon diphasique”, *Journée d'Etudes du 27 novembre 1991 sur les Echangeurs à Changement de Phase*, Société Française de Thermiciens, 12 p.

# ESTUDO HIDRODINÂMICO DE UMA PELÍCULA LÍQUIDA DESCENDENTE EM PLACA PLANA

*Padilha, A.; Scalon, V.L. e Scaloppe, J.H<sup>1</sup>*  
*Depto. de Engenharia Mecânica, FE-UNESP/Bauru*  
*Caixa Postal 473, CEP: 17.033-360, Bauru (SP)*

## Resumo

Este trabalho estuda o comportamento hidrodinâmico de uma película líquida descendente na região de entrada de uma placa plana para várias inclinações em relação à horizontal. Para a formação da película líquida foi desenvolvido e otimizado um distribuidor de líquido para uma placa plana. Os ensaios com tal equipamento permitiram a obtenção de dados experimentais, sobre o comprimento de entrada hidrodinâmico do filme de líquido, e a comparação destes resultados com resultados teóricos, obtidos a partir de equações empíricas disponíveis na literatura. Com a placa posicionada em várias inclinações em relação à horizontal e o escoamento plenamente desenvolvido, foi inserido, na saída do distribuidor, uma gota de óleo com corante que não se difunde em água. A posição da gota, em relação ao tempo, foi registrada por uma câmara fotográfica na razão de 5 fotos por segundo. Assim, através das fotos, obteve-se as posições da gota em uma escala fixada ao longo do canal e a velocidade média para cada inclinação da placa e, conseqüentemente, determinado o comprimento de entrada hidrodinâmico experimental. Para cada vazão, com os parâmetros geométricos medidos diretamente na placa, obteve-se o número de Reynolds e o comprimento de entrada teórico.

**Palavras-chave:** comprimento de entrada, distribuidor de líquido, filme descendente.

## 1. INTRODUÇÃO

O escoamento de película líquida descendente é freqüentemente empregado em equipamentos industriais tais como paredes úmidas de colunas de destilação, absorvedores de gás, vários tipos de refrigeradores, condensadores e umidificadores, encontrando sua principal aplicação em trocadores de calor e massa. A vantagem desse tipo de dispositivo é a grande superfície de contato do filme de líquido em circulação, que possibilita altas taxas de transferência de calor e massa, para uma pequena vazão de líquido. Devido a esta grande utilização tem-se realizado um considerável número de estudos sobre o escoamento de películas líquidas nos últimos anos, todos com aplicações, praticamente diretas, em diferentes tipos de dispositivos, incluindo estudos sobre distintas geometrias e regimes de escoamento.

Desta série de trabalhos publicados destaca-se o trabalho desenvolvido por Bandelier (1997), onde são apresentados recentes desenvolvimentos sobre trocadores de calor compactos, principalmente aqueles utilizando película descendente. Uma série de trabalhos envolvendo película descendente, em geometria cilíndrica, pode ser encontrado tanto na área de simulação numérica (He *et. al.*, 1998), como na área experimental (Alhusseini *et. al.*,

---

<sup>1</sup> *Email dos Autores:* padilha@bauru.unesp.br e scalon@bauru.unesp.br

1998). Outra geometria, com significativo número de estudos e objeto deste trabalho, é a película descendente em placas planas. Esta geometria tem aplicação em uma série de dispositivos, inclusive trocadores de calor para coletor solar, como o desenvolvido por Song *et. al.*, (1999).

Este trabalho, por sua vez, visa o estudo do comportamento hidrodinâmico de uma película líquida descendente na região de entrada de uma placa plana para várias inclinações em relação à horizontal. Para a formação da película líquida foi desenvolvido e otimizado um distribuidor de líquido para uma placa plana. Os resultados experimentais obtidos da região de entrada hidrodinâmica, tais como velocidade limite e espessura da película de líquido serão comparados com os resultados teóricos das equações empíricas.

## 2. SOLUÇÃO ANALÍTICA DO PROBLEMA

Como já foi discutido, problemas deste tipo envolvem uma elevada complexidade e a sua caracterização depende de uma série de propriedades físicas e relações expressas através de adimensionais. As propriedades do filme podem depender dos números de Reynolds, Weber e Froude, um adimensional da tensão de cisalhamento na interface e várias relações geométricas. A caracterização do regime de escoamento é melhor representada pelo número de Reynolds que é definido como:

$$Re = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu}, \quad (1)$$

sendo a vazão mássica por unidade de largura do canal ( $\Gamma$ ) dada por:

$$\Gamma = \frac{Q \cdot \rho}{w} \quad (2)$$

Alguns autores admitem a definição de  $1/4$  do segundo membro da equação (1). Em geral, como afirmou Fulford (1964), “um fluxo laminar liso ocorre apenas depois da zona de aceleração para pequenos valores de  $Re$ , da ordem de  $10$ ”. O comprimento de entrada desta região, entretanto, é da ordem de poucos centímetros. Para valores de  $Re$ , no intervalo de  $25$  a  $1000$ , pequenas ondas de forma senoidal regular aparecem na superfície livre. A onda senoidal regular é destruída no interior das ondas maiores, que distorcem a frente da onda, e gradualmente passa para região de ondas turbulentas. Na região de ondas turbulentas distúrbios superficiais (tipo gravidade) predominam, mas o filme base é ainda laminar. Há uma tendência da superfície de ondas emergirem e formar uma grande onda secundária chamada de ressalto hidráulico. Dessa maneira, de acordo com o tipo de distribuidor usado, a vazão e o comprimento da placa empregada, podem aparecer diferentes regimes de escoamento. A hidrodinâmica desses diferentes regimes de fluxo tem uma influência marcante na taxa de transferência de calor e massa. Outro tema muito estudado é o fluxo de filme na região de entrada e, principalmente, os diferentes distribuidores de líquidos, tais como: abertura horizontal, por transbordamento, tipo cone com abertura anular, transbordamento livre, abertura de prato paralelo e outros citados anteriormente. Em geral, as duas equações dimensionais para a camada limite são estabelecidas com as condições limite apropriadas. Fulford (1964), apresentou uma equação para o cálculo do comprimento de entrada adimensional  $Xe^*$ , para um fluxo laminar, dada por:

$$Xe^* = Xe \cdot \left( \frac{g \cdot \text{sen} \beta}{3 \cdot \gamma} \right)^{1/3} = 0,67 \cdot \left( \frac{\Gamma}{\mu} \right)^{4/3} \quad (3)$$

O aparecimento de ondas após o comprimento de entrada, ou seja, após atingir o escoamento laminar plenamente desenvolvido, implica no cálculo de um segundo comprimento de entrada ( $\mathbf{Xe}_w^*$ ), que pode ser definido como o comprimento acima do qual ocorre a formação das referidas ondas e  $\mathbf{Xe}^* < \mathbf{Xe}_w^*$ . Além disso esses autores mostraram que, em geral, para  $Re$  iguais, os comprimentos de entrada são maiores para líquidos menos viscosos devido ao aumento proporcional da taxa de vazão. Entretanto para mesma vazão o comprimento de entrada é menor para líquidos mais viscosos. De uma forma geral, o comprimento de entrada aumenta com o aumento de  $Re$ . Para a determinação dos resultados teóricos do comprimento de entrada  $\mathbf{Xe}$  obtidos neste trabalho, será utilizada a equação (3) rearranjada da seguinte forma:

$$Xe = \frac{0,67 \cdot \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)^{\frac{4}{3}}}{\left(\frac{g \cdot \cos \beta}{3 \cdot \gamma^2}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (4)$$

Determinado o comprimento de entrada é realizado um balanço de forças sobre um elemento diferencial do filme para a determinação de alguns parâmetros importantes, tais como, a velocidade local no interior do filme, que pode ser obtida admitindo-se um perfil parabólico, em função das condições de contorno e é dada por:

$$V = \frac{\rho \cdot g \cdot \delta^2}{2 \cdot \mu} \cdot \left(1 - \frac{x}{\delta}\right)^2 \quad (5)$$

e a velocidade média do filme, que pode ser obtida a partir da integração da equação (5) resultando em:

$$V_m = \frac{\rho \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \cos \beta}{3 \cdot \mu} \quad (6)$$

Dessa maneira pode-se calcular a vazão volumétrica, como sendo:

$$Q = V_m \cdot A = \frac{\rho \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \cos \beta}{3 \cdot \mu} \cdot w \cdot \delta \quad (7)$$

Explicitando a espessura do filme ( $\delta$ ), na equação (7), tem-se:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot Q \cdot \mu}{\rho \cdot g \cdot w \cdot \cos \beta}} \quad (8)$$

A variável  $\Gamma$ , por sua vez, pode ser calculada a partir da equação (6) e é expressa por:

$$\Gamma = \rho \cdot \delta \cdot V_m = \frac{\delta^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{3 \cdot \mu} \quad (9)$$

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

O aparato experimental utilizado nos ensaios, como mostrado na figura (1), constitui-se basicamente por uma placa de vidro de 1,80 m de comprimento, com 2 abas laterais de 3 cm de altura, sobre as quais são fixadas escalas graduadas em milímetros, de maneira a formar o canal central de largura de 15 cm, por onde escoa a película de água em regime laminar. O canal é apoiado em uma estrutura de madeira, articulado na base através de um eixo de aço, de maneira a variar o seu ângulo de inclinação. Um reservatório de 2 litros de capacidade é fixado na extremidade superior da placa, com uma abertura paralela à extremidade superior da placa, para vazão do filme de água. Uma válvula manual controla a vazão d'água desejada no escoamento.

A válvula é aberta para uma determinada vazão e por transbordamento a água escoar pelo canal formando uma película de água na superfície da placa plana. Dessa maneira o nível do reservatório permanece constante e o escoamento entra em regime laminar, com um número de Reynolds variando entre 100 e 1000.

A placa é então colocada na inclinação desejada e uma gota de corante, que não se difunde na água, é injetada na extremidade superior da placa, ao mesmo tempo em que uma câmara fotográfica registrou a posição da gota ao longo da placa, a uma razão de 5 fotos por segundo. A espessura da película de água foi obtida, tomando-se a medida diretamente no escoamento utilizando a haste de profundidade de um paquímetro. Os possíveis erros de paralaxe foram desprezados já que a película de líquido estava em contato direto com a escala. A perturbação no escoamento laminar, devido às pequenas dimensões da haste do paquímetro foi praticamente imperceptível. O ensaio foi repetido para várias vazões e diferentes ângulos de inclinações.



**Figura 1.** Aparato experimental.

A posição da gota em cada instante foi lida diretamente na escala em cada foto. A câmara fotográfica utilizada, disparou automaticamente 5 fotos por segundo e assim, o intervalo de tempo entre uma foto e outra é de 0,2 segundos. Dessa maneira determinou-se a velocidade média da gota em cada intervalo percorrido, ou seja:

$$V_{gota} = \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (10)$$

O comprimento de entrada é o espaço percorrido pelo escoamento até que este atinja um perfil de velocidade constante, ou seja, a velocidade limite. A análise das velocidades do escoamento, obtidas a cada intervalo de tempo, permite determinar o referido comprimento de entrada experimental e sua precisão dependeu da velocidade da câmara fotográfica.

#### 4. RESULTADOS

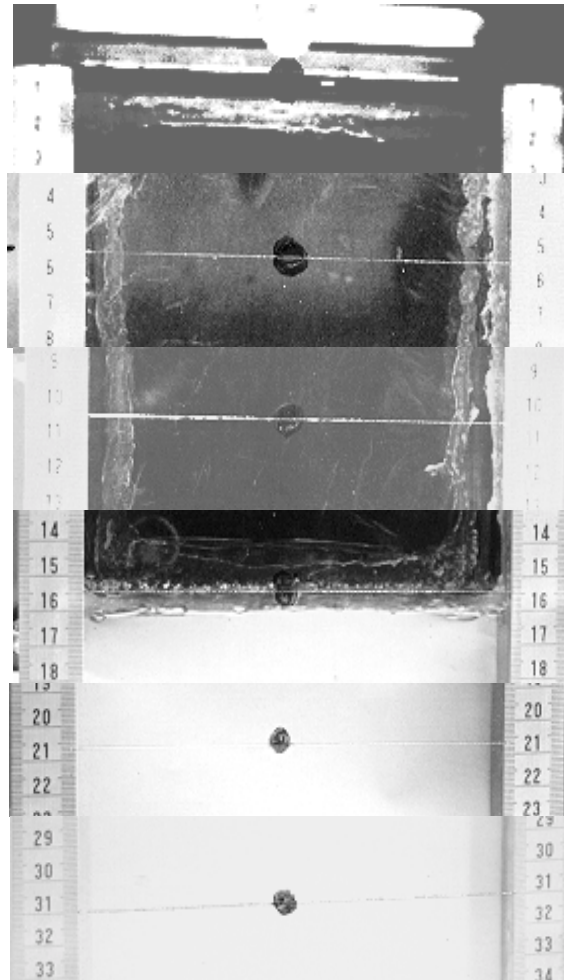
Utilizando-se do referido procedimento foram realizados diversos ensaios em diferentes condições de inclinação da placa e fluxo de massa (vazão). O procedimento experimental, como já foi descrito anteriormente, dependeu da sequência de fotos obtidas, as quais permitiram avaliar a evolução da velocidade de uma gotícula de corante ao longo da placa. Uma sequência de fotos obtidas, mostrando escalas métricas fixadas nas abas laterais da placa, é apresentada na figura (2), como um exemplo para as condições do ensaio 1.

Uma série de resultados experimentais obtidos foram comparados aos resultados teóricos. Estes resultados foram resumidos e são mostrados na tabela (1), de acordo com a inclinação da placa e o fluxo de massa.

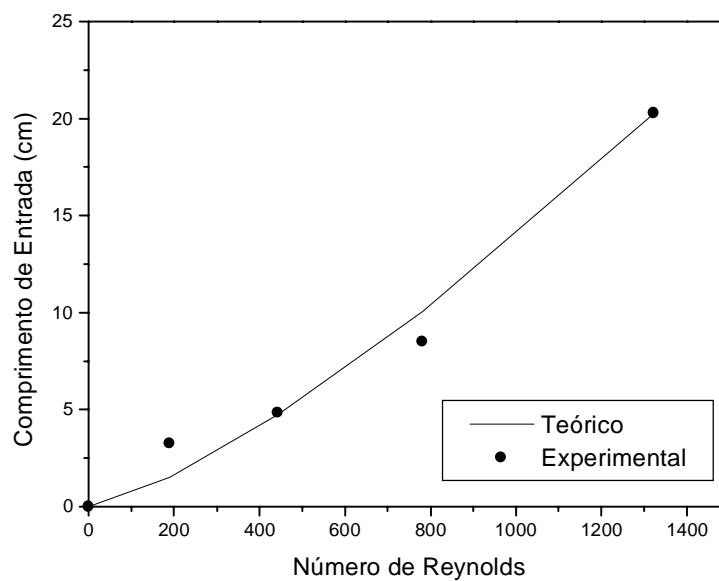
A boa concordância obtida entre os resultados teóricos e experimentais, dos ensaios (2) a (5), são também comparados graficamente como mostrados nas figuras (3) e (4). A figuras (3) apresenta os valores teóricos e experimentais para o comprimento de entrada na placa, ou seja, o comprimento percorrido pela gotícula de corante até que sua velocidade torne-se constante, ou seja, se desenvolva plenamente. É possível notar, através da análise dos gráficos pequenas discrepâncias entre os resultados e que, nada mais são, do que consequências de erros inerentes a medidas experimentais, já que considerou-se o intervalo de tempo ( $\Delta t=0,2s$ ) ainda muito grande.

**Tabela 1.** Resultados teóricos e experimentais dos 6 ensaios realizados.

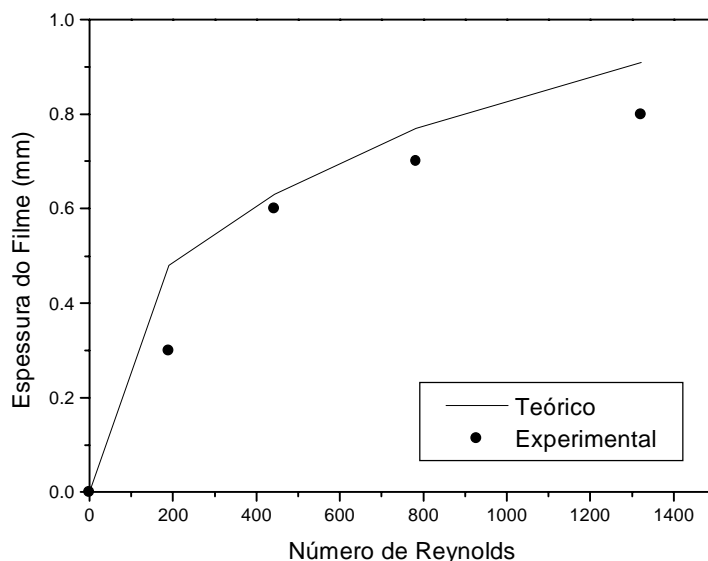
Ensaio n°	$\beta$ [°]	$Q$ [l/s]	$w$ [cm]	$\Gamma$ [kg/m.s]	Re	Experimental		Teórico	
						$Xe$	$\delta$	$Xe$	$\delta$
1	3	0,022	15	0,148	665,8	13,21	0,87	10,4	0,92
2	6	0,00212	5	0,042	190,6	3,65	0,3	1,5	0,48
3	6	0,00494	5	0,099	443,9	4,85	0,6	4,73	0,63
4	6	0,0087	5	0,174	781,6	7,2	0,7	10,1	0,77
5	6	0,0147	5	0,294	1321,9	20,2	0,8	20,2	0,91
6	10	0,00494	5	0,099	443,9	2,7	0,4	3,18	0,43



**Figura 2.** Sequência de fotos mostrando em detalhes a gota de corante e sua posição ao longo do escoamento para 6 instantes de tempo.



**Figura 3.** Variação do comprimento de entrada hidrodinâmico teórico e experimental em função do número de Reynolds.



**Figura 4.** Variação da espessura do filme teórica e experimental em função do número de Reynolds.

Na figura (4) são apresentadas algumas discrepâncias entre os resultados experimentais e teóricos para a espessura do filme de líquido. Este desvio se justifica, da mesma forma que no caso anterior, pelos erros inerentes a medidas. Entretanto, é importante enfatizar que o referido desvio também é devido, em parte, ao aumento do número de Reynolds. Isto se deve ao afastamento das hipóteses originalmente adotadas, ou seja, para o regime laminar, quando da elaboração do modelo teórico.

## 5. CONCLUSÕES

Este experimento mostrou a viabilidade do procedimento adotado para a obtenção de dados a respeito do desenvolvimento hidrodinâmico de película descendente. Entretanto, a experiência mostrou também que estes resultados podem ainda melhorar, desde que alterados alguns procedimentos. A principal alteração seria, sem dúvida, obter uma maior taxa de fotos por segundo e, conseqüentemente, um menor intervalo de tempo entre uma foto e outra. Este procedimento, por si só, implicaria a uma maior precisão dos resultados obtidos. Estudos nesta direção já estão sendo realizados.

## NOMENCLATURA

<p><math>Q</math> – vazão volumétrica [<math>m^3/s</math>]  <math>Re</math> – número de Reynolds  <math>V</math> – velocidade [<math>m/s</math>]  <math>X_e</math> – comprimento de entrada [<math>m</math>]  <math>w</math> – largura do canal [<math>m</math>]</p> <p><b>Subscritos</b>  <math>m</math> – média  <math>gota</math> – relativo ao corante</p>	<p><b>Letras gregas</b></p> <p><math>\beta</math> - Inclinação da placa em relação à horizontal  <math>\delta</math> - espessura do filme de líquido [<math>m</math>].  <math>\gamma</math> - peso específico [<math>N/m^3</math>]  <math>\Gamma</math> - fluxo mássico por unidade de largura do canal [<math>kg/m</math>]  <math>\mu</math> - viscosidade dinâmica [<math>kg/m\ s</math>]  <math>\rho</math> - densidade [<math>kg/m^3</math>]</p>
--	--



## REFERÊNCIAS

- Alhousseini, A.A., Tuzla, K. e Chen, J.C., 1998, Falling film evaporation of a single component liquids, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v. 12, p. 1623-132.
- Bandelier, P., 1997, Improvement of multifunctional heat exchangers applied in industrial processes, *Applied Thermal Engineering*, v. 17, pp. 777-788
- Bird, R. B., Stewart, W. E. e Lightfoot, E. N., 1960, *Transport Phenomena*, John Wiley & Sons, Inc.
- Fulford, G. D., 1964, *Handbook of Heat and Mass Transfer, vol 2: Mass Transfer and Reactor Design*, Editor Nicholas P. Cheremisinoff..
- He, S., Na, P., Li, J. e Jackson, J.D., 1998, Combined heat and mass transfer in a uniformly heated vertical tube with water falling film, *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, v. 19, p. 401-417.
- Song, B., Inaba, H., Horibe, A. e Ozaki, K., 1999, Heat, mass and momentum transfer of a water film flowing down a tilted plate exposed to solar irradiation, *Int. J. of Thermal Science*, v. 38, p. 384-397.

# PREVISÃO SIMPLIFICADA DO CONSUMO DE ENERGIA DE UM FREEZER COMERCIAL PARA REFRIGERAÇÃO DE ALIMENTOS

**Fernando Newton Raimundo Jr.**

**João Manoel Dias Pimenta**

**Ursula Guerra Ferreira**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, Bloco 1M, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [raimundo@mecânica.ufu.br](mailto:raimundo@mecânica.ufu.br)

## Resumo

Apresentam-se resultados preliminares de uma metodologia para previsão teórica do consumo energético de um *freezer* comercial para a conservação e exposição de produtos alimentícios (carnes) para venda ao consumidor final. Os cálculos do consumo energético foram efetuados considerando: operação contínua/desligamento noturno, estação climática, carga variável/constante, operação em resfriamento/congelamento, temperatura ambiente, etc. Foram considerados quatro tipos de alimentos para os quais calcularam-se propriedades térmicas, tempo de resfriamento/congelamento, bem como a carga térmica em jogo. Entre os objetivos, pretende-se verificar a influência do desligamento noturno do *freezer*, sobre o consumo energético global do equipamento.

**Palavras-chave:** Refrigeração, Alimentos, Energia, Supermercados.

## 1. INTRODUÇÃO

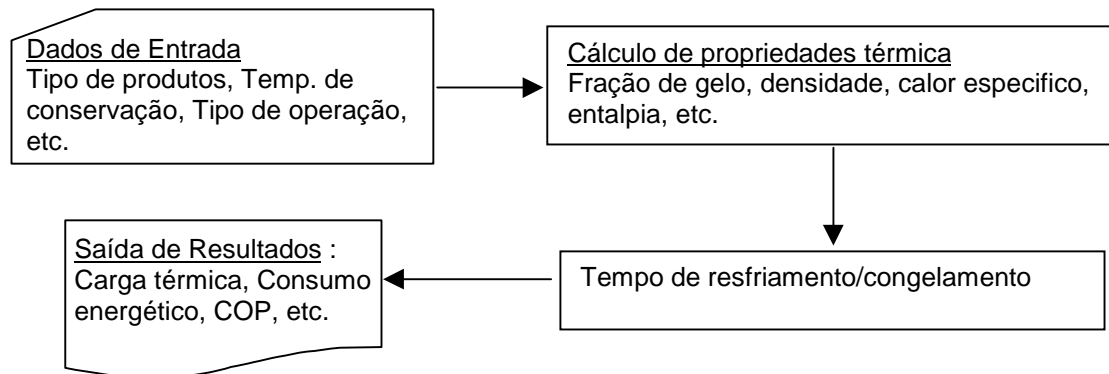
A motivação inicial do presente trabalho origina-se na solicitação de uma grande indústria frigorífica nacional especializada no abate, produção e comercialização de carnes, com relação a questão consumo energético vs. qualidade do alimento. A empresa em questão, tem recebido reclamações frequentes por parte do consumidor final com relação as condições de conservação inadequadas de certos itens de sua linha de produtos.

Uma investigação prévia por parte da empresa, revelou que o problema situava-se na etapa final da cadeia de frio, mais precisamente nos freezers localizados nos pontos de venda ao consumidor final em supermercados. Com efeito, verificou-se ser prática comum o desligamento tanto dos freezers quanto do sistema de ar condicionado em supermercados durante o período noturno quando o estabelecimento encontra-se fechado, visando reduzir o valor da fatura mensal paga a concessionária de energia elétrica.

Entretanto, ao mesmo tempo que a economia de energia esperada com o desligamento do freezer não foi demonstrada, não comprovando portanto a redução do consumo esperada, reclamações quanto a qualidade do produto resfriado/congelado, como dito antes tornaram-se frequentes levando a crer que o desligamento do freezer durante a noite é o fator responsável direto pela degradação do produto.

Afim de considerar a questão, estudou-se um modelo típico de freezer comercial vertical do tipo aberto para exposição de produtos congelados e resfriados, implementando-se um programa computacional para a previsão teórica da performance energética do equipamento

em diferentes condições de operação. A figura 1 ilustra de forma bastante simplificada as principais etapas consideradas.



**Figura 1:** Fluxograma simplificado das etapas para previsão teórica do consumo energético do freezer.

## 2. CÁLCULO DE PROPRIEDADES TÉRMICAS

As propriedades térmicas dos alimentos devem ser conhecidas quando se deseja realizar cálculos de transferência de calor em equipamentos de refrigeração, e para a determinação dos tempos de refrigeração e congelamento. Uma vez que estas propriedades dependem diretamente da composição do alimento e da temperatura, é praticamente impossível obtê-las tabeladas para todas as condições e composições. Entretanto é possível dispor dos dados de composição dos alimentos através de várias fontes da literatura (ASHRAE, 1993). A tabela 1 apresenta os dados para os alimentos considerados no presente trabalho

**Tabela 1.** Dados característicos dos produtos considerados.

	$X_{wo}$	$X_p$	$X_f$	$X_c$	$X_{fb}$	$X_a$	$t_{if}$	$c_a$	$c_b$
Bacon	31.6	8.66	57.54	0.09	0.0	2.13	- 2.0	2.09	1.26
Presunto cozido s/ osso	72.6	19.55	7.14	0.0	0.0	1.02	-2.2	2.90	1.46
Salsicha tipo Frankfurt	53.9	11.28	29.15	2.55	0.0	3.15	-1.7	3.60	2.35
Cortes de frango	66.0	18.60	15.06	0.0	0.0	0.79	-2.8	3.31	1.55

onde,

$X_{wo}$	conteúdo em água do produto (%);	$X_c$	conteúdo em carboidratos (%);
$X_p$	conteúdo em proteínas (%);	$X_{fb}$	conteúdo em fibras (%);
$X_f$	conteúdo em gorduras (%);	$X_a$	conteúdo em cinzas (%);
$t_{if}$	temperatura de início de congelamento [ °C];		
$c_a$	calor específico do produto acima do ponto de congelamento [kJ/kg K];		
$c_b$	calor específico do produto abaixo do ponto de congelamento [kJ/kg K];		

Com base nessa informação, pode-se empregar equações adequadas ao cálculo das propriedades termofísicas de alimentos. Em seguida são feitos alguns comentários com relação ao cálculo de propriedades termofísicas de alimentos adotados neste trabalho, baseado nos métodos disponíveis na literatura (ASHRAE, 1993)

Para o cálculo da *densidade* é necessário o conhecimento da porosidade do alimento, da fração mássica e da densidade de cada constituinte do alimento. Como os produtos em estudo (carnes) não tem a forma granular, a porosidade é considerada nula.

O *calor específico* é importante no cálculo da carga térmica de refrigeração associada ao congelamento ou resfriamento do produto. Acima do ponto de congelamento (alimentos resfriados) o calor específico torna-se um pouco menor quando a temperatura varia de 0°C para 20°C. Abaixo do ponto de congelamento há um grande decréscimo do calor específico quando a temperatura diminui.

O calor específico dos alimentos acima do ponto inicial de congelamento, pode ser obtido pela média dos calores específicos de seus componentes. Abaixo do ponto inicial de congelamento, o calor sensível devido a mudança de temperatura e o calor latente devido a fusão da água devem ser considerados. Como o calor latente não é determinado para uma temperatura constante, mas para uma faixa de temperatura, um calor específico aparente deve ser calculado para caracterizar os efeitos dos dois calores, latente e sensível.

Vários modelos foram desenvolvidos para calcular o calor específico aparente, sendo neste trabalho considerado aquele proposto por Chen (1985).

A mudança de *entalpia* de um alimento permite estimar a energia que deve ser adicionada ou removida para efetuar a mudança de temperatura desejada. Acima do ponto de congelamento, a entalpia consiste apenas do calor sensível, enquanto que abaixo do ponto de congelamento a entalpia engloba os calores sensível e latente. Geralmente a entalpia é obtida da definição do calor específico à pressão constante, que pode ser integrada com respeito à temperatura.

Para produtos acima de seus respectivos pontos iniciais de congelamento, usou-se o método proposto por Chen (1985), enquanto que para produtos congelados (abaixo do ponto inicial de congelamento) utilizou-se método simplificado do mesmo autor.

A *condutividade térmica* de um alimento depende de sua composição, temperatura e estrutura. Existem mais de um método para calcular a condutividade térmica dos alimentos, sendo que o aqui considerado foi o modelo perpendicular, baseado em analogia com a resistência elétrica conforme Choi e Okos (1986).

Os valores usados no cálculo da *difusividade térmica*, como a densidade, a condutividade e o calor específico, são aqueles determinados segundo os métodos descritos anteriormente.

Com relação ao *coeficiente de transferência de calor* “*h*”, embora não sendo uma propriedade do produto alimentício, seu cálculo é essencial para a análise da transferência de calor convectiva envolvida. Sua determinação baseia-se na conhecida “lei de resfriamento de Newton”.

Como se sabe, o valor de “*h*” entre o produto e o ar no espaço refrigerado depende de parâmetros tais como: velocidade do fluido, geometria, textura, embalagem, etc. A circulação do ar dentro do freezer aumenta o valor de “*h*”, uniformiza a temperatura, e intensifica a evaporação da água do produto, impedindo a elevação da umidade na superfície dos gêneros alimentícios, que criaria condições favoráveis a multiplicação de bactérias.

Na maioria das aplicações “*h*” é determinado experimentalmente, sendo em geral obtidas correlações do tipo  $Nu = f(Pr, Re)$ , representando a relação funcional entre os conhecidos números adimensionais de Nusselt (*Nu*), Prandtl (*Pr*) e Reynolds (*Re*). No presente trabalho porém, foram consideradas correlações do tipo  $Nu = f(Re)$ , disponíveis para cada produto.

### 3. TEMPOS DE RESFRIAMENTO E CONGELAMENTO

Para que um alimento congele, primeiramente é necessário reduzir a temperatura até o respectivo ponto inicial de congelamento. Até este ponto, somente calor sensível é removido, não havendo mudança de fase nem congelamento do produto. O tempo necessário para atingir o ponto inicial de congelamento, é denominado tempo de resfriamento, sendo influenciado pela razão entre a resistência externa e a resistência interna à transferência de calor, razão esta conhecida como número de Biot.

Diferentes metodologias voltadas para o cálculo do *tempo de resfriamento* encontram-se disponíveis na literatura. No presente trabalho, foi considerado o “Método dos fatores  $f$  e  $j$ ” proposto por Cleland (1990), que baseia-se no fato de que os processos de *resfriamento* exibem um comportamento similar, havendo após uma fase de latência, um decréscimo exponencial da temperatura do centro térmico do alimento. Os fatores  $f$  e  $j$  foram calculados segundo métodos de Hayakawa, Villalobos (1989).

É ainda necessário, considerar a forma geométrica do alimento através de um fator de forma. Visto que, a maioria dos alimentos possuem formas irregulares, o presente trabalho considera o método proposto por Smith al. (1968), para o caso de  $Bi \rightarrow \infty$ .

Em linhas gerais, o algoritmo utilizado para a estimativa do tempo de resfriamento, envolveu os seguintes passos :

1. Determinação das propriedades térmicas;
2. Determinação do coeficiente superficial de troca térmica;
3. Determinação do fator de forma;
4. Cálculo do número de Biot.
5. Cálculo dos fatores  $f$  e  $j$  ;
6. Cálculo do tempo de resfriamento.

No caso do cálculo do tempo de *congelamento*, conforme discutido anteriormente, este não é um processo isotérmico, em vez disso, o mesmo ocorre numa determinada faixa de temperatura. A maioria dos métodos desenvolvidos para estimar o tempo de congelamento, o calculam como a soma dos tempos de pré-resfriamento, mudança de fase e subresfriamento. Alguns métodos baseiam-se na equação de Plank, outros numa versão modificada da mesma.

O método de Plank embora bastante difundido, apresenta como inconvenientes o fato de assumir que o congelamento ocorra a uma temperatura constante. Além disso, considera constante a condutividade térmica de alimentos congelados (o que não ocorre na realidade), despreza a remoção de calor sensível até o ponto inicial de congelamento, e é aplicável apenas para geometrias infinitas.

Estudadas estas limitações, Cleland e Earle (1987-a 1987-b) acrescentaram correções para considerar o calor sensível e a variação de temperatura durante o processo de congelamento, propondo equações de regressão para estimativa de parâmetros geométricos para geometrias infinitas. Por sua vez, Hung e Thompson (1983) melhoraram a equação de Plank, desenvolvendo um método alternativo para cálculo do tempo de resfriamento de geometrias tipo “fatias” infinitas, incorporando a mudança de entalpia associada ao processo de congelamento e uma diferença de temperatura relativa ao peso médio.

Em linhas gerais, o algoritmo utilizado para a estimativa do tempo de congelamento adotado considerou os seguintes passos :

1. Determinação das propriedades térmicas do alimento;
2. Determinação da diferença de entalpia e calores específicos;
3. Determinação do coeficiente superficial de troca térmica;
4. Determinação da dimensão característica e razões dimensionais;
5. Cálculo dos números adimensionais de Biot, Plank e Stefan;
6. Cálculo de parâmetros segundo o método de Hung e Thompson;
7. Estimar tempo de congelamento (método de Hung e Thompson ).

#### **4. CARGA TÉRMICA E BALANÇO ENERGETICO**

A carga térmica de cada produto, ou seja, a demanda frigorífica para resfriar ou congelar cada alimento depende das propriedades termofísicas, da temperatura inicial do produto, da temperatura do ar ( $4^{\circ}\text{C}$  p/ resfriamento ou  $-15^{\circ}\text{C}$  p/ congelamento), da massa total a ser

resfriada, entre outros fatores. Para o cálculo da demanda frigorífica utilizou-se a seguinte equação:

$$Q_p = m c_p (T_{ap} - T_{ao}) \quad (1)$$

onde,

$Q_p$	demanda frigorífica da quantidade total de cada produto no freezer	[kJ];
$m$	massa total do produto	[kg];
$c_p$	calor específico do produto	[kJ / kg.K];
$T_{ap}$	temperatura inicial do produto	[°C];
$T_{ao}$	temperatura do ar no freezer, ou temperatura final desejada do produto	[°C].

Para obter a taxa de calor devido a cada alimento, divide-se o valor dado pela Eq. (1), pelo tempo de resfriamento ou congelamento, o que deve corresponder a demanda frigorífica calculada através do coeficiente superficial de troca térmica “ $h$ ”. A taxa de transferência de calor por condução foi desprezada em relação a parcela convectiva, considerando-se :

$$q_p = h A (T_{ap} - T_{ao}) = \frac{m c_p (T_{ap} - T_{ao})}{\theta} \quad (2)$$

sendo,

$q_p$	taxa de calor a ser retirada de cada produto	[kJ/ s = kW]
$h$	coeficiente superficial de troca térmica	[W/ m <sup>2</sup> .K]
$A$	área de troca térmica, correspondente a área total ocupada pelo produto	[m <sup>2</sup> ]
$\theta$	tempo de resfriamento ou congelamento	[s]

Para simular a operação do freezer quando a quantidade de produtos (carga em kg) estivesse variando, foram considerados dados de carga e descarga, baseados em valores estatísticos arbitrários de venda diária de cada produto. Assim, pode-se ter em conta a variação da carga de alimentos no interior do freezer.

A velocidade do ar no interior do freezer, foi considerada constante e correspondente a uma vazão volumétrica da ordem de 0,9 m<sup>3</sup>/s. A variação das propriedades do ar com a temperatura, foi considerada através de expressões adequadas. Para cálculo do número de Reynolds e subsequente aplicação da relação  $Nu = f(Re)$  e cálculo de  $h$ , tomou-se como dimensão característica do problema a altura da prateleira, uma vez que esta foi considerada completamente ocupada pelo produto.

Dados de performance previamente disponíveis, relacionando potência frigorífica  $\dot{Q}_{ev}$  e potência consumida pelo compressor  $\dot{W}_{cp}$  em função das temperaturas de condensação  $T_{cd}$  e de evaporação  $T_{ev}$ , foram usadas no estabelecimento de equações polinomiais do tipo  $\dot{W}_{cp} = f(T_{cd}, T_{ev})$  e  $\dot{Q}_{ev} = f(T_{cd}, T_{ev})$ . Tanto no resfriamento quanto no congelamento, os graus de superaquecimento e subresfriamento foram de 18 K e 8,3 K, respectivamente.

O condensador e o evaporador do freezer são do tipo serpentina aletada, com o refrigerante escoando no interior dos tubos. Dados do fabricante relacionando o coeficiente global de troca térmica do condensador  $UA_{CD}$  e do evaporador  $UA_{EV}$  com os pontos de operação em resfriamento e congelamento, foram considerados para obtenção de relações polinomiais do tipo  $UA_{CD} = f(T_{cd}, T_{ev})$  e  $UA_{EV} = f(T_{cd}, T_{ev})$ .

O ganho de calor do ambiente (supermercado) através de paredes e abertura do freezer, foi calculado tomando-se um coeficiente global de troca térmica entre o freezer e o ambiente, cujo valor aproximado é de 15 W.K<sup>-1</sup>.

Quando o sistema de ar condicionado encontra-se em operação, a temperatura ambiente no interior do supermercado é considerada constante. Por outro lado, quando se opta pelo desligamento noturno do sistema de ar condicionado, deve-se considerar o aumento no tempo da temperatura interior da loja devido a troca de calor com o meio exterior, cujos dados meteorológicos locais foram considerados. Com isto, tem-se em conta a quantidade adicional de energia requerida devido à troca térmica entre o espaço refrigerado e o ambiente.

## 5. SIMULAÇÃO E RESULTADOS OBTIDOS

Deseja-se obter o consumo energético do freezer em condições padrões, e também verificar a influência do desligamento do freezer durante a noite entre outros aspectos.

Para uma implementação preliminar desenvolveu-se um programa específico utilizando o *software* MATLAB 5.0 (Math Works Inc.,1996). Foram considerados quatro produtos, e propostas as opções operacionais indicadas na Tabela 2, a serem especificadas pelo usuário.

**Tabela 2** - Relações das condições operacionais a serem indicadas pelo usuário.

1	Condição de conservação dos produtos: [1] Resfriamento, ou [2] Congelamento;
2	Estação climática: [1] Verão [2] Outono [3] Inverno [4] Primavera
3	Condições de operação do refrigerador: [1] Continua (24 horas /dia) ou [2]Desligado no período noturno (das 23:00 às 05:00 horas);
4	Operação do sistema de ar condicionado local: [1] Continuo (24 horas / dia) ou [2] Desligado no período noturno (das 23:00 às 05:00 horas);
5	Condições de carregamento diário do refrigerador: [1] Constante, ou [2] Variando hora a hora, durante o horário de funcionamento do estabelecimento;
6	Temperatura inicial de cada produto (no momento da carga);
7	Temperatura de resfriamento ou congelamento, desejada para o produto;
8	Carga inicial [kg] de cada produto.

Combinando as condições operacionais, indicadas pelo usuário conforme descrito na tabela anterior, o programa desenvolvido, fornece, entre outros, os seguintes resultados principais :

- Carga térmica [kJ];
- Tempo de resfriamento ou congelamento [h];
- Taxa de transferencia de calor [kW] para cada produto no refrigerador;
- Consumo energético total [kW] do refrigerador;
- Custo em unidades monetárias correntes (R\$) da energia consumida pelo refrigerador, com base na tarifa padrão do kWh praticada pela concessionária

Assim, o usuário pode simular diferentes condições operacionais do refrigerador, e então comparar os resultados afim de saber se as medidas adotadas (ou a adotar) podem ou não resultar numa redução efetiva do consumo energético do sistema de refrigeração. Dadas as limitações de espaço, aqui serão apenas apresentados dois exemplos.

Vamos a seguir ilustrar uma das possíveis condições de operação, entre as variações disponíveis conforme se vê pela Tabela 2. Para as condições de operação do freezer, conforme apresentado na Tabela 3, o programa desenvolvido fornece os resultados apresentados na Tabela 4.

Para esta situação específica de simulação, o custo operacional devido a demanda energética do *freezer* seria de R\$ 30,87/semana, enquanto que para as mesmas condições mas optando-se pelo desligamento do refrigerador entre 23:00 e 05:00 horas, o custo devido ao consumo energético do refrigerador seria de R\$ 32,70/semana.

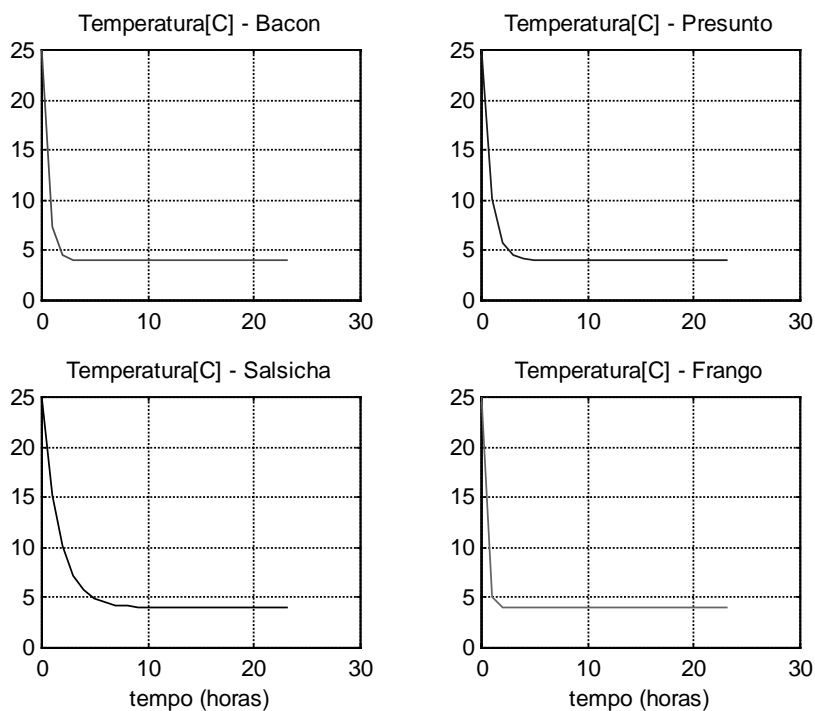
**Tabela 3** – Uma possível combinação das condições de operação do refrigerador:

1	Condição de conservação dos produtos =	[1] Resfriamento
2	Estação Climática =	[1] Verão
3	Condições de operação do refrigerador =	[1] Contínuo (24 horas / dia)
4	Operação do sistema de ar condicionado local =	[1] Contínuo (24 horas / dia)
5	Condições de Carregamento diário do refrigerador =	[1] Constante
6	Temperatura inicial de cada produto =	25 °C (temperatura ambiente)
7	Temperatura de conservação desejada =	4,0 °C
8	Massa inicial [kg] de cada produto:	Bacon = 100 kg Presunto = 150 kg Salsicha = 200 kg Frango = 180 kg

**Tabela 4** - Resultados obtidos para as condições de operação listadas na tabela 3.

Produtos:	Carga Térmica [kJ]	Tempo de Resfriamento (horas)	Taxa de Calor por produto (kW)
Bacon	5635	2.71	0.58
Presunto	11298	2.37	1.32
Salsicha	13214	2.87	1.28
Frango	13037	2.95	1.23
Total	43184	-----	4.41

A figura 2 apresenta um dos gráficos fornecidos pelo programa desenvolvido que representa para o segundo exemplo abordado, curvas de variação da temperatura em função do tempo de resfriamento necessário para que o produto chegue a temperatura de resfriamento de 4 °C, a partir de uma temperatura ambiente inicial de 25 °C.



**Figura 2** - Variação da temperatura de cada produto com o tempo de resfriamento.



## 6. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Considerando-se apenas os dois exemplos apresentados, os resultados da simulação indicam um custo devido ao desligamento do refrigerador no período noturno maior do que quando este encontra-se ligado 24 horas por dia. A diferença obtida foi de R\$7,32/mês no consumo, para os dados considerados na simulação.

Não é no momento possível quantificar a margem de erro implícita nos resultados apresentados, sendo que uma confrontação contra resultados experimentais seria necessária afim de estabelecer tal parâmetro, bem como validar o modelo proposto. Além disso, o presente trabalho consiste numa primeira tentativa de simulação do consumo energético de um freezer comercial, sendo por isso bastante simplificado e, pode-se supor, sujeito a erros consideráveis.

Os dados utilizados, dimensões e capacidade do refrigerador, bem como sua capacidade de armazenamento, utilizados nos dois exemplos apresentados são valores aproximados, que posteriormente poderão ser corrigidos para valores mais próximos à realidade de um supermercado de grande porte, por exemplo.

É portanto necessário analisar passo-a-passo os procedimentos, equações, dados iniciais e simplificações adotados, introduzindo as correções e melhoramentos necessários no programa computacional desenvolvido.

Ainda assim, mesmo com as considerações e aproximações feitas, a metodologia utilizada gerou resultados coerentes. O caso por exemplo da obtenção de um consumo energético menor na operação contínua do freezer do que quando este é desativado durante o período noturno, poderia ser justificada pelo acréscimo de demanda frigorífica que ocorre quando o freezer é re-ligado pela manhã e deve operar a níveis de potência elevados até que o *set-point* seja novamente atingido.

Deve-se ressaltar que os dois exemplos apresentados, consideraram apenas o efeito do desligamento do refrigerador durante as 06 horas do período noturno. Muitas outras condições de operação podem ser analisadas. As variações da temperatura de acordo com a estação do ano, as variações de carga durante o período de funcionamento do supermercado, o ligamento e desligamento do ar condicionado, são condições de operação possíveis de serem analisadas através do programa computacional previamente desenvolvido e que no momento não são possíveis de serem abordadas.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam expressar seus agradecimentos à FAPEMIG – Fundação de Amparo a Pesquisa no Estado de Minas Gerais, pelo apoio prestado no âmbito do convênio Fapemig/Fiemg.

## 8. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1993, “Fundamentals - Handbook”, American Society of Heating Ventilation and Air Conditioning Engineers, SI Edition, Atlanta, USA.
- Chen, C.S., “Thermodynamic analysis of the freezing and thawing of foods: Enthalpy and apparent specific heat.” *Journal of Food Science* 50:1158.
- Choi, Y., and Okos, M.R.,1986, “Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods. “Food Engineering and Process Applications.” Ed. M. LeMaguer and P. Jelen, 1:93-101. London: Elsevier Applied Science Publishers.
- Cleland, A . C. , 1990, “Food refrigeration process: Analysis, design and simulation. London: Elsevier Science Publishers.

- Cleland, D.J. Cleland, A . C. and Earle, R.L., 1987-a, “Prediction of freezing and thawing times for multi-dimensional shapes by simple formulae – Part 1: Regular shapes.” *International Journal of Refrigeration* 10(3): 153-164.
- Cleland, D.J. Cleland, A . C. and Earle, R.L., 1987-a, “Prediction of freezing and thawing times for multi-dimensional shapes by simple formulae – Part 2: Irregular shapes.” *International Journal of Refrigeration* 10(4): 234-240.
- Hayakawa, K. and Villalobos, G. , 1989. “Formulas for estimating Smith et al. Parameters to determine the mass average temperature of irregularly shaped bodies.” *Journal of Food Process Engineering* 11(4): 237-256.
- Hung, Y.C. and Thompson, D.R., 1983, “Freezing time prediction for slab shape foodstuffs by na improved analytical method.” *Journal of foode Science* 48(2): 555-560.
- MATLAB – 5.0 , 1996, *The Language of Technical Computing*, The Math Works Inc.
- Smith, R. E., Nelson, G.L. and Henrickson, R.L., 1968, “Applications of geometry analysis of anomalous shapes to problems in transient heat transfer.” *Transactions of the ASAE* 11(2): 296-302

## POTENTIALITIES OF FUZZY LOGIC CONTROL APPLIED TO SMALL VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEMS

**Oscar S. H. Mendoza**

**Fábio A. Carvajal**

**José A. Tumialán**

**Gustavo Luiz C. M. de Abreu**

Universidade Federal de Uberlândia, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 38400-089, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mails: {[oscarhm](mailto:oscarhm@ufu.br), [fcarvajal](mailto:fcarvajal@ufu.br), [jtumialan](mailto:jtumialan@ufu.br) e [gmanhaes](mailto:gmanhaes@ufu.br)}@mecanica.ufu.br

### Abstract

This work shows the potentialities of fuzzy logic blocks built in Matlab<sup>®</sup> packages in control of electronic expansion valves for small refrigeration systems. The control law, developed using Matlab<sup>®</sup> package, was based on conditions and decision rules freely elaborated by authors. The potentialities of this type of control were verified in a 298 watts, vapor compression refrigeration system, using R134a as working fluid. Supply and exhaust temperatures and pressures at the condenser, evaporator, compressor and expansion valve were monitored by means of a A/D interface card, properly adapted in a PC. It was used a commercial expansion valve properly adapted to be operated by stepper motor, and the control law was developed in order to keep the degree of superheating constant (10 °C). Experimental results show good stability, precision, easy implementation and possibilities of use with multiple variables, beside the facility to change time constant. Performance of this type of control show advantages with respect to conventional thermostatic expansion valves, and the facility to implement the control law show a clear path to increment the use of this control methodology.

**Keywords:** Fuzzy Logic, Control, Refrigeration Systems and Electronic Expansion Valves.

### 1. INTRODUCTION

One of the main goals in refrigeration systems is to keep cooling capacity in evaporators as high as possible, commercially the simplest way to do this is using an on/off compressor control and degree of superheating controlled by expansion valve. These type of controls produces low refrigeration efficiency (Junior *et al.*, 1995) mainly because heat exchangers do not work in optimal conditions (Pederson *et al.*, 1999). Modern control of refrigeration systems deals mainly with control of two parameters “degree of superheating” and “compressor speed”. This paper deals with “degree of superheat” control using the development of a fuzzy logic technique, applied on a semi-electronic expansion valve, (EEV) in order to keep degree of superheating as constant as possible and stable (Fredsted, 1999).

## 2. WHY FUZZY LOGIC CONTROL ?

Most of work found in literature related with fuzzy logic applied to HVAC systems, are at simulation level. Shavit *et al.*, 1999, concentrated in the control loop and performance throughout the HVAC load range, and suggest the use of *PID* control with automatic compensation. One example of this technique is the Adaptive Neural Network *PID* control algorithm developed by Zhou *et al.*, 1999, who made an adaptive control applied to an electronic expansion valve using *PID* control laws, modified in real time to keep degree of superheating constant and concluded that fuzzy logic is highly recommended for real control of EEV used in refrigeration systems.

Our work deals with the operation of a commercial expansion valve properly adapted, using fuzzy logic controls type *PD*, *ID*, with output commands properly *modified* to obtain minimal feedback error ( $<1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) and stable operation within the whole operation range of a small size refrigeration system. The change in signal to valve (actuator) – control output – is based in evaporator gain (EG) change, defined as the relation between the total temperature change, and the change in cooling capacity (CC), the control gain (CG) obtained by change of EG is the signal used to operate the system.

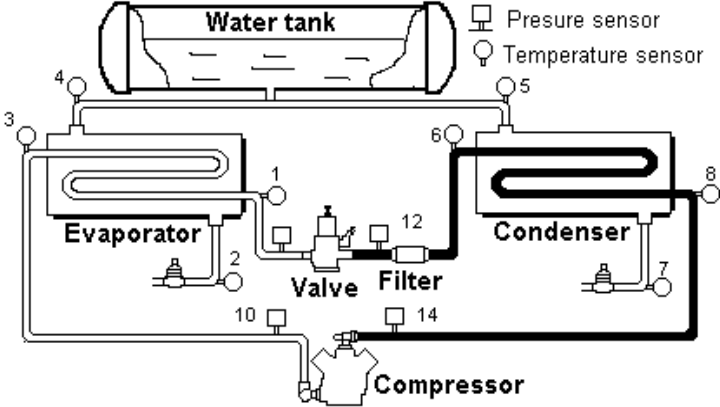


Figure 1. Refrigeration system prototype.

The control was tuned in real time with the refrigeration system in operation, by changing cooling capacity (CC).

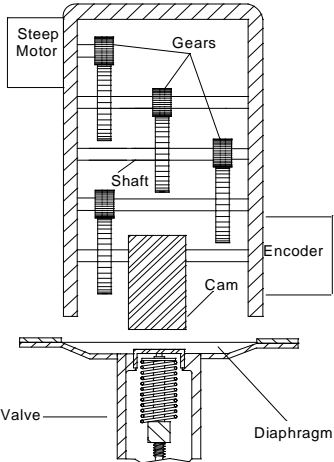


Figure 2. Expansion valve actuator.

It was built a refrigeration system prototype shown in Figure 1, totally instrumented, to operate between  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (evaporator temperature) and  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  (condensation temperature), using annuli type heat exchangers and a hermetic compressor (298 watts), a commercial expansion valve properly adapted to use a mechanic actuator designed by authors as shown in Figure 2.

The fuzzy logic commands use the Mandani interference strategy graphically shown in Figure 3, this strategy is ready to use in fuzzy Matlab<sup>®</sup> packages.

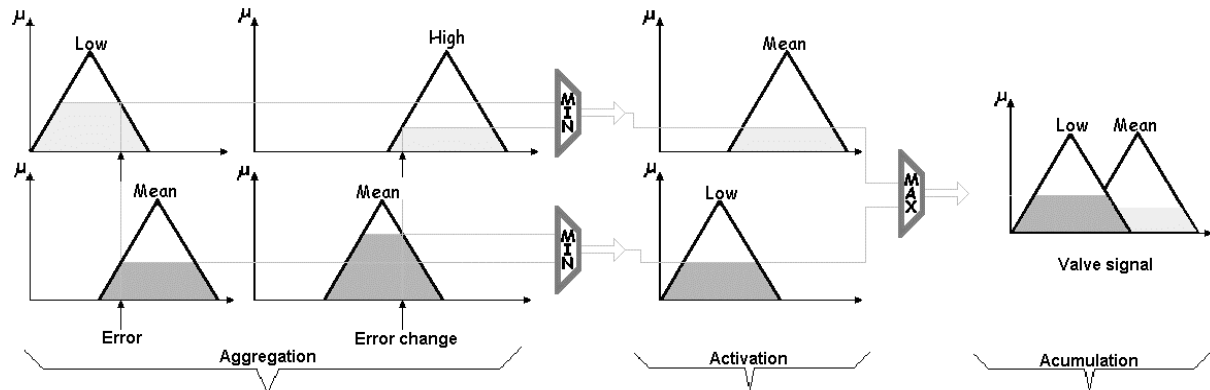


Figure 3. Mandani inference strategy.

## 2. BASIC CONCEPTS OF THE CONTROL

The control used to actuate on the stepper motor shown in Figure 2, is schematically shown in Figure 4 and it is composed of three block.

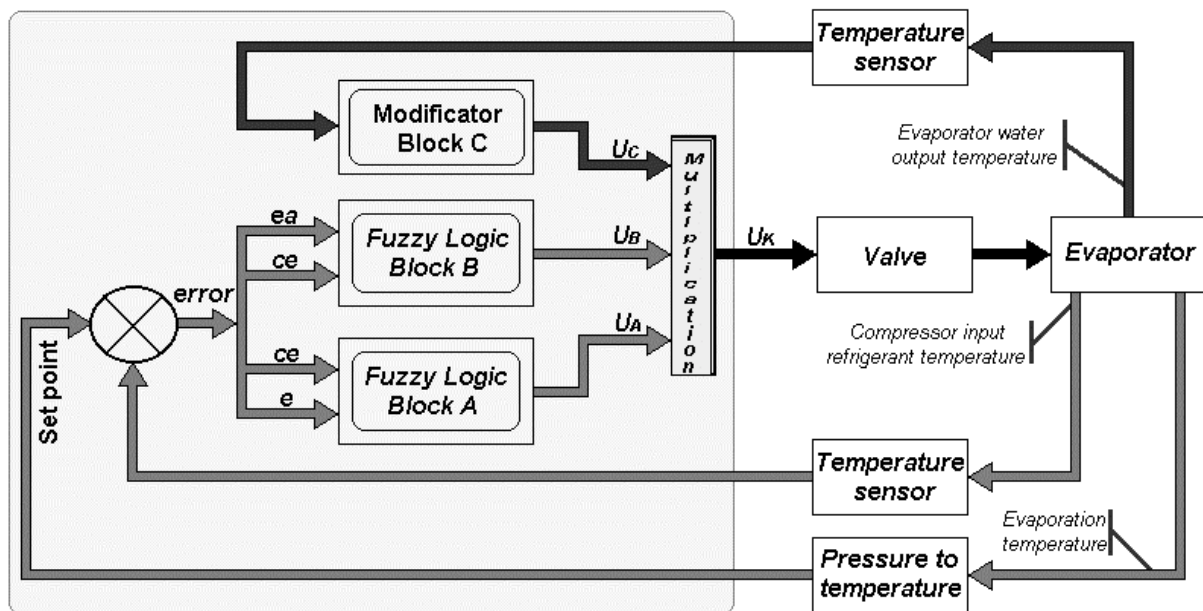


Figure 4. Developed Fuzzy Logic Control.

The block A has two inputs: error  $e$  and change of error  $ce$  relatives to a reference temperature. The block B has two inputs: accumulated error  $ea$  and  $ce$ . These two blocks give an output  $U_A$  and  $U_B$ . The last block (C) is a *modifier* actuating in parallel to the other two blocks using  $T_{ex}$  as input and gives a signal output according to function show below:

$$U_C = 100 \cdot (1,01 - 0,0032 \cdot T_{ex} + 0,0226 \cdot T_{ex}^2) \quad (1)$$

Where:

$U_C$  – Signal output from *modifier* and

$T_{ex}$  – Output temperature of the water in the evaporator.

The stepper motor (actuator) receives a signal ( $U_K$ ), in millivolts, which is a multiplication series of the blocks shown in Figure 4.

$$U_K = U_A * U_B * U_C \quad (2)$$

The signal ( $U_K$ ) denominated control gain (CG), is affected by the water evaporator output temperature, reference temperature and refrigerant compressor input temperature.

## 2.1 Characteristic of block A

The Block A is a Proportional Derivative (*PD*) fuzzy controller with two inputs:

$$e(k) = T_{s10} - T_{ev} \quad (3)$$

$$ce(k) = e(k-1) - e(k) \quad (4)$$

where:

$T_{s10}$  - reference temperature (evaporation temperature plus 10 °C)

$T_{ev}$  - evaporation temperature

$k$  - actual time

$k-1$  - previous time

This block uses seven triangular membership functions, for each one of the inputs and outputs ( $e$ ,  $ce$ ), defined as shown in Figure 5.

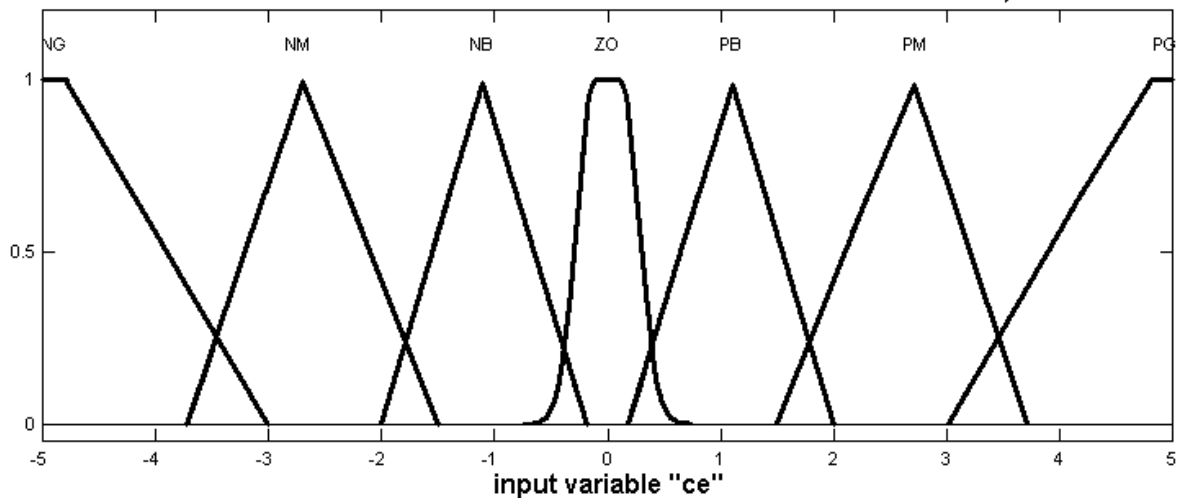


Figure 5. Membership functions used for change of error input ( $ce$ ).

Where:

- NG - big negative
- NM - mean negative
- NB - low negative
- ZO - Zero
- PB - low positive
- PM - mean positive
- PG - big positive

## 2.2 Characteristics of block B

The Block B is a Integral Derivative (*ID*) fuzzy controller with two inputs:

$$ea(k) = e(k-1) + e(k) \quad (5)$$

$$ce(k) = e(k-1) - e(k) \quad (6)$$

The block B uses two inputs  $ea$  and  $ce$ , with seven triangular membership functions for each one of the inputs defined in similar way to those shown in Figure 5 (see Carvajal, 2000) using different universe of discourse, and four membership functions for the output ( $U_B$ ) as shown in Figure 6.

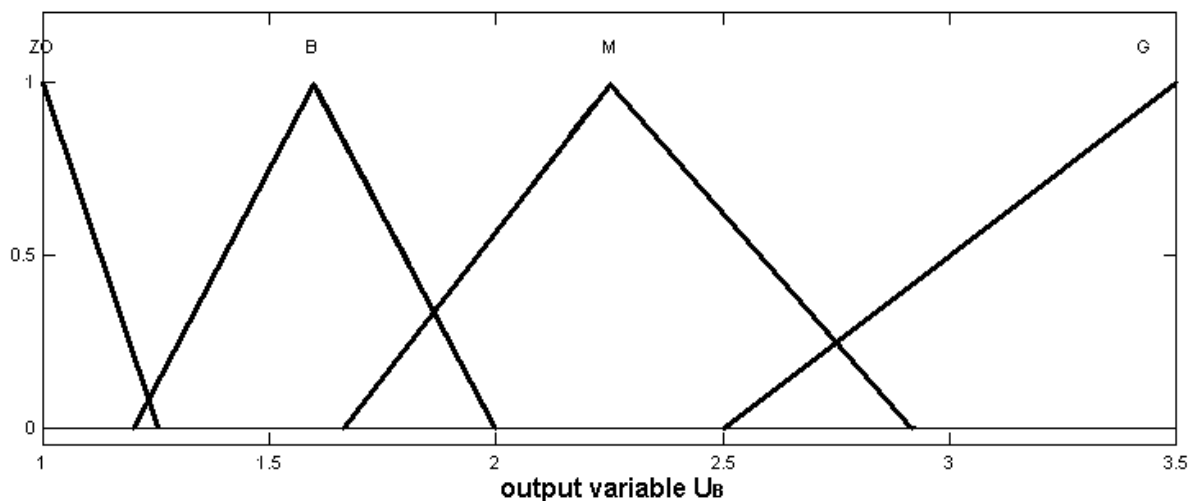


Figure 6. Membership functions used for output variable  $U_B$ .

Where:

- ZO : zero
- B : low
- M : mean
- G : big.

## 3. EXPERIMENTAL RESULTS

One of the main problems to control degree of superheating in refrigeration systems are instabilities mainly at lower refrigerant mass flow rate, this is due to not well established boiling in evaporator, according to Silva *et al.*, 1994, Schmidt, 1999 and Hittle, 1999. For

above reasons it is necessary a good tuning and the first step for a good tuning is to analyze the system behavior operating in open loop under extreme operational conditions.

Initially, our system was tested working in open loop, and the expansion valve was open or closed suddenly in order to analyze the time evolution of temperatures and pressures; when the valve was closed, it was observed a time constant of 60 seconds, with error about 7 °C, and degree of superheating about 17 °C. When the expansion valve was opened, the time constant was 45 seconds, the error was about 10 °C., and the degree of superheating was about 0 °C in both cases answer was unstable, the same behavior was registered by Silva, 1994.

In order to control temperature evolution within the range desired, was implemented a fuzzy *PD* control (Carvajal, 2000), operating in closed loop as shown in Figure 7, this fuzzy *PD* control caused a damping effect for high and low refrigerant charge (RC) into the system, and it was observed a high static error about 3 °C. When the system charge is high the behavior is very unstable mainly when the RC is above recommended levels. When the system charge is below recommended level, the fuzzy *PD* control works well for the whole range of operation.

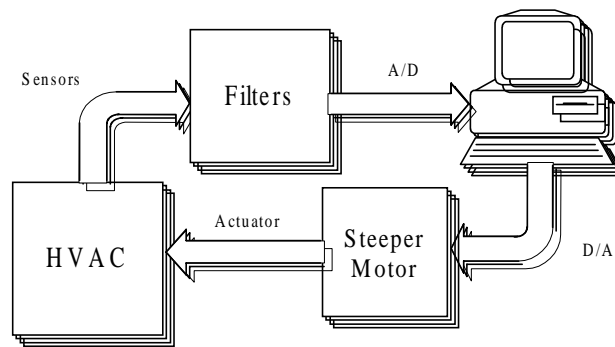


Figure 7. Closed Loop Control.

In order to improve the *PD* controllers for low and high RC, it was implemented the non fuzzy *gain modifier*. The system lowered the error in about 1.5 °C, but the time constant was incremented from approximately 100 seconds (*PD*) to 400 seconds (*PD\*modifier*) (Carvajal, 2000). In order to decrease the time constant was implemented the fuzzy control *ID*, that avoids big overshoots, bringing the system faster to stability as shown in Figure 8. The time constant observed in Figure 8 for high and low RC was less than 50 seconds.

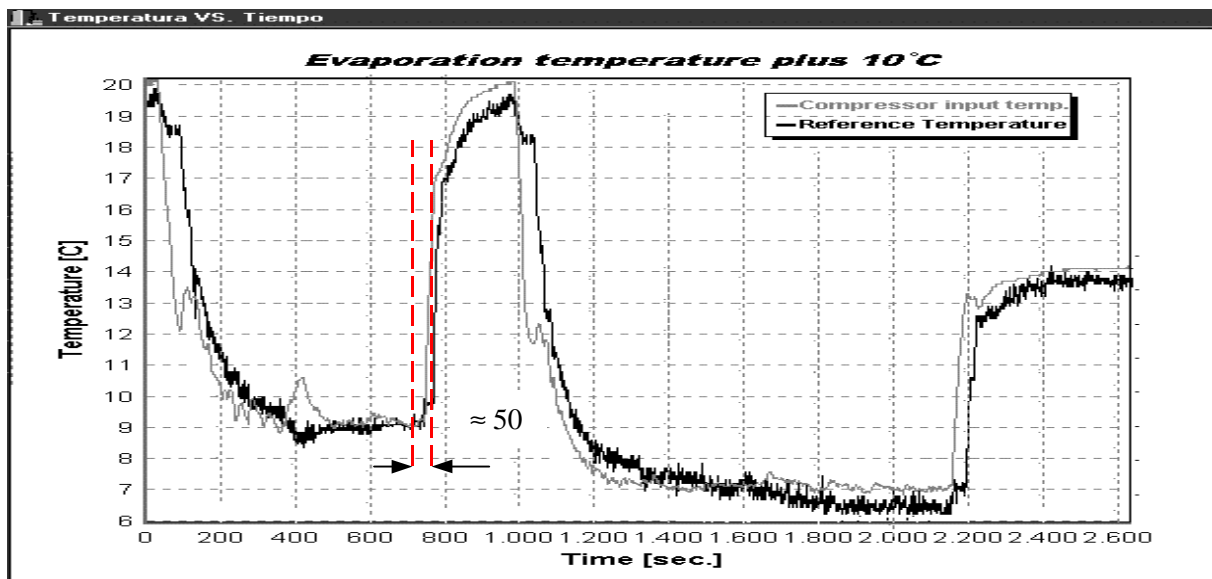


Figure 8. Temporal evolution of control parameters using *PD\*ID\*modifier*.



The behavior of the fuzzy control developed in this work (*PD\*ID\*modifier*) (Carvajal, 2000), is compared with the non fuzzy *PID* control used by Silva *et al.*, 1994 with behavior shown in Figure 9. We can see that the controller developed is faster (<50 seconds), instead of more that 300 seconds needed by non fuzzy *PID* control, it is also observed good stability and error inside of tolerance allowed (<1 °C).

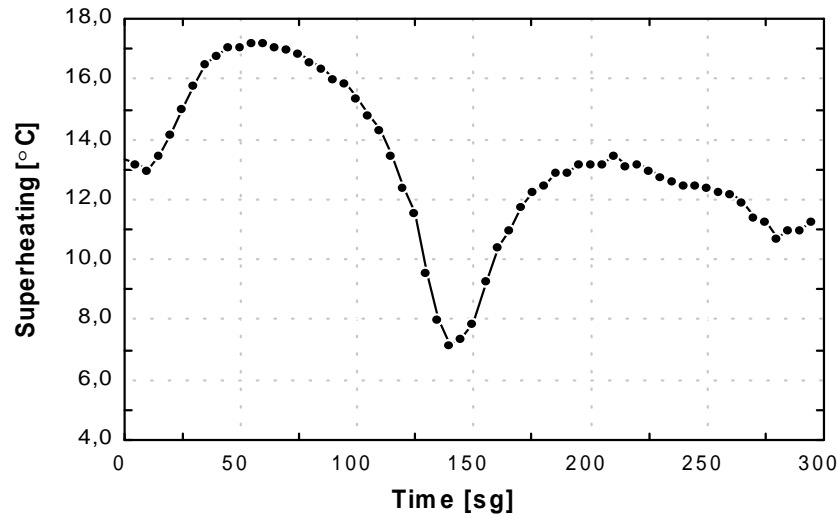


Figure 9. *PID* control without fuzzy logic.

#### 4. CONCLUSIONS

We can say that the *PD\*ID\*modifier* fuzzy controller developed in this work, showed good behavior in the sense that keeps error below 1 °C, and presents good stability throughout the full operation range of refrigeration system for low and high system refrigerant charge. It requires initially a good knowledge of the system behavior, in all operating range of the system. It is a new type of controller that is not found in actual literature. We believe that this type of control can be implemented to optimize refrigeration systems performance, using multiples variables and micro-controllers can be developed using this methodology to control refrigeration systems.

#### 5. REFERENCES

- Carvajal, F. A., 2000, “Controle Digital de Válvulas de Expansão Usando Lógica Difusa, Dissertação de Mestrado”, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- Fredsted, J. J. de Bernardi, 1999, “Multivariable Control of Vapor Compression Processes”, International Congress of Refrigeration (ICR 99). Sydney Australia.
- Hittle, D. C., 1999, “Dynamic response and tuning”, ASHRAE journal, April.

- Júnior, V. S., 1995, “Modelagem, Simulação e otimização de um sistema de refrigeração controlado com lógica nebulosa“, Tese de Doutorado, Biblioteca Central, Unicamp, SP, Brasil.
- Pederson, P. H.; Poulsen, C. S. and Gouddtoft, S., 1999, “Refrigerator and freezers with variable speed compressor”, XX International congress of refrigeration, Sydney, Australia.
- Schmidt, F., 1999, “Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporation systems requires fast reacting expansion valves and new controller desing”, XX International congress of refrigeration, Sydney, Australia.
- Shavit, G. and Wruck, R. A, 1997, “Understanding the control loop”, <http://204.7.184.20/journal/pgart5.htm>
- Silva, S. A. L., 1994, “Desenvolvimento e uma válvula de expansão comandada por um microcomputador”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia M.G., Brasil, 134p.
- Zhou, X.; Xia, J.; Jin, X. and Zhou, Z, 1999, “Study of fuzzy control of the electronic valve in the air conditioner with inverter”, XX International congress of refrigeration, Sydney, Australia.

# SIMULAÇÃO DO CICLO DE ADSORÇÃO EM UM REFRIGERADOR SOLAR

**André Luiz De Souza Araújo**  
**Antonio Pralon Ferreira Leite**  
**Francisco Marcondes**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58.109-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: [pralon@lctf.ufpb.br](mailto:pralon@lctf.ufpb.br)

## Resumo

É realizada uma simulação numérica dos processos referentes ao ciclo de refrigeração solar, baseado na adsorção de metanol em carvão ativado. Trata-se de um sistema que opera de forma intermitente e foi dimensionado para produzir gelo. Os processos de adsorção e de dessorção do ciclo, caracterizados por funções a massa adsorvida constante (isósteras), são analisados a partir de condições meteorológicas locais, que determinam a temperatura da superfície metálica do componente que contém o adsorvente. As variações de pressão que ocorrem durante a condensação e a evaporação também são calculadas instantaneamente, em função dos mesmos parâmetros ambientais. As equações que descrevem o comportamento térmico e mássico no interior do leito adsorvente são estabelecidas na forma conservativa e resolvidas empregando-se o método dos volumes finitos. É considerada a difusão de calor e de massa unidimensional em um sistema de coordenadas cilíndricas. Os resultados obtidos são apresentados em um Diagrama de Clapeyron e comparados àqueles obtidos através de outras técnicas de resolução numérica.

**Palavras-chave:** Adsorção, Ciclo de Refrigeração, Regeneração Solar

## 1. INTRODUÇÃO

Processos de adsorção sólida tem sido considerados em aplicações de bombas de calor e refrigeradores, como alternativa aos sistemas convencionais a compressão de vapor, pois a tecnologia utilizada é relativamente simples. Sistemas adsorptivos podem operar sem partes móveis e com energia térmica de baixa intensidade, como o calor residual ou a energia solar. Eles permitem a circulação de grandes quantidades de fluido refrigerante por ciclo, o que proporciona elevados rendimentos, em relação a outros sistemas de sorção, como aqueles baseados na absorção líquida. Este trabalho consiste na análise teórica dos processos de sorção em um ciclo de refrigeração, utilizando como par adsorptivo Carvão Ativado-Metanol, destinado à produção de gelo. As equações são discretizadas empregando-se o método dos volumes finitos.

## 2. O PROCESSO DE ADSORÇÃO

A adsorção sólida, ou simplesmente adsorção, é processo de interação entre um fluido e um meio poroso, no qual as forças de ligação entre as moléculas de fluido e o sólido são de origem eletrostática ou de dispersão-repulsão (forças de Van der Waals). É um processo exotérmico, devido à condensação e à formação de uma "fase adsorvida". A energia liberada na adsorção é denominada "calor isostérico", cuja intensidade depende da natureza do par adsorvente-adsorvato.

O equilíbrio termodinâmico de um sistema adsorvivo pode ser descrito por diversas funções correlacionando temperatura T, pressão P e concentração da fase adsorvida  $a$ . Tais funções se caracterizam como equações de estado e são denominadas "isotermas de adsorção".

## 2.1 Equação de Dubinin-Astakhov

Dubinin e Astakhov (1971) propuseram a seguinte função característica, para processos de adsorção em materiais microporosos com distribuição de dimensões de poro do tipo polimodal, como o carvão ativado:

$$a = W_o \rho_l(T) \exp\left\{-D\left[T \ln\left(P_s / P\right)\right]^n\right\} \quad (1)$$

onde  $a$  é a massa adsorvida por unidade de massa de adsorvente,  $W_o$  é a capacidade máxima de adsorção (volume de adsorvato/massa de adsorvente),  $\rho_l$  é a massa específica do adsorvato líquido,  $D$  é o "coeficiente de afinidade" e  $n$  um parâmetro característico do par adsorvente-adsorvato.

## 2.2 Calor Isostérico de Adsorção

Uma função denominada *isóstera* ( $a = \text{constante}$ ) pode ser obtida a partir da derivação parcial da isoterma de Gibbs na forma integrada, em relação à temperatura:

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T}\right)_a = -\frac{q_{st}}{RT^2} \quad (2)$$

conhecida como a *fórmula de Clausius-Clapeyron*, onde  $q_{st}$  é o calor isostérico liberado no processo de adsorção.

Aplicando-se esta equação à condição de saturação ( $P = P_s$ ), obtém-se o calor latente de mudança de fase  $L$ :

$$L = -RT^2 \left(\frac{\partial \ln P_s}{\partial T}\right)_a \quad (3)$$

A derivação da equação de Dubinin-Astakhov resulta,

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln(P_s / P) \left\{ T^{-1} + \frac{\alpha}{nD} [T \ln(P_s / P)]^{-n} \right\} \quad (4)$$

com

$$\alpha = W_o \frac{\partial \ln(\rho_l / a)}{\partial T}$$

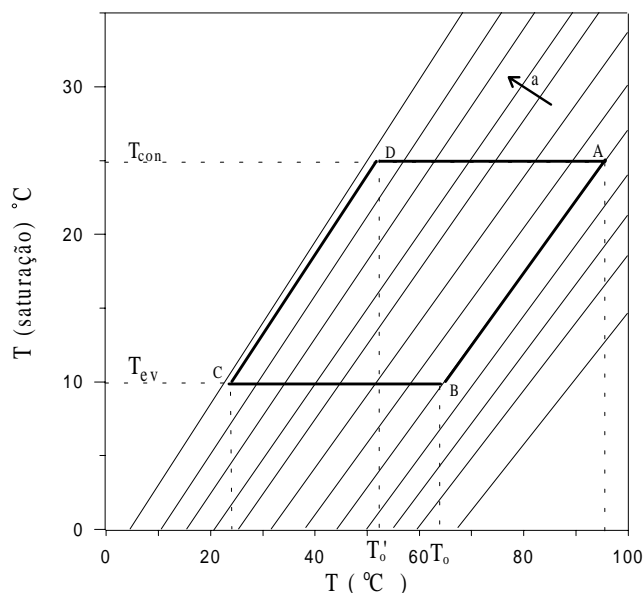
onde  $\alpha$  representa o coeficiente de expansão térmica do adsorvato líquido.

Multiplicando cada termo da equação diferencial por  $(RT^2)$ , obtém-se:

$$q_{st} = L + RT \ln(P_s / P) + \left[ \frac{\alpha RT}{nD} \right] [T \ln(P_s / P)]^{(1-n)} \quad (5)$$

### 3. CICLO DE ADSORÇÃO E COMPONENTES DO SISTEMA

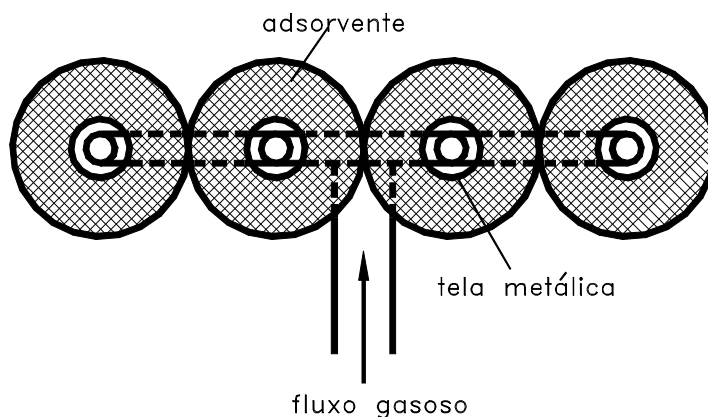
O refrigerador solar considerado baseia-se em um ciclo de adsorção intermitente, composto de duas etapas: uma caracterizada pelo processo de adsorção, quando ocorre a evaporação do fluido de trabalho (o adsorvato); e outra, de regeneração do meio poroso (o adsorvente), mediante a conversão térmica de energia solar, onde o adsorvato é condensado. O ciclo termodinâmico ideal é formado por duas isósteras (AB e CD) e duas isotermas, dispostas intercaladamente, conforme mostrado no diagrama da figura 1. Detalhes sobre o princípio de funcionamento da máquina podem ser encontrados em Leite (1998).



**Figura 1.** Representação do ciclo teórico de refrigeração por adsorção.

O sistema é constituído basicamente pelos seguintes componentes: um reator acoplado a um coletor solar plano, um condensador, um evaporador e um compartimento isolado onde é depositado o recipiente com a água a congelar.

O reator consiste de uma série de tubos de cobre, posicionados lado a lado, cuja parte superior constitui a superfície absorvedora do coletor solar, o qual é coberto com um material isolante transparente - TIM em forma de colméia. O leito adsorvente ocupa o espaço anular entre esta superfície e a de uma tela metálica tubular concêntrica, por onde escoam o adsorvato (Fig. 2).



**Figura 2.** Esquema do reator multitubular proposto.

O par considerado é o carvão ativado-metanol, devido às suas características adequadas às condições de operação do refrigerador: temperatura de regeneração fornecida pelo coletor solar, temperatura e calor latente de evaporação e dimensões das moléculas do adsorvato. O tipo de carvão ativado considerado é o AC-35, de fabricação francesa, cujas propriedades foram levantadas por Pons e Grenier (1986).

## 4. MODELO MATEMÁTICO

### 4.1 Principais hipóteses

- Equilíbrio termodinâmico em todos os pontos do leito adsorvente;
- Pressão do reator uniforme;
- Condução de calor no leito adsorvente unidimensional radial;
- Leito adsorvativo homogêneo para efeito da condução térmica;
- Convecção no interior do reator desprezível;

### 4.2 Equação da energia

Os termos de condução de calor no leito adsorvente são descritos na forma conservativa, obtendo-se a seguinte equação:

$$\left[ \rho_1(C_1 + aC_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + b \rho_1 q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \quad (6)$$

onde  $C$  é o calor específico (os índices 1 e 2 referem-se ao adsorvente e ao adsorvato, respectivamente),  $\rho_1$  é a massa específica do adsorvente e  $k$  a condutividade térmica do leito adsorvativo.

O termo  $da/dt$  é obtido a partir da diferenciação total de  $a$  em relação ao tempo

$$\frac{da}{dt} = \left( \frac{\partial a}{\partial T} \right)_{\ln P} \frac{dT}{dt} + \left( \frac{\partial a}{\partial \ln P} \right)_T \frac{d \ln P}{dt} \quad (7)$$

Após algumas operações algébricas e considerando as Eqs. (1) e (5), obtém-se

$$\frac{da}{dt} = b \left[ \frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} \right] \quad (8)$$

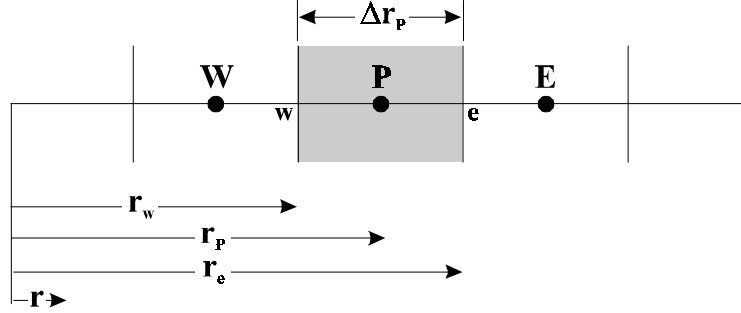
com

$$b = a n D T^n \left( \ln \frac{P_s}{P} \right)^{n-1}$$

onde  $n$  e  $D$  são parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov.

Integrando a Eq. (7) no tempo e no volume de controle, conforme indicado na Fig. 3, obtém-se a seguinte expressão,

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{r_w}^{r_e} \left[ \rho_I (C_1 + aC_2) + \frac{b\rho_I q_{st}^2}{RT^2} \right] \frac{\partial T}{\partial t} dt r dr = \int_t^{t+\Delta t} \int_{r_w}^{r_e} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) dt r dr + \int_t^{t+\Delta t} \int_{r_w}^{r_e} b\rho_I q_{st} \frac{d \ln P}{dt} dt r dr \quad (9)$$



**Figura 3.** Volume de controle.

Substituindo por conveniência  $t+\Delta t$  por  $n+1$  e  $t$  por  $n$  pode-se escrever a seguinte equação para a distribuição de temperatura no leito

$$\left[ \rho_I (C_1 + aC_2) + \frac{b\rho_I q_{st}^2}{RT^2} \right]_P^{n+1} (T_P^{n+1} - T_P^n) r_P \Delta r = kr \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_e^{n+1} \Delta t - kr \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_w^{n+1} \Delta t + \left[ b\rho_I q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \right]_P^{n+1} \Delta t r_P \Delta r \quad (10)$$

O termo  $d \ln P / dt$  para os processos de adsorção e dessorção (Leite e Dagueuet, 1998) pode ser escrito como

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\iint b(a, T, P) \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} r dr dz}{\iint b(a, T, P) r dr dz} \approx \frac{\sum_{i=2}^{N+1} \left( b \frac{q_{st}}{RT^2} \right)^{n+1} \left( \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) r_i}{\sum_{i=2}^{N+1} b^{n+1} r_i} \quad (11)$$

onde  $N$  é o número total de volumes.

Usando aproximação em diferenças centrais para avaliar os fluxos difusivos nas faces  $w$  e  $e$ , e substituindo-se a Eq. (11) na Eq. (10) obtém-se a seguinte equação para o cálculo da temperatura no ponto  $P$

$$A_p T_P^{n+1} = A_e T_E^{n+1} + A_w T_W^{n+1} + b_p \quad (12)$$

onde

$$\begin{aligned}
A_w &= \frac{k r_w}{\Delta r_p} \\
A_e &= \frac{k r_e}{\Delta r_p} \\
A_p &= A_w + A_e + \left[ \rho_1 (c_1 + a c_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right]_P^{n+1} \frac{r_p \Delta r}{\Delta t} \\
b_p &= \left[ \rho_1 (c_1 + a c_2) + \frac{b \rho_1 q_{st}^2}{RT^2} \right]_P^{n+1} \frac{r_p \Delta r}{\Delta t} T_P^n + \left( \frac{\sum_{i=2}^{N+1} \left( b \frac{q_{st}}{RT^2} \right)^{n+1} \left( \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) r_i}{\sum_{i=2}^{N+1} b^{n+1} r_i} \right)^{n+1} (b \rho_1 q_{st})^{n+1}
\end{aligned} \tag{13}$$

Para uma descrição completa do problema foram consideradas as seguintes condições de contorno:

a) Condução de calor na interface placa absorvedora/leito poroso ( $r=r_1$ ):

$$-k \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} = h (T_p - T_n) \tag{14}$$

onde  $h$  é a condutância térmica da interface,  $T_p$  a temperatura da placa metálica e  $T_n$  a temperatura do leito próxima à parede.

b) Interface leito poroso/duto de difusão do adsorvato ( $r = r_o$ ), adiabática:

$$\left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_o} = 0 \tag{15}$$

As condições iniciais foram estabelecidas em função da temperatura do ar ambiente e das propriedades do par adsorvente-adsorvato considerado:  $P(r,t=0) = P_o$ ,  $T(r,t=0) = T_o$ . Os valores de  $P_o$  e  $T_o$  são fixados com base nas curvas de equilíbrio (isósteras) do par carvão ativado AC-35/metanol, levantadas experimentalmente por Pons e Grenier (1986). Estes valores correspondem a uma concentração inicial da fase adsorvida de 0,3 kg/kg de adsorvente. Foi elaborado um programa computacional em C++, que calcula diuturnamente a distribuição de temperatura e a pressão no reator.

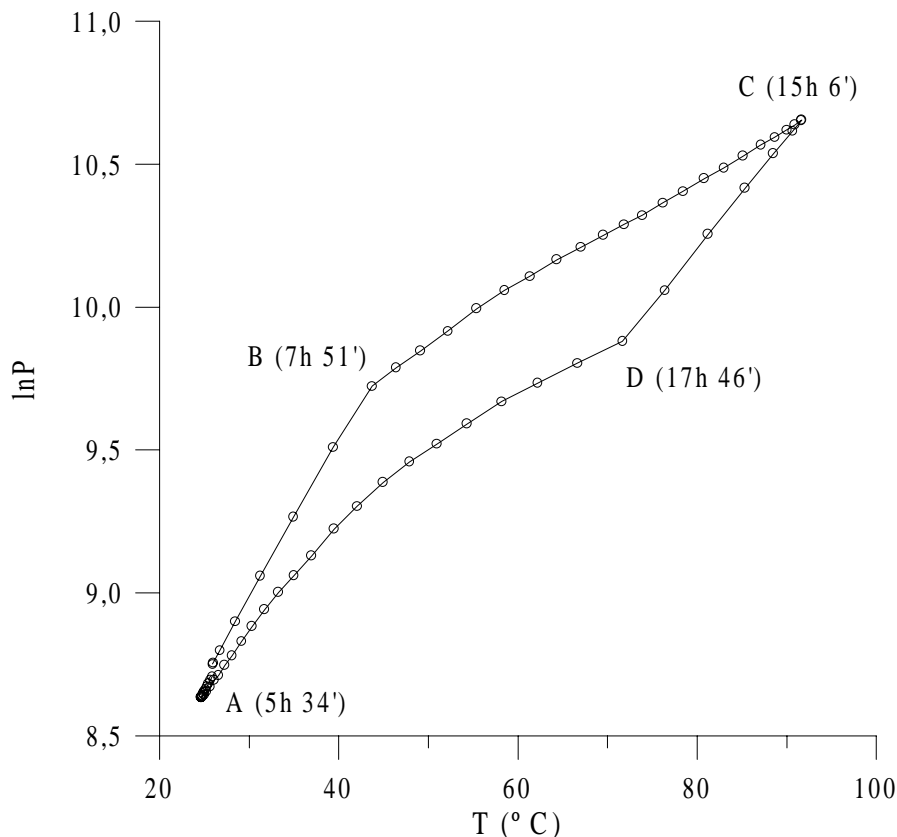
## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As simulações foram realizadas para os seis meses mais quentes em João Pessoa (Outubro a Março), em função de dados meteorológicos locais. O erro percentual máximo obtido no levantamento da isóstera correspondente ao aquecimento do reator (A-B) variou, no período considerado, de 0,7 a 1,7 %. No caso da isóstera referente ao resfriamento do adsorvente (C-D), este erro oscilou entre 2,3 e 4,8 %, no semestre considerado. O erro percentual foi calculado de acordo com a Eq. (6.1).

$$E = 100 x \frac{a_m^{A(D)} - a_m^{B(C)}}{a_m^{A(D)}} \tag{16}$$



A Fig. 4 mostra o ciclo termodinâmico obtido para o mês de Dezembro, onde os erros percentuais na determinação das isósteras foram de 1,7 % (A-B) e de 4,4% (C-D). Esta diferença entre o processo teórico e aquele obtido numericamente pode ser atribuída à avaliação do termo transiente da equação, como também àquela do termo fonte. O termo transiente da equação do leito está escrita na forma não conservativa e, conforme foi discretizado, contribui tanto para o coeficiente  $A_p$  quanto para o  $b_p$ , como pode ser observado na Eq. (13). Quanto ao termo fonte, o erro pode ser atribuído à sua não linearização, que é extremamente complicada, devido aos somatórios envolvendo a temperatura. Deve ser enfatizado que um estudo de refinamento de malha foi realizado, mas os resultados mantiveram-se invariáveis com o aumento do número de nós, como também, independentes do passo de tempo.



**Figura 4.** Ciclo termodinâmico obtido da simulação (Dezembro).

## 6. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos apresentaram ciclos com desvios das isósteras teóricas bastante razoáveis, tanto no processo aquecimento, quanto no processo de resfriamento do reator. A diferença entre o desvio máximo na isóstera da etapa de regeneração e aquele correspondente à isóstera de menor concentração deve-se aos respectivos níveis de temperatura do reator. Enquanto a temperatura máxima correspondente à primeira isóstera foi de 43°C, a temperatura mínima referente à segunda foi de 72°C.

Com base nos fundamentos apresentados neste trabalho, foi implementado programa computacional que simula globalmente o comportamento de uma máquina adsorptiva de fazer gelo a partir da conversão térmica de energia solar. Os desempenhos calculados foram compatíveis com aqueles obtidos de outros trabalhos teóricos e experimentais encontrados na literatura.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Dubinin , M.N. e Astakhov, V.A., 1971, “Molecular-Sieve Zeolithes-II”, *American Chemical Society*, Washington.
- Leite, A.P.F., 1998, “Thermodynamic Analysis and Modeling of an Adsorption-Cycle System for Refrigeration from Low-Grade Energy Sources”, *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas* Vol. 20, N° 3, pp. 301-324.
- Leite A.P.F, Daguinet, M., 1998, “Simulation of a new adsorptive solar ice maker using activated carbon-methanol pair”, *International Journal of Ambient Energy*, Vol. 19, N° 2, pp. 59-68.
- Pons, M. e Grenier, Ph., 1986, “A phenomenological Adsorption Equilibrium Law Extracted from Experimental and Theoretical Considerations Applied to the Activated Carbon and Methanol Adsorption Pair”, *Carbon*, 24, pp. 615-625.

# LUMPED-DIFFERENTIAL FORMULATIONS IN HYPERBOLIC HEAT CONDUCTION

**MARCOS CLEISON LEMOS DOS REIS**

**EMANUEL NEGRÃO MACÊDO**

Mechanical Engineering Department – CT/UFPA

Campus Universitário do Guamá – 66075-900 – Belém – PA – Brazil

**JOÃO NAZARENO NONATO QUARESMA**

Chemical Engineering Department – CT/UFPA

Campus Universitário do Guamá – 66075-900 – Belém – PA – Brazil

## ABSTRACT

The present work aims at applying of the ideas on the so-called Coupled Integral Equations Approach (CIEA) to one-dimensional thermal wave propagation problem in a finite solid medium, offering an improved lumped-differential formulations. The non-stationary heat conduction problem is studied by assuming values of the thermal relaxation time for the solid medium, and boundary conditions of the prescribed heat flux and convection heat transfer are used to illustrate the powerful of this approach. The employment of the CIEA in the hyperbolic heat conduction equation results in a system of two or three ordinary differential equations for the average temperature, surface temperature and a combination of the surface temperature with time surface temperature derivative, respectively. The Runge-Kuta methods, from DIVPRK routine of the IMSL (1987), is used to obtain results for the average temperature in the medium as function of the thermal relaxation time and of the boundary conditions adopted.

**Keywords:** Lumped analysis, Improved Differential Formulations, Hyperbolic heat conduction.

## 1. - INTRODUCTION

The classical theory of heat conduction is based on Fourier's law:  $\mathbf{q} = -k\nabla T$ . This constitutive equation relates the heat flux to the temperature gradient. In accord to this law, heat propagates with an infinite speed within a conducting medium. In despite such an unacceptable physical mechanism notion of energy transport in solids, Fourier's Law is accurate in describing heat conduction in most engineering situations encountered in daily life. To circumvent the known deficiencies of Fourier's law to describe of problems involving a high rate of temperature change, the concept of heat transmission by waves has been introduced (Cattaneo, 1958; Joseph and Preziosi, 1989, 1990; Özisik and Tzou, 1994; Kronberg et al., 1998). However, there are practical situations in which the effects of the finite speed on heat propagation becomes important. For such situations, a constitutive equation which allows a time lag between the heat flux vector and the temperatures gradients is given by:

$$\mathbf{q} + \tau_r \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} = -k\nabla T \quad (1)$$

where  $\tau$  is the relaxation time, an intrinsic property of medium. This equation, combined with the energy equation

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \mathbf{q} \quad (2)$$

gives a hyperbolic heat conduction equation, which assuming constant physical properties as follow:

$$\tau_r \frac{\partial^2 \mathbf{T}}{\partial t^2} + \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial t} = \alpha \nabla^2 \mathbf{T} \quad (3)$$

this equation describes the heat propagation in solids with a finite speed  $v = (\alpha / \tau_r)^{1/2}$ , where  $\alpha$  is the thermal diffusivity.

The hyperbolic heat conduction equation has also been applied for heat transfer in materials with non-homogeneous inner structures, such as suspensions, pastes and meat products (Brazhnikov et al. 1975; Kaminski's, 1990). The values of the relaxation time  $\tau_r$  for homogeneous materials have been showed by Sieniutycz (1977) to range from  $10^{-8}$  to  $10^{-10}$  sec for gases, and from  $10^{-10}$  to  $10^{-12}$  sec for liquids and dielectrics solids. For materials with non-homogeneous inner structure, Brazhnikov et al. (1975) report  $\tau_r = 20$  to 30 sec for meat products and experimental results of Kaminski's (1990) show  $\tau_r = 20$  sec for sand and  $\tau_r = 29$  sec for  $\text{NaCCO}_3$ . According to Barletta (1995) in most experimental studies relating the phenomenon of finite-speed propagation of thermal signals, often called *second sound*, have been performed at low temperatures. For instance, this phenomenon has been observed in NaF at  $\approx 10$  K (Jackson and Walker, 1971), while it has been shown that the speed of second sound in Bismute at  $\approx 3.4$  K is  $780 \text{ m s}^{-1}$  (Narayanamurti and Dynes, 1972). Further experimental validations of the hyperbolic heat conduction equation could be based on the comparison between solutions of the equation and measurements of the temperature field performed by suitable experimental apparatuses. Then, values of the thermal relaxation time could be obtained using parameter estimation method. In this context, Orlande and Ozisik (1994) have developed an inverse analysis for simultaneous estimation of thermal diffusivity and relaxation time associated with a hyperbolic heat conduction equation, by using simulated temperature recordings taken in a semi-infinite medium subjected to a heat flux boundary condition.

In the literature, many others works, experimental and theoretical, have been carried in years. For example, Bartella and Zanchini (1996) developed an analysis of the compatibility of Cattaneo-Vernotte's constitutive equation for the heat flux density vector with the hypothesis of local thermodynamic equilibrium, this compatibility is checked out by determining the entropy production rate per unit volume. Antaki (1997) have obtained a solution for a semi-infinite slab with surface convection for the cases of heating and cooling of a slab. Liao (1997) has applied the general boundary element method to solve 2D unsteady non-linear heat transfer problems of inhomogeneous materials, governed by the so-called hyperbolic heat conduction equation.

The solution of multidimensional heat conduction problems presents difficulties associated with a marked analytical involvement and also requires a considerable computational effort. Considering these facts, it becomes of interest engineering practice, to propose simpler formulations of the original partial differential systems, through a reduction of the number of independent variables in the multidimensional problems, by integration of the original partial differential system in one or more space variables, but retaining some information in the direction, whereas integration was performed, provided by the related boundary conditions (Cotta and Mikhailov, 1997; Correa and Cotta, 1999). Different levels of approximation in such mixed lumped-differential formulations can be used, starting from the plain and classical lumped system analysis, towards improved formulations obtained through Hermite-type approximations for integrals (Hermite, 1878). In this work, the so-called coupled integral equations approach (CIEA) (Cotta and Mikhailov, 1997; Correa and Cotta, 1999) is employed to improve lumped-differential formulations in a problem of the hyperbolic heat conduction by considering a slab subject to the boundary conditions of prescribed heat flux and convection heat transfer in the boundaries.

In the present work, we consider the following three approximations for integrals (Hermite, 1878):

$H_{0,0}$  Approximation (Trapezoidal Rule)

$$\int_0^h f(x)dx \cong \frac{h}{2}(f(0) + f(h)) \quad (4.a)$$

$H_{1,1}$  Approximation (Corrected Trapezoidal Rule)

$$\int_0^h f(x)dx \cong \frac{h}{2}(f(0) + f(h)) + \frac{h^2}{12}(f'(0) - f'(h)) \quad (4.b)$$

$H_{0,1}$  Approximation

$$\int_0^h f(x)dx \cong \frac{h}{3}(f(0) + 2f(h)) - \frac{h^2}{6}f'(h) \quad (4.c)$$

## 2. - ANALYSIS

For illustration of the proposed approach, we consider a hyperbolic heat conduction in a slab of thickness  $L$ , initially at the uniform temperature  $T_0$ , subject to a prescribed heat flux at boundary  $x = 0$  and dissipating heat by convection from the boundary surface at  $x = L$  into a fluid maintained at a constant temperature,  $T_\infty$ , and with a heat transfer coefficient  $h$ . Assuming constant thermophysical properties  $k$  and  $\alpha$ , and no internal generation, this transient formulation in dimensionless form is written as:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \tilde{\tau}_r \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2}, \quad 0 < \eta < 1, \quad \tau > 0 \quad (5.a)$$

$$\theta(\eta, \tau = 0) = 1, \quad \frac{\partial \theta(\eta, 0)}{\partial \tau} = 0, \quad 0 \leq \eta \leq 1 \quad (5.b, c)$$

$$\frac{\partial(\eta = 0, \tau)}{\partial \eta} = -F(\tau), \quad \tau > 0 \quad (5.d)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \eta} + Bi\theta + Bi\tilde{\tau}_r \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = 0, \quad \eta = 1, \quad \tau > 0 \quad (5.e)$$

where the various dimensionless groups are given by:

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty}; \quad \eta = \frac{x}{L}; \quad \tau = \frac{\alpha t}{L^2}; \quad Bi = \frac{hL}{k}; \quad \tilde{\tau}_r = \frac{\alpha \tau_r}{L^2}; \quad Q(\tau) = \frac{Lq(t)}{k(T_0 - T_\infty)} \quad (6.a-f)$$

and the function  $F$  in right side of the eq. (5.d) is

$$F(\tau) = Q(\tau) + \tilde{\tau}_r Q'(\tau) \quad (7)$$

### 2.1 – The Classical Lumped System Analysis

We seek now for a simplified formulation for the partial differential system (5), through elimination of the spatial dependence, i.e., by integration out the independent variable  $\eta$  over the

domain  $0 \leq \eta \leq 1$ , in eq. (5.a), so that a system of ordinary differential equations is obtained for the average and surface temperatures,  $\bar{\theta}(\tau)$  and  $\theta(1, \tau) \equiv \theta_1(\tau)$ , respectively. From the definition of  $\bar{\theta}(\tau)$ , given below:

$$\bar{\theta}(\tau) = \int_0^1 \theta(\eta, \tau) d\eta \quad (8)$$

eq. (5.a) is operated on with  $\int_0^1 d\eta$ , to yield, after, invoking the boundary conditions (5.d,e):

$$\tilde{\tau}_r \frac{d^2 \bar{\theta}(\tau)}{d\tau^2} + \frac{d\bar{\theta}(\tau)}{d\tau} + \text{Bi}G(\tau) = F(\tau), \quad \tau > 0 \quad (9.a)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0 \quad (9.b,c)$$

where

$$G(\tau) \equiv \theta_1(\tau) + \tilde{\tau}_r \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} \quad (10)$$

Making the usual assumption in the classical lumped system analysis that the surface temperature at  $\eta = 1$  is essentially equal to the average value, or

$$\theta_1(\tau) \equiv \bar{\theta}(\tau) \quad (11)$$

which provides the approximate classical formulation

$$\tilde{\tau}_r \frac{d^2 \bar{\theta}(\tau)}{d\tau^2} + (1 + \text{Bi}\tilde{\tau}_r) \frac{d\bar{\theta}(\tau)}{d\tau} + \text{Bi}\bar{\theta}(\tau) = F(\tau); \quad \tau > 0 \quad (12.a)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0 \quad (12.b,c)$$

Eqs. (12. b, c) were obtained by the same process, i.e., eqs. (5. b, c) were also operated with  $\int_0^1 d\eta$  operator. The approximation in eq. (11) imposes very strict applicability limits, reflected in terms of the Biot number value. As a rule of thumb the classical lumping approach is in general restricted to problems with  $\text{Bi} < 0.1$ .

## 2.2 – Improved Lumped-Differential Formulations

Now, the objective is to retain more information about the physical phenomenon in the direction to be eliminated through the application of lumping procedures. Thus, the basic idea behind the improved approach is finding a relation

$$\theta_1(\tau) = f[\bar{\theta}(\tau)] \quad \text{or} \quad \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} = f[\bar{\theta}(\tau), \theta_1(\tau)] \quad (13)$$

developed after applying the Hermite approximations,  $H_{\alpha,\beta}$ , given by eqs. (4), on the integrals that define the average temperature and heat flux in the spatial coordinate to be eliminated. Depending on the problem formulation, different levels of approximation can be achieved with increasing analytical involvement.

### **H<sub>0,0</sub> / H<sub>0,0</sub> Approximation**

Considering the H<sub>0,0</sub> - approximation, eq. (4.a), one finds the approximate relations bellow for the auxiliary averaged temperature and heat flux, respectively:

$$\bar{\theta}(\tau) = \int_0^1 \theta(\eta, \tau) d\eta \cong \theta(1, \tau) - \theta(0, \tau) \quad ; \quad \int_0^1 \frac{\partial \theta(\eta, \tau)}{\partial \eta} d\eta \cong \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \theta(1, \tau)}{\partial \eta} - \frac{\partial \theta(0, \tau)}{\partial \eta} \right] \quad (14.a, b)$$

making use of the boundary conditions (5.d, e) and  $\theta(1, \tau) \equiv \theta_1(\tau)$ , and after substituting in eq. (9.a), we obtain the following ordinary differential system for the average and surface temperatures, respectively.

$$\tilde{\tau}_r \frac{d^2 \bar{\theta}(\tau)}{d\tau^2} + \frac{d\bar{\theta}(\tau)}{d\tau} = F(\tau) - \text{Bi}G(\tau), \quad \tau > 0 \quad (15.a)$$

$$\text{Bi} \tilde{\tau}_r \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} + (4 + \text{Bi})\theta_1(\tau) = 4\bar{\theta}(\tau) - F(\tau), \quad \tau > 0 \quad (15.b)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \theta_1(0) = 1, \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0 \quad (15.c, d)$$

where G(τ) is defined by eq. (10).

### **H<sub>0,0</sub> / H<sub>1,1</sub> Approximation**

In this formulation, the heat flux is approximated through the corrected trapezoidal rule, eq. (4.b), taking into account the temperature derivatives at the boundaries

$$\int_0^1 \frac{\partial \theta(\eta, \tau)}{\partial \eta} d\eta \cong \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \theta(1, \tau)}{\partial \eta} + \frac{\partial \theta(0, \tau)}{\partial \eta} \right] + \frac{1}{12} \left[ \frac{\partial^2 \theta(0, \tau)}{\partial \eta^2} - \frac{\partial^2 \theta(1, \tau)}{\partial \eta^2} \right] \quad (16)$$

using the PDE (5.a) in the limit when  $\eta \rightarrow 0$  and  $\eta \rightarrow 1$ , respectively, to obtain  $\partial^2 \theta / \partial \eta^2$  at the boundaries and by making use of eq. (13.a) together with boundary conditions (5.d,e), we obtain the following equations for  $\theta_1(\tau)$  beyond of eq. (9.a) for  $\bar{\theta}(\tau)$ :

$$\tilde{\tau}_r \frac{d^2 \theta_1(\tau)}{d\tau^2} + (1 + 4\text{Bi} \tilde{\tau}_r) \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} + (12 + 4\text{Bi})\theta_1(\tau) = 12\bar{\theta}(\tau) - 2F(\tau), \quad \tau > 0 \quad (17.a)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0; \quad \theta_1(0) = 1; \quad \frac{d\theta_1(0)}{d\tau} = 0 \quad (17.b-e)$$

### **H<sub>1,1</sub> / H<sub>0,0</sub> Approximation**

In this case, the average temperature is approximated through the corrected trapezoidal rule, eq. (4.b), to yield:

$$\int_0^1 \theta(\eta, \tau) d\eta \cong \frac{1}{2} [\theta(1, \tau) + \theta(0, \tau)] + \frac{1}{12} \left[ \frac{\partial \theta(0, \tau)}{\partial \eta} - \frac{\partial \theta(1, \tau)}{\partial \eta} \right] \quad (18)$$

and by making use of eq. (14.b) together with boundary conditions (5.d,e), we obtain the following additional equation for  $\theta_1$ :

$$\text{Bi} \tilde{\tau}_r \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} + (3 + 4\text{Bi})\theta_1(\tau) = 3\bar{\theta}(\tau) - \frac{F(\tau)}{2}, \quad \tau > 0 \quad (19.a)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0; \quad \theta_1(0) = 1, \quad (19.b-d)$$

### **H<sub>1,1</sub> / H<sub>1,1</sub> Approximation**

Now, the average temperature and heat flux are approximated through the corrected trapezoidal rule, eq. (4.b), and given by eq. (16) for the heat flux, and eq.(18) for average temperature. Combining these two equations with boundary conditions, we obtain the following additional equations for  $\theta_1(\tau)$  e  $G(\tau)$  :

$$\tilde{\tau}_r \frac{d^2 G(\tau)}{d\tau^2} + 13 \frac{dG(\tau)}{d\tau} = -36(F(\tau) + BiG(\tau)) - 144(\theta_1(\tau) - \bar{\theta}(\tau)) + \left( \frac{dF(\tau)}{d\tau} + \tilde{\tau}_r \frac{d^2 F(\tau)}{d\tau^2} \right), \quad \tau > 0 \quad (20.a)$$

$$\tilde{\tau}_r \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} + \theta_1(\tau) = G(\tau), \quad \tau > 0 \quad (20.b)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0; \quad \theta_1(0) = 1; \quad G(0) = 1; \quad \frac{dG(0)}{d\tau} = 0 \quad (20.c-g)$$

### **H<sub>0,1</sub> / H<sub>0,0</sub> Approximation**

In this case, the average temperature is approximated through eq. (4.c):

$$\int_0^1 \theta(\eta, \tau) d\eta \cong \frac{1}{3} [2\theta(1, \tau) + \theta(0, \tau)] - \frac{1}{6} \frac{\partial \theta(1, \tau)}{\partial \eta} \quad (21)$$

by making use of eq. (14.b) and of boundary conditions (5.d,e), we obtain the following additional equation for  $\theta_1(\tau)$

$$2Bi\tilde{\tau}_r \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} + (6 + 2Bi)\theta_1(\tau) = 6\bar{\theta}(\tau) - F(\tau), \quad \tau > 0 \quad (22.a)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0; \quad \theta_1(0) = 1 \quad (22.b-d)$$

### **H<sub>0,1</sub> / H<sub>1,1</sub> Approximation**

Applying the approximation given by eq. (4.c) in average temperature (see eq. (21)), and by making use of boundary conditions, the following additional equations for  $\theta_1(\tau)$  e  $G(\tau)$ , are obtained:

$$Bi\tilde{\tau}_r \frac{d^2 G(\tau)}{d\tau^2} + (6 + Bi) \frac{dG(\tau)}{d\tau} + 30BiG(\tau) = 72(\bar{\theta}(\tau) - \theta_1(\tau)) - 6F(\tau), \quad \tau > 0 \quad (23.a)$$

$$\tilde{\tau}_r \frac{d\theta_1(\tau)}{d\tau} + \theta_1(\tau) = G(\tau), \quad \tau > 0 \quad (23.b)$$

$$\bar{\theta}(0) = 1; \quad \frac{d\bar{\theta}(0)}{d\tau} = 0; \quad \theta_1(0) = 1; \quad G(0) = 1; \quad \frac{dG(0)}{d\tau} = 0 \quad (23.c-g)$$



### 3. - RESULTS AND DISCUSSION

Numerical results for average temperature were computed for different values of Biot number (Bi), dimensionless relaxation time ( $\tilde{\tau}_r$ ) and several wave pulse form for  $Q(\tau)$ . The ordinary differential equations systems showed above are solved by routine DIVPRK from IMSL Library (IMSL LIBRARY, 1987) with a relative error target of  $10^{-4}$  prescribed by the user, for all potential of the system.

Table 1. - Comparison of the approximate formulations, for  $Q(\tau) = 0$  and  $\tilde{\tau}_r < 10^{-6}$ , against the exact solution for  $Q(\tau) = 0$  and  $\tilde{\tau}_r = 0$ .

Bi = 0.1								
$\tau$	Classical	$H_{0,0}/H_{0,0}$	$H_{0,0}/H_{1,1}$	$H_{1,1}/H_{0,0}$	$H_{1,1}/H_{1,1}$	$H_{0,1}/H_{0,0}$	$H_{0,1}/H_{1,1}$	Exact
0.01	0.9990	0.9990	0.9990	0.9990	0.9990	0.9990	0.9990	0.9990
0.10	0.9900	0.9903	0.9901	0.9904	0.9902	0.9904	0.9902	0.9902
0.50	0.9512	0.9524	0.9522	0.9528	0.9525	0.9528	0.9525	0.9526
1.00	0.9048	0.9070	0.9069	0.9078	0.9075	0.9078	0.9075	0.9076
2.00	0.8187	0.8227	0.8226	0.8240	0.8238	0.8240	0.8238	0.8239
3.00	0.7408	0.7463	0.7461	0.7480	0.7479	0.7480	0.7478	0.7479
Bi = 1.0								
0.01	0.9900	0.9920	0.9902	0.9925	0.9902	0.9925	0.9902	0.9907
0.10	0.9048	0.9231	0.9138	0.9277	0.9157	0.9277	0.9150	0.9196
0.50	0.6065	0.6703	0.6641	0.6873	0.6779	0.6873	0.6759	0.6811
1.00	0.3679	0.4493	0.4477	0.4724	0.4680	0.4724	0.4660	0.4704
2.00	0.1353	0.2019	0.2034	0.2231	0.2231	0.2231	0.2215	0.2244
3.00	0.0498	0.0907	0.0924	0.1054	0.1063	0.1054	0.1053	0.1070
Bi = 5.0								
0.01	0.9512	0.9780	0.9546	0.9814	0.9541	0.9814	0.9532	0.9640
0.10	0.6065	0.8007	0.7363	0.8290	0.7320	0.8290	0.7056	0.7814
0.50	0.0821	0.3292	0.3285	0.3916	0.3591	0.3916	0.3314	0.3852
1.00	0.0067	0.1084	0.1208	0.1533	0.1506	0.1533	0.1362	0.1625
2.00	4.55E-5	0.0117	0.0163	0.0235	0.0265	0.0235	0.0230	0.0289
3.00	3.23E-7	0.0013	0.0022	0.0036	0.0047	0.0036	0.0039	0.0051

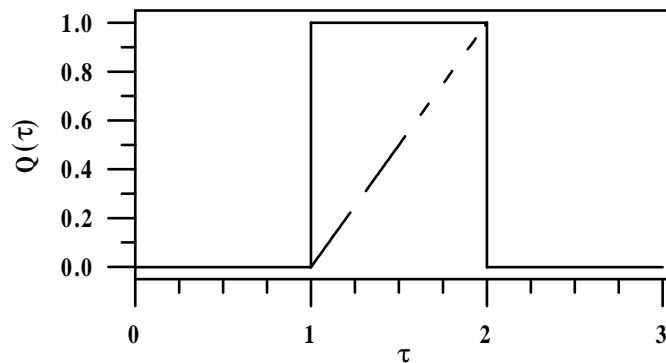


Fig. 1 - Wave pulses for  $Q(\tau)$ .

In order to the validate the numerical code developed here, it is showed in Table 1 a comparison of results for the average temperature obtained with improved formulations against those computed from an analytical solution for the case  $Q(\tau) = 0$  and  $\tilde{\tau}_r = 0$ . In Table 1 it is observed that for the range of  $Bi < 0.1$ , all the approximate formulations show good agreement against exact solution, and can be accepted as sufficiently accurate for most engineering purposes. However, when

Biot number is increased, the classical approximation is already markedly inaccurate, especially for increasing values of the dimensionless time, while the  $H_{1,1}/H_{0,0}$ ,  $H_{1,1}/H_{1,1}$ ,  $H_{0,1}/H_{0,0}$  and  $H_{0,1}/H_{1,1}$  formulations are still quite reasonable.

In order to verify powerfulness of these improved formulations, two types of wave pulse for  $Q(\tau)$  were studied, i. e., square and triangular wave pulses. Figure 1 shows the square and triangular wave pulses adopted here in the range  $0 \leq \tau \leq 3$  for the dimensionless time. In Figure 2 and 3 it is analyzed the influence of the relaxation time and Biot number in the average temperature for  $Q(\tau)$  given by a square wave pulse, respectively.

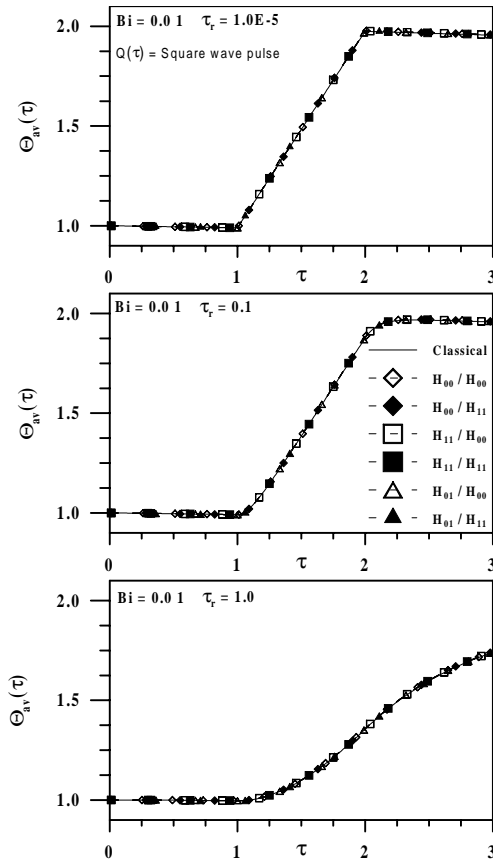


Fig. 2 - Average Temperature for Square Wave pulse and  $Bi = 0.01$ .

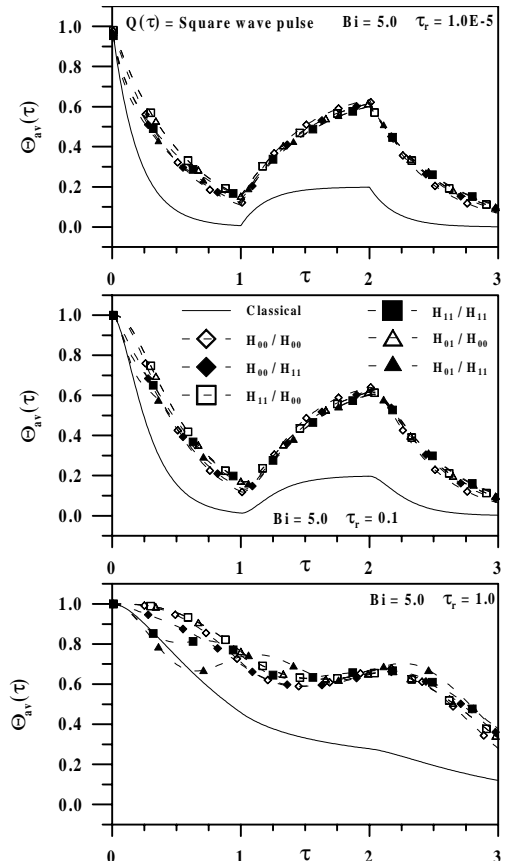


Fig. 3 - Average Temperature for Square Wave pulse and  $Bi = 5$ .

More specifically, in the Fig. 2 it is noticed that for  $Bi = 0.01$  the Classical formulation is in good agreement with all other approximate formulations for the three dimensionless relaxation time adopted. It can also be observed that as the dimensionless relaxation time increases there is a decrease in the value of the average temperature for  $\tau = 3$ . This fact can be explained by the low speed of propagation of thermal signal, and because for square wave pulse the function  $F(\tau) = Q(\tau)$  due to  $Q'(\tau) = 0$  (see eq. (7)). In Fig. 3 for the case of  $Bi = 5$ , a higher discrepancy among the results of the classical formulation and those from other approximations can be observed. The temperature decreases until the beginning of the perturbing wave ( $\tau = 1$ ), then it start to increase, due to an input of energy flux at  $\eta = 0$ , until the dimensionless time  $\tau = 2$ . The temperature begins to decrease again after the end of perturbing wave. The influence of the perturbing wave on amplitude of the average temperature is less important for great values of the dimensionless relaxation time.

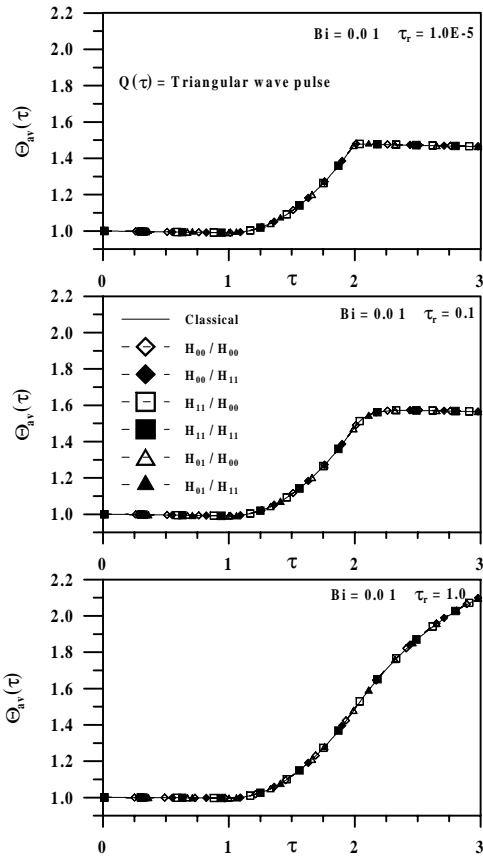


Fig. 4 - Average Temperature for Triangular Wave pulse and Bi = 0.01.

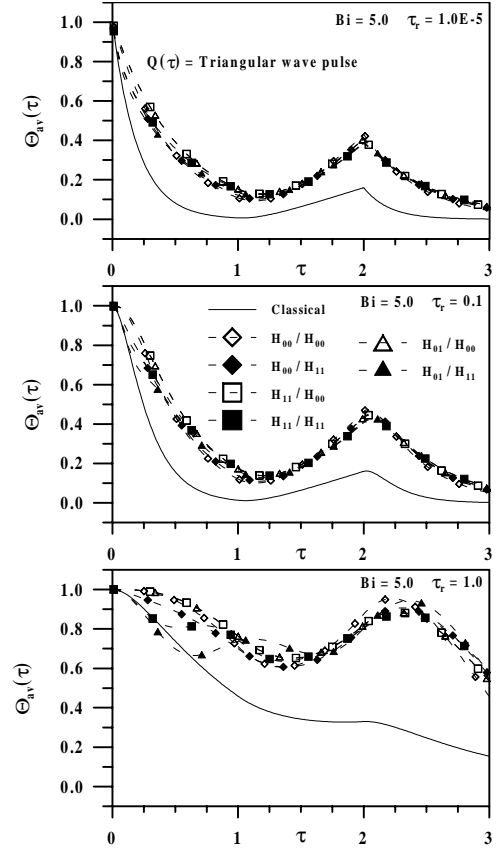


Fig. 5 - Average Temperature for Triangular Wave pulse and Bi = 5.

Similar analysis can be done for Figures 4 and 5. However, in Fig. 4, for the case of  $Bi = 0.01$  it is verified that as the dimensionless relaxation time increases the average temperature also increase. Specially at the dimensionless relation time  $\bar{\tau}_r = 1$  the average temperature increases according to a rate of approximately 0.7, until to reach the dimensionless time  $\tau = 3$ , because for the case of a triangular wave pulse there is a linear dependence between the function  $F(\tau)$  and  $\bar{\tau}_r$ , i.e.,  $F(\tau) = Q(\tau) + \bar{\tau}_r$  due to  $Q'(\tau) = 1$ . For the case of  $Bi = 5$  and  $\bar{\tau}_r \leq 0.1$  (see Fig. 5) the shape of the average temperature curve suffers a direct influence of the triangular wave pulse prescribed at the boundary  $\eta = 0$ . For small relaxation time this effect is caused by the immediate response of the material to the perturbation on its boundary (approximately Fourier's law) and for higher dimensionless relaxation time the influence of the perturbation is dumped as can be seen in figures above.

#### 4. - CONCLUSIONS

The hyperbolic heat conduction in a slab, subject to boundary conditions of the prescribed heat flux and convection heat transfer has been analyzed by employing the ideas in the so-called Coupled Integral Equations Approach (CIEA), offering reliable results for the average temperature in range of Biot numbers and dimensionless relaxation times analyzed. Results were computed for two different wave pulses demonstrating that the average temperature predicted with hyperbolic heat conduction equation can be significantly different form those of the Fourier equation for higher values of the relaxation time.

## 5. - REFERENCES

- ANTAKI, P. J., *Analysis of Hyperbolic Heat Conduction in a Semi-Finite Slab With Surface Convection*, Int. J. Heat Mass Transfer, v. 40, n. 13, pp. 3247-3250, 1997.
- BRAZHNIKOV, A. M., KARPICHEV, V. A. & LUIKOV, A. V., *One Engineering method of Calculating Heat Conduction Processes*, Inhenerno Fizicheskij Zhurnal, v.28, pp. 677-680, 1975.
- BARLETTA, A., *Hyperbolic Propagation of an Axisymmetric Thermal Signal in a Infinite Solid Medium*, Int. J. Heat Mass Transfer, v. 39, n. 15, pp. 3261-3271, 1996.
- BARLETTA, A. & ZANCHINI E., *Hyperbolic Heat Conduction and Local Equilibrium: A Second Law Analysis*, Int. J. Heat Mass Transfer, v. 40, n. 5, pp. 1007-1016, 1997.
- CATTANEO, C., *A Form of Heat Conduction Equation which Eliminates the Paradox of Instantaneous Propagation*, Comptes Rendus, v. 247, pp. 431-433, 1958.
- COTTA, R. M. & MIKHAILOV, M. D., *Heat Conduction: Lumped Analysis, Integral Transforms, Symbolic Manipulation*, John Wiley & Sons, 1997.
- CORREA, E. J. & COTTA, R. M., *Enhanced Lumped-Differential formulations of Diffusion Problems*, Appl. Math Modeling, 1999.
- HERMITE, M. Ch. *Sur la Formulae d'Interpolation de Lagrange*, J. Crelle, v. 39, 1878.
- IMSL LIBRARY, *Math/Lib*, Houston, Texas, 1987.
- JACKSON, H. E. & WALKER, C. T., *Thermal Conductivity, Second Sound and Phonon-Phonon Interactions in NaF*, Phys. Rev., v. 3, pp. 1428-1439, 1971
- JOSEPH, D. D. & PREZIOSI, L., *Heat Waves*, Reviews of Modern Physics, v. 61, pp. 41-73, 1989.
- JOSEPH, D. D. & PREZIOSI, L., *Addendum to the paper 'Heat Waves'*, Reviews of Modern Physics, v. 62, pp. 375-391, 1990.
- KAMINSKI, W., *Hyperbolic Heat Conduction Equation for Materials with a non Homogeneous Inner Structures*, J. Heat Transfer, v. 112, pp. 555-560, 1990.
- KRONBERG, A. E., BENNEKER, A. H. & WESTERTERP, K. R., *Notes on Wave Theory in Heat Conduction: A New Boundary Condition*, Int. J. Heat Mass Transfer, v. 41, pp. 127-137, 1998.
- LIAO, S., *General Boundary Element Method for Non-Linear Heat Transfer Problems Governed by Hyperbolic Heat Conduction Equation*, Computational Mechanics, v. 20, pp. 397-406, 1997.
- NARAYANAMURTI, V. & DYNES, R. C., *Observation of Second Sound in Bismuth*, Phys. Ver. Lett., v. 28, pp. 1461-1465, 1972.
- ÖZISIK, M. N. & TZOU, D. Y., *On the Wave theory in Heat Conduction*, ASME Journal of Heat Transfer, v. 116, pp. 526-535, 1994.
- ÖZISIK, M. N., *Finite Difference Methods in Heat Transfer*, CRC Press, Boca Raton, 1994.
- ORLANDE, H. R. B. & ÖZISIK, M. N., *Simultaneous Estimations of Thermal Diffusivity and Relation Time With a Hyperbolic Heat Conduction Model*, Proceedings on The Tenth International Heat transfer Conference, v. 6, pp. 403-408, Brighton UK, 1994.
- SIENIUTYCZ, S., *The Variational Principle of Classical Type for Non-Coupled Non-Stationary Irreversible Transport Processes with Convective Motion and Relaxation*, Int. J. Heat Mass Transfer, v. 20, pp. 1221-1231, 1997.

# INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

**Rodrigo Fernando Estella dos Santos**

**Leônidas Hildebrand Júnior**

**Luís Carlos Passarini**

**Antônio Moreira dos Santos**

**Adriano Carlos Nogueira Bezerra**

Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 – 13560.030 – São Carlos, SP, Brasil. E-mail: santosrf@sc.usp.br

## **Resumo**

Desde a criação dos motores de ignição por centelha (ICE), ou ciclo Otto, extensivos estudos têm sido realizados afim de se alcançar alto desempenho, baixa emissão de gases poluentes e boa economia de combustível, simultaneamente. Recentemente, indústrias automobilísticas, após retomarem suas pesquisas, começaram a produzir motores com sistemas de injeção eletrônica direta de combustível. Essa tecnologia apresenta características que contribuem de forma positiva na busca dos objetivos citados acima. Este artigo apresenta o estado da arte da injeção eletrônica direta de combustível em motores do ciclo Otto, a tecnologia atual para viabilizar sua realização, as características dos motores que utilizam este sistema, uma comparação com os sistemas que utilizam a injeção indireta de combustível, os resultados obtidos em experimentos de laboratório realizados em um motor com injeção direta e indireta de combustível e conclusões.

**Palavras-chave:** Injeção direta de combustível, Mistura, Motores de ignição por centelha.

## **1. INTRODUÇÃO**

A história da injeção direta de combustível em motores do ciclo Otto é tão antiga quanto o próprio motor. Experiências nesta área têm sido realizadas desde antes da Segunda Guerra Mundial, utilizando para isto instalações do tipo das empregadas nos motores diesel (HILDEBRAND JR., 1998).

Antes da invenção de carburadores sofisticados, alguns dos motores aeronáuticos adaptaram sistemas de injeção direta usando a tecnologia de motores de ignição por compressão. Esta tecnologia desapareceu com o progresso dos carburadores. Durante este período de pesquisas, os motores com injeção direta adaptaram a estratégia de injeção antecipada, isto é, o combustível era injetado durante o curso de admissão para preparar a mistura ar-combustível (A/C) homogênea. Devido a isto, não era possível obter-se uma boa economia de combustível (IWAMOTO et al., 1997).

Segundo GLÖECKLER et al. (1981), em 1930, o Instituto Alemão de Pesquisas de Aviação iniciou um concentrado programa de desenvolvimento em injeção direta de

combustível na câmara de combustão, utilizando um injetor de motor diesel. A meta era realizar um completo enchimento do cilindro, resultando em máxima potência do motor. Este experimento teve como resultado um aumento na potência da ordem de 4%.

Em 1931, TAYLOR et al. realizaram testes com injeção direta em um motor do ciclo Otto afim de comparar os resultados com os obtidos utilizando o sistema de carburador. Tiveram como resultado um aumento de 7 a 11% na potência máxima e uma melhora significativa no consumo específico de combustível.

Em 1935, ROTHROCK e WALDRON, da National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), fizeram testes com injeção direta a fim de analisar os efeitos do avanço do ângulo de injeção do combustível, temperatura do motor e velocidade de combustão.

Durante a Segunda Guerra Mundial, os alemães utilizaram extensivamente a injeção direta nos motores de seus aviões (HILDEBRAND JR., 1998).

Em 1957, DOLZA et al., num motor monocilíndrico, realizaram ensaios com injeção direta com o intuito de comparar este sistema com o de carburador convencional nas diferentes condições de velocidade, carga e temperatura do motor.

DAVIS et al. (1961), da Texaco Research Center - Beacon, utilizaram um sistema de injeção direta dentro do cilindro com o objetivo de desenvolver um motor com alta eficiência térmica associada com combustão de misturas pobres (economia). Este processo, chamado TCP (Texaco Combustion Process), tinha como principal característica a rotação da mistura ar-combustível na câmara de combustão. Essa rotação (Figura 1), ocorria devido ao ângulo existente entre o bico injetor e a parede do cilindro. Os objetivos destas pesquisas foram alcançados, porém a produção de motores que utilizassem este processo não foi adiante devido ao alto custo de fabricação.

Em 1963, HUSSMANN et al. testaram um sistema de injeção direta para analisar o comportamento do motor durante a operação com carga estratificada e o efeito da variação do intervalo de tempo entre injeção de combustível e ignição da mistura.

De 1965 até o final dos anos 80, outros motores com este sistema foram desenvolvidos, como o MAN-FM em 1968, o Ford-PROCO em 1971, o Daimler-Benz OCC em 1976 e o IRVW-Futura, da Volkswagen, em 1989 (QUEIROZ & TOMANIK, 1997). Segundo IWAMOTO et al. (1997), neste período extensivos estudos continuaram sendo realizados com o sistema de injeção direta a fim de se alcançar uma alta economia de combustível. Concluiu-se que o motor com este sistema deveria ser operado em uma condição extremamente pobre, estratificando a carga e preparando uma mistura levemente rica ao redor da vela de ignição. Em função disso, vários conceitos de combustão em carga estratificada foram propostos neste período.

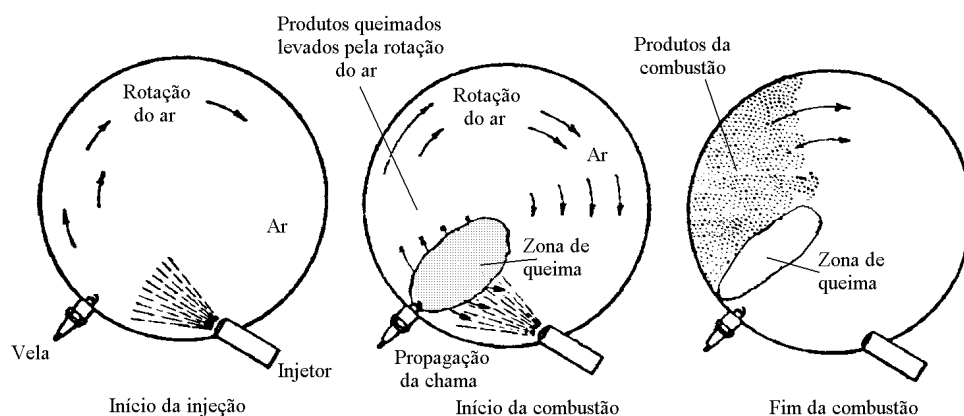


Figura 1: Rotação da mistura A/C na câmara de combustão (OBERT, 1971).

Estes conceitos adotaram uma configuração na qual a vela está localizada bem próxima ao jato de combustível. Embora tenha sido confirmado que pode ser realizada uma combustão estável com esta configuração, os seguintes problemas impediram que estes conceitos fossem desenvolvidos para produção em massa:

*Emissão de hidrocarbonetos:* grande quantidade de hidrocarbonetos foi emitida devido à dificuldade de se completar a combustão.

*Incrustação na vela de ignição:* com o jato de combustível próximo à vela, formava-se fuligem em seus eletrodos.

*Baixo desempenho:* a variação do tempo de injeção realizada pelo equipamento mecânico de injeção de combustível empregado neste período era limitado, e a mudança da injeção atrasada para a antecipada não era possível. Conseqüentemente, esses motores deveriam ser operados com a mistura estratificada uniforme em altas cargas. Afim de se prevenir a emissão de fuligem, a taxa de excesso de ar deveria ser mantida alta, resultando em baixo desempenho.

*Diluição do óleo lubrificante:* era difícil impedir que as gotas de gasolina chocassem-se com as paredes do cilindro ou com a superfície do pistão. Neste contato a gasolina diluía o óleo lubrificante.

*Acúmulo de sedimentos na câmara de combustão:* com este sistema de injeção, formava-se uma camada de combustível líquido sobre o pistão causando o acúmulo de sedimentos na câmara de combustão.

Após 1990, a economia de combustível continuou sendo o principal objetivo da indústria automobilística, pois este é o fator chave para a economia de energia e redução de CO, um dos gases mais nocivos à camada de ozônio. Para alcançar este objetivo, pesquisas na área energética começaram estabelecer as tecnologias de injeção direta que realmente podem ser aplicadas nos motores atualmente produzidos (IWAMOTO et al., 1997).

Segundo GETTING (1997), as principais indústrias automobilísticas, como a Mitsubishi, Toyota, Audi, Chrysler e Mercedes-Benz, já trabalham com seus respectivos motores com IEDC.

A Mitsubishi lançou seu motor com injeção direta (GDI - Gasoline Direct Injection) no mercado japonês em agosto de 1996. A injeção direta de gasolina permite ao motor (4 cilindros em linha, 1800 cilindradas e 16 válvulas) operar com misturas muito pobres, da ordem de 35:1, para condições de cruzeiro, o que ajuda a melhorar a economia de combustível em mais de 30% em carga parcial. Um aumento na eficiência volumétrica permite que a taxa de compressão aumente de 10,5:1, da versão convencional do motor, para 12:1 no GDI. Este aumento na taxa de compressão ajuda o motor obter um aumento de 10% no torque e na potência.

O motor da Toyota (denominado D4), com 4 cilindros em linha, 16 válvulas e 2000 cilindradas, é um pouco mais evoluído que o da Mitsubishi. O D4 possui dois dutos de admissão separados para cada cilindro, sendo que em um deles existe uma válvula do tipo borboleta que é controlada eletronicamente e no outro encontra-se um dispositivo gerador de vórtices do tipo helicoidal. Deste modo, quando o motor está operando em regime de carga estratificada, a válvula borboleta é fechada e o ar é introduzido no motor pelo duto que possui o gerador de vórtices. Isto faz com que o ar entre no cilindro com auto grau de redemoinhos (QUEIROZ & TOMANIK, 1997).

O D4 emprega três modos diferentes de injeção, possibilitando ao motor operar com diferentes razões A/C. Para cargas parciais e tráfego com até 100 km/h, é usado o sistema de recirculação de gases de exaustão (EGR), o motor trabalha com carga estratificada com a injeção de combustível ocorrendo no tempo de compressão. A razão A/C neste caso encontra-se entre 25 e 50:1. Para plena carga ou acelerações rápidas, quando se deseja obter altas potências, o motor trabalha com mistura estequiométrica, com razão A/C em torno de 12 a

15:1 e, nesta situação, a injeção de combustível ocorre no tempo de admissão. Entretanto, entre as regiões de carga estratificada, mistura homogênea e estequiométrica, existe uma zona de combustão que compreende misturas homogêneas pobres, com razão A/C entre 15 e 23:1 (HILDEBRAND JR., 1997).

A Audi também lançou seu motor com injeção direta recentemente. Trata-se do AL2, um motor de 1200 cilindradas, com 3 cilindros, cada um possuindo 5 válvulas. O AL2 produz 75 CV a 5500 rpm, 11,7 kgfm de torque e tem uma economia de combustível entre 15 e 20% em relação ao motor similar convencional da montadora, chegando a fazer mais de 33 km/l.

Outros fatores que têm contribuído para o avanço dos estudos nesta área são os progressos obtidos nas tecnologias de tratamento de gases provenientes da combustão e o aperfeiçoamento dos sistemas de controle do motor e de sistemas de injeção eletrônica de combustível. Para reforçar a necessidade de se continuar aperfeiçoando este sistema, há ainda leis que regulamentam as emissões dos gases de escape dos motores.

## 2. O SISTEMA DE INJEÇÃO DIRETA

A injeção eletrônica direta de combustível (IEDC) na câmara de combustão dos cilindros de um motor do ciclo Otto, é um conceito que oferece muitas vantagens sobre os mais sofisticados motores com sistema de injeção indireta (IEIC). O potencial termodinâmico para reduzir o consumo específico de combustível, juntamente com as vantagens da partida rápida, melhoraram a resposta em regime transiente do motor e possibilitaram uma maior precisão no controle da mistura A/C (ZHAO et al., 1997). Uma comparação ilustrativa entre os sistemas IEDC e IEIC é apresentada na “Figura 2”.

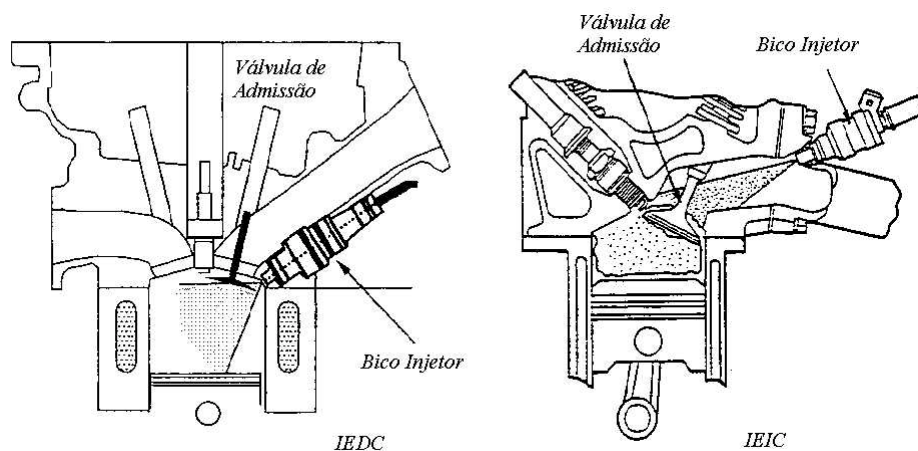


Figura 2: Comparação entre os sistemas IEDC e IEIC (ZHAO et al., 1997).

Para HARADA et al. (1997), o motor ICE à gasolina com sistema de injeção direta é o mais eficiente tanto na economia de combustível quanto no alto desempenho. Este sistema apresenta as seguintes vantagens:

- alta resposta de aceleração e ótima dirigibilidade em condições de baixa temperatura devido a injeção ser direta na câmara de combustão do cilindro;
- alta eficiência volumétrica e características anti-detonantes devido a baixa temperatura da carga de ar.

KOWALEWICZ (1984), cita outras vantagens:

- menor índice de emissões;
- maior economia, principalmente em cargas parciais;
- possibilidade de queimar combustíveis de baixa octanagem.



Entretanto, é importante salientar que para se obter as vantagens acima citadas, é necessário que o combustível seja injetado com pressões da ordem de 10 a 50 MPa (LENZ, 1992).

### 3. ENSAIOS COM O SISTEMA DE INJEÇÃO DIRETA

Ensaio comparativos entre os sistema IEDC e IEIC foram realizados em laboratório. Foi utilizado para os testes, um motor ICE, de 4 cilindros em linha, 1588 cc, taxa de compressão de 13,7:1, com sistema de injeção indireta. Um sistema de injeção direta foi adaptado a este motor posteriormente para obtenção de dados comparativos de torque, potência reduzida, consumo específico e rendimento global. Os resultados obtidos são mostrados nos gráficos à seguir.

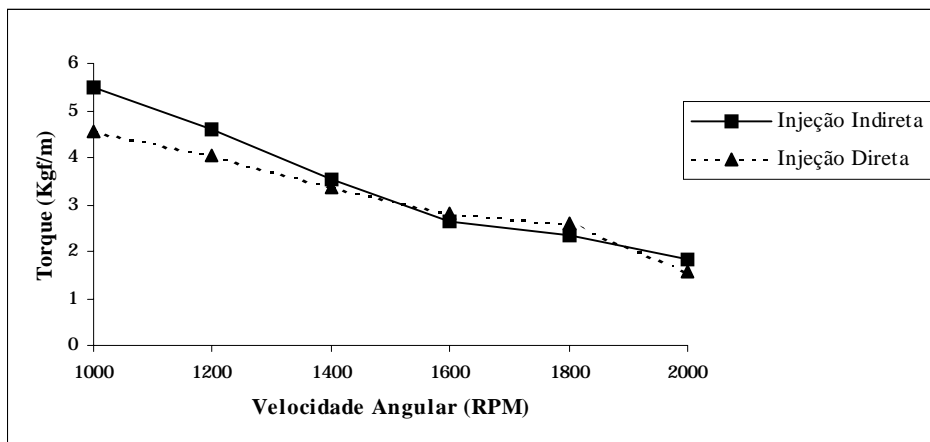


Figura 3: Torque em função da rotação para os sistemas de injeção direta e indireta.

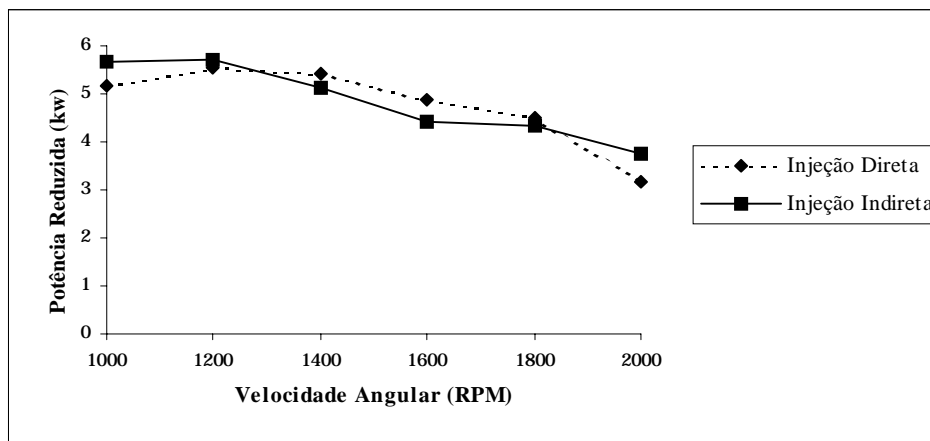


Figura 4: Potência reduzida em função da rotação para os sistemas de injeção direta e indireta.

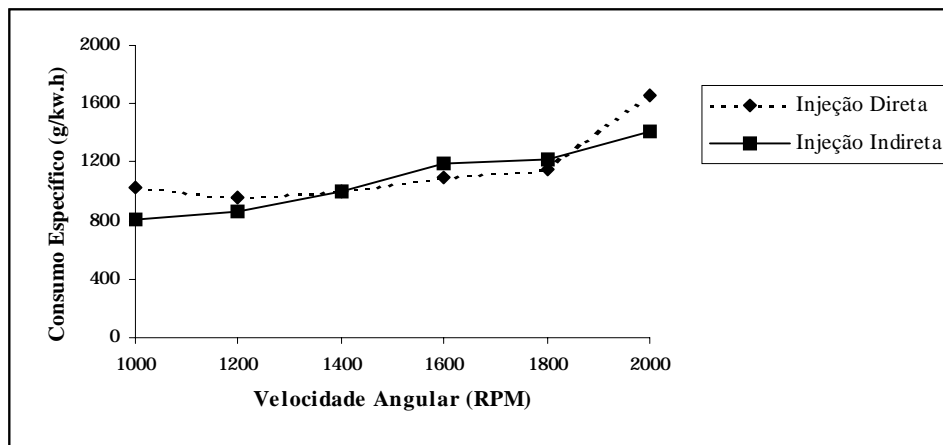


Figura 5: Consumo específico em função da rotação para os sistemas de injeção direta e indireta.

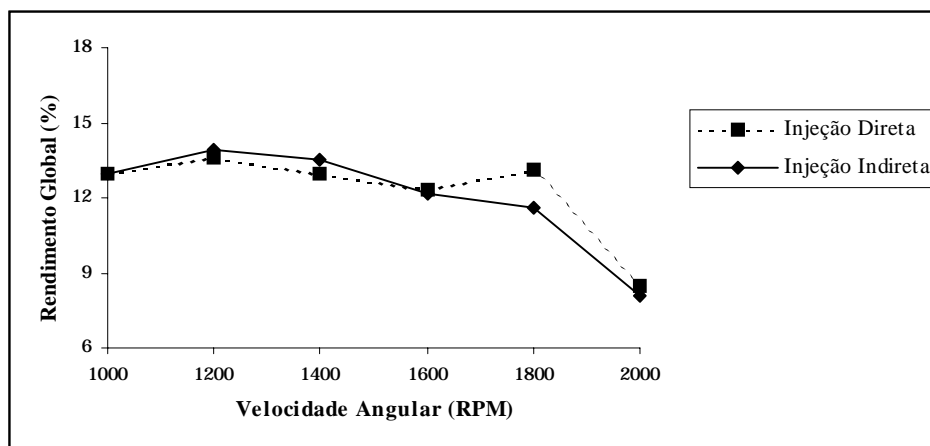


Figura 6: Rendimento global em função da rotação para os sistemas de injeção direta e indireta.

O sistema operando com injeção direta, controlado por um gerador de pulsos analógico, apresentou uma queda de potência e torque entre 1000 e 1200 rpm em relação à injeção indireta. Foi observado que houve pouco uso da energia fornecida pelo combustível em 1000, 1200 e 2000 rpm com a injeção direta. Entretanto, utilizando o sistema de injeção indireta, a potência, o torque e o rendimento global foram menores em 1400, 1600 e 1800 rpm.

Como a combustão depende da homogeneidade da mistura A/C, a queda na potência e no torque, o baixo rendimento global e alto consumo específico, em 1000 e 1200 rpm, podem ser atribuídos ao excesso de líquido injetado dentro do cilindro. O gerador de pulsos, responsável pela ativação dos bicos injetores, causava um fornecimento de uma mistura extremamente rica nestas rotações. Em 2000 rpm, a mesma situação foi observada, devido ao fato de a injeção de combustível ocorrer a baixas pressões, o que proporciona gotas de diâmetro grande, e ao pequeno tempo que o sistema de injeção direta teve para formação e homogeneização da mistura A/C.

#### 4. CONCLUSÕES

Este artigo apresentou o estado da arte e o funcionamento básico do sistema de injeção direta de combustível. Testes foram realizados utilizando-se os sistemas de injeção direta e indireta. Mesmo com o uso de um gerador de pulsos analógico para ativar os injetores e com a baixa pressão de injeção, foi possível obter um pequeno ganho de potência em 1400, 1600 e 1800 rpm e de torque em 1600 e 1800 rpm.

Para as condições onde houve queda de torque e potência, o uso de melhores injetores e bomba elétrica de combustível, combinados com um controlador eletrônico para os injetores, poderia melhorar a formação e homogeneização da mistura A/C, melhorando o rendimento global, torque e a potência.

Em baixas pressões, o sistema de injeção direta poderia apresentar vantagens combinadas com um menor custo, comparado com a injeção indireta.

## 5. REFERÊNCIAS

- Automotive Engineering, 1997, Getting more direct, vol.105, n.12, pp.80-85.
- Davis, C. W. et. al., 1961, Fuel injection and positive ignition - a basis for improved efficiency and economy, SAE Transactions, vol.69, pp.120-134.
- Dolza, J. et. al., 1957, The General Motors fuel injection system, SAE Transactions, vol.65, pp.739-746.
- Glöckler, O. et. al., 1981, Gasoline fuel injection: an overview, Automotive Engineers, vol.89, n.1, pp.66-74.
- Harada, et. al., 1997, Development of direct injection gasoline engine, SAE Technical Paper Series, n.970540.
- Hussmann, A. W. et. al., 1963, Charge stratification by fuel injection into swirling air, SAE Transactions, vol.71, pp.421-444.
- Iwamoto, et. al., 1997, Development of gasoline direct injection engine, SAE Technical Paper Series, n.970541.
- Kowalewicz, A., 1984, Combustion systems - of high-speed piston I. C. engines, Warszawa, Elsevier.
- Lenz, H. P., 1992, Mixture formation in spark-ignition engine, New York, Springer-Verlag-Wien/SAE.
- Queiroz, C. & Tomanik, E., 1997, Gasoline direct injection engines - a bibliographical review, SAE Technical Paper Series, n.973113.
- Rothrock, A. M. & Waldron, C. D., 1935, Some effects of injection advance angle, engine-jacket temperature, and speed on combustion in a compression-ignition engine, NACA, n. 525, pp.343-35
- Taylor, et. al., 1931, Fuel injection with spark ignition in a Otto-cycle engine, SAE Transactions, vol. 26, pp.346-351.
- Yamaguchi, J., 1997, Toyota readies direct-injection gasoline engine for production, Automotive Engineering, vol.105, n.12, pp.110-112.
- Zhao, F. et. al., 1997, A review of mixture preparation and combustion control strategies for spark-ignited direct-injection gasoline engines, SAE Technical Paper Series, n.970627.

## USO DEL GAS NATURAL COMO COMBUSTIBLE COMPLEMENTARIO EN SISTEMAS BIG GT PARA LA COGENERACIÓN EN EL SECTOR DE AZÚCAR Y ALCOHOL

**Felipe Raúl Ponce Arrieta**

**Electo Silva Lora**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), Núcleo de Estudos de Sistemas Térmicos (NEST), Av. BPS, 1303 Cx. P. 50, 37500-000, Itajubá-MG-Brasil. E-mail: [aponce@iem.efei.br](mailto:aponce@iem.efei.br)

### Resumen

A partir del análisis de la integración de bloques de sistemas BIG GT (*Biomass Integrated Gasifier Gas Turbine*) a centrales azucareros de 150, 300, y 800 tc/h de capacidad de molienda usando diferentes razones de gas natural y bagazo, se calculan las cantidades de energía eléctrica generada y su costo, mostrándose que los costos más bajos de generación eléctrica se tienen cuando no se realizan inversiones para reducir el consumo de vapor del proceso. Al final se realizan algunas consideraciones de carácter medioambiental, alertándose sobre el impacto que pudiera tener sobre el costo de generación de la electricidad el uso de combustibles fósiles, cuando se aplican penalidades mediante una eco-tasa de 100 US\$/tcarbono emitido. La aplicación de eco-tasas para reducir la emisión de carbono a la atmósfera puede hacer inviable proyectos de generación de energía eléctrica con combustibles fósiles.

**Palabras claves:** Cogeneration, BIG GT, Sugarcane Industry, Natural gas, Economy.

### 1. INTRODUCCIÓN

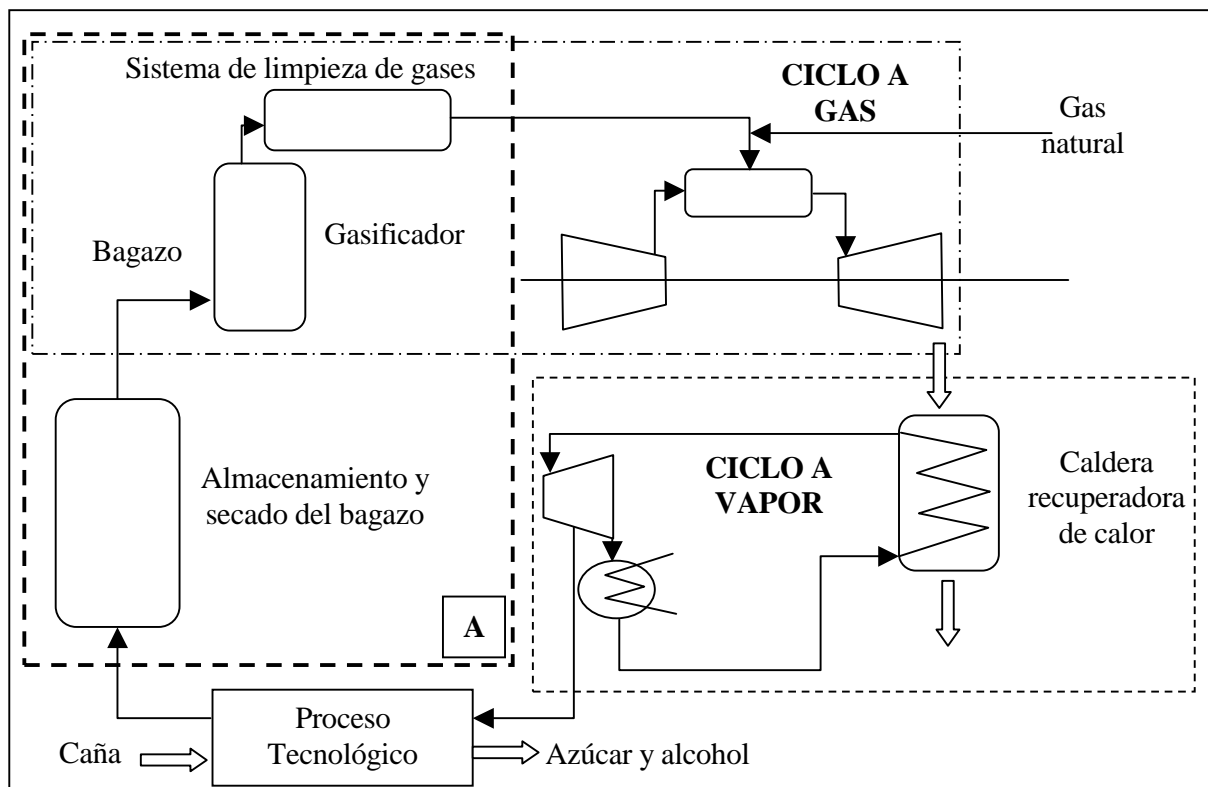
La construcción de centrales termoeléctricas utilizando gas natural como combustible incrementarán en 9,4 mil MW la capacidad de generación de energía eléctrica para todo Brasil hasta el año 2003 (EFEI Energy News, 2000). Esto permite apreciar el contexto favorable en que se encuentra estudiar las posibilidades de explotación de diferentes recursos energéticos para la generación de electricidad. Más, cuando estos tienen un origen renovable.

Con la distribución comercial del gas natural traído desde Bolivia se pueden generar cantidades considerables de energía eléctrica para distribución en el sector energético brasileño; y en particular en el Estado de São Paulo, una vez que se emplee como combustible complementario para la generación de energía eléctrica en plantas BIG GT integradas a centrales azucareros.

A continuación se presenta un estudio donde, a partir del análisis de la integración de bloques de sistemas BIG GT a centrales azucareros de 150, 300, y 800 tc/h de capacidad de molienda usando diferentes razones de gas natural y bagazo, se calculan las cantidades de energía eléctrica generada y su costo. Al final se realizan algunas consideraciones de carácter medio ambiental, alertándose sobre el impacto que pudiera tener sobre el costo de generación de la electricidad el uso de combustibles fósiles, cuando se aplican penalidades mediante eco-tasas.

## 2. INTEGRACIÓN DEL SISTEMA BIG GT CON EL CENTRAL AZUCARERO

Dos criterios deben seguirse para la implementación de sistemas BIG GT en el sector de azúcar y alcohol: (i) reducción del consumo de vapor en el proceso de fabricación de azúcar, con la intención de que el consumo de vapor que pueda ser entregado por el sistema BIG GT sea suficiente para cubrir la demanda de calor del proceso, (ii) operar la planta un alto número de horas por año para reducir los costos y mejorar la viabilidad financiera de la implementación de estos sistemas. El segundo criterio está relacionado con la disponibilidad de biomasa en el central. Con el uso del gas natural como combustible complementario se evita la importación de biomasa de otras fábricas de azúcar y se disminuyen los costos específicos de inversión por concepto de economía de escala (los sistemas de manipulación y secado del bagazo, gasificación y limpieza de gases pueden ser de un tamaño menor). Una vez que se mezclan el gas natural y el gas obtenido de la gasificación de la biomasa, se aumenta el poder calorífico (con relación al gas de biomasa) del gas alimentado como combustible a la cámara de combustión de la turbina a gas (TG), lo que disminuye (en flujo másico) el consumo de combustible. Las partes del sistema BIG GT que presentan una reducción de su costo específico son las enmarcadas en el volumen de control "A" de la figura 1.



**Figura 1.** Esquema simplificado de un bloque BIG GT integrado a un central azucarero usando gas natural como combustible complementario, destacando las parte del sistema que se reducen en capacidad.

## 3. SUPOSICIONES

Para el sector de azúcar y alcohol del Estado de São Paulo tres capacidades de molida promedio: 150, 300 y 800 tc/h respectivamente, fueron sugeridas por COPERSUCAR para estudios de cogeneración (Lamónica, 1998).

Adicionalmente fueron considerados para los sistemas existentes: (i) reducción en el consumo de vapor de proceso desde 500 kgv/tc hasta 340 kgv/tc y 280 kgv/tc; (ii) 30 % de bagazo en caña, (iii) 18 kWh/tc de consumo de potencia en accionamientos mecánicos con un 45 % de eficiencia; (iv) 78 % de eficiencia en las calderas (a 2,1 MPa y 320 °C) y 100 °C en la temperatura del agua de alimentación; (v) 75 % de eficiencia isentrópica en la expansión de la turbina de vapor con 95 % de eficiencia en el generador eléctrico y (vi) el consumo de vapor saturado en el proceso se realiza a una presión de 0,15 MPa manométricos.

La integración pretende maximizar la generación de energía eléctrica en cada una de las capacidades señaladas. Diferentes números de bloques de sistemas BIG GT son instalados según sea la capacidad de molida: uno para 150 tc/h, dos para 300 tc/h y tres para 800 tc/h. La concepción de varios bloques de 25 – 30 MW para obtener una generación de electricidad de 60 y 90 MW respectivamente, brinda una mayor flexibilidad y confiabilidad en la operación global del sistema al evitar una parada en la operación del mismo por problemas en algunos de los bloques independientes. Las suposiciones adoptadas para cada bloque son las que siguen:

- Fue considerado solamente el sistema BIG GT basado en la gasificación atmosférica con aire;
- Los resultados de la gasificación (composición del gas a la salida del gasificador y su temperatura) son basados en la simulación realizada por Souza-Santos (1999), suponiendo al bagazo de caña como el combustible alimentado;
- Para la limpieza del gas fue asumido un sistema de baja temperatura compuesto por filtros de manga y lavadores de gas (scrubers);
- Antes del lavado del gas, una serie de intercambiadores de calor, es usada para recuperar parte de la energía sensible del gas crudo (o sucio); calentando el gas limpio (hasta 450 °C) antes de su inyección en la cámara de combustión de la TG.

En la tabla 1 son presentados el análisis elemental del bagazo, la composición del gas de síntesis sucio y limpio (Caso I), del gas natural y de la mezcla de ambos en distintas proporciones. La mezcla del Caso II sigue el criterio de alcanzar un valor mínimo tal, en el poder calorífico del combustible de la TG, que evite modificaciones en el diseño de la misma. El valor del Poder Calorífico Inferior (PCI) utilizado en el Caso III pretende verificar tendencias tanto en el comportamiento de la máquina como del bloque BIG GT.

**Tabla 1.** Análisis elemental del bagazo, composición del gas de síntesis sucio y limpio, gas natural y ambos últimos mezclados en distintas proporciones.

Bagazo % en peso – base seca		Composición volumétrica (% mol)					
		Elemento	Gas de síntesis		Gas Natural <sup>(b)</sup>	Razón de mezcla kg <sub>gas limpio</sub> /kg <sub>gas natural</sub>	
			Sucio <sup>(a)</sup>	Limpio <sup>(a)</sup> Caso I		0,21 Caso II	0,52 Caso III
Carbono	44,8	H <sub>2</sub>	9,898	11,251	0,000	8,520	6,280
Oxígeno	39,5	CO	14,476	16,456	0,000	12,470	9,920
Hidrógeno	5,4	CO <sub>2</sub>	14,791	16,814	0,800	12,930	9,740
Nitrógeno	0,4	CH <sub>4</sub>	3,314	8,314	91,800	28,320	44,840
Azufre	0,0	CH <sub>x</sub>	0,563	0,640	6,700	2,090	3,290
Ceniza	9,8	H <sub>2</sub> O	14,779	3,215	0,000	2,430	1,790
PCI <sub>base seca</sub> , MJ/kg	16,7	N <sub>2</sub>	38,100	43,310	1,420	32,240	24,870
		Otros	0,079	-	-	-	-
PCI <sub>50% humedad</sub> , MJ/kg	8,0	PCI, kJ/kg		5839	47996	13067	20110

(a) Las composiciones del gas sucio y limpio fueron tomadas de Souza-Santos (1999).

(b) Tomado de COMGAS (2000).

Cada bloque está compuesto por una TG ABBGT10, máquina industrial capaz de producir 24,6 MWe de potencia cuando es quemado gas natural en las condiciones ISO. Para predecir la operación de la TG a 25 °C (temperatura que se puede considerar como media anual para el Estado de São Paulo) un procedimiento *off-design* es requerido. Un código computacional es usado para este propósito, usando la solución correspondiente a la operación de la TG con gas natural como referencia.

El gas de escape de la TG es usado para la generación de vapor en una caldera recuperadora de calor (CRC). La temperatura del vapor es función tanto de la temperatura del gas de escape de la TG como del *approach* de temperatura especificado (25 K) para la CRC. La generación de vapor es maximizada por la restricción impuesta de un pinch point límite de 15 K.

Los costos de inversión son evaluados a partir de la información presentada por Faaij et al., (1997) para una planta BIG GT de capacidad similar. El costo de inversión instalado, una vez que ya existen “n” plantas, fue estimado en 1703 US\$(1997)/kW. La reducción de los costos de inversión por disminución de la capacidad en los sistema de manipulación y secado del bagazo, gasificación y limpieza de gases; fue estimada utilizando un coeficiente de escala de 0,7. Los costos de inversión por auxiliares, instalación, ingeniería, contingencias, etc., llegan al monto de 21,7 MMUS\$ (1997).

Los costos de inversión para reducir los consumos de vapor en proceso fueron estimados por la ecuación (1), obtenida a partir de datos de Ogden et al., (1990) y COPERSUCAR, (1998):

$$\text{US\$} = 0,3004(\text{tc} / \text{h})^2 - 402,87(\text{tc} / \text{h}) + 103439 \quad (1)$$

El costo de la electricidad generada es calculado por la ecuación 2 (Horlock, 1997):

$$\text{Ce} = \beta\text{C} + \text{M} + (\text{OM}) \quad (2)$$

Donde  $\beta = 0,127$  es el factor de capitalización, calculado para una tasa de interés del 12 % y una vida útil de 25 años; C es el costo de inversión (US\$); M es el costo anual por consumo de combustible y OM es el costo anual de operación y mantenimiento. El precio del bagazo fue considerado cero al ser un residuo del propio central, al que además, se le entrega gratis tanto el calor como la electricidad necesarios para el proceso de fabricación de azúcar. Para el gas natural se tomó un precio de 0,02 US\$/kg, equivalente a 1,94 US\$/MBtu. Los costos anuales en operación y mantenimiento fueron calculados a partir de la electricidad producida a razón de 8 US\$/kWh.

#### 4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.

El comportamiento de la TG al usar un gas de bajo poder calorífico se caracteriza por la operación del compresor a una relación de presiones (RP) mayor que la del punto de proyecto (Tabla 2, Caso I). Cuando en la simulación se trata de alcanzar una temperatura de entrada a la turbina (TIT) igual a la que se tiene cuando se opera con gas natural en las condiciones ISO; para una rotación constante en el eje de la máquina, se reducirá el flujo de aire en el compresor, elevando la RP según el mapa de operación compresor. En la simulación se restringe el aumento de la RP hasta un 90 % de la RP de surge. Por esto último la TIT con gas de bajo PCI es menor que con gas natural en las condiciones ISO, en la medida que se aumenta el PCI del gas la TIT, RP, la temperatura de salida (TOT) y el flujo de gases que salen de la máquina tienden a alcanzar los valores reportados por los fabricantes. El comportamiento de la TG incide en la generación de potencia que se puede tener en el ciclo a vapor, y a su vez en la potencia neta entregada por cada bloque BIG GT y la eficiencia térmica del mismo. La eficiencia de la TG disminuye cuando aumenta el valor del PCI del combustible (Tabla 2).

**Tabla 2.** Resultados generales de la simulación por bloque BIG GT CC operando tanto sin uso de gas natural como con éste en diferentes proporciones de mezcla con el gas de síntesis obtenido a partir de la gasificación del bagazo de caña.

	Caso I	Caso II	Caso III
<b>Flujos de combustible:</b>			
Biomasa (con 50 % de humedad), kg/s	8,56	5,58	1,97
Biomasa (con 20 % de humedad), kg/s	5,35	2,24	1,23
Gas de síntesis sucio, kg/s	11,11	4,64	2,55
Gas de síntesis limpio, kg/s	10,99	4,10	2,13
Gas natural, kg/s	0,00	0,86	1,11
Razón Gas Natural/Bagazo, $\text{kg}_{\text{gas natural}}/\text{kg}_{\text{bagazo}}$	0,00	0,21	0,52
<b>Operación de la turbina a gas:</b>			
Flujo de gas combustible, kg/s	10,99	5,07	3,23
PCI, kJ/kg	5,84	13,07	20,11
Relación de presión	15,07	14,20	13,88
Temperatura de entrada a la turbina (TIT), K	1370,00	1440,33	1441,19
Temperatura de salida de la turbina (TOT), K	763,83	802,46	802,43
Potencia eléctrica neta generada, MW	24,82	23,65	22,41
Flujo de gas combustible a la salida, kg/s	85,42	79,51	77,67
Eficiencia neta, %	38,68	35,67	34,52
<b>Operación del ciclo a vapor<sup>(a)</sup>:</b>			
Flujo de vapor generado (a 6,7 MPa), kg/s	11,86	11,83	11,62
Temperatura de salida del vapor, K	738,83	777,46	777,43
Potencia bruta del ciclo sin extracción, MW	9,99	9,70	9,40
Extracción de vapor (a 0,25 MPa y 400 K), kg/s	11,45	11,43	11,22
Potencia bruta del ciclo con extracción, MW	6,09	5,82	5,63
<b>Operación de la planta BIG GT CC en modo de cogeneración<sup>(b)</sup>:</b>			
Potencia eléctrica bruta, MW	30,91	29,47	28,05
Consumo de potencia auxiliar, MW	5,26	2,59	1,72
Potencia eléctrica neta, MW	25,65	26,88	26,33
Potencia térmica, MW	28,95	28,88	28,36
Razón de potencia térmica Gas natural/Bagazo <sup>(c)</sup>	0,00	1,24	3,08
Eficiencia (I Ley, base PCI, Bagazo–Gas natural)	67,47	74,89	73,94
Eficiencia (I Ley, base PCS, Bagazo–Gas natural)	79,56	85,29	83,15
<b>Operación de la planta BIG GT CC sin cogeneración:</b>			
Potencia eléctrica bruta, MW	34,80	33,35	31,86
Potencia eléctrica neta, MW	29,54	30,76	30,15
Potencia térmica, MW	0,00	0,00	0,00
Eficiencia (I Ley, base PCI, Bagazo–Gas natural)	36,51	41,32	40,76
Eficiencia (I Ley, base PCS, Bagazo–Gas natural)	43,05	47,06	45,84

(a) Los gases a la salida de la caldera recuperadora se encuentran en todos los casos a una temperatura del orden de los 475 ± 2 K.

(b) Se interpreta modo de cogeneración cuando se realiza una extracción de vapor en la turbina a vapor para ceder calor en el proceso de fabricación de azúcar. En todos los casos se consideró un máximo del 95 % del vapor que entra a la máquina.

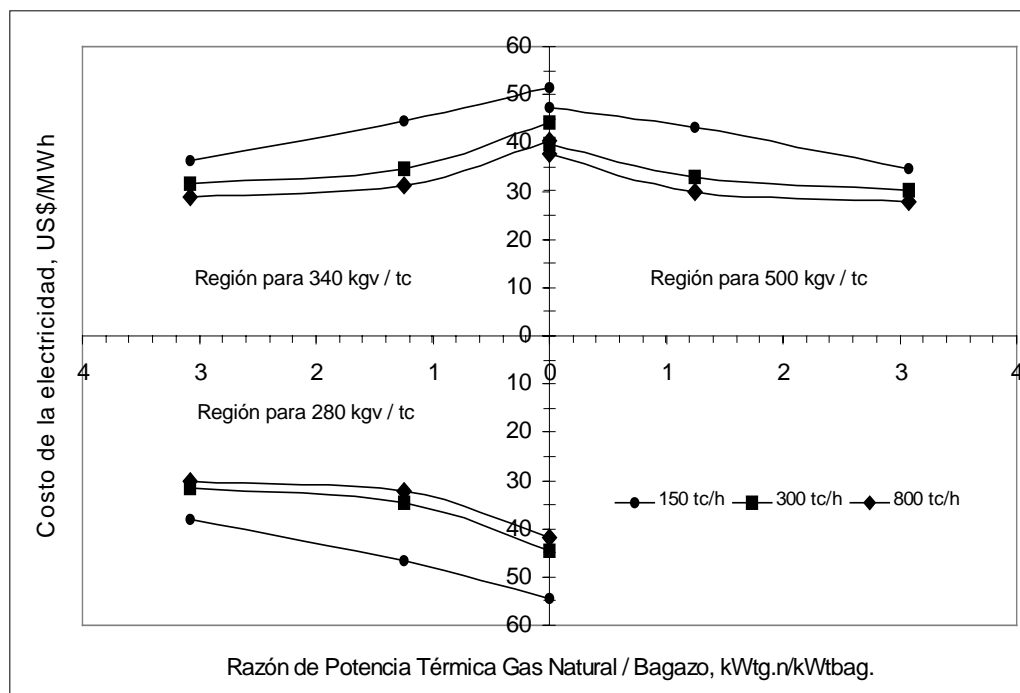
(c) Se refiere a la cantidad de energía (base PCI) que entra a la planta tanto con el gas natural como con el bagazo.



La potencia neta del bloque al operarse la TG con un gas de PCI 13,07 MJ/kg aumenta por que la TOT es mayor y aumenta la temperatura del vapor generado en la caldera y a su vez la potencia generada en el ciclo de vapor. Sin contar que adicionalmente hay una notable reducción en el consumo de potencia de los auxiliares del bloque generador con tecnología BIG GT. Al aumentar el PCI (20,11 MJ/kg), como TOT permanece prácticamente constante y hay una reducción en el flujo de gas que sale de la TG, se genera menos vapor que con 13 MJ/kg; con una menor potencia de salida de la planta pues la disminución en la potencia generada en el ciclo a vapor y en la TG son mayores que la disminución en los consumos de potencia de los auxiliares.

En la tabla 3 se presentan los resultados generales de la integración de bloques BIG GT con centrales azucareros de distintas capacidades para varios consumos específicos de vapor en proceso y con diferentes razones de potencia térmica gas natural / bagazo. En la figura 2 se presenta la variación del costo de la electricidad generada para distintas capacidades según el consumo de vapor que se tenga en el proceso. Las conclusiones que se obtienen son las siguientes:

- Los menores costos de generación de electricidad se tienen cuando no se reduce el consumo de vapor de proceso y se consume más cantidad de gas natural.
- Para un determinado consumo de vapor en proceso los costos son menores cuando aumenta la capacidad de molida del central (mayor números de bloques generadores BIG GT y más electricidad generada) y cuando aumenta el consumo de gas natural.
- Los costos hasta aquí son competitivos dentro del contexto actual del sector eléctrico brasileño.



**Figura 2.** Variación del costo de la electricidad generada para distintas capacidades según el consumo de vapor que se tenga en el proceso.

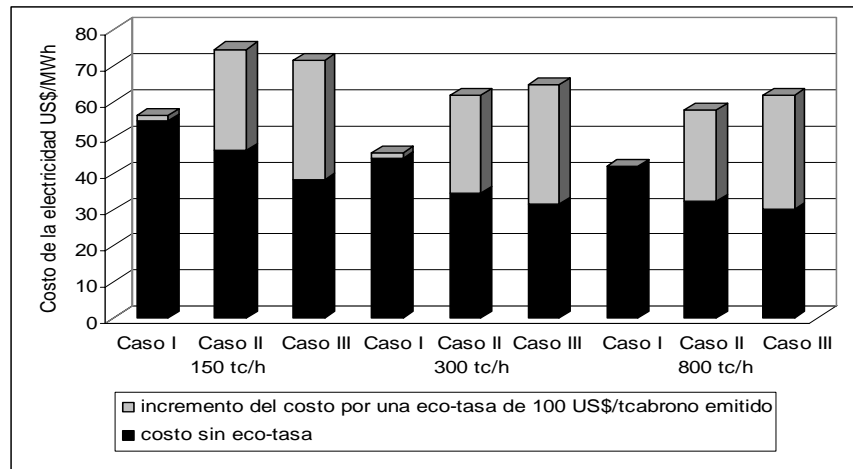
## 5. CONSIDERACIONES DE CARÁCTER MEDIOAMBIENTAL.

Actualmente se estudia la aplicación de eco-tasas para reducir las emisiones de carbono a la atmósfera. Según lo que se ha propuesto en varios modelos, estas se encuentran entre 100 y 400 US\$/tcarbono emitido (Hinostraza, 1996). En la figura 3 se puede apreciar el incremento en el costo de la electricidad generada por el concepto de penalización a través de eco-tasas en la generación de electricidad con combustibles fósiles, en particular, con gas natural.

**Tabla 3.** Resultados de la integración de la planta BIG GT CC con centrales azucareros de distintas capacidades, para varios consumos específicos de vapor en proceso y con diferentes razones Gas natural/Bagazo de potencia térmica (todos los dólares son referenciados para el año 1997).

Capacidad de molida, tc/h	150	150	150	300	300	300	800	800	800
Consumo específico de vapor en proceso, kg/tc	500	340	280	500	340	280	500	340	280
Caso I – Razón de potencia térmica Gas natural/Bagazo = 0,00									
Horas de operación de la planta BIG GT CC usando bagazo y/o gas natural, h/año	5021	6617	7192	5021	6633	7238	6554	7446	7446
Horas de operación de la planta BIG GT CC usando solo gas natural, h/año	2425	829	254	2425	813	208	892	0	0
Consumo de bagazo en la planta BIG GT CC fuera de zafra, t/año	-595	48588	66331	-1190	98189	135458	139991	222430	222430
Potencia eléctrica a la red distribuidora en zafra, MW	21,99	20,33	19,70	44,0	40,7	39,4	64,1	63,1	64,1
Potencia eléctrica a la red distribuidora fuera zafra, MW	29,54	29,54	29,54	59,1	59,1	59,1	88,6	88,6	88,6
Potencia eléctrica a la red distribuidora fuera zafra solo con gas natural, MW	32,41	32,41	32,41	64,8	64,8	64,8	97,2	0,00	0,00
Costo por combustible (considerando bagazo con costo cero), MMUS\$/año	0,21	0,07	0,02	0,42	0,14	0,04	0,23	0,00	0,00
Costo de inversión para reducir el consumo de vapor en proceso, MMUS\$	0,00	1,73	3,17	0,00	3,45	6,35	0,00	9,20	16,92
Costo de inversión total en la planta BIG GT CC, MMUS\$	56,40	56,40	56,40	90,99	90,99	90,99	125,60	125,60	125,60
Costo de la electricidad, US\$/MWh	47,18	51,54	54,52	39,82	42,64	44,40	37,86	40,36	41,89
Caso II – Razón de potencia térmica Gas natural/Bagazo = 1,24									
Horas de operación de la planta BIG GT CC usando bagazo y/o gas natural, h/año	7446	7446	7446	7446	7446	7446	7446	7446	7446
Horas de operación de la planta BIG GT CC usando solo gas natural, h/año	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Consumo de bagazo en la planta BIG GT CC fuera de zafra, t/año	48332	48332	48332	62017	62017	62017	93026	93026	93026
Potencia eléctrica a la red distribuidora en zafra, MW	23,38	23,95	24,14	49,5	50,7	51,2	81,9	84,9	85,9
Potencia eléctrica a la red distribuidora fuera zafra, MW	30,76	30,76	30,76	61,5	61,5	61,5	92,3	92,3	92,3
Potencia eléctrica a la red distribuidora fuera zafra solo con gas natural, MW	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Costo por combustible (considerando bagazo con costo cero), MMUS\$/año	0,38	0,38	0,38	0,76	0,76	0,76	1,14	1,14	1,14
Costo de inversión para reducir el consumo de vapor en proceso, MMUS\$	0,00	1,73	3,17	0,00	3,45	6,35	0,00	9,20	16,92
Costo de inversión total en la planta BIG GT CC, MMUS\$	49,81	49,81	49,81	72,26	72,26	72,26	99,73	99,73	99,73
Costo de la electricidad, US\$/MWh	43,10	44,71	46,47	33,08	33,80	34,57	29,77	31,03	32,32
Caso III – Razón de potencia térmica Gas natural/Bagazo = 3,08									
Horas de operación de la planta BIG GT CC usando bagazo y/o gas natural, h/año	7446	7446	7446	7446	7446	7446	7446	7446	7446
Horas de operación de la planta BIG GT CC usando solo gas natural, h/año	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Consumo de bagazo en la planta BIG GT CC fuera de zafra, t/año	17063	17063	17063	34127	34127	34127	51190	51190	51190
Potencia eléctrica a la red distribuidora en zafra, MW	27,12	27,70	27,90	54,2	55,4	55,9	86,3	89,5	90,7
Potencia eléctrica a la red distribuidora fuera zafra, MW	30,15	30,15	30,15	60,3	60,3	60,3	90,5	90,5	90,5
Potencia eléctrica a la red distribuidora fuera zafra solo con gas natural, MW	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Costo por combustible (considerando bagazo con costo cero), MMUS\$/año	0,49	0,49	0,49	0,98	0,98	0,98	1,48	1,48	1,48
Costo de inversión para reducir el consumo de vapor en proceso, MMUS\$	0,00	1,73	3,17	0,00	3,45	6,35	0,00	9,20	16,92
Costo de inversión total en la planta BIG GT CC, MMUS\$	40,06	40,06	40,06	64,64	64,64	64,64	89,22	89,22	89,22
Costo de la electricidad, US\$/MWh	34,77	36,44	38,17	30,05	30,78	31,52	27,69	28,97	30,25

Los valores de incremento en el costo de la electricidad generada con la aplicación de eco-tasas fueron obtenidos con un coeficiente de emisión de CO<sub>2</sub> de 49,7 tcarbono/TJ, reportado por Hinostroza (1996) para gas natural; a partir las relaciones de consumo de combustible que se presentan para cada caso en la tabla 1. Los resultados presentados en la figura 3 corresponden a un consumo de vapor en proceso de 280 kgv/tc y una eco-tasa de 100 US\$/tcarbono emitido.



**Figura 3.** Incremento en el costo de la electricidad generada por el concepto de penalización a través de eco-tasas en la generación de electricidad con combustibles fósiles.

Estos resultados alertan que se pueden inviabilizar proyectos de generación de energía eléctrica cuando eco-tasas de altos valores son aplicadas para evitar la emisión de carbono por el uso de combustibles fósiles. Aspecto que se observa con mayor sensibilidad en centrales azucareros de baja capacidad.

## 6. AGRADECIMIENTOS.

Los autores, bolsistas del programa de Ingeniería de Energía y del Petróleo, agradecen a la Agencia Nacional del Petróleo (ANP) de Brasil por el apoyo brindado. A Ricardo Carrasco Carpio por disponibilizar la ecuación obtenida para estimar el costo de inversión para reducir el consumo de vapor en el proceso. Al profesor de la Universidad Estatal de Campinas UNICAMP, Brasil, Arnaldo Cesar da Silva Walter por la modelación de la TG ABBGT10.

## 7. REFERENCIAS

- COMGAS, 2000, <http://www.comgas.com.br/gascom.htm>.
- COPERSUCAR, 1998, “Projeto BRA/96/G31: Geração de energia por biomassa; bagaço de cana de açúcar e resíduos”, Informativo do Centro de Tecnologia COPERSUCAR, junho.
- EFEI Energy News, 2000 “Térmicas somarão 9,4 GW até 2003”, Ano 1, N 42, edição 000103, Janeiro.
- Hinostroza, M. S., 1996, “Avaliação dos impactos macroeconômicos quanto a implementação de uma eco-tax no Brasil”, Dissertação de Mestrado, UNICAMP, julho.
- Horlock, J. H., 1997, “Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP)”, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA.
- Lamónica, H. M., 1998, Comunicación personal, Centro de Tecnología COPERSUCAR, julio.
- Ogden J. M., Hochgreb, S. and Hylton, M., 1990, “Steam economy and cogeneration in sugar cane factories”, International Sugar Journal, Vol. 92, No. 1099, pp. 131-140.
- Souza-Santos, M. L. , 1999, “A feasibility study of an alternative power generation system based on biomass gasification/gas turbine concept”, Fuel, No 78, pp. 529-538.

# **ANALYSIS OF ERROR IN THE SURFACE TEMPERATURE MEASUREMENT OF SEMI-INFINITE BODY**

**Valdir Araújo de Souza**

**Edson Luiz Zaparoli**

CTA – ITA – Departamento de Energia

Pça Mal. Eduardo Gomes, 50 – Vila das Acácias

CEP: 12228-900 – São José dos Campos – SP – Brasil

email:zaparoli@mec.ita.cta.br

## **Abstract**

The measurement of surface temperature by a thermocouple is subject to electrical, metallurgical and conduction errors. In this work the parameters which affect the conduction error were theoretically analysed considering a steady-state two-dimensional conduction through the semi-infinite body and the thermocouple wires. Firstly the equation and the boundary conditions of the mathematical model are numerically solved employing the finite element method, and a comparison was made with the analytical results provided by Jacob (1957). At the end of this paper it is analysed some way to minimise the conduction error in the surface temperature measurement.

**Key words:** Conduction error, Surface temperature measurement, Thermocouple.

## **1. INTRODUCTION**

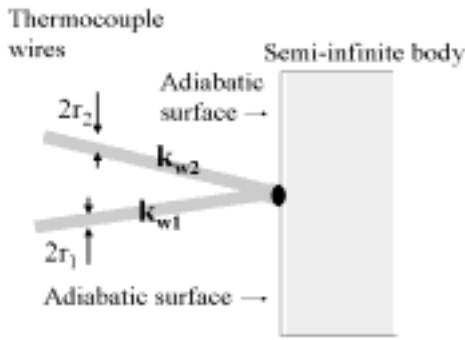
In many applications the surface temperature measurement must be very accurate as for instance in determining local heat-transfer rates like in an exhaust-gas air heater or along an airfoil surface and in experimental heat transfer. The error analysis due to the conduction is extremely important not only to estimate the error but also to find ways to reduce it. Among the causes of conduction error the most significant are: the low thermal conductivity of the body, the thermocouple diameter, the heat loss from the thermocouple to ambient, the way of attachment, the imperfect contact between the thermocouple and the surface and thermal inertia of the thermocouple. A number of methods and simplifying assumptions have been utilized either for transient or steady-state situation and it is essential to mention the study developed by Jacob (1957) whose the analytical solution is utilized in this paper.

Hennecke and Sparrow (1969) investigated the thermal processes associated with the presence of a local heat sink (or source) on the convectively cooled surface of a solid. The sink is due to the presence of a surface-mounted thermocouple, a pin fin or other surface-mounted conductors. The heat transfer results and temperature distributions for the solid are determined without reference to specific applications. The results are then applied to the case of the surface-mounted thermocouple, and the error in the measured temperature owing to the presence of the thermocouple is evaluated. Beck and Keltner (1983) developed mathematical

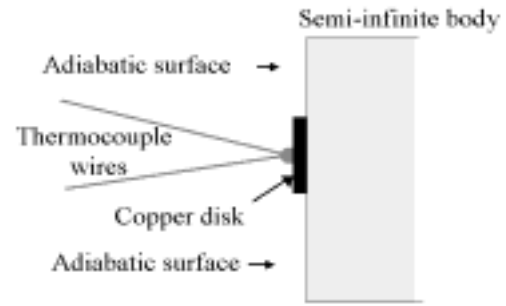
models for the response of the surface mounted thermocouples on a thick wall. These models account for the significant causes of errors in both the transient and steady-state response to changes in the wall temperature. In many cases, closed form analytical expressions are not obtainable.

In this work the error introduced by the thermocouple presence was investigated numerically considering the thermocouple as a single semi-infinite cylinder of homogeneous material and a perfect thermal contact between the thermocouple and the body is assumed, that is, without any thermal resistance. Moreover the body surface is perfectly insulated except at one small circle where the thermocouple is placed. The conduction error was evaluated in two arrangements, in the Figure 1(a) the thermocouple is attached directly to the semi-infinite body whereas in the Figure 1(b) a copper disk is placed between the surface of the body and the junction in order to reduce the conduction error.

The results presented in this work will cover either free and forced convection for the configuration presented in Figure 1(a).



**Figure 1 a.** Direct attachment of the thermocouple.



**Figure 1 b.** Thermocouple attached to the copper disk.

## 2. MATHEMATICAL STATEMENT OF THE PROBLEM

Before going into the equations or even the mathematical models it is shown the steps and assumptions taken to consider the thermocouple wire as a single long-infinite cylinder of homogeneous material with equivalent thermal properties.

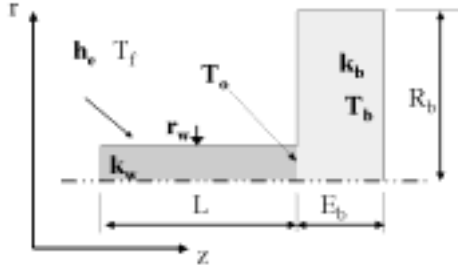
### 2.1 Thermocouple equivalent wire

Taking a careful look at the Figure 1 (a) it is possible to note that two thermocouple wires are attached on the surface of the semi-infinite body and in order to state the two-dimensional mathematical model it is necessary to make some assumptions .

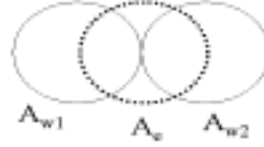
In Figure 2 the two thermocouple wires of radii  $r_1$  and  $r_2$  shown in Figure 1 (a) are replaced by one cylinder with equivalent thermal conductivity  $k_w$  and equivalent radius  $r_w$ . The temperature indicated by the thermocouple is the temperature of the junction  $T_o$  and  $T_f$  is the fluid temperature which is assumed to be uniform over the thermocouple length ( $L$ ). In addition, the body which is also shown in Figure 2 has the thickness  $E_b$  and radius  $R_b$ .

The dotted lines in Figure 3 represent the equivalent cylinder area ( $A_e$ ) whose frontal area is obtained adding the areas of the wires according to expression (1) assuming the same radius  $r_1=r_2$ , for both wires as it follows:

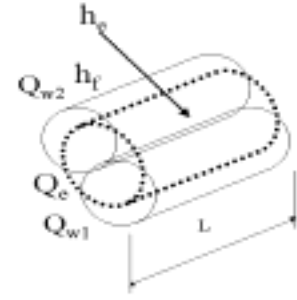
$$\pi r_1^2 + \pi r_2^2 = \pi r_w^2 \rightarrow 2r_1^2 = r_w^2 \rightarrow r_w = r_1 \sqrt{2} \quad (1)$$



**Figure 2.** Body with equivalent cylinder.



**Figure 3.** Equivalent area.



**Figure 4.** Equivalent heat loss.

Once the equivalent radius ( $r_w$ ) is obtained from equation (1), the equivalent convective heat transfer coefficient ( $h_e$ ) is obtained from the heat loss by the equivalent wire ( $\delta Q_e$ ) of length ( $\delta L$ ) which is the sum of the heat loss by each individual wire ( $\delta Q_{w1}$  and  $\delta Q_{w2}$ ), according to Figure 4 and it follows that:

$$2\pi r_w \delta L h_e (T_w - T_f) = 2\pi r_1 \delta L h_f (T_w - T_f) + 2\pi r_2 \delta L h_f (T_w - T_f) \quad (2)$$

where  $h_e$  is the equivalent convective heat transfer coefficient and  $h_f$  is the convective heat transfer coefficient over each wire and  $T_w$  represents the surface temperature of the thermocouple resulting on the following relation for  $h_e$ .

$$h_e = h_f \sqrt{2} \quad (3)$$

To determine the equivalent thermal conductivity ( $k_w$ ) it is necessary to get the long fin equation given by Ozisik, 1985 for the heat flow rate through the fin as:

$$Q = \theta_o \sqrt{PhkA} \quad (4)$$

Summing up the two wires heat losses ( $Q_{w1} + Q_{w2}$ ) and equalizing to the equivalent heat loss ( $Q_e$ ) gives:

$$\theta_o \sqrt{P_e h_e k_w A_e} = \theta_o \sqrt{P_1 h_f k_{w1} A_{w1}} + \theta_o \sqrt{P_2 h_f k_{w2} A_{w2}} \quad (5)$$

where:  $P_e$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  are the perimeters of the equivalent wire and of each thermocouple wire;  $k_w$ ,  $k_{w1}$ ,  $k_{w2}$  are the equivalent thermal conductivity and thermal conductivity of each wire and  $\theta_o = (T_o - T_f)$

Then the equivalent thermal conductivity becomes:

$$\sqrt{k_w} = (\sqrt{k_{w1}} + \sqrt{k_{w2}}) / 2 \quad (6)$$

## 2.2 Energy equation

The semi-infinite body is approximated by a finite body with large dimensions and from now it is possible according to the Figure 2 express the governing equations in a cylindrical coordinate system for the two-dimensional steady-state heat conduction with constant thermal conductivity without heat generation, as presented by Ozisik (1985):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( k \frac{r \partial T}{\partial r} \right) + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (7)$$

where  $k$  is the thermal conductivity ( $k=k_w$  in the equivalent thermocouple wire and  $k=k_b$  in the solid region) and  $T$  the temperature in any region.

## 2.3 Boundary conditions

The boundary conditions associated to the heat conduction equation and the heat flux for the domain represented in Figure 2 are given by:

For $r=0 \rightarrow \partial T / \partial n = 0$ (8)	For $r=0 \rightarrow \partial T / \partial n = 0$ (11)
For $r=r_w \rightarrow -k_w \partial T / \partial n = h_e (T - T_f)$ (9)	For $z=L \rightarrow \partial T / \partial n = 0$ (12)
For $r=r_b \rightarrow \partial T / \partial n = 0$ (10)	For $z=L+E_b \rightarrow T=T_b$ (13)

where  $n$  represents the normal unit vector outward to the domain surface.

## 2.4 Surface temperature measurement error

The error ( $E$ ) in surface temperature measurement is defined as the difference between the temperature read by the thermocouple or even the temperature of the junction ( $T_o$ ) and the temperature of the body ( $T_b$ ) which is given by equation (14) whereas ( $T_o$ ) is numerically determined by equation (15), as it follows:

$$E = T_b - T_o \quad (14)$$

$$T_o = \frac{2}{r_w} \int_0^{r_w} T_{(r)} \cdot r dr \quad (15)$$

## 3. NUMERICAL SOLUTION

This problem was numerically solved employing a program based upon the Galerkin finite element method. This program uses a quadratic interpolation polynomial to convert continuous partial differential equations into discrete nodal equations. The program works with a triangular non structured adaptive mesh with six nodes per element. The mesh refinement is automatically processed and presented more intense refinement in regions which have large curvature, geometrically small and subjected to high temperature gradient. The algebraic equations system has been solved through the iterative conjugate-gradient method, using the incomplete Cholesky decomposition as described in Macsyma Inc. (1996).

#### 4. ANALYTICAL MODEL

The temperature measurement error in the arrangement shown in Figure 1 (a) was analysed by Jakob (1957) using one-dimensional approach in which the thermocouple was treated as a pin fin and consequently the heat flow ( $Q_e$ ) from a surface at temperature  $T_o$  into an infinitely long cylinder or wire is:

$$Q_e = \theta_o \sqrt{k_w h_e A_e P_e} = \pi \sqrt{2k_w h_e r_w^3} (T_o - T_f) \quad (16)$$

This amount of heat will be carried away from the semi-infinite body according to the equation given by Groeber (1921):

$$q_0 = 4r_w k_b (T_b - T_o) \quad (17)$$

Comparing equations (16) e (17) gives the final equation for the error determination :

$$E = T_b - T_o = \frac{\pi \sqrt{\frac{k_w h_e r_w}{8k_b^2}} (T_b - T_f)}{\left[ 1 + \pi \sqrt{\frac{k_w h_e r_w}{8k_b^2}} \right]} \quad (18)$$

##### 4.1 Free convection

The Nusselt number depends on Grashof and Prandtl numbers then according to Jakob (1957), when the product of Grashof number ( $Gr$ ) and Prandtl number ( $Pr$ ) is less than  $10^{-5}$  the Nusselt number approaches to a constant value equals to 0.4 as it follows :

$$h_e (2r_w) / k_g \approx 0.4 \quad (19)$$

where  $k_g$  is the fluid thermal conductivity :

Substituting equation (19) in equation (18) results in :

$$E = \pi \sqrt{\frac{k_w k_g}{k_b^2 40}} (T_b - T_f) / \left[ 1 + \pi \sqrt{\frac{k_w k_g}{k_b^2 40}} \right] \quad (20)$$

It is essential to pay closer attention for the natural convection in this specific range of ( $Gr Pr$ ) because the error estimated does not depend on the wire diameter but in the dimensionless group  $k_w k_g / k_b^2$ , so that the error can not be reduced by employing thinner thermocouple wires.

##### 4.2 Forced convection

For forced convection it will be extremely important to know the Reynolds number and the range in which the flow will be studied. It is observed that the term inside the square root



$k_w h_e r_w / k_b^2$  of equation (18) can be correlated with dimensionless parameters of convective heat transfer as Reynolds, Nusselt and Prandtl. According to Ozisik, (1985) it is possible to correlate the Nusselt with the Reynolds number, as it follows:

$$Nu = h_e 2r_w / k_g = (0.4 Re^{0.5} + 0.06 Re^{2/3}) Pr^{0.4} \quad (21)$$

This correlation agrees with the experimental data within  $\pm 25\%$  in the range of variables  $40 < Re < 10^5$  and  $67 < Pr < 300$ , where:  $Re = \text{Reynolds number} = u_\infty 2r_0 / \nu$ ;  $u_\infty =$  fluid free stream velocity;  $\nu =$  cinematic viscosity.

Substituting equation (21) in the term  $k_w h_e r_w / k_b^2$  of equation (18) it results that the surface temperature measurement error depends on the  $k_w k_g / k_b^2$  parameter, the Reynolds number and the Prandtl number. Analysing the equations it is possible to note that unlike the free convection, in forced convection the diameter of the wire does interfere in the estimated error value of the surface temperature measurement.

## 5. RESULTS

In this work, the following numerical values are employed:  $T_f = 273.15$  K,  $T_b = 373.15$  K,  $k_w = 381$  W/m.K,  $r_w = 5.08 \cdot 10^{-4}$  m,  $k_g = 0.0277$  W/m.K (air),  $P_r = 0.7$ . Concerning the body properties two kinds of materials were analysed such as concrete and diatomaceous earth with the thermal conductivities  $k_b = 0.81$  W/m.K and  $k_b = 0.086$  W/m.K respectively.

### 5.1 Free and forced convection

The numerical results are based on geometry and boundary conditions of finite body. When the body dimensions are not much larger than the thermocouple radius ( $r_w$ ), there is a difference between the results from this two-dimensional numerical analysis of this work with the semi-infinite body one-dimensional analytical data of Jakob (1957).

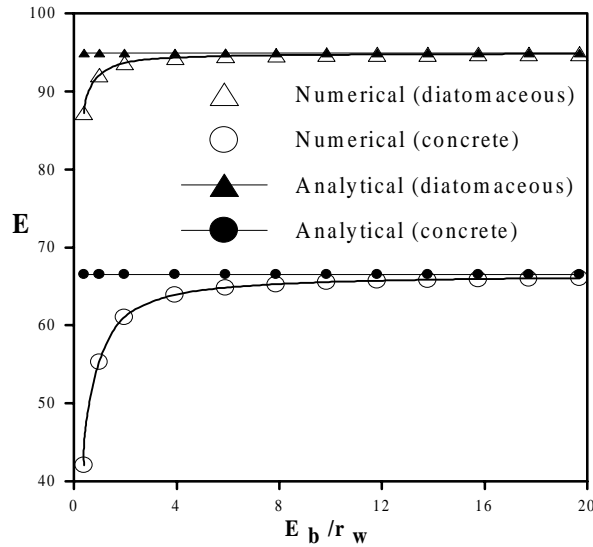
Figure 5 shows the influence of the body thickness in the error on surface temperature measurement and it is observed that for body thickness less than  $E_b/r_w = 8$  the disturbance caused by the thermocouple is more pronounced affecting the temperature distribution on the other side of the body as shown in Figure 6 (a) for  $E_b/r_w = 2$ . Figure 6 (b) shows that the thermocouple attachment do not disturb the temperature near the other surface in the case  $E_b/r_w = 50$ . When  $E_b/r_w > 8$  (diatomaceous earth) and  $E_b/r_w > 16$  (concrete) the finite body behaves as a semi-infinite body according to Figure 5.

Figure 7 also shows that when the body radius  $R_b$  is small, there is an increase in error due to a disturbance in the isothermal lines as a result of the finite body dimensions.

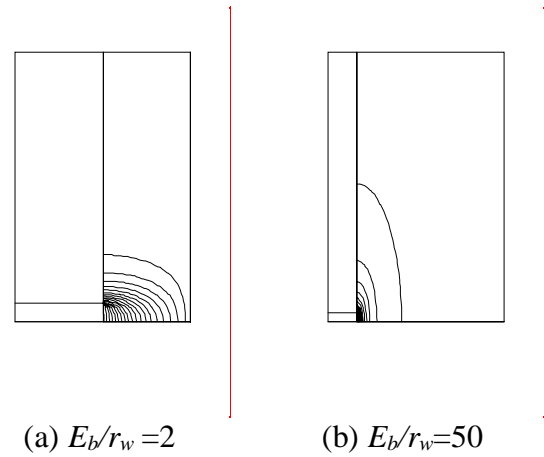
Figure 8 indicates that when the thermocouple length is really small the two-dimensional results are very different from the analytical ones because of the two-dimensional heat conduction near the thermocouple root .

For forced convection, keeping the term  $k_w k_g / k_b^2$  constant and varying Reynolds and consequently the Nusselt number it is verified in Figure 9 that the higher the Reynolds number the higher is the convective heat transfer ( $h_e$ ) then raising the error on the surface temperature measurement .

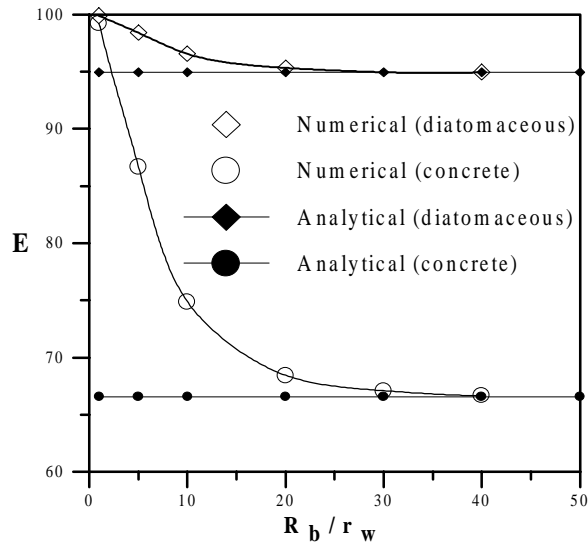
Moreover, the numerical results for ( $E_b/r_w = 50$ ,  $R_b = 200 r_w$ ,  $L = 750 r_w$ ) behaves in the same way as the analytical ones indicating a small difference for high Reynolds numbers.



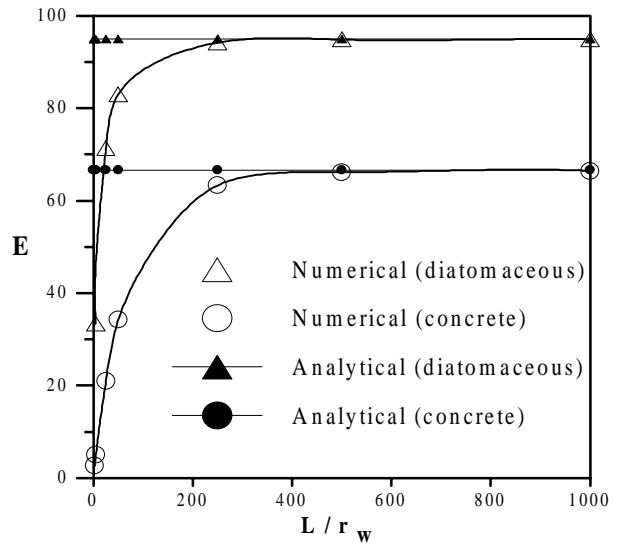
**Figure 5.** Body thickness analysis ( $L=750 r_w$  and  $R_b=200 r_w$ ).



**Figure 6.** Isothermal lines for short (a) and large (b) body thickness ( $L=750 r_w$  and  $R_b=200 r_w$ ).



**Figure 7.** Body radius analysis ( $L=750 r_w$  and  $E_b/r_w=50$ ).

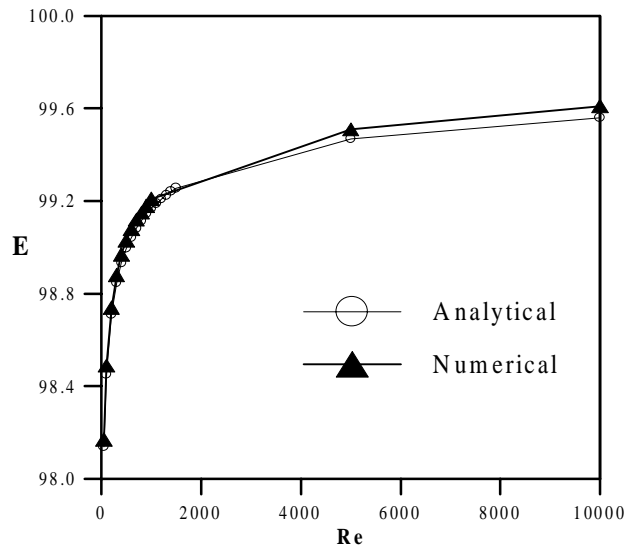


**Figure 8.** Thermocouple length ( $E_b/r_w=50$  and  $R_b=200 r_w$ ).

## 6. REDUCING THE ERROR IN SURFACE TEMPERATURE MEASUREMENT

Among many ways to reduce the error in surface temperature measurement it is important to mention the result obtained when the arrangement of Figure 1 (b) is used, that is, a copper disk is placed between the thermocouple tip and the body surface. Table 1 shows a comparison of the numerical results employing the arrangement in Figure 1 (a) and (b). These results were obtained using the following numerical values:  $k_w=51.92$  W/mK,  $k_g=0.0276$  W/mK,  $r_w=5.08 \cdot 10^{-4}$  m,  $E_b/r_w=50$ ,  $L=750 r_w$ ,  $R_b=200 r_w$ ,  $T_b=373.15$  K,  $T_f=273.15$  K. This analysis were taken for three dissimilar bodies materials such as copper, steel and diatomaceous earth with their respective thermal conductivity equal to: 346.1; 51.92 and 0.086. Furthermore the copper disk placed between the thermocouple and the body has the following properties and dimensions: thermal conductivity  $k=346.1$ , radius  $r=50 r_w$  and thickness  $8 \cdot 10^{-4}$  m. According to Table 1 it is noticed that the lower the thermal conductivity of the body material whose temperature is to be measured the higher is the error in the

measurement. When the body conductivity is high the effect of the copper disk is small, but in the case of diatomaceous earth there is a sharp reduction in the temperature measurement.



**Figure 9.** Reynolds number variation

**Table 1.** Error from the numerical analysis ( $T_b - T_o$ ).

Material	Thermal conductivity (W/mK)	Figure 1 (a)	Figure 1 (b)
Copper	346	0.170	0.170
Steel	51.92	1.107	0.254
Diatomaceous earth	0.086	87.350	8.249

## 7. CONCLUSIONS

The results presented show that the analytical approach is applied for limiting conditions as for instance for body with large dimensions. On the other hand the numerical approach indicates which dimensions both approaches are compatible and shows that for bodies with really small dimensions the errors are larger than the values from the one-dimensional analytical approach.

## 8. ACKNOWLEDGEMENTS

The first author is grateful for the support provided by CNPq grant # 131262/98-0.

## 9. REFERENCES

- Beck, J.V. and Keltner, N. R., 1983, "Surface Temperature Measurement Errors", Transactions of the ASME, vol. 105, pp. 312-318.
- Groeber, H., 1921, "Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges", Julius Springer, Berlin.
- Hennecke, D.K. and Sparrow, E.M., 1969, "Local Heat Sink on a Convectively Cooled Surface-Application to Temperature Measurement Error", Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 13, pp. 287-304.
- Jakob, M., 1957, "Heat Transfer", vol. II, John Wiley & Sons.
- Macsyma Inc., 1996, "PDEase2D™ 3.0 Reference Manual", 3<sup>rd</sup> Ed..
- Ozisik, M.N., 1985, "Heat Transfer A Basic Approach", McGraw-Hill.

# APPLICATION OF A LOCALLY-COUPLED NUMERICAL METHOD TO BUOYANT SWIRLING FLOW IN A VERTICAL CILINDRICAL CHAMBER

**Marcelo J.S. de Lemos**

Departamento de Energia - IEME

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: *delemos@mec.ita.br*

## Abstract

This work reports numerical results for the case of incompressible laminar heated flow with a swirl in a vertical cylindrical chamber. Computations are obtained with a point-wise block-implicit scheme. Flow governing equations are written in terms of the so-called primitive variables and are recast into a general form. The discretized momentum equations are applied to each cell face and then, together with the mass-continuity, tangential velocity and energy equations, are solved directly in each computational node. The effects of Rayleigh, Reynolds and Swirl numbers on the temperature field are discussed upon. Flow pattern and scalar residual history are reported. Further, it is expected that more advanced parallel computer architectures can benefit from the error smoothing operator here described.

**Keywords:** Model Furnace, Numerical Methods, Implicit Solution, Coupled Solution, Buoyancy

## 1. INTRODUCTION

Today, new technologies for efficient energy production are based on the so-called lean and low-NO<sub>x</sub> combustion. Accordingly, an ascending stream with an induced swirling motion characterizes most flow fields in such systems. Swirling induces flame stabilization allowing peak temperature reduction, ultimately reducing pollutant formation rates.

In such cases, the buoyancy term together with the centripetal and Coriolis accelerations make the system of governing equations of a high degree of coupling. Linearization of governing equations followed by the use of iterative solvers is the common route found in the literature for solving such nonlinear problems.

*Segregated* methods, in which one individual flow variable is relaxed while holding the others still, are known to be rather sensitive when handling strong physical coupling. For that, the so-called *coupled* solvers, where all dependent variables are relaxed in the same domain location, have received much attention lately.

For buoyancy-driven laminar flows, benchmark solutions for the field in a square cavity have been presented [1]. Multi-grid solution for this problem has also been published [2]. In the great majority of those works a segregated method is generally employed with the repetitive solution of a pressure or pressure-correction equation, followed by subsequent updates of the velocity and scalar fields. This strategy forms the basis of the SIMPLE family of algorithms [3]. Coupled line solvers for the temperature and velocity fields have shown improvements in computer time requirements for natural convection flows with large Rayleigh numbers [4]. The work in [4] is an indication of the advantage of coupled schemes for solving algebraic equations set with a high degree of interlinkage among the variables. Recently, the block implicit technique has also been applied to calculation of buoyant flows in a partially-coupled manner [5].

For swirling flows, most solutions found in the literature are also based on segregated relaxation procedures [6-8]. In the present context, a fully-implicit treatment is associated with the idea of simultaneously updating flow and scalar fields at each step within the error smoothing operator. To the best of the author's knowledge, in all published work, neither temperature nor tangential velocity fields, seen here as *scalars*, are treated in a fully implicit manner.

Following the aforementioned and based on Vanka's SGCS method [9, 10], simulated lid-driven cavity fluid motion through a cylindrical tank using a block-implicit numerical scheme was presented in [11]. Later, the technique was extended to buoyancy-driven streams [12], including vertical [13] and inclined cavities [14] in addition to calculation of swirling flows in model combustor [15]. In those papers, a fully-implicit treatment for the scalar (temperature or tangential velocity) was made use of.

The objective of this paper is to further extend the technique presented in [12, 13] for temperature and in [15] for the azimuthal velocity, combining now the solution of both scalars into a single fully-implicit numerical treatment. To this end, computations are presented for a model furnace comprising incompressible laminar flow simultaneously heated and subjected to an incoming flow with swirl. Effects of Reynolds, Rayleigh number and swirling strength on temperature patterns and convergence rates are reported.

## 2. GOVERNING EQUATIONS AND NUMERICAL METHOD

**Geometry.** The geometry here considered is schematically shown in Figure 1. A typical furnace combustion zone is approximated by a model consisting of a circular chamber of constant radius  $R$  and height  $H$ . At inlet, the mixture air+fuel enters through a circular slot of clearance  $r_1$ - $r_2$ . At one diameter downstream the entrance, combustion gases are able to exit through an annulus of thickness  $r_3$ - $r_4$ . The temperature level is prescribed over the entire lateral wall and on the bottom and top lids, except at the exit area where a null temperature gradient is assumed to be established by the outward motion of the fluid.

Although it is recognized that the geometry of Figure 1 might be an oversimplification of state-of-the-art industrial furnaces, essential elements, namely *swirl*, *buoyancy* and *recirculating zones* provide a good test case for the numerical method here discussed.

**Compact notation.** The conservation equations for mass, momentum and energy here analyzed can be written in a compact form if the existing analogies among the processes of accumulation, transport, convection and generation/destruction of those quantities are observed. This generic equation is commonly known in the literature as the *general transport equation* and can be written in its conservative two-dimensional laminar for *axi-symmetric* cases as:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ \rho W \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \left( \rho U \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) \right] = S_\phi \quad (1)$$

In equation (1)  $\phi$  can represent any quantity of vectorial or scalar nature (velocity or temperature),  $\rho$  is the fluid density,  $U$  and  $W$  are the velocity components in the  $r$ - and  $z$ -directions, respectively,  $\Gamma_\phi$  is the transport coefficient for diffusion and  $S_\phi$  is the source term.

Table 1 identifies correspondent terms for the different equations represented by (1). In both Table 1 and equation (1) gravity acts in the  $z$ -direction,  $\mu$  is the fluid viscosity,  $Pr$  the Prandtl number,  $T$  the temperature and  $V$  the tangential velocity component.

**Computational grid and finite-difference formulation.** In this work, the set of equations for mass, momentum and energy above is *differentiated* by means of the widely-used control-volume approach of Patankar, 1980 [3]. The differential equations are integrated over each volume yielding a set of algebraic equations. Internodal variation for the dependent variables can be of different kind corresponding to different *finite-difference* formulations. In the present work, for simplicity, the *Upwind Differencing Scheme* is used to model convective fluxes across volume faces. However, the formulation below is presented in such way that no difficulties arise if another differencing scheme is employed.

**Discretized Equations.** The block-implicit arrangement below for the flow and continuity equations, as mentioned, was first presented by Vanka [9,10]. For the sake of completeness when extending it to buoyant and swirling problems, the flow equations are here also included. Integrating then the continuity equation around point  $(ij)$  (see notation in Figure 1) following standard practices in numerical differentiation, one has [3]:

$$F_i^1 U_{i+1/2,j} - F_i^2 U_{i-1/2,j} + F_j^1 W_{i,j+1/2} - F_j^2 W_{i,j-1/2} = 0 \quad (2)$$

where the geometric coefficients  $F$ 's make computations convenient and efficient and can be interpreted as (area of flow)/(volume of computational node). For the radial momentum equation the final form for the  $U_{i-1/2,j}$  component contains coefficients representing influences by convection and diffusion mechanisms in addition to all sources and pressure gradient terms. For application in the numerical algorithm below, the equation can be written in such a way that [15]:

$$U_{i-1/2,j} = \hat{U}_{i-1/2,j} + \hat{d}_{i-1/2} [P_{i-1,j} - P_{i,j}] + \hat{e}_{i-1/2} V_{i,j} \quad (3)$$

In (3),  $P$  is the pressure and the last term on the right hand side represents the influence of  $V$  on the radial velocity  $U$  and entails a linearization of the *centripetal* acceleration [15]. All sources term, except the pressure gradient and the contribution due to the tangential velocity, are compacted in the first term on the right hand side. For the coupled treatment here presented, the explicit contribution of  $V$  in the source term of  $U$  is necessary, as it will be seen below.

A similar equation for the axial velocity component  $W_{i,j-1/2}$  is given by:

$$W_{i,j-1/2} = \hat{W}_{i,j-1/2} + \hat{d}_{j-1/2} [P_{i,j-1} - P_{i,j}] + \hat{g}_{j-1/2} \Theta_{i,j} \quad (4)$$

For natural convection flows oriented as in Figure 1, the non-dimensional temperature  $\Theta$  appearing in (4) is defined as  $\Theta = (T-T_0)/(T_I-T_0)$  and is based on the maximum temperature drop across the computational domain  $\Delta T = (T_I-T_0)$ . Accordingly, here again it is important to notice that the source term in (4) explicitly shows the contribution of  $T$  (or  $\Theta$ ) on  $W$ . For the coupled treatment here presented, this explicit arrangement is also as shown later.

Following then a similar procedure for the  $\Theta$  and  $V$  equations, final finite-difference equations can be assembled in the following form:

$$a_{ij}^\Theta \Theta_{i,j} = b_{ij}^\Theta \Theta_{i+1,j} + c_{ij}^\Theta \Theta_{i-1,j} + d_{ij}^\Theta \Theta_{i,j+1} + e_{ij}^\Theta \Theta_{i,j-1} \quad (5)$$

$$a_{ij}^V V_{i,j} = b_{ij}^V V_{i+1,j} + c_{ij}^V V_{i-1,j} + d_{ij}^V V_{i,j+1} + e_{ij}^V V_{i,j-1} + f_{ij}^V + g_{ij}^V U_{i,j} \quad (6)$$

It is interesting to observe that the last term in (6) comes from discretization of the *Coriollis* acceleration in the  $V$ -equation and represents the feedback effect of the cross-flow on the tangential velocity (see Table 1). In this work, however, this term is not treated implicitly and, when solving for  $V$ , it is compacted in the explicitly-treated source term. The *centripetal* acceleration, however (see Table 1 and equation 3), is here implicitly handled. The explicit treatment is also employed when discretizing the *convection* terms in the  $T$  and  $V$  equations since no particular terms with  $U$ 's or  $W$ 's are shown in (5)-(6).

For simplicity, equations (5)-(6) can be rearranged such that

$$\Theta_{i,j} = \hat{\Theta}_{i,j}; \quad V_{i,j} = \hat{V}_{i,j} \quad (7)$$

where,

$$\hat{\Theta}_{i,j} = \left\{ b_{ij}^\Theta \Theta_{i+1,j} + c_{ij}^\Theta \Theta_{i-1,j} + d_{ij}^\Theta \Theta_{i,j+1} + e_{ij}^\Theta \Theta_{i,j-1} \right\} / a_{ij}^\Theta$$

$$\hat{V}_{i,j} = \{b_{i,j}^V V_{i+1,j} + c_{i,j}^V V_{i-1,j} + d_{i,j}^V V_{i,j+1} + e_{i,j}^V V_{i,j-1} + f_{i,j}^V + g_{i,j}^V U_{i,j}\} / a_{i,j}^V \quad (8)$$

**Numerical Strategy.** In order smooth out errors due to initial guessed fields, *corrections* are defined as differences between *exact* and *not-yet-converged* variables. Residuals for momentum transport at each control volume face, continuity of mass and  $\phi$  equations are obtained by applying the just defined *approximate* values into (3)-(4)-(7). After some manipulation (details in 12,15) a system connecting the residuals and corrections can be written into matrix form as,

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \hat{d}_{i-\frac{1}{2},j} & 0 & \hat{e}_{i-\frac{1}{2}} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -\hat{d}_{i-\frac{1}{2},j} & 0 & \hat{e}_{i-\frac{1}{2}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \hat{d}_{i,j-\frac{1}{2}} & \hat{g}_{j-\frac{1}{2}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -\hat{d}_{i-\frac{1}{2},j} & \hat{g}_{j+\frac{1}{2}} & 0 \\ -F_i^1 & F_i^2 & -F_j^1 & F_j^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U'_{i-\frac{1}{2},j} \\ U'_{i+\frac{1}{2},j} \\ W'_{i,j-\frac{1}{2}} \\ W'_{i,j+\frac{1}{2}} \\ P'_{i,j} \\ \Theta'_{i,j} \\ V'_{i,j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{i-\frac{1}{2},j} \\ R_{i+\frac{1}{2},j} \\ R_{i,j-\frac{1}{2}} \\ R_{i,j+\frac{1}{2}} \\ R_{i,j} \\ R_{i,j}^\Theta \\ R_{i,j}^V \end{bmatrix} \quad (9)$$

where the subscript identify locations in the grid, the superscript ' distinguishes corrections and the l.h.s. represents the residue vector calculated at previous iteration.

In (9) the influence of  $\Theta$  on the flow field is directly accounted for by the  $e$ -terms. Similarly, the influence of  $V$  on  $U$  is implicitly considered by the  $g$ -terms. For the radial and axial directions, the  $g$ - and  $e$ -terms are of null value, respectively. As mentioned before, the reverse effect, or say the cross-flow influence on the  $\Theta$  and  $V$  fields is here not treated implicitly. The solution of system (9) is then easily obtained by finding first corrections for  $\Theta$  and  $V$ , calculating later the pressure  $P$  and velocity components  $U$  and  $W$ . Essentially, the method consists of finding the corrective values for  $U$ ,  $V$  and  $P$ , such that the balance equations are correctly satisfied.

**Boundary conditions.** Boundary conditions used for all velocity components were given value at the flow inlet and non-slip condition at chamber walls. For cells facing the outlet plane, overall mass-conservation balance at each computational cell was used to calculate the control-volume outgoing axial velocity (at the top lid). Initial null values were set for all velocities.

For temperature, a linear profile along the vertical direction was assumed to prevail over the lateral wall (see Figure 1). Except in the opened areas, at the bottom and at the top, the non-dimensional temperature took the values +1 and -1, respectively. Through the inlet and outlet areas, the applied boundary conditions for the temperature were  $\Theta = 0$  and  $\partial \Theta / \partial z = 0$ , respectively.

Numerical implementation of boundary conditions was achieved by maintaining the constant initial values at the boundaries, where applicable, or by updating them at each iteration, as in the cases of outlet surfaces or symmetry line.

All computations below used a 18x36 **single** grid equally distributed in the domain of calculation. An essential characteristic of Vanka's work, the *multigrid* artifice, has not been used in the present work due to the relatively modest grid here analyzed. Multigrid techniques are known to perform well with mid-size to large grids, but are rather ineffective when applied to small size problems. For this reason, no multigrid or any other large grid accelerating scheme was implemented.

**Computational Parameters.** The same relaxation parameters ( $\alpha=0.55$  for  $U$ ,  $W$ ,  $P$ ,  $V$  and  $\Theta$ ) were used in all calculations. The swirling strength,  $S$ , Reynolds number,  $Re$ , and Rayleigh number,  $Ra$ , are defined as,

$$S = \frac{V}{W} \Big|_{in} ; Re = \frac{W_{in} 2R}{\mu} ; Ra = \frac{Pr\rho^2\beta g_z\Delta T R^3}{\mu^2} \quad (10)$$

These three parameters were varied in the range  $1 < S < 10^3$ ,  $2 < Re < 10^3$  and  $10^2 < Ra < 10^5$ . The incoming axial velocity at inlet,  $W_{in}$ , was such that the Reynolds number, in most of the cases run, took the value in the range 2-200. This relatively small input value for  $W_{in}$  indicates that although the flow comes inside the chamber with appreciable rotation ( $S$  up to  $10^3$ ), it carries almost no momentum in the axial direction. This incoming velocity level was found to be consistent with the weak currents driven in a thermally-driven flow. With that, cases with balanced *natural* and *forced* convection mechanisms could be analyzed.

**Partially Segregated Scheme.** The algebraic equations for the velocity field were solved, in addition to the fully-coupled scheme here described, by performing outer iterations for the components  $\Theta$  and  $V$  while keeping  $U$ - $W$ - $P$  from the previous iteration. A *line-by-line* smoothing operator, fully described elsewhere (e.g. [3]), was used to relax  $\Theta$  and  $V$ , being the secondary flow field ( $U, W$ ) calculated by the locally-coupled method seen above. This *partially segregated* solution was set in such a way that the same number of sweeps throughout the scalar ( $\Theta, V$ ) and cross-flow fields ( $U, W, P$ ) was obtained. Since in the coupled scheme every sweep for  $U$ - $W$ - $P$  also implies in smoothing out  $\Theta$ - $V$  errors, this procedure was found to be a reasonable way to fairly compare the two methods. In all partially segregated computations, a total of four sweeps per scalar per outer iteration was performed.

The reason for recalling this second procedure a *partial* rather than a *full* segregated scheme lies in the fact that in full segregated methods all variables, including  $U$ ,  $W$  and  $P$ , are solved independently and in sequence along the entire algorithm. In the case here presented for comparison, only  $\Theta$  and  $V$  are excluded from the implicit treatment implied by eqn. (9).

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

**Temperature Field.** Figure 2 shows results for the temperature field when subjected to an increase in the incoming mass flow rate (increase in  $Re$ , see eqn. 10). The Figure indicates that the core of the flow becomes homogenized as more fluid comes into the chamber due to higher recirculating motion in the  $r$ - $z$  plane. Outlet temperatures are correctly increased when the higher axial mass flow rate sweeps hot fluid from bottom layers through the exit (see Figure 1 for geometry details). Increase of the central recirculating bubble is also clearly detected by the downward wash of isolines at the centerline.

Figure 3 shows calculations for the temperature field done with different values for  $Ra$  spanning from  $10^2$  to  $10^4$ . Distortion of the temperature profiles also indicates strength of convective ascending currents close to the wall with corresponding downward motion at the central region. Interesting to note is the increase in temperature gradients close to the center, at the bottom lid, due to the just mentioned downward stream. When analyzing real equipment, not subjected to the imposed b.c.'s here used, steep gradients of temperature close to walls might be an indication of possible temperature raise at some particular locations. Design engineers may then use this sort of information to overcome potential material damage when performing preliminary thermal design.

Figure 4 presents the temperature pattern for different values of  $S$ . Interesting to note is the small effect on  $T$ , even though  $S$  changes by such a large factor of  $10^3$ . Considering the assumed axisymmetry of the flow, a strong rotation will carry fluid tangentially, essentially through zones of equal temperature. On the other hand, an increase in  $Re$  or  $Ra$ , shown in Figures 2 and 3, substantially distort the temperature by increasing the ascending cross-flow currents. One should mention that in a real fully three-dimensional flows in industrial equipment ascending currents are quite strong, playing certainly a definite role in establishing the temperature pattern inside such domains. For the simplified flow and geometry here analyzed, however, no such effect was expected.

**Residue History.** Normalized residues were defined as the norm of the cell residue for mass, energy and tangential velocity equations as,



$$R_{abs} = \left\{ \sum_{ij} (R_{ij})^2 / (N \cdot M) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

where  $\phi$  in (11) refers to the general transport variable as defined in Table 1,  $N$  and  $M$  are the number of cells in the  $r$ - and  $z$ -directions, respectively. For continuity equation,  $R_{ij}$  can be seen as the difference, for every cell, between the cell outgoing mass flux,  $F_{out}$ , and the incoming mass flux,  $F_{in}$ . A *relative* mass residue can then be defined as,

$$R_{rel} = \left\{ \sum_{ij} \left( \frac{F_{out} - F_{in}}{F_{out} + F_{in}} \right)^2 / (N \cdot M) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

A discussion on the advantages in simultaneously monitoring  $R_{rel}$  in addition to  $R_{abs}$  is presented in de Lemos 1990, 1992 [11,12] and it is based on the small range of the former (0,+1).

The three parameters here investigated, namely  $Re$ ,  $Ra$  and  $S$ , were analyzed in terms of their influence on the overall convergence rates. Results are shown in Figures 5, 6 and 7, respectively. The iteration counter refers to the total number of sweeps over the domain, that is, the product of the outer counter times the number of inner sweeps. Here, a quick word on the numbers of iterations to convergence seems timely. Other schemes presented in the literature may indicate residue history as a function of outer iteration counters only. Some, use the so-called pseudo-transient approach and plot time steps instead. Each outer iteration, in turn, may consider a great number of internal sweeps, usually controlled by a specified residue reduction rate. Here, in this work, a fixed number of internal sweeps was considered. The relatively large number of necessary iterations seen in the figures below could be associated with the use of a single grid, the tightness of the relaxation parameters and the strong coupling among all variables involved.

Interesting to note is the better convergence performance for the higher Reynolds number (see Figure 5), possibly reflecting the fact that, as  $Re$  increases, the flow becomes more *forced-convection* dominated decreasing the  $UW-T$  coupling in relation to the  $UW-P$  connection. This, in turn, facilitates the solution of the energy equation once the velocity field is calculated. This idea is supported when Figure 6 is inspected, showing worse convergence rates for a higher  $Ra$ . There, the higher degree of coupling between temperature and cross-flow fields makes computation more demanding, reflecting the increase in physical coupling among the flow variables and temperature.

On the other hand, when  $S$  is varied, Figure 7 shows a weak dependency of  $R_T$  on the swirling strength. According to Figure 4, no substantial change on temperature patterns was detected when inlet rotation increases (except for  $S=10^3$ ). For such small inlet mass flow rates ( $Re=2$ ), viscous shear driven by the incoming swirling motion enhances the cross-flow field which, in turn, distorts isothermal lines. Such an indirect or second-order relationship between  $V$  and  $T$  is apparently also reflected on the residue histories shown in Figure 7.

Finally, the Figures seems to indicate also that the cross-flow field can quickly adjust itself to changes in the scalar profiles, and that, in the segregated case, those changes are too slowly transferred back to  $\Theta-V$ . The coupled solution, however, quickly transmits back to  $\Theta$  and  $V$ -equations changes in the cross-flow pattern, more realistic simulating the strong interaction among the variables involved.

#### 4. CONCLUDING REMARKS

This paper detailed a fully-coupled technique for numerical prediction of ascending heated swirling flows in a cylindrical chamber. An extension of the numerical method in Vanka, 1986 [9,10] towards a fully implicit solution of the energy, tangential and cross-flow equations was reported. Outlining of the numerical method showed the necessary steps for setting up the residuals and the methodology used to calculate the corrections for all dependent variables. Comparison of partially-segregated and fully-coupled treatments for the energy and tangential velocity shows a lower computer effort when the latter method was used. The approach herein is promising regarding

numerical stability of the entire equation set since inherent coupling among the variables is implicitly handled. Further, it is also expected that more advanced computer architectures can benefit from the point wise error smoothing operator here described.

## 5. ACKNOWLEDGMENTS

The author is thakfull to CNPq, Brazil, for their financial support during the preparation of this work.

## 6. REFERENCES

1. de Vahl Davis, G. Natural Convention Of Air In A Square Cavity: a Bench Mark Numerical Solution, *Int. J. Num. Meth. Fluids*, vol. 3, pp. 249-264, 1983.
2. M. Hortmann, M. Perić and G. Scheider, Finite Volume Multigrid Predictions of Laminar Natural Convection: Benchmark solutions, *Int. J. Num. Meth. Fluids*, vol. 11, pp. 189-207, 1990.
3. Patankar, SV. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Mc-Graw Hill:New York, 1980.
4. P. F. Galpin and G. D. Raithby, Numerical Solution of Problems in Incompressible Flow: Temperature of the temperature Velocity Coupling, *Num. Heat Transfer* 1986, **9**(1):105-129.
5. L. Tang and Y. K. Joshi, Application of Block Implicit Multigrid Approach to Three-dimensional Heat transfer Problems Involving Discrete Heating, *Num. Heat Transfer – Prt. A*, vol. 35, pp. 717-734, 1999.
6. Hogg, S., Leschiziner, MA. Second-moment-closure calculation of strongly swirling confined flow wit large density gradients, *Int. J. Heat and Fluid Flow* 1989, **10**(1):16-27.
7. Hogg, S., Leschiziner, MA. Computation of Highly Swirling Confined Flow with as Reynolds Stress Turbulence Model, *AIAA J.* 1989, **27**(1):57-63.
8. Nikjook, M., Mongia, HC. A second-order modeling study of confined swirling flows, , *Int. J. Heat and Fluid Flow* 1991, **12**(1):12-19.
9. Vanka SP. A Calculation Procedure for Three-Dimensional Steady Recirculating Flows Using Multigrid Methods, *Comp. Meth. App. Mech. Eng.* 1986, **55**:321-338.
10. Vanka SP. Block- Implicit Multigrid Solution of Navier- Stokes Equations in Primitive Variables, *J. Comp. Phys* 1986, **65**:138-158.
11. de Lemos, MJS. Computation of Laminar Axi-Symmetric Recirculating Flows Using Primitive Variables and a Block-Implicit Scheme, *Proc. of ENCIT90 - 3<sup>rd</sup> Braz. Therm. Sci. Meeting* 1990, **1**:375-380, Itapema, SC, Brazil, December 10-12.
12. de Lemos, MJS. Computation of Buoyancy-Driven Flows Using a Block-Implicit Numerical Scheme, *Proc. of the 28<sup>th</sup> Nat. Heat Transfer Conf.* 1992, HTD-**194**:83-89, San Diego, CA, USA, August 9-12.
13. de Lemos, MJS. Locally-Coupled Numerical Solution of Thermally-Driven Cavity Flows, *Proc. of COBEM97- 14<sup>th</sup> Braz. Congr. Mech. Eng.* 1997, Bauru, SP, Brazil, December 8-12.
14. de Lemos, MJS. Cell-Implicit Numerical Computation of Flow Field And Heat Transfer in Inclined Cavities, *Proc. of COBEM97-14<sup>th</sup> Braz. Congr. Mech. Eng.* 1997 (in CD-ROM), Bauru, SP, Brazil, December 8-12.
15. de Lemos, MJS. Simulation of Swirling Flow in A Model Combustor Using A Locally-Coupled Numerical Method, *Proc. of Winter Annual Meeting of the ASME* 1992, HTD-**226**:79-84, Anaheim, CA, USA, November 8-13

Table 1 - Terms in the general transport

	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
Continuity	1	0	0
Axial Momentum	$W$	$\mu$	$-\frac{\partial P}{\partial z} + \rho_0 g_z \beta(T - T_0)$
Radial Momentum	$U$	$\mu$	$-\left(\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu U}{r^2} - \frac{\rho \mu V^2}{r}\right)$
Azimuthal Momentum	$V$	$\mu$	$-\left(\frac{\mu V}{r^2} + \frac{\rho UV}{r}\right)$
Energy	$T$	$\mu/Pr$	0

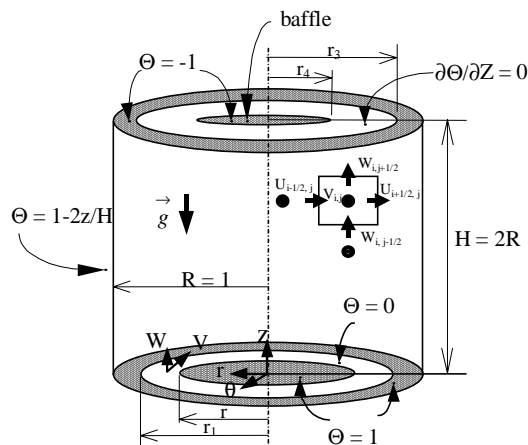


Figure 1 - Vertical cylindrical chamber

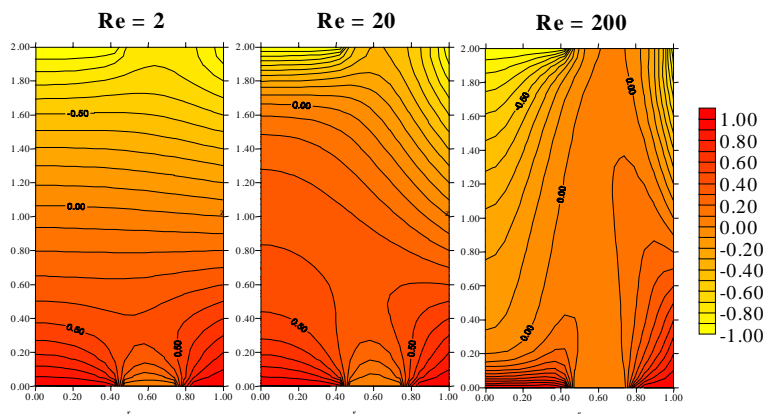


Figure 2 - Effect of  $Re$  on temperature field,  $S=1$ ,  $Ra=10^2$ .

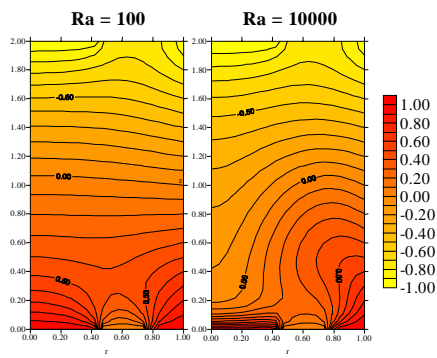


Figure 3 - Effect of  $Ra$  on temperature field,  $Re=2$ ,  $S=1$ .

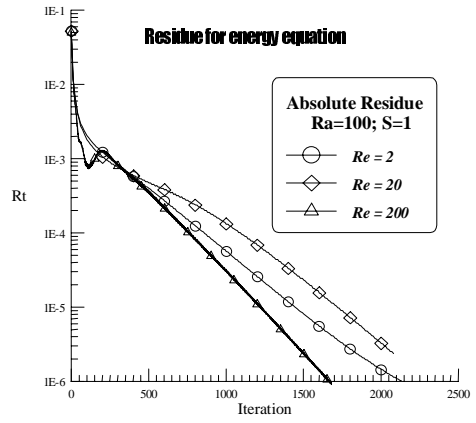


Figure 5 - Influence of  $Re$  on convergence rate of  $T$ -equation.

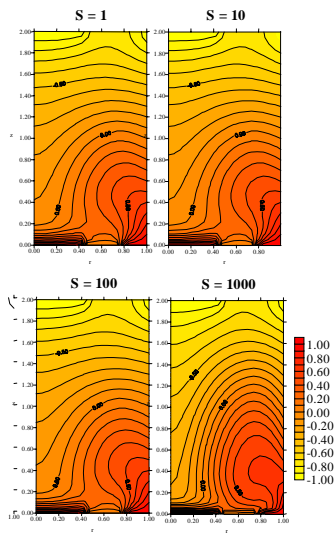


Figure 4 – Effect of swirling strength on temperature,  $Ra=10^4$ ,  $Re=2$ .

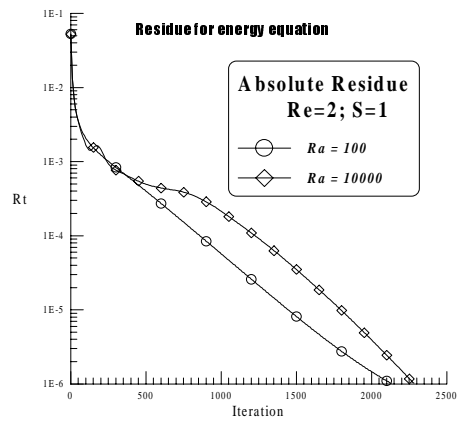


Figure 6 – Effect of  $Ra$  on  $R_T$

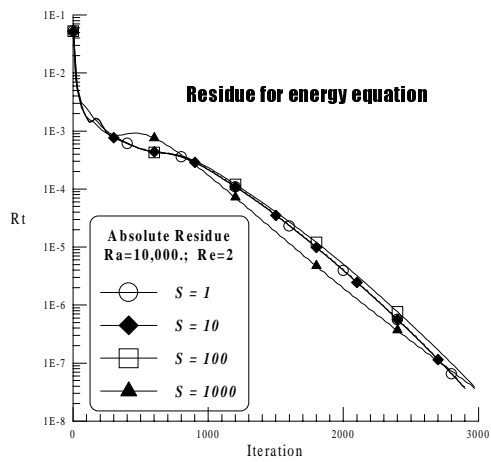


Figure 7 – Effect of swirling strength  $S$  on  $R_T$ .

# DISSIMILARITIES BETWEEN NUSSULT NUMBER AND TURBULENT KINETIC ENERGY IN DUCTS OF VARYING CROSS SECTION

**Edimilson J. Braga**

**Marcelo J.S. de Lemos**

Departamento de Energia - IEME

Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

12228-900 – São José dos Campos, SP, Brasil - E-mail: delemos@mec.ita.br

## Abstract

This paper presents numerical simulation for turbulent flow in ducts of varying cross section. Dissimilarities between Nusselt number and turbulent kinetic energy are investigated. A marching-forward numerical integration technique is used to sweep the computational domain. Cases of gradual enlargements or contractions in ducts with sinusoidal walls are calculated. Turbulence is handled with the standard isotropic  $k$ - $\varepsilon$  model. Results show that, within contractions, turbulence is damped whereas, in diffusers, the value of  $k$  is increased also, in contracting ducts, while turbulence is damped, the turbulent Nusselt number increases. Along enlargements, overall turbulent heat transfer is damped.

**Keywords:** Turbulent, Heat Transfer, Convergent-Divergent Channel

## 1. INTRODUCTION

Flow passages with contractions and enlargements are commonly found in a number of engineering equipment. Accurate determination of turbulent kinetic energy values and heat transfer rates in such devices contributes to efficiency increase, optimal design parameters and, ultimately, reduction of cost-benefit relationship. Experimental work published on turbulent flows deals, in its majority, with sudden expansion flow into a stagnant surrounding (Buresti *et al.*, 1998) or within a confining duct (Park and Chen, 1989). In all of the above, recirculating flow due to abrupt expansion precludes the use of the mathematical treatment below, which in contrast, is based on a marching-forward technique (Patankar, 1988). The compilation work of Spencer *et al.*, 1995, seems to be the only available experimental data bank for turbulent flow within contractions and diffusers. Therein, experimental data from 11 institutions around the world, taken for flow of air and water in contraction and diffuser, were compared with each other and with computational results using commercial CFD codes. The authors conclude that, “numerical simulation of turbulent flow through simple pipe components cannot be achieved with the commercial programs available”.

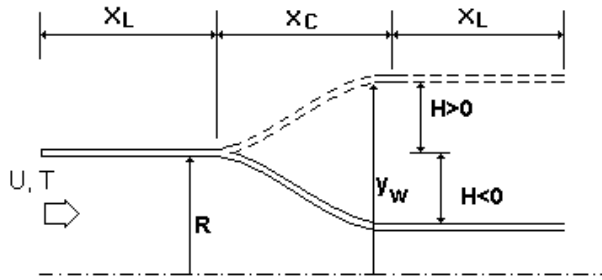


Table 1 – Input data for geometry of Figure 1

	Div	Conv
Maximum H/D	+0.4	-0.4
$X_L/D$	100	
$X_C/D$	25	

Figure 1 - Notation for general conical ducts with diverging ( $H>0$ ) and converging ( $H<0$ ) walls of sinusoidal shape.

As a consequence, the use of numerical tools for quick analysis of simple engineering flows, instead of using memory demanding CFD codes, has motivated many research efforts recently. If no back flow is in order, marching-forward techniques, implemented along with isotropic turbulence models, provide an economical means for engineering analysis with PC-based workstations.

Following this path, the work of Matsumoto and de Lemos, 1990, presented results for the developing *time-averaged* and *turbulent* fields in a coaxial jet along a circular duct of constant area. Later, de Lemos and Milan, 1997, extended their calculations to flow in long ducts through varying cross sections. De Lemos and Braga (1998) further considered coaxial jets with *higher* ( $U_e>U_i$ ) and *lower* ( $U_e<U_i$ ) annular velocity in *diverging* ( $H>0$ ) and *converging* ( $H<0$ ) ducts of the shape shown in Figure 1. Similar results for ducts with plane walls have also been documented (Braga and de Lemos, 1999a). Experimentally observed turbulence damping in contractions and corresponding enhancement in diffusers, reported in detail by Spencer *et al*, 1995, was correctly simulated.

Heat transfer analysis followed with the work of de Lemos and Braga, 1999b, who reported Nusselt numbers and turbulent kinetic energy in planar diffusers and contractions therein, flow and heat transfer properties of coaxial jets, with higher inner velocity ( $U_i>U_e$ ) and temperature ( $T_i>T_e$ ), were predicted. Interesting dissimilarity between Nusselt number and turbulent kinetic energy was calculated and discussed upon. While turbulence was damped along accelerating flows (contractions), heat transfer was increased by a fair amount.

This opposing behavior is herein further investigated. The present contribution discuss the problem of dissimilarities between Nusselt number and turbulent kinetic energy in ducts of sinusoidal walls with an increase of up to 40% of the initial cross-sectional area (see Fig. 1).

## 2. ANALYSIS AND NUMERICS

### 2.1 Governing equations

The equations of continuity of mass,  $x$ -momentum and energy for a two-dimensional, source-free, low speed, planar/axi-symmetric turbulent mixing layer can be written as,

$$\frac{\partial (y^n \rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (y^n \rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{y^\eta} \frac{\partial}{\partial y} \left[ y^\eta \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{y^\eta} \frac{\partial}{\partial y} \left[ y^\eta \Gamma_{eff}^T \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (3)$$

In (1)-(2)-(3)  $u$ ,  $v$  are the velocity components in the axial and transverse direction, respectively,  $T$  is the temperature,  $\rho$  the fluid density,  $P$  the static pressure, and  $\mu_{eff}$ ,  $\Gamma_{eff}^T$  the coefficients of turbulent exchange given as  $\mu_{eff} = \mu_t + \mu$  and  $\Gamma_{eff}^T = \mu_t / \sigma_T + \mu / \text{Pr}$ , respectively. Also,  $\mu$  is the molecular viscosity,  $\text{Pr}$  the fluid Prandtl number and  $\mu_t$  and  $\sigma_T$  the turbulent viscosity and the Prandtl/Schmidt number, respectively. As usual, equations (1)-(2)-(3) are written in a compact notation embracing planar ( $\eta=0$ ) and axi-symmetric ( $\eta=1$ ) cases.

## 2.2 Turbulence model

The turbulence model  $k$ - $\varepsilon$  of Jones and Launder, 1972, has been used in the literature in a number of publications. In this approach, the turbulent viscosity mentioned above is calculated as  $\mu_t = \rho c_\mu k^2 / \varepsilon$  where  $c_\mu$  is a constant. Here, as done in de Lemos and Braga, 1999b, only the case involving flow regions of high local Reynolds numbers are considered (Launder and Spalding, 1974). With this, transport equations for  $k$  and  $\varepsilon$  can be written as,

$$\rho u \frac{\partial \phi}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{1}{y^\eta} \frac{\partial}{\partial y} \left[ y^\eta \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + S_\phi \quad (4)$$

In (4)  $\phi$  stands for  $k$  or  $\varepsilon$ . The diffusion coefficients are given by  $\Gamma_{eff}^k = \mu + \mu_t / \sigma_k$  and  $\Gamma_{eff}^\varepsilon = \mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon$  where the  $\sigma$ 's are the turbulent Prandtl/Schmidt numbers for  $k$  and  $\varepsilon$ , respectively. The last terms in (4) are known as "source" terms and are given by  $S_k = \rho (P_k - \varepsilon)$  and  $S_\varepsilon = \rho \frac{\varepsilon}{k} (c_1 P_k - c_2 \varepsilon)$ , being  $c_1=1.47$ ,  $c_2=1.92$  and  $c_\mu=0.09$ . The production term reads  $P_k = \mu_t / \rho (\partial U / \partial y)^2$ .

## 2.3 Boundary conditions and Computational Details.

The numerical approach adopted here and in de Lemos and Braga, 1999b, is the parabolic solver technique of Patankar (1972, 1988). For clarity, it is reviewed below.

Inlet flows are given a uniform distribution. For temperature, constant value of  $T$  prevails over the inlet. Also, the values of  $k$  and  $\varepsilon$  at entrance were given by  $k_{in} = 10^{-3} U_m$  and  $\varepsilon_{in} = k_{in}^{3/2} / K y'$  where  $U_m$  is the overall mean velocity,  $K$  is the von Kármán constant ( $K=0.4$ ) and  $y'$  the distance to the wall. For the centerline ( $y=0$ ) the symmetry condition is implemented for all dependent variables  $\phi=U, T, k$  and  $\varepsilon$  as  $\partial \phi / \partial y \Big|_{y=0} = 0$ . Wall proximity is handled with the **Wall Function** approach (Launder and Spalding, 1972, 1974), giving for the wall shear stress,

$$\tau_w = \left( U_N \rho c_\mu^{1/4} k_N^{1/2} \right) / \frac{1}{K} \ln \left[ E y_N \frac{\rho (c_\mu^{1/2} k_N)^{1/2}}{\mu} \right] \quad (5)$$

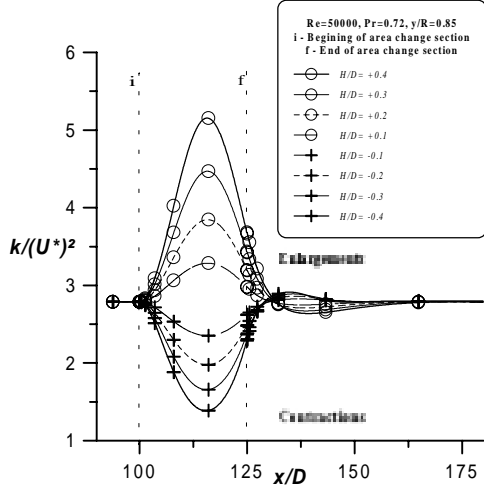


Figure 2 – Development of  $k/U^{*2}$  close to the wall for contractions and enlargements

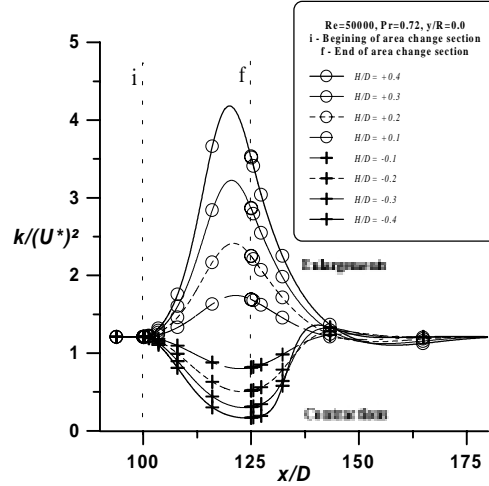


Figure 3 – Development of  $k/U^{*2}$  at the duct centerline for contractions and enlargements

Where  $E$  is a constant. In (5) the subscript "N" identifies the grid point closest to the wall. In that region, the use of the **Wall Function** associated with the assumption of "local equilibrium" for turbulence ( $P_k = \varepsilon$ ) gives  $k_N = \tau_w / (\rho c_\mu)^{1/2}$  and  $\varepsilon_N = k_N^{3/2} / K y_N$ . Rewriting (5) in the form  $\tau_w = \lambda \mu (\partial U / \partial y)$  gives further,

$$\lambda = \begin{cases} 1 & \text{for laminar flow} \\ \frac{K y_N \rho (c_\mu^{1/2} k_N)^{1/2}}{\mu} & \text{for turbulent flow} \\ \ln \left[ E y_N \frac{\rho (c_\mu^{1/2} k_N)^{1/2}}{\mu} \right] & \end{cases} \quad (6)$$

For temperature, the **Wall Law** is given by,

$$T^+ = (T_N - T_w) \rho c_p c_\mu^{1/4} k_N^{1/2} / q_w = \frac{Pr_t}{K} \ln \left[ E y_N \frac{\mu (c_\mu^{1/2} k_N)^{1/2}}{\rho} \right] + 12.5 Pr^{2/3} + 2.12 Pr - c_q \quad (7)$$

where the last term in (7) fits experimental data and has been proposed by Kader and Yaglom, 1972. It reads  $c_q = 5.3$  for  $Pr < 0.5$  and  $c_q = 1.5$  for  $Pr \geq 0.5$ . Either case, constant  $T_w$  or constant  $q_w$ , is analyzed with (7). The wall heat flux can be further given after rearranging (7) in the

form  $q_w = -\lambda_T \frac{\mu c_p}{Pr} \frac{\partial T}{\partial y}$  where;

$$\lambda_T = \begin{cases} 1 & \text{for laminar flow} \\ \frac{K y_N \rho (c_\mu^{1/2} k_N)^{1/2}}{\mu} Pr & \text{for turbulent flow} \\ \left( \sigma_T \ln \left[ E y_N \frac{\rho (c_\mu^{1/2} k_N)^{1/2}}{\mu} \right] + c_q^* K \right) & \end{cases} \quad (8)$$

with  $c_q^* = 12.5 Pr^{2/3} + 2.12 Pr - c_q$ .



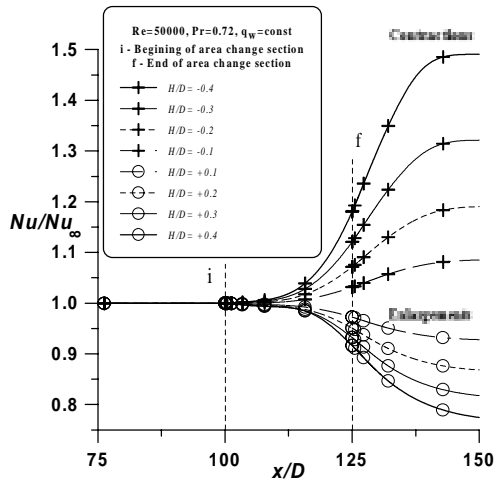


Figure 4 – Comparison of  $Nu$  along diverging and converging sections,  $q_w = \text{const}$

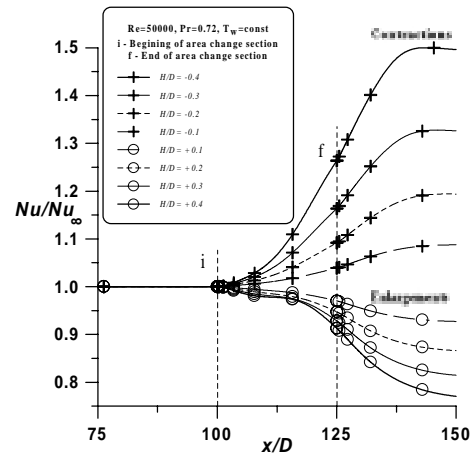


Figure 5 -- Comparison of  $Nu$  along diverging and converging sections,  $T_w = \text{const}$

Determination of the unknown pressure gradient is handled as explained in Patankar (1988). That approach consists in finding the zero of a function representing the discrepancy, at the downstream position, between the *calculated* and *real* duct area. All transport equations for the mean and turbulent fields were solved by means of the marching-forward method of Patankar, 1988.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

The flow field in the duct shown in Figure 1 was calculated for a long inlet region followed by a converging/diverging duct before another long outlet sector. The objective of this case was to investigate the changes in fully developed profiles occurring past an area change section without the simultaneous hydrodynamic and thermal boundary-layer development at the wall. Then, changes in the mean and turbulent quantities, solely due to duct area variation, could be isolated for analysis. Data used in all cases are summarized in Table 1.

Calculations for the hydrodynamic turbulent field along ducts with varying cross section were discussed in de Lemos and Milan, 1997, and de Lemos and Braga, 1998, for ducts with sinusoidal and plane walls, respectively. Figures 2-3 summarizes major results therein and shows the behavior of turbulence passing over a variation of area occurring in a duct in the range  $100 < x/D < 125$  (see Figure 1 and Table 1). The figures present the non-dimensional turbulent kinetic energy along a sinusoidal wall duct and at two radial positions, one close to the wall ( $y/R=0.85$ ) and the other at the centerline ( $y/R=0.0$ ). It is interesting to note that, within enlargements, Figures 2-3 indicate that an increase in  $k/U^2$  takes place across the entire cross section. Even though the mean flow is decelerating, enhancement of turbulent transfer due to steep velocity gradients across the flow indicates that a greater portion of mean kinetic energy is feeding turbulence. An opposite trend, for contracting ducts, is also shown in the figures.

Accelerating flow tend to flatten velocity profiles decreasing turbulence production rates leading, eventually, to relaminarization phenomenon. Ultimately, in a contraction, the mean field acquires more kinetic energy but a lower fraction is made available for generating turbulence. These results are in complete agreement with measurements compiled by Spencer *et al*, 1995.

Corresponding results for the thermal field, calculated with data of Table 1, are shown in Figures 4 and 5 for  $q_w$  and  $T_w$  constant, respectively. The Nusselt number is calculated finding first the bulk temperature  $T_b$ , the film coefficient  $h$  and then  $Nu$  with the help of the

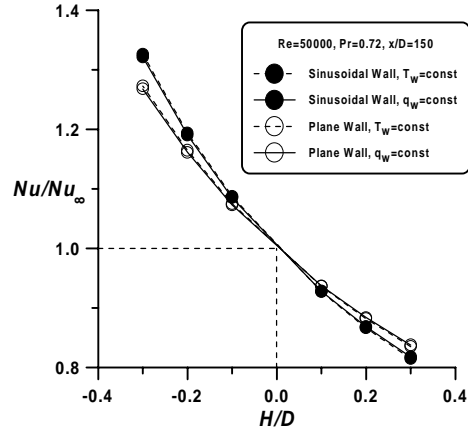


Figure 6 – Effect of contractions/expansions on Nusselt number for plane and sinusoidal duct shape

expressions,

$$T_b = \frac{1}{\dot{m}} \int_A \rho u T dA; \quad h = q_w (T_w - T_b); \quad Nu = hD / k \quad (9)$$

Both Figures show that within contractions, accelerated flow induces a higher  $Re$  causing an enhancement on the magnitude of turbulent heat transfer through the wall. On the other hand, for duct enlargements, lower speed flow reduces Nusselt numbers being both trends in coherence with the overall correlation of the form  $Nu = Re^n Pr^m$ .

When comparing Figures 2-3 with Figures 4 and 5 *dissimilarity* between Nusselt number and turbulent kinetic energy seems apparent. In the first case (Figures 2-3), acceleration on the flow damps turbulence but, on the other hand, it enhances Nusselt number (Figures 4-5).

Likewise, for flow within duct expansions, there seems to be an enhancement of turbulent momentum transfer whereas heat crosses the wall layers at a lower rate. Therefore, along contractions, while turbulence quantities are decreasing, the heat transfer coefficient increases. Figure 6 summarizes the changes in  $Nu$  calculated at the exit of the long duct cases ( $x/D=150$ ). Plane wall values are taken from de Lemos and Braga, 1999b, and show a slight dependence on wall duct geometry and nearly no influence of applied boundary condition, as expected.

These results are interesting since, usually, the two flow properties presenting a **dissimilar** behavior, namely the overall levels of turbulent kinetic energy and turbulent Nusselt number are, at a first glance, expected to be **similar**. Finally, one should mention that computations herein are intended to contribute to the preliminary design phase of engineering equipment.

#### 4. CONCLUDING REMARKS

This paper presented computations with the standard  $k-\epsilon$  model for simulation of confined isothermal flow in ducts of varying cross-section. Diverging and converging ducts were calculated showing different or *dissimilar* behavior for Nusselt number and turbulent kinetic energy. In general, accelerated flows in a convergent duct reduce turbulence level even though  $Nu$  increases by a fairly amount. The opposing trend is observed in expanding passages (decelerating flow). The results herein are expected to contribute to the design and analysis of engineering equipment involving concentric turbulent jets. Potential application of this study may include heat exchanger design and analysis.

## 5. ACKNOWLEDGMENTS

The authors are thankful to CNPq, Brazil, for their financial support during the course of this research.

## 6. REFERENCES

Braga, E.J., de Lemos, M.J.S., 1999a, NUMERICAL ANALYSIS OF COAXIAL TURBULENT JETS IN DIFFUSERS AND CONTRACTIONS, *COBEM99 - 13<sup>th</sup> Braz. Cong. Mech Eng.*, Águas de Lindóia, São Paulo, Brazil, Nov. 22-26.

Buresti, G.; Petagna, P.; Talamelli, 1998, A., EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE TURBULENT NEAR-FIELD OF COAXIAL JETS, *Exp. Th. Fluid Sci.*, v 17, n. 1-2, p. 18-26.

de Lemos, M.J.S., Braga, E.J., 1998, NUMERICAL INVESTIGATION OF TURBULENT DUCT FLOW THROUGH GRADUAL ENLARGEMENTS AND CONTRACTIONS, ASME-FED-vol.245, ISBN: 0-7918-1950-7, *Proc. of FEDSM99* Washington, D.C., USA, June 21-25.

de Lemos, M.J.S., Braga, E.J., 1999b, CHARACTERISTICS OF TURBULENT HEAT TRANSFER IN COAXIAL JETS THROUGH GRADUAL ENLARGEMENTS AND CONTRACTIONS, Paper NHTC-0165, *33rd National Heat Transfer Conference*, Albuquerque, New Mexico, USA, August 15-17.

de Lemos, M.J.S., Milan, A., 1997, MIXING OF CONFINED COAXIAL TURBULENT JETS IN DUCTS OF VARYING CROSS SECTION, *CD-ROM of COBEM97 - 12<sup>th</sup> Braz. Cong. Mech. Eng.*, Bauru, São Paulo, Brazil, Dec. 8-12.

Jones, W.P., Launder, B.E., 1972, THE PREDICTION OF LAMINARIZATION WITH A TWO-EQUATION MODEL OF TURBULENCE, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, vol. 15, pp. 301-314.

Kader, B.A. , Yaglom, A.M., 1972, HEAT AND MASS TRANSFER LAWS FOR FULLY TURBULENT WALL FLOWS, *Int. J. Heat & Mass Transf.*, vol. 15, pp. 2329-2351.

Launder, B.E., Spalding, D.B., 1972, LECTURES IN MATHEMATICAL MODELS OF TURBULENCE, Academic Press, New York.

Launder, B.E., Spalding, D.B., 1974, THE NUMERICAL COMPUTATION OF TURBULENT FLOWS, *Comp. Math. App. Mech. Eng.*, vol. 3, pp. 269-289

Matsumoto, E., de Lemos, M.J.S., 1990, M.J.S., DEVELOPMENT OF AN AXI-SYMMETRIC MIXING LAYER IN A DUCT OF CONSTANT CROSS SECTION, *Proc. of 3<sup>rd</sup> Braz. Therm. Sci. Meet.*, vol. I, pp. 381-385, Itapema, Brazil, Dec. 10-12.

Park, C.J.; Chen, L.D., 1989, EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CONFINED TURBULENT JETS. PART I. SINGLE-PHASE DATA, *AIAA Journal*, v. 27, n. 11 p. 1506-1510.

Patankar, S.V., 1980, NUMERICAL HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW, Mc-Graw Hill.

Patankar, S.V., 1988, PARABOLIC SYSTEMS, Chapter 2 of HANDBOOK OF NUMERICAL HEAT TRANSFER, Rohsenow ed., John Wiley & Sons, New York.

Patankar, S.V., Spalding, D.B., 1972, A CALCULATION PROCEDURE FOR HEAT, MASS AND MOMENTUM TRANSFER IN THREE-DIMENSIONAL PARABOLIC FLOWS, *Int. J. Heat & Mass Transf.*, vol. 15, pp. 1787-1806.

Sellers, J.R., Tribus, M., Klein, J.S., 1956, *Journal of Heat Transfer - Trans ASME*, vol. 78, pp. 441-448.

Spencer, E.A., Heitor, M.V., Castro, I.P., 1995, INTERCOMPARISON OF MEASUREMENTS AND COMPUTATIONS OF FLOW THROUGH A CONTRACTION AND A DIFFUSER, *Flow Meas. and Instr.*, v. 6, n. 1, p. 3-14.

## TEMPERATURE INFLUENCE IN DEWATERING OPERATIONS IN A RISER

Angela O. Nieckele

Luis Fernando A. Azevedo

Arthur M. Braga

Departamento Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 22453-900 Rio de Janeiro - RJ – BRASIL  
nieckele@mec.puc-rio.br; lfaa@mec.puc-rio.br; abraga@mec.puc-rio.br

### Abstract

Simulation of the dynamics of pig through non-isothermal flow in a riser is presented. The differential mass, linear momentum and energy equations were numerically solved by a finite difference numerical scheme, for compressible flow through pipelines. The fluid flow equations were combined with an equation representing a force balance on the pig. Pressure forces developed due to flow through by-pass holes in the pig, pig acceleration and pig/pipe contact forces were considered. A stick/slip model was developed to account for the distinct friction regimes that prevail depending on whether the pig is at rest or in motion. An adaptive grid technique was employed to account for the moving pig. A heat loss to the ambient plays a important hole in the temperature distribution. The temperature directly affects the fluid properties and as a consequence the pig dynamics. However, a significant effect is only felt for extreme pressure/temperature variations.

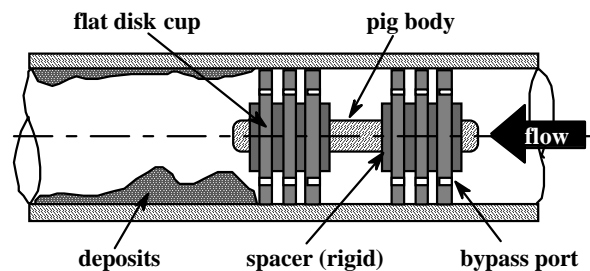
**Keywords:** Pipeline Pigging, Numerical Simulation, Compressible Non-Isothermal Flow

### 1. INTRODUCTION

Pigs are normally utilized in different stages of the pipeline life to perform operations such as, dewatering, cleaning, or internal inspection for damage or corrosion spots. In general terms, a pig is a solid cylindrical plug driven through the pipeline by the flowing fluid. Contact forces between the pig and the pipe wall are developed due to the oversize of the pig and should be overcome by the driving pressure provided by the flow.

The use of pigs has become a standard industry procedure. This expanding demand has driven manufacturers to produce a great variety of pig models. Yet, a difficulty often faced by the engineer when designing a pigging operation is the lack of reliable tools for the prediction of the many variables related to the motion of the pig through the pipeline. Most of the available knowledge is based on field experience. Hence, selecting the best pig, estimating its speed, required driving pressure and the amount of back and forward bypass of fluid, often involves some guesswork and, consequently, a high degree of uncertainty.

Figure 1 illustrates a typical type of pig, employed for cleaning operation. It is assembled from flat disk cups, usually made from polyurethane elastomer, attached to a cylindrical body. The cups can also have a conical shape. Polyurethane foam pigs, cast in cylindrical shapes, are also ordinarily used in cleaning operations. Fluid pumped upstream of the pig provides the necessary pressure difference to overcome the contact force at the



**Figure 1.** Schematic View of a Cleaning Pig.

wall, to remove the deposits and to accelerate the pig. In order to produce efficient cleaning and sealing, pigs have normally nominal diameters larger than the pipe diameter. Some pigs present passages in the cup or in the body to allow some fluid flow through the pig. Bypass is used to control the pig velocity and to avoid that deposits removed in a cleaning operation accumulate downstream of the pig, forcing it to stall.

A literature survey reveals very few papers dealing with the motion of pigs in pipelines. Most of the available work is based on field experience, being of limited scope. Haun (1986) and Burt & MacDonald (1997) treat the dynamics of simplified pigs in gas lines. General guidelines for the design of pigs are presented by Cordell (1986). Modeling of the pig-pipe contact forces is presented by Gomes (1994). Short (1994) conducted an experimental research program aimed at the understanding of the fundamental problems related to pipeline pigging. A simple model to predict the pig motion driven by incompressible fluids under steady state conditions was presented by Azevedo et al. (1995). Recently, Azevedo et al. (1997), analyzed the by-pass flow and contact forces in pigs. Santos et al. (1997), modeled the pig dynamics for pig-lift applications. Vianes Campo & Rachid (1997), studied the dynamics of pigs through pipelines using the method of characteristics.

At the present work the influence of the temperature distribution in the flow field and in pig dynamics is investigated. Since the pipeline can pass through different types of terrain, different ambient temperature and overall heat transfer coefficient can be specified along the pipeline. The temperature distribution affects directly the fluid properties and as a consequence the pig dynamics.

## 2. FLUID FLOW MODELING AND PIG DYNAMICS

The motion of a pig inside a pipe can be obtained by the solution of the fluid flow problem, coupled with a model to predict the pig motion. At the present work, the fluid flowing in the pipeline is considered to be Newtonian. Thus, the flow problem is governed by the conservation of mass, the linear momentum, and the energy equations.

It is assumed that the flow is one-dimensional, however, the centerline of the duct can be inclined with the horizontal at an angle  $\alpha$ . Pipe deformation effects due to pressure variations along the fluid are considered. The mass conservation equation can be written as (Wylie and Streeter, 1978)

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\rho a^2}{\xi} \left[ \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{\beta}{c_p} \left( \frac{\partial h}{\partial t} + V \frac{\partial h}{\partial x} \right) \right] = 0 \quad (1)$$

where  $V$ ,  $p$ ,  $h$  are the velocity, pressure and enthalpy, respectively. The fluid properties are: density  $\rho$ , speed of sound  $a$ , specific heat at constant pressure  $c_p$ , coefficient of thermal expansion  $\beta$ .  $A$  is the cross section area.  $\xi$  is given by  $\xi = 1 + \rho a^2 2 C_D (D/D_{ref})$  where  $D$  and  $D_{ref}$  are the pipeline diameter and the reference diameter determined at atmospheric pressure  $p_{atm}$ . The pipe deformation due to pressure is accounted by the coefficient  $C_D$ , given by  $C_D = (1 - \mu^2) D_{ref} / (2 e E)$ , where  $e$  is the pipe wall thickness,  $E$  the Young's modulus of elasticity of the pipe material, and  $\mu$  the Poisson's ratio.

The linear momentum equation can be written as

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{f}{2} \frac{|V| V}{D} - g \sin \alpha \quad (2)$$

where  $g$  is gravity and  $f$  the hydrodynamic friction coefficient factor, which depends on the Reynolds number  $Re = \rho |V| D / \mu_f$ , where  $\mu_f$  is the absolute viscosity. In the turbulent regime the friction factor is also a function of the relative pipe roughness  $\epsilon/D$ . It can be approximated

by its fully developed expression. For a laminar regime,  $Re < 2300$ , it is specified as  $f = 64/Re$ . For the turbulent regime,  $Re > 2300$ , the friction factor is approximated by Miller's correlation (Fox and McDonald, 1995),  $f = 0,25 \{ \log [(\epsilon/D)/3.7 + 5.74/Re^{0.9}] \}^{-2}$ .

The energy conservation equation can be written as

$$\frac{\partial h}{\partial t} + V \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{f}{2} \frac{V^2 |V|}{D} + \frac{1}{\rho A} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{k A}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x} \right) \right] - \frac{4 U_G}{\rho c_p D} (h - h_\infty) \quad (3)$$

where  $k$  is the thermal conductivity and  $U_G$  is the global heat transfer coefficient between the fluid inside the pipe and the ambient, which is considered at a temperature  $T_\infty$ , and  $h_\infty$  is the corresponding ambient enthalpy.

The coupling of the pig motion with the fluid flow in the pipeline is obtained through a balance of forces acting on the pig (Azevedo et al., 1997), which can be written as

$$m \, dV_p / dt = (p_1 - p_2) A - m g \sin \alpha - F_{at}(V_p) \quad (4)$$

where,  $V_p$  is the pig velocity,  $m$  the pig mass,  $p_1$  and  $p_2$  the pressure on the upstream and downstream faces of the pig,  $\alpha$  is the angle of the pipe axis with the horizontal.

The pressure drop across the pig is modeled as a localized pressure drop in order to take into account the possibility of the presence of bypass holes. Thus  $p_1 - p_2 = K \rho V_h^2 / 2$ , where  $K$  is the localized pressure drop coefficient and  $V_h$  is the fluid velocity at the bypass hole, measured relatively to the moving pig. Assuming the flow to be locally incompressible, a mass conservation equation can be written for a control volume moving with the pig. Thus,  $Q_h = Q - V_p A$ , where  $Q_h$  is the volume flow rate through the bypass hole,  $Q$  is the flow rate through the pipe upstream of the pig,  $V_p$  is the pig velocity and  $A$  the pipe area. The pressure drop across the pig, can then be written as (Azevedo et al., 1995)

$$p_1 - p_2 = (\rho K / 2) (A / A_h)^2 (Q / A - V_p)^2 \quad (5)$$

where  $A_h$  is the hole cross sectional area. Note that  $Q/A$  is the average fluid velocity approaching the pig.

The term  $F_{at}(V_p)$  in equation 3 represents the contact force between the pig and the pipe wall. When the pig is not in motion, the contact force varies from zero to the maximum static force,  $F_{stat}$  in order to balance the pressure force due to the fluid flow. In case the pressure gradient is negative, this maximum force is  $F_{stat}^{neg}$ . If the pressure gradient is positive, the maximum force is  $F_{stat}^{pos}$ . These two values of forces are not necessarily equal since the pig may resist differently to being pushed forward or backward.

Once the pig is set in motion by the flow, the contact force assumes the constant value,  $F_{dyn}$ , representing the dynamic friction force that is generally different from the static force. As in the previous situation, two different values for the dynamic contact force are allowed,  $F_{dyn}^{neg}$  and  $F_{dyn}^{pos}$ , depending on the direction of the pig motion.

The contact force depends on  $x_p$ , the pig axial coordinate, indicating that it can vary along the pipe length. The values assumed by the contact force can be summarized as follows,

$$F_{at}(V_p) = \begin{cases} -F_{din}^{neg}(x_p) & \text{if } V_p < 0 \\ F(x_p) & \text{if } V_p = 0 \text{ where } -F_{stat}^{neg}(x_p) \leq F(x_p) \leq F_{stat}^{pos}(x_p) \\ F_{din}^{pos}(x_p) & \text{if } V_p > 0 \end{cases} \quad (6)$$

## 2.1 Fluid properties

The gas is considered to behave as an ideal gas, therefore the density  $\rho$ , the isothermal speed of sound  $a$ , the isentropic speed of sound  $c$  and thermal expansion coefficient  $\beta$  are obtained by

$$\rho = p / a^2 \quad ; \quad a^2 = R_{\text{gas}} T \quad ; \quad c = \sqrt{\gamma R_{\text{gas}} T} \quad ; \quad \beta = 1/T \quad (7)$$

where  $R_{\text{gas}}$  is the gas constant and  $\gamma = c_p/c_v$  is the specific heat ratio, where  $c_p$  and  $c_v$  are the specific heat at constant pressure and constant volume, respectively.

Constant speed of sound  $a$ , and thermal expansion coefficient  $\beta$  are assumed for liquids, while the density is obtained by

$$\rho = \rho_{\text{ref}} [1 - \beta(T - T_{\text{ref}})] + (p - p_{\text{ref}}) / a^2 \quad (8)$$

where  $\rho_{\text{ref}}$  is the reference density evaluated the reference pressure  $p_{\text{ref}}$  and reference temperature  $T_{\text{ref}}$ .

For both liquids and gases, the fluid absolute viscosity can vary linearly with pressure and temperature, according to

$$\mu_f = \mu_{\text{ref}} + c_{\mu T} (T - T_{\text{ref}}) + c_{\mu p} (p - p_{\text{ref}}) \quad (9)$$

while the specific heat at constant pressure  $c_p$ , specific heat ratio  $\gamma$ , and thermal conductivity  $k$  are considered constant.

## 3. NUMERICAL METHOD

To better account for the motion of the pig in the pipeline the governing equations were re-written in terms of a coordinate system that stretches and contracts in the pipe, depending of the pig position.

The set formed by equations (1) to (6), together with the appropriate boundary and initial conditions, require a numerical method to obtain the desired time-dependent pressure and velocity fields. These equations were discretized by a finite difference method. A staggered mesh distribution, was selected to avoid unrealistic oscillatory solutions, as recommended by Patankar, 1980. The equations were integrated in time, using a totally implicit method. The space derivatives were approximated by the central difference method around the mesh point. The resulting coefficient matrix is hepta-diagonal, and can be easily solved by a direct hepta-diagonal algorithm.

The total number of grid points inside the pipe, was maintained constant in the numerical calculations of the flow field upstream and downstream of the pig, and of the pig dynamics itself. However, as the pig moves along the pipe, an adaptive mesh technique was employed to rearrange the node distribution. The number of grid points upstream and downstream of the pig was made proportional to the length of the pipe at each side of the pig. Further, the mesh was concentrated near the pig to better resolve the steeper gradients of the flow properties in this region.

## 4. ANALYSIS

At the present work, the problem investigated, consists on a dewatering operation in a riser configuration typically encountered in sub-sea oil production lines is studied. The riser is initially filled with water and nitrogen is injected to displace the water out of the pipe. A sealing pig separates the two fluids.

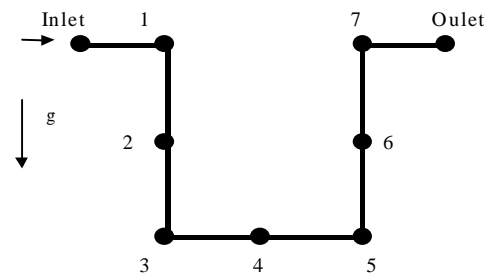


The reference fluid properties were  $P_{ref} = 1 \text{ atm}$ ;  $T_{ref} = 25 \text{ C}$ . The properties were: (i) Nitrogen:  $R_{gas} = 296.9 \text{ J/(kg K)}$ ;  $\gamma = 1.4$ ;  $\mu_{ref} = 1.88 \cdot 10^{-5} \text{ N s/m}^2$ ;  $c_{\mu T} = 2.255 \cdot 10^{-8} \text{ N s/(m}^2 \text{ K)}$ ;  $c_{\mu p} = 0$ ;  $c_p = 1.042 \cdot 10^3 \text{ J/(kg K)}$ ;  $k = 2.2 \cdot 10^{-2} \text{ W/(m K)}$ . (ii) water:  $\rho_{ref} = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $a = 1200 \text{ m/s}$ ;  $\mu_{ref} = 7.58 \cdot 10^{-4} \text{ N s/m}^2$ ,  $c_{\mu T} = -4.5 \cdot 10^{-5} \text{ N s/(m}^2 \text{ K)}$ ;  $c_{\mu p} = 0$ ,  $c_p = 4.18 \cdot 10^3 \text{ J/(kg K)}$ ;  $k = 0,6 \text{ W/(m K)}$ .

Figure 2 shows the simplified riser geometry adopted. Gas is pumped at the inlet with the objective of displacing the liquid initially filling the pipe. The inlet and outlet are at sea level, thus the ambient temperature are 25 C, and the overall heat transfer coefficient is  $50 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ . From point 1 to 7, the pipeline is under water, and the global heat transfer coefficient is  $500 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ . The ambient temperature drops 1 C every 30 m, reaching the value of 4 C in the bottom (stations 3 to 5). As will be seen in the results to be presented, the change in elevation of the riser is responsible for an interesting pig dynamic behavior.

**Table 1.** Riser geometric parameters

Position	x (m)	y(m)	Position	x(m)	y(m)
Inlet	0	0	Point 5:	250	-600
Point 1	50	0	Point 6:	250	-300
Point 2	50	-300	Point 7:	250	0
Point 3	50	-600	Outlet:	300	0
Point 4	150	-600			



**Figure 2.** Riser geometry

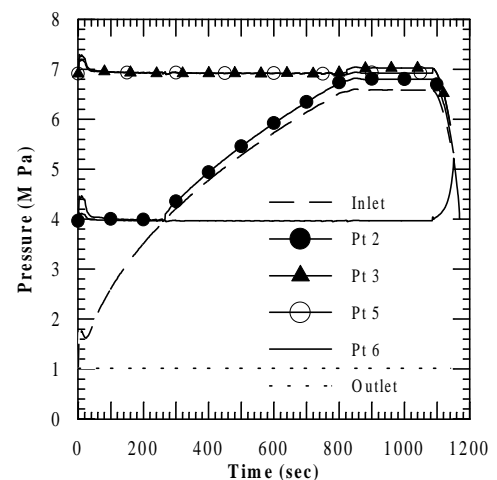
The total length of the riser is equal to 1500 m. The results to be presented are referenced to the seven stations marked in the figure. In the simulations, the following pipe characteristics were used: diameter:  $D = 10 \text{ in}$ , wall thickness:  $e = 6 \text{ mm}$ , relative roughness:  $\epsilon/D = 1.8 \cdot 10^{-4}$ , Young's modulus of elasticity:  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , Poisson's coefficient:  $\mu = 0.3$ .

A 3-kg pig was used in the dewatering process. The positive and negative static force values were taken as equal to 4982 N, the same value adopted for the positive and negative dynamic forces.

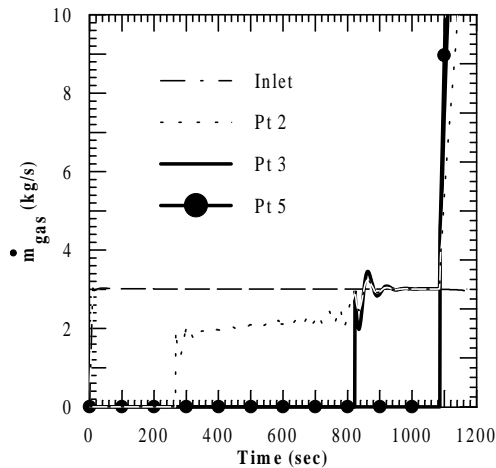
Initially the fluid was at rest, with the same temperature distribution as the ambient and with a hydrostatic pressure distribution was prescribed. The outlet pressure was kept constant and equal to 10 atm. The inlet gas mass flow rate varied linearly with time during 10 seconds, reaching the value of 3 kg/s, being kept constant after that. Initially the pig had zero velocity, and was positioned at the pipe entrance section.

The time variation of pressure is shown in Figure 3, while the gas and liquid mass flow rate are shown in Figure 4 and 5. The temperature distribution can be seen in Figure 6. The pig dynamics are shown in Figures 7 and 8, for the present non isothermal situation, and for an isothermal one, with the fluid kept at 25 C. Reference to Figure 8 can help identify the pig position each time. The isothermal problem has been investigated by Azevedo et al, 1998. The pressure and mass flow rate distribution for the isothermal and non isothermal situations is almost coincident and only one situation is represented.

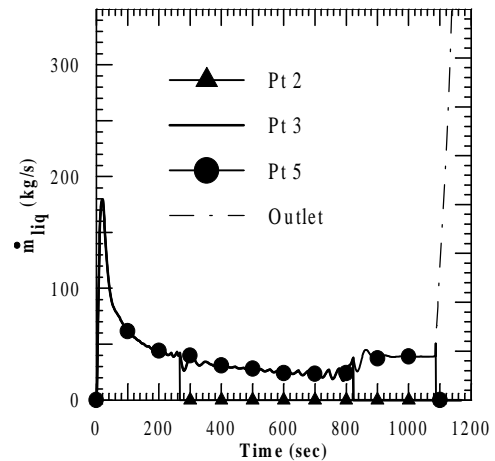
It can be seen in Figure 3 that, while the outlet pressure is kept constant, the inlet pressure increases with time, until the pig reaches point 3 at the base of the riser. This behavior can be justified by noting that, as the pig moves downwards through the riser, the hydrostatic pressure to be overcome increases. As the pig moves from station 3 to 5, the inlet pressure is almost constant, because the hydrostatic column is also



**Figure 3.** Pressure



**Figure 4.** Gas mass flow rate



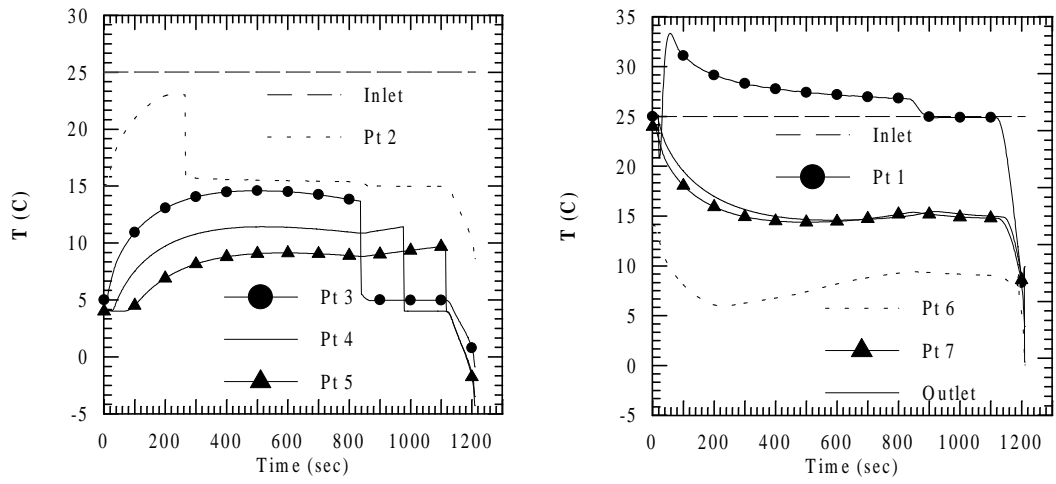
**Figure 5.** Liquid mass flow rate

constant. After that, the inlet pressure decays sharply, as the pig starts its ascending motion, decreasing the hydrostatic column to be displaced. The pig velocity increases sharply. In order to maintain these high flow rate levels, the fluid pressure also increases sharply until the pig reaches station 6, when, as with all other points, the pressure decreases.

The time variation of the gas mass flow rate is shown in Figure 4, for four positions in the riser. The inlet mass flow rate attains a constant value very rapidly. At station 2, the gas mass flow rate is zero until the pig reaches that position. Then, it gradually increases, reaching a constant value similar to the inlet mass flow rate, while the pig moves from 3 to 5. A similar behavior is also observed for station 3. Note that when the pig reaches point 5 (time approximately equal to 1100 s) and starts its ascending motion, the pig velocity increases sharply because of the smaller water column to be overcome. Consequently, the mass flow rate at the stations located upstream of the pig also increase sharply.

The time variation of the liquid mass flow rate through the riser is shown in Figure 5. With the exception of the exit section, all other stations present a similar mass flow variation, but shifted in time. Initially, the mass flow rate increases as the pig is accelerated and start displacing the water. As the pig passes through a particular station, that position is exposed to the gas and the liquid mass flow rate immediately drops to zero. This happens for point 2 at 260 seconds, for point 3 at 820 s, and for point 5 at 1100 s. At the exit station, the liquid mass flow rate follows, initially, the same behavior as the other stations. However, as the pig accelerates in the vertical section of the riser, a sharp increase in the mass flow rate is produced. In practical applications the liquid receiving facilities at the platform would have to be designed to handle these very high flow rates produced by the accelerated, upward-moving pig.

Figure 6 illustrates the time variation of temperature at the different stations. At the inlet, nitrogen is continuously injected at 25 C. After just a few seconds, the pig has passed by station 1. From the inlet to station 1, the ambient temperature is constant and equal to the ambient. The temperature shows an increase due to the pressure increase, followed by slow decrease until the pig reaches the bottom of the riser. While the pig moves from station 3 to 5, both pressure and temperature are approximately constant. At station 2, the water is initially at 15 C. Until the pig reaches this station ( $\approx 200$  s), the water pressure is approximately constant, and its temperature increases with the incoming warmer water. After the pig passes by station 2, the hydrostatic pressure that it has to overcome is higher and the pressure increases at its back. A sharp drop in the temperature is observed after the passage of the pig, when the fluid at the station changes from water to nitrogen, since the latter has a much lower specific heat. The temperature is maintained constant until the pig passes by station 5 when a sharp drop in temperature and pressure are observed due to the substantial pig velocity increase. A similar temperature behavior is observed at stations (3), (4) and (5). At station (6), colder water is

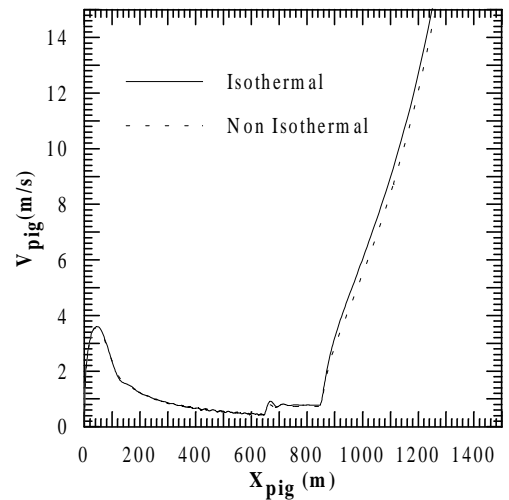


**Figure 6.** Temperature variation with time

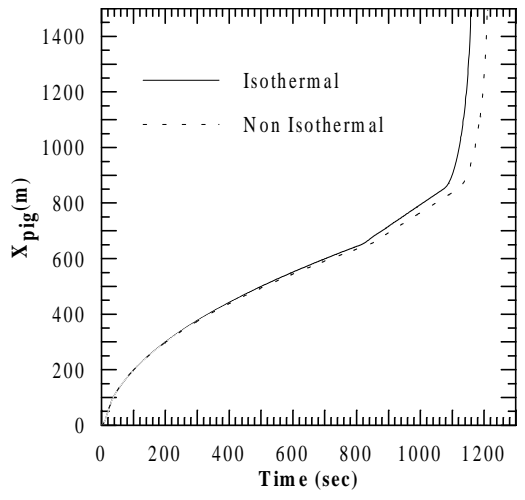
pushed by the pig, resulting in a decrease of temperature. However, since the temperature increases in the downstream stations, the heat transfer from the ambient increases the water temperature at this station. Once again, there is a sharp drop on pressure and temperature when the pig reaches station 5 and its velocity increases substantially. A similar behavior is observed at station (7), which presents the same temperature distribution as the outlet section.

Figure 7 presents the pig velocity as a function of its position along the riser. The results presented show that the pig is initially accelerated sharply as it goes from the inlet to station 1, as a consequence of the small hydrostatic pressure ahead of the pig. As the pig moves down along the left leg of the riser, the velocity decreases as the hydrostatic column increases. The pig velocity is approximately constant along the initial portion of the horizontal part of the riser. However, as the pig approaches the end of the horizontal leg (station 5), it is accelerated due to the decreasing resistance offered by the liquid flow that is being progressively driven out of the pipe. After the pig passes station 5 and begins to ascend in the riser, its velocity continues to increase due to the decreasing hydrostatic pressure. The velocity levels attained by the pig in the simulations are similar to those verified in field operations. These high velocity levels should be avoided at the risk of causing damage to the platform facilities. Note that, although the temperature variation is larger in the water than for the nitrogen, its influence in the water flow is quite small and it is slightly higher in the nitrogen flow. Its effect is only felt, when high velocities and strong pressure gradients are encountered.

Figure 8 presents the pig position along the riser as a function of time. The two horizontal lines plotted in the figure represent the position of stations 3 and 5, and were included to



**Figure 7.** Pig velocity versus pig position.



**Figure 8.** Pig position with time.

facilitate the analysis of the pig motion. The temperature distribution has a very small effect on the flow field and consequently in the pig dynamics. Due to the temperature gradient there is a slightly delay of the pig arrival at station 5, when it then shoots off.

## 5. CONCLUSION

The present paper presented a simulation of the fluid flow/heat transfer and pig dynamics of a dewatering operation in a riser. The basic equations governing conservation of mass, linear momentum and energy were numerically solved. Although the heat loss to the ambient and heat transfer within the pipeline is significant, a very small effect in the fluid flow was observed. In both isothermal and non-isothermal cases simulated, the pig attained very high velocities at the end of the operation. These are potentially dangerous situations that should be avoided by proper pig design.

## 6. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors gratefully acknowledge the support awarded to this research by the following companies: Petrobras, Ancap, Norsk Hydro, Statoil, Saga Petroleum, Pipetronix, Halliburton, Exxon P. R., Texaco, and Ecopetrol.

## 7. REFERENCES

- Azevedo, L.F.A. Braga, A.M.B., Nieckele, A.O., Naccache, M.F and Gomes, M.G.F., 1995, "Simple hydrodynamic models for the prediction of pig motion in pipelines", Proceedings of the Pipeline Pigging Conference, Houston, USA.
- Azevedo, L.F.A., Braga, A.M.B. and Gomes M.G.F.M., 1997, "Experimental Validation of Analytical Numerical Models for By-pass Flow and Contact Forces in Pig Cups", The Pipeline Pigging Conference, Houston, USA.
- Azevedo, L.F.A. Braga, A.M.B., Nieckele, A.O., 1998, "Simulation Of Fluid Flow And Pig Dynamics In Dewatering Operations In Pipelines", 1998 ENCIT, Encontro Nacional De Ciências Térmicas, Rio De Janeiro, RJ, Brasil, V. 2, pp.1025-1030.
- Burt, E. G.C. & MacDonald, R., 1997, "Pig Signaling, Location and Tracking", The Pipeline Pigging Conference, Houston, USA.
- Cordell, J.L., 1986, "Design of Pigs for Subsea Systems", Proceedings of the 1986 Conference on Subsea pigging, Haugesund, Norway, Pipes & Pipelines International.
- Fox, R. W. and McDonald, A. T., "Introdução à Mecânica dos Fluidos", Ed. Guanabara, 1995.
- Gomes, M.G.F.M., "Finite Element Analysis of Pig Cups for Pipeline Cleaning", 1994, Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, Federal University of Rio de Janeiro (in Portuguese).
- Haun, R., 1986, "Analysis and Modeling of Pipeline Dewatering and Startup, Part 1", Pipeline Industry, February, pp.37-41.
- Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow"; Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Santos, O. G., Alhanati, J.S. & Bordalo, S. N., 1997, "Modeling and Performance of Pig-Lift", XIV COBEM, SP, Brasil, COB260, CD-ROM.
- Short, G.C., 1994, "The Pigging Technology Project: The First Three Years", Pipes & Pipelines International, Vol. 39-4, pp.23-27.
- Vianes Campo, E. & Rachid, F.B., 1997, "Modeling of Pig Motion Under Transient Fluid Flow", XIV COBEM, SP, Brasil.
- Wylie & Streeter, 1978, "Compressible Flow in Pipes", McGraw Hill.

# TRANSIENTE EM TÚNEL DE VENTO TRANSÔNICO PELO USO COMBINADO DO SISTEMA DE INJEÇÃO COM O COMPRESSOR PRINCIPAL

**João Batista Pessoa Falcão Filho**

**Luís Carlos Sandoval Góes**

**Marcos Aurélio Ortega**

Centro Técnico Aeroespacial (CTA), Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE), Divisão de Sistemas Aeronáuticos – Subdivisão de Aerodinâmica (ASA-L)

Pça. Marechal Eduardo Gomes, 50

12.228-904, São José dos Campos, São Paulo, E-mail: joaobpff@uol.com.br

## Resumo

O trabalho descreve um modelo matemático, baseado na técnica de parâmetros concentrados, aplicado ao circuito aerodinâmico de um túnel de vento transônico, para análise do seu comportamento transiente. O modelo matemático é construído de maneira a permitir implementar os principais sistemas de controle da pressão de estagnação, temperatura de estagnação e número de Mach relativos às condições na seção de testes e o sistema de controle da injeção de massa. Esses sistemas foram discretizados pelo método de diferenças finitas, para acoplamento com as equações obtidas para o circuito aerodinâmico do túnel. O modelo foi utilizado na investigação do comportamento transiente do túnel de vento transônico em projeto pelo CTA (Centro Técnico Aeroespacial – São José dos Campos – SP), às solicitações dos diversos sistemas e na análise da estabilidade de operação, dando especial atenção ao sistema de injeção, por representar uma inovação tecnológica do projeto.

**Palavras-chave:** Túnel Transônico, Parâmetros Concentrados, Sistema de Controle, Injeção

## INTRODUÇÃO

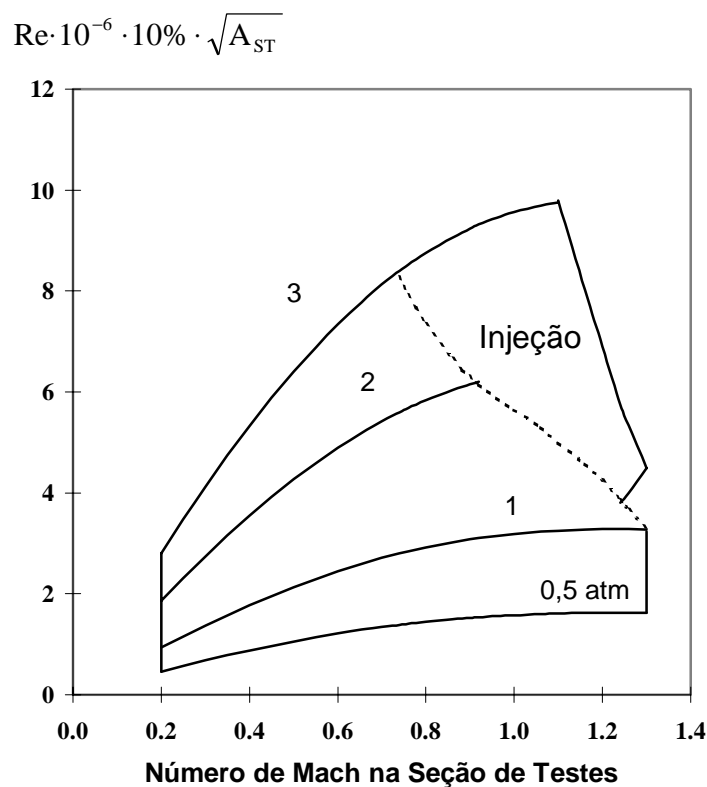
Desde 1986 o CTA (Centro Técnico Aeroespacial – São José dos Campos – SP) tem envidado esforços para prover o país com um túnel de vento transônico de alta qualidade, uma vez que sua única instalação industrial para ensaios de modelos aeronáuticos é o Túnel Subsônico do CTA, construído na década de 50. O projeto do Túnel Transônico foi criado com o propósito de dar suporte ao atual estágio de desenvolvimento da aeronáutica no país, incorporando os principais avanços na área de construção de túneis, refletindo o “estado da arte”. Dentro da realidade de escassez de recursos do país, foi adotada uma solução de otimização que combina o uso do sistema convencional de potência por compressor principal (contínuo) com a injeção de ar comprimido a alta velocidade (intermitente) para ampliar o envelope de operação, sem aumento da potência do compressor principal. A Tabela 1 mostra as principais características do túnel e a Fig. 1 o seu envelope de operação relativo às condições na seção de testes, na qual está destacada a região da injeção. O envelope é a região fechada na figura e indica a capacidade de desempenho do túnel em termos de uma potência limite. A região de injeção é obtida a partir de uma condição de escoamento estacionário, na qual, operando com o compressor principal na condição de potência máxima (curva tracejada na Fig. 1) e, nessas circunstâncias, a injeção de massa a alta entalpia de estagnação é acionada. Há um aumento da energia total do fluxo que se refletirá num aumento da pressão e

do número de Mach, resultando num aumento do número de Reynolds na seção de testes. O uso da injeção como fonte de potência em túneis de vento é bem conhecido (Long, 1984), entretanto, seu uso combinado com o compressor convencional, representa uma novidade tecnológica que justifica uma análise cuidadosa, razão da presente pesquisa. O objetivo principal, então, é o de conhecer a resposta dinâmica do túnel às perturbações advindas das ações dos diversos controles, para avaliar sua estabilidade e estabelecer ações de controle mais efetivas para cada modo de operação do túnel.

**Tabela 1.** Características Principais do Túnel Transônico do CTA

Área da Seção de Testes ( $A_{ST}$ )	2,0 x 2,4 m <sup>2</sup>
Número de Mach	de 0,2 a 1,3
Pressurização do circuito	de 0,5 a 3,0 atm

- Operação contínua por compressor axial de 34 MW de potência;
- Operação intermitente com uso de injeção por 30 segundos (mínimo);
- Circuito fechado, seção de testes com paredes fendidas.
- Primeira garganta móvel, segunda garganta e flapes;



**Figura 1.** Envelope de Operação do Túnel (Re - número de Reynolds).

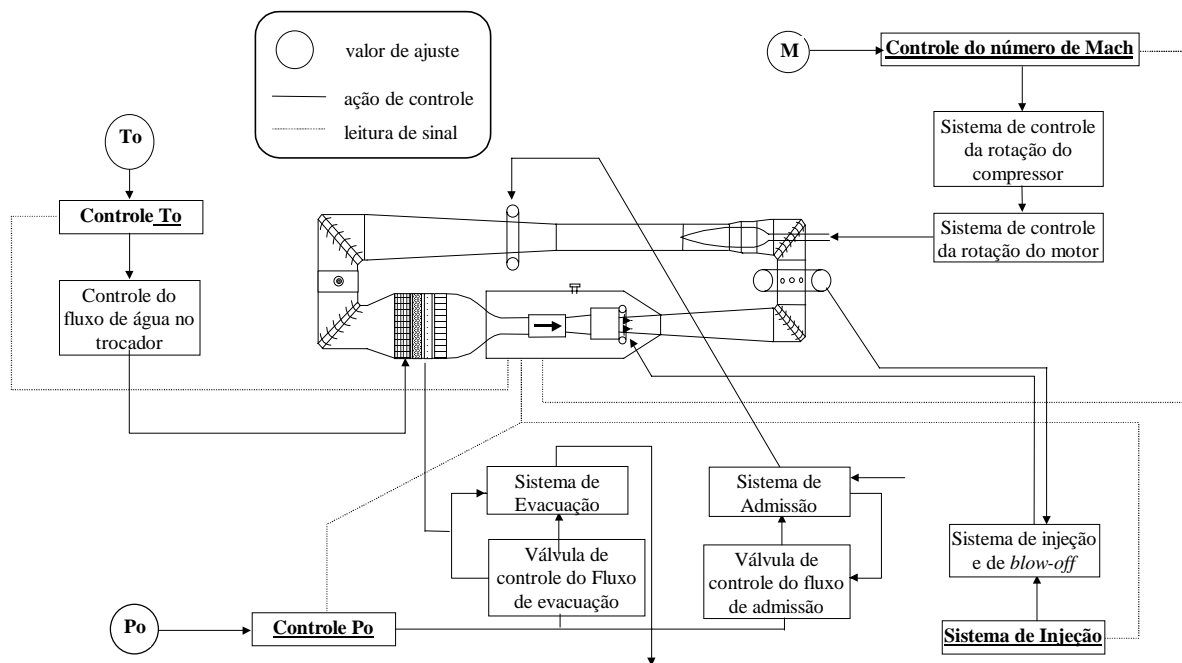
Os fenômenos presentes no escoamento em um túnel transônico só são corretamente representados a partir de modelos tridimensionais de parâmetros distribuídos, entretanto, a solução das equações diferenciais fundamentais seria de enorme dificuldade de implementação numérica. Além disso, para a resposta dinâmica e em aplicações de controle, a necessidade de uma solução rápida de razoável precisão preponderam sobre as soluções de

alta precisão em regime permanente. Como exemplos de pesquisas em túneis de vento, para análises de alta precisão em regime permanente tem-se Fico (1991), Jackson (1976) e Stich (1985), enquanto para aplicações de controle tem-se ETW (1980), Krosel (1986), Long (1984) e NTF (1982).

Sob esse enfoque é que se fez uso do modelo zero-dimensional com a técnica de parâmetros concentrados. A primeira aplicação sistemática da técnica empregada a um túnel de vento é a devida a Krosel *et al* (1986), na qual o túnel subsônico do AWT (*Altitude Wind Tunnel*) do complexo do *Lewis Research Center* da NASA (*National Aeronautical and Space Administration*) foi modelado. O presente trabalho representa um avanço em relação aos casos citados, porque o túnel a ser tratado é transônico e, sobretudo, introduz-se no modelo o sistema de injeção.

As simulações em computador são de grande importância na área de túneis de vento pois representam meios baratos e seguros para projetos e previsões de desempenho de grandes instalações de testes aerodinâmicos. As simulações do comportamento transiente podem ser usadas para descobrir alternativas de procedimentos de controle e cenários operativos, assegurando uma operação estável das instalações reais. Além disso elas permitem a familiarização e o treinamento para operadores.

A Figura 2 mostra os principais sistemas de controle do túnel e onde eles atuam.



**Figura 2.** Localização dos sistemas de controle do túnel.

## MODELO MATEMÁTICO

O modelo resolve as equações básicas da continuidade, energia e quantidade de movimento nas suas formas integrais, sujeitas às hipóteses de: ar como gás perfeito, desprezadas as forças de campo, as gerações internas de calor, e o circuito do túnel é considerado adiabático, exceto no trocador de calor e no compressor axial. As variáveis das equações são a densidade, a energia interna e o fluxo de massa. O modelo é construído de modo a permitir ações de controle a partir das seguintes variáveis de controle relativas às condições da seção de testes: número de Mach, pressão de estagnação e temperatura de estagnação.

A injeção contribui aumentando a quantidade de movimento do escoamento principal, recuperando parte das perdas de carga do circuito, causadas pelos vários processos irreversíveis presentes. O efeito final desejado é o aumento do número de Mach na seção de testes. O sistema consiste em 10 injetores distribuídos nas paredes inferior e superior da seção após a segunda garganta, na entrada do difusor (ver Fig. 2). Os injetores estão imersos num escoamento principal com velocidade máxima aproximada de número de Mach 0,5 e operam em condição de entupimento aerodinâmico com número de Mach 1,8 na sua saída.

De um modo particularizado, descrito com detalhes em Falcão (1996), o método divide o circuito fechado do túnel em um certo número de regiões chamadas de ‘elementos concentrados’ (cada uma abrangendo um comprimento determinado do circuito do túnel) para as quais todas as propriedades são consideradas constantes num determinado instante. O elemento concentrado é concebido com área transversal constante para permitir o emprego da equação da quantidade de movimento. Como os elementos concentrados são sequenciais, as metades dos volumes de dois elementos adjacentes são combinados para definir um ‘volume de controle’, para emprego das equações da continuidade e da energia. A utilização de volumes de controle e elementos concentrados é feita de forma casada e, convenientemente, parâmetros físicos são “trocados” entre as duas geometrias representativas. As equações, da forma como são empregadas no modelo, são:

$$\dot{\rho}_i = \frac{1}{V_i} \left[ \sum_{\text{entrada}} \dot{m}_i - \sum_{\text{saída}} \dot{m}_i \right], \quad (1)$$

$$\dot{E}_{o_i} = \left[ \sum_{\text{entrada}} \dot{m}_i T_{o_i} - \sum_{\text{saída}} \dot{m}_i T_{o_i} \right] + \dot{Q} - \dot{W}_e, \quad (2)$$

$$\dot{m}_i = \frac{\bar{A}_i}{L_i} \left\{ \left( 1 - \frac{A_{inj}}{\bar{A}_i} \right) (P_i - P_{i+1}) + \frac{A_{inj}}{\bar{A}_i} P_{inj} + \frac{\dot{m}_i}{\bar{A}_i} (V_i - V_{i+1}) + \frac{\dot{m}_{inj}}{\bar{A}_i} V_{inj} - f_i \frac{L_i}{D_i} \rho_i \frac{V_i^2}{2} \right\}, \quad (3)$$

onde  $\dot{\rho}_i$ ,  $\dot{m}_i$ ,  $\dot{E}_{o_i}$ ,  $T_{o_i}$ ,  $\dot{Q}$ ,  $\dot{W}_e$  e  $V_i$  são a taxa de variação da densidade, o fluxo de massa, a taxa de variação da energia total, a temperatura de estagnação, o fluxo de calor, a taxa de variação do trabalho de eixo e o volume relativos ao volume de controle  $i$ ;  $\dot{m}_i$ ,  $\bar{A}_i$ ,  $L_i$ ,  $P_i$ ,  $V_i$  e  $D_i$  são a taxa de variação do fluxo de massa, a área transversal, o comprimento, a pressão estática na entrada, a velocidade na entrada e o diâmetro equivalente relativos ao elemento concentrado  $i$ ;  $\dot{m}_{inj}$ ,  $A_{inj}$ ,  $V_{inj}$  e  $P_{inj}$  são o fluxo de massa, a área, a velocidade e a pressão estática na saída dos injetores; e, finalmente,  $f_i$  é o coeficiente de atrito na forma convencional como definido em Shapiro (1953).

O modelo usa dados experimentais da operação do túnel em regime permanente e/ou previsões teóricas a partir de programas que calculam as perdas de carga em circuitos de túneis de vento para a determinação do coeficiente de atrito “ $f$ ” para cada elemento concentrado. Neste caso os coeficientes de atrito empregados foram os obtidos a partir do programa de cálculo de perda de carga desenvolvido para a elaboração do projeto conceptual do túnel, desenvolvido em parceria com a firma norte americana Sverdrup Technology Inc. (Sverdrup, 1988). O comportamento do compressor é implementado pela discretização de seu envelope de operação. Seus parâmetros são interpolados para atender os requisitos de perda de carga momentâneo no circuito do túnel.

As Equações (1), (2) e (3) modelam o circuito aerodinâmico do túnel e foram discretizadas a partir do método de Runge-Kutta de quarta ordem (ver Cormick, 1971).



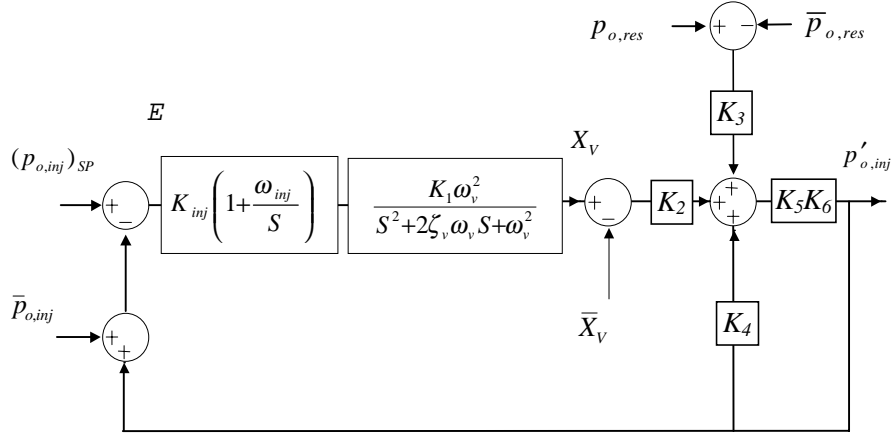
## SISTEMAS DE CONTROLE

Para poder-se repetir determinadas condições de ensaio em túnel, é necessário o completo controle dos parâmetros de escoamento na seção de testes, que é obtido pelo uso de sistemas de controle automático. A Tabela 2 mostra os parâmetros e as ações de controle para cada sistema. A pressão no túnel é controlada a partir do fluxo de massa que é admitido ou extraído do túnel por meio de compressores auxiliares. A temperatura é controlada pelo fluxo de massa da água que passa pelo trocador de calor (tipo ar-água), instalado na região de baixa velocidade. O número de Mach é controlado primordialmente pela rotação do compressor principal e por vários outros meios de menor grandeza (ajuste fino). O sistema de injeção é subdividido em dois outros tendo duas funções bem distintas: a de controlar a pressão de estagnação nos injetores e a de extrair a massa de ar admitida no túnel para manter o balanço de massa no túnel, esta última executado pelo chamado sistema *blow-off*.

**Table 2.** Parâmetros de Controle (relativos à seção de testes)

<b>Parâmetro a ser controlado</b>	<b>Ação</b>
Pressão de estagnação	→ Fluxo de massa do sistema de pressurização
Temperatura de estagnação	→ Fluxo de água de refrigeração
Número de Mach	→ Rotação do compressor principal
Número de Mach com a Injeção	→ Pressão de estagnação nos injetores/ <i>blow-off</i>

Para cada sistema de controle as funções de transferência foram discretizadas por diferenças finitas a montante para obter as equações a serem empregadas em conjunto com as equações discretizadas obtidas a partir das Eqs. (1), (2) e (3), que descrevem o circuito aerodinâmico do túnel. Em cada sistema de controle o sinal de erro é processado por um controlador ‘proporcional + integral’ (PI) para poder atingir erro nulo de estado estacionário. Como exemplificação do procedimento empregado, o sistema de injeção/*blow-off* será apresentado em detalhe (apenas a parte da injeção). A Figura 3 mostra o diagrama de blocos do sistema, com o modelo para a válvula de controle obtida a partir de Buckley (1964). A variável de controle para o sistema de injeção é a pressão de estagnação nos injetores que determina o fluxo de massa pela condição de entupimento, para uma velocidade de saída de número de Mach 1,8 (Zucker, 1977). O sinal de pressão é comparado com o sinal de ajuste e a diferença é processada por um controlador tipo ‘proporcional+integral’ para a obtenção do ajuste apropriado da válvula de controle (ver Fig. 3). Os parâmetros da válvula com os parâmetros do reservatório de ar comprimido determinam o fluxo de massa e a perturbação na pressão que realimenta o diagrama. As Eqs. (4), (5) e (6) são as formas discretas das funções de transferência do diagrama de blocos. Quanto à outra parte da injeção que é o sistema *blow-off*, convém salientar que o fluxo de massa da injeção é o parâmetro de ajuste do sistema *blow-off*, e apresenta um diagrama de blocos semelhante ao da injeção. Os símbolos usados nas equações são os de uso comum em teoria de controle (Ogata, 1987). Outros detalhes e definições desses e dos demais sistemas são encontrados em Falcão (1996).



**Figura 3.** Diagrama de blocos do sistema de controle da injeção.

$$E[kT] = (p_{o,inj})_{SP}[kT] - (\bar{p}_{o,inj}[kT] + p'_{o,inj}[kT]), \quad (4)$$

$$\begin{aligned} X_V[kT] = & \frac{3 + 4\zeta_v \omega_v T + \omega_v^2 T^2}{1 + 2\zeta_v \omega_v T + \omega_v^2 T^2} X_V[(k-1)T] - \frac{3 + 2\zeta_v \omega_v T}{1 + 2\zeta_v \omega_v T + \omega_v^2 T^2} X_V[(k-2)T] \\ & + \frac{1}{1 + 2\zeta_v \omega_v T + \omega_v^2 T^2} X_V[(k-3)T] + \frac{K_v K_{inj} \omega_v^2 T^2 (1 + \omega_{inj} T)}{1 + 2\zeta_v \omega_v T + \omega_v^2 T^2} E[kT] \\ & - \frac{K_v K_{inj} \omega_v^2 T^2}{1 + 2\zeta_v \omega_v T + \omega_v^2 T^2} E[(k-1)T], \end{aligned} \quad (5)$$

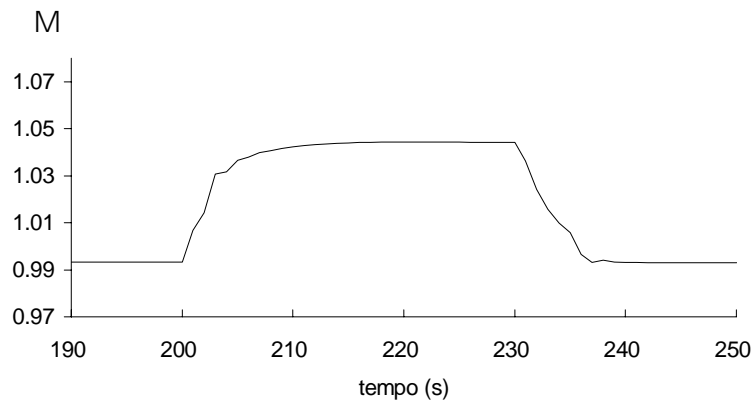
$$\begin{aligned} p'_{o,inj}[kT] = & K_5 K_6 K_3 (p_{o,res}[kT] - \bar{p}_{o,res}[kT]) + K_5 K_6 K_2 (X_V[kT] - \bar{X}_V[kT]) \\ & + K_5 K_6 K_4 p'_{o,inj}[kT] \end{aligned} \quad (6)$$

## RESULTADOS

Inicialmente, para fins de validação, o presente modelo foi empregado para obtenção da resposta do túnel AWT (*Altitude Wind Tunnel*), da Nasa, comparando com os resultados de Krosel *et al* (1986), sendo bem sucedido.

Depois o modelo foi empregado para representar o Túnel Transônico do CTA. O emprego da técnica de parâmetros concentrados para o circuito aerodinâmico em conjunto com os modelos discretos dos diversos sistemas de controle serviu para demonstrar que as condições de operação do túnel se dão de uma forma estável. Foram realizadas exaustivas simulações de alteração do comando de 10% do valor de regime da temperatura de estagnação, da pressão de estagnação e do número de Mach, individualmente e combinados, para levantar as respostas do sistema como um todo. Os parâmetros de saída foram a temperatura de estagnação, a pressão de estagnação e o número de Mach relativos à seção de testes, a taxa de compressão, o fluxo de massa, a eficiência e a rotação relativos ao compressor principal, o fluxo de massa no sistema de controle de temperatura (troca de calor) e o fluxo de massa no sistema de pressurização do túnel. Falcão (1996) apresenta inúmeros desses resultados.

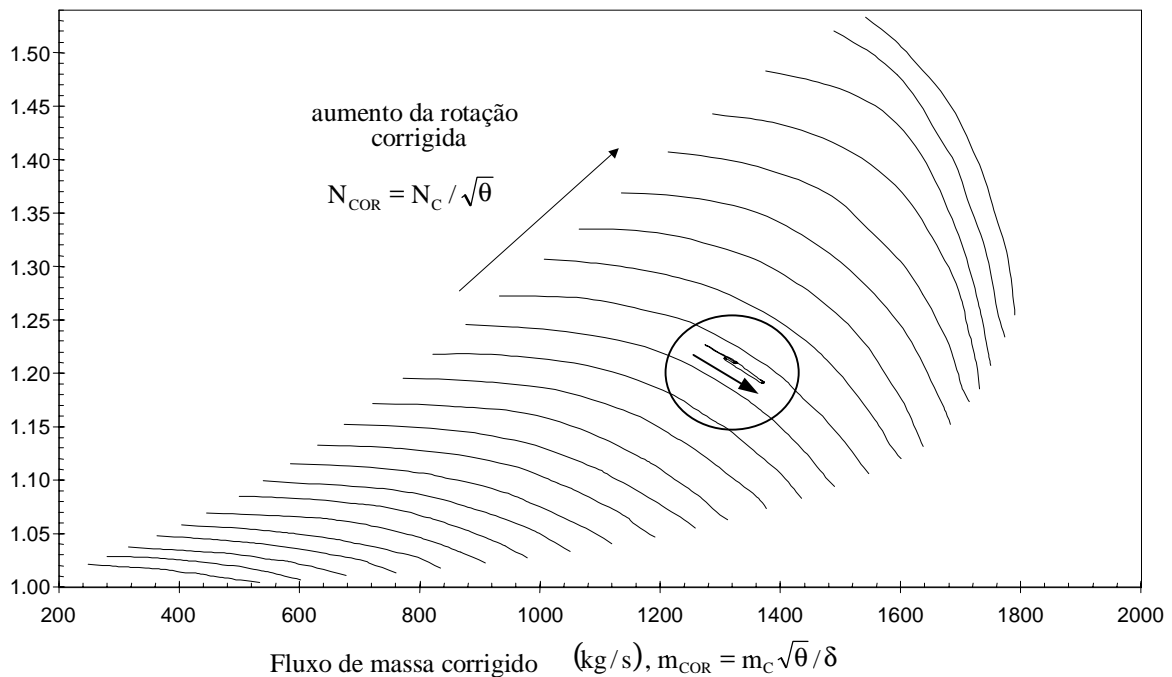
Finalmente, foi simulado o processo de injeção tanto com todos os sistemas de controle ativos como quando o sistema de pressurização e do controle do número de Mach foram mantidos inativos, para definição da estratégia de ação de controle em relação ao sistema de injeção. A Figura 4 mostra a resposta do número de Mach na seção de testes para uma ação típica de atuação da injeção onde, neste caso, os demais sistemas de controle foram mantidos inativos, exceto o do controle de temperatura. Observa-se uma estabilização no valor por cerca de 20 segundos, tempo este suficiente para a aquisição de dados no túnel. O sistema de controle da temperatura possui grande inércia, sendo muito pouco sensível às alterações provenientes do processo de injeção.



**Figura 4.** Influência da injeção sobre o número de Mach na seção de testes.

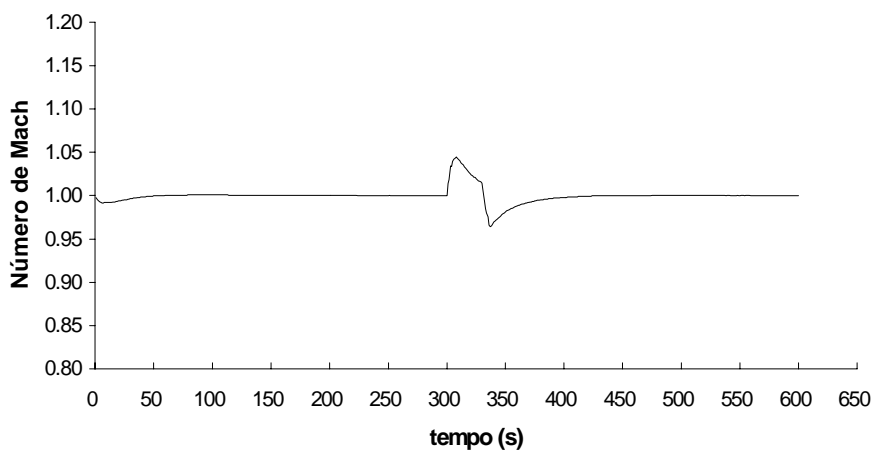
A Figura 5 mostra o envelope de operação do compressor da forma como foi discretizado para uso no modelo. Nela vê-se o impacto sofrido pelo compressor com o uso da injeção. A injeção proporciona ao circuito do túnel um ganho em termos de pressão de estagnação. Devido à inércia do compressor principal, sua rotação mantida constante (controle inativo), ele “sente” o circuito requerendo uma taxa de compressão menor e, para esta condição de rotação, ocorre um aumento no fluxo de massa pelo mesmo e em todo o circuito do túnel, o que acarretará num aumento do número de Mach na seção de testes. Como os valores de fluxo e rotação normalizados a partir dos valores de temperatura e pressão na entrada do compressor e condições do ambiente não diferem muito para este processo, a linha de evolução praticamente acompanha a curva de rotação constante.

Razão de compressão ,  $\lambda_c = p_{0,CS} / p_{0,CE}$

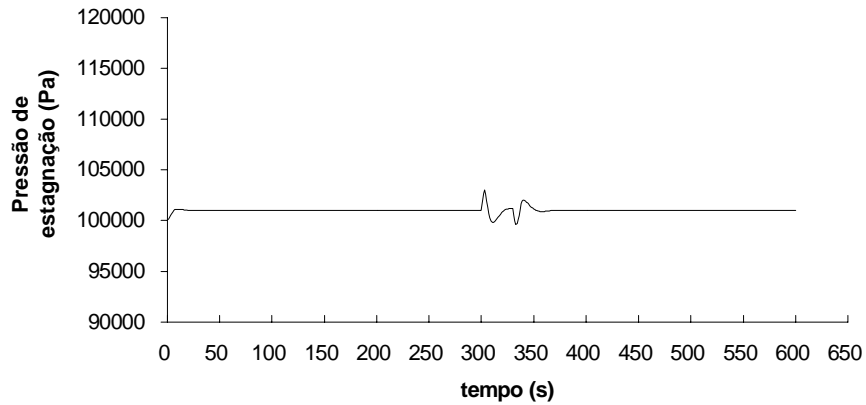


**Figura 5.** Influência da injeção sobre o envelope operacional do compressor.

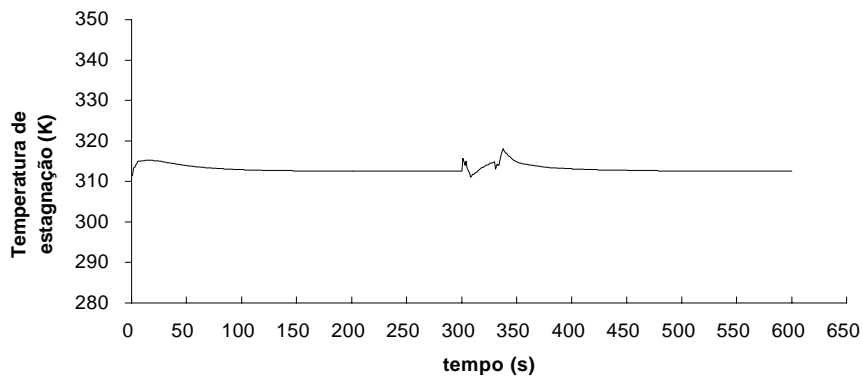
As Figuras 6 a 8 mostram o resultado dos parâmetros principais da seção de testes quando a injeção é feita com os demais controles ativos. A Figura 6 mostra a resposta do número de Mach, donde conclui-se ser imprópria essa utilização, por não ser possível obter um patamar com número de Mach constante na seção de testes, impossibilitando uma adequada aquisição de dados. Mais evidente ainda é a Figura 7, onde vê-se que o sistema de controle da pressão do túnel age de forma a instabilizar a operação durante a injeção. Na Figura 8 observa-se também uma variação grande no valor da temperatura durante a injeção, entretanto, como o sistema de controle de temperatura é de grande inércia, a variação da temperatura advém das bruscas variações da pressão e da oscilação no ponto de operação do compressor principal.



**Figura 6.** Influência da injeção sobre o número de Mach na seção de testes.



**Figura 7.** Influência da injeção sobre a pressão de estagnação na seção de testes.



**Figura 8.** Influência da injeção sobre a temperatura de estagnação na seção de testes.

## CONCLUSÕES

A boa concordância com os resultados obtidos no túnel do AWT (*Altitude Wind Tunnel*), permitiu que o modelo desenvolvido fosse empregado com certa confiança para o Túnel Transônico do CTA e os resultados foram bastante consistentes. Pode-se constatar que ações rápidas, estáveis e efetivas, foram obtidas a partir dos parâmetros determinados para os diversos sistemas de controle. Foi também possível levantar as características dinâmicas do túnel e seus subsistemas e, principalmente, estabelecer um procedimento de operação adequado para o uso da injeção combinada no túnel. Constatou-se que, neste caso, é necessário que os demais sistemas de controle automáticos estejam inativos para obtenção de condições satisfatórias para a aquisição de dados – os sistemas ativos reagem de forma a instabilizar o processo de injeção, não sendo possível estabelecer um intervalo de tempo suficiente em regime permanente para a aquisição de dados.

## REFERÊNCIAS

- Buckley, P. S, 1964, *Techniques of Process Control*, John Wiley & Sons, Inc. New York.
- ETW – European Transonic WindTunnel, 1980, “Simplified Model of ETW,” ADERSA-GERBIOS/SVERDRUP, Internal Publication.

- Falcão, J.B.P., 1996, “Modelo Transiente do Circuito Aerodinâmico de Túnel de Vento Transônico,” Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP.
- Fico, N.G.R.C., Jr., 1991, “Simulação do escoamento na Região do Flape de Reentrada de um Túnel de Vento Transônico,” (Tese de Doutorado – ITA).
- Jackson, F.M., 1976, “A Methodology for Evaluating Ducting Pressure Losses in Aerospace Test Facilities,” AEDC-CW-01-6-76.
- Krosel, S. M., Cole, G. L., Bruton, W. M. and Szuch, J. R., 1986, “A Lumped Parameter Mathematical Model for Simulation of Subsonic Wind Tunnels,” NASA TM-87324.
- Long, D. F. and Gladen, K. S., 1984, “Development of a Control System for An Injector Powered Transonic Wind Tunnel,” AIAA.
- NTF Reference Notebook, 1982, Collection of papers, unpublished.
- Ogata, K., 1987, *Discrete Modern Control*, Prentice-Hall, Inc., New Jersey.
- Shapiro, A.H., 1953, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Vol I, The Ronald Press Company, New York.
- Stich, P.B., 1985, “Mathematical Modeling of the AEDC Propulsion Wind Tunnel (16T),” AEDC-TR-84-32.
- SVERDRUP Technology Inc., 1989, “Brazilian Transonic Wind Tunnel Concept Definition Study,” (Relatório Final do Projeto Conceptual do Túnel Transônico do CTA).
- Zucker, R. D., 1977, *Fundamentals of Gas Dynamics*, Matrix Publishers, Inc., Beaverton, Oregon - USA.

## Abstract

This work describes a lumped parameter mathematical model and its application in an aerodynamic circuit of a transonic wind tunnel used to analyze its transient behavior, allowing the implementation of control actions for the tunnel. It was conceived in such a way to allow representation of the main automatic control systems which perform the setting of the stagnation pressure, stagnation temperature and Mach number related to the test section conditions. The lumped parameter model was successfully used in the investigation of the transient behavior of the transonic wind tunnel being designed by CTA (Center of Technology of Aeronautics – São José dos Campos – SP), when the tunnel is subjected to various disturbances from its automatic control systems. Stability was checked, specially during injection system operations.

# INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SWIRL NA EMISSÃO DE NO<sub>x</sub> EM UMA FORNALHA DE 110kW QUEIMANDO DIESEL

**Pedro Teixeira Lacava**

**Amilcar Porto Pimenta**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica, Departamento de Propulsão, Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, São José dos Campos, SP, Brasil, 12228-900

lacava@aer.ita.cta.br, amilcar@aer.ita.cta.br

**João Andrade de Carvalho Jr.**

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Departamento de Energia, Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá, SP, Brasil, 12500-000

Joao@feg.unesp.br

**Marco Aurélio Ferreira**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Laboratório Associado de Combustão e Propulsão, Rod. Presidente Dutra, km 40, Cachoeira Paulista, SP, Brasil, 12700-000

## Resumo

Um dos meios para minimizar a emissão de poluentes é controlar o processo de queima pelo formato da chama. No entanto, para queima de combustíveis líquidos este controle torna-se bem mais complexo do que para o caso de combustíveis gasosos, em função das interações entre os processos de atomização e vaporização com a taxa de mistura do combustível e oxidante. Desta forma, o presente trabalho apresenta resultados experimentais sobre a influência da estrutura da zona de recirculação próxima à região da chama, quantificada pelo número de *swirl*, na emissão NO<sub>x</sub> em uma fornalha de paredes refratárias operando a uma potência de 110kW e diesel como combustível. Os resultados apontam que a alteração do número de *swirl* pode contribuir significativamente para minimizar a emissão de NO<sub>x</sub>.

**Palavras-chave:** combustão industrial, emissão de NO<sub>x</sub>, número de *swirl*.

## 1. INTRODUÇÃO

A alta temperatura de operação das câmaras de combustão industrial e de sistemas propulsivos e a utilização de combustíveis com alto teor de nitrogênio são fatores convenientes para a formação de NO<sub>x</sub> (soma de NO e NO<sub>2</sub>) que, além de, como o SO<sub>2</sub>, provocar chuva ácida, é um componente importante das reações fotoquímicas que levam à formação do ozônio (O<sub>3</sub>). Além dos fatores ambientais, o NO<sub>x</sub> é responsável direto por diversos problemas de saúde, com a metaemoglobina ou cianose, edemas pulmonares e alteração das características hereditárias.

A formação deste poluente é atribuída à dois processos distintos: (a) NO<sub>x</sub> do Combustível, formado a partir da quebra das ligações do nitrogênio presente no combustível e reação com oxigênio; (b) NO<sub>x</sub> Atmosférico, formado a partir da oxidação do N<sub>2</sub> do ar atmosférico, seguindo dois mecanismos de formação, o NO<sub>x</sub> Térmico, formado na região de pós-chama, e o NO<sub>x</sub> *Prompt*, formado na região de frente de chama.

Em geral, quando não há presença de nitrogênio no combustível, o principal mecanismo de formação do  $\text{NO}_x$  é o Térmico, que possui dependência exponencial com a temperatura (Glarborg, 1993). Desta forma, algumas das técnicas utilizadas para minimizar a emissão deste poluente envolvem a redução da temperatura ou a não formação de regiões com pico de temperatura na chama. Entre elas destacam-se: combustão estagiada, injeção de água ou vapor, recirculação dos gases de saída da câmara e controle do formato da chama. O presente trabalho enfoca a minimização da emissão de  $\text{NO}_x$  através do controle no formato da chama por modificações na estrutura da zona de recirculação interna (ZRI) a jusante da saída do queimador. As alterações na ZRI provocam modificações na taxa de mistura entre o ar oxidante e o combustível vaporizado (para o caso da combustão de líquido), conseqüentemente, também alterando a temperatura e a concentração de oxigênio (razão de equivalência) na região de chama (Ballester e Dopazo, 1994).

## 2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

Os ensaios foram realizados em uma câmara de combustão vertical, com parede refratária, sem refrigeração externa e com o volume total de 1000 litros. A Figura 1a apresenta o esquema da câmara. Para obtenção da distribuição de temperatura ao longo da câmara, foram previstos termopares nas posições: 0,18, 0,70, 1,05, 1,40, 1,75, 2,50, 3,00 e 4,20m a jusante do queimador.

O queimador utilizado possui um *swirler* com o ângulo entre pás variável, permitindo alterar a estrutura da zona de recirculação formada a frente do queimador. Através do controle do ângulo entre pás foi possível variar o número de *swirl*, parâmetro utilizado nesse trabalho para quantificar a intensidade da zona de recirculação. Para atomização do combustível foi usado um injetor do tipo “Y-Jet”. A Figura 1b apresenta um esquema do queimador com o injetor acoplado.

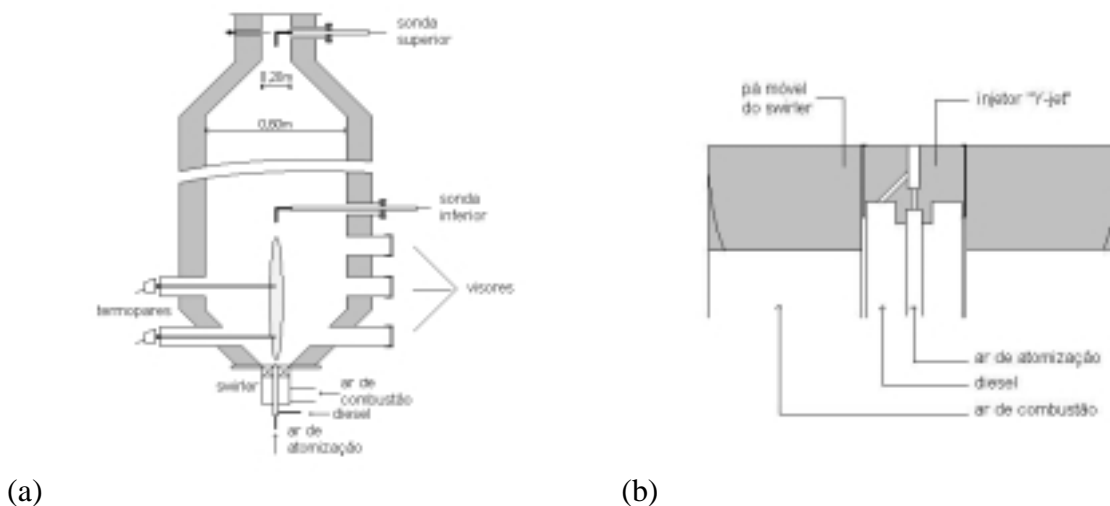


Figura 1. Montagem experimental. (a) Esquema da câmara de combustão. (b) Queimador.

Em todos ensaios, as vazões de diesel e ar de atomização foram mantidas constantes em 2,50 e 0,45g/s, respectivamente. Desta forma, o potência gerada pela queima de diesel foi fixada em 110kW. A vazão de ar de combustão também foi mantida fixa em 47,7g/s, que somada com a vazão do ar de atomização, representam um excesso de ar de 29% ou 5% de  $\text{O}_2$  na saída da câmara (em base seca). As vazões de diesel e ar de atomização foram medidas



utilizando rotâmetros e a vazão de ar de combustão um medidor de vazão volumétrica tipo turbina.

As amostragens de gases foram feitas por duas sondas refrigeradas posicionadas em dois pontos da câmara: na região próxima ao final da chama, correspondendo ao volume 227 litros, e a 30cm da saída da câmara, correspondendo ao volume de 994 litros. Os gases de amostragem passam por filtros e condensadores antes de chegarem aos analisadores de CO (infravermelho), CO<sub>2</sub> (infravermelho), O<sub>2</sub> (termomagnético) e NO<sub>x</sub> (quimiluminescente). As leituras dos analisadores, juntamente com as dos termopares, foram feitas em um sistema de aquisição de dados HP6554.

### 3. CÁLCULO DO NÚMERO DE SWIRL

A relação adimensional que caracteriza a intensidade do *swirl*, utilizado aqui para quantificar a intensidade da zona de recirculação, é dada pelo número de *swirl*  $S'$ , que corresponde a razão entre a componente axial do fluxo da quantidade de movimento angular e a componente axial do fluxo da quantidade de movimento linear. O modelo utilizado para cálculo do número de *swirl* é basicamente o apresentado por Lawn (1987), com as considerações de coeficiente de bloqueio feitas por Couto et al. (1995). A Figura 2 apresenta o esquema genérico de um *swirler* axial e os raios característicos.

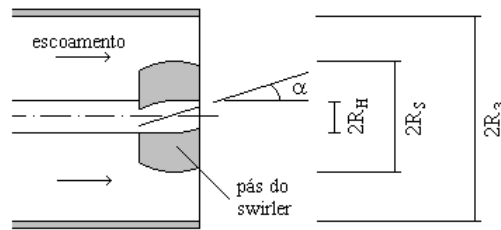


Figura 2 . Esquema genérico de um *swirler* axial

O número de *swirl* pode ser definido baseando-se na distribuição de velocidade no próprio swirler (Lawn, 1987), que, para o caso onde apenas o escoamento secundário externo passa pelo *swirler* (ar de combustão), pode ser escrito como (Couto et al., 1995):

$$S' = \frac{S'_s}{(1 + Mr)} \quad , \quad (1)$$

onde  $S'_s$  é o número de *swirl* do escoamento secundário e  $Mr$  a razão entre as componentes axiais dos fluxos da quantidade de movimento linear dos escoamentos primário interno (combustível) e secundário externo (ar de combustão).  $S'_s$  e  $Mr$  podem ser calculados como:

$$S'_s = \frac{G_\phi}{(R_3 - R_H) \cdot G'_x} \quad , \quad (2)$$

$$Mr = \frac{(\rho / m^2)_s \cdot (m^2 / \rho)_p \cdot (R_3^2 - R_H^2)}{R_I^2} \quad , \quad (3)$$

sendo  $\rho$  a massa específica,  $m$  a vazão mássica,  $R_I$  o raio do orifício do injetor de combustível e os subscritos  $p$  e  $s$  são referentes aos escoamentos primário e secundário, respectivamente.

A razão entre as componentes axiais do fluxo da quantidade de movimento angular e fluxo da quantidade de movimento linear é dada por:

$$\frac{G_{\phi}}{G_x'} = \frac{2.(CB).tan\alpha.(R_s^3 - R_H^3)}{3.(R_s^2 - R_H^2)} \quad , \quad (4)$$

onde  $\alpha$  é ângulo entre pás do *swirler* e  $CB$  é o coeficiente de bloqueio devido a espessura finita das pás direcionais. O cálculo do coeficiente de bloqueio foi feito seguindo a metodologia apresentada por Couto et al. (1995), que considera a situação de pás direcionais com espessura finita e a influência do número de Reynolds como pequena. Assim, o coeficiente de bloqueio depende apenas das dimensões geométricas das pás direcionais na seção reta perpendicular ao eixo do duto, sendo verificado que:

$$CB = \frac{l}{(l - \sigma)} \quad , \quad (5)$$

onde  $\sigma$  o fator de bloqueio dado por:

$$\sigma = \frac{(A_s - A_{ef})}{(A_{3a} - A_s)} \quad , \quad (6)$$

sendo:  $A_{3a}$  a área anular entre o *swirler* e a parede do tubo,  $A_s$  a área da coroa circular do *swirler* e  $A_{ef}$  a área efetiva de escoamento no próprio *swirler*, que é determinada geometricamente por:

$$A_{ef} = 2.(R_s - R_H).(K - 2T).cos\alpha \quad , \quad (7)$$

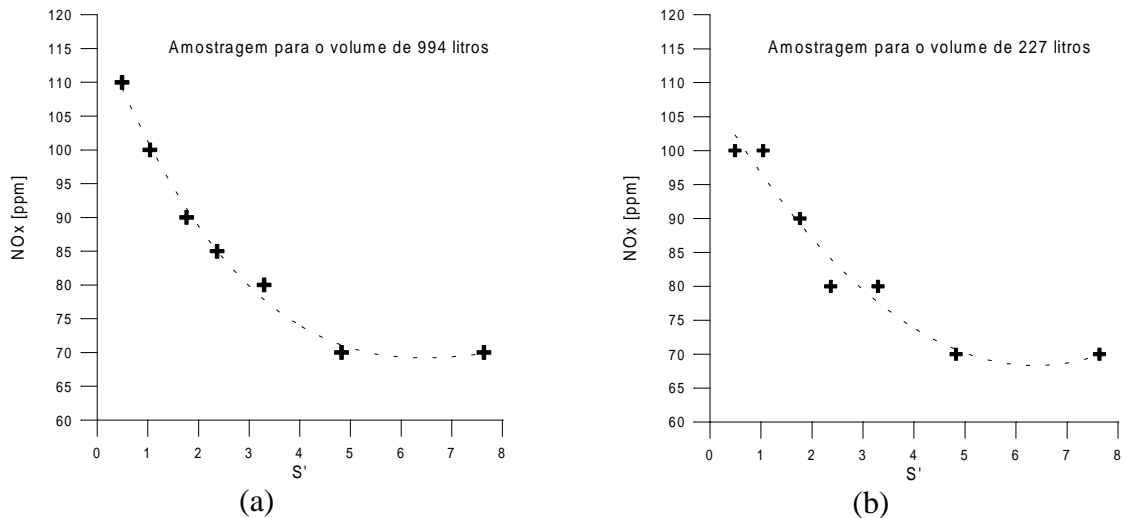
onde  $K$  é dado por:

$$K = cos(\pi / 2.Z).[R_s.sin(\pi / Z) + R_H.tan(\pi / Z)] \quad . \quad (8)$$

sendo  $Z$  o número de pás do *swirler* e  $T$  a espessura das mesmas. As dimensões geométricas do *swirler* são:  $R_3 = 79\text{mm}$ ,  $R_s = 79\text{mm}$ ,  $R_H = 21\text{mm}$ ,  $R_l = 0,875\text{mm}$ ,  $\alpha = 0 - 70^\circ$ ,  $Z = 8$  e  $T = 2\text{mm}$ . Como para o queimador utilizado  $R_s = R_3$ , os ensaios foram realizados na condição de máximo bloqueio para um determinado ângulo de inclinação  $\alpha$ .

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 3 apresenta o comportamento da emissão de  $\text{NO}_x$  em função do número de *swirl* para as amostragens de gases feitas em 994 e 227 litros. As curvas da figura mostram comportamentos qualitativos e quantitativos bastante semelhantes para as emissões de  $\text{NO}_x$  em ambos pontos de amostragem, indicando que a maior parte do  $\text{NO}_x$  é formado na região de chama e não ao longo da câmara. Isso deve-se principalmente à queda de temperatura dos gases de combustão em função da transferência de calor para a parede da câmara após a região de chama. A temperatura obtida na saída da fornalha foi em torno de  $850^\circ\text{C}$ , com o tempo de residência de aproximadamente 5 segundos.



**Figura 3.** Comportamento da emissão de  $NO_x$  (base seca) em função do número de *swirl*: (a) amostragem dos gases feita a 994 litros e (b) amostragem dos gases feita a 227 litros.

O comportamento da emissão de  $NO_x$  observado na Figura 3 está atrelado às interações existentes entre o processo de vaporização das gotas do spray com a estrutura da zona de recirculação. Basicamente, a combustão de sprays com a presença de uma zona de recirculação interna (ZRI), gerada pela presença do *swirler* no escoamento do ar oxidante, segue as observações experimentais feitas por Ballester e Dopazo (1994). O spray é injetado diretamente na ZRI, com as gotas mantendo-se concentradas ao longo do cone formado pelo spray. As gotas passam a ser aquecidas pela radiação proveniente da chama e das paredes da câmara, além de uma combinação de convecção e condução devido aos gases quentes retornados da chama que são carregados para ZRI. Desta forma, as gotas evaporam e são desaceleradas ao longo de suas trajetórias a uma taxa que depende do tamanho de cada uma. Gotas de menores diâmetros tendem a seguir o escoamento reverso e evaporam quase instantaneamente, suprimindo as condições de ignição e ancorando a chama próxima ao queimador. Por outro lado, as gotas maiores possuem quantidade de movimento suficiente para atravessar o escoamento reverso e terão a vaporização completa a jusante da ZRI. No entanto, parte da vaporização ocorre ainda na ZRI, resultando em uma região de alta geração de vapor e apenas uma limitada quantidade de oxigênio é suprida do escoamento de ar ao redor do spray, caracterizando uma região de combustão rica com alta concentração de hidrocarbonetos não queimados e CO. A medida que fortalece-se a região de recirculação, aumentando-se  $S'$  grande parte da vaporização das gotas é confinada nessa região (Barreiros et al., 1993).

A Figura 4 apresenta um esquema da região de queima e fotografias do primeiro visor da câmara (centro do visor a 18cm do queimador) para chamas em três condições diferentes de número de *swirl*. Para  $S'=0,264$  ( $\alpha = 15^\circ$ ) não é possível visualizar a influência da ZRI na estrutura da chama. No entanto, sua atuação se faz presente, visto que para  $S'$  inferiores a esse valor não foi possível estabilizar a chama. As fotografias ainda mostram que a medida que  $S'$  aumenta a tendência da chama é de concentrar-se mais próxima ao queimador. Isto também pode ser comprovado pelo comportamento da temperatura medida pelo termopar 1 posicionado 18cm a jusante do queimador (Figura 5a). O aumento da temperatura com o incremento do número de *swirl*, comprova que há uma maior liberação de energia por unidade de volume nas proximidades do queimador.

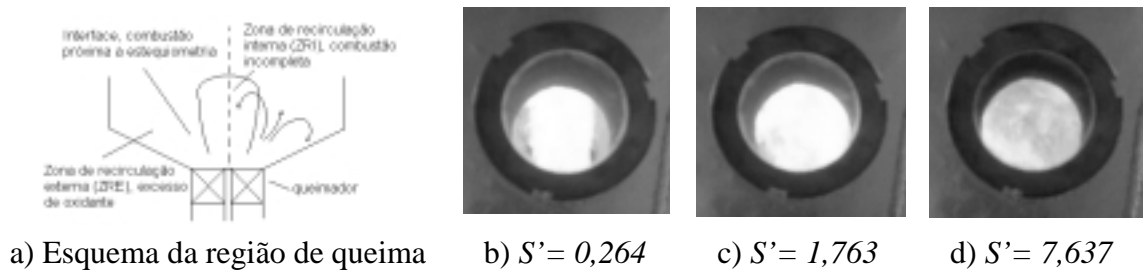


Figura 4. Esquema da região de queima e fotografias a 18cm do queimador.

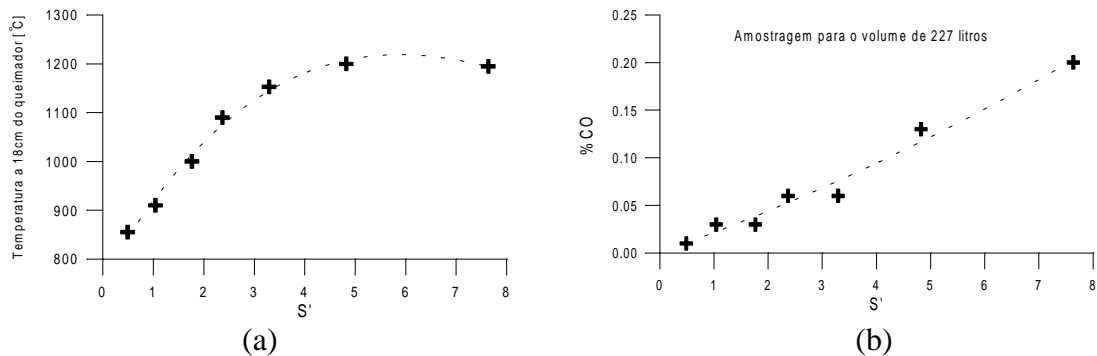


Figura 5. (a) Comportamento da temperatura medida pelo termopar posicionado a 18cm do queimador, com a variação do número de *swirl*. (b) Comportamento da porcentagem de CO com  $S'$ . Amostragem dos gases de combustão feita para o volume da câmara de 227 litros.

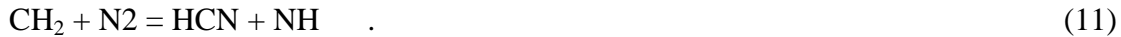
Apesar do aumento da temperatura na região próxima ao queimador, devido a redução do comprimento da chama e confinamento da vaporização das gotas na ZRI, quando  $S'$  aumenta a combustão acaba acontecendo sob condição rica e os gases de combustão apresentam alto teor de hidrocarbonetos não queimados e CO. A Figura 5b mostra o aumento da porcentagem de CO nos gases de combustão logo após a região de chama. No entanto, a jusante da ZRI tais compostos de oxidação parcial vão reagindo com o oxigênio presente em alta concentração. Na saída da câmara a porcentagem de CO nos gases de combustão manteve-se em zero para qualquer valor de  $S'$ , demonstrando que o tempo de residência em torno de 5 segundos foi suficiente para mistura dos gases provenientes das reações da ZRI com o oxigênio remanescente e que as reações de oxidação foram finalizadas.

Comparando as curvas (a) e (b) da Figura 3 percebe-se que a maior parte do  $\text{NO}_x$  é formado na região de chama. Sabe-se que a formação de NO por meio do mecanismo reacional térmico ou de Zeldovich é predominantemente na região de pós-chama, em virtude das reações de tal mecanismo serem lentas quando comparadas com as reações de oxidação dos hidrocarbonetos. Além disso, o mecanismo Térmico é extremamente dependente de elevada temperatura, acima de  $1500^\circ\text{C}$ , em função da alta energia de ativação das reações envolvidas. A dependência da taxa de formação de NO com a temperatura e com as concentrações de  $\text{O}_2$  e  $\text{N}_2$  está representada na equação (9) (Glarborg, 1993).

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 1,3 \cdot 10^5 \cdot \exp(-67650/T) \cdot [\text{O}_2]^{1/2} \cdot [\text{N}_2] \quad (9)$$

Em função das observações feitas para a Figura 3 é bastante razoável considerar que a que uma boa parte do NO é formado através do mecanismo *Prompt NO<sub>x</sub>*, onde a formação de NO envolve radicais intermediários do mecanismo reacional de oxidação dos

hidrocarbonetos. Em chamas de hidrocarbonetos em condições de combustão rica, considera-se que a principal fonte de NO é a fixação do nitrogênio atmosférico (N<sub>2</sub>) por hidrocarbonetos fragmentados, em reações como (Syska, 1993):



O nitrogênio proveniente da reação (10) pode participar da reação rápida:



Contudo, os outros produtos, HCN e NH, serão parcialmente convertidos em N<sub>2</sub> em temperaturas acima de 1100°C. Ainda para o caso de chamas ricas, o NO pode ser convertido em N<sub>2</sub> através da reação intermediária (13), que converte o NO em HCN, sendo este último finalmente reduzido a N<sub>2</sub>. Spliethoff et al. (1996) também relataram para queima de carvão pulverizado, que o aumento da temperatura em regiões ricas acelera as taxas de decomposição dos compostos nitrogenados, diminuindo a emissão de NO<sub>x</sub>.



A interpretação para o comportamento do NO<sub>x</sub> pode ser dada como segue: segundo a fotografia (b) da Figura 4, para S' baixo, o jato cruza a fraca região de recirculação e as gotas acabam vaporizando em regiões com alta concentração de oxigênio, o que é fundamental para formação de NO<sub>x</sub>. Aumentando-se S', fortalece-se a ZRI, confinando a vaporização das gotas na região rica. Isto resulta em uma progressiva redução na conversão do nitrogênio para NO<sub>x</sub>.

Apesar dos comentários feitos sobre redução do NO formado pelo mecanismo *Prompt*, não se pode descartar que flutuações locais de temperatura (que não podem ser detectadas pelos termopares utilizados) e concentrações de superequilíbrio de O e OH em algumas regiões da chama, possam acelerar a taxa de reação das reações (14) e (15) do mecanismo de Zeldovich.



Assim, o aumento da temperatura na região próxima ao queimador pode favorecer a formação do NO<sub>x</sub> térmico, explicando o fato de que a medida que S' vai aumentando a sua eficiência na redução da emissão de NO<sub>x</sub> vai diminuindo. Ou seja, a medida que S' aumenta a vaporização das gotas em regiões ricas diminui a formação do NO<sub>x</sub> *Prompt*, por outro lado eleva a temperatura na região próxima ao queimador, podendo favorecer a formação do NO<sub>x</sub> térmico. Os valores de temperatura apresentados na Figura 5a estão longe de representar a distribuição de temperatura na chama, mas indicam a tendência da mesma.

O comportamento para o NO<sub>x</sub> em função de S' relatado no presente trabalho está de acordo com os resultados experimentais observados por Barreiros et al.(1993), em experimentos de queima de óleo pesado. Para os números de *swirl* 0,6, 0,9, e 1,3 a emissão de NO<sub>x</sub> foi de 400, 150 e 100ppm, respectivamente. Também observaram que a eficiência na redução da emissão de NO<sub>x</sub> também diminui com aumento de S' e que temperatura também aumentou na região de chama. Para o caso da queima de óleo pesado, também está presente a formação de NO devido ao nitrogênio contido no combustível. No entanto, Barreiros et al. observaram que o comportamento do NO proveniente do combustível, frente a presença da ZRI, é o mesmo observado para o NO<sub>x</sub> *Prompt*.

## 5. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou os resultados da investigação experimental sobre o comportamento da emissão de  $\text{NO}_x$  com número de *swirl*, em uma fornalha laboratorial operando a 110kW e utilizando diesel como combustível. Os resultados apontam que o aumento do número de *swirl* causa uma redução na emissão de  $\text{NO}_x$ . Aumentando-se *S'* fortalece-se a zona de recirculação interna, confinando a vaporização das gotas nessa região onde a penetração de oxigênio é reduzida. Assim, cria-se uma região de combustão extremamente rica a jusante do queimador e os compostos de oxidação parcial formados nessa região, como por exemplo CO e hidrocarbonetos não queimados, são oxidados na região pós-chama, onde há oxigênio presente em alta concentração. Além disso, para caso de chamas de hidrocarbonetos ricas, os compostos nitrogenados HCN e NH são preferencialmente convertidos para  $\text{N}_2$  e o NO formado pode ser convertido para  $\text{N}_2$  através da reação com o radical CH, dependendo da razão de equivalência e da temperatura.

Apesar da utilização de zonas de recirculação fortes a jusante do queimador mostrar ser conveniente para a redução da emissão de  $\text{NO}_x$ , é preciso prever um tempo de residência suficiente para oxidação completa dos compostos intermediários (como CO e hidrocarbonetos não queimados). Desta forma, em câmaras de combustão com baixo tempo de residência o controle da emissão de  $\text{NO}_x$  por meio da intensificação da zona de recirculação, pode aumentar a emissão de CO e diminuir a eficiência de combustão.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores desse trabalho agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP pelo suporte dado através do projeto 95/4167-7 e ao Laboratório Associado de Combustão e Propulsão do INPE por disponibilizar sua estrutura e equipamentos.

## 7. REFERÊNCIAS

- Ballester, J.M., Dopazo, C., 1994, "Experimental Study of the Influence of Atomization Characteristic on Combustion of Heavy Oil, Comb. Sci. and Tech., vol. 103, pp. 235-263.
- Barreiros, A., Carvalho, M.G., Costa, M., Lockwood, F.C., 1993, "Predictions of Near Burner Region and Measurements of  $\text{NO}_x$  and Particulate Emissions in Heavy Fuel Oil Spray Flames", Combustion and Flame, vol. 92, pp. 231-240
- Couto, H.S., Muniz, W.F., Bastos-Netto, 1995, "Geometrical Parameters for Flows Across Axial Swirlers", 3<sup>rd</sup> Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, Hong Kong, pp.255-260.
- Glarborg, P., 1993, "NO<sub>x</sub> Chemistry in Pulse Combustion", Workshop in Pulsating Combustion and Its Applications, keynote Lecture C, Lund Institute of Technology, Sweden, August 2-5.
- Lawn, C.J., 1987, "Principles of Combustion Engineering for Boilers, New York, Academic, 628p.
- Splithoff, H., Greul, U., Rudiger, H., Hein, K.R.G., 1996, "Basic Effects on  $\text{NO}_x$  Emissions in Air Staging and Reburning at a Bench-Scale Test Facility", Fuel, vol. 75, n<sup>o</sup>5, pp.560-564.
- Syska, A., 1993, "Low  $\text{NO}_x$  Staged Air Recirculation Burner Undergoing Field Trials After Excellent Test Performance", Industrial Heating, september, pp. 40-43.

## ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE TUBOS DE CALOR ROTATIVOS

### **Humberto Araujo Machado**

Universidade do Vale do Paraíba, UNIVAP - IP&D, Av Shishima Hifume, 2911, 12244-000  
São José dos Campos, SP, E-mail: machado@univap.br

### **Ricardo Fortes de Miranda**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-902,  
Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: rfmiranda@mecanica.ufu.br

### **Resumo**

Os tubos de calor quando empregados na refrigeração de equipamentos rotativos apresentam vantagens sobre os sistemas convencionais e pode transportar continuamente o calor, sem que haja a secagem da região porosa, desde que a passagem do escoamento não seja bloqueada e seja mantida uma pressão de capilaridade suficiente. O efeito da rotação é bastante intenso, influenciando a eficiência do processo, podendo bloquear o processo de troca, impedindo a condensação e eliminando o efeito de refrigeração, e é de difícil previsão por meio empírico ou usando os modelos simplificados atualmente empregados. Neste trabalho, é apresentada uma curva que limita a região de bloqueio do tubo em função da rotação e de outros parâmetros. São apresentados resultados computacionais para as características de tubos de calor rotativos em regime permanente, em vários graus de bloqueio do tubo, obtidos com acoplamento entre as regiões porosa e de vapor.

**Palavras-chave:** Tubos de calor, Tubos rotativos, Mudança de fase, Volumes finitos

## **1. INTRODUÇÃO**

O uso de tubos de calor na refrigeração de equipamentos rotativos, como motores elétricos e turbinas (normalmente montados no eixo da máquina), apresenta diversas vantagens em relação aos sistemas convencionais. A quantidade de calor transportada é normalmente muito maior do que em um sistema convencional, via calor sensível. Daí a sua capacidade de retirar grande quantidade de calor em um sistema de pequenas dimensões. Dentre as vantagens de se utilizar tubos de calor estão simplicidade na construção, excepcional flexibilidade, controle, habilidade de transportar altas taxas de calor sobre consideráveis distâncias com baixíssimas quedas nas temperaturas, não necessitar de nenhum elemento externo de bombeamento. Devido a essas características, os tubos de calor tem sido empregados na refrigeração de equipamentos rotativos, como motores elétricos, turbinas, entre outros, com vantagens sobre os sistemas convencionais.

Esses equipamentos podem transportar continuamente o calor, desde que não haja a secagem da região porosa, o que pode ser mantido enquanto a passagem do escoamento não seja bloqueada e desde que seja mantida uma pressão de capilaridade suficiente. No entanto, o efeito da rotação sobre a capacidade de troca do tubo é bastante intenso, influenciando a eficiência do processo devido à força centrífuga, que em geral atua no sentido de dificultar a injeção da superfície porosa, na região do evaporador, em tubos montados axialmente. Esse efeito pode vir a bloquear o processo de troca, impedindo a evaporação e eliminando o efeito

de refrigeração, e é de difícil previsão por meio empírico ou usando os modelos simplificados, como nos trabalhos de Daniels e Al-Jumaily (1973) e Daniels e Willians (1978, 1979).

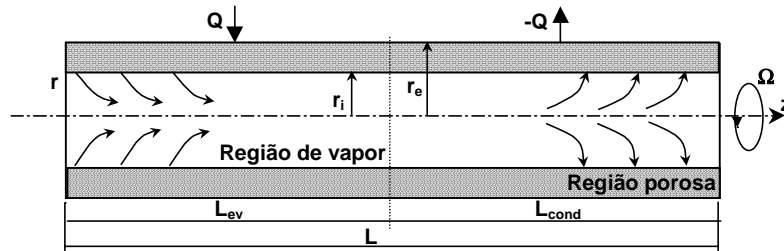
Ismail e Miranda (1988) apresentaram um modelo bidimensional para tubos rotativos cilíndricos, mostrando resultados para rotações de até 3600 rpm, que indicavam a presença de uma rotação crítica, acima da qual o tubo poderia entrar em colapso.

Faghri et al. (1993) investigou tubos com Número de Reynolds radial de 0.01 à 0.20, e rotação de até 2800 rpm, onde foi confirmada a presença de escoamento reverso acima de uma certa rotação. Harley e Faghri (1995) apresentaram um modelo bidimensional para tubos rotativos de geometria cônica.

Ismail e Miranda (1997) apresentaram um modelo 2-D para tubo de calor cilíndrico rotativo com estrutura porosa, que foi complementado por Miranda (1998), onde são explorados com mais detalhes os efeitos do fluxo de calor na velocidade de injeção e sobre os escoamentos, para vários diâmetros e rotação, na tentativa de encontrar um ponto ótimo de operação. Neste trabalho, o modelo de Miranda (1998) é estendido à região porosa, e são analisados os efeitos do aumento do fluxo de calor e rotação na capacidade de troca térmica do tubo. Uma curva de  $Re_{\text{radial}} \times Re_{\text{axial}}$  é apresentada como um dos limites de operação.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Seja um tubo cilíndrico com rotação constante  $\Omega$  operando em regime permanente, submetido a uma taxa de transferência de calor  $Q$  na metade da superfície a partir de uma das bases e  $-Q$  na outra metade (Figura 1).



**Figura 1.** Tubo de calor rotativo: representação esquemática.

O sistema de equações representando o sistema físico em geometria axisimétrica é dado por:

$$\frac{\partial V}{\partial r} + \frac{V}{r} + \frac{\partial U}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( V \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V^2}{r} + U \frac{\partial V}{\partial z} \right) = -\varepsilon \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{r} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon}{K} V + 2\rho \Omega W + \rho \Omega^2 r \quad (2)$$

$$\rho \left( V \frac{\partial W}{\partial r} - \frac{W^2}{r} + U \frac{\partial W}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial r} - \frac{W}{r} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon}{K} W + 2\rho \Omega V \quad (3)$$

$$\rho \left( U \frac{\partial U}{\partial r} + U \frac{\partial U}{\partial z} \right) = -\varepsilon \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon}{K} U + \rho g z \quad (4)$$



$$V \frac{\partial T}{\partial r} + U \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_c \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Na região de vapor, a porosidade é considerada  $\varepsilon = 1$  e a permeabilidade  $K \rightarrow \infty$ . As condições de contorno são:

$$V_r = V_\theta = V_z = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad \text{em } z = 0 \text{ e } z = 1, \quad V_r = V_\theta = 0; \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad \text{em } r = 0,$$

$$V_r = V_i(z); V_\theta = V_z = 0; T = T_{\text{sat}} \quad \text{em } r = r_i, \quad V_r = V_\theta = V_z = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = \pm Q \quad \text{em } r = r_e \quad (5.a-d)$$

onde  $V_i(z)$  é a velocidade de injeção, que é o fator de acoplamento entre as regiões porosa e de vapor.

### 3. RESULTADOS E ANÁLISE

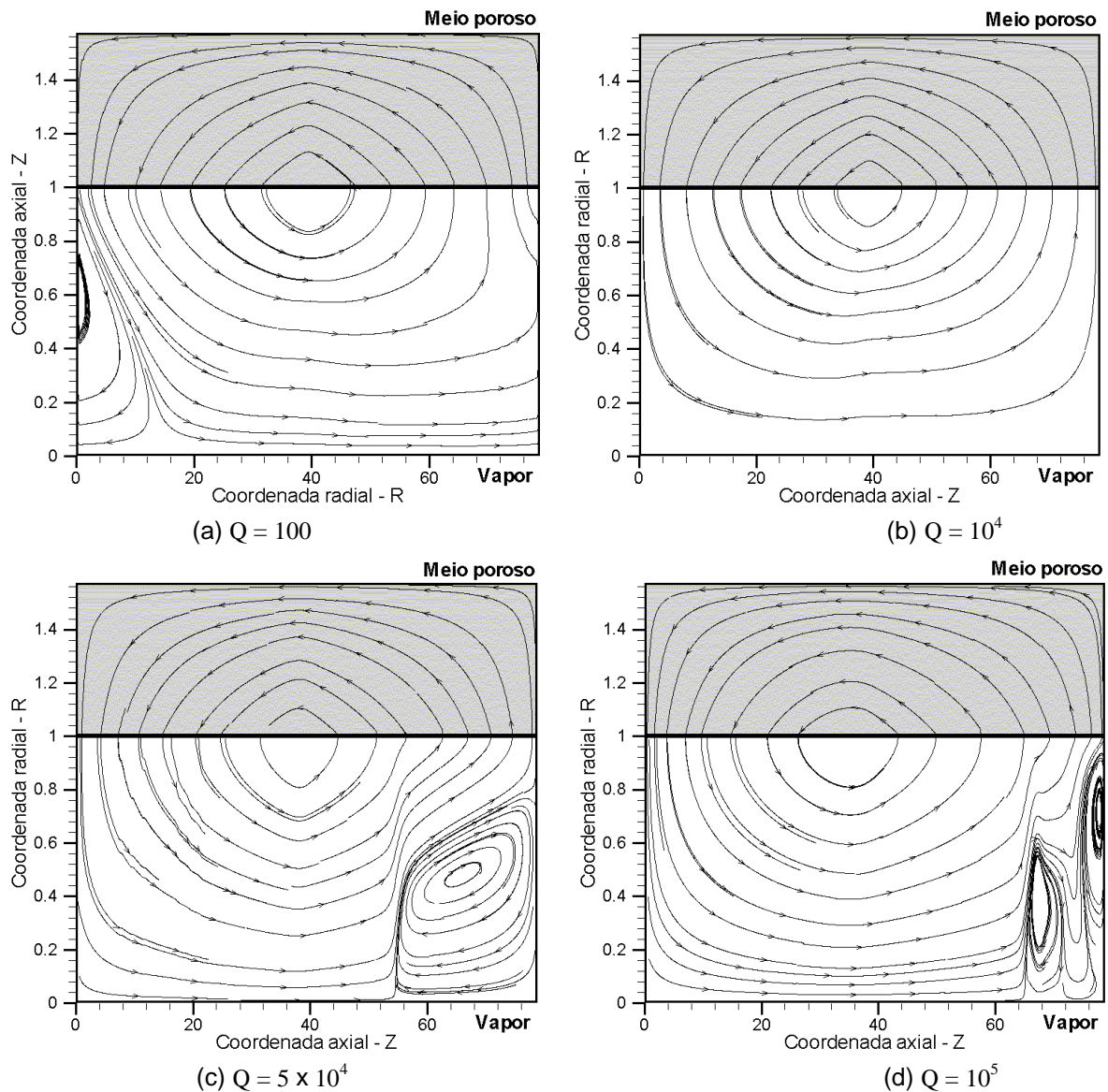
A solução das equações foi obtida através do método dos volumes finitos, aplicado à uma malha co-localizada de 202 x 82 pontos. O acoplamento pressão velocidade foi feito via algoritmo SIMPLE, e os casos foram executados num computador PC Pentium 200 MHz. As simulações foram feitas considerando água como fluido de trabalho. O tubo possui raio de 0.02 m e comprimento de 1 m. A região porosa tinha raio interno de 0.0127 m, e foram usadas as propriedades do cobre sinterizado, com permeabilidade de  $0.358 \times 10^{-8}$  e porosidade de 0.446. Os resultados foram obtidos para  $\Omega = 0, 5, 10, 30$  e  $60$  rpm, usando fluxos de calor de  $10^2, 5 \times 10^2, 10^3, 5 \times 10^3, 10^4, 5 \times 10^4$  e  $10^5$ .

A presença de rotação implica que o fluido deve vencer a força centrífuga para escoar em direção ao condensador. Se a energia do fluido não for suficiente, atinge-se a condição crítica, ou seja, o escoamento é bloqueado, provocando colapso do tubo de calor (Miranda, 1998). Nesse sentido, qualquer fator que induza perdas no escoamento, como recirculações e instabilidades, podem ser vistos como causas de redução da eficiência do tubo.

Os resultados mostrados a seguir são relativos à rotação de  $\Omega = 60$  rpm, o caso mais extremo estudado, onde é possível observar claramente os efeitos da rotação em cada variável estudada. Na Figura 2, podem ser observadas as linhas de corrente para diversos valores de  $Q$ . É possível observar que, para um fluxo muito baixo, forma-se uma recirculação na região do evaporador, para equilibrar a resistência devida à rotação (a), o que indica que a velocidade de injeção decresce bruscamente nessa região. A medida que o fluxo aumenta, o escoamento se normaliza (b), até que se atinge o limite superior, quando a resistência da rotação provoca instabilidades no escoamento, provocando uma região de recirculação na extremidade do condensador (c), nesse caso, o fluido sofre uma grande aceleração no evaporador, devendo ser desacelerado no condensador, pois sua energia é mais do que suficiente para vencer a resistência da força centrífuga. Com o aumento do fluxo, forma-se mais um centro de circulação (d). É lícito esperar que ambas as recirculações tendam para instabilidades à medida que se atingem os extremos máximo e mínimo do fluxo de calor. A partir daí, maior parcela da energia será gasta para manter o escoamento, implicando na redução da eficiência da troca de calor. Em todos os casos, pode-se notar que o escoamento no meio poroso é perfeitamente regular e se adapta às condições impostas

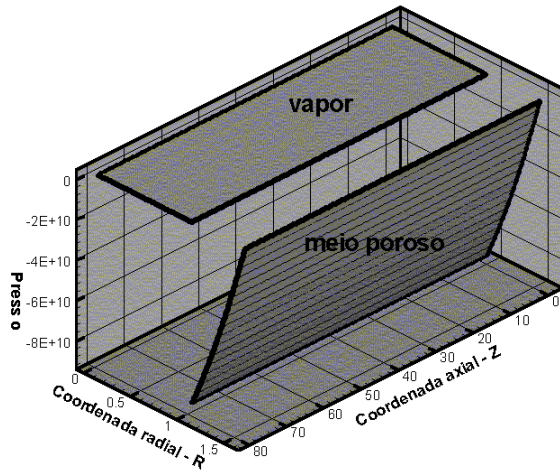
A Figura 3 mostra a variação da pressão com o fluxo de calor. Como já foi mencionado, o comportamento dessa variável na região porosa é bastante suave e regular (a), não apresentando modificações com o aumento de  $Q$ . Na região do vapor, observa-se que, para o valor mais alto de  $Q$ , a pressão está condicionada ao escoamento na direção axial, com uma pequena perturbação na região das recirculações (b): a distribuição da pressão está

basicamente condicionada à variação da velocidade axial, já que nesse caso o fluido tem energia suficiente para vencer a resistência imposta pela rotação. A medida que o fluxo de calor se reduz, o nível de pressão vai se reduzindo, e a diferença ao longo da coordenada radial vai aumentando, primeiro a partir de um ponto próximo ao centro (c), depois ao longo de toda a extensão do tubo na direção axial (d,e), até que os gradientes na direção axial sejam desprezíveis em comparação com aqueles na direção radial (f), o que significa que o escoamento naquela direção passa a absorver uma quantidade maior de energia, em função do aumento da influência da força centrífuga.

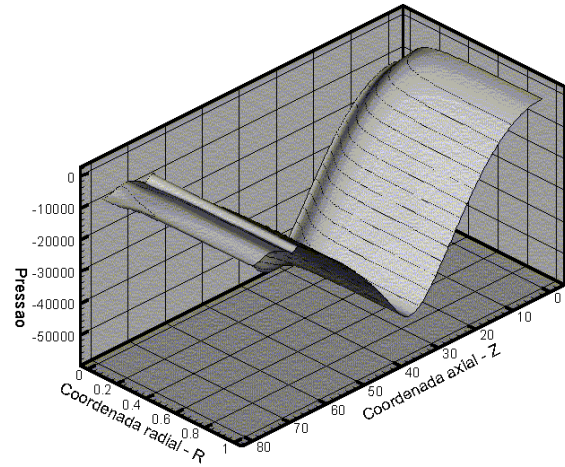


**Figura 2.** Linas de corrente,  $\Omega = 60$ .

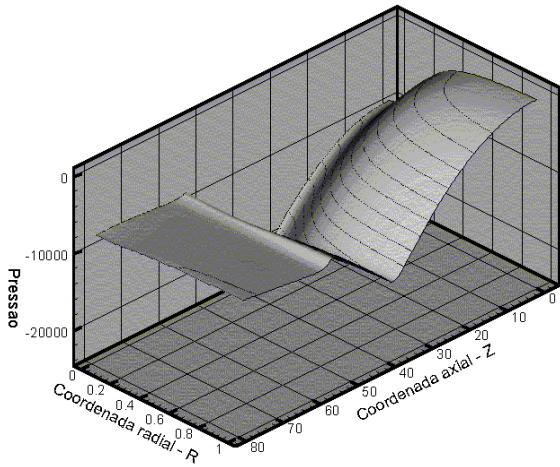
O comportamento das velocidades reflete os fenômenos já descritos. Nas Figuras 4 e 5, são mostrados dois casos extremos. Para  $Q = 10^5$  (4.b, 5.b), o perfil é bastante regular, exceto na extremidade do condensador, onde se localizam as recirculação. Nestes pontos, são observadas oscilações da velocidade radial, além de um pico na velocidade, que normalmente ocorre devido à desaceleração axial do fluido e o efeito de rotação. Quando  $Q = 10^2$  (4.a, 5.a), os dois campos apresentam fortes ondulações na região de recirculação do evaporador, e a ordem de grandeza dessas oscilações é mais próxima do que no caso anterior, o que evidencia a perda de energia do processo.



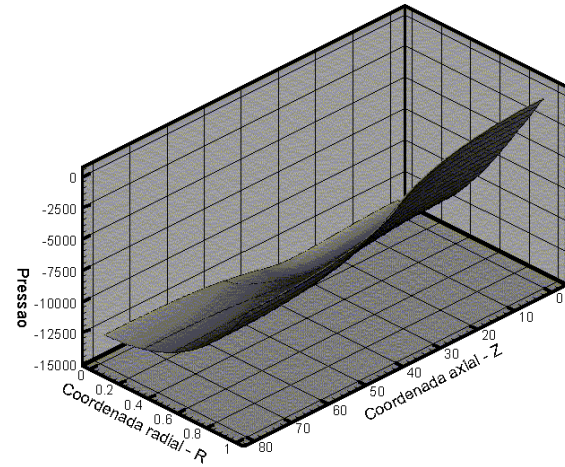
(a) vapor e líquido,  $Q = 10^5$



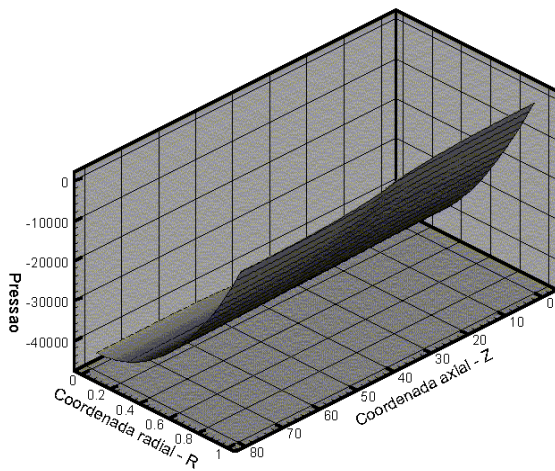
(b)  $Q = 10^5$



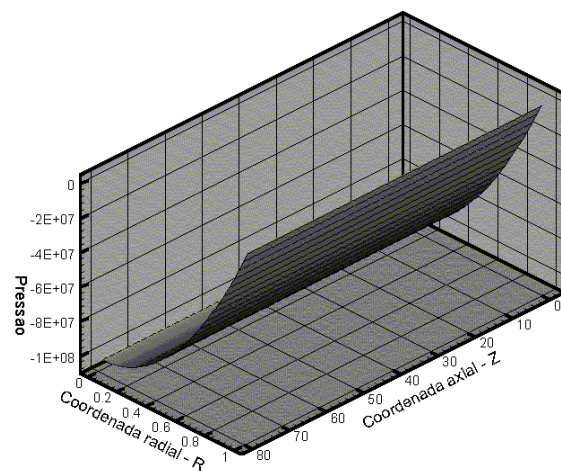
(c)  $Q = 5 \times 10^4$



(d)  $Q = 10^4$

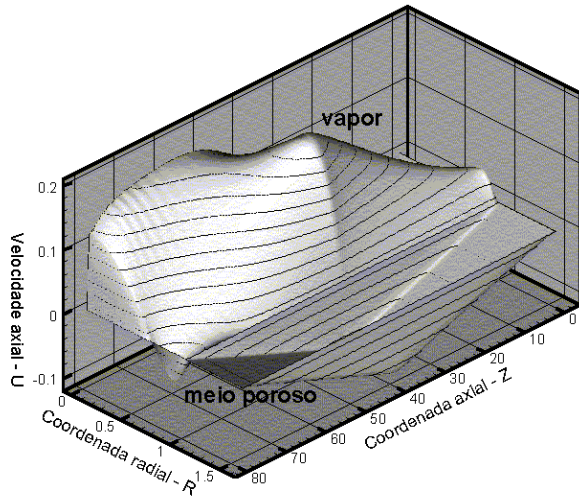


(e)  $Q = 5 \times 10^3$

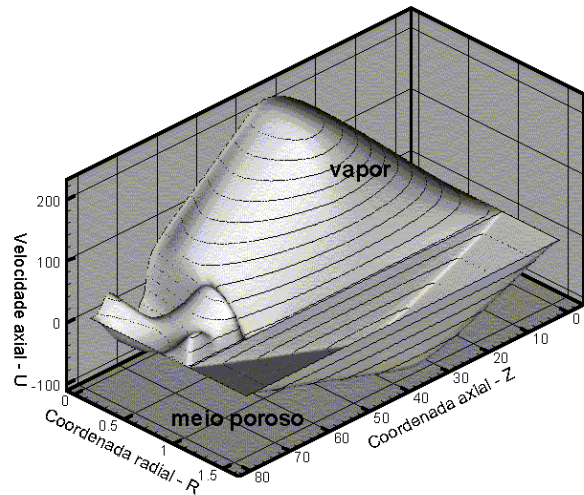


(f)  $Q = 10^2$

**Figura 3.** Campos de pressão,  $\Omega = 60$ : (a) vapor e líquido; (b), (c), (d), (e) e (f) vapor.

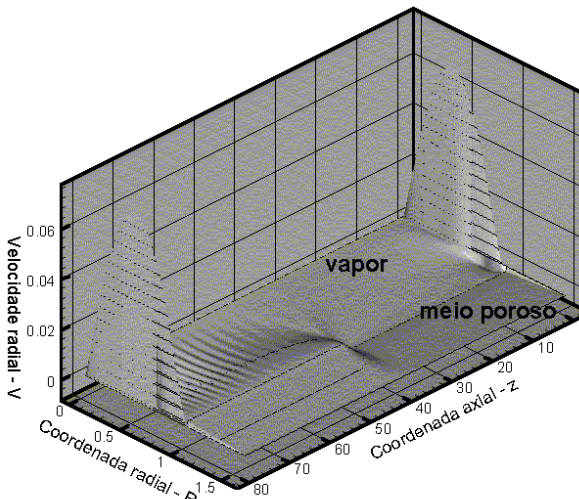


(a)  $Q = 10^2$

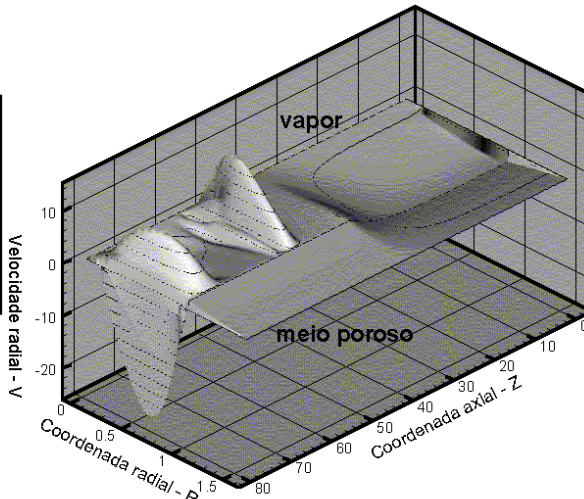


(b)  $Q = 10^5$

**Figura 4.** Campos da velocidade axial - U,  $\Omega = 60$ .

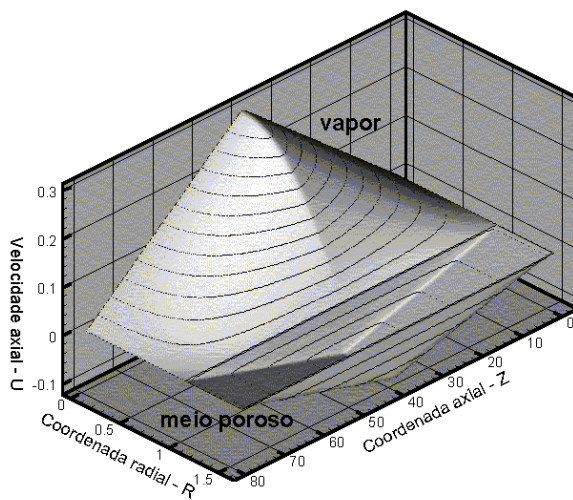


(a)  $Q = 10^5$

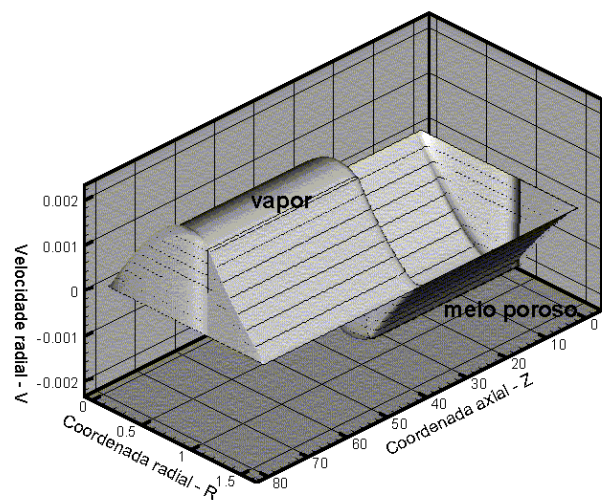


(b)  $Q = 10^2$

**Figura 5.** Campos da velocidade radial - V,  $\Omega = 60$ .



(a) Componente axial - U

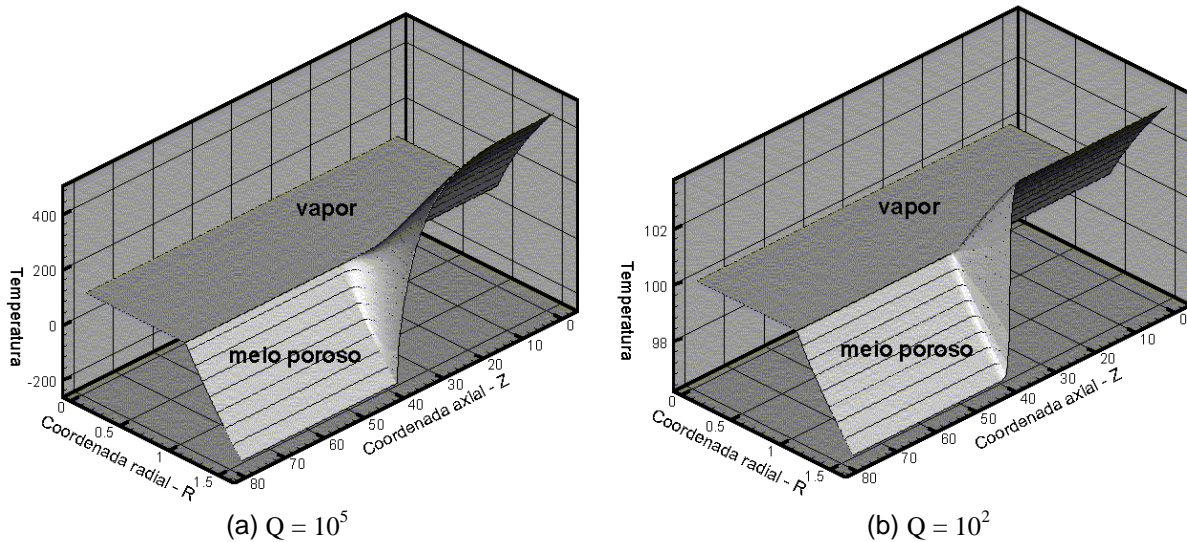


(b) Componente radial - V

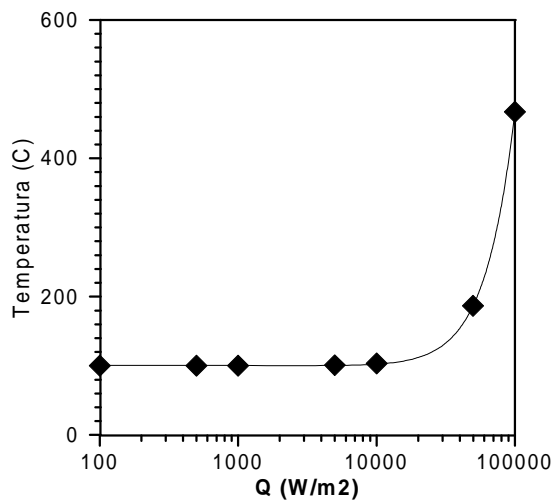
**Figura 6.** Campos de velocidade,  $\Omega = 0$ .

Para efeito de comparação, são mostrados na Figura 6 os perfis de velocidade de um tubo de calor sem rotação, para um fluxo de calor  $Q = 10^4$ . É notória a simetria dos campos, em decorrência da ausência de rotação.

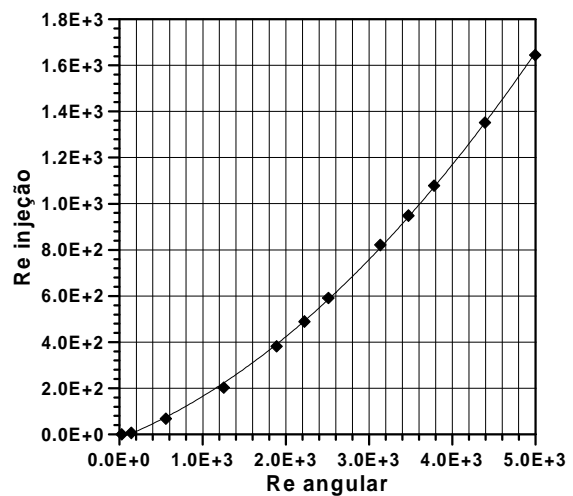
Um fator de importância para a limitação do fluxo é a temperatura atingida pelo fluido na região do evaporador. O funcionamento perfeito do tubo de calor pressupõe a inexistência de ebulição nucleada, o que se convencionou ocorrer por volta de 10 % acima da temperatura de saturação (considerada aqui  $100^\circ\text{C}$ ). A figura 7 mostra os perfis de temperatura no interior do tubo, num caso extremo, em que a temperatura no evaporador ultrapassou em muito o limite de funcionamento, e onde se encontra próxima à esse limite. Além do aumento do nível de temperatura, o único outro fator observado foi uma variação mais suave da temperatura no meio poroso (a), ocorrendo uma queda menos abrupta na passagem do evaporador para condensador (b). Nota-se também que a região de vapor se mantém à temperatura de saturação, com variações desprezíveis em toda a sua extensão. A figura 8 mostra a variação da temperatura máxima na região porosa em função do fluxo de calor, que é independente da rotação.



**Figura 7.** Campos de temperatura,  $\Omega = 60$ .



**Figura 8.** Temperatura máxima da região porosa em função do fluxo de calor.



**Figura 9.** Curva limite de operação para tubo de calor cilíndrico.

Finalmente, os resultados apresentados por Miranda (1998) para o limite inferior de aplicação são estendidos para uma curva generalizada do Número de Reynolds angular ( $Re_{\text{angular}} = \Omega r_i/v_{\text{vapor}}$ ) em função do número de Reynolds de injeção ( $Re_{\text{injeção}} = V_i^*L/v_{\text{vapor}}$ ), apresentada na Figura 9.  $V_i^*$  é a velocidade de injeção teórica do fluido na interface, dada por  $V_i^* = Q/(\rho_{\text{vapor}} H)$ , onde  $H$  é o calor latente de vaporização. É possível notar que essa planilha relaciona diretamente o fluxo de calor e a rotação.

#### 4. CONCLUSÃO

Neste trabalho, foram mostrados os efeitos da rotação no processo de troca de calor em tubos de calor rotativos. Evidenciou-se a presença de recirculações nos dois casos extremos, quando o fluxo é muito alto ou quando é pequeno demais para compensar a resistência ao escoamento da força centrífuga. O limite inferior de operação é função do crescimento das recirculações, até o colapso do tubo. O limite superior, entretanto, é ditado pela temperatura do fluido da região porosa, que independe da rotação. É apresentada uma planilha demarcando o limite inferior de forma genérica.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à FAPEMIG pelo suporte financeiro durante a realização deste trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Daniels, T. C., Al-Jumaily, F. K., Investigations of the Factor Affecting the Performance of a Rotating Heat Pipe, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 18, pp 691-973.
- Daniels, T. C., Willians, R. J., 1978, Experimental Temperature Distribution and Heat Load Characteristics of Rotating Heat Pipes, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 21, pp 193-201.
- Daniels, T. C., Willians, R. J., 1979, The Effect of External Boundary Conditions on Condensation Heat Transfer in Rotating Heat Pipes, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 22, pp 1237-1241.
- Faghri, A., Gogineni, S., Thomas, S., 1993, Vapour Flow Analysis of Axially Rotating Heat Pipe, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 36(9), pp 2293-2303.
- Harley, C., Faghri, A., 1995, Two-dimensional Rotating Heat Pipe Analysis, *Trans. ASME - J. Heat Transfer*, 117, pp 202-208.
- Ismail, K. A. R., Miranda, R. F., 1988, Theoretical Analysis of a Rotating Heat Pipe, *IHSP, Tsukuba, Japão*, pp 157-162.
- Ismail, K. A. R., Miranda, R. F., 1997, Two-dimensional Axisymmetrical Model for a Rotating Porous Wicked Heat Pipe, *Applied thermal Engineering* 17(2), pp 135-155.
- Miranda, R. F., 1998, Desempenho de Tubos de Calor Rotativos com Distribuição Qualquer de Calor no Evaporador, Congresso Norte-Nordeste de Engenharia Mecânica, Fortaleza, CE, pp 103-110.

# DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DAS CARACTERÍSTICAS DE UM FEIXE INFRAVERMELHO

## **Luís Mauro Moura**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos, Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil. E-mail: lmoura@ccet.pucpr.br

## **Dominique Doermann-Baillis**

## **Jean-François Sacadura**

Centre de Thermique de Lyon, ESA CNRS 5008, INSA de Lyon  
20, Avenue Albert Einstein, F69621 Villeurbanne Cedex, França

## **Resumo**

Apresenta-se neste trabalho a determinação experimental das características de um feixe infravermelho de um dispositivo espectrométrico comercial (BIO-RAD FTS 60A). Este equipamento é utilizado para a identificação de propriedades radiativas de materiais semitransparentes. As medidas realizadas visam a determinação da homogeneidade espacial do campo de intensidade radiativa e do ângulo de divergência do feixe.

**Palavras-chave:** Espectrometria, Radiação térmica, Determinação de propriedades radiativas

## **1. INTRODUÇÃO**

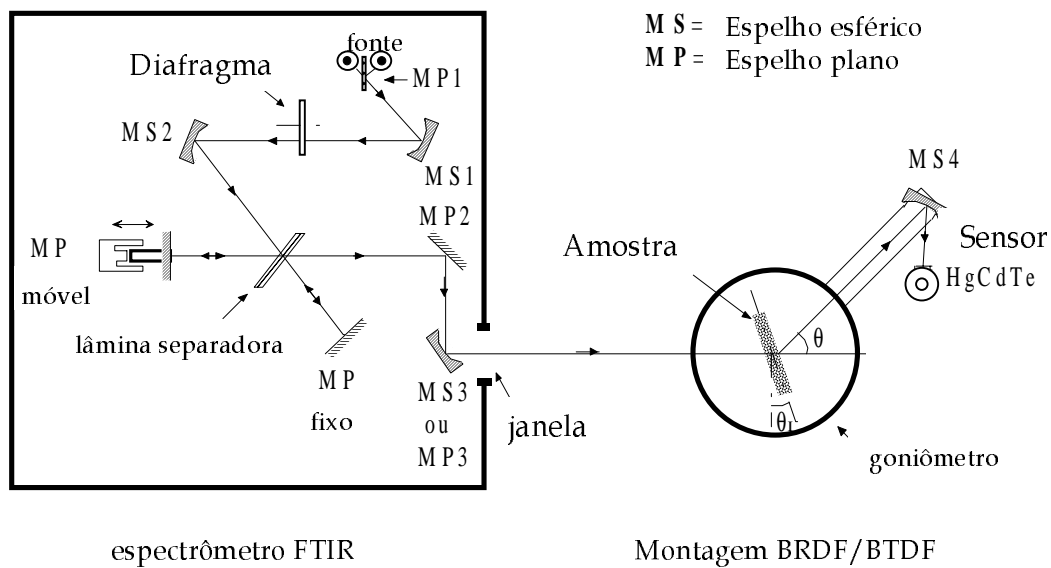
A determinação experimental das propriedades radiativas de materiais semitransparentes e difusores (espessura ótica, albedo e função de fase) nem sempre é realizada de maneira direta, isto é, geralmente é necessário um modelo baseado na equação da transferência de calor por radiação considerando situações experimentais como condições de contorno do problema analítico/numérico. Na maioria dos casos da literatura, considera-se um feixe Infravermelho (IR) incidindo sobre a superfície da amostra de maneira uniforme, segundo uma hipótese de geometria unidimensional, exemplos são os trabalhos de Silva Neto e Özisik (1992), Glicksman. *et al.* (1987), Uny (1986), Nicolau (1994), Doermann (1995) e Henry *et al.* (1997). Entretanto, a condição de uniformidade da intensidade do feixe sobre a amostra nem sempre é facilmente obtida em função das características de construção dos equipamentos disponíveis comercialmente. Existem dois tipos básicos de equipamentos. O primeiro baseia-se no princípio da dispersão de um feixe IR proveniente de um corpo negro (policromático) por um prisma, ou rede de dispersão, sendo a leitura do sinal realizada passo a passo para cada comprimento de onda. O segundo tipo, são os espectrômetros a transformada de Fourier (FTIR) (Griffiths, 1975) que, segundo seu princípio de funcionamento baseado na interferometria, realizam a medição de toda a banda espectral IR simultaneamente. Além de possibilitar uma medição num tempo muito maior, a utilização de um FTIR fornece um sinal com maior intensidade e também mais uniforme.

Para a determinação das propriedades radiativas de materiais semitransparentes difusores,

como lã de vidro ou espuma de carbono, o Laboratório CETHIL (Centre de Thermique de Lyon, França) dispõe de um FTIR de fabricação BIORAD, modelo FTS60A. Neste trabalho apresenta-se a técnica de medição adotada na determinação das características do feixe IR.

## 2. DESCRIÇÃO DO DISPOSITIVO

O equipamento BioRad FTS60A baseia-se no princípio do interferômetro de Michelson. Sua banda de medição situa-se entre 1,5 e 25  $\mu\text{m}$ . O espectrômetro é composto por: uma fonte de radiação constituída de um filamento de cerâmica aquecida a 1300°C (emissão tipo corpo cinzento); uma lâmina separadora de KBr onde o processo de interferência é realizado; um sensor HgCdTe (também chamado MCT) de banda larga. O sensor dispõe de um sistema de pré-amplificação linearizado eletronicamente pelo próprio fabricante. Existe ainda a possibilidade de utilizar uma segunda fonte (lâmpada halogênea), contudo faz-se necessário substituir a lâmina separadora de KBr por outra em Quartzo (1,0 a 2,5  $\mu\text{m}$ ), este conjunto permite um alinhamento fácil pois pode-se visualizar o trajeto óptico do feixe. Na Fig. 1 vê-se o esquema da montagem com o espectrômetro FTIR e, ao lado, o goniômetro onde é posicionado a amostra para medições BRDF/BTDF (*Bidirectional Reflectance or Transmittance Distribution Function*) (Nicolau, 1994).



**Figura 1.** Montagem com o espectrômetro FTIR

O feixe IR, após partir da fonte cerâmica, é refletido pelo espelho MS1, formando uma imagem sobre um diafragma. A fonte IR de 7 mm de diâmetro está localizada a uma distância de duas vezes a focal,  $f_{MS1}$ , do espelho MS1. O diafragma encontra-se na posição focal do espelho esférico MS2. Desta maneira, o feixe torna-se quasi-paralelo (ângulo de divergência muito pequeno), com um semi-ângulo de divergência  $\theta_0$ . A equação relacionando o valor de  $\theta_0$  com a distância focal,  $f_{MS2}$ , do espelho MS2 e do raio do diafragma  $R_2$  é (Nicolau, 1994):

$$\theta_0 = \arctan \frac{R_2}{f_{MS2}} \quad (1)$$



A Tabela 1 indica os valores dos semi-ângulos de divergência  $\theta_o$  para cada resolução, ou diâmetro, do diafragma do equipamento FTS 60A. A relação entre diâmetro do diafragma e resolução do aparelho é devido ao fato que para uma boa resolução, deve-se limitar o ângulo de divergência do feixe (Griffiths, 1975).

O feixe IR quando chega na lâmina separadora é dividido em dois onde são em seguida refletidos pelos espelhos (fixo e móvel) e novamente recombinados na lâmina separadora. Desta maneira, provoca-se um processo de interferência devido as diferenças de trajetória dos dois feixes. Esta sinal, chamado interferograma, é medido pelo sensor MCT em função da posição do espelho móvel (sinal modulado). Aplicando-se uma FFT (Transformada rápida de Fourier) sobre o interferograma obtém-se o espectro de emissão da fonte IR. Na Fig. 2 vê-se uma curva de emissão típica obtida, bem como seu nível de ruído.

Após passar pela lâmina separadora, o feixe IR é enviado para o exterior por um espelho, onde situa-se o dispositivo goniométrico que suporta a amostra e o sensor IR, por uma janela situada na lateral do aparelho. Para efetuar esta tarefa pode-se empregar um espelho plano ou um esférico. Nicolau (1994) utilizou inicialmente um espelho esférico (focal=500 mm) com o intuito de reduzir ligeiramente o ângulo de divergência do feixe IR, concentrando-o sobre a amostra.

**Tabela 1.** Resolução, diâmetro do diafragma e semi-ângulo de divergência  $\theta_o$

Resolução	Diâmetro [mm]	$\theta$
<i>Open</i>	7,0	2,23°
2 cm <sup>-1</sup>	4,0	1,27°
1 cm <sup>-1</sup>	2,7	0,86°
0,5 cm <sup>-1</sup>	1,25	0,40°

As medições de intensidades radiativas são efetuadas pelo conjunto sensor MCT/espelho esférico, MS4, situado no braço do goniômetro. Este sistema, com a ajuda de uma unidade de rotação acionada por motor de passo, realiza medições para diferentes direções, e não somente na direção de incidência. Outra possibilidade do sistema é de rotacionar a amostra em relação ao feixe incidente, eliminando-se a hipótese de simetria azimutal (Moura, 1998). O espelho esférico MS4 ( $f_{MS4}=150\text{ mm}$ ) tem a função de limitar o ângulo de detecção, conforme a seguinte equação:

$$\theta_d = \arctan \frac{R_d}{f_{MS4}} \quad (2)$$

onde  $R_d$  é o raio da área sensível de detecção do sensor ( $R_d = 0.5\text{mm}$ ), sendo o sensor posicionado na focal do espelho esférico. O valor obtido nesta montagem é de 0.19°, resultando numa boa resolução angular, quando comparado aos ângulos de incidência da Tabela 1.

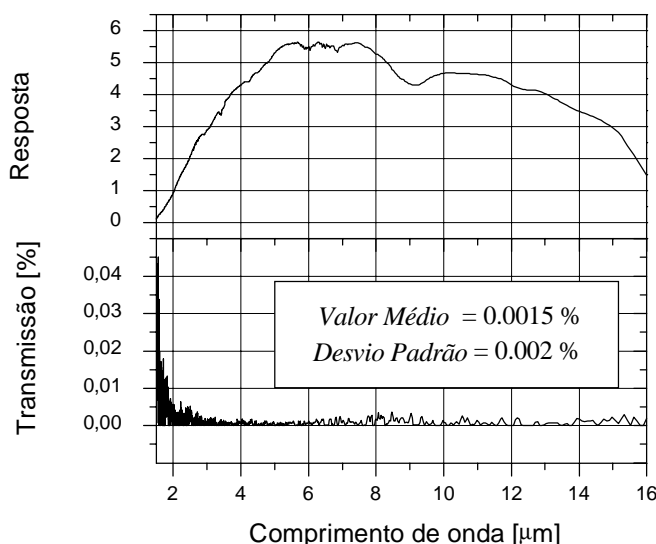
O espectrômetro FTS 60A dispõe ainda de um laser He-Ne (632,8  $\mu\text{m}$ ) com a função de realizar o alinhamento dinâmico do conjunto ótico, bem como de servir de referência para o posicionamento do espelho móvel. Este laser dispõe de uma lente divergente que aumenta o seu diâmetro para aproximadamente 10 mm. O laser encontra-se atrás do espelho MS2 o qual possui um furo no seu centro deixando passar o feixe He-Ne. O feixe laser e IR realizam o mesmo trajeto ótico, até o espelho MP2, o qual possui também um furo no centro, permitindo desta forma a saída do feixe de alinhamento, incidindo finalmente sobre três diodos laser

dispostos de forma triangular. A presença deste furo, embora necessária, provoca heterogeneidades no feixe IR que serão demonstrados a seguir.

Em condições ideais o feixe IR incidente sobre a amostra deve ter um ângulo de divergência muito reduzido, para possuir características próximas a de um feixe paralelo. Entretanto, sabe-se quanto menor sua divergência, menor será a quantidade de energia disponível a ser medida pelo sensor. O fluxo de radiação espectral é expresso pela equação:

$$q_{r,\lambda} = I_{\lambda} d\omega_o \cos \theta_I \quad (3)$$

onde  $I_{\lambda}$  é a intensidade radiativa espectral,  $d\omega_o$  é o ângulo sólido de divergência do feixe e  $\theta_I$  é o ângulo de incidência do feixe sobre a amostra (no caso de simetria azimutal  $\theta_I = 0^\circ$ ).



**Figura 2.** Distribuição de energia e o nível de ruído para o espectro de base, em função do comprimento de onda

### 3. ENSAIOS REALIZADOS

Além de um ângulo de divergência reduzido o fluxo radiativo sobre a superfície da amostra deve ser constante, garantindo a hipótese de problema unidimensional. Um dos objetivos desta avaliação é comparar as características obtidas, seja utilizando um espelho plano na janela de saída do espectrômetro (MP3), seja utilizando um espelho esférico nesta posição (MS3). Descreve-se a seguir a caracterização experimental do feixe IR.

#### 3.1 Determinação da uniformidade do feixe IR

Para determinar a uniformidade do feixe IR sobre a amostra, utilizou-se o sensor MCT posicionado no plano normalmente ocupado pela amostra, recebendo diretamente o feixe IR, sem a utilização de algum espelho de concentração. Um suporte permite deslocar o sensor nos dois eixos ortogonais a direção de incidência. Como a área do sensor MCT (diâmetro de 1 mm) é muito menor que a área do feixe incidente, obtém-se uma boa resolução espacial. Mede-se o sinal máximo detectado pelo interferograma (em Volt), antes da aplicação da transformada de Fourier.

As Figs. 3 a 5 apresentam as medições realizadas com o espelho plano para as aberturas de *open*,  $2 \text{ cm}^{-1}$  e  $0,5 \text{ cm}^{-1}$ . A posição ( $X=0 \text{ cm}$  e  $Y=0 \text{ cm}$ ) é eixo óptico obtido através do alinhamento, para uma abertura de  $2 \text{ cm}^{-1}$ . As curvas do sinal são representadas em dois formatos, uma indica a iluminação obtida sobre uma folha de papel quando se utiliza a lâmina separadora de quartzo para materializar o caminho ótico do feixe. O segundo formato é o gráfico 3-D do sinal medido, indicando melhor a forma do feixe.

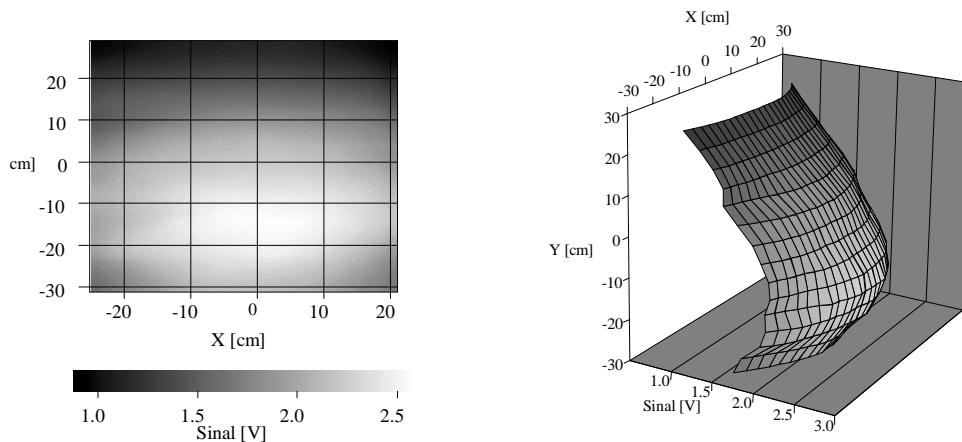
Os resultados obtidos para a posição *open* mostram que o feixe é mais intenso na sua porção inferior. Isto é devido à existência de um gradiente térmico na fonte cerâmica. Visualmente observa-se que a resistência cerâmica (na forma de 3 espiras) têm seções com temperaturas diferentes. Com a redução do diâmetro do diafragma, este efeito é menos visível e a intensidade máxima do feixe encontra-se próxima do eixo de alinhamento. Entretanto, reduzindo-se o diâmetro do diafragma, o feixe torna-se menos uniforme.

A Fig. 5 mostra claramente a influência dos furos existentes nos espelhos MS2 e MP2. Para uma abertura menor ( $0,5 \text{ cm}^{-1}$ ) a superfície iluminada do espelho MS2 é menor, Fig. 1, e esta influência torna-se mais importante.

As Figs. 6 a 8 mostram as mesmas medições que as anteriores, mas agora utilizando um espelho esférico. Na Fig. 6 pode-se observar a imagem do três filamentos da fonte IR (uma imagem da fonte é formada a 230 mm do espelho esférico, sendo que o porta amostra encontra-se a 500 mm). Reduzindo o diafragma o feixe torna-se muito concentrado.

### 3.2 Determinação do ângulo de divergência

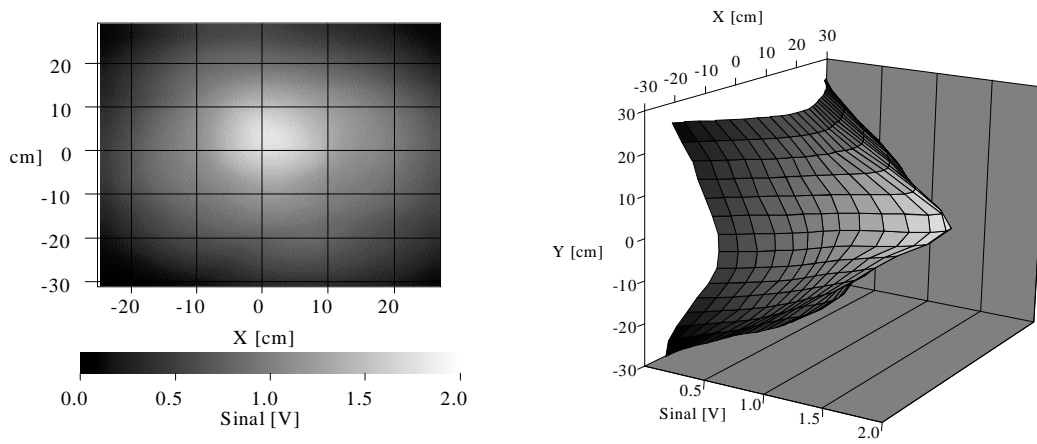
O ângulo de divergência do feixe IR é um parâmetro importante na definição da quadratura utilizada (Moura, 1998). Em princípio, este ângulo é definido pelo raio do diafragma e pela focal do espelho MS2, equação 1. Entretanto, pode-se obter o ângulo de divergência de maneira experimental, medindo-se as intensidade radiativas do feixe, rotacionando-se o braço do sistema de detecção. Este sistema integra a energia recebida das intensidades radiativas dentro do ângulo de detecção  $\theta_d$ , equação 2. Em princípio os valores deveriam ser constantes para  $0^\circ \leq \theta \leq \theta_o - \theta_d$ .



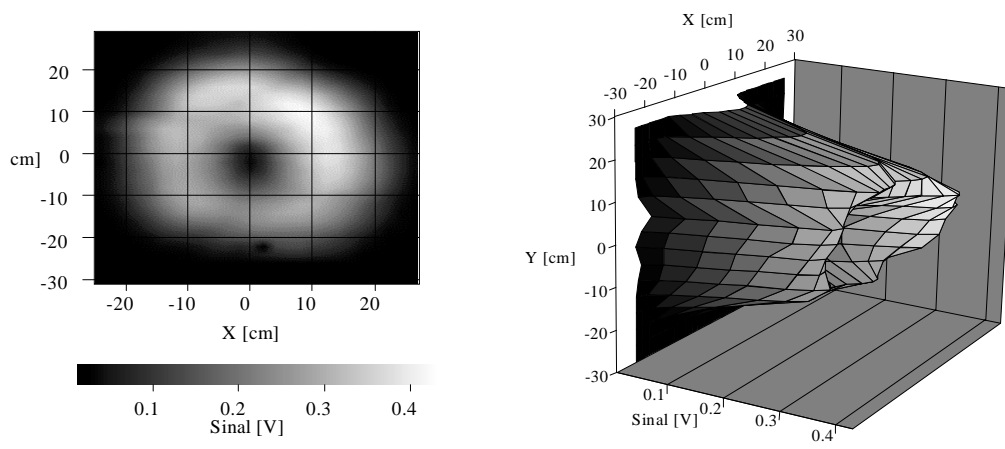
**Figura 3.** Espelho plano com o diafragma na posição *open*

Para o cálculo do ângulo de detecção, equação 2, o sensor deve ser posicionado na posição focal do espelho esférico MS4. Contudo, o procedimento de alinhamento utilizado por Nicolau (1994) e Doermann (1995) baseava-se no deslocamento do sensor de alguns milímetros de maneira a obter-se um sinal de maior intensidade.

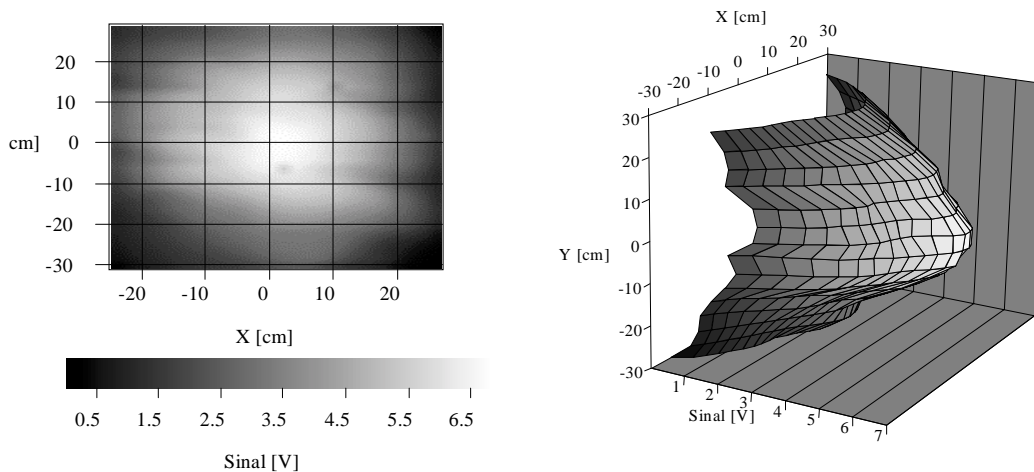
A utilização de uma lâmina em quartzo para efetuar o alinhamento permitiu a visualização dos pontos de concentração do feixe sobre o sensor. Utilizando o espelho plano MP3, obtém-se uma imagem do diafragma a 160 mm do espelho MS4 com um diâmetro de 7 mm para a posição *open*. As espirais da fonte IR são novamente visíveis e como a superfície de detecção é menor que a imagem, tende-se a regular o espelho MS4 de maneira a posicionar a superfície de detecção na espiral de maior intensidade. A uma posição de 170 mm do espelho MS4 aparece uma imagem do espelho MS2, sendo visível o orifício deste espelho (região não iluminada). A análise com o espelho esférico MS3 é similar, mas a imagem da fonte é formada a uma distância de 195 mm. Isto explica a necessidade de afastar o sensor de sua posição focal para obter-se um ganho de sinal.



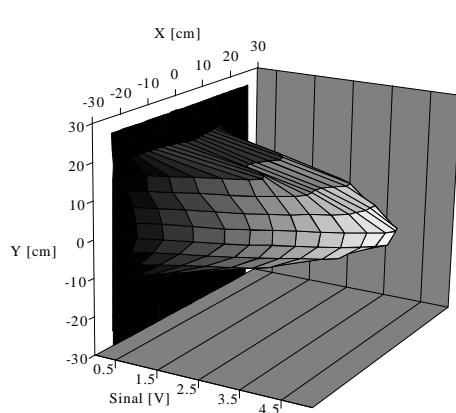
**Figura 4.** Espelho plano com o diafragma na posição  $2\text{ cm}^{-1}$



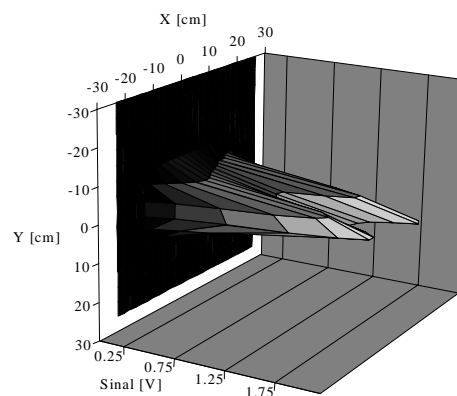
**Figura 5.** Espelho plano com o diafragma na posição  $0,5\text{ cm}^{-1}$



**Figura 6.** Espelho esférico com o diafragma na posição *open*



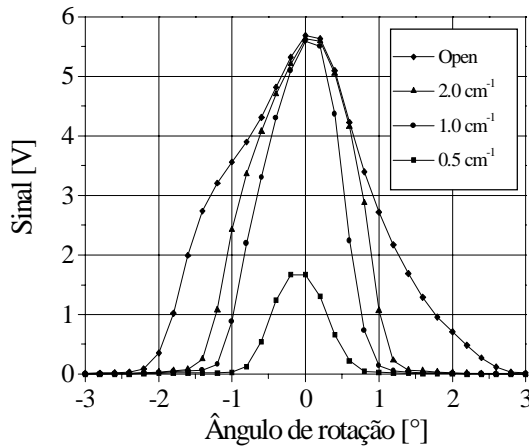
**Figura 7.** Espelho esférico com o diafragma na posição  $2 \text{ cm}^{-1}$



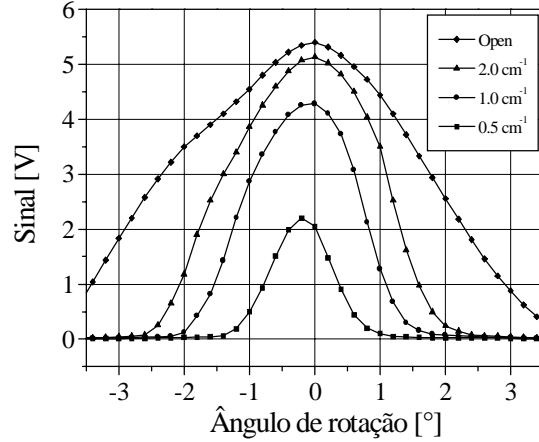
**Figura 8.** Espelho esférico com o diafragma na posição  $0,5 \text{ cm}^{-1}$

Na Fig. 9, vê-se as medidas realizadas para os quatro diferentes diafragmas, para o espelho plano MP3. O sensor não localiza-se no plano focal do espelho MS4 mas sim na posição de imagem da fonte (160 mm). O ângulo de divergência do feixe obtido experimentalmente está em concordância com os listados na Tabela 1. Na Fig. 10, observa-se que com a utilização do espelho esférico MS3 a divergência do feixe aumenta. Nesta configuração o sensor localiza-se a uma distância de 195 mm de MS4, sobre a imagem da fonte.

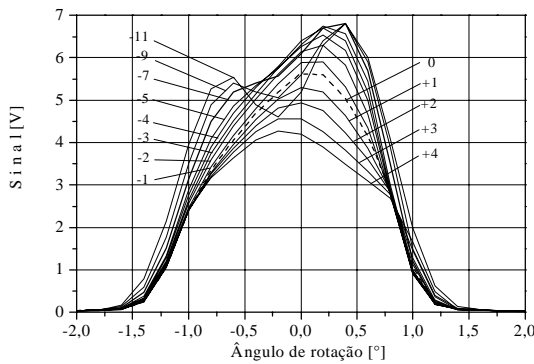
As Figs. 11 e 12 mostram o efeito da posição do sensor na determinação experimental do ângulo de divergência para uma resolução de  $2 \text{ cm}^{-1}$ . Para o espelho plano MP3, a posição 0 mm (sobre o plano imagem da fonte) não é a posição aonde o sinal é mais elevado. Um deslocamento na direção do espelho MS4 (direção positiva) reduz a intensidade do sinal. Na direção negativa, o sinal aumenta e para as posições mais distantes aparece a formação de um orifício. Para a Fig.12 nota-se o mesmo efeito, agora utilizando o espelho MS3. Novamente observa-se que a posição 0 mm não é a posição onde ocorre o máximo do sinal, mas o deslocamento do sensor não demonstrou a existência de um orifício. Neste caso, provavelmente o sensor está situado numa posição inferior à região do furo, pois caso contrário, o sinal medido seria muito fraco.



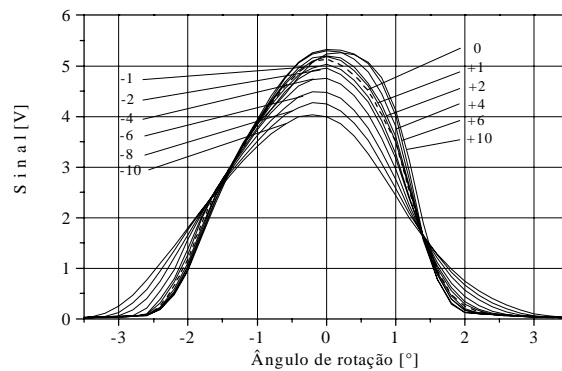
**Figura 9.** Ângulos de divergência para o espelho MP3 para diferentes aberturas do diafragma



**Figura 10.** Ângulos de divergência para o espelho MS3 para diferentes aberturas do diafragma



**Figura 11.** Divergência do feixe para uma resolução de 2 cm<sup>-1</sup> e utilizando o espelho MP3



**Figura 12.** Divergência do feixe para uma resolução de 2 cm<sup>-1</sup> e utilizando o espelho MS3

#### 4. CONCLUSÃO

Esta análise realizada sobre a ótica do feixe IR do BioRad FTS 60A permitiu verificar a influência da abertura do diafragma e do tipo de espelho utilizado na janela de saída deste espectrômetro. Verificou-se nos ensaios que embora o espelho esférico forneça uma maior quantidade de energia difusa, em contrapartida ele ocasiona um aumento do ângulo de divergência. Conclui-se então que o espelho plano é mais próximo das condições idealizadas no modelo 1-D.

Na seqüência deste trabalho faz-se necessário um estudo de sensibilidade na identificação de parâmetros. Um outro ponto necessário é o desenvolvimento de um código em geometria cilíndrica bidimensional para calcular os erros devido a não-uniformidade do feixe incidente.

#### 5. REFERENCIAS

- Doermann, D., 1995, "Modélisation des transferts thermiques dans des matériaux semi-transparents de type mousse à pores ouverts et prédiction des propriétés radiatives". Thèse de doctorat n° 95ISAL0010, INSA, Lyon. 271p.
- Glicksman, L., Schuetz, M., Sinofsky, M., 1987, "Radiation heat transfer in foam insulation". Int. J. Heat Mass Transfer, 30, pp. 187-197
- Griffiths, P.R., 1975, "Chemical infrared Fourier transform spectroscopy", New York : John Wiley and Sons- 337p.
- Henry, J.F., Bissieux, C., Marquie, S., Gillet, Y., 1997, "One-dimensional modelling and parameter estimation in scattering media. High temperatures-High Pressures", 29, pp. 159-164
- Moura, L.M., 1998, "Identification des propriétés radiatives des matériaux semi-transparents diffusants en situation de non-symétrie azimutale du champ radiatif". Thèse de doctorat 98ISAL0059. INSA, Lyon.- 210p.
- Nicolau, V.P., 1994, "Identification des Propriétés Radiatives des Matériaux Semi-Transparents Diffusants". Thèse de doctorat n° 94ISAL0001. INSA, Lyon. - 234p
- Silva Neto, A.J., Özisik, M.N., 1992, "An inverse analysis of simultaneously estimating phase function, albedo and optical thickness". ASME-HTD- Developments in Radiative Heat Transfer, 203, pp. 23-30
- Uny, G., 1986, "Modélisation du transfert couplé rayonnement-convection au sein de matériaux poreux et identification de leurs propriétés radiatives: application aux laines de verre". Thèse de Doctorat n° 86 ISAL 0007, INSA, Lyon. - 130p.

# A FINITE ELEMENT FORMULATION FOR THE MOMENTUM AND ENERGY TRANSFER IN POROUS MEDIA USING A STABILIZED METHODOLOGY

**Maria Laura Martins-Costa**

Laboratory of Theoretical and Applied Mechanics (LMTA), Department of Mechanical Engineering - Universidade Federal Fluminense, Rua Passo da Pátria, 156 – 24210-240 Niterói/RJ, Brazil, E-mail: laura@mec.uff.br

**Sérgio Frey**

Thermal Sciences and Energy Systems Group (GESTE), Department of Mechanical Engineering - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rua Sarmiento Leite, 425 – 90050-170 Porto Alegre/RS, Brazil, E-mail: frey@mecanica.ufrgs.br

**Rogério M. Saldanha da Gama**

Laboratório Nacional de Computação Científica (LNCC/CNPq), Rua Getúlio Vargas, 333 – 25651-070 Petrópolis/RJ, Brazil, E-mail: rsgama@domain.com.br

## Abstract

A mixture theory approach has been employed to study the heat convection in a flow through a saturated rigid porous medium, generating a system of coupled partial equations. The employed method is built in order to remain stable and accurate even for very high advective regimen. Taking advantage of appropriated upwind strategies, the numerical method employed has generated stable and accurate approximations for fluid constituent velocity and pressure fields as well as for both solid and fluid constituents' temperatures even for very high Péclet flows. Some two-dimensional simulations of a nonisothermal flow of a Newtonian incompressible fluid through a porous channel bounded by two impermeable flat plates have been performed.

**Keywords:** Porous media, mixture theory, forced convection, finite element approximations, mixed formulations, GLS method.

## 1. INTRODUCTION

Transport phenomena in porous media present countless relevant applications among which: geomechanics, petroleum and mining industries, sintering technologies, biomechanics, not to mention problems that impact the energy self-sufficiency and the environmental state. In this article, the momentum and energy transport in a saturated flow through a rigid porous medium has been studied by employing a local model based on a *Continuum Theory of Mixtures* (Atkin and Craine, 1976; Bedford and Drumheller, 1983). The mixture is a superposition of continuous constituents (each of them occupying its whole volume) standing for the fluid and the porous medium; the fluid constituent is assumed Newtonian and incompressible, while the solid constituent, representing the porous medium, is supposed rigid, homogeneous, isotropic and at rest



(Martins-Costa et al., 1992; Costa-Mattos et al., 1995). The mixture theory leads to an apparent thermomechanical independence, requiring momentum and energy generation terms to account for the thermomechanical coupling among the constituents in the balance equations. Since the solid constituent is rigid and at rest it suffices to solve mass and momentum conservation equations for the fluid constituent of the mixture, while the energy equation must be solved for both constituents. These equations, combined with constitutive assumptions satisfying the material objectivity and the Second Law of Thermodynamics, describe the heat convection in a porous medium.

Numerical simulations of incompressible flows suffer from two major difficulties: finite elements need to compatibilize velocity and pressure subspaces satisfying the Babuška-Brezzi mathematical condition and the instability inherent to central discretization schemes - either by Galerkin formulation or by central difference stencil - to approximate high advective dominated flows. Most of Galerkin method limitations may be overcome by the so called stabilized methods (Hughes and Franca, 1987 and references therein), which consists of adding mesh-dependent terms to the usual Galerkin formulation, which are functions of the residuals of the Euler-Lagrange equations evaluated elementwise. Since these residuals are satisfied by the exact solutions, consistency is preserved in these methods. The perturbation terms are designed to enhance stability of the original Galerkin formulation without upsetting consistency.

In this paper a stabilized finite element method - built in to inherit the good stability features shown by the stabilized methods already proposed for the Stokes problem (see, for instance, Franca et al., 1992; Sampaio, 1991) - has been introduced to simulate forced convection in porous media. Taking advantage of an improved design of the stability parameters (Franca et al., 1992), the method remains stable even for very high advective flows (Franca and Frey, 1992); thereby there is no need to satisfy the above mentioned Babuška-Brezzi condition.

## 2. MIXTURE THEORY MODELING

Since the solid constituent is rigid and at rest it suffices to solve mass and momentum conservation equations for the fluid constituent of the mixture. Therefore, the local form of the mass and momentum conservation may be stated as (Atkin and Craine, 1976)

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + (\nabla \rho_f) \mathbf{u}_f + \rho_f \nabla \cdot \mathbf{u}_f = 0 \quad (1)$$

$$\rho_f \left[ \frac{\partial \mathbf{u}_f}{\partial t} + (\nabla \mathbf{u}_f) \mathbf{u}_f \right] = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_f + \mathbf{m}_f + \rho_f \mathbf{f}_f \quad (2)$$

in which  $\mathbf{u}_f$  represents the fluid constituent velocity and  $\rho_f$  its mass density, so that  $\rho_f = \rho\varphi$ ; where  $\varphi$  is the fluid fraction, coincident with the porosity, for saturated flows and  $\rho$  is the actual fluid mass density, measured in a continuum mechanics viewpoint. The momentum source, which accounts for the mechanical coupling between both constituents is represented by the interaction force  $\mathbf{m}_f$  applied on the fluid constituent by the solid one,  $\boldsymbol{\sigma}_f$  is the partial stress tensor acting on the fluid constituent and  $\mathbf{f}_f$  the body force acting on it.

The mixture theory viewpoint requires constitutive assumptions for the partial stress tensor and the interaction force applied on the fluid constituent (Williams, 1978; Martins-Costa et al., 1992)

$$\boldsymbol{\sigma}_f = -\varphi p \mathbf{I} + 2\lambda\varphi^2 \mu \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_f) \quad (3)$$

$$\mathbf{m}_f = -\frac{\varphi^2 \mu}{K} \mathbf{u}_f \quad (4)$$

where  $\mu$  is the actual fluid viscosity and  $K$  is actual the specific permeability of the porous medium, both regarded from a continuum mechanics viewpoint,  $\lambda$  is a scalar parameter depending on the porous matrix microstructure,  $p$  is the pressure acting on the mixture and  $\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_f)$  is the symmetrical part of the fluid constituent velocity gradient.

The local form of the energy equation for each constituent is given by (Atkin and Craine, 1976)

$$\rho_\alpha \left[ \frac{\partial e_\alpha}{\partial t} + (\nabla e_\alpha) \mathbf{u}_\alpha \right] = \rho_\alpha r_\alpha - \nabla \cdot \mathbf{q}_\alpha + \psi_\alpha + \boldsymbol{\sigma}_\alpha \cdot \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_\alpha) \quad \alpha = s, f \quad (5)$$

in which  $e_\alpha$  represent each constituent internal energy,  $r_\alpha$  its energy generation per unit mass and  $\mathbf{q}_\alpha$  the partial heat flux per unit time and unit area associated to the  $\alpha$ -th constituent. The energy generation function,  $\psi_\alpha$ , which is an internal contribution, represents the energy supply - per unit time and unit volume - to a given constituent, arising from its thermal interaction with the remaining constituents of the mixture (Martins-Costa et al., 1993).

Constitutive assumptions for the partial heat fluxes and energy generation function for the solid ( $\mathbf{q}_s$  and  $\psi_s$ ) and the fluid ( $\mathbf{q}_f$  and  $\psi_f$ ) constituents may be stated as (Martins-Costa et al., 1992)

$$\mathbf{q}_s = -\Lambda k_S (1 - \varphi) \nabla \theta_s \quad (6)$$

$$\mathbf{q}_f = -\Lambda k_F \varphi \nabla \theta_f \quad (7)$$

$$-\psi_s = \psi_f = R(\theta_s - \theta_f) \quad (8)$$

where  $\theta_s$  and  $\theta_f$  represent the solid and the fluid constituents' temperatures,  $\Lambda$  an always positive parameter which may depend on both the internal structure and the kinematics of the mixture,  $k_S$  and  $k_F$  are the actual thermal conductivity of the solid and the fluid and  $R$  is a positive-valued parameter depending on both constituents' thermal properties and on the mixture internal structure.

### 3. FINITE ELEMENT MODELING

Substituting the constitutive eqs. (3), (4), (6)-(8) into the conservation eqs.(2) and (5), assuming low velocities and steady-state Stokes flow, we obtain the following boundary-value problem for incompressible flows through saturated porous media: *Given functions  $\mathbf{f}_f: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}^3$ ,  $r_f: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}$  and  $r_s: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}$ , find the unknown fields*

$\mathbf{u}_f: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}^3, p: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}, \theta_f: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}$  and  $\theta_s: \overline{\Omega} \rightarrow \mathbf{R}$ , such that

$$\begin{aligned}
-2\lambda\varphi\mu\nabla \cdot \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_f) + \nabla p + \frac{\varphi\mu}{K}\mathbf{u}_f &= \mathbf{f}_f & \text{in } \Omega \\
\nabla \cdot \mathbf{u}_f &= 0 & \text{in } \Omega \\
\mathbf{u}_f \cdot \nabla\theta_f - \kappa_f\Delta\theta_f + \beta(\theta_f - \theta_s) &= r_f & \text{in } \Omega \\
\kappa_s\Delta\theta_s + (\theta_s - \theta_f) &= r_s & \text{in } \Omega \\
\mathbf{u}_f &= \mathbf{u}_g & \text{on } \Gamma_g \\
\theta_f &= \theta_{fg} & \text{on } \Gamma_g \\
\theta_s &= \theta_{sg} & \text{on } \Gamma_g \\
\boldsymbol{\sigma}_f \mathbf{n} &= \boldsymbol{\sigma}_h & \text{on } \Gamma_h \\
-\Lambda k_f \varphi \nabla\theta_f \cdot \mathbf{n} &= q_{fh} & \text{on } \Gamma_h \\
-\Lambda k_s (1 - \varphi) \nabla\theta_s \cdot \mathbf{n} &= q_{sh} & \text{on } \Gamma_h
\end{aligned} \tag{9}$$

with the thermal porous diffusivities  $\kappa_f$  and  $\kappa_s$  and coefficient  $\beta$  being defined, respectively, by

$$\kappa_f = \frac{\Lambda k_f \varphi}{\rho_f c_f} \quad ; \quad \beta = \frac{R}{\rho_f c_f} \quad ; \quad \kappa_s = \frac{\Lambda k_s (1 - \varphi)}{R} \tag{10}$$

and prescribed energy supplies  $r_f$  and  $r_s$  redefined as

$$r_f := \frac{r_f}{\rho_f c_f} \quad ; \quad r_s := \frac{r_s}{R} \tag{11}$$

### 3.1 Stabilized formulations

The finite element approximation of eqs.(9) is based on the following finite dimension subspaces,

$$W_h = \{\phi \in H_0^1(\Omega) \mid \phi|_K \in P_m(K), K \in \mathcal{C}_h\} \tag{12}$$

$$\mathbf{V}_h = \{\mathbf{v} \in H_0^1(\Omega)^N \mid \mathbf{v}|_K \in P_k(K)^N, K \in \mathcal{C}_h\} \tag{13}$$

$$P_h = \{p \in C^0(\Omega) \cap L_0^2(\Omega) \mid p|_K \in P_l(K), K \in \mathcal{C}_h\} \tag{14}$$

$$W_h^g = \{\phi \in H^1(\Omega) \mid \phi|_K \in P_m(K), K \in \mathcal{C}_h, \phi = \theta_{ig} \text{ on } \Gamma_{\mathbf{g}}\} \quad i = f, s \tag{15}$$

$$\mathbf{V}_h^g = \{\mathbf{v} \in H^1(\Omega)^N \mid \mathbf{v}|_K \in P_k(K)^N, K \in \mathcal{C}_h, \mathbf{v} = \mathbf{u}_g \text{ on } \Gamma_{\mathbf{g}}\} \tag{16}$$

where  $P_k, P_l$  and  $P_m$  denote, respectively, polynomial spaces of degrees  $k, l$  and  $m$ .

The following stabilized method may be introduced to represent the system (9), employing the definitions (10)-(11): Find  $(\mathbf{u}_h, p_h, \theta_{fh}, \theta_{sh}) \in \mathbf{V}_h^g \times P_h \times W_h^g \times W_h^g$  such that

$$\begin{aligned}
B(\mathbf{u}_{fh}, p_h, \theta_{fh}, \theta_{sh}; \mathbf{v}, q, \phi_f, \phi_s) &= F(\mathbf{v}, q, \phi_f, \phi_s), \\
(\mathbf{v}, q, \phi_f, \phi_s) &\in \mathbf{V}_h \times P_h \times W_h \times W_h
\end{aligned} \tag{17}$$

with

$$\begin{aligned}
B(\mathbf{u}_f, p, \theta_{fh}, \theta_{sh}; \mathbf{v}, q, \phi_f, \phi_s) &= (2\lambda\varphi\mu\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_f), \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})) - (\nabla \cdot \mathbf{v}, p) - (\nabla \cdot \mathbf{u}_f, q) \\
&- \left( \frac{\varphi\mu}{\mathbf{K}} \mathbf{u}_f, \mathbf{v} \right) + (\nabla \cdot \mathbf{u}_f, \delta \nabla \cdot \mathbf{v}) \\
&+ (\mathbf{u}_f \cdot \nabla \theta_f, \phi_f) + (\kappa_f \nabla \theta_f, \nabla \phi_f) + (\beta(\theta_f - \theta_s), \phi_f) \\
&+ (\kappa_s \nabla \theta_s, \nabla \phi_s) + ((\theta_s - \theta_f), \phi_s) \\
&+ \sum_{K \in \mathcal{C}_h} (\nabla p + \frac{\varphi\mu}{\mathbf{K}} \mathbf{u}_f - 2\lambda\varphi\mu \nabla \cdot \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_f), \tau_{\mathbf{v}}(\text{Re}_K)(-\nabla q - 2\lambda\varphi\mu \nabla \cdot \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})))_K \\
&+ \sum_{K \in \mathcal{C}_h} (\mathbf{u}_f \cdot \nabla \theta_f - \kappa_f \Delta \theta_f + \beta(\theta_f - \theta_s), \tau_{\phi}(\text{Pe}_K)(\mathbf{u}_f \cdot \nabla \phi_f - \kappa_f \Delta \phi_f))_K
\end{aligned} \tag{18}$$

and

$$\begin{aligned}
F(\mathbf{v}, q, \phi_f, \phi_s) &= (\mathbf{f}_f, \mathbf{v}) + (\boldsymbol{\sigma}_h, \mathbf{v})_{\Gamma_h} + \sum_{K \in \mathcal{C}_h} (\mathbf{f}_f, \tau_{\mathbf{v}}(\text{Re}_K)(-\nabla q - 2\lambda\varphi\mu \nabla \cdot \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{v})))_K \\
&+ (r_f, \phi_f) + (q_{fh}, \phi_f)_{\Gamma_h} + \sum_{K \in \mathcal{C}_h} (r_f, \tau_{\phi}(\text{Pe}_K)(\mathbf{u}_f \cdot \nabla \phi_f - \kappa_f \Delta \phi_f))_K + (r_s, \phi_s)
\end{aligned} \tag{19}$$

with the stability parameters  $\tau_{\mathbf{v}}$ ,  $\tau_{\phi}$  and  $\delta$  defined by (Franca et al., 1992; Franca and Frey, 1992)

$$\tau_i(X_i) = \frac{h_K}{2|\mathbf{u}_f|_p} \xi(X_i) \quad , \quad \text{with } i = \mathbf{v}, \phi \quad X_{\mathbf{v}} = \text{Re}_K \quad , \quad X_{\phi} = \text{Pe}_K \tag{20}$$

$$\xi(X_i) = \begin{cases} X_i & , 0 \leq X_i < 1 \\ 1 & , X_i \geq 1 \end{cases} \tag{21}$$

$$\text{Re}_K = \frac{m_k |\mathbf{u}_f|_p h_K}{4\lambda\varphi\mu} \quad , \quad \text{Pe}_K = \frac{m_k |\mathbf{u}_f|_p h_K}{2\kappa_f} \tag{22}$$

$$m_k^i = \min \left\{ \frac{1}{3}, 2\mathbf{C}_k^i \right\} \quad , \quad \text{with } i = \mathbf{v}, \phi \tag{23}$$

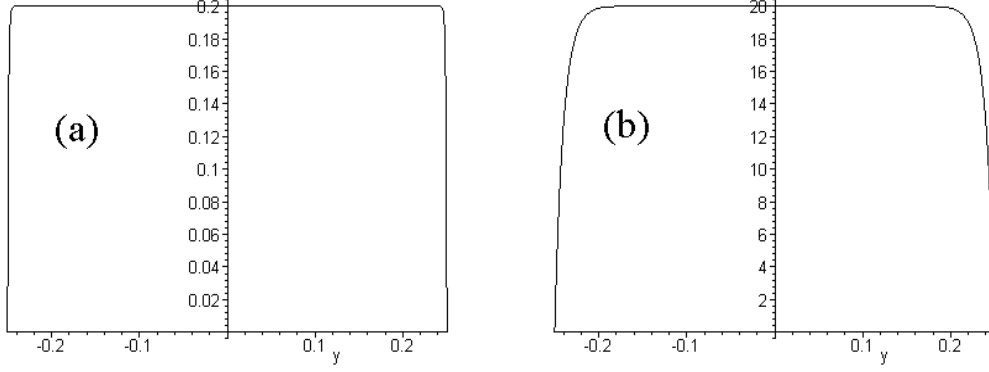
with  $|\mathbf{u}_f(\mathbf{x})|_p$  representing the  $p$ -norm on  $\mathbf{R}^n$ , the constants  $\mathcal{C}_k^{\phi}$  and  $\mathcal{C}_k^{\mathbf{v}}$  defined as in Franca et al. (1992) and the  $\delta$ -parameter defined as in Franca and Frey (1992).

#### Remarks

1. When the stability parameters  $\tau_{\mathbf{v}}$ ,  $\tau_{\phi}$  and  $\delta$  are made equal to zero in eqs.(17)-(19), classical Galerkin formulation for the problem defined in eqs.(9) is obtained.
2. The usual Reynolds and Péclet grid numbers (Gresho and Chan, 1990) were modified by including the parameter  $m_k$  in eqs.(23), to account for the degree of interpolation employed. As a consequence advective-dominated flow regions are characterized by  $\text{Re}_K, \text{Pe}_K > 1$  and diffusive-dominated ones by  $\text{Re}_K, \text{Pe}_K < 1$ , regardless the element considered.

## 4. NUMERICAL RESULTS

In this section numerical simulations of non-isothermal modified Stokes flow - defined by eqs. (9) and employing the stabilized formulation introduced in eqs. (17)-(19) are presented. Biquadratic *Serendipity* (Q2S) interpolations have been employed to approximate the fluid constituent velocity, the pressure and the fluid and the solid constituents' temperatures.

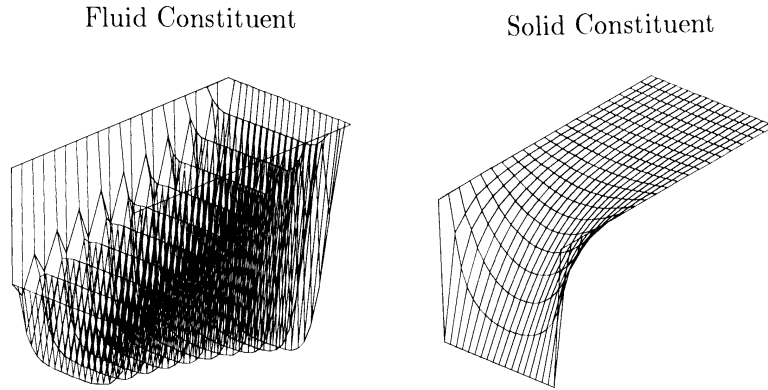


**Figure 1.** Fluid constituent velocity profiles:  
(a) for  $Da = 4 \times 10^{-6}$ ; (b) for  $Da = 4 \times 10^{-4}$ .

A very simple geometry is now being considered: the Newtonian fluid flows through a horizontal porous channel limited by impermeable and isothermal flat plates. A flat porous channel of aspect ratio  $L/H = 2$  (with  $L$  denoting its length and  $H$  its width), thermal porous diffusivities  $\kappa_f = 10^0, 10^{-3}$  and  $10^{-7}$  for the fluid constituent and  $\kappa_s = 10^1$  for the solid one and the  $\beta$ -coefficient assuming the value  $\beta = 10^{-2}$  has been simulated.

The following boundary condition have been employed in the simulation

$$\begin{cases} \mathbf{u}_f = 0 \text{ and } \theta_i = 1 & \text{for } 0 < x < L, y = \pm H/2 \\ \mathbf{u}_f = \mathbf{u}_f(y) \text{ and } \theta_i = 0 & \text{for } x = 0, -H/2 < y < H/2 \\ \boldsymbol{\sigma}_f \cdot \mathbf{n} = 0 \text{ and } \theta_i = 1 \text{ or } \nabla \theta_i \cdot \mathbf{n} = 0 & \text{for } x = L, -H/2 < y < H/2 \end{cases} \quad (24)$$



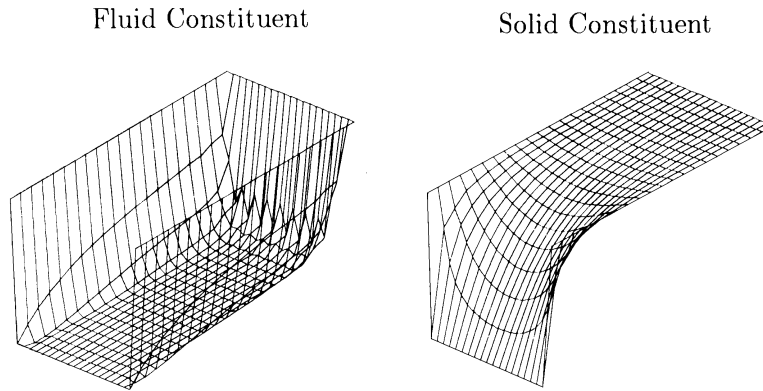
**Figure 2.** Galerkin method with Dirichlet conditions at the outlet

An almost flat velocity profile was obtained from the numerical approximation of the hydrodynamical problem, considering the classical no-slip condition on the impermeable

flat plates, the classical fully developed flow boundary condition at the inlet and free traction at the outlet, as shown in Figure 1. This profile presented a very good agreement with the analytical result presented in Martins-Costa et al. (1992) besides approaching the classical Darcy's law velocity expression (Bejan, 1987) as the channel width  $H \rightarrow \infty$ .

Taking the centerline velocity as the characteristic flow velocity and fixing the channel width as  $H = 0.5$ , we have the following porous Péclet numbers: for  $\kappa_F = 1$ ,  $\overline{\text{Pe}}^I = u_F(0)H/\kappa_F = 5 \times 10^{-1}$ ; for  $\kappa_F = 10^{-3}$ ,  $\overline{\text{Pe}}^{II} = 5 \times 10^2$ ; for  $\kappa_F = 10^{-7}$ ,  $\overline{\text{Pe}}^{III} = 5 \times 10^6$ .

Figures 2 and 3 illustrate the finite element approximation employing the stabilized method defined by eqs.(17)-(24) considering a fixed channel geometry, namely  $L/H = 2$  and employing a uniform quadrilateral mesh. Elevation plots for  $\kappa_F = 10^{-3}$  are shown employing the Galerkin and the stabilized method described in this paper with Dirichlet outflow boundary condition. Since the flow is parallel to the mesh one might conjecture that the Galerkin formulation might work, which was not confirmed here, while the stabilized one points out an excellent pattern with only small oscillations near the channel exit. The poor performance of Galerkin is due to the outflow condition employed that creates an outflow boundary layer which contaminates the Galerkin solution.



**Figure 3.** Stabilized method with Dirichlet conditions at the outlet

This methodology has also been tested for Neumann boundary conditions for a diffusive dominated flow (porous thermal diffusivity  $\kappa_F = 1$ ), a high advective dominated flow ( $\kappa_F = 10^{-3}$ ) and a very high advective dominated one, ( $\kappa_F = 10^{-7}$ ). In all situations the finite element method has computed stable  $\theta_f$  and  $\theta_s$ -surfaces, indicating that the numerical method employed was capable to generate stable and accurate temperature approximations even for high Péclet flows,  $10^3 \leq \overline{\text{Pe}}_K \leq 10^7$ .

#### 4.1 Acknowledgements

The authors M.L. Martins-Costa, S. Frey and R.M. Saldanha da Gama gratefully acknowledge the financial support provided, respectively, by the agencies CNPq through grants No. 300404/91-3, and No. 350747/93-8 and FAPERJ through grant No. E-26/171.112/96.

#### 5. REFERENCES

- Atkin, R.J. and Craine, R.E., 1976, "Continuum theories of mixtures. Basic theory and historical development", Quart. J. Mech. Appl. Math. Vol. 29, pp. 209-244.

- Bedford, A. and Drumheller, D.S., 1983, "Theories of Immiscible and Structured Mixtures", *Int. J. Engng. Sciences*, Vol. 21/8, pp. 863-960.
- Bejan, A., 1987, "Convective heat transfer in porous media" *Handbook of single-phase convective heat transfer*, ed. Karaç, Shah and Aung; Wiley.
- Ciarlet, P.G., 1978, "The Finite Element Method for Elliptic Problems", North-Holland, Amsterdam.
- Costa Mattos, H., Martins-Costa, M.L and Saldanha da Gama, R.M., "On the Modelling of Momentum and Energy Transfer in Incompressible Mixtures", *Int. J. Non-linear Mechanics*, Vol. 30/4, pp. 419-431.
- Franca, L.P. and Frey, S., 1992, "Stabilized finite element methods: II. The incompressible Navier-Stokes equations", *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* Vol. 99, pp. 209-233.
- Franca, L.P., Frey, S. and Hughes, T.J.R., 1992, "Stabilized finite element methods: I. Application to the advective-diffusive model", *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* Vol. 95 pp. 253-276.
- Franca, L.P., Frey, S. and Madureira, A., 1994, "Two- and three-dimensional simulations of the incompressible Navier-Stokes equations based on stabilized methods". *Proc. First European Computational Fluid Dynamics Conference*, pp.121-128, Brussels, Belgium.
- Gresho, P.M. and Chan, S.T., 1990, "On the Theory of Semi-Implicit Projection for Viscous Incompressible Flow and its Implementation via a Finite Element Method that also Introduces a nearly Consistent Mass Matrix", *Int. J. Numer. Methods Fluids*, Vol. 11, pp. 621-659.
- Hughes, T.J.R. and Franca, L.P., 1987, "A new finite element formulation for computational fluid dynamics: VII. The Stokes problem with various well-posed boundary conditions", *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 65 pp. 85-96.
- Hughes, T.J.R., Franca L.P. and Balestra, M., 1986, "A new finite element formulation for computational fluid dynamics: V. Circumventing the Babuška-Brezzi condition: A stable Petrov-Galerkin formulation of the Stokes problem accomodating equal-order interpolations", *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 59 pp. 85-99.
- Martins-Costa, M.L., Sampaio, R. and Saldanha da Gama, R.M., 1992, "Modelling and simulation of energy transfer in a saturated flow through a porous medium", *Appl. Math. Modelling*, Vol. 16/11 pp. 589-597.
- Martins-Costa, M.L., Sampaio, R. and Saldanha da Gama, R.M., 1993, "On the energy balance for continuous mixtures", *Mech. Research Comm.*, Vol. 16/11 pp. 589-597.
- Sampaio, P.A.B., 1991, "A Petrov-Galerkin formulation for the incompressible Navier-Stokes equations using equal-order interpolation for velocity and pressure", *Int. J. Numer. Meth. Engrg.*, Vol. 31 pp. 1135-1149.
- Williams, W.O., 1978, "Constitutive equations for a flow of an incompressible viscous fluid through a porous medium", *Quart. Appl. Math.*, Vol. 36 pp. 255-267.

# TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA ATRAVÉS DE ESTRUTURAS POROSAS SOB CLIMAS QUENTES E ÚMIDOS

**Nathan Mendes**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR/CCET)

Laboratório de Sistemas Térmicos

Rua Imaculada Conceição, 1155

Curitiba – PR, 80.215-901 - Brasil

e-mail: nmendes@ccet.pucpr.br

## Resumo

Estuda-se, neste artigo, a influência da umidade na transferência de calor através de estruturas porosas de edificações submetidas a condições de chuva, radiação solar, convecção e mudança de fase. Analisa-se a dependência com o tempo dos perfis de conteúdo de umidade e de temperatura e das cargas de resfriamento em paredes de diferentes materiais numa semana de verão em Florianópolis (quente/úmido). Investiga-se, também, a influência de dias chuvosos e com forte radiação solar após um período de chuva em cargas térmicas e conteúdos de umidade.

**Palavras-chave:** Transferência de Calor e Massa, Meios Porosos, Simulação.

## 1. INTRODUÇÃO

Em análise termoenergética de ambientes, normalmente, avalia-se condução de calor através de paredes desprezando-se o armazenamento e o transporte de umidade na estrutura porosa das paredes. Além do efeito no fluxo de calor, a umidade apresenta outras implicações, especialmente em climas quentes e úmidos onde é fato que a umidade pode causar danos à estruturas de edificações e pode promover o crescimento de fungos, afetando a saúde dos ocupantes.

Burch e Thomas (1991) desenvolveram o código MOIST para estudar paredes compostas sob condições não-isotérmicas. A condutividade térmica foi considerada constante e o programa é limitado a baixos conteúdos de umidade. Liesen (1994) usou a teoria de evaporação-condensação e o método do fator de resposta para desenvolver e implementar um modelo de transferência de calor e de massa no programa de simulação termoenergética IBLAST (Integrated Building Loads Analysis and System Thermodynamics). Os coeficientes de transporte desse programa foram todos considerados constantes.

Para análise do transporte de calor e umidade para altos conteúdos de umidade, utilizou-se um modelo dinâmico que evita restrições quanto ao conteúdo de umidade. Considerou-se, para as paredes, convecção, radiação solar e mudança de fase vapor/líquido. Nesse modelo, quantidades físicas como coeficientes de transporte de massa, condutividade térmica e calor específico, são variáveis e dependem da temperatura da parede e do conteúdo de umidade.

Este trabalho analisa cargas de resfriamento para três materiais diferentes: concreto celular aerado, tijolo e argamassa. A análise é realizada na semana de verão mais crítica do



clima de Florianópolis. Analisa-se, também, a influência em cargas de resfriamento e em níveis de umidade de parede para dois tipos de condições de chuva: chuva seguida por uma semana de céu limpo e chuva seguida por uma semana de céu encoberto.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

As equações diferenciais governantes para modelar o fenômeno de transferência de calor e umidade através de um elemento poroso vertical são apresentadas pelas equações (1) a (4) que foram derivadas através de balanços de energia e de massa em um volume de controle de material poroso.

Equação da conservação da massa

$$\frac{\partial}{\partial t}(\theta) = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_T \frac{\partial T}{\partial x} + D_\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (1)$$

Equação da conservação da energia

$$\rho_0 \cdot c_m \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + L \frac{\partial}{\partial x} \left( D_{TV} \frac{\partial T}{\partial x} + D_{\theta V} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (2)$$

O parâmetro  $c_m$  é o calor específico que é função do conteúdo de umidade volumétrico  $\theta$ . A variável  $\lambda$  é a condutividade térmica do meio na ausência de mudança de fase que normalmente depende muito de  $\theta$  e pouco da temperatura  $T$ . Os coeficientes de transporte de umidade total (vapor e água)  $D_T$ ,  $D_\theta$ , e de vapor  $D_{TV}$ ,  $D_{\theta V}$ , associados tanto a gradientes de temperatura como de conteúdo de umidade, são responsáveis pela transferência de umidade no interior do material poroso, segundo o modelo de Philip e De Vries (1957).

A superfície externa da parede é exposta à radiação solar, convecção de calor e mudança de fase. As equações de conservação associadas são as seguintes:

Conservação da massa na superfície externa ( $x=0$ )

$$-\left( D_\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} + D_T \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} = \frac{h_{m,ext}}{\rho_l} (\rho_{v,ext} - \rho_{x=0}) \quad (3)$$

Conservação da energia na superfície externa ( $x=0$ )

$$-\left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} - L \rho_l \left( D_{TV} \frac{\partial T}{\partial x} + D_{\theta V} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0} = h_{ext} (T_{ext} - T_{x=0}) + \alpha q_r + L h_{m,ext} (\rho_{v,ext} - \rho_{v,x=0}) \quad (4)$$

onde:  $h_{ext}(T_{ext} - T(0))$  = convecção de calor;  $\alpha q_r$  = radiação solar absorvida;  $h_{m,ext}(\rho_{v,ext} - \rho_{v,x=0})$  = energia de mudança de fase,  $\rho_l$  a massa específica da água na fase líquida e  $L$ , o calor latente de vaporização da água.

Para a face interna, derivam-se equações semelhantes omitindo apenas o termo de radiação solar.

## 3. PROCEDIMENTO DE SIMULAÇÃO

As equações acima foram resolvidas com o método de volumes finitos, utilizando como dados de entrada, o arquivo climático horário TRY (Test Reference Year) da cidade de Florianópolis – SC. O ambiente interno foi considerado condicionado a 23°C e 60% de umidade relativa durante as horas de trabalho. Assume-se, ao desligar o condicionador de ar

às 5 pm, que as condições internas igualam-se às externas linearmente em cinco horas. Ao religar o condicionador de ar às 8 am, assume-se que o recinto atinge as condições de conforto em 2 horas. Esta hipótese, reduz mudanças bruscas no fluxo de calor, introduzindo um carácter mais realístico na simulação.

As propriedades dos materiais para o concreto celular aerado (CCA) foram obtidas de Cunha Neto (1992). Já para o tijolo (TIJ) e argamassa (ARG) obteve-se de Perrin (1985). Os dados disponíveis desses materiais permitem que todos os coeficientes de transporte sejam modelados como uma função do conteúdo de umidade. As propriedades básicas dos materiais usadas na simulação são apresentadas na Tabela 1. Para se ter maior precisão, adotou-se um passo de tempo de 30 segundos para calcular os campos de temperatura e de conteúdo de umidade em 50 nós de uma parede de 10 cm de espessura. O programa foi executado para simular sete semanas antes do período de análise, para evitar efeitos das condições iniciais. Nas simulações, as paredes são compostas de um único material, sem pintura ou qualquer outra barreira ao vapor.

Tabela 1: Propriedades básicas dos materiais (estado seco).

Propriedade	CCA	TIJ	ARG
densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	385	1900	2050
porosidade	0.25	0.29	0.18
Condutividade térmica [W/m-K].	0.085	0.985	1.92
Calor específico [J/kg-K]	1000	950	932

De acordo com Bogle et al. (1984), dependendo da intensidade da chuva, um conteúdo médio de umidade de até 20% em volume tem sido registrado para paredes de tijolo. Adota-se esse conteúdo de umidade como conteúdo inicial para representar o efeito de chuva ocorrida nas semanas precedentes a semana de análise. Esse conteúdo de 20% é assumido igualmente para todos os materiais. Na verdade, essa simulação representa um processo semi-natural de secagem após uma forte chuva. Não poderia ser chamado de natural devido à presença de condicionadores de ar que forçam a secagem do lado interno da parede.

#### 4. RESULTADOS

Neste trabalho, designa-se simulação considerando a presença da umidade na parede como simulação “úmida”, com absorção de chuva como “chuvosa” e sem umidade na parede como “seca”. Os casos com e sem radiação solar são indicados por “ensolarado” e “nublado”, respectivamente. Para o caso “ensolarado”, assume-se a fachada sul para a parede, representando uma situação mais crítica do ponto de vista migração de umidade em Florianópolis (latitude -27.5°).

##### Dependência do material da parede

A Figura 1 mostra perfis simulados de conteúdo de umidade (simulação "úmida") para paredes com os três diferentes materiais às 6am e 6pm em 20 de fevereiro. Aqui, o nó 1 está na superfície externa da parede e o nó 50 na interna. Observa-se uma variação significativa no conteúdo de umidade com o tempo para uma profundidade de aproximadamente 1.5 cm de cada face da parede, mas há pouca variação para os nós mais internos.

O alto conteúdo de umidade no nó 50 no início da manhã implica uma alta transferência de calor latente quando o condicionador de ar é ligado. A parede de ARG mostra o maior o conteúdo de umidade médio ao passo que no início da manhã a parede de CCA apresenta o

maior pico em conteúdo de umidade. Em contraste, a parede de tijolo mostra pouquíssima variação em profundidade ou tempo porque o tijolo tem uma estrutura peculiar com um alto número de poros grandes, o que inibe a fixação de umidade por capilaridade.

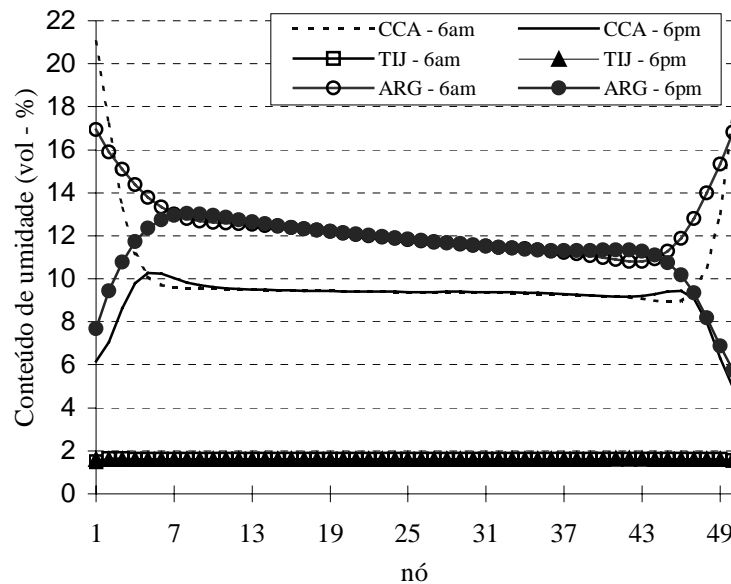


Figura 1: Perfis de umidade obtidos em simulações do tipo “úmida” em paredes de 10 cm de espessura para CCA, TIJ e ARG às 6am e 6pm em 20 de fevereiro em Florianópolis.

#### Comparação para dia ensolarado

A Figura 2 compara fluxos de calor total, latente e sensível em 21 de fevereiro para as simulações "úmido-ensolarado" e "seco-ensolarado" de uma parede de CCA. Quando o condicionador de ar é ligado de manhã cedo, o fluxo de calor latente aumenta substancialmente devido à baixa umidade relativa do ar do recinto imposta pela máquina. Leva-se aproximadamente 3 horas para atingir uma condição estável para o ar interno (8-11am).

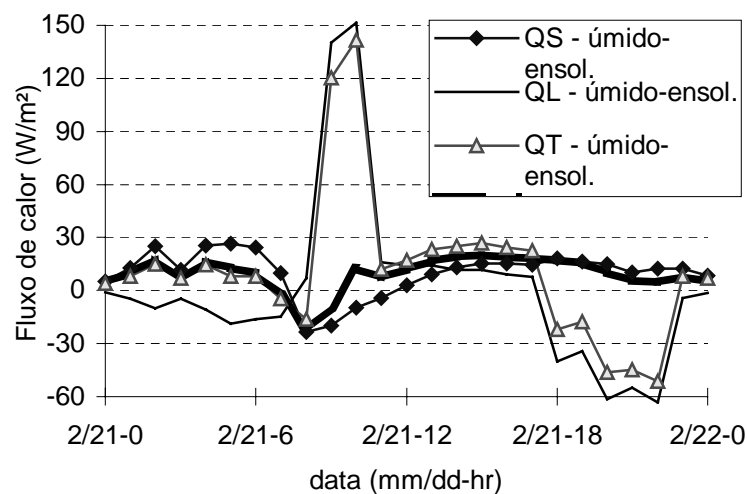


Figura 2: Fluxos de calor sensível (QS), latente (QL) e total (QT) para uma parede de CCA em 21 de fevereiro para os casos "úmido-ensolarado" e "seco-ensolarado".

Neste período das 8 às 11 da manhã, foi observado uma maior diferença entre as simulações com e sem migração de umidade já que o condicionador de ar seca o ar interno a uma umidade relativa de 60%. Às 5 pm, quando a máquina é desligada, o ar interno perde umidade para a parede.

As diferenças básicas entre os casos "úmido" e "seco" são devido a uma combinação de efeitos de mudança de fase, que são presente para o "úmido" mas não para o "seco", e massa térmica e condutividade térmica mais altas para o caso "úmido". A noite, quando a temperatura externa diminui, a presença de uma maior massa térmica provoca um atraso na diminuição da temperatura da superfície interna da parede; entretanto, a condutividade térmica e os efeitos de mudança de fase são mais altos fazendo com que a temperatura da superfície interna diminua mais rapidamente, o que faz com que a carga sensível calculada para o caso "úmido-ensolarado" seja menor do que aquela calculada para o caso "seco-ensolarado". Se isto não tivesse acontecido, a diferença na carga total calculada com esses dois casos seria ainda maior. Curvas semelhantes a essas da Figura 2 são observadas para os outros materiais (não mostrado).

### Comparação para dia de céu encoberto

A Figura 3 compara cargas de resfriamento num dia nublado para uma parede de tijolo nos casos: "chuvoso-nublado", "úmido-nublado" e "seco-nublado". A ausência de ganho de radiação solar aumenta a influência da umidade nas cargas de resfriamento uma vez que há menos evaporação para fora da superfície externa e, portanto, a parede permanece mais úmida. Naturalmente, quanto mais molhada estiver a parede maior será a diferença entre os casos "úmido" e "seco". (Isto também é observado na análise de consumo de energia apresentada nas Figuras 4 e 5).

A Figura 3 mostra que após 1pm a razão entre as cargas calculadas para os casos "chuvoso-nublado" (com  $\theta_{\text{médio}}=12.5\%$  às 3pm) e "úmido-nublado" (com  $\theta_{\text{médio}} = 1.6\%$  às 3pm) é quase constante ( $\sim 1.5$ ). Uma vez que o condicionamento de ar intermitente não é levado em conta, a diferença entre os casos "seco" e "úmido" ou "chuvoso" tende a diminuir, porque a transferência de calor latente para o interior é reduzida

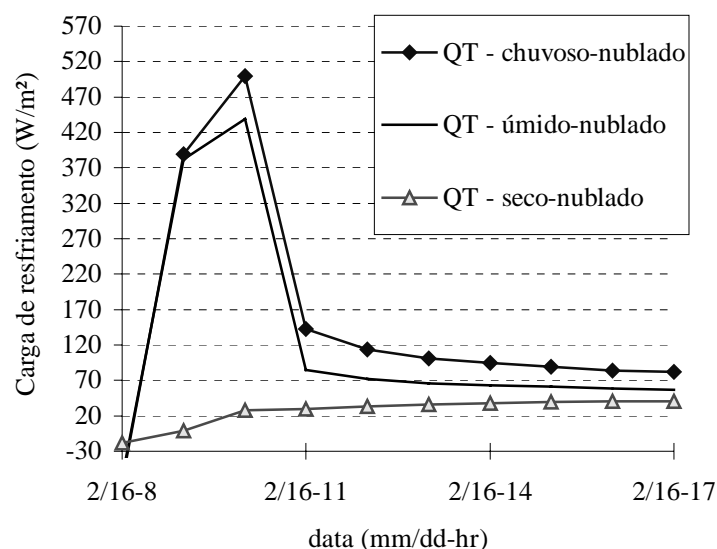


Figura 3: Comparação entre cargas de resfriamento de condução num dia encoberto para uma parede de tijolo nos casos "chuvoso", "úmido" e "seco".

## Carga de Resfriamento diária e Influência de Chuva e Radiação Solar

A seguir, mostra-se, na Figura 4, cargas de resfriamento diárias para semanas de céu limpo. Nota-se que a parede de tijolo apresenta a maior carga de resfriamento, exceto para o caso “seco” que é para a parede de argamassa; isso ilustra efeitos de migração de umidade em paredes porosas.

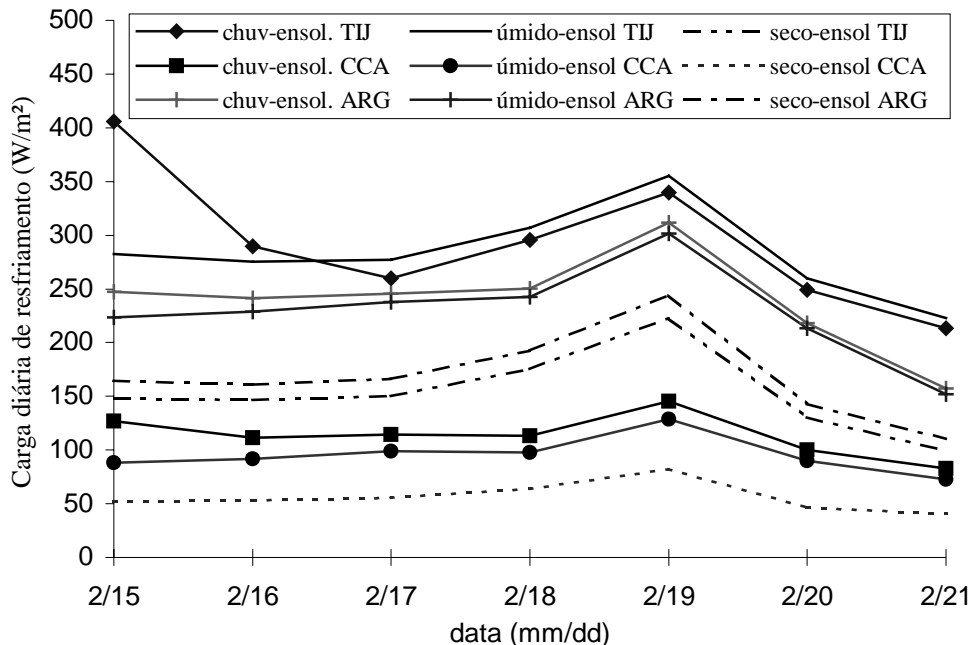


Figura 4: Cargas diárias de resfriamento associadas à condução de calor através de paredes de TIJ, ARG e CCA numa semana ensolarada para os casos “chuvoso”, “úmido” e “seco”.

Observa-se que o caso "chuvoso" nem sempre apresenta a maior carga de resfriamento. Isto é devido ao surgimento de um gradiente de conteúdo de umidade negativo, ou porque a carga sensível é reduzida devido a uma diminuição no gradiente de temperatura. Para o caso "chuvoso", adotou-se um conteúdo médio de umidade de 20% no início da semana, o que conduz a uma maior carga latente.

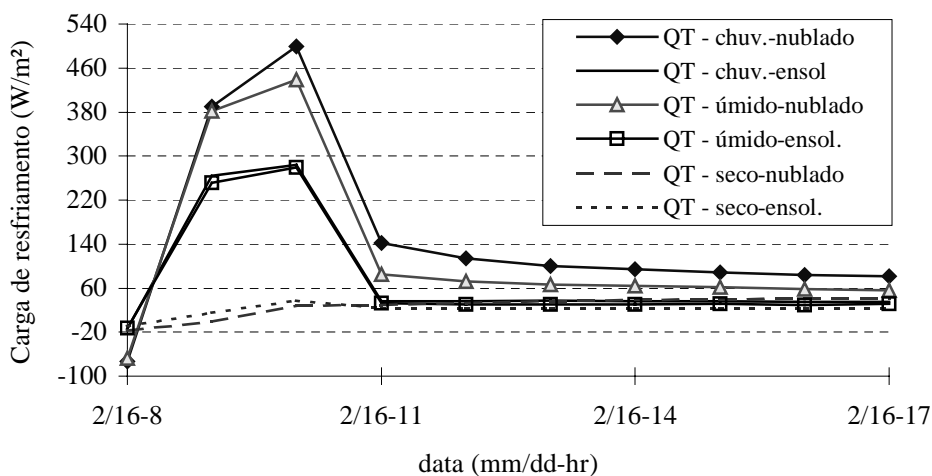


Figura 5: Comparação entre cargas de resfriamento para condições de céu limpo e coberto para uma parede de CCA em 16 de fevereiro, com os casos “chuvoso”, “úmido” e “seco”.

O efeitos de radiação solar e conteúdo de umidade na transferência acoplada de calor e massa em materiais porosos é exibido na Figura 5, que mostra as cargas de resfriamento (sensível e latente) para uma parede de CCA para condições de céu limpo e encoberto. Nota-se que a radiação solar tem pouca influência: mesmo que a radiação solar provoque maiores temperaturas na superfície externa, as cargas de resfriamento são menores do que aquelas estimadas para condições de céu encoberto. Isto deve-se, principalmente, aos efeitos de mudança de fase na superfície interna.

A Tabela 2 fornece os erros relativos no cálculo do uso de energia de resfriamento quando se despreza umidade. As paredes de argamassa apresentam os menores erros.

Tabela 2. Erro relativo (%) em cargas diárias de resfriamento confrontando os casos “seco” e “úmido” ou “chuvoso” para uma semana ensolarada e para uma de céu coberto de 15/2 a 21/2.

Data	Semana ensolarada						Semana de céu encoberto					
	“Seco” Vs. “úmido”			“Seco” Vs. “chuvoso”			“Seco” Vs. “úmido”			“Seco” Vs. “chuvoso”		
	TIJ	CCA	ARG	TIJ	CCA	ARG	TIJ	CCA	ARG	TIJ	CCA	ARG
15/2	47.55	40.58	26.49	63.50	58.76	33.57	60.68	60.36	52.81	80.99	80.24	53.78
16/2	46.88	42.21	29.60	49.45	52.64	33.35	58.39	56.60	51.54	73.06	68.23	47.61
17/2	45.71	44.12	30.05	42.15	51.76	32.13	55.61	53.93	48.59	67.63	62.26	41.19
18/2	42.83	34.89	20.84	40.62	43.75	23.23	48.44	44.01	39.93	60.15	52.15	40.84
19/2	37.23	36.16	19.06	34.41	43.43	21.62	41.90	43.17	32.66	52.17	50.15	33.96
20/2	49.71	48.04	32.86	47.64	53.53	34.36	68.55	71.48	61.93	74.62	76.46	55.59
21/2	55.50	44.07	27.32	53.51	50.84	29.96	58.95	59.49	49.12	67.59	65.72	47.89
média	46.49	41.44	26.60	47.33	50.67	29.75	56.07	55.58	48.08	68.03	65.03	45.84

Comparando-se resultados médios extraídos (Tabela 2), observou-se que a diferença entre os casos "seco" e "úmido" ou "chuvoso" é maior para paredes de tijolo.

## 5. CONCLUSÕES

O modelo apresentado aqui permite o cálculo de transferência de calor tanto sensível como latente através de paredes porosas em edificações. Mostrou-se que a desconsideração dos fenômenos associados a presença de umidade podem provocar grandes erros no cálculo de transferência de calor por condução. Os erros são maiores de manhã quando condicionadores de ar são ligados, provocando uma alta carga latente devido a grande quantidade de umidade a ser retirada da parede.

Observa-se, através da Tabela 2, que em uma semana ensolarada, o caso “úmido” apresenta um erro médio de 27% para uma parede de argamassa e máximo de 46% para o tijolo. Esses erros são maiores em uma semana de céu encoberto já que o conteúdo de umidade é mais elevado, com um erro médio mínimo de 48% para argamassa e máximo de 56% para o tijolo.

Foi mostrado quantitativamente como paredes num clima quente e úmido secam e geram um fluxo de calor latente alto com o acionamento de condicionadores de ar e também, como a umidade na parede é reacumulada quando o sistema é desligado.

Em conclusão, demonstrou-se a importância de incorporar a transferência acoplada de calor e massa em programas de simulação termoenergética de edificações para estimar com maior precisão cargas de resfriamento e, como consequência, as condições para avaliação de conforto térmico em recintos.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bogle, A., McMullan, J.T. and Morgan, R., 1984, “An Experimental Examination of the Effects of Rainfall on the Heat Loss from a Red Brick Wall”, Energy Research, Vol. 8, 1-18.
- Burch, D.M. and Thomas, W.C., 1991, “An Analysis of Moisture Accumulation in Wood Frame Wall Subjected to Winter Climate”, NISTIR 4674, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg-MD, USA.
- Cunha Neto, J. A. B., 1992, “Transport d'Humidité em Matériau Poreux en Présence d'un Gradient de Température. Caractérisation expérimentale d'un béton cellulaire”, Thèse de Docteur, 194p., Université Joseph Fourier, Grenoble, France.
- Liesen, R.J., 1994, “Development of a Response Factor Approach for Modeling the Energy Effects of Combined Heat and Mass Transfer with Vapor Adsorption in Building Elements”, Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Department, University of Illinois, USA.
- Patankar, S.V., 1981, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill.
- Perrin, B., 1985, “Etude des Transferts Couplés de Chaleur et de Masse dans des Matériaux Poreux Consolidés non Saturés Utilisés en Génie Civil”, Thèse Docteur d'Etat, 267p, Université Paul Sabatier de Toulouse, Toulouse, France.
- Philip, J. R. and De Vries, D. A., 1957, “Moisture Movement in Porous Materials under Temperature Gradients”, Transactions of the American Geophysical Union. V.38, n.2, p.222-232.

# ENVIRONMENTAL THERMAL LOADS INCIDENT ON THE SATELLITES OF THE BRAZILIAN SPACE PROGRAM

**Rosângela Meireles Gomes Leite**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, INPE, Divisão de Mecânica Espacial e Controle, 12227-090, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [rosangela@dem.inpe.br](mailto:rosangela@dem.inpe.br)

**Hans-Ulrich Pilchowski**

Universidade Braz Cubas, UBC, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, INPE, S. José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [hans@dem.inpe.br](mailto:hans@dem.inpe.br)

## Abstract

The satellite thermal control is an energy management process in which the environmental heating plays a major role. A body in space is submitted to different radiations and the direct solar radiation is that one what more affects its temperature, but the albedo (Earth reflected sunlight radiation) and the Earth IR (Infrared radiation) emitted energy also must to be take in account. This paper presents the algorithm of a computational code for determination of the incident external thermal loads on the satellites, developed at the Brazilian National Space Research Institute (INPE), and that has been used successful in the all thermal analysis of the Brazilian Space Program satellites. The obtained temperature results in flight for the first and second Data Collection satellites (SCD-1 and SCD-2) and for the first China Brazil Earth Resources Satellite (CBERS), recently launched, had shown the validity of the developed computational code.

**Keywords:** Direct Solar Radiation, Albedo, and Earth Radiation.

## 1. INTRODUCTION

The difference between space and terrestrial environments is the absence of atmosphere at the first one. On the ground the most common temperature control is made through air ventilation. Already, in satellites, this is not possible, due to the lack of the convective media so the control must be achieved by energy balance between the spacecraft emitted infrared radiation against the internal dissipated energy, which is dissipated by internal electric components added to the environmental absorbed energy. A body in space is submitted to different radiations where the sunlight is that one that most affects its temperature, but the albedo and the Earth IR emitted energy also must be considered. The direct solar radiation is the greatest environmental source of incident heating on most of the spacecrafts. Due to the Earth's elliptical orbit, the solar radiation that reaches the Earth, has a variation from about 3%, this means a range from  $1326 \text{ W/m}^2$  at the summer solstice to a maximum of  $1418 \text{ W/m}^2$  at the winter solstice (Smith & West, 1983). The Earth's albedo usually is expressed as percentage of the incident sunlight. In satellite thermal analysis, this percentage is taken as around 34% of the incident sunlight (Cunningham, 1963). The Earth itself, like a satellite, achieves the thermal equilibrium by balancing the Sun absorbed energy with the re-emitted one, as long-wavelength IR radiation. The intensity of Earth emitted infrared heat load can



vary considerably, depending on factors such as surface and air temperatures, atmospheric moisture and cloud coverage. As first approximation it is usual to take a value around 237 W/m<sup>2</sup> (Gilmore, 1994) for this re-emitted energy.

## 2. SOLAR RADIATION DETERMINATION

It is assumed that the direct solar radiation impinges upon the Earth and upon the satellite with parallel rays, due to the great distance between the Sun and Earth. With this assumption, the incident solar flux on a not shadowed surface by the Sun is simply given by the product of the solar constant times the surface projected area over a Sun vector perpendicular plane. Details of this can be found in Leite, (1986).

$$q_s = \bar{S} \cdot \bar{N} \quad (1)$$

where:  $\bar{N}$  = satellite surface normal vector and  $\bar{S}$  = Sun vector

Thus, to determine the incident direct solar radiation on a satellite it is necessary to obtain a relation between the Sun vector and the satellite positions in a same coordinate system. The Sun position is known through its right ascension ( $\alpha_o$ ) and declination ( $\delta_o$ ), defined at the geocentric inertial system,  $X^i Y^i Z^i$ , shown in Fig. 1. Thus, the Sun vector is given as:

$$\bar{S}^i = S(\cos\delta_o \cos\alpha_o \hat{i}^i + \cos\delta_o \sin\alpha_o \hat{j}^i + \sin\delta_o \hat{k}^i) \quad (2)$$

where:  $X^i$  = points in the direction of the point where the Equator crosses with the plane of the Earth's orbit about the Sun, from the south to the north ( vernal point  $\gamma$ );

$Y^i$  = is the Earth rotation axis in the north sense.

$Z^i$  = completes the direct triad  $X^i Y^i Z^i$

The satellite position in the orbit can be known defining its orbital elements in an orbital geocentric system  $X^o Y^o Z^o$  as presented in Fig.2, as follows:

$$\begin{aligned} \bar{S}^o = & S \{ [-\sin(w+f)(\cos\Omega \cos\delta_o \cos\alpha_o + \sin\Omega \cos\delta_o \sin\alpha_o) + \\ & + \cos(w+f)(-\sin\Omega \cos\delta_o \cos\alpha_o \cos i + \cos\Omega \cos\delta_o \sin\alpha_o \cos i) + \sin i \sin\delta_o] \hat{i}^o + \\ & + [\sin\Omega \cos\delta_o \cos\alpha_o \sin i - \cos\Omega \cos\delta_o \sin\delta_o \sin i + \sin\delta_o \cos i] \hat{j}^o + \\ & + [\cos(w+f)(\cos\Omega \cos\delta_o \cos\alpha_o + \sin\Omega \cos\delta_o \sin\alpha_o) + \\ & + \sin(w+f)(-\sin\Omega \cos\delta_o \cos\alpha_o \cos i + \cos\Omega \cos\delta_o \sin\alpha_o \cos i) \sin\delta_o \sin i] \hat{k}^o \} \quad (3) \end{aligned}$$

where:  $i$  = orbit inclination,  $w$  = perigee argument,  $f$  = true anomaly,  $\Omega$  = ascending node right ascension

Now considering the  $X^s Y^s Z^s$  a reference system fixed at the satellite (see Fig. 3), where its origin is the mass center of the satellite, the  $Z^s$  axis coincides with its symmetry axis and is directed to the satellite's nadir. The  $X^s$  and  $Y^s$  axes are parallel to the satellite base, such as  $X^s$  is aligned with the lateral panel normal in the direction of satellite velocity and  $Y^s$  makes 90° with  $X^s$  forming a triad  $X^s Y^s Z^s$ . A relation between the satellite panels normals and the Sun vector, in this system, can be determined in relation to the geocentric orbital system as function of Euler angles  $\phi_s$ ,  $\theta_s$  and  $\psi_s$  (see Fig. 3), which must be supplied along the orbit. Thus this relation is given by:

$$\begin{aligned}
\vec{S}^s = & S \left\{ -\sin(w+f)(\cos \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o + \sin \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o) + \right. \\
& + \cos(w+f)(-\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \cos i + \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \cos i) + \\
& + \sin i \sin \delta_o \left. \right\} (\cos \phi_s \cos \psi_s - \sin \phi_s \sin \psi_s \cos \theta_s) + \\
& + [\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \sin i - \cos \Omega \cos \delta_o \sin \delta_o \sin i + \sin \delta_o \cos i] \times (-\sin \phi_s \cos \psi_s + \\
& + \sin \psi_s \cos \phi_s \cos \theta_s) + [\cos(w+f)(\cos \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o + \sin \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o) + \\
& + \sin(w+f)(-\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \cos i + \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \cos i) + \sin \delta_o \sin i] \times \\
& (-\sin \theta_s \sin \psi_s) \hat{i}^s + \\
& + S \left\{ -\sin(w+f)(\cos \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o + \sin \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o) + \right. \\
& + \cos(w+f)(-\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \cos i + \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \cos i) + \\
& + \sin i \sin \delta_o \left. \right\} (\cos \phi_s \sin \psi_s - \sin \phi_s \cos \theta_s \cos \psi_s) + \\
& + [\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \sin i - \cos \Omega \cos \delta_o \sin \delta_o \sin i + \sin \delta_o \cos i] \times (-\sin \phi_s \sin \psi_s + \\
& + \cos \phi_s \cos \theta_s \cos \psi_s) + [\cos(w+f)(\cos \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o + \sin \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o) + \\
& + \sin(w+f)(-\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \cos i + \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \cos i) + \sin \delta_o \sin i] \times \\
& (-\sin \theta_s \cos \psi_s) \hat{j}^s + S \left\{ -\sin(w+f)(\cos \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o + \sin \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o) + \right. \\
& + \cos(w+f)(-\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \cos i + \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \cos i) + \\
& + \sin i \sin \delta_o \left. \right\} \cdot (\sin \phi_s \sin \theta_s) + \\
& + [\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \sin i - \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \sin i + \sin \delta_o \cos i] \times (\cos \phi_s \sin \theta_s) + \\
& + [\cos(w+f)(\cos \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o + \sin \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o) + \\
& + \sin(w+f)(-\sin \Omega \cos \delta_o \cos \alpha_o \cos i + \cos \Omega \cos \delta_o \sin \alpha_o \cos i) + \sin \delta_o \sin i] \times \\
& \cos \theta_s \hat{k}^s
\end{aligned} \tag{4}$$

Therefore substituting Eq.(4) at Eq. (1) the angle of the incident direct solar radiation on the satellite external surfaces could be obtained.

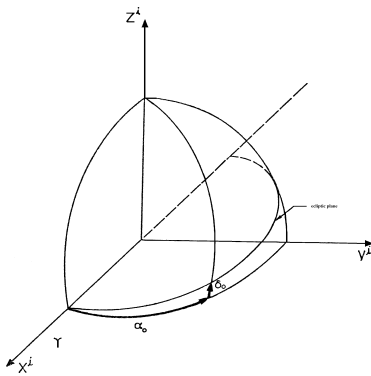


Figure 1 Inertial Geocentric System

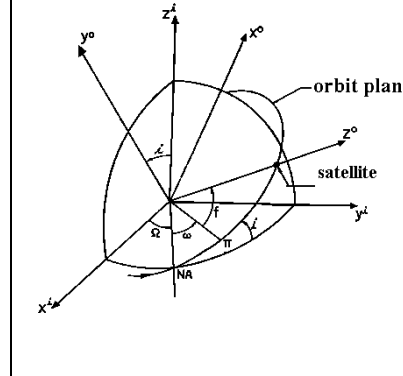


Figure 2 Orbital Geocentric System

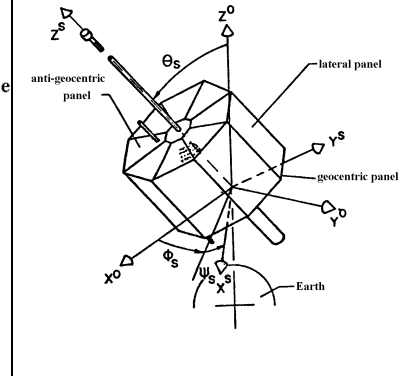


Figure 3 Satellite System

## 2.1 Satellite passage through Earth shadow

Assuming a low and circular orbit, the rate between the time that the satellite is in sunlight and the orbit period, is denominated insolation factor ( $\psi$ ). This rate varies with the angle ( $\xi$ ) between the Sun vector and the orbit plane (Fig. 4), and with the satellite distance

from the Earth center. A cylinder could approximate the Earth shadow, and its projection over the orbital plane has a semi-elliptic form, its semi-minor axis is equal to the Earth ray ( $R_T$ ) and semi-major axis  $R_{so} = R_T / \sin \xi$  (Fig. 5). The equation of this ellipse is given by:

$$\frac{x^2}{(R_T / \sin \xi)^2} + \frac{y^2}{(R_T)^2} = 1 \quad (5)$$

and the satellite orbit equation could be parameterized in function of  $\phi_o$  (the semi-angle spent by the satellite inside the shadow):  $x = R \cos \phi_o$  and  $y = R \sin \phi_o$ , where the  $\phi_o$  angle could be determined as function of  $\xi$ :

$$\phi_o = \tan^{-1} \left( \frac{(R_T)^2 - R^2 \sin^2(\xi)}{R^2 - (R_T)^2} \right)^{1/2} \quad (6)$$

The insolation factor ( $\psi$ ) could be determined, since it is given by  $\psi = (\pi - \phi_o) / \pi$ . As shown by Leite, 1986, the time that the satellite keeps illuminated grows with the  $\xi$  angle and with the satellite altitude.

The satellite thermal design is done for the critical conditions of this design. These conditions can occur during the satellite lifetime and to lead satellite equipments reach their maximum and minimum temperatures. Thus, the angle  $\xi$  is very useful for visualizing the orbital thermal environment, particularly for the critical design conditions definition. This angle is determined mathematically (Leite, 1986) in function of the orbital parameters and of the Sun inertial coordinates as follows:

$$\sin \xi = \sin i \cos \delta_o \sin(\Omega - \alpha_o) + \cos i \sin \delta_o \quad (7)$$

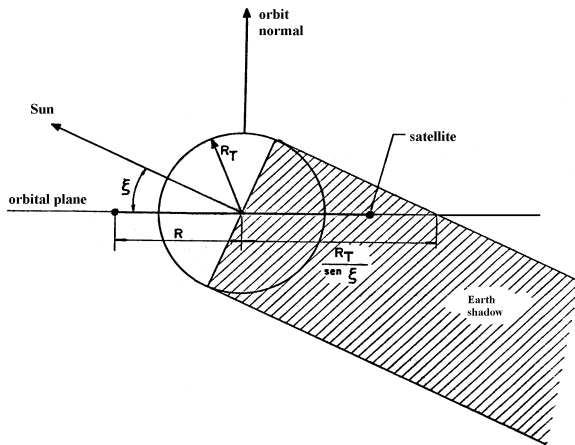


Figure 4: Earth shadow cylinder

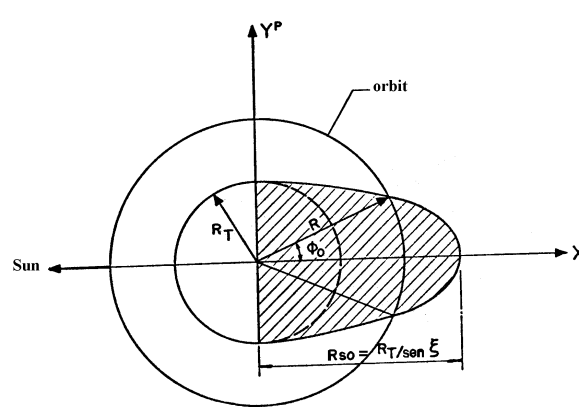


Figure 5: Earth shadow on the orbit plane

### 3. ALBEDO DETERMINATION

The albedo of the Earth is the fraction of the total incident solar radiation that is reflected into space as a result of scattering in the atmosphere and reflection from clouds and surface. The albedo coefficient is a function of the Earth topography and meteorological conditions, and can vary from 0.10 to 0.80. Redor (1973) and Gilmore (1994) proposed an average value

of 30% for Earth albedo using data acquired by spacecrafts. In the albedo calculations, it generally is assumed that the albedo coefficient is a constant for the Earth and that the Earth surface emits diffusely, obeying to Lambert's law.

The albedo is obtained numerically and the integration limits are established by the condition that only those area elements of the Earth, which are simultaneously visible from the satellite and illuminated by the Sun, are taken into account. The way in which is made the flux calculation is shown in Fig. 6. The  $Z^a$  axis points towards the satellite and the Sun is in the  $Y^aZ^a$  plane. The expression for the incident albedo upon a flat unitary area plate, which is spinning about an axis, coincident with the spin axis of the satellite, will be:

$$q_a = \int_{A_T} \frac{\alpha S \cos v_s}{\pi} \cdot \cos \delta_s \cdot \frac{\cos \eta}{|\bar{\rho}^a|^2} \cdot dA_T \quad (8)$$

where:  $\alpha$  = mean albedo,  $S$  = mean solar constant,  $dA_T$  = the infinitesimal terrestrial surface area element over which the function is integrated,  $v_s$  = the angle between the solar vector and  $dA_T$ ,  $\delta_s$  is the angle between the  $dA_T$  and  $\bar{\rho}^a$ ,  $\eta$  = the angle between the normal to the plate and  $\bar{\rho}^a$ .

From the geometric problem the following relations could be obtained:

$$\cos v_s = \sin \theta \cos \phi \sin \theta_s + \cos \theta \cos \theta_s \quad (9)$$

$$\cos \delta_s = \frac{r \cos \theta - 1}{(r^2 - 2r \cos \theta + 1)^{1/2}} \quad \text{where:} \quad r = (R_T + h)/R_T \quad (10)$$

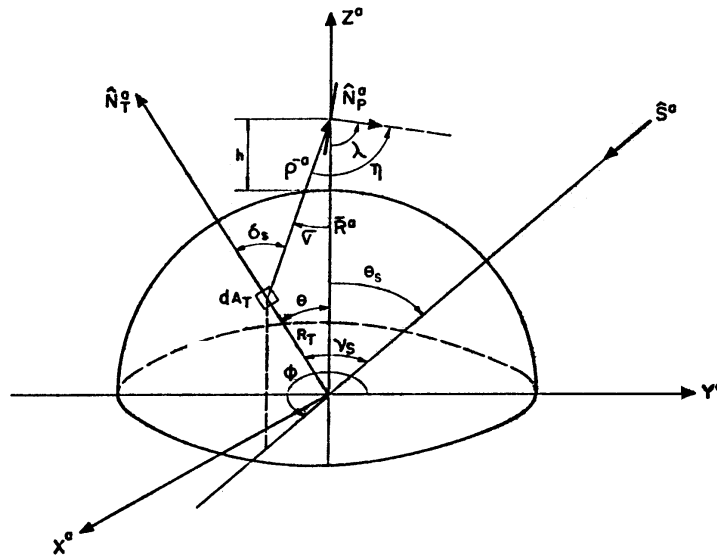


Figure 6 Problem geometry

To find an expression for  $\cos \eta$ , it is necessary to define a new angle  $\zeta$  (see Fig. 7) that makes the plate positioning in relation to  $Y^aZ^a$ , in which the Sun vector ( $\bar{S}^a$ ) is met. The azimuth angle  $\zeta$  defines the plate rotation around the satellite spin axis ( $\bar{\omega}^a$ ), which coincides with vector  $\bar{R}^a$ . Thus, the expression for  $\cos \eta$  could be given as:

$$\cos \eta = \frac{\sin \lambda \sin \theta (\cos \zeta \cos \phi + \sin \zeta \sin \phi) + (r - \cos \theta) \cos \lambda}{(r^2 - 2r \cos \theta + 1)^{1/2}} \quad (11)$$

From Fig. 8 the following terms could be obtained:

$$dA_T = (R_T)^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad \text{and} \quad |\vec{p}^a| = R_T (r^2 - 2r \cos \theta + 1)^{1/2} \quad (12)$$

Replacing Equations (9) - (12) in Eq. (8) the expression for the incident albedo on an unitary area plate is given by:

$$q_a = \frac{\alpha S}{\pi} \int_0^\pi \int_0^{2\pi} \frac{1}{(r^2 - 2r \cos \theta + 1)^2} \cdot \{(r \cos \theta - 1) \cdot (\sin \theta \cos \phi \sin \theta_s + \cos \theta \cos \theta_s) \cdot [(r - \cos \theta) \cos \lambda + \sin \theta \sin \lambda (\cos \zeta \cos \phi + \sin \zeta \sin \phi)] \sin \theta\} d\theta d\phi \quad (13)$$

Equation (13) must be integrated over total Earth surface, visible from the satellite and illuminated by the Sun simultaneously. A procedure to determine the integration limits in  $\theta$  and  $\phi$  for Eq. (13) is presented in Leite (1986).

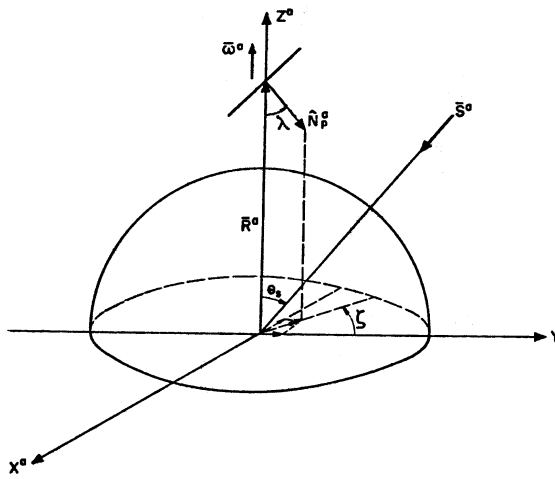


Figure 7 Plate position in relation to Sun vector

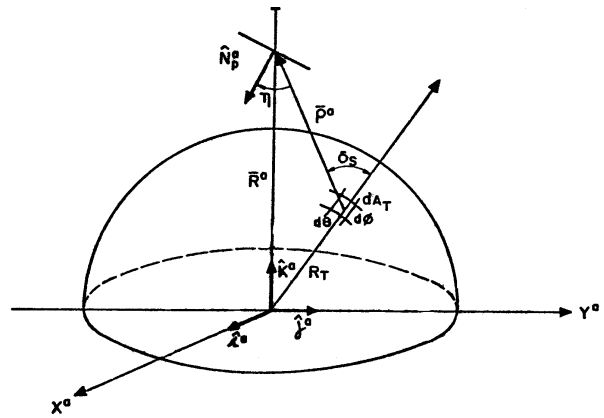


Figure 8 Area element on the Earth

#### 4. EARTH RADIATION DETERMINATION

The same assumptions as those made for albedo (uniform intensity and Lambertian emission) are used in the calculations of Earth radiation. The intensity of the emitted infrared energy can also vary considerably, depending on factors such as surface and air temperatures, atmospheric moisture and cloud coverage. Gilmore (1994) proposed as first approximation to use a value around  $237 \text{ W/m}^2$  for energy emitted by the Earth surface.

The expression for the incident Earth radiation on a plate of unitary area, with arbitrary orientation in relation to the local vertical, considering the same reference system shown in Fig. 6 and the same geometry shown in Fig. 7, is given by:

$$q_e = \int_{A_T} \frac{\sigma T_e^4}{\pi} \cos \delta_s \cdot \frac{\cos \eta}{|\vec{p}^a|^2} \cdot dA_T \quad (14)$$

where  $\sigma$  = Stephan-Boltzmann constant,  $T_e$  = mean temperature of the Earth ( $\sigma T_e^4 / \pi$ )  $\cdot \cos \delta_s$  is the radiant energy per time unity, unitary area and solid angle in the plate direction, and  $\cos \eta / |\vec{p}^a|^2$  is the solid angle understood by the plate in  $dA_T$ .

Replacing Equations (10), (11) and (12) in Eq. (14), the expression for incident Earth radiation on the plate will be:

$$q_e = \frac{\sigma T_e^4}{\pi} \int_{\theta} \int_{\phi} (r \cos \theta - 1) [\sin \lambda \sin \theta (\cos \zeta \cos \phi + \sin \zeta \sin \phi) + (r - \cos \theta) \cos \lambda] \frac{\sin \theta}{(r^2 - 2R \cos \theta + 1)^2} d\theta d\phi \quad (15)$$

The integration limits for the variables  $\theta$  and  $\phi$  were obtained considering the plate orientation in relationship to the Earth surface visible region and are detailed in Leite (1986). In this case, the integration limits for the variable  $\phi$  do not depend anymore on the angle ( $\theta_s$ ) which makes the Sun vector positioning the in relation to the local vertical.

## 5. COMPUTATIONAL CODE (CATER)

A computational code (CATER) was developed and implemented for the determination of the incident direct solar radiation, albedo and Earth radiation on satellites in low Earth orbits. The computational code was developed in Fortran, using the algorithm "SQUANK" (Simpson quadrature used adaptively – noise killed from Lyness, 1970) for the numeric integration of the obtained expressions for the albedo and Earth radiation. The program was validated using comparisons between the results obtained by the code and the results available at literature as presented by Leite, 1986.

## 6. RESULTS COMPARISON

At first the computational program was developed to determine the incident external thermal loads on first satellite of the Brazilian Complete Space Mission (MECB), i e, the First Data Collection Satellite (SCD-1). Afterwards, it has been used for the incident external loads on all the other satellites of the Brazilian Space Program. The results obtained by CATER for the incident external thermal loads on the satellites SCD-1, SCD-2 are presented by Leite (1986) and Cardoso (1990), respectively. These results could not be validated by tests, since that a solar simulator that would simulate the Sun distribution, collimation and intensity is not available at INPE.. However, with the launching of SCD-1 in 1993 and of SCD-2 in 1998 the temperature telemetries of these satellites in flight could be obtained. Consequently, these temperatures were measured in flight and compared with the predicted temperatures to these satellites by the INPE's satellite thermal control group. It was verified a difference less than 5°C between measured temperatures and the calculated temperatures, these values are exactly within the considered thermal design margin. Thus, it was possible to conclude that these external load results obtained by CATER are good and reliable. For CBERS satellite, developed in partnership with Republic Popular of China, launched at October 1999, the incident external thermal loads on its structural and solar panels were calculated by brazilian thermal control group using CATER and also by the chinese engineers from CAST (Chinese Academy of Space Technology) with their own software. Figures 9 and 10 present a comparison between the results obtained by both sides. The shown results were obtained for critical conditions of the thermal design, where the maximum (hot case) and minimum (cold case) temperatures were found for CBERS. In the same way, the obtained temperature telemetries in flight for CBERS, since its launching also confirm that the obtained results for the incident external thermal loads on it are correct.

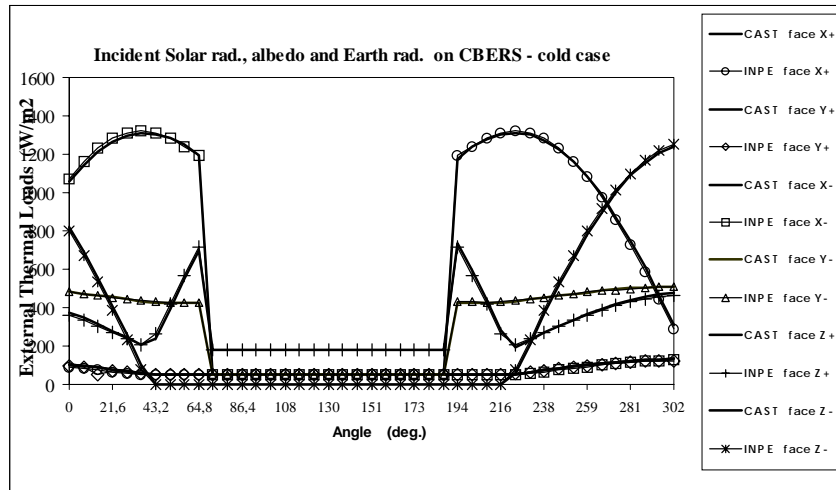


Figure 9 Environment incident thermal loads on CBERS for the cold case

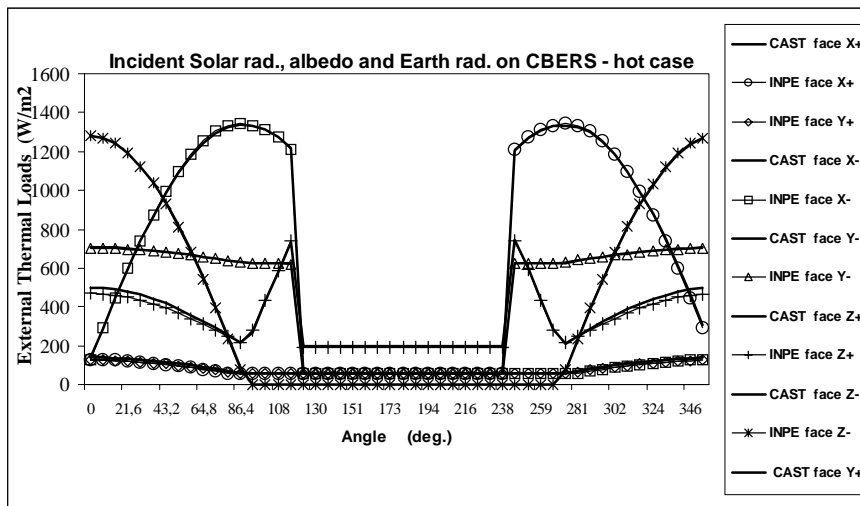


Figure 10 Environment incident thermal loads on CBERS for the hot case

## 7. REFERENCES

- Cardoso, H.P., 1989 “SCD-2 Thermal Control Subsystem PDR Report”, INPE, São José dos Campos A-REV-0087
- Cunningham, F.G., 1963 “Earth Reflected Solar Radiation Incident upon an Arbitrarily Oriented Spinning Flat Plate”, Washington, DC, NASA, 45p. (NASA TN D-1842)
- Cunningham, F. G., 1961 “Power Input a Small Flat Plate from a Diffusely Radiating Sphere, with Application to Earth Satellites” Washington, DC, NASA, 13p. (NASA TN D-710)
- Gilmore, D.G., 1994, “Satellite Thermal Control Handbook”, The Aerospace Corporation Press, El Segundo, CA
- Leite, R.M.G., 1986, “Modelagem das Cargas Térmicas Incidentes nos Painéis do Primeiro Satélite Brasileiro”, Tese de Mestrado, INPE, São José dos Campos, SP, Brasil, 113p.
- Lyness, J.N., 1970, “Algorithm 379 Squank (Simpson Quadrature Used Adaptively – Noise killed), Communications of ACM Vol. 13,Nº 4, pp. 260-263
- Redor, J.F., 1973 “Introduction to Spacecraft Thermal Control”, ESTEC Internal Working Paper Nº 768, 57p. Noordwijk
- Smith, R.E. and West, G.S., 1983 “Space and Planetary Environment Criteria Guidelines for Use in Space Vehicle Development”, Marshall Space Flight Center, Alabama (NASA TM 82478)

# FUSÃO DE METAL PURO DE UMA PAREDE ISOTÉRMICA VERTICAL NA PRESENÇA DE CONVECÇÃO NATURAL

**Luiz Joaquim Cardoso Rocha**

**Angela Ourivio Nieckele**

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica - RJ

R. Marquês de São Vicente 225- Gávea, 22453-900 Rio de Janeiro RJ

e-mail:nieckele@mec.puc-rio.

## Resumo

Estudo numérico da fusão de metal puro partindo de uma parede isotérmica vertical, pelo método de volumes finitos. Um sistema de coordenadas não ortogonal é empregado para se adaptar a geometria irregular, com uma malha móvel para levar em consideração a variação do tamanho do domínio. Um tratamento especial é dado a interface para obter o balanço de calor e seu movimento. As equações de quantidade de movimento linear são resolvidas para os componentes contravariantes da velocidade. O acoplamento velocidade pressão é resolvido por um algoritmo baseado no SIMPLEC. Comparação com dados experimentais disponível na literatura é realizada, validando o método numérico. O processo de mudança de fase é governado pela convecção natural na fase líquida. Para cavidades muito pequenas, somente condução é presente, mas a medida que a cavidade cresce durante o processo de fusão, a convecção natural passa a apresentar influência significativa. O objetivo do presente trabalho consiste em avaliar a influência do parâmetro de subresfriamento na cinética do processo de fusão, investigando os campos de velocidade e temperatura. Os resultados obtidos mostraram que o parâmetro de subresfriamento afeta substancialmente a transferência de calor e a taxa de fusão, influenciando de forma significativa a determinação da solução estacionária e o tamanho da região de fusão.

**Palavras-chave:** Fusão, Metal Puro, Subresfriamento, Volumes Finitos não ortogonal

## 1. INTRODUÇÃO

Solidificação e fusão fazem parte de uma classe de problemas transientes de transferência de calor conhecidos como problemas de mudança de fase ou de fronteira móvel. Esses problemas são importantes em muitas aplicações da engenharia, tais como solidificação de metais, congelamento de alimentos, fabricação de gelo, controle de inclusões, entre outros. A solução desta classe de problemas envolve uma dificuldade inerente ao processo que é o movimento da interface entre as fases sólida e líquida, daqui por diante denominada interface sólido-líquido. Este movimento se deve à absorção ou remoção do calor latente na interface. Como consequência a localização da interface sólido-líquido não é conhecida a priori tornando-se parte da solução. Quando o material a ser solidificado ou fundido é uma substância pura, a interface entre as fases sólida e líquida se comporta como um contorno bem definido com temperatura igual à temperatura de mudança de fase do material. Isto é, a mudança de fase ocorre apenas quando o material atinge a temperatura de mudança de fase. Por outro lado, na solidificação ou fusão de ligas, misturas ou materiais contendo impurezas, a interface entre as fases sólida e líquida não é mais um contorno bem definido e sim uma região onde o material sofre a mudança de fase. Neste caso, existe uma faixa de temperatura



na qual a mudança de fase se dá. Para problemas de mudança de fase envolvendo substâncias puras, as condições na interface sólido-líquido, devem satisfazer as seguintes considerações: (i) as temperaturas das fases adjacentes à interface devem ser constantes e iguais à temperatura de mudança de fase do material; (ii) um balanço de energia e massa deve ser satisfeito na interface. Viskanta discutiu o fenômeno físico da fusão e solidificação de metais e ligas. É dado ênfase no processo macroscópico de transporte, o qual afeta a forma e o movimento da interface (Viskanta, 1988).

Em geral, as densidades nos sólidos e nos líquidos não são as mesmas, por isso, na mudança de fase, algum movimento no líquido é esperado devido à mudança na densidade. Como a densidade dos sólidos, na temperatura de mudança de fase, é maior do que a densidade dos líquidos (exceto para a água, antimônio e bismuto) há um movimento do líquido em direção à interface durante a fusão.

Devido a não-linearidade destes problemas, causada pelo movimento da interface, o princípio da superposição não pode ser aplicado e cada caso deve ser tratado individualmente. Soluções exatas foram desenvolvidas, entretanto estas são limitadas a um número de situações idealizadas envolvendo regiões semi-infinitas ou infinitas com condições de contorno e inicial simplificadas.

Existem algumas formas de se resolver este tipo de problemas. Pode-se resolver apenas o domínio líquido ou os domínios líquido e sólido (Beckermann e Viskanta, 1989; Ramachandran et. Al, 1982; Benard et al., 1985). Para cada um destes casos pode-se utilizar coordenadas curvilíneas ou coordenadas cartesianas. No caso de se resolver apenas o domínio líquido, considera-se que a temperatura da região sólida é igual à temperatura de mudança de fase do material, tornando-se desnecessária a resolução do domínio sólido. Quando coordenadas curvilíneas são utilizadas, a malha acompanha a forma da interface sólido-líquido, tornando simples o cálculo do balanço de energia e massa na interface. Já, para coordenadas ortogonais, termos de fonte são utilizados para produzir o efeito de curvatura na interface. Comparações entre estes métodos estão em (Lacroix e Voller, 1990).

O problema de mudança de fase na presença de convecção tem sido muito estudado. Podemos citar desde o trabalho de Sparrow et al. (1977) até Sasaguchi et al. (1997) e Vieira et al. (1999). No entanto, ainda existem muitas restrições para serem eliminadas no modelamento matemático para que o fenômeno seja bem compreendido. A utilização de algoritmos mais versáteis e precisos também colaboram na compreensão do fenômeno. O presente trabalho tem por objetivo preencher uma das lacunas encontradas na literatura. Pretende-se avaliar a influência do parâmetro de subresfriamento na cinética do processo de fusão, através da análise dos campos de velocidade e temperatura.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

Considera-se a fusão de metal puro em uma cavidade fechada bidimensional, Figura 1. O fluido é Newtoniano com regime de escoamento transiente. As propriedades em cada fase são constantes e uniformes. A massa específica é modelada através da aproximação de Boussinesq.

As equações de conservação são resolvidas em um sistema de coordenadas que se adapta ao contorno da geometria e, contemplam, quando

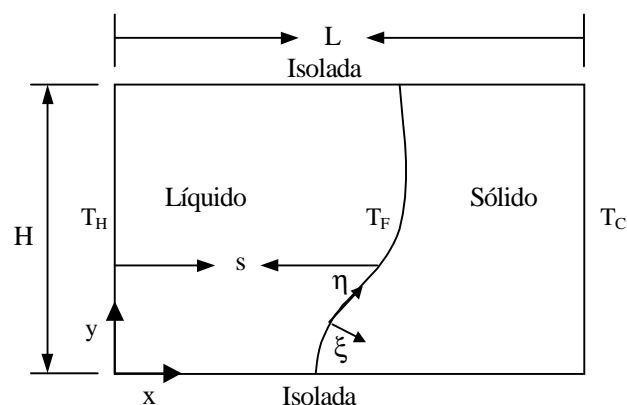


Figura 1. Geometria

existe movimento de fronteira, sua velocidade de deslocamento. O sistema de coordenadas adotado é relacionado com o sistema cartesiano pelas seguintes relações:  $\xi = \xi(x, y, t)$  e  $\eta = \eta(x, y, t)$ . As equações de massa e quantidade de movimento linear para o líquido são

$$\frac{\partial \rho_l}{\partial t} + \mathbf{div}(\rho_l \tilde{\mathbf{U}}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_l \mathbf{U})}{\partial t} + \mathbf{div}(\rho_l \tilde{\mathbf{U}} \mathbf{U}) = -\mathbf{grad} p + \mathbf{div}(\mu_l \mathbf{grad} \mathbf{U}) + \rho_l \mathbf{g} [1 - \beta_l (T - T_F)] \quad (2)$$

onde  $\rho_l$ ;  $\mu_l$  e  $\beta_l$  são massa específica; viscosidade absoluta e o coeficiente de expansão térmica do líquido.  $p$  é a pressão termodinâmica,  $\mathbf{g}$  é o vetor aceleração da gravidade,  $T_F$  é a temperatura de mudança de fase,  $\tilde{\mathbf{U}}$  representa o vetor velocidade relativo as coordenadas  $(\xi, \eta)$  e  $\mathbf{U}$  é o vetor velocidade absolutas. Estes são relacionados por  $\tilde{\mathbf{U}} = \mathbf{U} - \mathbf{U}_g$ , sendo  $\mathbf{U}_g$  a velocidade devidas ao movimento da fronteira.

A equação da energia para as regiões líquida e sólida, respectivamente, são:

$$\frac{\partial(\rho_l T_l)}{\partial t} + \mathbf{div}(\rho_l \tilde{\mathbf{U}} T_l) = \mathbf{div}(k_l / c_{p_l} \mathbf{grad} T_l) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho_s T_s)}{\partial t} = \mathbf{div}(k_s / c_{p_s} \mathbf{grad} T_s) \quad (4)$$

onde  $T$  é a temperatura, sendo  $k$  e  $c_p$  a condutividade térmica e calor específico a pressão constante. Os subscritos  $l$  e  $s$  correspondem as fases líquida e sólida, respectivamente.

Estas equações foram resolvidas considerando-se que inicialmente o fluido está em repouso, com temperatura baixa e constante, igual a  $T_C$ . Para  $t > 0$ , a parede do lado esquerdo ( $x = 0$ ) é aquecida para  $T_H$ , sendo mantida neste temperatura, enquanto que a parede do lado direito continua na temperatura  $T_C$ . As superfícies superior e inferior são adiabáticas.

Na interface sólido-líquido,  $\xi = s(\eta, t)$ , tem-se que a velocidade absoluta é nula e, a temperatura do sólido e líquido são iguais a  $T_F$ , temperatura de mudança de fase. Na interface, o seguinte balanço de energia e massa deve ser respeitado:

$$k_s \mathbf{grad} T_s - k_l \mathbf{grad} T_l = \rho_s \Delta h_F \mathbf{U}_g \quad (5)$$

onde  $\Delta h_F$  é o calor latente associado à mudança de fase.

Analisando as equações de conservação, juntamente com as condições de contorno e iniciais e o balanço de energia e massa realizado na interface, observa-se que a solução adimensional da temperatura do sólido e líquido em função do tempo:

$$\theta_s = \frac{T_s - T_F}{T_F - T_C} ; \quad \theta_l = \frac{T_l - T_F}{T_H - T_F} ; \quad Fo = \alpha_l t / L^2 \quad (6)$$

depende dos seguintes parâmetros adimensionais

$$Ste_l = \frac{c_{p_l} (T_H - T_F)}{\Delta h_F} ; \quad Pr_l = \frac{\nu_l}{\alpha_l} ; \quad Ra_l = \frac{g \beta (T_H - T_F) L^3}{\nu_l \alpha_l} ; \quad RA = H/L \quad (7)$$

$$\alpha^* = \alpha_l / \alpha_s ; \quad k^* = k_l / k_s ; \quad \rho^* = \rho_l / \rho_s ; \quad S_T = (T_F - T_C) / (T_H - T_F) \quad (8)$$

onde  $RA$  é a razão de aspecto e  $Ste_l$ ;  $Pr_l$  e  $Ra_l$  são número de Stefan, Prandtl e Rayleigh

associado ao líquido, sendo que  $\alpha = k/(\rho c_p)$  e  $\nu = \mu/\rho$  são a difusividade térmica e a viscosidade cinemática.

### 3. MÉTODO NUMÉRICO

O método numérico selecionado é o de volumes finitos, isto é, diferenças finitas com formulação em volumes de controle (Patankar, 1980). Utilizou-se o esquema *power-law* para avaliar os fluxos nas faces dos volumes de controle. A variável dependente na equação de conservação de quantidade linear são os componentes contravariantes da velocidade de acordo com Pires e Nieckele (1994), os quais são armazenados deslocados das outras variáveis para evitar solução com oscilações. O acoplamento entre velocidade-pressão foi resolvido com o algoritmo baseado no SIMPLEX (van Doormaal and Raithby, 1984). O sistema algébrico resultante foi resolvido com o algoritmo TDMA linha por linha (Patankar, 1980) com o algoritmo de correção por blocos para acelerar a convergência.

#### 3.1 Geração da Malha

Devido ao movimento da interface, a malha computacional deve ser gerada cada vez que esta muda sua posição. Porém, considerando que o avanço da interface se faz somente na direção horizontal, não é necessário recalcular a malha na direção vertical.

Para melhorar a resolução da solução, a malha deve ser concentrada nas proximidades da interface, na direção horizontal. Na direção vertical utilizou-se malha uniforme. As seguintes expressões foram utilizadas na direção horizontal, na região líquida e sólida, respectivamente

$$x_{i,j} = \left( \frac{i-2}{ift-2} - \frac{1}{2\pi} \operatorname{sen} \left( 2\pi \frac{i-2}{ift-2} \right) \right) s(\eta, t) \quad 2 \leq i \leq ift \quad (9)$$

$$x_{i,j} = x_{ift,j} + \left( \frac{i-(ift+1)}{m-(ift+1)} - \frac{1}{2\pi} \operatorname{sen} \left( 2\pi \frac{i-(ift+1)}{m-(ift+1)} \right) \right) (L - s(\eta, t)) \quad ift+1 \leq i \leq m$$

onde  $m$  é o número total de pontos,  $ift$  é o número de pontos até a frente, e  $s$  é a posição da frente.

A fim de melhorar a distribuição dos pontos nodais por todo o domínio utiliza-se um artifício de migrar os pontos nodais da região sólida para a líquida. Como no início do problema a cavidade possui uma espessura muito pequena na região líquida, torna-se desinteressante a colocação de muitos pontos nodais nesta região. Entretanto, com o avanço da frente de mudança de fase, a região líquida vai crescendo, tornando-se necessário o aumento do número de pontos nodais nesta região. Por outro lado, a região sólida vai diminuindo de tamanho e, por consequência, é necessária a retirada de pontos nodais desta região. Daí, os pontos nodais migrarem da região sólida para a região líquida. A decisão para que haja a migração dos pontos nodais é feita tomando-se por base a posição da frente de mudança de fase. Quando esta atinge valores preestabelecidos ocorre a migração.

Foram utilizados 55 e 77 pontos nodais nas direções vertical e horizontal, respectivamente. A região líquida sempre inicia com 15 pontos nodais. O número final de pontos nesta região dependerá do avanço da interface.

#### 3.2 Avaliação da interface

O método desenvolvido consiste em criar um volume de controle de espessura zero na direção normal à direção de propagação da frente. Fazendo com que duas faces deste volume de controle sejam coincidentes surge um volume de controle com o ponto nodal e duas faces na mesma coordenada. Assim, o domínio fica, claramente, subdividido em duas regiões, uma líquida e outra sólida, separadas por uma interface.

As equações de conservação da quantidade de movimento linear e de conservação da massa são resolvidas apenas na região líquida, enquanto que a equação de conservação da energia é resolvida em todo o domínio, regiões líquida e sólida. Embora a equação da energia seja resolvida em todo o domínio a condição de temperatura prescrita na interface é o acoplamento entre as duas regiões.

### 3.3 Procedimento de resolução

Na resolução de problemas de mudança de fase a posição da fronteira é parte integrante da solução, fazendo com que a resolução do problema se torne mais complicada. Entretanto, de acordo com (Benard et. Al, 1985 e 1986) o movimento do fluido dentro da cavidade não é fortemente influenciado pelo movimento da interface. Portanto, para cada intervalo de tempo, os campos de temperaturas e velocidades podem ser resolvidos mantendo-se a interface sólido-líquido imóvel.

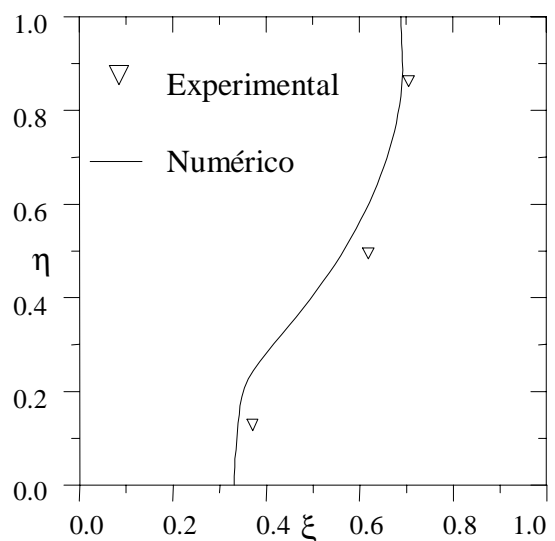
O cálculo da posição da interface sólido-líquido é realizado em duas etapas. Primeiramente, para um determinado valor de intervalo de tempo, uma aproximação explícita é utilizada para calcular a posição da interface sólido-líquido:  $s^n = s^{n-1} + \mathbf{U}_g^{n-1} dt / h_\eta \partial y / \partial \eta$ , onde o índice  $n$  é relativo ao intervalo de tempo utilizado,  $\mathbf{U}_g$  é o componente contravariante da velocidade da interface na direção  $\xi$  e  $h_\eta = [(\partial x / \partial \eta)^2 + (\partial y / \partial \eta)^2]^{1/2}$  é a métrica associada a direção  $\eta$ .

Com esta interface calculada, o conjunto de equações de conservação e condições de contorno, equações (1) a (4) é resolvido. Após a convergência destas equações (resíduo menor do que  $10^{-8}$ ), utiliza-se o novo campo de temperaturas para calcular a nova posição da interface sólido-líquido, utilizando-se a equação (5). Este procedimento é repetido até que haja convergência em apenas uma iteração por duas vezes consecutivas, garantindo assim, uma posição estacionária da interface naquele intervalo de tempo.

Utilizou-se um intervalo de tempo variando de  $10^{-8}$  a  $10^{-2}$  horas, de acordo com as necessidades da resolução, tais como, impressão dos resultados e necessidade de migração dos pontos nodais.

## 4. RESULTADOS

Inicialmente, visando validar o presente procedimento de cálculo, realizou-se uma comparação dos resultado numéricos obtidos com dados experimentais obtidos por (Beckermann e Viskanta, 1989) para o problema de fusão após haver atingido um equilíbrio entre o fluxo de calor do lado da fase sólida e líquida, resultando em uma frente estacionária. A Figura 2 apresenta a forma estacionária da interface utilizando os seguintes parâmetros:  $Pr_l = 0,0208$ ;  $Ra_l = 3,275 \times 10^5$ ;  $Ste_l = 5,074 \times 10^{-2}$ ;  $RA = 1,0$ ;  $k^* = 1,0$ ;  $\alpha^* = 1,105$ ;  $\rho^* = 0,969$  e  $St_T = 1,935$ . Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os dados experimentais.



**Figura 2.** Posição da interface estacionária para o problema teste

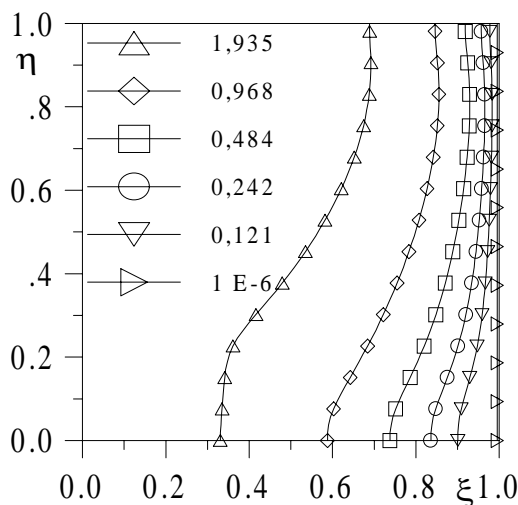
Visando investigar o efeito do parâmetro de subresfriamento, resolveu-se o problema de fusão, mantendo-se os mesmos parâmetros que o problema teste acima, com exceção do parâmetro  $S_T$ , o qual foi variado de 0,121 até 1,935.

A Figura 3, ilustra a localização da interface estacionária sólido-líquido em função do parâmetro de subresfriamento, para os cinco valores de  $S_T$  investigados.

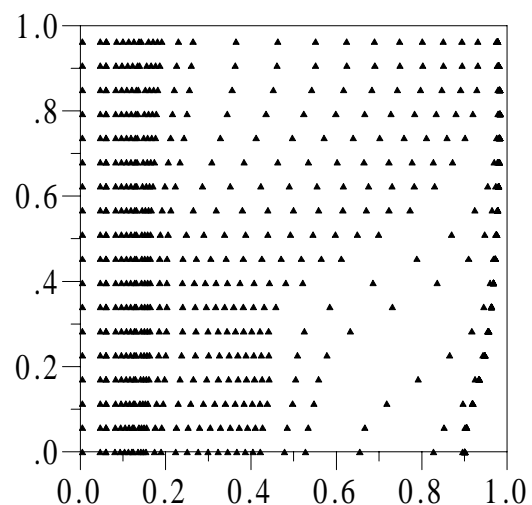
O fato de se manter a temperatura da parede fria abaixo da temperatura de mudança de fase, faz com que parte da energia disponível para alterar a fase do material seja despendida no aquecimento da região sólida. Logo, a interface sólido-líquido sempre experimentará uma posição estacionária anterior ao tamanho do domínio na direção de propagação da interface. De acordo com a figura abaixo, a medida que o valor do parâmetro de subresfriamento,  $S_T$ , diminui, a posição estacionária da interface sólido-líquido avança no sentido da parede fria. Quanto mais a interface avança, devido à diminuição de  $S_T$ , mais suave será sua curvatura. No limite, quando  $S_T$  tende a zero, o sólido possui temperatura constante e igual à temperatura de mudança de fase. Neste caso, o valor da posição estacionária da interface tende a  $s(\eta/t)/L = 1,0$ .

A Figura 4 apresenta a evolução temporal da interface sólido-líquido até chegar ao regime estacionário para  $S_T = 0,121$ . De acordo com a Figura 4, podemos notar quatro estágios diferentes do avanço da interface durante o processo de fusão. No primeiro, a interface se move paralela às paredes verticais da cavidade. Num segundo momento, a região superior da interface avança rapidamente enquanto que a região inferior avança lentamente, provocando uma forte curvatura em sua estrutura. Em seguida, o avanço da região superior decai, porém este ainda é maior do que o avanço na região inferior, fazendo com que a interface se movimente, aproximadamente, com o mesmo formato em sua curvatura. Finalmente, a região superior encontra um estado estacionário enquanto que a região inferior avança.

No primeiro estágio, a transferência de calor se dá exclusivamente por condução. Portanto, os gradientes de temperatura ao longo da interface são iguais, tanto na região líquida quanto na região sólida e, esta se move de maneira uniforme na direção da parede fria. No segundo estágio, a convecção começa a dominar o processo e, os gradientes de temperatura, na região líquida, passam a ser maiores na porção superior da interface. Do lado sólido os gradientes de temperatura ao longo da interface obedecem a mesma regra, porém com menor intensidade. Como um balanço de energia e massa ao longo da interface é responsável por seu movimento, esta avança mais rapidamente na porção superior da interface, provocando uma curvatura em sua forma. Esta curvatura é inicialmente suave e, com o passar do tempo, torna-se mais acentuada. Este aumento na curvatura da interface favorece o aparecimento de uma



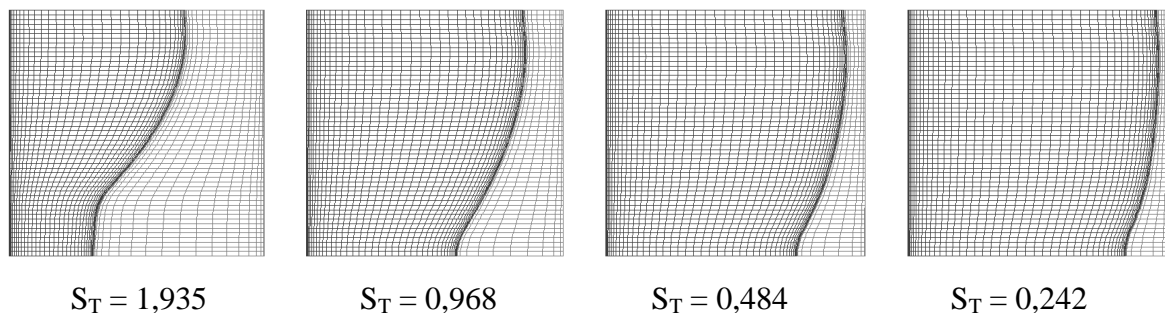
**Figura 3.** Efeito de  $S_T$  na posição da frente estacionária.



**Figura 4.** Avanço temporal da frente de fusão.  $S_T = 0,121$ .

grande recirculação na parte superior da cavidade. Já na região inferior, o fluido gira com baixas velocidades, relativas àquelas da recirculação superior. Daí, o fato da região superior mover-se mais rapidamente do que a região inferior, pois ali o modo de transferência de calor é convectivo, isto é, o fluxo de calor é maior do que na região inferior onde a transferência de calor se dá, predominantemente, na forma de condução. Pode-se notar este fato pela forma vertical da região inferior da interface. No terceiro estágio, a parte superior da interface está muito próxima da parede, portanto a convecção começa a agir na parte de baixo, onde ainda existe material sólido para fundir. No quarto estágio, gradativamente, a interface vai ganhando posição estacionária, partindo da região superior para a inferior, fazendo com sua curvatura se torne menos acentuada. Com a suavização da interface o fluido passa a girar na sua região inferior, fazendo com que a transferência de calor ali passe a ser dominada pela convecção. Assim, a interface deixa de exibir forma vertical, característica da transferência de calor por condução. A taxa de avanço da interface cresce, até que esta atinja, na região inferior, a posição de equilíbrio.

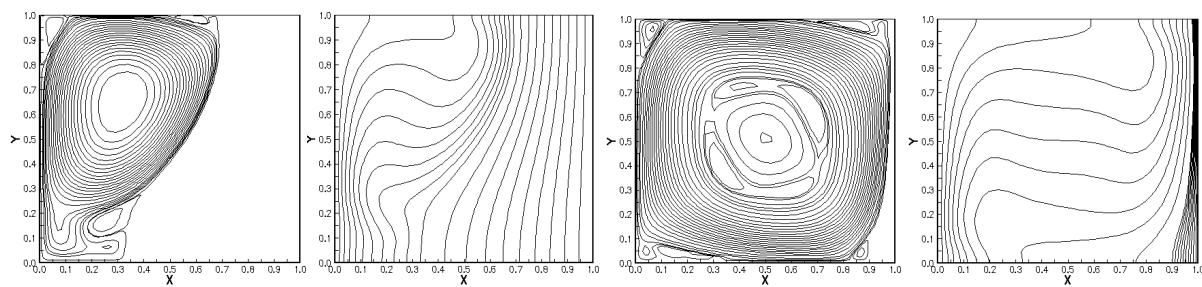
A Figura 5 apresenta a posição da interface e a malha, para  $S_T = 1,935$ ;  $0,968$ ;  $0,484$  e  $0,242$ . A distribuição da malha mostra claramente a versatilidade do artifício de se migrar os pontos nodais da região sólida para a região líquida quando do avanço da interface. Nota-se uma distribuição mais homogênea dos pontos nodais em todo o domínio, independente da posição em que a interface se encontra.



**Figura 5.** Posição da interface e malha

As Figuras 6 e 7 ilustram as linhas de corrente e isotermas correspondentes ao fator de subresfriamento  $S_T = 1,935$  e  $0,121$ , respectivamente. As linhas de corrente e isotermas estão igualmente espaçadas e divididas em vinte e um níveis diferentes. Observa-se uma recirculação principal, com pequenos vórtices nos cantos, e alta intensidade próximo às superfícies sólidas. Nota-se uma distribuição de temperatura aproximadamente linear no sólido, enquanto no centro da recirculação principal, onde a intensidade do vetor velocidade é menor, o fluido encontra-se estratificado. Percebe-se que no final do processo a convecção domina o processo de transferência de calor ao longo de toda a interface.

A influência do fator de subresfriamento  $S_T$  no Número de Nusselt, definido como,  $Nu = q L / [k_l (T_H - T_C)]$  em função de  $Fo^* = Fo Ste$ , é ilustrada na Figura 8. A medida que o fator de subresfriamento diminui, o Nusselt aumenta. No limite, quando  $S_T$  tende a zero, o Nusselt tende a unidade (convecção natural em uma cavidade quadrada em regime permanente).



(a) linhas de corrente.

(b) isotermas.

**Figura 6.**  $S_T = 1,935$

(a) linhas de corrente.

(b) isotermas.

**Figura 7.**  $S_T = 0,121$

## 5. CONCLUSÃO

A fusão de metais puros em cavidades fechadas na presença de subresfriamento na região sólida é apresentada. O método numérico é validado através de dados experimentais. Apresenta-se uma nova metodologia para avaliação da interface e um artifício para se redistribuir os pontos nodais através do domínio com o seu avanço. No problema analisado, o fator de subresfriamento faz com que a interface sólido-líquido sempre apresente posição estacionária antes do final do domínio. Seu aumento provoca uma diminuição no avanço da interface com conseqüente aumento na curvatura de seu perfil. Quatro estágios distintos no avanço da interface aparecem no decorrer do processo de fusão. Análises adicionais e experimentos são necessários na investigação de elevados números de Rayleigh, diferentes razões de aspectos e números de Prandtl.

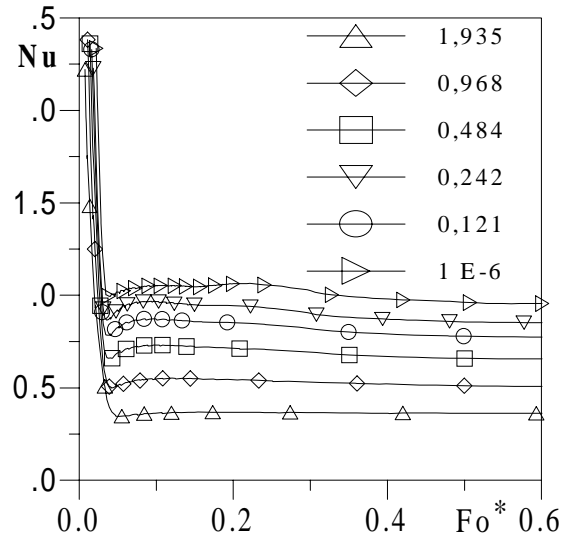


Figura 8. Variação temporal de Nusselt

## 6. REFERÊNCIA

- Beckermann, C., Viskanta, R., 1989, "Effect of Solid Subcooling on Natural Convection Melting of a Pure Metal", ASME Journal of Heat Transfer, vol.11, pp.416-424, 1989.
- Benard, C., Gobin, D. e Martinez, F., 1985, "Melting in a Rectangular Enclosure: Experiments and Numerical Simulations", ASME J. of Heat Transfer, vol.107, pp.794-802.
- Benard, C., Gobin, D., e Zanolli, A., 1986, "Moving Boundary Problem: Heat Conduction in the Solid Phase of a Phase-Change Material During Melting Driven by Natural Convection in the Liquid", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.29, pp.1669-1684.
- Lacroix, M. E Voller, V.R., 1990, "Finite Difference Solutions of Solidification Phase Change Problems: Transformed versus Fixed Grids", Numerical Heat Transfer, Part B, vol.17, pp.25-41.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer e Fluid Flow", Mcgraw-Hill;
- Pires, L. F. G. e Nieckele, A. O., 1994, "Numerical Method For The Solution Of Flows Using Contravariant Components In Non-Orthogonal Coordinates", Proc. V Brazilian Meeting on Thermal Sciences, SP, pp. 343-346 (in Portuguese).
- Ramachandran, N., Gupta, J.P. e Jalúria, Y., 1982, "Thermal and Fluid Flow Effects During Solidification in a Rectangular Enclosure", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.25, no. 2, pp.187-194.
- Sasaguchi, K., Kusano, K., Viskanta, R., 1997, "A Numerical Analysis of Solid Liquid Phase Change Heat Transfer Around a Single and Two Horizontal, Vertically Spaced Cylinders in a Rectangular Cavity", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 40., No. 6, pp. 1343-1354
- Sparrow, E.M., Patankar, S.V., Ramadhyani, S., 1977, "Analysis of Melting in the Presence of Natural Convection in the Melt Region", J. Heat Transfer, Vol. 99, pp. 520-526.
- Van Doormaal, J. P. e Raithby, G. D., 1984, Enhancements of the Simple Methods for Prediction Incompressible Fluid Flow, Num. Heat Transfer, vol. 7, pp147-163.
- Vieira, G.M.R., Braga, S.L., Gobin, D. 1999, "Analysis of the Melting Process in Presece of Natural Convection and Density Maximum", XV COBEM, CD-ROM.
- Viskanta, R., 1988, "Heat Transfer During Melting and Solidification of Metals", ASME Journal of Heat Transfer, vol.110, pp. 1205-1219.

## **TRANSIENT HEAT CONDUCTION IN A PISTON OF TWO-STROKE DIESEL ENGINE**

**Leonardo F. Saker**

**Marcelo J. Colaço**

**Helcio R.B. Orlande**

Programa de Engenharia Mecânica, EE / COPPE / UFRJ - Caixa Postal 68503, 21945-970 -  
Rio de Janeiro - RJ - Brasil

### **Abstract:**

In this paper we study the transient heat conduction in a piston of a diesel engine, subjected to a periodic boundary condition on the surface in contact with the combustion gases. An elliptic scheme of numerical grid generation was used, so that the irregular shaped piston in the physical domain was transformed into a cylinder in a computational domain. The timewise variations of the temperature of several points in the piston are examined for different piston materials, as well as for motored and fired engines.

**Keywords:** Diesel engine, finite-differences, numerical grid generation

### **INTRODUCTION**

The solution of heat transfer problems in internal combustion engines is very complicated for several reasons, including, among others: the cyclic temperature variation of gases inside the engine; the parts involved, such as pistons, do not have a regular shape; such parts are subjected to different heat transfer coefficients from the top, bottom and lateral sides, which may vary during the cycle; and the estimation of heat transfer coefficients constitute, in itself, a problem. A review of available theoretical and experimental works on the subject was presented by Borman and Nishiwaki (1987).

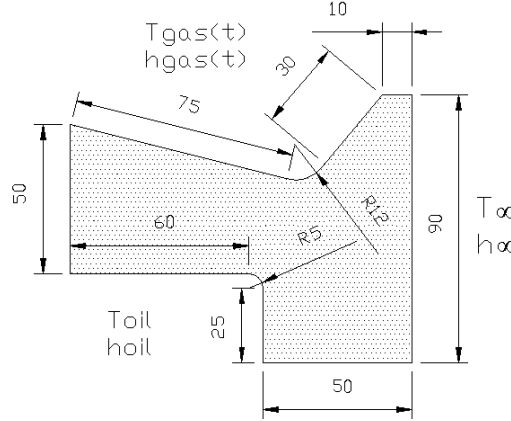
In the present paper we perform a two-dimensional axially symmetric finite-difference analysis of the transient heat conduction in a piston of a two-stroke diesel engine. For such an analysis, we transformed the irregular shaped piston from the physical domain into a cylinder in a computational domain. The transient heat conduction equation was transformed into the computational domain, where it was solved with finite-differences by using the ADI (Alternating Direction Implicit) method (Peaceman and Rachford, 1955).

The computer code used in this work is an improvement over another code developed by our group in the past for the solution of a similar problem (Colaço and Orlande, 1996). The problem addressed by Colaço and Orlande (1996) also involved the transient analysis of a diesel engine piston; but considered for the computations time-averaged values for the heat transfer coefficient between the gas and the piston surface, as well as for the temperature of the gas inside the cylinder. In the present work we consider the periodic variations of the heat transfer coefficient between the gas and the piston surface and of the temperature of the gas inside the cylinder, for the computation of the transient temperature field inside the piston. In this work we used the correlation of Eichelberg (Borman and Nishiwaki, 1987; Prasad and Samria, 1990) due to its simplicity and because it does not involve many empirical constants. The temperature variation of the gas inside the cylinder was computed by using a double-Wiebe function for the heat release during combustion (Ramos, 1989).



## PHYSICAL PROBLEM

The physical problem considered here is the transient heat conduction in a diesel engine piston. The piston is assumed to be axi-symmetric, so that asymmetries due to the piston pin and oil cooling channels are neglected. The piston considered in the present work is the same studied by Prasad and Samria (1990). The piston geometry with coordinates (in millimeters) relevant for this study are presented in figure 1:



**Figure 1.** Geometry and coordinates

The piston is heated through its top surface by the gas inside the combustion chamber. The gas temperature ( $T_{gas}$ ) and the heat transfer coefficient between gases and piston ( $h_{gas}$ ) are assumed to vary within each engine cycle. The piston is cooled by oil on its bottom surfaces and by a coolant fluid flowing through passages in the cylinder wall. The oil temperature ( $T_{oil}$ ), as well as the heat transfer coefficient between oil and piston ( $h_{oil}$ ) are supposed to be constant. The heat transfer to the coolant fluid is taken care by using a constant overall heat transfer coefficient ( $h_{\infty}$ ), which takes into account the heat transfer from the piston to the cylinder wall, conduction through the wall, and convection from the wall to the coolant fluid. The fluid temperature ( $T_{\infty}$ ) is assumed to be constant.

The mathematical formulation of such physical problem is given by:

$$\frac{1}{\alpha^*} \frac{\partial T(\mathbf{r}, t)}{\partial t} = \nabla^2 T(\mathbf{r}, t) \quad \text{in the region, for } t > 0 \quad (1.a)$$

$$-K \frac{\partial T}{\partial \mathbf{n}_i} = h_i(t) [T - T_i(t)] \quad \text{on the boundary surface } \Gamma_i, \text{ for } t > 0 \quad (1.b)$$

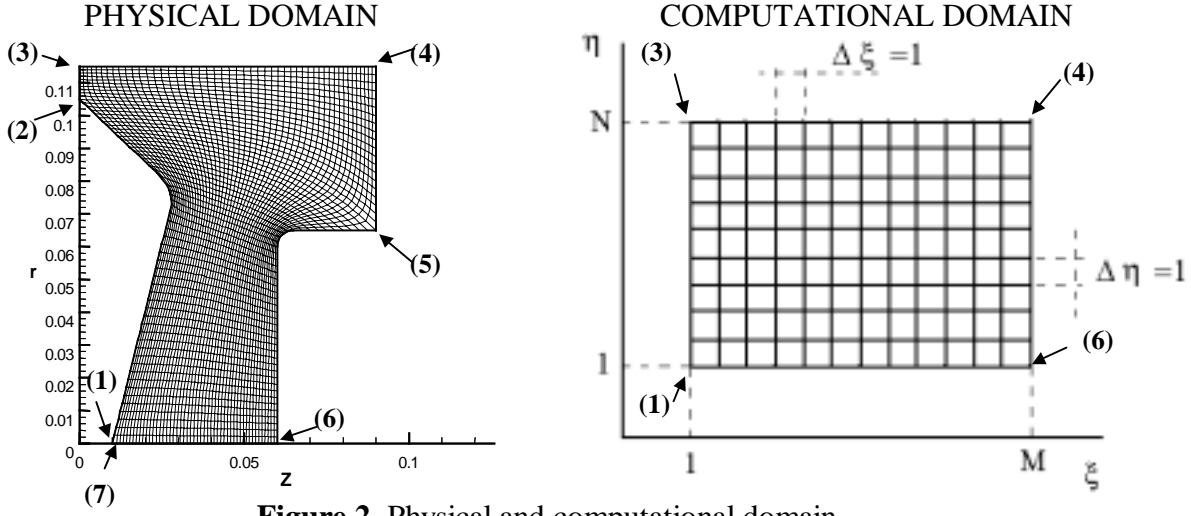
$$\frac{\partial T}{\partial \mathbf{r}} = 0 \quad \text{on the symmetry axis } (r = 0), \text{ for } t > 0 \quad (1.c)$$

$$T = T_0(\mathbf{r}) \quad \text{for } t = 0 \text{ in the region} \quad (1.d)$$

where  $h_i$ ,  $T_i$  and  $\partial T / \partial \mathbf{n}_i$  are, respectively, the heat transfer coefficient, the fluid temperature and the normal derivative of temperature at each of the boundary surfaces  $\Gamma_i$ .  $\alpha^*$  and  $k$  are the thermal diffusivity and thermal conductivity, respectively.

## ANALYSIS

The discretization of the piston presented in the figure 1 is difficult due to its irregular shape. In order to overcome such difficulty, we neglected the effects of the piston rings and transformed the irregular piston in the physical domain ( $z, r$ ) into a cylinder in the computational domain ( $\xi, \eta$ ), as shown in figure 2.



**Figure 2.** Physical and computational domain

In figure 2,  $M$  and  $N$  are the number of lines of  $\xi$  and  $\eta$  variables, respectively. The transformation above is defined by the solution of two elliptic partial differential equations, used to generate the finite-difference grid for the piston (Thompson et al, 1985; Maliska, 1995; Özisik, 1994).

The problem given by Eqs. (1) is transformed into the computational domain  $(\xi, \eta)$ , where it is solved for the temperatures  $T(\xi, \eta, t)$ . In the computational domain, problem (1) takes the form:

$$\frac{1}{\alpha^*} \frac{\partial T(\xi, \eta, t)}{\partial t} = \frac{1}{J^2} \left[ \alpha T_{\xi\xi} - 2\beta T_{\xi\eta} + \gamma T_{\eta\eta} \right] + \left[ P T_{\xi} + Q T_{\eta} \right] \quad (2.a)$$

$$\frac{k}{J\sqrt{\alpha}} (\alpha T_{\xi} - \beta T_{\eta}) = h_{\text{gas}}(t) [T - T_{\text{gas}}(t)] \quad \text{at } \xi = 1; 1 < \eta < N; t > 0 \quad (2.b)$$

$$-\frac{k}{J\sqrt{\alpha}} (\alpha T_{\xi} - \beta T_{\eta}) = h_{\text{oil}} (T - T_{\text{oil}}) \quad \text{at } \xi = M; 1 < \eta < N; t > 0 \quad (2.c)$$

$$(\gamma T_{\eta} - \beta T_{\xi}) = 0 \quad \text{at } \eta = 1; 1 < \xi < M; t > 0 \quad (2.d)$$

$$-\frac{k}{J\sqrt{\gamma}} (\gamma T_{\eta} - \beta T_{\xi}) = h_{\infty} (T - T_{\infty}) \quad \text{at } \eta = N; 1 < \xi < M; t > 0 \quad (2.e)$$

$$T = T_0(\xi, \eta) \quad \text{for } t = 0; 1 < \xi < M; 1 < \eta < N \quad (2.f)$$

where

$$\alpha = z_{\eta}^2 + r_{\eta}^2, \quad \beta = z_{\xi} z_{\eta} + r_{\xi} r_{\eta}, \quad \gamma = z_{\xi}^2 + r_{\xi}^2, \quad J = z_{\xi} r_{\eta} + r_{\xi} z_{\eta} \quad (3.a,b,c,d)$$

## BOUNDARY CONDITION AT THE PISTON-GAS INTERFACE

Several correlations for the heat transfer coefficient at the gas-piston surface are available in the literature (Heywood, 1988; Ramos, 1989; Borman and Nishiwaki, 1987). In this paper, we preferred to use the correlation of Eichelberg, due to its simplicity and because it does not

involve many empirical constants. Such correlation was developed for naturally-aspirated large two-stroke and four-stroke diesel engines, such as the one under picture in this work. Eichelberg's correlation is given by

$$h_{\text{gas}}(t) = 7.67 \times 10^{-3} [P_i(t) T_i(t)]^{1/2} (c_m)^{1/3} \quad \text{kW / m}^2 \text{K} \quad (4)$$

where  $c_m$  is the mean-piston-speed in m/s, while  $T$  and  $P$  are the instantaneous temperature in Kelvin and pressure in kPa, respectively, of the gas inside the cylinder.

For the calculation of the instantaneous temperature and pressure inside the cylinder, we assume that the compression and expansion processes are polytropic, with polytropic index of 1.3 (Ferguson, 1986). The mass of gas inside the cylinder is supposed constant and it is assumed to be at atmospheric conditions ( $P = 10^5$  Pa and  $T = 298$  K) when the piston is at the bottom-dead-center. Since we are dealing with a two-stroke engine, we assume here that exhaustion and admission take place simultaneously at the bottom-dead-center, so that, at the end of the expansion stroke, the gas inside the cylinder returns instantaneously to the initial atmospheric conditions.

During combustion, the relation between the cylinder volume, gas pressure and the rate of heat release can be expressed as (Ferguson, 1986):

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{(\gamma - 1)}{V} \frac{dQ}{d\theta} \quad (5)$$

where  $\theta$  is the crankshaft angle in degrees.

The rate of heat release during combustion can be obtained from a double-Wiebe function in the form (Ramos, 1989)

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right) \exp \left[ -6.9 \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right)^{M_p + 1} \right] + 6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_d} \right) \exp \left[ -6.9 \left( \frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_d} \right)^{M_d + 1} \right] \quad (6)$$

where the subscripts  $p$  and  $d$  refer to premixed and diffusive combustion, respectively;  $M_p$  and  $M_d$  are shape factors corresponding to premixed and diffusive combustion, respectively;  $\theta_p$  and  $\theta_d$  are the durations of the energy release in premixed and diffusive combustion, respectively; and  $Q_p$  and  $Q_d$  characterize the heat release in premixed and diffusive combustion, respectively;  $\theta_{ig}$  is the ignition angle. Such parameters are functions of the injection angle and can be obtained in Ramos (1989).

After the fuel is injected into the cylinder, several physical and chemical phenomena take place before combustion can start. Such phenomena result on a delay time that can be represented in the form of an Arrhenius-type expression such as

$$t_d(\text{ms}) = A p(\text{atm})^{-n} \exp(T_a / T(\text{K})) \quad (7)$$

For the case under picture in this work, we used the following values for the constants appearing in equation (7), obtained from Ramos (1989):  $A=53.5$ ,  $n=1.23$ ,  $T_a = 676.5$  K.

## RESULTS AND DISCUSSION

For the results presented below, the values of various parameters were chosen as follows (Prasad and Samria, 1990): (i) Initial temperature:  $T_o=20^\circ\text{C}$ ; (ii) Oil temperature:  $T_{oil}=85^\circ\text{C}$ ; (iii) Heat transfer coefficient to the oil:  $h_{oil}=175\text{W/m}^2\text{C}$ ; (iv) Cooling water temperature:  $85^\circ\text{C}$ ;

(v) Overall heat transfer coefficient to the cooling water:  $h_{\infty}= 1000 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ; (vi) Engine Speed: 850 RPM; (vii) Compression ratio: 17; (viii) Piston diameter: 0.23 m; (ix) Stroke: 0.3 m; (x) Injection angle:  $-20^\circ$ .

Four test-cases were examined in the present work, depending on the piston material and if the engine is motored or fired, as summarized in table 1. For the case of a motored engine, the compression and expansion processes were also assumed polytropic, with polytropic index of 1.3.

**Table 1.** Test-cases

Test-case	Piston material	Engine condition
1	Aluminum	Fired
2	Aluminum	Motored
3	Cast iron	Fired
4	Cast iron	Motored

The thermal conductivity and thermal diffusivity of aluminum and cast iron were taken, respectively as,  $204 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ,  $8.418 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $54 \text{ W/m}^2\text{°C}$  and  $0.970 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  (Ozisik, 1993).

Before obtaining results for the piston transient temperature field by using the present numerical approach, a grid convergence analysis is required in order to assess the numerical error involved in the solution. Nine different grids were generated. The number M of  $\xi$  lines and N of  $\eta$  lines of each grid are presented in table 2, while figure 2 shows grid G5, with M=51 and N=66.

**Table 2.** Finite difference grids

Grid	M	N
G1	41	56
G2	51	56
G3	61	56
G4	41	66
G5	51	66
G6	61	66
G7	41	84
G8	51	84
G9	61	84

The temperatures of the first 6 points shown in figure 2 were compared for the grids presented in table 2. Such temperatures were obtained for time  $t=5 \text{ s}$  and for a motored engine with an aluminum piston. The time step used was  $\Delta t=1 \times 10^{-3} \text{ s}$ .

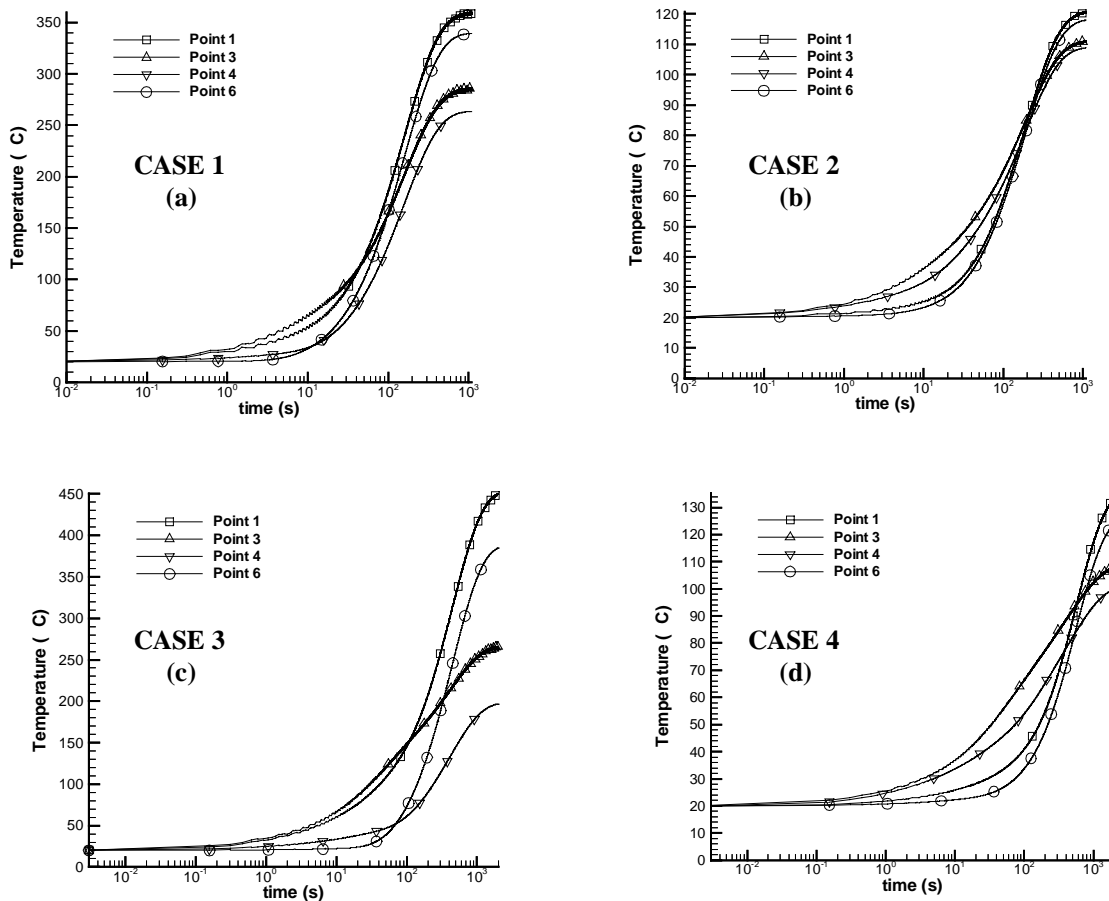
The relative differences in percent for the temperatures computed with the different grids used in this study are shown in table 3. This table shows that generally the grids are not converged with N=56, because differences of the order of 2% can be observed for point 2, when N is increased to 66, irrespective of the number of  $\xi$  lines (M) utilized. On the other, differences of less than 0.5% can be noticed when N is increased to 84, as compared to N=66. By taking into analysis now the grids with N=66 (G4, G5 and G6), we note that the grid is basically converged in the  $\xi$  direction with M=51. A maximum difference of 1.1% is observed for point 6, when M is increased from 51 to 61 (grids G5 and G6, respectively). From the examination of table 3, we decided to use grid G5 for the foregoing analysis, with M=51 and N=66. Such grid is basically converged in the  $\xi$  and  $\eta$  directions. Also, its CPU time was 4 min and 23 s as compared to 5 min and 7 s for grid G6, thus enabling substantial savings on computer time, without loss of accuracy. The CPU times correspond to a Pentium 200 MMX, with 64 Mb of RAM memory, running under the Microsoft Fortran PowerStation 4.0 platform.

**Table 3.** Relative temperature difference in percent between grids

Point	G1-G2	G2-G3	G4-G1	G5-G2	G6-G3	G4-G5	G5-G6	G7-G4	G8-G5	G9-G6	G7-G8	G8-G9
1	0.56	0.28	0.43	0.67	0.34	0.33	0.61	0.41	0.38	0.30	0.36	0.69
2	1.05	0.37	2.08	1.90	1.89	0.87	0.36	0.61	0.14	0.01	0.40	0.20
3	0.85	0.31	1.32	1.13	1.13	0.65	0.31	0.39	0.09	0.14	0.36	0.08
4	0.17	0.20	0.50	0.70	0.65	0.04	0.15	0.49	0.42	0.43	0.04	0.16
5	0.58	0.35	0.32	0.00	0.07	0.26	0.42	0.02	0.08	0.08	0.17	0.41
6	0.94	0.75	0.29	0.62	0.26	0.61	1.10	0.22	0.30	0.30	0.52	1.11

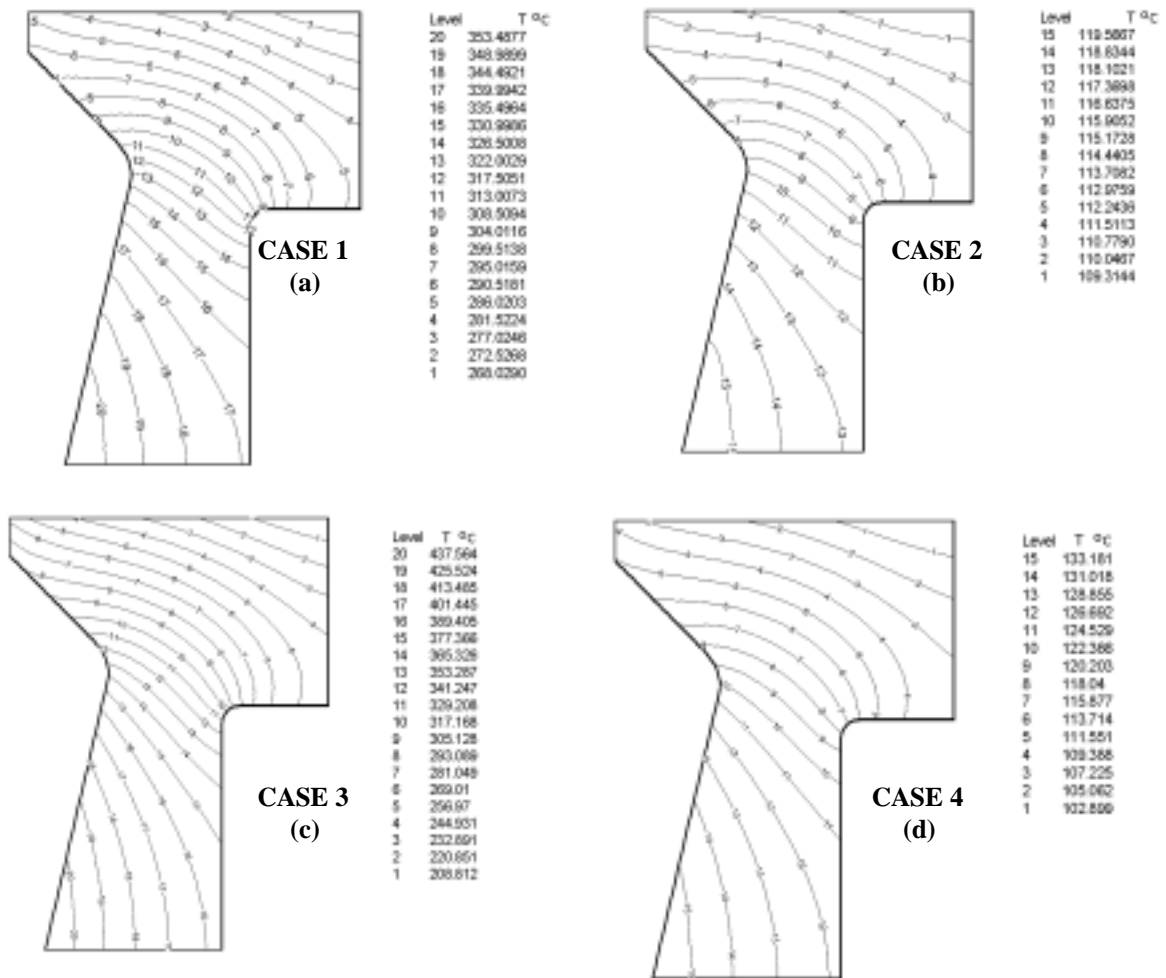
After choosing the grid, we performed an analysis of the timewise variation of the temperature in the piston for the different test-cases summarized in table 1.

Figure 3.a-d show the variation for the temperature with time, until the quasi-steady-state is reached, of selected points in the piston for cases 1-4, respectively. These figures show that, initially, the temperature of the points near the cylinder wall is larger than for the other points. Such is the case because initially the piston is assumed to be at a temperature smaller than that of the cooling fluid and of the oil. By comparing figures 3.a-b with figures 3.c-d, we note that the quasi-steady-state is reached faster for the aluminum piston than for the cast-iron piston, as a result of the larger thermal conductivity and thermal diffusivity for aluminum.



**Figure 3.** Temperature variation of selected points

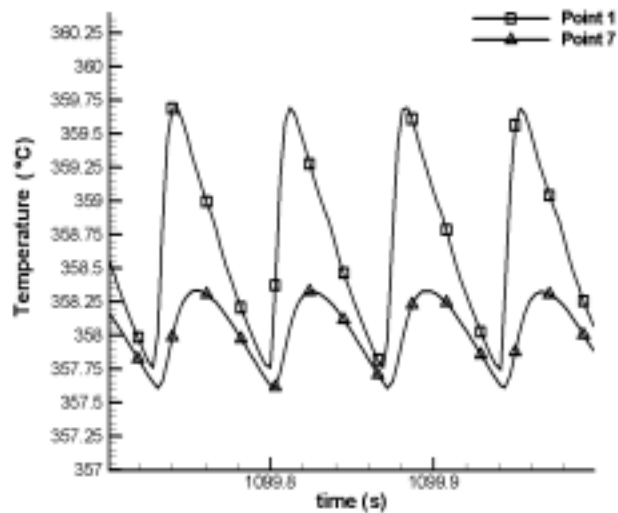
The quasi-steady-state temperature distributions in the piston are shown in figures 4.a-d, for test-cases 1 to 4, respectively. Note in these figures the higher temperatures in the cast-iron piston than in aluminum piston. Also, note the higher temperature gradients in the radial direction in the top region of the cast-iron piston, resulting in larger thermal stresses than for the aluminum piston.



**Figure 4.** Quasi-steady state temperature distribution in the piston

Figure 5 presents the temperature variation of points 1 and 7 in the piston for test-case 1, involving an aluminum piston in a fired engine, when the quasi-steady-state is established. Figure 5 shows that the amplitude of variation for the temperature of point 1 is  $1.94^{\circ}\text{C}$ . For point 7, located 1.39 mm below the gas-piston interface on the piston center-line, such amplitude of variation is less than  $1^{\circ}\text{C}$ . Much smaller amplitudes of variation were observed for the temperature of the cast-iron piston, due to its smaller thermal diffusivity as compared to aluminum. Also, the amplitudes for motored engines are much smaller than for fired engines.

These results are extremely interesting because they reveal the high-level of difficulty for the solution of the inverse problem of estimating the periodic heat flux at the gas-piston interface, by using temperature measurements taken below the interface. Such is the case because the amplitudes of temperature variation are of the same order of magnitude of the expected levels for the measurement errors. Hence, it would be impossible to distinguish if the measured temperature variations result from the measurement errors or from the periodic boundary conditions, and no useful information would be recovered from the temperature measurements.



**Figure 5.** Temperature variations of points 1 and 7 for the test-case 1.

## CONCLUSIONS

The analysis performed reveals that, for the cases studied, the steady-state was reached earlier for aluminum pistons than for cast-iron pistons. Also, cast-iron pistons are subjected to higher temperatures and larger temperature gradients, thus resulting in larger thermal stresses.

Generally, the temperature variations, resultant from the periodic boundary condition at the gas-piston interface, are largely damped within a quite small distance below the interface. Therefore, the solution of the inverse heat conduction problem of estimating the periodic boundary heat flux, by using temperature measurements below the surface, is quite difficult.

## REFERENCES

- Borman, G., Nishiwaki, K., 1987, "Internal Combustion Engine Heat Transfer", Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 13, pp. 1-46.
- Colaço, M.J., Orlande, H.R.B., 1996, "Transient Heat Transfer Analysis of Diesel Engine Piston", Proceedings of VI ENCIT / VI LATCYM, UFSC, Vol.1. p. 1033-1038.
- Ferguson, C. R., 1986, "Internal Combustion Engines", Wiley, New York.
- Heywood, J.B., 1988, "Internal Combustion Engine - Fundamentals", MC Graw-Hill, New York.
- Maliska, C.R., 1995, "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional", LTC, Rio de Janeiro.
- Özisik, M.N., 1994, "Finite Difference Methods in Heat Transfer", CRC Press, Boca Raton.
- Özisik, M.N., 1993, "Heat Conduction", 2<sup>nd</sup> edition, McGraw-Hill International Editions, New York.
- Peaceman, D.W. and Rachford, H.H., 1955, "The Numerical Solution for Parabolic and Elliptic Differential Equations", J. Soc. Ind. Appl. Math, Vol.3, pp. 28-41.
- Prasad, R. and Samria, N.K., 1990, "Transient Heat Transfer in an Internal Combustion Engine Piston", Computers & Structures, Vol. 34, no. 5, pp. 787-793.
- Ramos, J. I., 1989, "Internal Combustion Engine Modeling", H P C.
- Thompson, J.F., Warsi, Z.U.A. and Mastin, C.W., 1987, "Numerical Grid Generation", North-Holland, New York.

# REDUÇÃO DO CONSUMO DE VAPOR E DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO NA DESTILAÇÃO DE ÁLCOOL CARBURANTE

**Pio Caetano Lobo**

**Marlos Mazzeu Silveira**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica, 37500-000, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: pclobo@iem.efei.br

## Resumo

O vinho, produto da fermentação em uma destilaria de álcool carburante da cana de açúcar, é uma mistura de produtos químicos (principalmente o etanol) e água. A tarefa é separar os produtos desejáveis, com a pureza especificada, pelo processo energeticamente mais econômico. Este trabalho descreve a análise de disponibilidade (análise exergetica) do processo de destilação de álcool carburante da cana de açúcar, visando sua otimização energética. Dados reais de operação de uma destilaria são utilizados para realizar sua auditoria energética (fluxos de energia e exergia) e determinar rendimentos e eficácias termodinâmicas. Os parâmetros de um programa de simulação matemática do processo foram ajustados para reproduzir o desempenho da coluna real. Em seguida o programa foi utilizado para analisar a influência do uso da compressão mecânica do vapor de etanol no consumo de vapor d'água, de água de resfriamento e na eficácia exergetica.

**Palavras-chave:** Álcool carburante, Destilação, Disponibilidade, Exergia, Racionalização energética.

## 1. INTRODUÇÃO

Membranas e extração supercrítica para a separação de misturas de líquidos são os temas quentes de hoje e a pesquisa em processos de destilação está quase abandonada. Contudo, destilação continua uma tecnologia dominante nas indústrias de processo químico. Mundialmente responde por 95% de todas as separações, e em torno de 15% de todo o consumo de energia industrial (Zanetti, 1997).

A destilação objetiva a separação física de uma mistura de líquidos, cujas pressões de saturação diferem a uma dada temperatura, em frações com diferentes pontos de ebulição. No caso da produção de álcool da cana de açúcar, o processo de separação utilizado é a destilação. Uma coluna de destilação de pratos, atualmente a mais utilizada em destilarias de álcool carburante, consiste em uma série de pratos (ou bandejas). Em operação normal, uma quantidade determinada de líquido existe em cada prato, e o vapor ascendente contata, enquanto atravessa, o líquido. O vapor que sai da primeira placa, no topo da coluna, entra no condensador. Do líquido obtido, tem-se as correntes de refluxo (retorno de líquido à coluna) e destilado (produto). A razão entre a vazões de refluxo e de destilado é usualmente designada de taxa de refluxo. O líquido deixando a placa de fundo da coluna é retirado como produto de fundo.



Até alguns anos atrás, o preço pago pelo álcool carburante da cana de açúcar era compensador, mesmo sem aproveitar o bagaço da cana, portanto pouco se preocupava com o uso racional da energia do bagaço. Atualmente o preço do álcool carburante é menor e menos estável, enquanto existem produtos de bagaço economicamente atraentes como a eletricidade e o carvão vegetal ou ativado. Ademais o uso d'água dos rios para resfriamento está sendo taxado, portanto a racionalização virou necessidade. Este trabalho descreve-se um diagnóstico energético do aparelho de destilação para comparar dois processos alternativos de destilação de álcool hidratado. Um é o atualmente utilizado em destilarias, o outro uma opção que reduz os fluxos tanto d'água para os condensadores de álcool como de vapor d'água às colunas. O diagnóstico inicia com a verificação do balanço de massa, que pode indicar perdas e/ou erros de medição nas vazões mássicas das diversas correntes atravessando o volume de controle. Em seguida, o balanço de energia averigua os dados (vazões e propriedades termodinâmicas) em relação à Primeira Lei da Termodinâmica. Por fim a análise de disponibilidades (exergias) determina as perdas termodinâmicas da energia disponível (trabalho reversível) no processo. Foi observado que a eficácia do aparelho (nome dado ao conjunto de equipamentos que realiza a separação) do processo usual de destilação é de 11,04 %, enquanto a modificação proposta ao processo pode levá-la a 18,34 %.

Foi efetuado a simulação computacional do processo em um aparelho de destilação com capacidade de produção de 90.000 m<sup>3</sup> de álcool hidratado por dia; o número teórico de pratos foi ajustado para reproduzir o desempenho do processo real, denominado Processo I. Realizou-se ainda uma segunda simulação, na qual o vapor de etanol foi comprimido para elevar sua temperatura suficientemente para que a entalpia latente da sua condensação fosse utilizada para evaporar parte da vinhaça e substituir parte do vapor e d'água de resfriamento. Este processo foi chamado de Processo II. A partir dos resultados das simulações verificou-se o balanço de massa, e realizaram-se os balanços de energia e exergia, obtendo-se assim parâmetros para a comparação entre os dois processos.

## 2. PROCESSO I

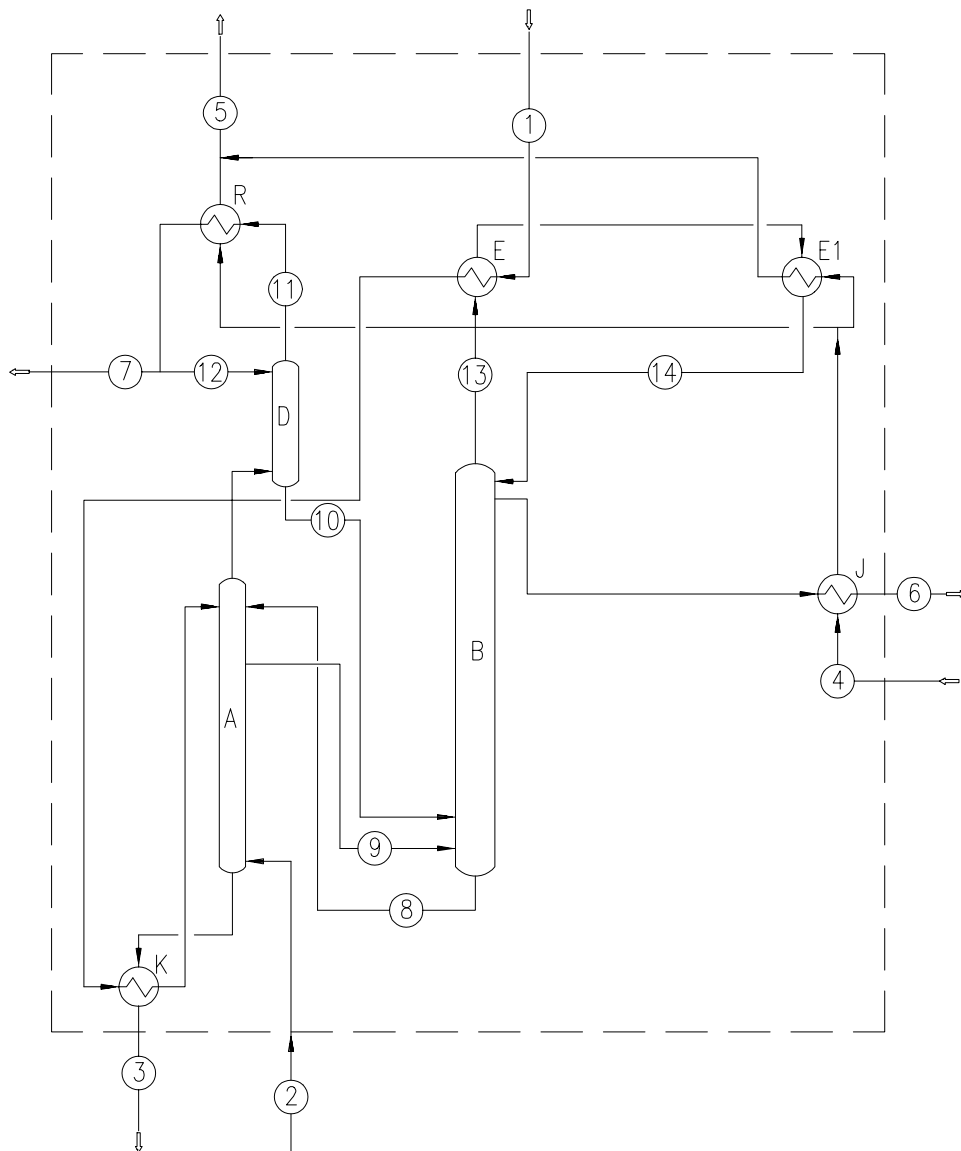
A Figura 1 mostra um fluxograma do modelo de simulação construído para o Processo I. Algumas simplificações foram feitas neste fluxograma: na destilaria real, os vapores que saem do topo da coluna D são condensados em dois condensadores ligados em série. Já neste modelo, esta condensação está sendo realizada em apenas um condensador. Os vapores do topo da coluna B são condensados em três condensadores em série, enquanto a simulação utiliza dois condensadores para realizar esta condensação. Na figura 1 os equipamentos estão identificados por letras e as correntes por números. Os equipamentos são: A (coluna de destilação), D (coluna de concentração de cabeça), K (recuperador de calor), R (condensador), B (coluna de retificação), E (pré-aquecedor), E1 (condensador), J (resfriador). E as correntes são: 1 (vinho), 2 (vapor), 3 (vinhaça), 4 ( água de resfriamento na entrada), 5 (água de resfriamento na saída), 6 (álcool hidratado), 7 (álcool de segunda), 8 (flegmaça), 9 (flegma), 10 (esgotamento em D), 11 (corrente de topo em D), 12 (refluxo em D), 13 (corrente de topo em B), 14 (refluxo em B).

### 2.1 Breve descrição do processo

Os principais equipamentos do processo atual são:

- Coluna A (de destilação) – Possui 24 bandejas. A temperatura na bandeja 1 (no fundo da coluna) deve estar entre 380-381 K, e na bandeja 24 (no topo) entre 370-372 K. A pressão absoluta no fundo desta coluna deve estar em torno de 145 kPa e no topo em

torno de 137,5 kPa. Líquido (vinho), com graduação alcoólica em torno de 6,6 INPM (em base mássica) e temperatura entre 362-365 K, entra na bandeja 24 e desce para as bandejas inferiores trocando calor e massa com vapor d'água em ascensão, injetado diretamente na base da coluna entre 393-403 K e aproximadamente a 155 kPa. O vapor, ascendente, vai se enriquecendo no componente mais volátil (etanol), enquanto o líquido descendente vai se esgotando, ou seja, se tornando mais rico no componente menos volátil (água). Este princípio é válido para todas as colunas. Esta coluna (A) recebe também, na bandeja 23, a corrente de flegmaça, resíduo da coluna B. A vinhaça, resíduo da destilação com graduação alcoólica de 0,01 INPM, é retirada do fundo da coluna A. Da bandeja 18 sai a corrente de flegma (vapor), com graduação alcoólica em torno de 37 INPM, sendo injetada na base da coluna B.



**Figura 1.** Fluxograma do Aparelho de Destilação do Processo I

- Coluna B (de retificação) – possui 49 bandejas. A pressão absoluta no interior desta coluna varia entre 135,60-130,00 kPa, do fundo ao topo, respectivamente. As temperaturas devem ser as seguintes: 371-373 K na bandeja 1, 365-368 K na bandeja 4, 358-360 K na 11 e 352-354 K na 47. As bandejas 1 e 47 estão localizadas no fundo e no topo, respectivamente. Esta coluna é alimentada pelo flegma, conforme já mencionado anteriormente. A coluna também recebe a corrente de esgotamento da coluna D.

As correntes de saída da coluna B são:

Álcool Hidratado – produto final da destilação. O álcool hidratado pode ser retirado, em estado líquido, da bandeja 43, 47 ou 48. Em seguida esta corrente é resfriada indiretamente por água, no resfriador J, depois retirada do processo a 92,6-93,8 INPM e 308,15 K.

Flegmaça – corrente de resíduo da coluna B, que é reintroduzida no processo através da coluna A.

Óleo Altos e Baixos – a coluna B possui 12 tomadas (torneiras) para a retirada destes óleos, que estão localizadas nas bandejas 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 13, 15 e 17. Sendo as 5 torneiras superiores para a retirada dos óleos altos e as 7 inferiores para a retirada dos óleos baixos (fúsel). Esses óleos são ricos nos produtos pesados (ou de calda), como álcool acético, etílico, propílico, isopropílico, butílico, dentre outros, (Rasovsky, 1973). O valor da vazão destes óleos é aproximadamente 1% do valor da vazão de álcool hidratado, (IPT, 1990). A retirada destes óleos não foi considerada neste trabalho, uma vez que para efeito de cálculo o vinho foi considerado como uma mistura hidroalcoólica binária: etanol - água.

Vapores Alcoólicos - saem do topo da coluna B a 92,6-93,8 INPM, com destino ao pré-aquecedor E, e ao condensador E1. Em “E” os vapores de álcool trocam calor com o vinho, e seguem para E1 onde se condensam trocando calor com a água de resfriamento. O condensado retorna à coluna B, como refluxo, entrando na bandeja 49, a fim de garantir uma corrente líquida nas bandejas de B.

- Coluna D (de concentração de cabeça) - Esta coluna tem 6 bandejas. Recebe vapores alcoólicos da coluna A. Uma corrente de esgotamento, com graduação 50,0 INPM sai da base desta coluna, entrando na bandeja 2 da coluna B. Do topo da coluna D saem vapores alcoólicos com graduação de aproximadamente 88,0 INPM, que se condensam no condensador R, resfriado a água. Parte deste condensado é retirada do processo como álcool de segunda, rico no produtos leves ou de cabeça, como aldeídos, ésteres, dentre outros, (Rasovsky, 1973). A outra parte do condensado retorna à bandeja 6 da coluna D, como refluxo, a fim de garantir uma corrente líquida nas bandejas desta coluna.
- Recuperador de Calor K - este aparelho efetua a troca de calor indireta entre as correntes de vinhaça e vinho. A corrente de vinho, entra no processo a 308,15 K, é primeiramente pré-aquecida no pré-aquecedor E, de onde sai entre 343-348 K. Na seqüência o vinho vai para o recuperador de calor K, de onde sai a 362-365 K, entrando depois na coluna A.

Todas as correntes citadas neste item se apresentam no estado líquido, com exceção das correntes de flegma, de vapores alcoólicos no topo de “D”, e no topo de “B”, que estão no estado gasoso. Os insumos necessários ao processo são : 2,58 kg de vapor d'água e 62,71 kg de água de resfriamento por kg de álcool hidratado produzido.

Os dados informados neste ítem foram fornecidos ao programa de simulação.

## 2.2 Equações utilizadas nos balanços do Processo I

### Cálculo das entalpias e entropias:

**Para correntes de misturas de líquidos (vinho, vinhaça, álcool hidratado e álcool de segunda) decidiu-se usar uma base comum (incluindo a entalpia de reação):**

*Entalpia:*

$$H_k = M_k \cdot [(h_k - h_{ok}) + (X_k \cdot PCIE)] \quad (1)$$

Onde:  $H_k$  = entalpia da corrente em relação à  $T_o$  (kW)

$M_k$  = vazão mássica da corrente (kg/h)

$h_k$  = entalpia específica da corrente (kJ/kg)

$h_{ok}$  = entalpia específica da corrente na condição padrão de referência (kJ/kg)

$X_k$  = graduação alcoólica INPM da corrente

PCIE = poder calorífico inferior do etanol (26,80 MJ/kg).

“k” indica corrente genérica

“o” indica condição padrão de referência:  $T_o=298,15$  K e  $p_o=101,32$  KPa

*Entropia:*

$$S_k = [X_{mk} \cdot c_{pomet} + (1-X_{mk}) \cdot c_{pomag}] \cdot \ln\left(\frac{T_k}{T_o}\right) \cdot n_k + \Delta S_{mistK} \quad (2)$$

Onde:  $S_k$  = entropia da corrente em relação à  $T_o$  (kW/K)

$X_{mk}$  = graduação alcoólica da corrente à base molar

$c_{pomet}$  = calor específico do etanol à pressão constante à  $T_o$ , em base molar (113,498 kJ/kmol.K)

$c_{pomag}$  = calor específico da água à pressão constante e à  $T_o$ , em base molar (75,306 kJ/kmol.K).

$T_k$  = temperatura da corrente (K)

$n_k$  = vazão molar da corrente (kmol/h)

$\Delta S_{mistK}$  = entropia de mistura para a corrente (kW/K).

*Entropia de Mistura:*

$$\Delta S_{mistk} = -n_k \cdot R_m \cdot (X_{mk} \cdot \ln(X_{mk}) + (1 - X_{mk}) \cdot \ln(1 - X_{mk})) \quad (3)$$

Onde:  $R_m$  = constante universal dos gases, à base molar (8,315 kJ/kmol.K)

### Para correntes de um único componente (vapor e água de resfriamento):

*Entalpia:*

$$H_k = M_k \cdot (h_k - h_{ok}) \quad (4)$$

*Entropia:*

$$S_k = M_k \cdot (s_k - s_{ok}) \quad (5)$$

Onde:  $s_k$  = entropia específica da corrente (kJ/kg.K)

$s_{ok}$  = entropia específica da corrente na condição padrão de referência (kJ/kg.K)

### Para todas as correntes:

#### Da Primeira Lei da Termodinâmica, desprezando-se as energias cinética e potencial:

$$H_{sai} - H_{ent} = W_t - Q \quad (6)$$

Onde:  $H_{sai}$  = somatória das entalpias (em relação à  $T_o$ ) das correntes de saída (kW)

$H_{ent}$  = somatória das entalpias (em relação à  $T_o$ ) das correntes de entrada (kW)  
 $Q$  = calor transferido do sistema ao meio ambiente (kW)  
 $W_t$  = potência total recebida pelo sistema (kW).

### Da Segunda Lei da Termodinâmica:

*Exergia:*

$$\Lambda_k = H_k - T_o \cdot S_k \quad (7)$$

Onde:  $\Lambda_k$  = exergia da corrente (kW)

*Eficiência do processo ( $\xi_p$ ):*

$$\xi_p = \frac{\Lambda_{sai}}{\Lambda_{ent} + W_t} = \text{exergia das saídas} / \text{exergia das entradas} \quad (8)$$

Onde:  $\Lambda_{sai}$  = somatória das exergias das correntes de saída (kW).

$\Lambda_{ent}$  = somatória das exergias das correntes de entrada (kW).

*Irreversibilidades ( I ):*

$$I = \Lambda_{ent} + W_t - \Lambda_{sai} \quad (9)$$

*Eficiência do aparelho ( $\xi_a$ ):*

$$\xi_a = \frac{\ddot{E}_{ah} + \ddot{E}_{a2} - \ddot{E}_{vin}}{\ddot{E}_{vap} + W_t} \quad (10)$$

Onde: o numerador da eq. (10) representa o trabalho reversível de separação.

o denominador da eq. (10) representa o trabalho reversível gasto para realizar o processo.

$\Lambda_{ah}$  = exergia da corrente de álcool hidratado (kW)

$\Lambda_{a2}$  = exergia da corrente de álcool de segunda (kW)

$\Lambda_{vin}$  = exergia da corrente de vinho (kW)

$\Lambda_{vap}$  = exergia da corrente de vapor (kW).

## 2.3 Balanços do Processo I

A tabela 1 demonstra os valores obtidos através da análise do Processo I. O volume de controle está delimitado pela linha tracejada na figura 1.

**Tabela 1.** Balanços do Processo I

Corrente	M (kg/h)	T (K)	X (%)	H (kW)	$T_o \cdot S$ (kW)	$\Lambda$ (kW)
Correntes de Entrada						
Vinho	44.762,82	308,15	6,610	22.532,67	700,85	21.831,82
Vapor	7.683,32	393,15	- o -	5.562,38	4.377,49	1.184,89
Água Resf.	186.752,27	303,15	- o -	1.084,04	1.070,30	13,74
TOTAIS	239.198,41	- o -	- o -	29.179,09	6.148,64	23.030,45
Correntes de Saídas						
Vinhaça	49.280,42	367,62	0,012	4.023,90	3.574,25	449,65
Água Resf.	186.752,27	312,65	- o -	3.142,38	3.065,51	76,87
Álcool Hid.	3.005,80	308,15	93,512	20.946,60	42,12	20.904,48
Álcool 2ª	159,92	358,58	88,897	1.066,21	8,04	1.058,17
TOTAIS	239.198,41	- o -	- o -	29.179,09	6.689,92	22.489,17

**Outros valores:**

$W_t = 0 \text{ kW}$

$Q = 0 \text{ kW}$  (não foi considerado o calor transferido entre o sistema e o meio ambiente)

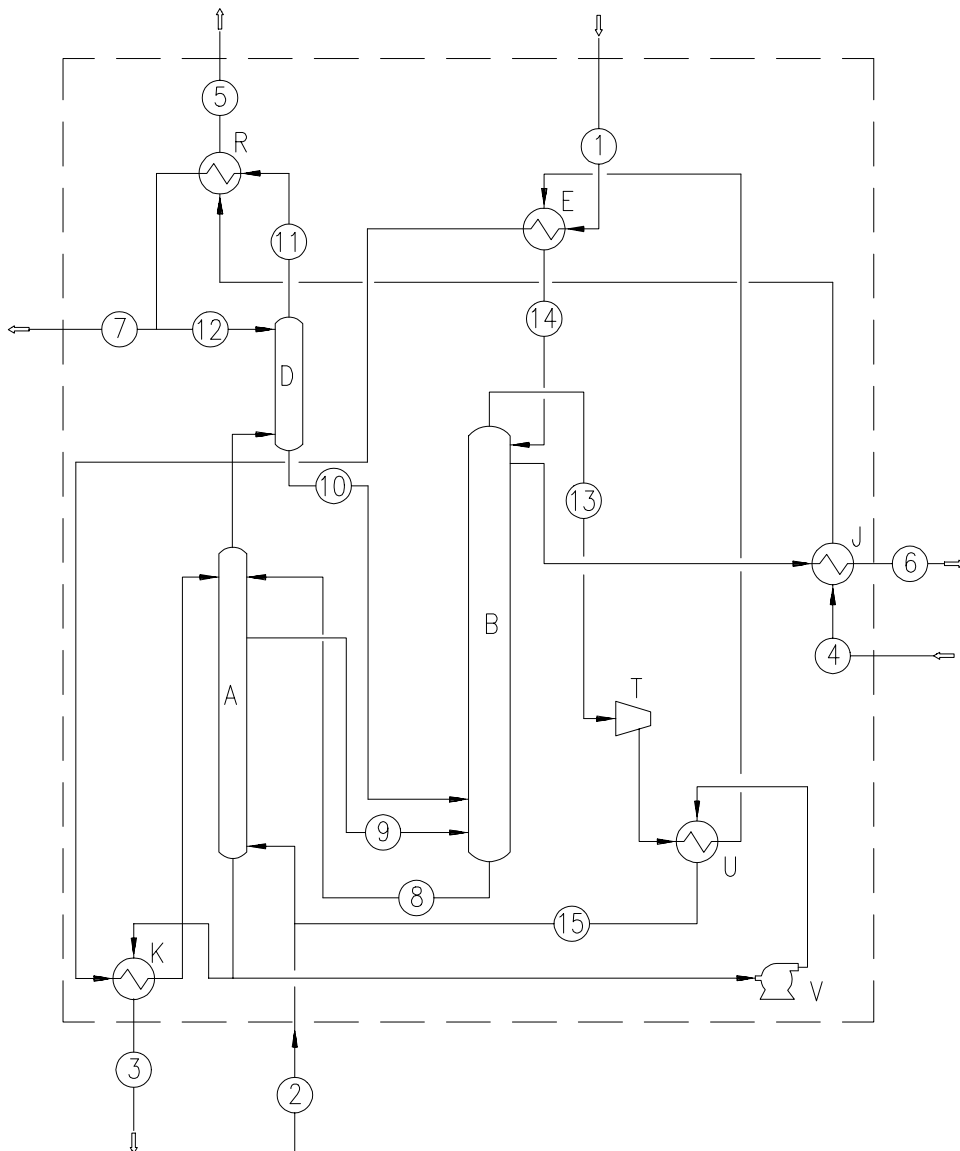
$\xi_p = 97,65 \%$

$I = 541,28 \text{ kW}$

$\xi_a = 11,04 \%$

**3. PROCESSO II**

O Processo II é uma modificação do Processo I, visando a melhoria da eficácia. A Figura 2 mostra o fluxograma do Processo II.



**Figura 2.** Fluxograma do Aparelho de Destilação do Processo II

Seus equipamentos são: A (coluna de destilação), D (coluna de concentração de cabeça), K (recuperador de calor), R (condensador), B (coluna de retificação), E (pré-aquecedor), J (resfriador), T (compressor), U (condensador) e V (bomba). As correntes são: 1 (vinho), 2

(vapor), 3 (vinhaça), 4 ( água de resfriamento na entrada), 5 (água de resfriamento na saída), 6 (álcool hidratado), 7 (álcool de segunda), 8 (flegmaça), 9 (flegma), 10 (esgotamento em D), 11 (corrente de topo em D), 12 (refluxo em D), 13 (corrente de topo em B), 14 (refluxo em B), 15 (vinhaça para compressão).

A corrente de topo da coluna B (corrente nr. 13), com  $M=13.364,02$  kg/h,  $X=93,8$  , 358 K, 130 kPa e título 1, é direcionada ao compressor T. Após a compressão a corrente com propriedades: 421 K, 400 kPa (vapor super-aquecido) se dirige ao condensador U, onde fornece calor à corrente de vinhaça, evaporando a mesma. Na saída do condensador U, a corrente 13 com temperatura de 390 K, com título 0,99 , segue ao pré-aquecedor E, onde pré-aquece o vinho, elevando a temperatura deste de 308.15 K para 317 K. Por fim retorna à coluna B como refluxo (corrente 14), na condição de líquido saturado. Uma ramificação da corrente de vinhaça, chamada de vinhaça para evaporação (corrente 15), com  $X=0,01$  , 384 K, 145 kPa e vazão de 5450,00 kg/h, passa pela bomba V, tendo sua pressão elevada para 155 kPa. Depois vai ao condensador U, onde é evaporada pela troca de calor com a corrente 13. A corrente 15 sai do condensador U com 393,15 K e 155 kPa (vapor super-aquecido), se une à corrente de vapor d'água, também à 393,15 K e 155 kPa, para formarem uma única corrente que é injetada na base da coluna A. As potências da bomba V e do compressor T são  $2,025 \times 10^{-2}$  kW e 382,47 kW respectivamente. Os resultados obtidos através desta melhoria estão na Tabela 2.

### 3.1 Balanços do Processo II

Para realizar os balanços de energia e exergia do processo II, foram utilizadas as equações listadas nos ítem 2.2. A tabela 2 demonstra os valores obtidos através da análise do Processo II. O volume de controle usado está delimitado pela linha tracejada na figura 2.

**Tabela 2.** Balanços do Processo II

Corrente	M (kg/h)	T (K)	X (%)	H (kW)	To.S (kW)	$\Lambda$ (kW)
Correntes de Entrada						
Vinho	44.762,82	308,15	6,610	22.532,67	700,85	21.831,82
Vapor	2.233,30	393,15	- o -	1.616,81	1.272,40	344,41
Água Resf.	51.000,00	303,15	- o -	296,04	292,29	3,75
TOTAIS	97.996,12	- o -	- o -	24.445,52	2.265,54	22.179,98
Correntes de Saídas						
Vinhaça	43.830,40	337,14	0,013	2.025,20	1.865,73	159,47
Água Resf.	51.000,00	311,45	- o -	787,57	769,15	18,42
Álcool Hid.	3.005,80	308,15	93,523	20.949,02	42,09	20.906,93
Álcool 2 <sup>a</sup>	159,92	358,67	88,897	1.066,22	8,05	1.058,17
TOTAIS	97.996,12	- o -	- o -	24.828,01	2.685,02	22.142,99

#### Outros Valores:

$$W_t = W_{\text{bomba}} + W_{\text{comp}} \quad (11)$$

Onde:  $W_{\text{bomba}} = 2,025 \times 10^{-2}$  kW (potência consumida pela bomba V).

$W_{\text{comp}} = 382,47$  kW (potência consumida pelo compressor T).

$$W_t = 382,49 \text{ kW}$$

$Q = 0$  kW (não foi considerado o calor transferido entre o sistema e o meio ambiente)

$$\xi_p = 98,14 \%$$

$$I = 419,48 \text{ kW}$$

$$\xi_a = 18,34 \%$$

#### 4. CONCLUSÃO

A simulação indicou que refervendo o produto de fundo da coluna com a condensação de vapor comprimido de álcool, pode-se reduzir por mais de 70% tanto o fluxo d'água nos condensadores quanto a vazão de vapor d'água injetada no aparelho de destilação. A redução efetiva na vazão de vapor fornecido tem um preço, dado que a potência do compressor seria fornecida pelo turbo-gerador que exigiria mais vapor a alta pressão, ou uma turbina de maior rendimento, ou fornecimento de energia elétrica. A vantagem energética é quantificada pela análise na base de energia disponível (em trabalho reversível). O trabalho reversível de separação para o Processo I seria de 130,83 kW e para o Processo II de 133,29 kW. Já o trabalho reversível gasto para realizar o processo seria de 1.184,89 kW para o primeiro caso, e 726,90 kW para o segundo caso. Desta forma, conforme a equação (10), as eficácias do aparelho seriam 11,04 % para o processo original e 18,34 % para o processo otimizado.

#### 5. AGRADECIMENTOS

O primeiro autor recebe bolsa de pesquisa do CNPq e o segundo recebe bolsa da CAPES. Parte dos recursos para instrumentos e computação vieram do CNPq e da CAPES. Dados foram fornecidos pela Usina Monte Alegre (Monte Belo-MG) e Destilaria Japungu (Lucena-BP)

#### 6. REFERÊNCIAS

- Barros, G.D.T., 1997, "Análise Termodinâmica (Com Determinação das Energias Disponíveis) Em Uma Destilaria de Álcool", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, P.B., Brasil, 96 p.
- Brasil, N.I., "Introdução à Engenharia Química", Ed. Interciência, Rio de Janeiro, Brasil, 361p.
- Coulson, J.M. and Richardson, J.F., 1976, "Chemical Engineering", Ed. Pergamon Press, Oxford, UK, 790p.
- Faria, S.H.B., 1996, "Estudo Energético de Colunas de Destilação Através de Análise Exergética", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, S.P., Brasil, 196p
- IPT, Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 1990, "Conservação de Energia na Indústria do Açúcar e do Álcool - Manual de Recomendações", São Paulo, S.P., Brasil, 796p.
- Kotas, T.J., 1985, "The Energy Method of Thermal Plant Analysis", Ed. Butterworths, London, UK, 296p.
- Moran, M.J and Shapiro, H.N., 1996, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, 859p.
- Perry, R.H. and Chilton, C.H., 1980, "Manual de Engenharia Química", Ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro, Brasil.
- Rasovsky, E.M., 1973, "Destilarias". Coleção Canavieira n. 12, Divulgação do M.I.C., Rio de Janeiro, Brasil, 384p.
- Van Wylen, G.J. and Sonntag, R.E., 1993, "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Ed. Edgard Blucher, São Paulo, Brasil, 318p.
- Zanetti, R., 1997, "Chemical Engineering", Volume 104, Número 6, p 5.



## ECONOMIC DESIGN CRITERIA FOR COOLING SOLID BEDS

**Antonio C. Caputo**  
**Pacifico M. Pelagagge**

Department of Energetics, University of L'Aquila, 67040 Monteluco, L'Aquila, Italy  
E-mail: caputo@ing.univaq.it; pelmar@ing.univaq.it

### Abstract

Moving beds are widely employed in cooling particulate solids for process requirements. In this work a moving cooling bed design optimization approach is developed based on total cost minimization, considering either capital investment (bed structure, trolleys and fans) and operating expenses (for blowers and trolleys motion). Resorting to a previously developed heat exchange simulation model, to an optimization algorithm and to properly developed cost functions the optimal set of design variables, namely width, length, thickness, advancement speed and cooling air flow rate, are chosen on the basis of the given set of input data, including solid inlet flow rate, temperature and physical characteristics, in order to respect the required solid exit temperature and other constraints at the minimum total cost. After outlining the adopted solution method some optimized results are shown to highlight the capabilities of the proposed approach. A sinter cooling bed of ILVA steel works in Italy is assumed as reference case study.

**Keywords:** Moving bed cooler, heat recovery, optimization.

### 1. INTRODUCTION

Several process industries adopt moving beds for cooling particulate solids. Typical applications are in the cement and iron industry. A cooling bed is usually composed by grate panels or by a train of grate bottomed trolleys conveying the solids and moving along a linear or circular path, while a stream of ambient air is blown underneath the bed. Often, due to the relevant amount of waste heat involved, hoods are employed to perform heat recovery enabling also collection of the particles-laden air stream for dedusting.

In previous works (Caputo, A.C. et al., 1996, 1997a, 1997b, 1999, 2000) the problem of optimizing a hoods-based *heat recovery system* was analyzed considering existing beds working under defined operating parameters as happens in retrofit applications. In these cases, however, the obtained solution is not representative of a global optimum as many of the influencing design parameters are fixed input data instead of being decision variables. In this work, instead, the optimal design of the *cooling bed* is analyzed as a total cost minimization problem, considering either capital investment (bed structure, trolleys and fans) and operating expenses (for blowers and trolleys drive).

In the paper, after a definition of proper cost functions, the previously developed heat exchange simulation model is employed in conjunction with a minimization algorithm to define

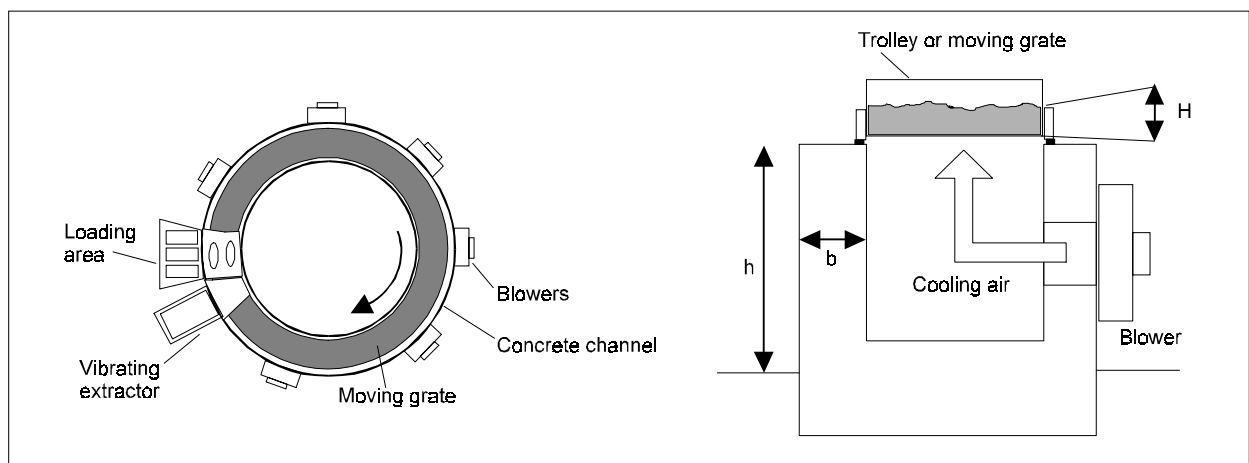
the optimal bed dimensions and operating parameters. In order to characterize the operating scenario specific reference is made to an iron ore sintering plant cooling bed at the ILVA steel works in Taranto, Italy. Results are presented by comparison with the actual bed and by analyzing the effects of operating and economic parameters on design arrangements.

## 2. PROBLEM STATEMENT

The typical structure of a cooling bed, as utilized in the ironmaking industry, is shown in figure 1. A series of bottom grate trolleys moves along a circular track above a concrete channell where cooling air is blown which eventually permeates through the bed bottom and the granular material carrying out solids cooling. Trolleys discharge is performed by opening their bottom grate enabling materials to fall onto a hopper equipped with a vibrating extractor. Trolleys motion is accomplished through DC electric motor driven chains. Five major parameters characterize cooling bed design and operation: width (W), length (L), thickness (H), advancement speed (V) and cooling air flow rate ( $F_{AI}$ ). The design procedure requires either the assumption of a set of input data, including solid inlet flow rate ( $F_{SI}$ ), temperature ( $T_{SI}$ ) and physical characteristics (pellets size, specific heat, conductivity), and the definition of the process specifications, i.e. the required solid exit temperature ( $T_{SOUT}$ ) and other constraints such as maximum pressure drop through the bed. The five design variables have thus to be set in order to respect the design specification and guarenteeing in the same time the minimization of the total system cost. However, only three of the five variables may be set independently as two constitutive laws apply, namely the solid flow continuity requirement, and the heat transfer energy balance. Continuity law may be simply written as

$$F_{SI} = \rho_S V W H \quad (1)$$

where  $\rho_S$  is the solid bulk density. Complex heat exchange phenomena characterize instead the bed behaviour, requiring the overall heat balance among solid and gas streams to be represented resorting to previously developed computer models. These simulate the bed as an array of cross-flow heat exchangers in case of steady-state operation (Caputo et al., 1996).



**Figure 1.** Scheme of a cooling bed

In case of a dynamic simulation, instead, the bed is schematized as a series of packed bed heat storage units undergoing cooling in single-blow mode of operation (Caputo et al., 1999). By fixing the values of the above cited design variables the models are able to evaluate the entire bed and cooling air stream temperature distribution, while assigning the values of all but one of the variables the models are able to evaluate the correct value of the missing variable consistent with the boundary conditions specified by the operator (i.e. by specifying bed dimensions it is possible to evaluate the cooling air flow rate required to attain a desired solid exit temperature and vice versa). However, bed design variables present counteracting effects on total system economics as capital investment is dictated by bed size while operating costs mainly by energy requirements in terms of blower operation and trolley movement. A reduction of bed size generally increases operating costs and lowers the required investment. In fact, a smaller bed length reduces capital investment but a greater cooling air flow rate is required increasing energy costs for blower operation. A lower advancement speed may compensate for shorter beds but at the expense of a greater bed width or thickness which, in turn, may increase capital investment. On the other side, an increase of bed height leads to an increase of the surface per unit area of bed normal to air flow and an increase of heat removed by unit air flow rate, even if heat exchange efficiency decreases due to the higher average air temperature.

In overall an increment of bed thickness decreases the total air flow rate requirement and also the pressure drop due to the prevailing effect of the reduced air flow rate over the increased length of the porous medium. Given a bed length and width, the bed may be also slower. Overall air flow rate is obviously reduced also by increasing bed length or width when other dimensions are fixed, leading to a much reduced pressure drop.

As a consequence, given a set of operating conditions, usually in terms of solid inlet temperature and flow rate plus the target exit temperature, an optimal set of bed dimensions and cooling air flow rate may be sought using a cost minimization approach.

### 3. COST MODEL

The plant Total Annual Cost (*TAC*, \$/year) has been assumed as the objective function to be minimized with respect to the main design parameters: bed width *W*, length *L*, thickness *H*, trolleys advancement speed *V* and cooling air flow rate  $F_{Ai}$ . *TAC* is computed on the basis of Total Capital Investment (*TCI*, \$) and Annual Costs (*AC*, \$/year):

$$TAC = AC + (TCI) \tau \quad (2)$$

$\tau$  being the capital recovery factor,

$$\tau = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (3)$$

with *i* the interest rate (%/year) and *N* (years) the plant life.

Considering the annual cost, the following operating cost items may be pointed out:

- a) Maintenance and labor expenses ( $AC_{M\&L}$ );
- b) Energy cost for blower operation ( $AC_{BL}$ );
- c) Energy cost for trolleys operation ( $AC_T$ );

resulting in

$$AC = AC_{M\&L} + AC_{BL} + AC_T \quad (4)$$

Total capital investment is given by:

$$TCI = CI_B + CI_{BL} + CI_T \quad (5)$$

Cost items take into account of:

- a) Civil works and bed structure ( $CI_B$ );
- b) Blowers cost ( $CI_{BL}$ );
- c) Trolleys cost ( $CI_T$ );

Bed structure cost is schematically made up of foundation cost  $C_F$  (\$), concrete channel cost  $C_C$  (\$), and channel insulation cost  $C_I$  (\$), which can be expressed in terms of the dimensions indicated in figure 1 as follows:

$$CI_B = C_F + C_C + C_I \quad (6)$$

$$C_F = C_{FOND} W L \quad (7)$$

$$C_C = C_{CEM} (2 L b h + L W b) \quad (8)$$

$$C_I = C_{RIV} (2 L (h-b) + L W) \quad (9)$$

where  $C_{FOND}$  (\$/m<sup>2</sup>) is the specific foundation cost,  $C_{CEM}$  (\$/m<sup>3</sup>) is the reinforced concrete cost and  $C_{RIV}$  (\$/m<sup>2</sup>) is the insulation material cost.

Due to the large air flow rate  $F_{AI}$  required, usually a number of blowers is utilized, uniformly distributed along bed length. In this work it is assumed that 6 blowers are employed, enabling the computation of each blower's capacity ( $Q_{FAN}$ , m<sup>3</sup>/s) on the basis of the  $F_{AI}$  value computed by the simulation model. Resorting to literature correlations for blowers cost (Turton, et al., 1998), the total gas moving equipment installed cost (\$) may be considered as

$$CI_{BL} = 6 [(Q_{FAN}^{-0.96018}) * 879.353] \quad (10)$$

Trolleys cost has been estimated as a function of their width  $W$  from vendor quotations assuming a trolley height of 1.6 m and a length  $L_T = 2$  m. Trolley, or bed, width has been limited to the 2 - 6 m range due to practical technical constraints. Total trolleys installed cost is therefore:

$$CI_T = (L/L_T) (K_1 + K_2 W) \quad (11)$$

As a consequence, TCI is a function of the following decision variables:  $L$ ,  $W$ ,  $F_{AI}$ .

Annual maintenance and labor cost is simply assumed as a fraction of capital investment:

$$AC_{M\&L} = \alpha CI_B + \beta (CI_{BL} + CI_T) \quad (12)$$

Annual energy cost for blower operation is instead given by

$$AC_{BL} = [(1/\eta) \Delta P_B (F_{AI}/\rho_{AI}) OH C_{SE}] \quad (13)$$

where  $\eta$  is fan efficiency,  $OH$  the number of annual operating hours,  $C_{SE}$  the electricity cost and  $\rho_{AI}$  the density of inlet air.

Bed pressure drop  $\Delta P_B$  (Pa) may be estimated resorting to Ergun equation (Ergun, 1952):

$$\Delta P_B = H \left[ \frac{150\mu v (1-\varepsilon)^2}{d^2 \varepsilon^3} + \frac{1.75\rho_A v^2 (1-\varepsilon)}{d \varepsilon^3} \right] \quad (14)$$

being  $\mu$  the air dynamic viscosity,  $\varepsilon$  the bed void fraction,  $v$  the air permeation velocity,  $\rho_A$  the average air density and  $d$  the particles diameter.

Energy cost for trolley motion is a function of loaded trolley weight and advancement speed. Trolley weight is the sum of empty trolley weight (depending on its width) ( $K_3 + K_4 W$ ), plus sinter load ( $\rho_S L_T W H$ ).

$$AC_{TM} = \frac{[(K_3 + K_4 W) + (\rho_S L_T W H)] f V C_{SE} OH L}{\eta_M L_T} \quad (15)$$

where  $f$  is the rail-wheel friction coefficient, and  $\eta_M$  the powertrain efficiency.

Annual cost therefore depends on all of the five decision variables  $W$ ,  $H$ ,  $V$ ,  $L$  and  $F_{AI}$ . Table 1 reports the numerical values assumed in the computations for all the parameters which are not considered to be decision variables in the optimization process, unless otherwise indicated, including process data for the reference bed. In Table 1 sizing parameters values have been assumed with reference to similar existing plants or from common engineering practice, while cost parameters have been obtained from vendors quotations. Assumed bed physical characteristics include: pellets equivalent diameter  $d = 0.1$  m, particles and bulk density  $\rho = 2700$  and  $1600$  kg/m<sup>3</sup> respectively, thermal conductivity  $1.14$  W/m K, specific heat  $920$  J/kg K, void fraction  $\varepsilon = 0.4$ .

**Table 1.** Assumed parameters values

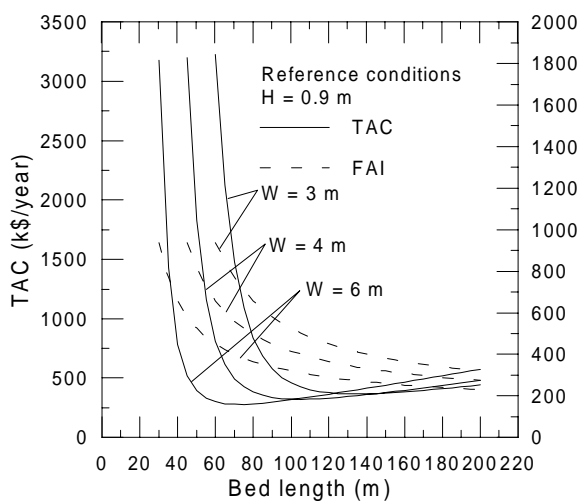
b (m)	0.6	F <sub>SI</sub> (kg/s)	155	K <sub>4</sub> (kg/m)	750	T <sub>SOUT</sub> (°C)	70
C <sub>CEM</sub> (\$/m <sup>3</sup> )	210	h (m)	3	L <sub>T</sub> (m)	2	$\alpha$	0.005
C <sub>FOND</sub> (\$/m <sup>2</sup> )	45	i (%/year)	0.07	N (years)	20	$\beta$	0.04
C <sub>RIV</sub> (\$/m <sup>2</sup> )	35	K <sub>1</sub> (\$)	10000	OH (hr/year)	7500	$\eta$	0.7
C <sub>SE</sub> (\$/kWhr)	0.085	K <sub>2</sub> (\$/m)	3750	T <sub>AI</sub> (°C)	20	$\eta_M$	0.7
f	0.175	K <sub>3</sub> (kg)	4500	T <sub>SI</sub> (°C)	550		

#### 4. OPTIMIZATION APPROACH AND SIMULATION RESULTS

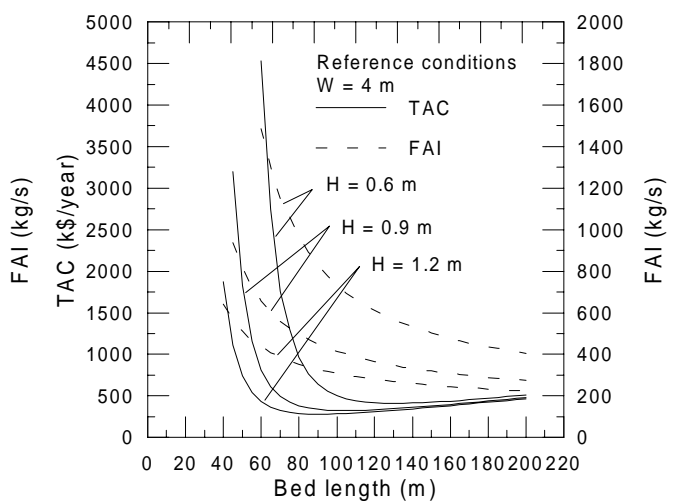
Minimization of the objective function has been carried out resorting to Matlab numerical computation environment adopting Powell's sequential quadratic programming optimization algorithm. The bed simulation model has been also implemented in Matlab language. After initializing the process parameters, the physical properties data and the economic variables values, a first set of three decision variables values is input to the program. The simulation model is called to determine the corresponding values of the other two dependent design variables enabling the numerical evaluation of the objective function. The result is given in input to the optimization algorithm which supplies a new set of values for the three independent variables. The simulation model solves the energy and mass balances determining the two dependent variables values. As a consequence a new feasible solution is obtained and the updated value of the objective function is computed. This is compared to the previous one in order to determine a new set of independent variables. The entire sequence is repeated until a minimum of the objective function is obtained.

Before attempting any optimization, some parametrical simulations of the cooling bed behaviour were carried in order to evaluate the TAC and  $F_{AI}$  variations corresponding to different choices of bed length, height and width.

As shown in figures 2 and 3 an optimal bed length occurs which gives a minimum TAC. At bed lengths lower than the optimal one an extremely steep increase of TAC is observed mainly due to the rapid rise in operating costs caused by pressure drop and the large theoretical air flow rate required to cool an excessively short bed. However, at very short beds also an increase of TCI is observed deriving from the higher cost of the greater capacity gas moving equipment, which further contributes to the TAC increase. In fact, due to the thermal inertia and solid conductivity effects the heat removed from solid is not proportional to gas flow rate and increasingly high air flow rates are required to obtain the cooling velocity imposed by very short beds. At bed lengths greater than the optimal one, instead, the main cost factor is the capital investment, showing a moderate increase with bed length. However, at high lengths the TAC tends to become similar irrespective of the other design values.



**Figure 2.** Effect of bed width

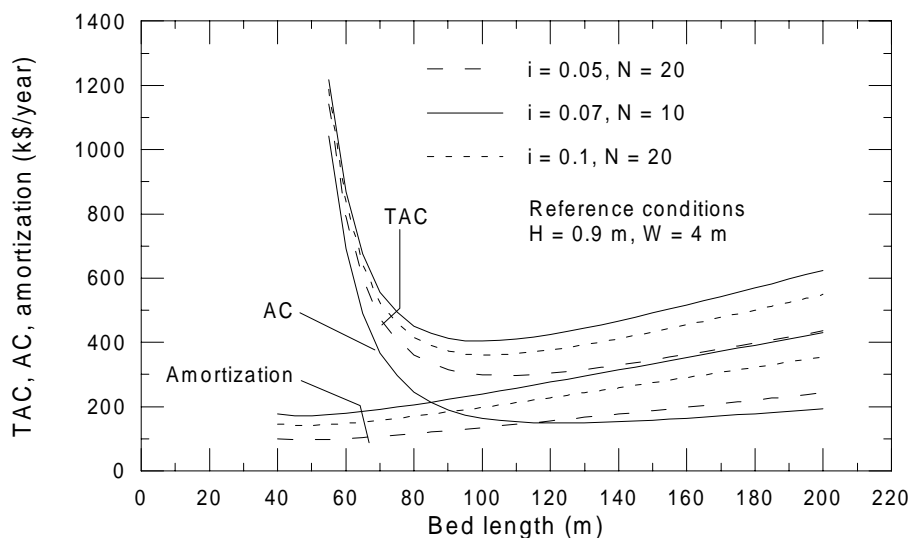


**Figure 3.** Effect of bed height

Either TAC and optimal bed length appear to be very sensitive to the values of cooling air flow rate, bed width and thickness, justifying the resort to an optimization model. In particular, when a set of design parameters has been given, the TAC curve is relatively flat around the minimum making the choice of the exact length less stringent as a fairly wide error margin may be tolerated without significant TAC penalties. While at fixed height an increase in bed width reduces AC due to a lower air flow rate, this effect is much more pronounced when increasing  $H$ . Bed height appears therefore to be the most sensitive parameter as it can significantly reduce TAC. An increase of  $H$  may surely lead to an increase of pressure drop, and electricity costs, but it enables a much more effective heat exchange thanks to the higher exchange area interested by the unit gas flow rate, resulting in a strong reduction of the overall flow rate. However, this advantage is progressively reduced as the bed thickness increases. From figure 3 it is evident that passing from  $H = 0.6$  to  $0.9$  m nearly halves the required air flow rate, while this benefit is not maintained with a similar increment from  $0.9$  to  $1.2$  m.

As far as economic parameters are concerned figure 4 shows the effect of variables affecting the plant depreciation (namely  $i$  and  $N$ ). A single AC curve is shown as it is not dependent from such values, while the amortization curves are computed as TCI times the capital recovery factor  $\tau$ .

As already observed AC rises steeply as the bed shortens due to gas moving costs, but it also grows, although in a much weaker way, as the bed length increases due to the greater incidence of maintenance and trolley movement cost. Therefore, AC too shows a minimum, even if it is fairly apart from the optimal length. Although variations in  $i$  and  $N$  cause strong differences of actual TAC values it can be seen that the optimal bed length is only affected in a negligible manner. Therefore, an accurate estimate of  $i$  and  $N$  is not necessary when evaluating the optimal bed length which, instead, is much more sensitive to operating costs, i.e. to  $F_{AI}$  values, to pressure drop and other parameters affecting the heat exchange mechanism (pellet equivalent diameter, shape, conductivity, specific heat and bed porosity) plus, obviously, to electricity cost. This means that greater importance should be paid to correctly estimating operating costs rather than capital investment and the economic variables influencing such costs.



**Figure 4.** Effect of interest rate and plant life

**Table 2.** Optimized design values for reference bed case

$T_{SOUT}$ (°C)	30	50	70	
	Calculated optimal value			Actual bed
L (m)	105	75	65	110
H (m)	1.2	1.2	1.2	0.8
W (m)	6	6	6	4
$F_{AI}$ (kg/s)	495	380	313	500
AC (k\$/year)	176	137	113	-
TAC (k\$/year)	357	267	225	-

**Table 3.** Optimized design values for different operating conditions

$F_{SI}$ (kg/s)	$T_{SI}$ (°C)	L (m)	$F_{AI}$ (kg/s)	TAC (k\$/year)
110	500	49.1	196	195
110	550	52.9	202	203
110	600	55.2	209	208
180	500	79.5	321	300
180	550	81.7	333	310
180	600	85.5	342	322

When directly applying the optimization procedure to the reference bed (i.e.  $F_{SI} = 155$  kg/s,  $T_{SI} = 550$  °C), instead, the results shown in Table 2 were obtained. Apart from the actual cost figures, which depend from the assumed economic parameters values, it appears that the bed has been strongly oversized, maybe in consideration of future increments in sinter production (i.e. the trolleys height is 1.6 m while the adopted thickness of the bed is only 0.8 m) or because lower  $T_{SOUT}$  had been initially specified. However, in light of such results a modification of operation parameters (bed advancement speed and blowers flowrate) could be attempted in order to reduce operating costs, maintaining at the same time the solid cooling level currently achieved.

As a further analysis, Table 3 shows instead the optimal arrangement corresponding to different values of  $F_{SI}$  and  $T_{SI}$ , demonstrating how process conditions heavily affect optimal design parameters. Moreover significant cost savings may be obtained by proper design choices, solid flow rate rather than temperature being the leading process parameter.

## 5. CONCLUSIONS

An optimization approach has been presented to solve the moving solid bed coolers design problem. The procedure enables the optimal selection of the bed design variables: width, length, thickness, advancement speed and cooling air flow rate, on the basis of the given set of input data, including solid inlet flow rate, temperature and physical characteristics, in order to respect the required solid exit temperature and other constraints at the minimum total cost. Referring to an actual sinter cooler at the ILVA steel works in Italy, some computed results are presented to show how design variables may affect the total cost and how the optimal bed design parameters are affected by a change in the solid stream characteristics, highlighting the usefulness of the proposed cost minimization approach. As a concluding remark the optimal length is affected by



all design values but especially by bed length and air flow rate, being much more sensitive to annual costs than to the capital investment. In proximity of the optimal length the TAC does not show significant variations highlighting the robustness of this approach. From the cost point of view it is preferable to exceed in bed length than to risk an excessively short bed. As a future work, by introducing some further design variables (temperature and flow rate of collected air, hoods arrangement and length) the proposed approach shall be then extended to the optimal design of the heat recovery system which may be coupled to the cooling bed to pursue the best compromise in heat recovery plant at the minimum total cost.

## **7. REFERENCES**

- Caputo A.C., Cardarelli G., Pelagagge P.M., 1996, "Analysis of heat recovery in gas-solid moving beds using a simulation approach", *Applied Thermal Engineering*, v. 16, n. 1, p. 89-99.
- Caputo A.C., Cardarelli G., Pelagagge P.M., 1997a, "Optimization criteria of heat recovery from solid beds", *Applied Thermal Engineering*, v. 17, n. 1, p. 57-64.
- Caputo A.C., Cardarelli G., Pelagagge P.M., 1997b, "Comparing heat recovery schemes in solid beds cooling", *Applied Thermal Engineering*, v. 17, n. 11, p. 1045-1054.
- Caputo A.C., Pelagagge P.M., 1999, "Heat recovery from moving cooling beds: transient modeling by dynamic simulation", *Applied Thermal Engineering*, v. 19, n. 1, pp.21-35.
- Caputo A.C., Pelagagge P.M., 2000, "Fuzzy control of heat recovery systems from solid bed cooling", *Applied Thermal Engineering*, v. 20, n.1, pp.49-67.
- Ergun S., 1952, "Fluid Flow through Packed Columns", *Chem. Eng. Prog.*, v. 48, pp. 89-94.
- Turton, R., et al., 1998, "Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes", Prentice Hall.

# MODELO ANALÍTICO UNIDIMENSIONAL PARA A ANÁLISE DA SOLIDIFICAÇÃO BIDIMENSIONAL EM UM ARMAZENADOR CILÍNDRICO VERTICAL

**Carlos Alberto de Melo**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-089,  
Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [carlosam@mecanica.ufu.br](mailto:carlosam@mecanica.ufu.br)

## Resumo

Foi feito, inicialmente, um modelo analítico unidimensional radial, para a solidificação de um material de mudança de fase (MMF), em torno de um cilindro vertical, onde escoava internamente um fluido de resfriamento. A partir da variação da temperatura do fluido de resfriamento, ao longo da altura do armazenador, encontrou-se um modelo analítico bidimensional radial axial para a solidificação. O campo de temperatura, nas fases sólida e líquida, a energia armazenada, a taxa de calor e a efetividade, a cada instante, foram determinadas, bem como seus valores médios.

**Palavras-chave:** Modelo analítico, Armazenador, Solidificação, Efetividade.

## 1. INTRODUÇÃO

Matematicamente o problema de mudança de fase pertence a classe dos problemas de fronteira móveis, porque a interface sólido-líquido é função do tempo. O problema de mudança de fase aparece na natureza, em muitos processos industriais, como na fusão e na solidificação dos materiais dos armazenadores térmicos, tipo calor latente e dos metais e vidros. A dificuldade na solução do problema é da não linearidade da equação da interface líquido-sólido e de sua forma ser variável com o tempo. Desta maneira, soluções exatas têm sido encontradas, por Ozisik(1980), para casos simples de problemas unidimensionais, onde são considerados somente os efeitos da condução de calor (problema de Stefan). Na literatura é indicada a solução exata, por Cho e Sunderland(1969) , da fusão ou da solidificação de uma placa plana finita, submetida à temperatura constante numa de suas faces, enquanto que a outra é isolada. Problema semelhante foi resolvido por Goodman e Shea(1960), aplicando o método da perturbação para as equações integrais. Solução analítica da fusão de uma placa plana, sujeita à condição de contorno de segunda espécie, foi obtida por Zhang et al.(1990). Macedo e Orlande(1995) estimaram o calor latente para a solidificação numa placa plana, isolada numa de suas extremidades, pelo método de Levensberg-Marquardt

Rego(1991) analisou numericamente, por diferenças finitas à volume de controle, associado ao método da entalpia de Bonacina e Comini(1973) , a fusão e a solidificação de um material de mudança de fase, em torno de um cilindro vertical e concluiu que, durante a

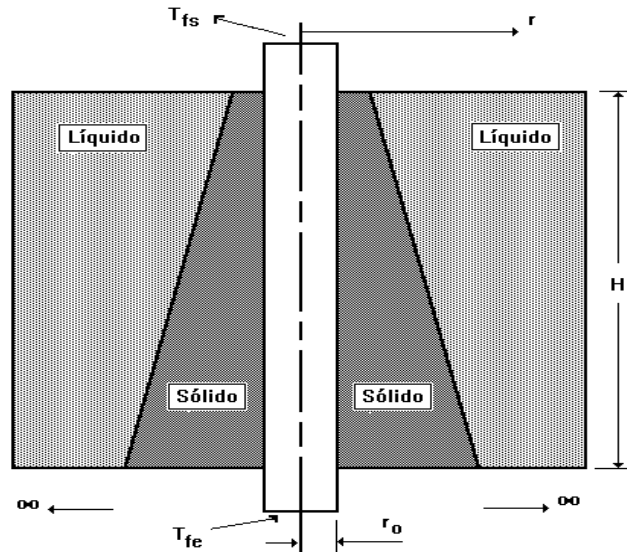
solidificação, o processo é predominantemente controlado pela condução de calor e a convecção começa a ter efeito quando a temperatura inicial é bem superior à temperatura de mudança de fase.

Melo e Ismail(1992) usaram o modelo de Shamsundar(1975) para localizar iterativamente as interfaces líquidas e sólidas e as equações de conservação, em termos da função corrente e da vorticidade, para resolver o problema bidimensional (  $r, z$  ) de solidificação e fusão e analisaram o comportamento do armazenador com relação à sua efetividade. No presente trabalho usa-se um modelo analítico unidimensional, para a solução bidimensional da solidificação de um material de mudança de fase, em torno de um cilindro vertical, onde escoia internamente o fluido de resfriamento.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Conforme observado na Figura 1, o armazenador cilíndrico com material de mudança de fase constitui de dois cilindros concêntricos. O raio do cilindro interno é  $r_o$  e o do cilindro externo se estende infinitamente. O espaço anular entre os dois cilindros é ocupado pelo material de mudança de fase.

Na presente análise será assumido que as densidades  $\rho$  e as difusividades térmicas  $\alpha$  das fases sólida e líquida serão as mesmas. Serão desprezados os efeitos convectivos na fase líquida e o modelo será baseado somente na condução de calor radial transiente (Problema de Stefan).



**Figura 1.** Esquema do Armazenador

No presente método será inicialmente desenvolvido um modelo de solidificação unidimensional. A solução da solidificação bidimensional ( $r,z$ ) será feita com base na formulação unidimensional.

No modelo unidimensional, o material de mudança de fase envolve o cilindro interno, enquanto o fluido de trabalho escoia no interior deste, conforme a Figura 1.

O problema unidimensional de solidificação é definido como segue:

O material de mudança de fase está todo fundido com temperatura inicial  $T_i$  maior do que a temperatura de mudança de fase  $T_{mf}$ , bruscamente a superfície do cilindro interno é submetida à temperatura  $T_o < T_{mf}$ .

Tomando como base a solução de um problema de condução de calor radial transiente, para corpos semi-infinitos, os campos de temperatura adimensional nas fases sólida e líquida são encontrados como segue:

$$\frac{T_s(r, t) - T_o}{T_{mf} - T_o} = \frac{E1\left[\left(\frac{r}{r_o}\right)^2 \frac{1}{4Fo}\right] - E1\left(\frac{1}{4Fo}\right)}{E1(\lambda^2) - E1\left(\frac{1}{4Fo}\right)} \quad (1)$$

$$\frac{T_1(r, t) - T_o}{T_{mf} - T_o} = \frac{Ste_2 + \frac{c_1}{c_s} Ste_1}{\frac{c_1}{c_s} Ste_1} - \frac{\frac{c_s}{c_1} Ste_2 E1\left[\left(\frac{r}{r_o}\right)^2 \frac{1}{4Fo} \frac{\alpha_s}{\alpha_1}\right]}{Ste_1 E1\left(\lambda^2 \frac{\alpha_s}{\alpha_1}\right)} \quad (2)$$

E1 é a função exponencial integral que é definida matematicamente como:

$$E1(x) = \int_1^{\infty} \frac{\exp(-tx)}{t} dt \quad (3)$$

$$Ste_2 = \frac{c_s}{L} (T_i - T_{mf}) \quad (4)$$

Ste<sub>2</sub> é o número de Stefan relativo à temperatura inicial Ti.

$$Ste_1 = \frac{c_s}{L} (T_{mf} - T_o) \quad (5)$$

Ste<sub>1</sub> é o número de Stefan relativo à temperatura de parede.

L - calor latente de mudança de fase;

λ - posição adimensional da interface sólido-líquido;

Fo - número de Fourier.

A interface sólido-líquido adimensional pode ser escrita por:

$$\lambda = \frac{s(t)}{\sqrt{2Fo}} \quad (6)$$

$$Fo = \frac{\alpha_s t}{r_o^2} \quad (7)$$

O balanço de energia na interface sólido-líquido conduz à seguinte equação:

$$K_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - K_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = \rho_s L \frac{ds(t)}{dt} \quad (8)$$

Substituindo-se as equações ( 2 ) e ( 3 ), com suas respectivas derivadas, na equação (8) obtêm-se a posição adimensional da interface sólido-líquido  $\lambda$  pela equação:

$$Ste_2 \frac{\exp(-\lambda^2)}{Ei(\lambda^2)} - Ste_1 \frac{\exp(-\lambda^2)}{Ei\left(\frac{1}{4Fo}\right) - Ei(\lambda^2)} + \lambda^2 = 0 \quad (9)$$

A expressão ( 9 ) representa a equação característica para determinar a posição adimensional da interface  $\lambda$  para o problema unidimensional

As equações que se seguem serão usadas para definir o modelo bidimensional de solidificação.

Igualando-se a energia cedida pelo material de mudança de fase com a energia recebida pelo fluido de trabalho, tem-se:

$$Ste_1 = \frac{Bi(2r_0)Ste_3}{Bi(2r_0) + \frac{4\exp\left(-\frac{1}{4Fo}\right)}{Ei\left(\frac{1}{4Fo}\right) - Ei(\lambda^2)}} \quad (10)$$

$$Ste_3 = \frac{c_s}{L} (T_{mf} - T_f) \quad (11)$$

$Ste_3$  é o número de Stefan relativo à temperatura do fluido  $T_f$ .

$$Bi(2r_0) = \frac{\bar{h}(2r_0)}{K} \quad (12)$$

$K$  - Condutividade térmica do material de mudança de fase.

O balanço de energia entre o material de mudança de fase e o fluido de trabalho conduz à variação da temperatura deste fluido, em termos adimensionais, ao longo do incremento da altura  $\Delta z$  do cilindro interno do armazenador, como:

$$Ste_{3s} = Ste_1 + \left( Ste_{3e} - Ste_1 \right) \exp\left( \frac{-2Nu \frac{H \Delta z}{r_o H}}{Re Pr} \right) \quad (13)$$

$Ste_{3s}$  é o número de Stefan relativo à temperatura do fluido na saída do degrau  $\Delta z$ .

$$Nu(2r_0) = Bi(2r_0) \cdot \frac{K}{K_f} \quad (14)$$

$Nu(2r_0)$  - representa o número de Nusselt.

$K_f$  - Condutividade térmica do fluido de trabalho.

$$Re(2r_0) = \frac{\bar{v}(2r_0)}{v_f} \quad (15)$$

$Re(2r_0)$  - representa o número de Reynolds.

- $\bar{v}$  - Velocidade média do fluido de trabalho.
- $\nu_f$  - Viscosidade cinemática do fluido de trabalho.
- Pr - Número de Prandtl do fluido de trabalho.

No modelo bidimensional a interface sólido-líquido e o campo de temperatura nas fases sólida e líquida são função da altura do armazenador.

O processo de cálculo iterativo deste modelo bidimensional é feito conforme o algoritmo que se segue:

- 1 - Atribui-se à variável valor = 5 ;
- 2- Calcula-se o número de Stefan ( $Ste_{3e}$ ), relativo à temperatura do fluido na entrada do armazenador  $T_{fe}$  ;
- 3- Calcula-se o número de Stefan  $Ste_2$ , relativo à temperatura inicial do material de mudança de fase  $T_i$  ;
- 4- Atribui-se ao número de Stefan, da parede na entrada do armazenador  $Ste_{1e}$ , o valor de  $Ste_{3e}$  ;
- 5- Com base no método iterativo de Newton Raphson e atribuindo-se, como valor inicial para  $\lambda$ , o valor  $\lambda_0 = \frac{1.5}{\sqrt{2Fo}}$ , determina-se a raiz da equação ( 9 ) ;
- 6- Corrige-se o valor do número de Stefan na parede  $Ste_{1e}$ , com base na equação ( 10 ) ;
- 7- Se  $\left| \frac{Ste_{1e} - \text{valor}}{Ste_{1e}} \right| > \text{Tolerância}$ , toma-se: valor =  $Ste_{1e}$  e vá ao item 5 ;
- 8- Determina-se, pela equação ( 6 ), a posição adimensional da interface sólido-líquido;
- 9- Determina-se o campo de temperatura no sólido e no líquido, com base nas equações ( 1 ) e ( 2 ) ;
- 10- Calcula-se, pela equação ( 13 ), o número de Stefan relativo à temperatura do fluido na saída,  $Ste_{3e}$ ;
- 11- Altura = Altura +  $\Delta z/H$ ;
- 12- Atribui-se à  $Ste_{3e}$  o valor encontrado no item 10.
- 13- Se Altura  $\leq 1$ , vá ao item 5, caso contrário, Fim.

A taxa de calor absorvida pelo fluido de trabalho e cedida pelo material de mudança de fase (MMF) é determinada por :

$$Q = \pi r_o^2 \bar{v} \rho_f \frac{c_f}{c} L (Ste_{3e} - Ste_{3s}) \quad (16)$$

A taxa de calor adimensional é:

$$Q_{ad} = \frac{Ste_{3e} - Ste_{3s}}{\pi r_o^2 \bar{v} \rho_f \frac{c_f}{c} L} \quad (17)$$

A energia armazenada entre os instantes  $t_0$  e  $t$  é determinada por :

$$E = \pi r_o^4 \bar{v} \rho_f \frac{c_f}{c} \frac{L}{\alpha} \int_{Fo_0}^{Fo} (Ste_{3e} - Ste_{3s}) dFo \quad (18)$$

A energia adimensional é:

$$E_{ad} = \frac{\int_{Fo_0}^{Fo} (Ste_{3e} - Ste_{3s}) dFo}{\pi r_o^4 \bar{V} \rho_f \frac{c_f L}{c \alpha}} \quad (19)$$

$\rho_f$  - densidade do fluido de trabalho;  
 $\bar{V}$  - velocidade média do fluido de trabalho;  
 $c_f$  - calor específico do fluido de trabalho;  
 $c$  - calor específico do MMF.

A efetividade do armazenador é calculada por:

$$\varepsilon = (Ste_{3e} - Ste_{3s}) / Ste_{3e} \quad (20)$$

### 3. RESULTADOS OBITIDOS

Na Figura de 2 pode-se visualizar as posições das interfaces sólido-líquido em função da relação  $H / r_o$  quando o armazenador opera com  $Ste_{3e} = 0.3$  e  $Ste_2 = 0.0$

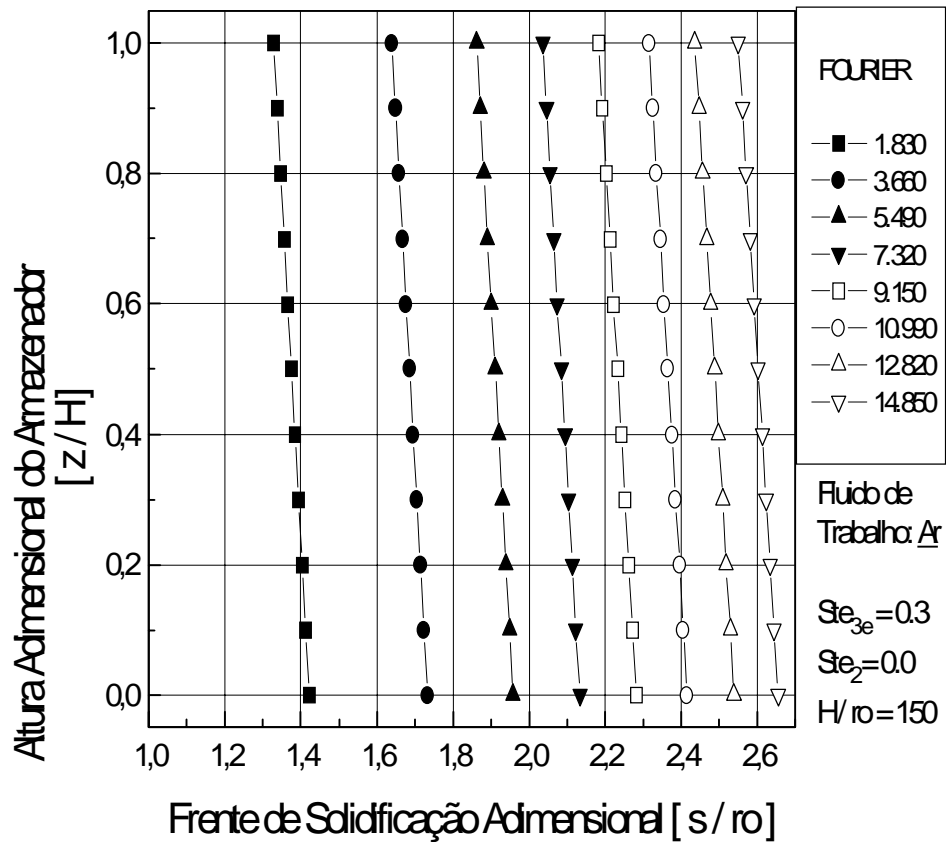
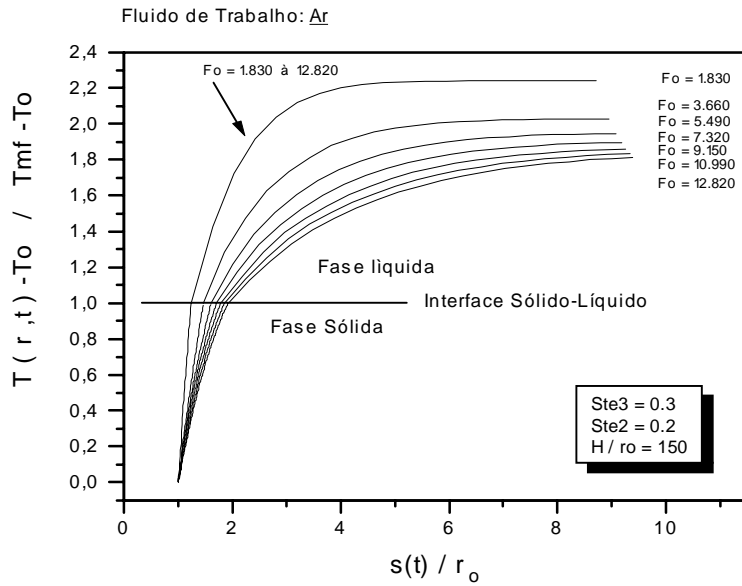


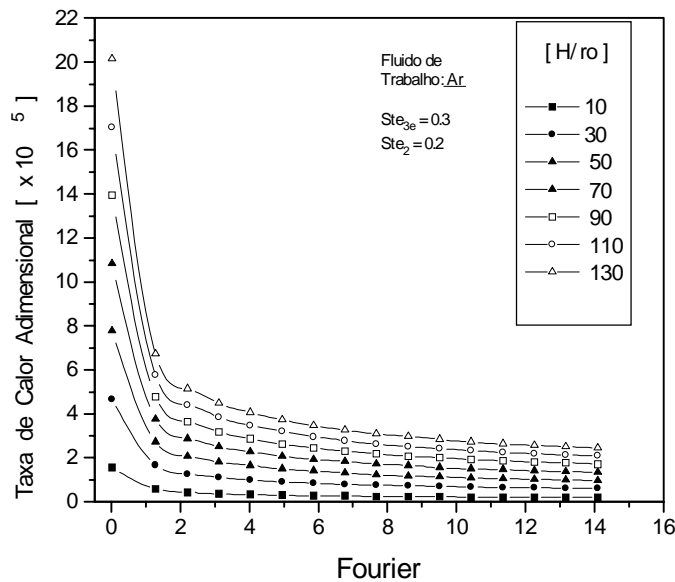
Figura 2. Interfaces Sólido-líquido

Na Figura 3 está mostrado o perfil de temperatura nas fases sólida e líquida, quando o armazenador opera com  $Ste_{3e} = 0.3$  e  $Ste_2 = 0.2$



**Figura 3.** Perfis de Temperatura nas Fases Sólida e Líquida

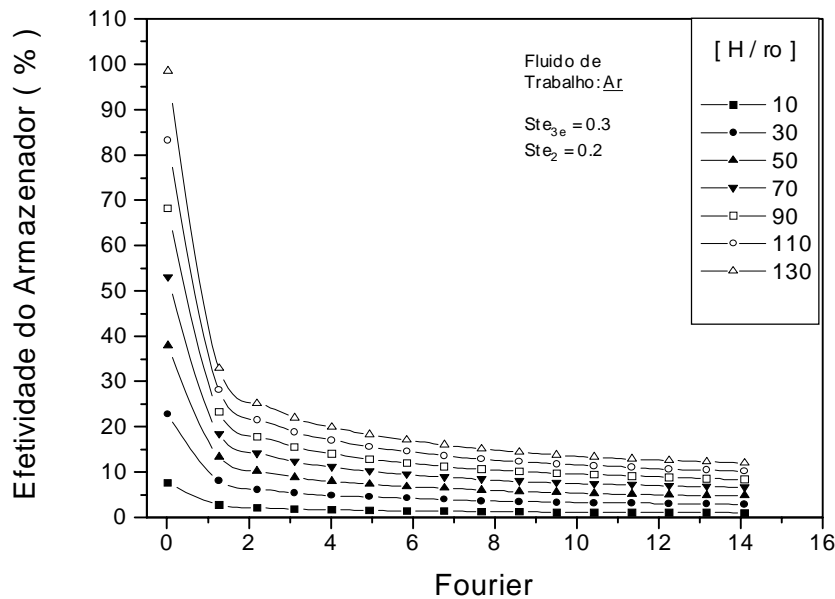
A Figura 4 representa a taxa de calor cedida ao fluido de trabalho para várias relações  $H / ro$ , em função de  $Ste_{3e}$  e  $Ste_2$ .



**Figura 4.** Taxa de Calor

A Figura 5 representa a Efetividade do armazenador para várias relações de  $H / ro$ , em função de  $Ste_{3e}$  e  $Ste_2$ .





**Figura 5.** Efetividade do Armazenador.

#### 4. CONCLUSÕES

Conforme observado nas Figuras 2 à 5, o modelo analítico bidimensional proposto serve para analisar o comportamento do armazenador durante a fase de solidificação e os resultados para  $Ste_2 = 0$ , ou seja efeitos convectivos nulos durante a fase de solidificação, estão de acordo com os modelos **completos** obtidos por Rego(1991) e por Melo e Ismail(1992).

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bonacina, C. and Comini, G., 1973, “Numerical Solution of Phase Change Problems”, I. J. Heat Mass Transfer.
- Cho, S. H. and Sunderland, J. E., 1969, Heat Conduction Problem With Melting or Freezing”, ASME Journal of Heat Transfer.
- Goodman, T. R. and Shea, J. J., 1960, “The Melting of Finite Slabs”, ASME Journal of Applied Mechanics.
- Macêdo, E. N. and Orland, R. B., 1995, “Inverse Problem For Estimating the Latent Heat of Solidification”, COBEM-CIDIM.
- Melo, C. A. e Ismail, K. A. R., 1992, “Fusão Dominada Por Convecção de um Material de Mudança de Fase numa Cavidade Vertical Anular”, Tese de doutorado, UNICAMP.
- Ozisik, M. N., 1980, “Heat Conduction, John Wiley & Sons, New York.
- Rego, A. A., 1991, “Análise do Desempenho de Armazenadores Térmicos por Calor Latente de Eixo Vertical”, Tese de doutorado, ITA.
- Shamsundar, N. and Sparrow, E. M., 1975, “Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change Via the Enthalpy Model, ASME Journal of Heat Transfer.
- Zhang, Y. W. et al, 1990, “Analytical Solution of Melting in a Subcooled Semi-infinite Solid With a Boundary Condition of the Second Kind”, Int. Symp. On Manufacturing and Materials Processing, Dubrovnik, Yugoslavia.

# COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DE BOMBAS CAPILARES COM E SEM A PRESENÇA DE GASES NÃO CONDENSÁVEIS

**Heitor Victor Ribeiro Camargo**

**Edson Bazzo**

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

88.040-900, Florianópolis – SC

e-mail: heitor@labsolar.ufsc.br

## **Resumo**

Testes realizados em laboratório são apresentados para circuitos de transferência de calor de dupla-fase, adaptados com bombas capilares de ranhuras circunferenciais, ressaltando-se aspectos relacionados com o comportamento térmico de partida, regime permanente e de limite capilar. Resultados encontrados, com e sem a presença de gases não condensáveis, demonstram um comportamento térmico satisfatório e a possibilidade de reativação de bombas capilares em situação de colapso. Os testes foram realizados utilizando-se diferentes configurações internas de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Potências de 30 W e fluxos de calor de até 1,3 W/cm<sup>2</sup> foram alcançados com acetona como fluido de trabalho.

**Palavras chaves:** Bomba Capilar, CPL, Tubo de Calor.

**Tema:** Transferência de calor de dupla-fase.

## **1. INTRODUÇÃO**

Bombas capilares são dispositivos utilizados em circuitos de transferência de calor de dupla-fase em substituição às bombas mecânicas, para movimentação do fluido de trabalho. Circuitos de transferência de calor de dupla fase representam uma importante alternativa em projetos de refrigeração, por envolver altas taxas de transferência de calor por evaporação e por condensação. O sistema tem capacidade para transferir calor por longas distâncias e pequenas diferenças de temperaturas entre evaporador e condensador. No caso específico da bomba capilar, há vantagens adicionais relacionadas com seu peso estrutural e completa ausência de vibrações, tornando-a uma importante alternativa para aplicações espaciais.

Um circuito de bomba capilar (CPL-Capillary Pumped Loop) é basicamente constituído por um ou mais evaporadores, um condensador, um reservatório e por linhas para transporte do líquido e do vapor. O projeto básico do CPL pode considerar a presença de uma ou de várias bombas capilares no evaporador. O reservatório serve para controlar a temperatura de operação e a quantidade de líquido presente no interior do circuito. As bombas capilares são instaladas nos evaporadores. O fluido de trabalho é circulado por ação das forças de tensão superficial desenvolvidas nas bombas capilares. Ao receber calor, o líquido presente na estrutura capilar evapora e se desloca ao longo das linhas de vapor, de volta ao condensador.

Em geral a bomba capilar consiste de um tubo ou placa plana associada a uma estrutura capilar, que promova força suficiente para o deslocamento do líquido e do vapor no interior do circuito. Vários tipos de materiais têm sido testados para atuar como

estrutura capilar, incluindo-se Teflon ou plástico poroso, titânio e pó de níquel sinterizado. Somente materiais porosos ou paredes finamente ranhuradas têm capacidade para superar as perdas de carga e promover a circulação do fluido no interior do circuito.

Os elementos porosos são geralmente constituídos de plástico poroso ou de metal sinterizado. A porosidade e o tamanho efetivo de poro determinam a capacidade de bombeamento da bomba capilar. Trabalhos iniciados na UFSC com níquel sinterizado, têm resultado na fabricação de elementos com porosidade da ordem de 50% e tamanho de poros na faixa de 2 a 24  $\mu\text{m}$ . Pressões de bombeamento capilar de até 4 kPa foram medidas, usando acetona como fluido de trabalho (Reimbrecht et al., 1998). Na Figura 1 é mostrado um esquema em corte transversal e longitudinal da bomba capilar de elemento poroso.

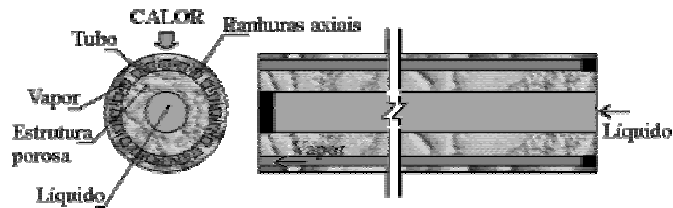


Figura 1 – Configuração interna de uma bomba capilar de elemento poroso.

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais foram inicialmente testadas na Europa em tubos de alumínio de diâmetro  $\frac{3}{4}$ " usinados com ranhuras internas circunferenciais, com dimensões da ordem de 35  $\mu\text{m}$  e espaçamento de 220  $\mu\text{m}$  (Bazzo et al., 1997). Ranhuras circunferenciais retangulares ou trapezoidais são usinadas no interior de um tubo liso de alumínio, de modo a garantir o trabalho de bombeamento do fluido térmico no interior do CPL. Pressões de bombeamento capilar próximas de 1 kPa foram medidas em laboratório. A geometria e o espaçamento das ranhuras determinam a capacidade de bombeamento capilar. Nesse caso, uma régua divisória é introduzida no interior do tubo para separação dos canais de líquido e vapor.

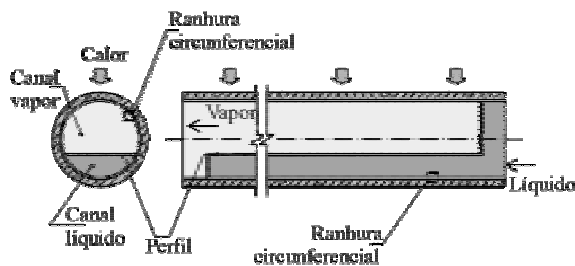


Figura 2 – Configuração interna de uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

Na Figura 2 é mostrado em cortes transversal e longitudinal o esquema da bomba capilar de ranhuras circunferenciais utilizada no presente trabalho. Em termos práticos, o problema maior apresentado por bombas de ranhuras circunferenciais é a presença de interstícios entre o perfil (régua) e parede interna do tubo ranhurado. A presença de interstícios reduz significativamente a pressão de bombeamento capilar.

Um motivo que pode levar uma bomba capilar ao colapso, além de uma eventual falha na estrutura capilar, pode ser a presença de bolhas de vapor ou de gases não condensáveis (NCG-Non Condensable Gases) no canal de líquido. Bolhas de vapor e NCG podem bloquear o escoamento de líquido no canal ou nas ranhuras e promover o colapso do CPL. A presença de bolhas de vapor pode ser minimizada mediante a injeção de líquido subresfriado diretamente no final do canal da bomba capilar. Mas não ocorre o mesmo para

NCG. Sua presença depende da combinação do fluido de trabalho com os materiais utilizados. Mesmo em sistemas constituídos por alumínio/amônia há a formação de NCG.

## 2. BANCADA EXPERIMENTAL E TESTES

Na Figura 3 é mostrado a foto do CPL projetado com apenas uma bomba capilar e construído para ser testado em laboratório.

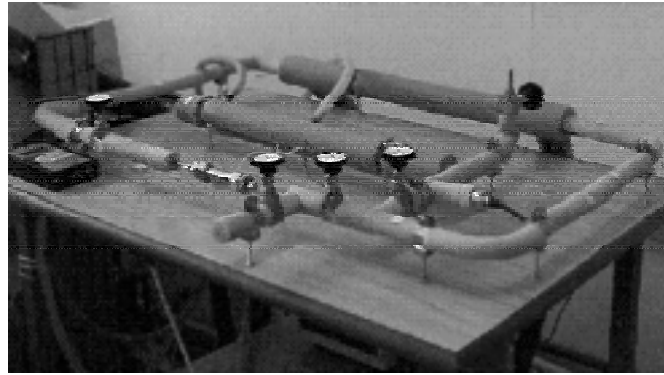


Figura 3 – Bancada experimental utilizada nos testes de laboratório.

Neste trabalho, três configurações para a bomba capilar de ranhuras circunferenciais foram testadas. Em todas as bombas capilares de ranhuras circunferenciais foi identificada a presença de interstícios, responsáveis por significativa redução da pressão de bombeamento capilar. As bombas testadas têm o perfil posicionado em  $\phi = 15^\circ$  (Figura 4a),  $30^\circ$  (Figura 4b) e  $\phi = 45^\circ$  (Figura 4c).

Os testes foram realizados nas bombas capilares descritas acima, usando a acetona como fluido de trabalho. A bancada experimental está mostrada na Figura 3. Calor é aplicado na superfície superior externa da bomba capilar, utilizando uma resistência elétrica. Uma fonte de potência foi conectada à resistência elétrica. O vapor e o líquido fluem através de tubos de aço inoxidável de diâmetro externo  $\frac{1}{4}$ " Os testes foram programados com as diferentes bombas capilares, de modo a se estudar:

1. Comportamento térmico de partida.
2. Comportamento térmico em condições de regime permanente.
3. Limite capilar.
4. A sensibilidade do CPL por conta de variações bruscas da potência aplicada.
5. A capacidade de reativação do sistema em caso de colapso.
6. A influência de gases não condensáveis no interior do circuito.

O primeiro passo para se garantir sucesso na partida das bombas capilares tem sido inundar o circuito com líquido, aquecendo-se o reservatório, até a temperatura de operação desejada. Posteriormente, já com o condensador funcionando e com a fonte de potência ativada, o circuito é deixado em operação pelo tempo necessário, até que se atinja a condição de regime permanente ou, simplesmente, até que se obtenha as informações relativas ao comportamento térmico da bomba capilar.

Para determinação do limite capilar, os testes são realizados aumentando-se a potência aplicada, gradualmente, a intervalos regulares de 30 a 60 minutos. Assume-se que o limite capilar seja atingido no momento em que fica caracterizada uma elevação brusca das temperaturas medidas na parede da bomba capilar. Neste momento, a fonte é desligada ou a potência é reduzida, de modo a evitar danos à bomba capilar. Por motivos de segurança, a temperatura máxima admitida tem sido de  $100^\circ\text{C}$ .

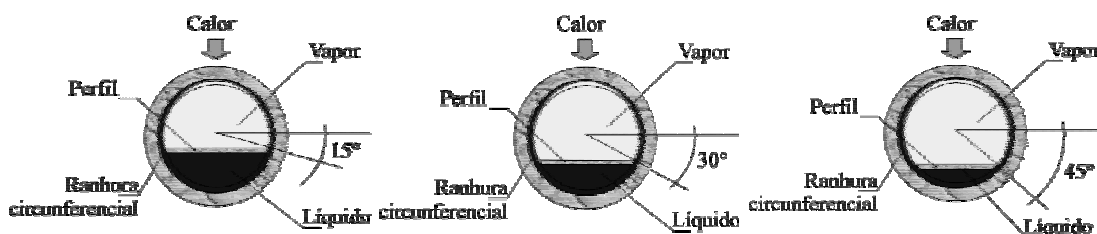


Figura 4a – Perfil em  $\phi = 15^\circ$ . Figura 4b – Perfil em  $\phi = 30^\circ$ . Figura 4c – Perfil em  $\phi = 45^\circ$ .

Para os testes de reativação das bombas capilares, é ligada a potência elétrica de modo que esta seja superior ao limite capilar da bomba em questão medido com o teste anterior. Após a entrada em colapso da bomba, a potência é reduzida ao nível imediatamente anterior em que a bomba capilar operou normalmente, sem oscilações na sua temperatura superficial. Neste caso, a potência tem sido mantida acima do limite capilar, até que a temperatura superficial da bomba capilar atingisse a temperatura limite imposta pela segurança. As demais potências são mantidas por cerca de 30 a 60 minutos.

Para os testes de regime permanente, o circuito é mantido em operação com uma potência inferior ao seu limite capilar, por um período de aproximadamente 3 a 6 horas.

### 3. ANÁLISE DE RESULTADOS

#### Comportamento Térmico de Partida e Regime Permanente

Para análise do comportamento térmico de partida e das condições operacionais na condição de regime permanente, foram levantados dados que permitissem determinar o perfil de temperatura para as diferentes bombas capilares indicadas nas Figuras 4a a 4c. Em geral os testes foram conduzidos com a duração mínima de uma hora. Para coleta de dados, um termopar do tipo K (T12) foi instalado no meio da bomba capilar, em sua superfície externa superior. Cada bomba utilizada possuía uma resistência colocada junto à sua superfície externa superior, e havendo sempre um espaço entre o final desta resistência e o perfil interno que separa os canais de líquido e vapor (ver Figura 5). Os dados apresentados nos gráficos a seguir mostram esta temperatura, assim como os valores relativos à pressão absoluta do circuito. Os primeiros testes foram realizados com bombas capilares de perfil interno em  $\phi = 30^\circ$  sem um sistema de aquisição de sinais. Devido a este fato, um número pequeno de leituras de temperatura e de pressão foram anotados. As bombas de perfil interno em  $\phi = 15$  e  $\phi = 45^\circ$ , já com um sistema adequado para aquisição dos dados, tiveram as temperaturas lidas de 3 em 3 s. Os pontos de pressão foram colhidos manualmente.

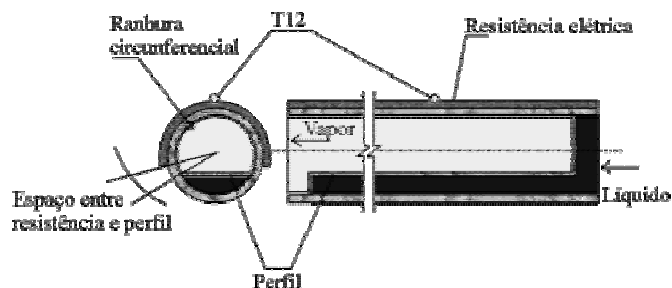


Figura 5 – Localização do termopar T12 e posicionamento da resistência.

A Figura 6 mostra o comportamento térmico da bomba de ranhuras circunferenciais com perfil interno posicionado em um ângulo de  $30^\circ$ , com a potência fixada em 10W. O teste mostrou que a temperatura superficial estabilizou em aproximadamente  $70^\circ\text{C}$ . A temperatura do reservatório foi fixada em  $30^\circ\text{C}$  e o condensador foi programado para

operar a 15°C. A bomba foi deixada operando durante uma hora. O pico de temperatura e o pico de pressão ocorrem quase que simultaneamente. Grandes picos de pressões podem ocorrer devido à necessidade de se deslocar o excesso de líquido presente nas linhas de vapor de volta para o reservatório.

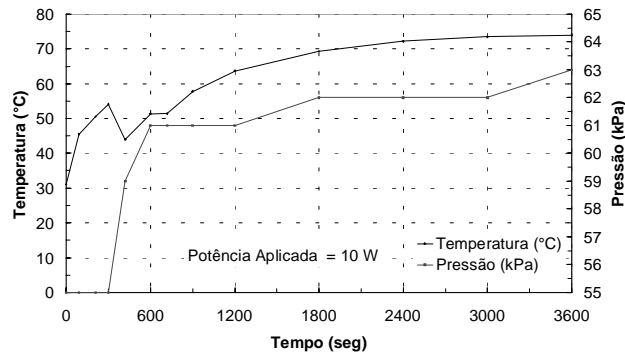


Figura 6 – Teste com a bomba capilar com perfil posicionado em  $\phi = 30^\circ$ .

### Limite Capilar

No momento em que as perdas de carga do circuito ultrapassarem a pressão de bombeamento capilar, o vapor irá penetrar na ranhura, bloqueando a passagem de líquido e causando o colapso da bomba capilar. Dando seqüência aos trabalhos experimentais, testes foram realizados para determinação deste limite capilar. Tal limite está relacionado com a presença de interstícios entre a parede ranhurada e o perfil interno. Segundo medições experimentais, a pressão efetiva de bombeamento capilar das bombas testadas em laboratório foi medida em torno de 25% da pressão de bombeamento capilar teórica (ver Tabela 1). Conseqüentemente o calor trocado foi inferior ao valor calculado para o caso ideal. Na expectativa de melhorar este desempenho, novos esforços devem ser canalizados para novos projetos ou para uma montagem mais precisa dos perfis internos das bombas capilares.

Tabela 1 – Tabela comparativa entre os valores reais e teóricos das bombas capilares de ranhuras circunferenciais testadas (Acetona).

Bomba Capilar	Pressão Capilar (Pa)		Limite Capilar (W)		
	Estimada	Medida	Estimado (I)	Estimado (II)	Medido
15°	1612	405	130	30	25
30°	1612	233	98	10	20
45°	1612	404	77	17	20

(I) Valor calculado sem a presença de interstícios

(II) Valor calculado com a presença de interstícios

A Figura 7, mostra a temperatura superficial e a variação da pressão de trabalho para a bomba capilar de perfil interno posicionado em  $\phi = 15^\circ$ . O reservatório foi fixado em 40°C e o condensador foi controlado em 15°C. Pode-se notar que a bomba capilar funcionou com sucesso para potências inferiores a 25 W. Acima deste valor o sistema entrou em colapso. A partir de 3600 segundos, na potência de 25W, pode-se observar que a temperatura superficial da bomba eleva-se para níveis que demonstram uma condição de colapso. Nesta condição as ranhuras internas secam, provocando o bloqueio do fluxo de líquido proveniente do condensador e, conseqüentemente, uma elevação brusca da temperatura superficial da bomba capilar. Para este teste em particular, pode-se observar também o efeito da recuperação da bomba capilar. A potência após o colapso, foi reduzida

ao nível de potência em que se encontrava a bomba no início do teste. Pode-se notar que a sua temperatura superficial respondeu bem a essa redução, voltando aos mesmos valores do início do teste.

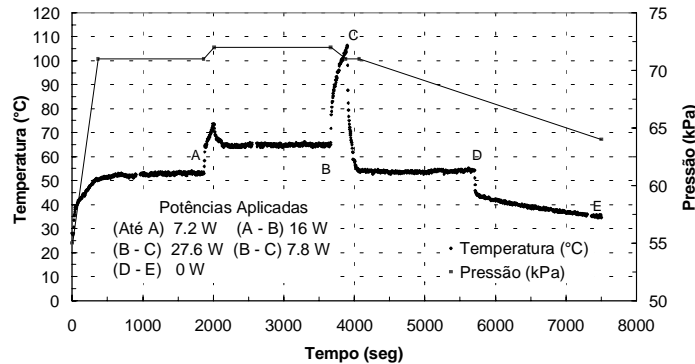


Figura 7 – Teste de limite capilar e reativação da bomba capilar de  $\phi = 15^\circ$ .

### Capacidade de Reativação

Aumentos bruscos na temperatura superficial da bomba capilar indicam a ocorrência de secagem das ranhuras. Para retornar à condição de bombeamento, é imperativo que se reduza a potência ou mesmo que se interrompa a alimentação elétrica da bomba capilar. Naturalmente, em uma condição real poderá não ser possível o simples desligamento da potência aplicada. Testes realizados com a bomba capilar de ranhura circunferencial comprovaram a sua capacidade de reativação mesmo com potências próximas do limite capilar. A maioria das bombas retornou da condição de colapso.

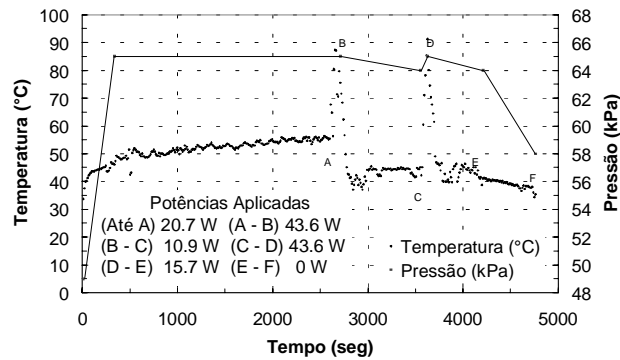


Figura 8 – Teste de reativação com a bomba capilar de  $45^\circ$ .

Na Figura 8, pode-se notar o comportamento térmico para a bomba de  $45^\circ$  com a potência aplicada de 20 W, durante 40 minutos. Em seguida esta potência foi aumentada para 44W. Nesta condição, a temperatura superficial elevou-se bruscamente de 55 para  $95^\circ\text{C}$ , caracterizando nitidamente a condição de colapso. Após alguns instantes, essa potência foi reduzida para 10W, por aproximadamente 15 minutos. Neste período, a bomba voltou a funcionar e a temperatura estabilizou-se em  $45^\circ\text{C}$ . Em seguida, a bomba foi novamente induzida à situação de colapso elevando-se a potência aplicada ao mesmo nível anterior de 44W. Essa potência foi reduzida novamente, agora para valores próximos dos 15W, onde mais uma vez a bomba voltou a funcionar. Alguns minutos depois, esta potência foi desligada e a bomba retornou a temperatura ambiente. Durante este teste a temperatura do reservatório foi fixada em  $40^\circ\text{C}$  e o condensador foi programado para operar a  $15^\circ\text{C}$ .

## Gases Não-Condensáveis

Com o objetivo de estudar a influência de NCG, testes foram realizados com a bomba capilar de 15°, injetando-se quantidades conhecidas de argônio no circuito. Nesse caso, o argônio se comporta como NCG e, que ao se alojar no interior da bomba capilar, pode interferir no processo de alimentação de líquido, provocando o colapso da bomba capilar. Para realizar estes testes, uma bancada auxiliar foi montada junto a entrada da bomba capilar no CPL (ver Figura 9 e Figura 10) e quantidades conhecidas de argônio foram injetadas. Na Tabela 2 estão indicadas as quantidades de argônio, que foram injetadas para cada teste. O volume total do canal de líquido da bomba capilar é de  $4,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ . Para a pressão de operação medida em 0,5 bar, a massa correspondente de argônio foi calculada em  $3,36 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$ .

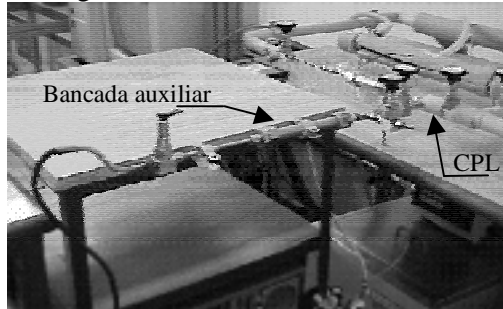


Figura 9 – Circuito auxiliar para injeção de NCG.



Figura 10 – Cilindro de argônio.

Tabela 2 – Quantidade de argônio (NCG) injetado no CPL.

Teste	Volume de Argônio ( $10^{-6} \text{ m}^3$ )	
	Adicionado	Acumulado
1	-	0
2	0,35	0,35
3	0,71	1,06
4	1,04	2,10
5	3,39	5,49

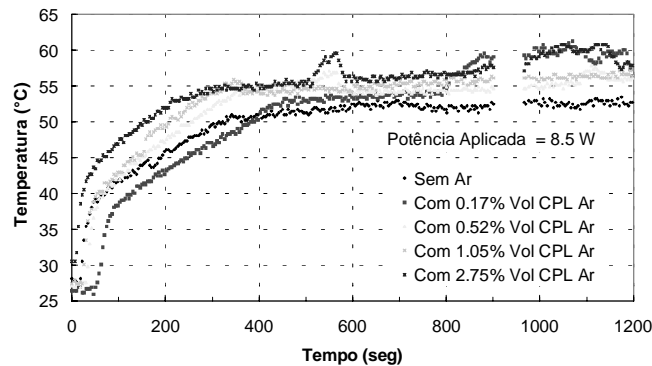


Figura 11 – Influência do argônio na operação da bomba capilar.

Para controle da quantidade injetada, a bancada auxiliar foi pressurizada com argônio até uma pressão conhecida. Conhecidas pressão e volume, pode-se então calcular a quantidade de argônio que entrou para o circuito, após a equalização das pressões entre bancada auxiliar e CPL. O primeiro teste foi realizado sem argônio. Para o segundo teste foi adicionado  $0,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$  de gás argônio, foi observado seu comportamento repetindo-se o mesmo procedimento realizado anteriormente. Esta quantidade foi fixada, de acordo com o equivalente a 1/3 do volume do canal de líquido da bomba capilar. Os testes se repetiram



sucessivamente até que a quantidade total de gás fosse superior ao volume do canal. O volume máximo de NCG foi de  $5,49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ . Pode-se notar no gráfico da Figura 11 que a temperatura superficial da bomba capilar foi aumentando na medida em que mais argônio foi sendo injetado no circuito.

As pressões também aumentaram na medida em que mais argônio foi adicionado ao CPL. Deste modo pode-se concluir que apesar da presença de NCG, bombas capilares de ranhuras circunferenciais funcionam sem problemas, ao contrário do que acontece com bombas capilares de elementos porosos. Não foram realizados testes que identificassem os limites em que o circuito deixa de funcionar.

#### 4. CONCLUSÕES

Resultados experimentais e teóricos foram obtidos para três tipos de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Em termos gerais pode-se concluir:

- Bombas capilares de ranhuras circunferenciais tiveram um comportamento térmico satisfatório. Não houve problemas de partida e as bombas foram capazes de retornar da condição de colapso, apenas com uma pequena redução da potência aplicada.
- Em todos os casos estudados e testados, há a presença de bolhas de vapor no canal de alimentação. Mesmo assim, todas as bombas funcionaram normalmente. Baixas temperaturas de subresfriamento são recomendadas por minimizarem as instabilidades inerentes à presença dessas bolhas, promovendo seu colapso já no interior da bomba capilar.
- Os testes demonstraram potências transferidas da ordem de 30 W, o que corresponde a fluxos de calor de  $1,3 \text{ W/cm}^2$ , utilizando-se acetona como fluido de trabalho. Potências maiores não foram obtidas devido a problemas de montagem das bombas capilares e, por isso, os resultados são considerados preliminares. Novas bombas precisam ser construídas com os devidos cuidados, para então serem novamente testadas.

#### REFERÊNCIAS

- Bazzo, E., Camargo, H. V. R., "Performance of High-Capacity Grooved Heat Pipes Applied to a Two-Phase Heat Transfer Loop", 7<sup>th</sup> Congresso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, Salta, Argentina, Vol. II, pg. 487/491, 1998.
- Bazzo, E., Colle, S., Groll, M., Brost, O., "Bombas Capilares Aplicadas a Circuitos de Transferência de Calor de Doble Fase". Información Tecnológica, Vol. 8, No. 4, pag 355/364, La Serena, Chile, 1997.
- Bazzo, E., Passos, J. C. e Colle, S., "Comportamento Térmico de Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais", VI ENCIT / VI LATCYM, Vol. 2, pp. 889 a 893, Florianópolis, Brasil, 1996.
- Cullimore, B. A., "Start Up Transient in Capillary Pumped Loops", 26<sup>th</sup> Thermophysics Conference, June 24-26, Honolulu, EUA, 1991.
- Ku, J., "Overview of Capillary Pumped Loop Technology", ASME 29th National Heat Transfer Conference, August 8-11, Atlanta, HTD-Vol.236, 1993.
- Ku, J., Hoang, T., "Start-Up Behaviors in the CAPL 2 Flight Experiment", Technical Paper 972328, 27th International Conference on Environmental Systems, July 14-17, Lake Tahoe, Nevada, 1997.
- Reimbrecht, E.G., Fredel, M.C., Bazzo, E., Pereira, F.M. "Manufacturing Microstructural Characterization of Sintered Nickel Wicks for Capillary Pumps", I Brazilian Simposium of Struturology, NADCEM, Belo Horizonte, Brazil, 1998.

# CONVECÇÃO NATURAL TRANSIENTE EM CAVIDADES TRIANGULARES ISÓSCELES COM UM FLUXO DE CALOR CONSTANTE.

**Maurício Araujo Zanardi**

**Felipe Rinaldo Queiroz Aquino**

UNESP- Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho”, Departamento de Energia, 12516-410, Guaratinguetá, SP, Brasil, E-mail: mzanardi@feg.unesp.br

## Resumo

É estudada a convecção natural do ar em regime transiente e permanente em cavidades triangulares isósceles com um fluxo de calor constante em uma de suas faces. Alguns casos de condições de contorno térmicas foram simuladas para várias inclinações das faces e vários números de Grashof. As equações bidimensionais de conservação de massa, momento e energia, com a aproximação de Boussinesq são resolvidas usando um método de diferença finita. O procedimento numérico adaptado é baseado no algoritmo SIMPLE. As isotérmicas são apresentadas para algumas simulações estudadas e o número de Nusselt normalizado é apresentado em função do número de Grashof e da razão entre a altura e a base ( $A=H/L$ ) da cavidade.

**Palavras-chave:** convecção natural transiente, cavidade triangular.

## 1. INTRODUÇÃO

A convecção natural em cavidades é muito importante nas aplicações da engenharia, por exemplo, no estudo térmico em circuitos eletrônicos, sótãos, painéis solares, etc.. Muitos estudos de convecção natural em cavidades foram realizados para formas geométricas retangulares, trapezoidais, cilíndricas, circulares e triangulares.

Gershuni et al. (1974) realizaram a primeira simulação numérica em uma cavidade de forma triangular. Akinset & Coleman (1979/82) estudaram uma cavidade prismática com a seção em forma de um triângulo retângulo com a base resfriada e as paredes inclinadas adiabáticas. Kushwaha (1982) resolveu um caso análogo usando o método de elementos finitos. Poulidakos & Bejan (1983) estudaram a convecção natural transiente em uma cavidade com a seção reta em forma de um triângulo isósceles onde todas as paredes foram consideradas isotérmicas. Flack et al. (1979/80) realizaram um estudo experimental de transferência de calor por convecção natural em uma cavidade triangular considerando diferentes condições de temperatura nas paredes. Campo et al. (1988), usando o método de elementos finitos, estudaram a convecção natural do ar dentro de uma cavidade triangular onde várias combinações de condições de contorno foram utilizadas, para diferentes números de Grashof e várias relações entre a altura e a largura da cavidade. Ghassemi & Roux (1989) estudaram um método numérico baseado na aproximação do volume de controle de Patankar, para resolver o sistema de equações diferenciais deste tipo de cavidade. Karyakin et al. (1988), analisaram a convecção natural laminar transiente em cavidades triangulares para vários casos de condições de contorno térmicas, considerando as paredes adiabáticas ou com temperaturas

constantes. Flack & Brun (1995), estudaram três casos de cavidades triangulares, considerando as paredes laterais e a base isotérmicas.

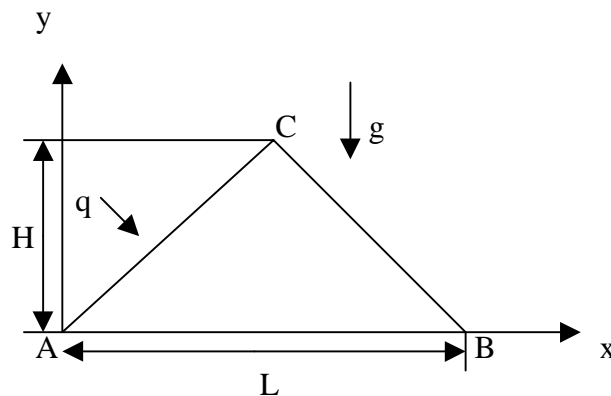
Yedder e Bielen (1997) estudaram a convecção natural laminar em cavidades retangulares com uma parede exterior a temperatura constante e a parede oposta recebendo um fluxo de calor constante. Hasami & Chung (1998) analisaram a convecção natural e radiação em uma cavidade triangular.

Este trabalho utiliza o método de volumes de controle de Patankar para o cálculo do estado estacionário e do estado transiente para a convecção natural do ar em cavidades triangulares isósceles, com um fluxo de calor constante normal imposto em uma face, enquanto a outra é mantida isotérmica (fria) e a base horizontal adiabática.

## 2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Consideremos uma cavidade prismática longa com a seção reta em forma de um triângulo isósceles (Fig.1). O vetor aceleração angular é perpendicular à base.

As seguintes hipóteses simplificadoras são utilizadas: o escoamento é bidimensional e laminar; os gradientes de temperatura são moderados de tal modo que a aproximação de Boussinesq é válida; são desprezados a dissipação viscosa e o trabalho realizado pelas forças de compressão.



**Figura 1.** Região de convecção triangular com fluxo de calor constante na parede esquerda.

Considerando as condições acima estabelecidas, as equações básicas para o estudo de convecção natural transiente, podem ser escritas, na forma adimensional (karyakin,1988), como se segue:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \text{Pr}^2 Gr \theta - \frac{\partial p}{\partial y} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \quad (4)$$

nas quais  $Pr$  é o número de Prandtl;  $Gr$  é o número de Grashof.

Para se obter as quantidades adimensionais, as seguintes variáveis foram definidas:

$$x = \frac{x'}{L}; \quad y = \frac{y'}{L}; \quad u = \frac{u'L}{\alpha}; \quad v = \frac{v'L}{\alpha}; \quad p = \frac{p' + \rho_0 g y'}{\rho_0 (\alpha/L)^2}; \quad \theta = \frac{T - T_c}{Lq/k}; \quad t = \frac{\alpha}{L^2} t' \quad (5)$$

onde  $L$  é o comprimento da base da cavidade,  $H$  a sua altura;  $\rho_0$  é a massa específica do fluido;  $\alpha$  é a difusividade térmica ( $m^2/s$ );  $g$  é aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );  $T$  é a temperatura dimensional (K);  $q$  é o fluxo de calor ( $watt/m^2$ ). As grandezas com o sobrescrito “linha” são dimensionais.

As equações (1) - (4) estão sujeitas às seguintes condições de contorno

$$\begin{aligned} u = v = 0, \quad \partial \theta / \partial x = -1 & \quad \text{para } 0 \leq x \leq 0.5, \quad y = 2Hx/L \\ u = v = 0, \quad \theta = 0 & \quad \text{para } 0.5 \leq x \leq 1, \quad y = 2H(1-x)/L \\ u = v = 0, \quad \partial \theta / \partial y = 0 & \quad \text{para } 0 \leq x \leq 1, \quad y = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Quando resolvemos o problema para as variáveis físicas, a pressão é determinada das equações (2) e (3). Consideraremos que  $p = 0$  no ponto para o qual  $x = y = 0$ . Como condição inicial foi assumido que em  $t = 0$  o fluido está em repouso e que a temperatura de toda a região é uniforme :

$$t = 0, \quad u = v = 0, \quad \theta = 0.5 \quad (7)$$

O número de Nusselt local é definido por

$$Nu_{loc} = \frac{hL}{k} = -1/\theta \quad (8)$$

onde  $h$  é o coeficiente de convecção ( $W/m^2.K$ ) e  $k$  é a condutividade térmica ( $W/m.K$ ).

O número de Nusselt médio é obtido por integração do número de Nusselt local ao longo da parede inclinada.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{l} \int_0^l Nu_{loc} dl \quad (9)$$

onde  $l$  é o comprimento da parede aquecida.

Finalmente, o número de Nusselt normalizado é calculado como

$$Nu = \frac{\overline{Nu} \big|_{Ra}}{Nu \big|_{Ra=0}} \quad (10)$$

sendo  $\overline{Nu} \big|_{Ra=0}$  para a condução pura considerando-se as mesmas condições e número de Rayleigh  $Ra = 0$ .

### 3. METODO DE SOLUÇÃO

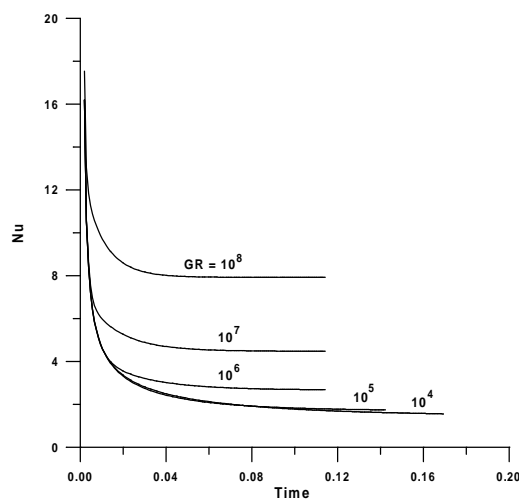
O método numérico utilizado para resolver as equações diferenciais (1) a (4) foi o método de volumes finitos associado ao esquema SIMPLE de Patankar (1980) sendo a discretização realizada através da utilização do esquema “Power Law”. Para cada passo no tempo, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas utilizando-se como critério de parada que máximo valor para o resíduo médio das equações fosse menor que  $10^{-5}$ . Uma malha uniforme em ambas as direções foi escolhida. A influência do tamanho da malha nas soluções foi estudada para vários casos. Os resultados mostraram que a independência da malha foi alcançada para a malha  $99 \times 51$ , apresentando diferenças desprezíveis na transmissão do calor (menor do que 0.15%). Para controlar melhor a convergência, as soluções permanentes foram obtidas das equações transientes. Os incrementos de tempo  $\Delta t$  variaram de  $10^{-3}$  a  $10^{-4}$  para números de Grashof grandes. O coeficiente de sub-relaxação foi mantido igual a 0.7.

### 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os campos de escoamento e de temperatura e as taxas de transferência de calor, foram analisadas para o número de Grashof variando de  $10^3$  a  $10^9$  com o parâmetro geométrico A, variando de 0,2 a 2,5. Usamos  $Pr = 0.72$  (ar) considerado constante.

A Fig.2 mostra a variação com o tempo do número de Nusselt local no ponto central da parede quente AC, para o número de Grashof variando de  $10^4$  a  $10^8$ . O tempo para se chegar ao estado estacionário decresce com o crescimento do número de Grashof.

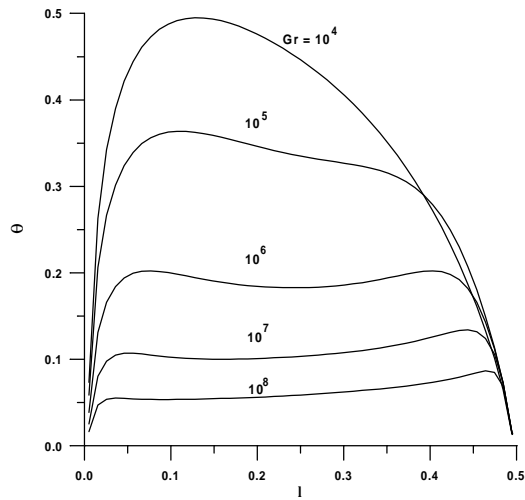
A Fig.3 mostra a influência do número de Grashof na temperatura adimensional ao longo da parede com fluxo de calor constante, para  $A=0,5$ .



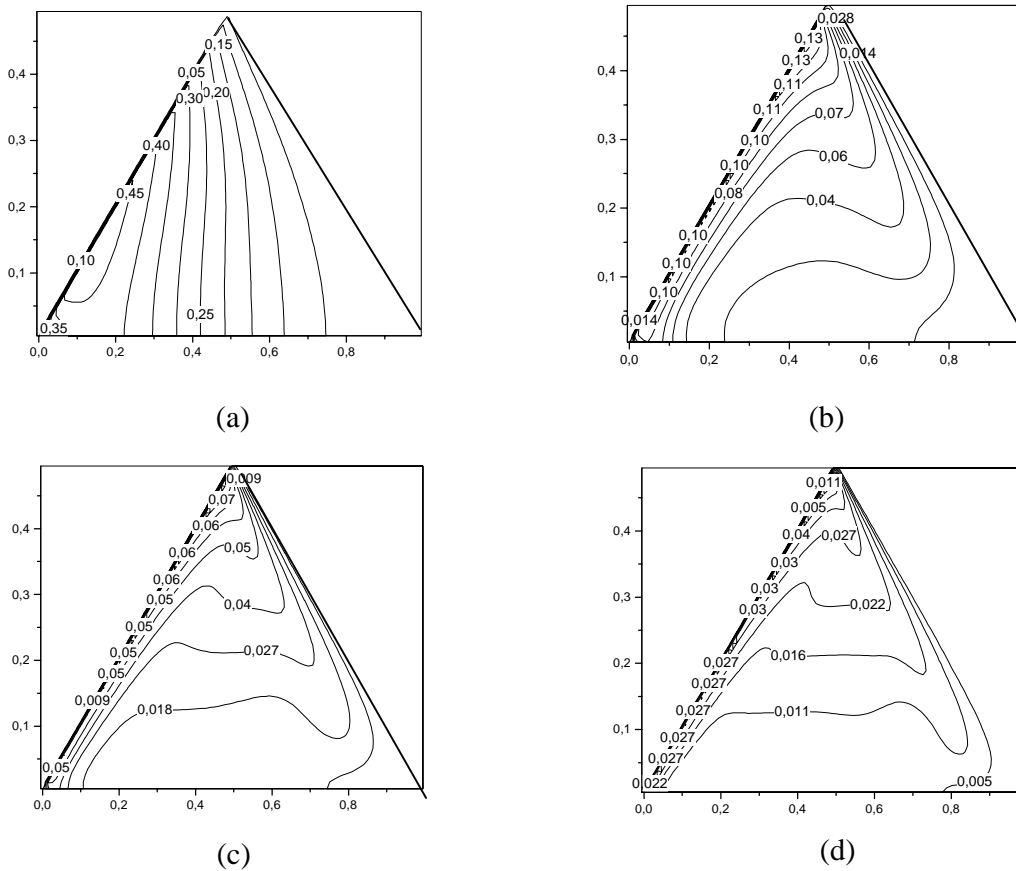
**Figura 2.** Influência do número de Grashof sobre o número de Nusselt local em função do tempo, no ponto central da parede quente AC para  $A=0.5$ .

A influência de Grashof nas isotérmicas pode ser vista na Fig.4. Quando o número de Grashof tem valor próximo de  $10^3$ , o processo que ocorre na cavidade é determinado principalmente pela condução do calor. Na sua parte central as isotérmicas tomam quase todas uma posição vertical (Fig.4a). Com o crescimento do número de Grashof, a intensidade do processo convectivo aumenta. Para Grashof maior que  $10^8$ , a convecção predomina completamente sobre a condução. Junto as superfícies sólidas, aparecem regiões do tipo de

camadas limites dinâmicas e zonas de gradientes do tipo de camadas limites térmicas. Na parte central da cavidade, as isotérmicas assumem a posição horizontal, que corresponde às condições de estratificação do fluido (Fig. 4d).

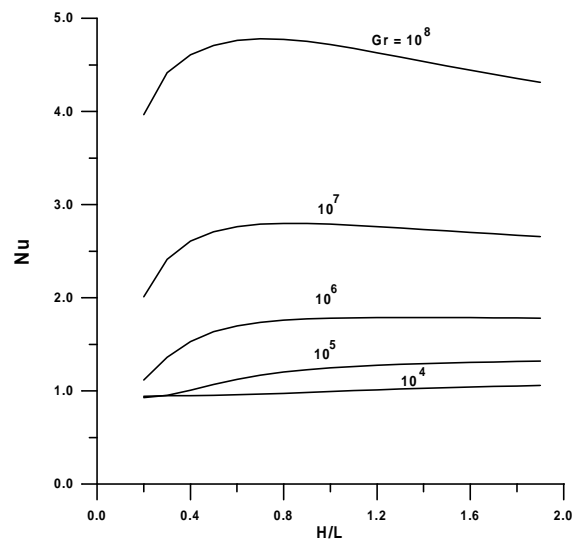


**Figura 3.** Influência do número de Grashof na temperatura adimensional ao longo da parede AC, para  $A=0.5$ .

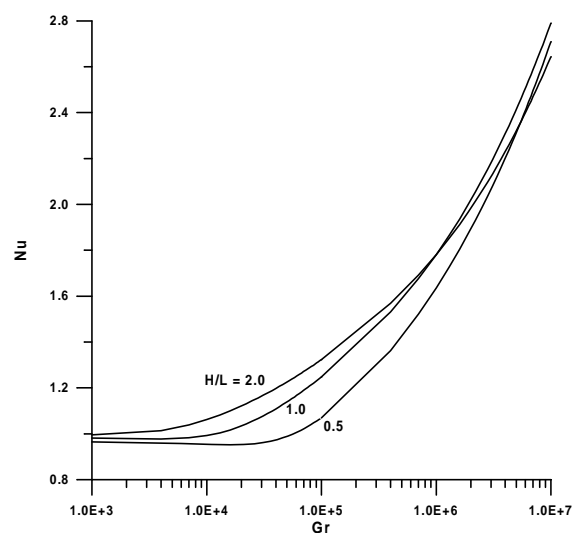


**Figura 4.** Isotérmicas no estado estacionário para  $A=0.5$ : (a)  $Gr=10^3$ ; (b)  $Gr=10^5$ ; (c)  $Gr=10^8$ ; (d)  $Gr=10^9$ .

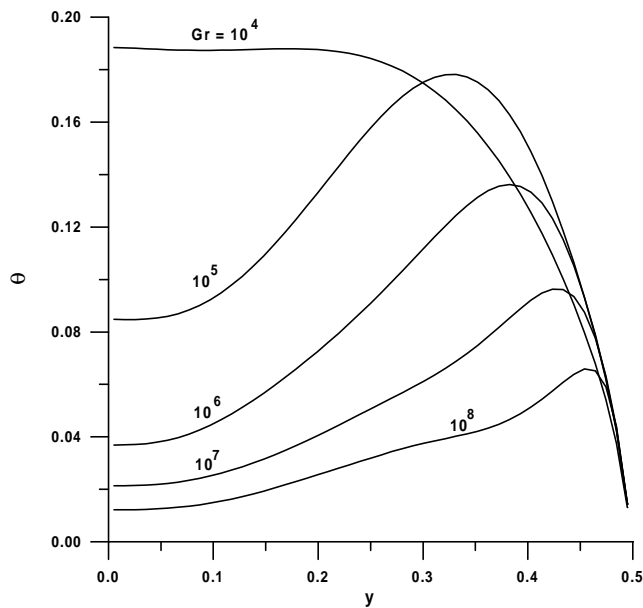
A Fig.5 mostra a dependência do número de Nusselt normalizado na parede quente, em relação ao parâmetro A, para vários valores de Gr. Nota-se que o número de Nusselt cresce com o crescimento do número de Grashof. A Fig.6 mostra a influência do parâmetro A (inclinação das faces da cavidade) no número de Nusselt médio e normalizado da parede AC, como uma função de Grashof. Nu cresce rapidamente com o crescimento de Gr a partir de  $10^4$ . A Fig. 7 mostra a influência do número de Grashof na temperatura ao longo da linha central vertical da cavidade ( $x=0.5$ ).



**Figura.5.** Influência de Gr sobre o número de Nusselt em função do parâmetro  $A=H/L$ .



**Figura 6.** Influência do parâmetro A no número de Nusselt médio normalizado da parede AC, em função de Gr.



**Figura 7.** Influência do número de Grashof na temperatura ao longo da linha vertical central ( $x=0.5$ ), para  $A=0.5$ .

## 6. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi estudada a convecção natural em uma cavidade triangular isósceles recebendo um fluxo de calor constante numa parede inclinada. As equações em duas dimensões de conservação de massa, momento e energia, considerando a aproximação de Boussinesq, foram resolvidas usando-se o método do volume de controle de Patankar, afim de se resolver as equações transientes nas variáveis velocidade, pressão e temperatura. Os parâmetros governantes foram:  $10^3 \leq Gr \leq 10^9$ ;  $0.20 \leq A \leq 2.0$ ;  $Pr=0.72$ .

A dependência dos parâmetros que governam a transferência de calor como função do número de Grashof e da razão de aspecto  $A$  da cavidade foi mostrada. Com o aumento do número de Grashof é facilmente verificado, através da observação das isotermas, a passagem de um regime dominado pela condução para regime onde se forma a estratificação do fluido na cavidade

## 7. AGRADECIMENTOS

O autor deseja agradecer ao Conselho Nacional de Pesquisa, CNPq, pelo apoio financeiro recebido através de Bolsa de Pesquisa, processo n° 300229/98.

## 8. REFERÊNCIAS

- Akinsete, V.A. and Coleman, T.A., 1979, "Heat Transfer by steady laminar free convection within triangular enclosures", In Numerical Methods in Thermal Problems, pp. 259-268..
- Akinsete, V.A. and Coleman, T.A., 1982, "Heat Transfer buy steady laminar free convection in triangular enclosures", Int. J. Heat Mass Transfer **25**, pp.991-998.
- Campo, E.M.; Sem, M. and Ramos, E., 1988, "Analysis of natural convection in a triangular enclosure", Numerical Heat Transfer, vol. 13, pp. 353-372.



- Flack, R.D.; Konopnicki, T.T. and Rooke, J.H., 1979, “The measurement of natural convective heat transfer in triangular enclosures”. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. Series C, J. Heat Transfer **101**, pp. 648-654.
- Flack, R.D., 1980, “The experimental measurements of natural convection heat transfer in triangular enclosures heated or cooled from below”. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. Series C, J. Heat Transfer **102**, pp. 770-772.
- Flack, R. D., and Brun, K., 1995, “Measurement and prediction of natural convection velocities in triangular enclosures”. Int. Heat and Fluid Flow 16: pp.106-113.
- Gershuni, G.Z.; Zhukhovitskiy, E.M. and Shvartzblat, D.L., 1974, “Overcritical convective motions in asymmetric region”, In Hydrodynamics, No. 7, pp. 89-95.
- Ghassemi, M. and Roux, J.A., 1989, “Numerical investigation of natural convection temperature within a triangular shaped enclosure”. American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD v.107, pp. 169-175.
- Hasani, S.M.F. and Chung, B.T.F., 1998, “Combined natural convection and radiation in a triangular enclosure”. American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication ) HTD, v.357-1 pp. 63-72.
- Kushawaha, H.S., 1982, “Finite element computation of natural convection in enclosures”, Bhabha Atomic Research Centre. BARC-1148.
- Karyakin, Y.E. and Sokovishin, Y.A., 1985, “Unsteady-state natural convection in a triangular enclosure with isothermal walls” .Izv. AN SSSR, Ser. Fiz. Energ. Nauk No. 4, 104-110.
- Karyakin, Y.E. and Sokovishin, Y.A., 1985, “Unsteady-state natural convection in an enclosure of triangular cross-section”. Izv. AN SSSR, Mekh. Zhidk, Gaza No. 5, pp.169-173 .
- Karyakin, Y.E.; Maritynenko, O.Z. and Sokovishin, Y.A., 1985, “Numerical simulation of unsteady-state natural convection in triangular enclosures”. Heat Transfer - Sov. Res.17(3), pp.1-33.
- Karyakin, Y.E. and Sokovishin, Y.A., 1988, “Transient natural convection in triangular enclosures”. Int. Journal Heat Transfer. Vol. 31, N0.9, pp. 1759-1766.
- Patankar, S. (1980), “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, N. York.
- Poulidakos, D. and Bejan, A., 1983, “The Fluid dynamics of an attic space”, J. Fluid Mech. **131**, pp. 251-269.
- Poulidakos, D. and Bejan, A., 1983, “Natural convection experiments in a triangular enclosure”. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. Series C, J. Heat Transfer **105**, pp. 652-655.
- Yedder, R.B. and Bilgen, E., 1997, “Laminar natural convection in inclined bounded by a solid wall”, Heat and Mass Transfer, **32** , pp. 455-462.

## **A RESISTENCIA TERMICA DE CONTATO**

### **Celso Rosendo Bezerra Filho**

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Aprígio Veloso, 882 Campina Grande, PB, Brasil CEP 58109-970

### **Michel Laurent**

Centre de Thermique de Lyon  
20, Av. Albert Einstein Bât. 404, Villeurbanne, France CEP 69621

### **Martim Raynaud**

Centre de Thermique de Lyon  
20, Av. Albert Einstein Bât. 404, Villeurbanne, France CEP 69621

### **Resumo**

Quando dois corpos estão em contato e um fluxo de calor os atravessa, observa-se uma queda adicional de temperatura na interface que tem sua origem nas irregularidades apresentadas pelas superfícies em contato. Em regime permanente, a relação entre a queda de temperatura na interface e o fluxo de calor permite definir uma grandeza chamada de resistência térmica de contato (RTC). O interesse na determinação da RTC tem recebido cada vez mais atenção, tendo em vista que em algumas áreas, como a microeletrônica, por exemplo, ela tem um papel extremamente importante na dissipação de calor. A RTC é afetada por diversos fatores. Em razão da grande quantidade de parâmetros que afeta o valor da RTC, sua determinação exata se torna extremamente difícil e os modelos existentes conseguem apenas dar uma idéia de sua ordem de grandeza. Neste artigo, apresenta-se e comenta-se a respeito de uma série de parâmetros que intervêm diretamente no valor da RTC.

**Palavras-chave:** Resistência de contato, Resistência térmica, Condutância térmica,.

## **1. INTRODUÇÃO**

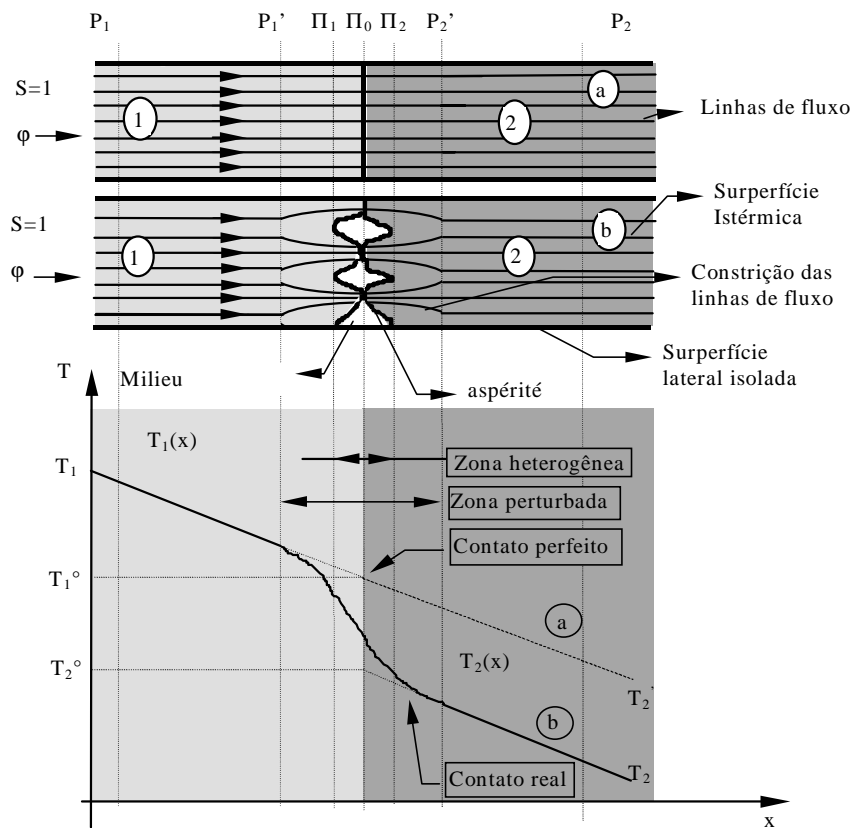
As situações onde se é preciso conhecer as distribuições de temperatura no interior de dois corpos em contato e a quantidade de calor trocada entre eles são muito comuns em numerosas aplicações da engenharia. Para se determinar essas distribuições de temperatura é necessário escrever no nível do contato uma condição para passagem do calor, afim de se resolver o modelo matemático que traduz o campo de temperatura no interior dos dois corpos.

Em regime permanente, observa-se nas vizinhanças da interface de contato um salto aparente de temperatura que tem sua origem nas irregularidades das superfícies dos materiais. Este salto de temperatura é tradicionalmente caracterizado pela resistência térmica de contato (RTC) que permitirá escrever a condição de passagem referida acima.

O estudo da RTC começou a ganhar uma grande importância a partir dos anos 50 na área de transferência de energia. Hoje, o grande número de pesquisas sobre a RTC está ligada ao desenvolvimento de vários setores da atividade tecnológica, como na indústria aeroespacial, nos propulsores nucleares, nos motores de automóveis, na microeletrônica, etc.

## 2. DEFINIÇÃO DE RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATO (RTC)

A definição da RTC pode ser apresentada analisando-se a transferência de calor e o campo de temperaturas em regime permanente no interior de dois materiais em contato. Considere dois corpos, constituídos dos materiais 1 e 2, em contato (Figura 1). Seja  $\phi$  o fluxo de calor que atravessa a superfície  $S$ . Se o contato é perfeito, os campos de temperatura  $T_1(x)$  e  $T_2(x)$  não sofrem nenhuma perturbação na interface de contato (Figura 1a). Esta é uma situação ideal na qual as superfícies são perfeitamente lisas e o contato é dito perfeito. No caso real, Figura 1b, as superfícies apresentam irregularidades e o contato não é perfeito. A presença das irregularidades superficiais faz com que apenas alguns picos de rugosidade se toquem e em decorrência disto a área de contato real é muito inferior a área de contato aparente (da ordem de 1% da área de contato real segundo Bardon *et al.*, 1971).



**Figura 1.** Campo de temperatura em dois sólidos: a) contato perfeito e b) contato imperfeito (Fourcher e al., 1975)

As imperfeições superficiais na interface constitui um obstáculo a passagem do calor e são a origem da perturbação no campo de temperatura (zona perturbada) próximo do contato onde se pode distinguir uma zona heterogênea na qual se encontram as rugosidade superficiais e o fluido intersticial. Esta perturbação é representada pelo esquema da RTC que supõe nula a espessura da zona perturbada e substitui as variações de temperatura dentro desta zona por uma brusca variação de temperatura,  $T_1^0 - T_2^0$  (obtidas por extrapolação dos campos

de temperatura até a interface), localizada na interface teórica de contato dos dois sólidos. Matematicamente, a RTC por unidade de área é dada por:

$$R = (T_1^0 - T_2^0) / \phi \quad (1)$$

### 3. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ATRAVÉS DO CONTATO

Devido as irregularidades superficiais, duas vias são possíveis para passagem do calor de um meio a outro: uma através do contato sólido-sólido entre os picos de rugosidade e a outra através do fluido intersticial que ocupa os espaços vazios das irregularidades superficiais. Desta forma, pode-se verificar, como apresentado por Snaith *et al.* (1986), que os mecanismos de transferência de calor através destas vias são:

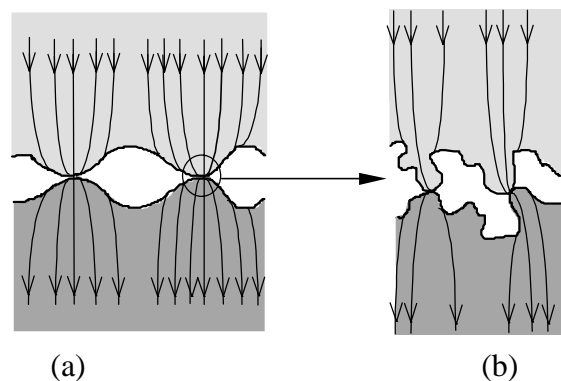
- a) condução através das superfícies reais de contato
- b) convecção e condução através do fluido intersticial
- c) radiação no interior dos espaços intersticiais

Em razão da pequena dimensão das cavidades do espaço intersticial, a transferência de calor por convecção pode ser desprezada; desta forma, considera-se apenas a condução de calor através do fluido.

A contribuição da radiação é desprezível quando as temperaturas são baixas. Para superfícies metálicas em contato, a contribuição da radiação raramente excede a 2% da condutância global se as temperaturas são inferiores a 900 K (Snaith *et al.*, 1986).

Para os casos em que a convecção e a radiação são desprezíveis, o fluxo de calor é puramente condutivo e a resistência térmica total pode ser considerada como a soma das seguintes componentes:

- a) resistência das regiões fora da zona de constrição
- b) resistência devido a constrição macroscópica das linhas de fluxo provocadas pelas ondulações das superfícies em contato (Figura 2a)
- c) resistência devido a constrição microscópica das linhas de fluxo nos pontos de contato real (Figura 2b)



**Figura 2:** (a) Constrição macroscópica e (b) Constrição microscópica

### 4. PARÂMETROS QUE AFETAM O VALOR DA RTC

A RTC não é uma propriedade intrínseca dos materiais, mas um parâmetro que caracteriza a dificuldade encontrada pelo calor ao passar de um meio a outro. Estudos apresentados por Laurent (1969), Bardon *et al.* (1971) e Snaith *et al.* (1986) mostram a influência de uma grande quantidade de parâmetros que afetam de maneira importante o valor da RTC, entre os quais podemos citar:

- a) o estado geométrico das superfícies antes e depois de serem colocadas em contato (rugosidade, planicidade, etc.)
- b) as distribuições das superfícies em contato real
- c) as formas e volumes dos espaços intersticiais
- d) a espessura das camadas superficiais (óxidos, etc)
- e) a condutividade térmica dos sólidos em contato e do meio intersticial
- f) a história do carregamento mecânico,
- g) a direção do fluxo de calor, etc.

Estes parâmetros, por sua vez dependem de outros parâmetros como:

- a) as propriedades mecânicas dos materiais (módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, limite elástico, dureza, etc.)
- b) a pressão mecânica de contato
- c) a pressão do fluido intersticial
- d) a natureza química dos compostos superficiais (oxidação, cementação, etc)
- e) a temperatura
- f) o tempo, etc

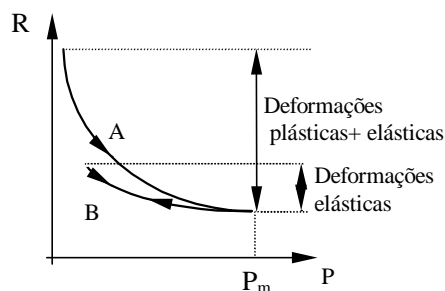
A predição teórica da RTC não pode ser feita, portanto, de maneira rigorosa, pois é muito difícil avaliar precisamente todos estes parâmetros.

A influência de alguns destes parâmetros é apresentada abaixo.

#### 4.1 Influência da pressão mecânica de contato

A pressão mecânica de contato é o parâmetro mais importante que afeta o valor da RTC. Os estudos de Laurent (1969) e Bardon (1971), entre outros, mostram que a resistência de contato diminui com o aumento da pressão mecânica.

Quando se coloca dois corpos em contato pela primeira vez e aumenta-se a carga mecânica até atingir um valor  $P_m$ , as variações da RTC são freqüentemente mais fortes devido as deformações elásticas e plásticas que ocorrem nas superfícies (curva A). Quando sobre as mesmas amostras os testes são feitos no sentido inverso, ou seja, aliviando-se a carga mecânica, a RTC não retorna mais ao seu valor inicial, pois as deformações plásticas que ocorrem em alguns picos em contato modificaram de maneira permanente o estado da superfície como mostra a Figura 3.



**Figure 3.** Resistência de contato em função da pressão mecânica (Bardon *et al.*,1971).

Quando os testes são realizados várias vezes com pressões crescentes e decrescentes, mas inferiores a  $P_m$ , obtém-se uma curva definitiva (curva B).

As deformações plásticas sofridas pelos picos de rugosidade na curva A são bem superiores as deformações elásticas.

A RTC também varia de acordo com a velocidade de aplicação do carregamento mecânico.

## 4.2 Influencia do fluido intersticial

Nas cavidades formada pelos vazios entre as rugosidades pode-se encontrar o vácuo, um gás, líquido ou uma graxa. A presença de um fluido intersticial nas cavidades das superfícies em contato modifica a RTC. Esta modificação vai depender do tipo de fluido e da pressão em que ele se encontra dentro do interstício e da pressão mecânica de contato. Os estudos realizados por Bardon (1972) para diferentes gases mostram que, em geral, a medida que se aumenta a pressão mecânica tem-se como efeito uma diminuição da RTC. Este efeito se torna desprezível para pressões mecânicas muito elevadas. Isto pode ser explicado pelo fato de se aumentar a área de contato sólido sólido quando se eleva a pressão mecânica (Figura 4).

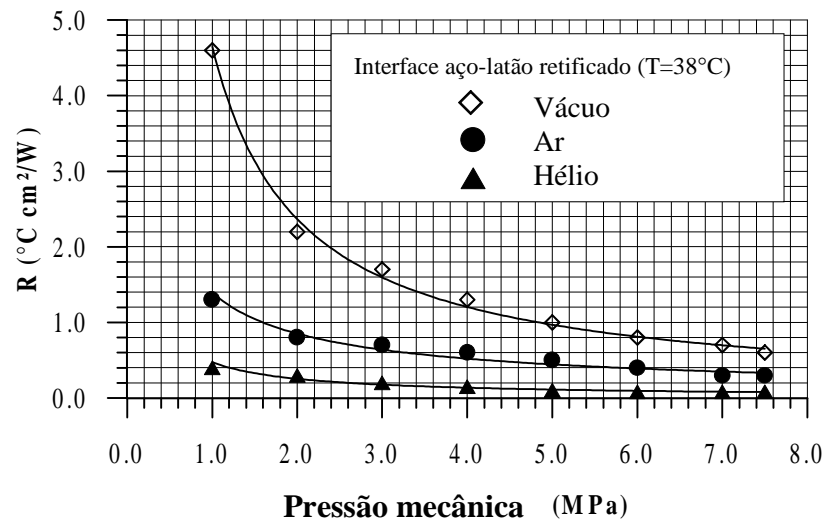


Figure 4. Variação da resistência de contato para o vácuo, ar e hélio (Bardon ,1972).

Para pressões mecânicas fracas, a presença de um gás pode diminuir de maneira importante a RTC, o que significa que a transferência de calor ocorre principalmente através do gás.

A influência da pressão do gás nos interstícios foi estudada por Laurent (1969) que mostrou que quanto maior for a mesma, menor será a RTC (Figura 5).

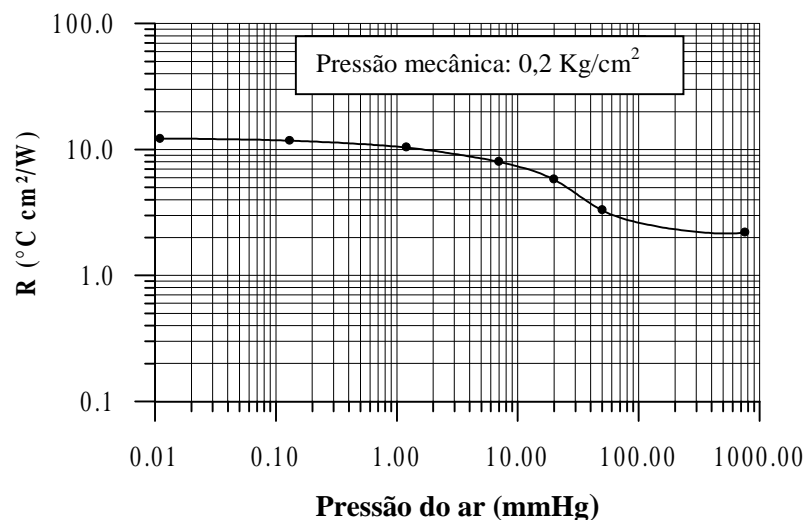
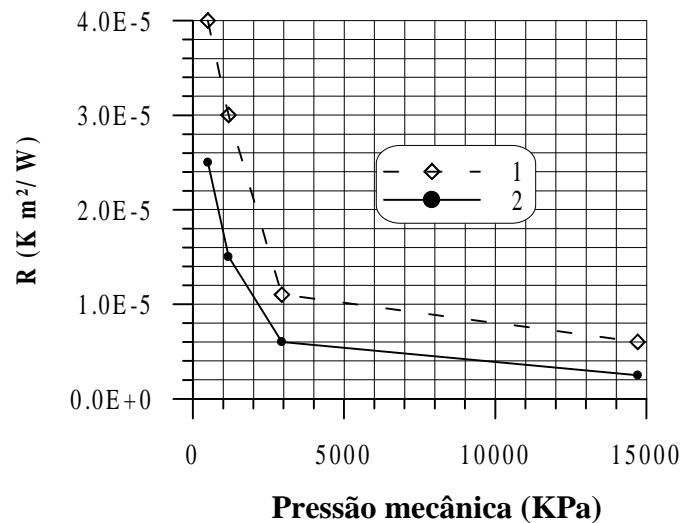


Figure 5. Efeito da pressão do gás intersticial (Laurent, 1969).

Laurent (1969) constatou também que a presença de um líquido diminui a RTC (Figura 6).



**Figure 6.** RTC para cargas crescentes. (1) Contato ar-cobre-cobre (2) Contato ar-cobre-óleo SISS705-cobre. Pressão do ar :  $10^{-3}$  mmHg. Rugosidade e planicidade de cada amostra de cobre:  $0.2 \mu\text{m}$  et  $1.3 \mu\text{m}$  respectivamente. (Laurent, 1969)

#### 4.3 Influencia da oxidação das superfícies

A formação de camadas de óxidos nas superfícies em contato modifica de forma importante a RTC. Sanokawa (1968) mostrou que quando sobre a superfície de contato de um metal se desenvolve uma camada de óxido, a RTC aumenta consideravelmente. Este aumento é atribuído ao fato que o óxido formado apresenta uma condutividade térmica inferior a do metal de base.

#### 4.4 Influencia da temperatura da interface

Segundo Snaith *et al.* (1986), quando a temperatura média das superfícies em contato aumenta, a RTC diminui. Para os metais, este efeito é atribuído principalmente a diminuição da dureza do material com a temperatura.

Na presença de um fluido intersticial, a RTC pode aumentar ou diminuir quando a temperatura da interface aumenta. Este comportamento vai depender sobretudo da modificação das propriedades termofísicas do fluido.

#### 4.5 Influencia da topografia da superfície

É muito difícil avaliar os efeitos da topografia das superfícies sobre o valor da RTC. Segundo Snaith *et al.* (1986), quando as superfícies são mais lisas ou se elas apresentam pequenas rugosidades, o contato será melhor e a RTC diminui.

Nenhuma superfície é perfeitamente plana. Elas apresentam sempre ondulações que, segundo Laurent (1969), em geral, apresentam um efeito mais importante sobre o valor da RTC que a rugosidade. Os estudos do mesmo autor mostram também que o aumento da pressão mecânica praticamente não modifica a rugosidade das superfícies em contato, enquanto a RTC é fortemente afetada.

#### 4.6 Influencia da direção do fluxo de calor

Em alguns casos, a RTC é uma função da direção do fluxo de calor através da interface. Este efeito foi observado para materiais idênticos ou não e ainda não tem uma explicação satisfatória. Segundo Stevenson *et al.* (1991), este efeito depende das características da superfície e das propriedades dos materiais em contato.

#### 5. ORDEM DE GRANDEZA DA RTC

A ordem de grandeza da RTC depende do tipo de contato. Segundo Bardon (1988), os contatos podem ser divididos em três grandes grupos que são:

- (1) Contatos entre sólidos metálicos pressionados um contra o outro com o espaço intersticial preenchido com um fluido de baixa condutividade térmica ou o vácuo, onde a RTC se encontra na faixa de  $10^{-3} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$  a  $10^{-4} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$  (para superfícies rugosas e onduladas) e na faixa de  $10^{-4} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$  a  $10^{-5} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$  (para superfícies rugosas e planas).
- (2) Contatos entre sólidos metálicos pressionados um contra o outro com o espaço intersticial preenchido com um fluido de alta condutividade térmica, onde a RTC se encontra na faixa de  $10^{-5} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$  a  $10^{-6} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$  ou menor.
- (3) Contatos mais íntimo entre sólidos metálicos, como no caso de metais soldados ou camadas depositadas, onde a RTC é inferior ou igual a  $10^{-7} \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$ .

#### 6. CONCLUSÃO

Como foi visto, a RTC é uma grandeza que permite escrever uma condição de passagem no nível da interface a fim de se poder resolver problemas de condução de calor onde existem dois ou mais corpos em contato. Em razão disto, é preciso se conhecer o seu valor. Devido a grande quantidade de parâmetros que afetam o valor da RTC, uma avaliação precisa da mesma se torna extremamente difícil e o que podemos ter na realidade é um noção de sua ordem de grandeza. Na realidade, para se avaliar a RTC, precisa-se resolver simultaneamente dois problemas complexos: um térmico, ligado a questão da transferência de calor, e outro mecânico, ligado a determinação dos parâmetros superficiais que serão introduzidos no modelo térmico.

#### 7. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- **Bardon, J.-P., Cassagne, B., Foucher, B. et Saint-Blanquet, C.** *Bilan des principales recherches sur les résistances thermiques de contact.* Nantes : Laboratoire de Thermocinétique, 1971, 70 p. Rapport D.E.T.B. 7101
- **Bardon, J. P.** Heat Transfer at solid-solid interface : basic phenomenom, recent works. *Proc. Eurotherm*, N° 4, Nancy, 28 - 30 Juin 1988, p. 40-74.
- **Foucher, B., Bardon, J.P et Mallard, H.** Transferts de chaleur en régime périodique à l'interface de deux milieux : problèmes posé par l'écriture des conditions aux limites classiques. *Entropie*, 1975, N° 64, p. 11-26.



- **Laurent, M.** *Contribution à l'étude des échanges de chaleur au contact de deux matériaux*. Thèse de doctorat d'Etat, Fac. des Sciences de Lyon, Mars 1969, 128 p.
- **Sanokawa, K.** Heat Transfer between metallic surfaces in contact ( 4 reports). *Bulletin of JSME*, 1968, Vol 11, N° 44, p. 253-293.
- **Snaith, B., Probert, S. D. and O'Callaghan, P. W.** Thermal resistances of pressed contacts. *Applied Energy*, 1986, Vol. 22, p. 31-84.
- **Stevenson, P. F., Peterson, G.P. and Fletcher, L. S.** Thermal rectification in similar and dissimilar metal contacts. *Journal of Heat Transfer*, 1991, Vol. 113, p. 30-36.

## DETERMINAÇÃO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DE CONTATO UTILIZANDO UM SINAL PERIÓDICO

### **Celso Rosendo Bezerra Filho**

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Aprígio Veloso, 882 Campina Grande, PB, Brasil CEP 58109-970

### **Michel Laurent**

Centre de Thermique de Lyon  
20, Av. Albert Einstein Bât. 404, Villeurbanne, France CEP 69621

### **Martim Raynaud**

Centre de Thermique de Lyon  
20, Av. Albert Einstein Bât. 404, Villeurbanne, France CEP 69621

### **Resumo**

*Quando dois corpos estão em contato e um fluxo de calor os atravessa, surge uma queda adicional de temperatura na interface que em regime permanente é caracterizado por uma grandeza denominada de resistência térmica de contato (RTC). A medida desta resistência tem recebido cada vez mais atenção em virtude de sua importância em áreas como a microeletrônica, forjagem, projeto de válvulas de motores de automóveis, etc. Diversas técnicas de medida desta resistência tem sido utilizadas ao longo dos anos. Neste artigo utiliza-se um método que utiliza uma excitação térmica periódica, afim de medir a RTC entre dois corpos em contato para dois valores diferentes da pressão mecânica. A medição da RTC é feita de forma indireta através de relações matemáticas que expressam a mesma, ora em função de uma razão de amplitudes, ora em função da defasagem do sinal com relação a um dado ponto referência. Para atingir este objetivo, um dispositivo experimental foi construído afim de se obter, através de um processo de identificação, as amplitudes e defasagens necessárias aos modelos que permitem a determinação da RTC utilizando as amplitudes e defasagens medidas.*

Palavras-chave: Resistência de contato, Condutância de contato, Regime periódico

## **1. INTRODUÇÃO**

A resistência térmica de contato (RTC) é uma grandeza que caracteriza a dificuldade encontrada pelo calor para atravessar a interface de dois materiais em contato. A origem da RTC esta nas irregularidades apresentadas pelas superfícies. Devido a estas irregularidades superficiais, os verdadeiros contatos ocorrem apenas em alguns pontos discretos da interface

resultando assim numa área de contato real muito pequena em relação área de contato aparente (segundo Bardon (1972), a área de contato real é da ordem de 1% da área de contato aparente). Entre os pontos de contato real existem cavidades, que em geral, são preenchidas por um fluido intersticial que desempenha um papel fundamental na RTC.

Matematicamente, a RTC é uma discontinuidade expressa através da seguinte relação:

$$R = \frac{T_1^0 - T_2^0}{\phi} \quad (1)$$

onde  $T_1^0$ ,  $T_2^0$  e  $\phi$  são respectivamente as temperaturas extrapoladas até a superfície teórica de contato (K) e o fluxo de calor que atravessa a interface ( $W/m^2$ ).

O conhecimento da RTC é uma condição necessária para solução de problemas de condução de calor onde dois ou mais corpos estão acoplados.

Apresenta-se neste artigo uma técnica de medida indireta da RTC que utiliza um sinal térmico periódico e estuda-se a influencia da pressão mecânica sobre a mesma. Descreve-se também o dispositivo experimental e o modelo matemático utilizados.

## 2. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Afim de medir de forma indireta a RTC utilizando um sinal térmico, foi construído um dispositivo experimental no Centre de Thermique de Lyon, cuja descrição e detalhes são apresentados à seguir. Este dispositivo é mostrado na Figura 1.

A apresentação e o funcionamento do dispositivo experimental é feita considerando o mesmo constituído de quatro sistemas que são: sistema de aplicação da carga mecânica, sistema de aquecimento, sistema de produção do vácuo e o sistema de aquisição. As amostra utilizadas também serão descritas nesta seção.

O sistema de aplicação da carga é constituído por um cilindro pneumático. A força aplicada sobre a amostra por este cilindro é mantida constante por um válvula reguladora de pressão e medida por um captor de força (12) situado entre a extremidade do eixo do cilindro pneumático e o isolante (11).

O sistema de aquecimento é constituído do aquecedor (10) e de uma fonte de alimentação estabilizada (4). O aquecedor é feito de um disco de níquel de 42 mm de diâmetro e 4 mm de espessura. Dentro deste disco de níquel foi feita uma cavidade de 3.2 mm de profundidade, onde foi colocada uma resistência elétrica feita com fio "thermocoax" e bobinada em dupla espiral, afim de eliminar os efeitos de correntes parasitas provocadas pelo fenômeno de indução elétrica. A resistência foi soldada no interior da cavidade do disco e os espaços livres foram preenchidos com uma liga de cobre. O conjunto foi então usinado afim de se ter uma superfície plana e garantir um bom contato entre o aquecedor e a amostra. Para evitar as perdas pela parte superior do aquecedor, um isolante (11) feito de Vespel ( $\lambda=0.47 W/mK$ ) é colocado entre o aquecedor e o captor de força.

Para produzir uma potência periódica com uma determinada frequência, utiliza-se uma fonte de alimentação estabilizada (4) controlada por um programa de computador (2) feito em Viewdac. Com este programa, comanda-se um sinal periódico para alimentação, a qual fornece a tensão retificada de V (volts), para o aquecedor dada por:

$$V = V_m |\cos(\omega_c t)| \quad (2)$$

onde  $V_m$  é a amplitude de tensão (volts),  $\omega_e$  é a frequência elétrica (rad/s) e  $t$  é o tempo (s). Esta tensão gera uma potência elétrica periódica,  $P_e$  (W), produzida no aquecedor dada por:

$$P_e = P_m [1 + \cos(\omega t)] \quad (3)$$

onde  $P_m$  é a potência média (W) e  $\omega$  é a frequência térmica (rad/s), que é o dobro da frequência elétrica.

O sistema de refrigeração é constituído de um cryothermostato (banho regulador de temperatura) (1) que mantém a temperatura do fluido de refrigeração (água) aproximadamente constante, com uma variação de mais ou menos 0.1 °C. Este fluido absorve o calor que atravessa a amostra em teste.

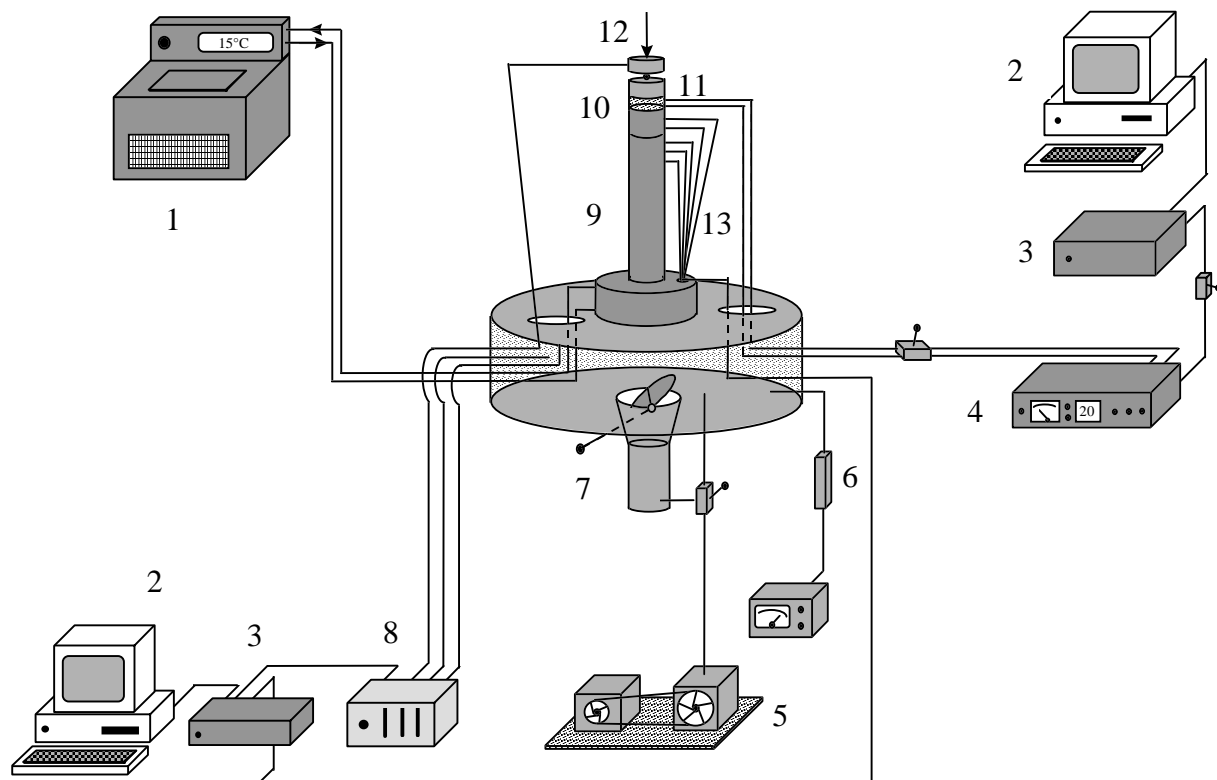


Figura 1. Dispositivo experimental

O sistema de vácuo é constituído de uma bomba de palhetas (5) que produz o vácuo dentro de um grande cilindro de vidro, onde é colocada a amostra para o ensaio. Este vácuo, da ordem de 2 Pa, é medido com um manômetro de vácuo tipo Pirani (6).

O sistema de aquisição é constituído de duas unidades Keithley K500/575 (3). Uma das unidades é utilizada para geração da potência periódica enquanto a outra é utilizada para aquisição das tensões registradas pelos termopares. A resolução máxima teórica da carta de aquisição de temperaturas é de 1.5  $\mu$ V (0.04°C) para termopares do tipo K.

A amostra testada é constituída de dois cilindros (9 e 10) de cobre comercial com 42 mm de diâmetro e 10 e 90 mm de altura respectivamente. Como o cobre é um ótimo condutor de calor pode-se trabalhar com frequências elevadas, pois, o amortecimento das variações de temperatura ao longo da amostra é pequeno e conseqüentemente se tem um sinal mensurável nas diversas posições onde os termopares são instalados.

As evoluções de temperatura na amostra são registradas por sete termopares tipo K (cromel-alumel) (13) de 80  $\mu$ m de diâmetro que são soldados sobre a mesma por descarga

capacitiva: dois no cilindro superior e cinco no inferior. Cada um dos fios do termopar é soldado de maneira independente sobre o cilindro. Como as duas junções estão a mesma temperatura, o material intermediário não modifica a temperatura medida (Fig. 2).

Para faixa de temperatura utilizada nos ensaios (inferior à 60°C), a relação entre a mesma em °C e a tensão em μV do termopar tipo K é linear. Desta forma pode-se utilizar no modelo diretamente as tensões em μV no lugar das temperaturas em °C.

Este dispositivo experimental permitirá obter as razões de amplitudes e as defasagens necessárias ao modelo apresentado à seguir.

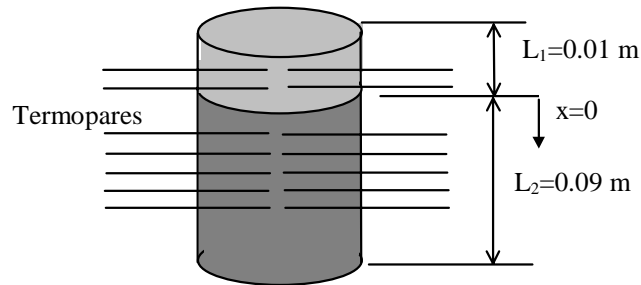


Figura 2

### 3. MODELO

O objetivo deste artigo é determinar a RTC utilizando um sinal periódico com diferentes frequências e verificar o efeito da pressão mecânica de contato sobre a mesma. A determinação desta RTC é realizada de forma indireta a partir de um modelo matemático que utiliza ora a razão de amplitudes, ora as defasagens com relação a um ponto tomado como referência. Os testes são realizados no vácuo, o que significa que o coeficiente de transferência de calor por convecção é próximo de zero. Desta forma, o número de Biot para nas condições experimentais é muito inferior a 0.1, e pode-se supor que a temperatura em cada seção transversal da amostra é uniforme e o processo de condução de calor unidimensional.

Considerando as propriedades térmicas constantes, tem-se que a equação que rege o fenômeno de condução é:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T_i}{\partial t}, \quad i = 1, 2, \quad -L_1 \leq x \leq L_2, \quad t > 0 \quad (4)$$

onde  $T_i$  é a temperatura (K) no cilindro  $i$ ;  $x$  é a coordenada espacial (m),  $a$  é a difusividade térmica ( $110 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  para o cobre utilizado) e  $t$  é o tempo (s).

A condição inicial é:

$$T_i(x, 0) = T_\infty \quad -L_1 \leq x \leq L_2 \quad (5)$$

onde  $T_\infty$  é a temperatura da fonte fria (K).

Sobre a parte superior da amostra, impomos um fluxo de calor periódico com uma dada frequência. Este fluxo periódico é idêntico à potência dissipada pelo aquecedor. Desta forma, temos como condição de fronteira em  $x = -L_1$  (ver Fig. 1):

$$\lambda \frac{\partial T_1(-L_1, t)}{\partial x} = \varphi_0 + \varphi_0 \cos(\omega t) \quad (6)$$

onde  $\lambda$  é a condutividade térmica (375 W/mK para o cobre),  $\varphi_0$  é o fluxo de calor (W/m<sup>2</sup>) e  $\omega=2\pi f$  (f é a frequência do sinal do térmico em Hz).

Na interface entre os dois tem-se as seguintes relações:

$$T_1(0, t) - T_2(0, t) = -R\lambda \frac{\partial T_1(0, t)}{\partial x} \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_1(0, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_2(0, t)}{\partial x} \quad (8)$$

onde R é a resistência térmica de contato (Km<sup>2</sup>/W).

Na extremidade inferior da amostra, tem-se uma troca de calor com um fluido refrigerante cuja temperatura é constante. Assumiremos, então, que a condição de fronteira em  $x=L_2$  é uma condição de temperatura imposta, ou seja:

$$T_2(L_2, t) = T_\infty \quad (9)$$

O modelo térmico é então dado pelas Eqs. (4), (5), (6), (7), (8) e (9). Fazendo  $\theta_i(x, t) = T_i(x, t) - T_\infty$ , temos:

$$\frac{\partial^2 \theta_i}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial \theta_i}{\partial t}, \quad i = 1, 2 \quad (10)$$

$$\theta_i(x, 0) = 0 \quad (11)$$

$$\theta_2(x, 0) = 0 \quad (12)$$

$$-\lambda \frac{\partial \theta_1(-L_1, t)}{\partial x} = \varphi_0 + \varphi_0 \cos(\omega t) \quad (13)$$

$$\theta_1(0, t) - \theta_2(0, t) = -R\lambda \frac{\partial \theta_1(0, t)}{\partial x} \quad (14)$$

$$\frac{\partial \theta_1(0, t)}{\partial x} = \frac{\partial \theta_2(0, t)}{\partial x} \quad (15)$$

$$\theta_2(L_2, t) = 0 \quad (16)$$

O campo de temperatura solução deste modelo é a soma de três campos térmicos: um permanente ( $T_p$ ), um transitório ( $T_t$ ) e um senoidal ( $T_s$ ) (sem a componente contínua). Quando o tempo aumenta, a perturbação transiente ligada a condição inicial tende a zero (Carslaw & Jaeger, 1959) e o campo de temperatura é a soma de dois campos térmicos: um permanente e outro senoidal. A soma destes dois campos constitui o regime periódico estabelecido. A solução deste problema é apresentada em Filho (1998).

A solução que interessa é apenas a componente senoidal. Chamando de  $x_r$  a posição do ponto adotado como referência (no cilindro superior) e de  $x$  uma posição qualquer (no cilindro inferior), obtêm-se a seguinte relação para a temperatura senoidal nesses pontos:

$$\frac{T_{s_2}(x, t)}{T_{sr}(x_r, t)} = \frac{-\{2\sinh[M(x - L_2)]\}}{\{2MR\lambda \cosh(ML_2) \cdot \cosh(Mx_r) - 2\sinh[M(x_r - L_2)]\}} \quad (17)$$

onde

$$M = \sqrt{\frac{\omega}{2a}}(1 + j) = m(1 + j) \quad (18)$$

Onde  $m = \sqrt{\frac{\omega}{2a}}$ ,  $j = \sqrt{-1}$ .  $M$  é portanto um numero complexo.

A razão de temperaturas, Eq. (17), tem uma amplitude,  $A$  (adimensional), e uma defasagem,  $\Psi$  (graus), dada por:

$$A(x, x_r) = \left[ \frac{(f_{2R}(x))^2 + (f_{2I}(x))^2}{(f_R(x_r))^2 + (f_I(x_r))^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

$$\Psi(x, x_r) = \arctg\left[\frac{f_I(x_r)}{f_R(x_r)}\right] - \arctg\left[\frac{f_{2I}(x)}{f_{2R}(x)}\right] \quad (20)$$

onde

$$f_R(x_r) = 2mR\lambda \{ \cos[m(L_2 + x_r)] \cosh[m(L_2 + x_r)] - \sin[m(L_2 + x_r)] \sinh[m(L_2 + x_r)] + \cos[m(L_2 - x_r)] \cosh[m(L_2 - x_r)] - \sin[m(L_2 - x_r)] \sinh[m(L_2 - x_r)] \} - 4 \cos[m(x_r - L_2)] \sinh[m(x_r - L_2)] \quad (21)$$

$$f_I(x_r) = 2mR\lambda \{ \sin[m(L_2 + x_r)] \sinh[m(L_2 + x_r)] + \cos[m(L_2 + x_r)] \cosh[m(L_2 + x_r)] + \sin[m(L_2 - x_r)] \sinh[m(L_2 - x_r)] + \cos[m(L_2 - x_r)] \cosh[m(L_2 - x_r)] \} - 4 \sin[m(x_r - L_2)] \cosh[m(x_r - L_2)] \quad (22)$$

$$f_R(x) = -4 \cos[m(x - L_2)] \sinh[m(x - L_2)] \quad (23)$$

$$f_I(x) = -4 \sin[m(x - L_2)] \cosh[m(x - L_2)] \quad (24)$$

A partir da expressão da razão da amplitude, eq. (19), obtém-se uma equação do segundo grau em  $R$  ( $CR^2 + DR + E = 0$ ), enquanto da expressão da defasagem, obtém-se uma equação do primeiro grau em  $R$  ( $FR + G = 0$ ). A RTC é determinada utilizando-se uma média aritmética das resistências obtidas para cada um dos cinco termopares instalados no cilindro inferior (como referência, adota-se o termopar instalado no cilindro superior).

#### 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

À partir das medidas das variações periódicas de temperaturas realizadas pelos termopares, vamos identificar o valor médio, a amplitude e a fase minimizando a função:

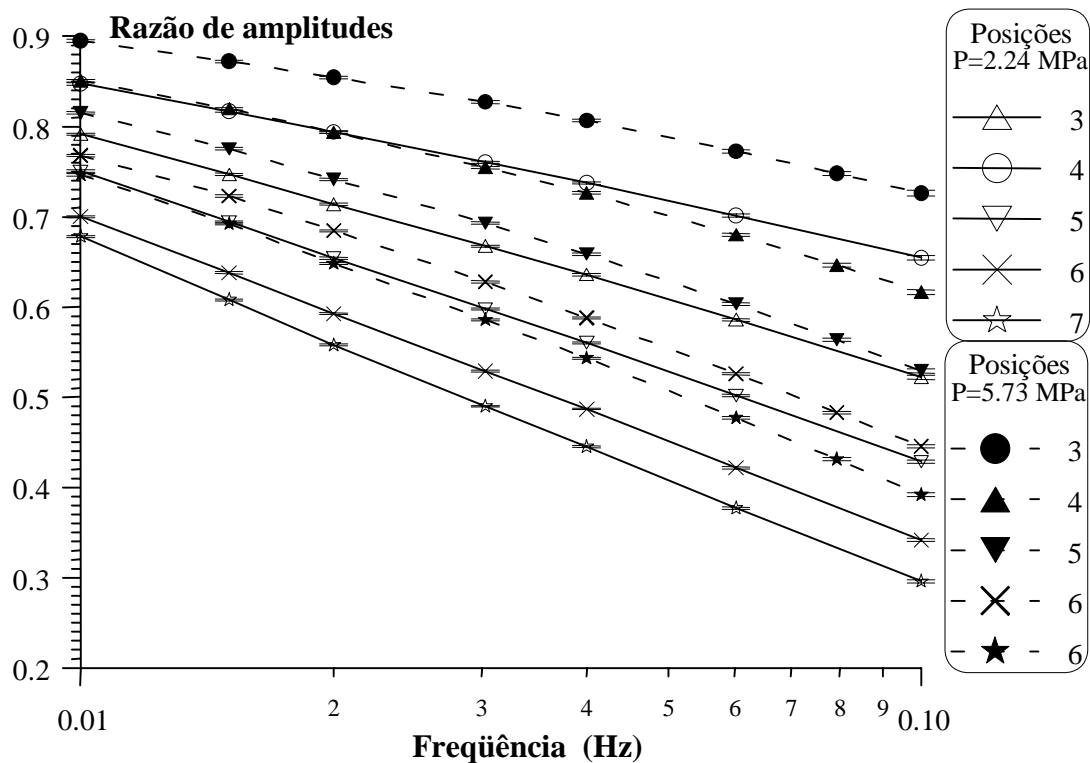
$$S(VM, A_T, \Psi_T) = \sum_{i=1}^{4000} (T_{exp} - T_{mod})^2 \quad (25)$$

onde  $VM$ ,  $A_T$ ,  $\psi_T$  são respectivamente o valor médio, a amplitude e a defasagem de temperatura e,  $T_{exp}$  e  $T_{mod}$  ( $T_{mod} = VM + A_T \cos(\omega t - \Psi_T)$ ) são respectivamente as temperaturas fornecidas pelos dados experimentais e pelo modelo. A identificação é realizada utilizando-se 20 períodos com 200 pontos de medida (4000 pontos no total) e utilizando-se um programa desenvolvido por Press e al. (1992), que usa o método de Levenberg-Marquard.

## 6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

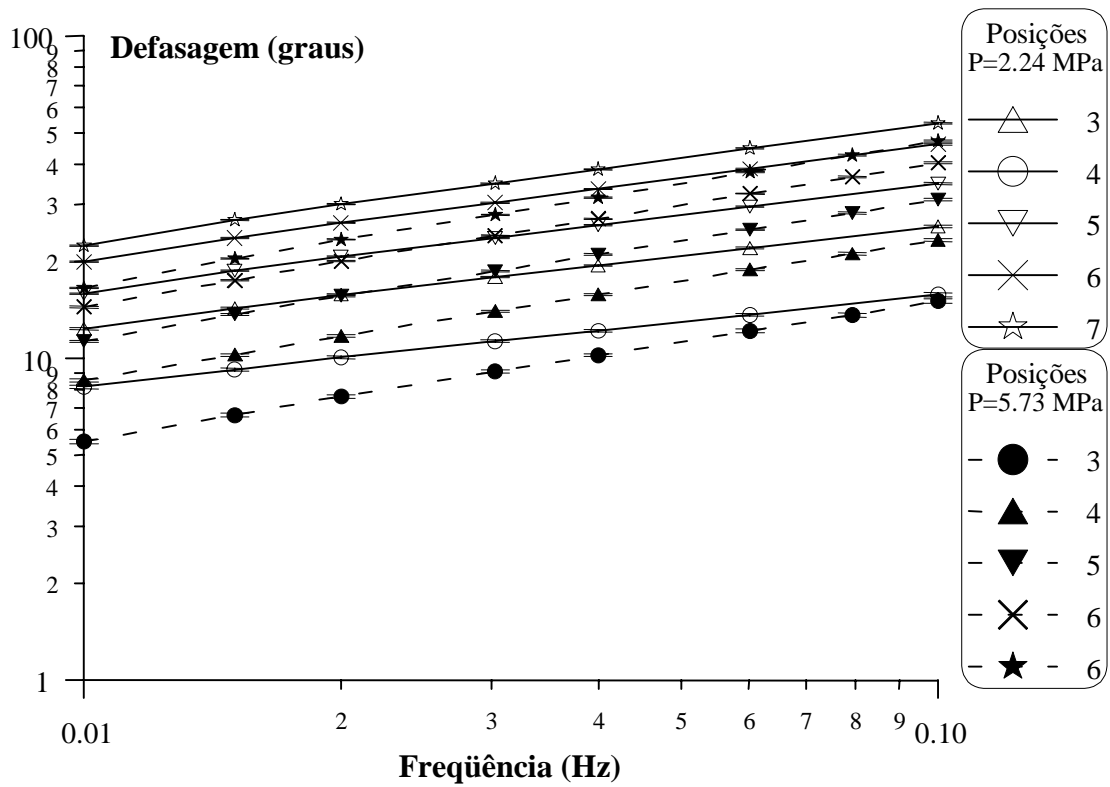
A amostra testada, que é constituída de dois cilindros de cobre, teve suas superfícies de contatos preparadas no torno e apresentaram rugosidades de  $0.397 \mu\text{m}$  e  $0.999 \mu\text{m}$  respectivamente. Os ensaios foram feitos num vácuo de 2 Pa, onde primeiro se utilizou uma pressão mecânica de contato 2.24 MPa e em seguida uma pressão mecânica de 5.73 MPa. Em cada ensaio foi usada uma frequência de excitação térmica diferente. As frequências utilizadas foram: 0.010 Hz, 0.015 Hz, 0.020 Hz, 0.0303 Hz, 0.040 Hz, 0.602 Hz, 0.079 Hz, 0.100 Hz. Os resultados das razões de amplitudes e defasagens são mostradas nas Figuras 3 e 4 para os ensaios realizados. Pode-se constatar, para uma dada pressão mecânica, que a medida que a frequência aumenta a razão de amplitudes diminui, enquanto que a defasagem aumenta. Nas mesmas Figuras 3 e 4, pode-se verificar que quanto maior for a carga mecânica, para uma dada frequência, maior será a razão de amplitudes e menor será a defasagem. Isto é esperado fisicamente, pois a resistência de contato diminui quando aumentamos a pressão mecânica.

Os valores das resistências determinados através das expressões de R a partir da razão de amplitudes e da defasagem são mostrados na Figura 5. Pode-se constatar que quando a pressão mecânica aumenta, a resistência de contato diminui. Este fenômeno é atribuído a um aumento da área real de contato, que para o caso de deformações plásticas das asperezas, é proporcional a razão entre a pressão mecânica e a microdureza do material.

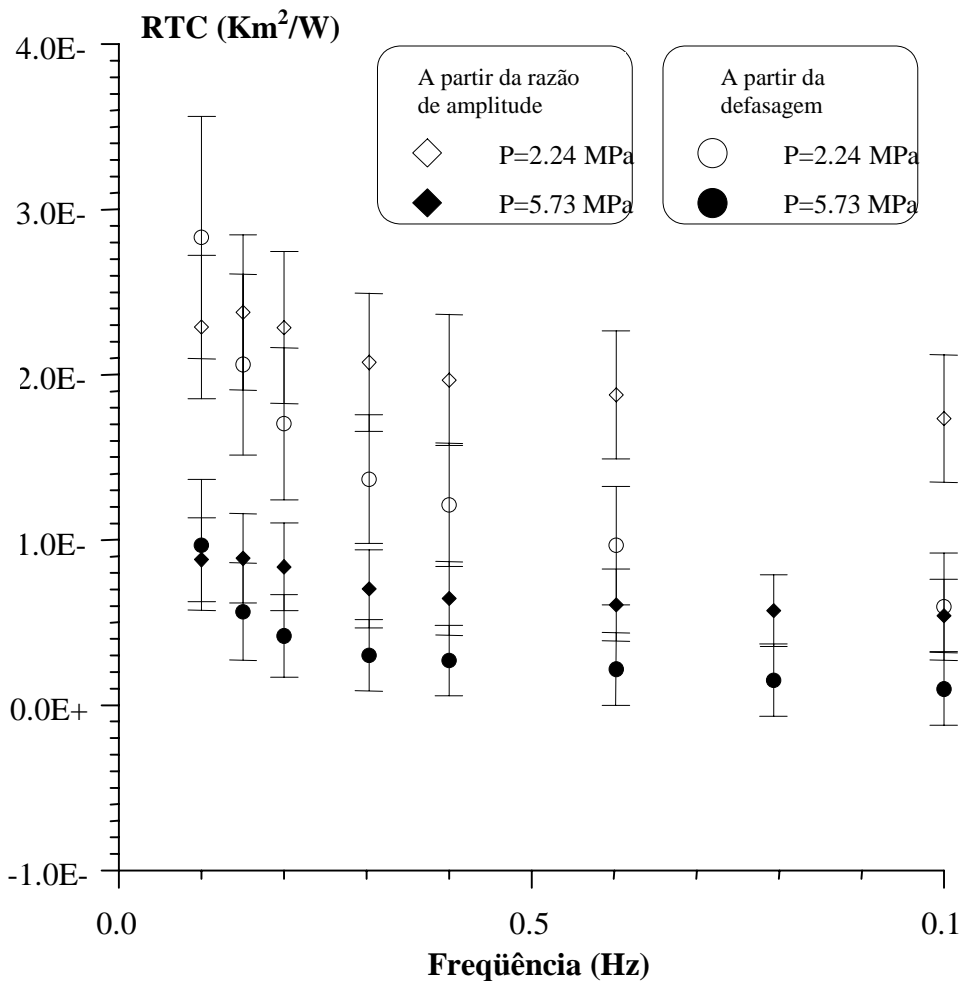


**Figura 3.** Razão de amplitudes de temperatura (referência: primeiro termopar).





**Figure 4.** Defasagem de temperatura (referência: primeiro termopar).



**Figure 5.** Resistência de contato obtida a partir da razão de amplitudes e defasagem

A Figura 5 mostra também que a RTC varia para uma dada pressão mecânica em função da frequência. Estas variações, que são mais importantes em frequências mais baixas podem ter suas causas nas características construtivas do aquecedor, nos erros nas propriedades térmicas utilizadas ou ainda nos microdeslocamentos provocados pelo sinal periódico que modificariam os picos de rugosidade em contato real melhorando o contato e diminuindo a RTC.

## 8. CONCLUSÃO

A técnica de medida da RTC utilizando um sinal periódico é muito simples e fornece uma boa idéia de sua ordem de grandeza. A utilização da mesma técnica permite obter algumas propriedades térmicas como a difusividade (usando a componente senoidal do sinal) e a condutividade térmica (usando a componente continua). Entretanto, a medida que trabalha-se com materiais menos condutores, precisa-se utilizar frequências mais baixas, que tem o inconveniente na demora de obtenção dos resultados, pois para que o regime se torne estabelecido, precisa-se de um tempo longo.

### *Agradecimentos*

Meus agradecimentos vão para o CNPq e o Departamento de Engenharia Mecânica do Centro de Ciências e Tecnologia da UFPb pelo apoio durante os meus estudos de doutorado onde tive a oportunidade de realizar este trabalho.

## REFERÊNCIAS

- Bardon, J. P. Introduction à l'étude des résistances thermiques de contact. *Rév. Gén. Therm.*, 1972, N° 125, p. 429-445.
- Carslaw, W. S. and Jaeger, J. C. *Conduction of Heat in Solids*. 2nd Edition. Oxford: Clarendon Press, 1959. 509 p.
- Filho, C. R. B. Etude des resistances thermiques de contact en regimes periodique. Thèse de Doctorat : Institut National des Sciences Appliqués de Lyon, 1998, 214 p.
- Press, H. N., Teukolsky, S.A., Vetterling, W. T. and Flannery, B. P. *Numerical Recipes in Fortran*. Second Edition. Cambridge: Cambridge University Press, 1992, 934 p.

# ESTUDO TEÓRICO DO ESCOAMENTO DE AR EM UMA CHAMINÉ SOLAR COM CONDIÇÕES REAIS DE INSOLAÇÃO

**André Guimarães Ferreira**

**Márcio Fonte-Boa Cortez**

**Ramón Molina Valle**

**Cristiana Santiago Brasil**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica,  
Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: [ferreira@demec.ufmg.br](mailto:ferreira@demec.ufmg.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta uma análise teórica do escoamento turbulento de ar com condições reais de insolação no interior de uma chaminé solar. As chaminés solares são dispositivos utilizados, atualmente, para geração de energia elétrica. São constituídas por uma cobertura radial transparente e por uma torre localizada em seu centro. Parte da radiação solar incidente sobre a cobertura é absorvida pelo solo, aquecendo o ar dentro da estufa e induzindo um escoamento ascendente na chaminé. O escoamento é descrito pelas equações de conservação da massa, do momentum e da energia, além das equações de transporte das grandezas do modelo de turbulência ( $k$  e  $\epsilon$ ). São apresentados parâmetros adimensionais, à saída do dispositivo, em função do horário e das condições de insolação, representadas pelo aquecimento do solo sob a cobertura.

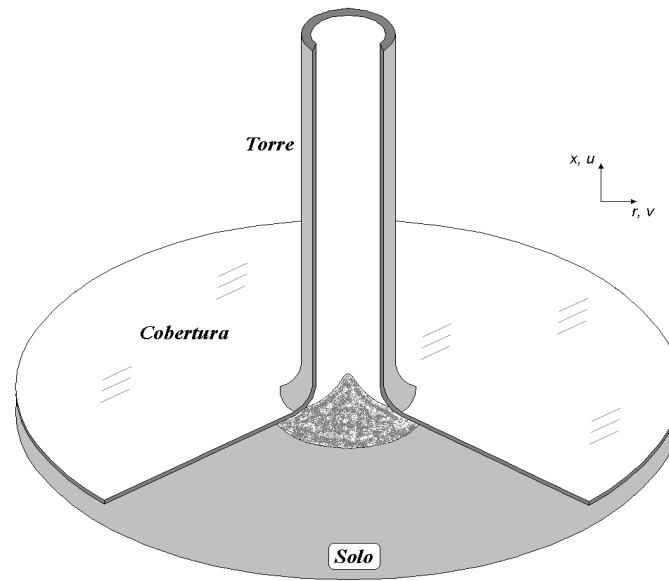
**Palavras-chave:** Chaminé solar, Turbulência, Condições de insolação

## 1. INTRODUÇÃO

As chaminés solares são constituídas de uma torre central tubular, fixada em sua base a uma estufa circular aberta nas extremidades (Fig. 1). Durante o dia, parte da radiação solar incidente sobre a cobertura é absorvida pelo solo e transformada em energia térmica. O ar dentro da estufa é então aquecido pelo chão, gerando-se um escoamento ascendente na chaminé devido a forças de empuxo, criadas por gradientes de densidade do fluido. O ar quente é continuamente substituído por ar a temperatura ambiente que esco radialmente da periferia para o centro do sistema. À noite, parte da energia térmica armazenada pelo solo durante o período de insolação é transferida ao escoamento de ar, permitindo o funcionamento ininterrupto da chaminé solar.

O escoamento de ar quente gerado no interior do dispositivo pode ser utilizado para geração elétrica ou para secagem (Bernardes et al., 1999). A geração elétrica é obtida através de uma turbina eólica instalada na base da chaminé, acoplada a um gerador elétrico (Schlaich, 1995). O processo de secagem se efetua através do aproveitamento do ar quente, o qual pode

ser utilizado para desidratação de frutas e de grãos na agricultura ou em qualquer outra atividade industrial que demande ar quente para remoção de umidade.



**Figura 1.** Esquema da Chaminé Solar

O objetivo deste trabalho é analisar o escoamento turbulento transiente de ar em convecção livre turbulenta no interior de uma chaminé solar, sob condições reais de insolação. O modelo matemático envolve as equações de conservação da quantidade de movimento e da energia, além das equações de transporte para as grandezas turbulentas ( $k$  e  $\epsilon$ ). Para estimar a variação da temperatura do solo, foi utilizado um modelo transiente para as condições reais de insolação. Foi desenvolvido um código computacional utilizando o Método dos Volumes Finitos em Coordenadas Generalizadas para resolver o sistema de equações de conservação.

É analisado o comportamento do escoamento em função do horário e das condições de insolação locais, possibilitando a avaliação do comportamento transiente da temperatura do solo, da temperatura de saída do escoamento e dos números de Reynolds e de Rayleigh.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo adotado considera o escoamento turbulento em regime transiente, com condições reais de insolação. O fluido utilizado é o ar, considerado como um gás perfeito. As hipóteses admitidas para a solução do problema baseiam-se em escoamento incompressível, fluido Newtoniano, propriedades do fluido constantes e sem dissipação viscosa.

As equações de conservação da massa, da quantidade de movimento nas direções  $x$  e  $r$  e da energia, escritas para as grandezas médias, num sistema de coordenadas bidimensionais, obedecendo às hipóteses admitidas, são dadas, respectivamente, por

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho u v) = -\frac{\partial p}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_e \frac{\partial u}{\partial r} \right) +$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right) + g \rho_0 \beta (T - T_0)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v v) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \mu_e \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial u}{\partial r} \right) - 2 \mu_e \frac{v}{r^2} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u T) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v T) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right] + \frac{\beta T}{c_p} \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v) - \rho \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\rho}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r v) \right] \quad (4)$$

Foi utilizado o modelo k-ε padrão de turbulência com funções de parede (Launder & Spalding, 1974), representado por 2 novas equações diferenciais para a energia cinética turbulenta (k) e para dissipação da energia cinética turbulenta (ε)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v k) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_e}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\mu_e}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + P_k + G_k - \rho C_d \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_e}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\mu_e}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{C_1 \varepsilon}{k} (P_k + G_k) (1 + 0,8 R_f) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

onde  $P_k$  (termo de produção de energia cinética turbulenta) é dado por

$$P_k = \mu_t \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + 2 \left( \frac{v}{r} \right)^2 \right] \quad (7)$$

Os termos  $G_k$  e  $(1+0,8R_f)$  dados por Rodi (1993), traduzem a influência do empuxo no escoamento,

$$G_k = -\frac{\beta g}{\rho} \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (8)$$

$$R_f = \begin{cases} 0 & \text{p/ canais verticais} \\ -\frac{G_k}{P_k + G_k} & \text{p/ canais horizontais} \end{cases} \quad (9)$$

Neste modelo,  $\mu_t$  não é uma propriedade do fluido, e sim uma medida local do nível de turbulência.

$$\mu_t = \rho C_\mu C_D \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

Supõe-se também que, na subcamada turbulenta, os fluxos de momentum e calor obedecem às relações

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (11)$$

$$T^+ = \frac{Pr_t}{\kappa} \ln(Ey^+) + Pr_t \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left( \frac{A_1}{\kappa} \right)^{1/2} \left( \frac{Pr}{Pr_t} - 1 \right) \left( \frac{Pr}{Pr_t} \right)^{1/4} \quad (12)$$

As constantes do modelo de turbulência são dadas na Tabela 1

**Tabela 1.** Constantes do modelo k-ε

$c_\mu$	$c_D$	$c_1$	$c_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$\kappa$	$E$	$A$
0,09	1,0	1,44	1,92	1,0	1,3	0,4187	9,793	26,0

A partir de balanços energéticos pode-se estabelecer as condições de contorno térmicas para o chão e para a cobertura. Para a radiação absorvida pelo chão, utiliza-se um modelo similar ao proposto em Duffie & Beckman (1991) para coletor solar plano. Neste modelo, a radiação absorvida por uma superfície horizontal, segundo o modelo isotrópico de céu, leva em conta uma parcela de radiação direta e uma parcela de radiação difusa.

$$q''_{\text{rad}} = I_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \quad (13)$$

onde  $I_b$  e  $I_d$  são as componentes direta e difusa da radiação incidente sobre o coletor e os produtos  $\tau\alpha$  representam a frações destas radiações incidentes que serão absorvidas pelo chão.

Tratando-se o solo como um meio semi-infinito, pode-se utilizar a solução exata para a equação diferencial parcial que descreve a condução no solo (Özisik, 1993).

$$T_{\text{solo}}(t) = T_i + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\alpha'}{K_{\text{solo}}} \int_{t'=0}^t \frac{q''_{\text{liq}}(t')}{\sqrt{4\alpha'(t-t')}} dt' \quad (14)$$

onde  $\alpha'$  e  $K_{\text{solo}}$  representam a difusividade e condutividade térmicas do solo, respectivamente,  $T_i$  a temperatura inicial do solo,  $t$  o tempo e  $q''_{\text{liq}}$  a diferença entre o fluxo de calor de radiação absorvido pelo solo e o fluxo de calor perdido para o escoamento.

O domínio de solução é mostrado na Figura 2. Devido à simetria, resolve-se o problema apenas para metade da geometria. A fronteira leste é uma região de saída de massa, na qual se impõe o regime completamente desenvolvido para temperatura, velocidade,  $k$  e  $\varepsilon$ . A fronteira oeste corresponde à entrada de massa, a temperatura ambiente  $T_o$  e com a velocidade atualizada a cada iteração do procedimento numérico pela equação da conservação da massa aplicada entre os volumes de controle vizinhos. Os valores de  $k$  e  $\varepsilon$  são calculados a partir da velocidade  $v$  de entrada.

Na fronteira sul, o eixo da chaminé apresenta condições de simetria, a região externa da junção envolve condições de não deslizamento e de isolamento térmico e o solo, além da condição de velocidade nula, mostra condições de temperatura prescrita, de acordo com o modelo de insolação. Na região de parede e de simetria,  $k$  e  $\varepsilon$  apresentam fluxo nulo. Na fronteira norte, para a parede da torre e a face da junção consideram-se condições de não deslizamento e de isolamento térmico. Na cobertura são impostas condições de velocidade nula e de perdas convectivas e radiativas para o vento a temperatura ambiente  $T_o$ . Toda a fronteira é região de parede, apresentando fluxo nulo de  $k$  e de  $\varepsilon$ .

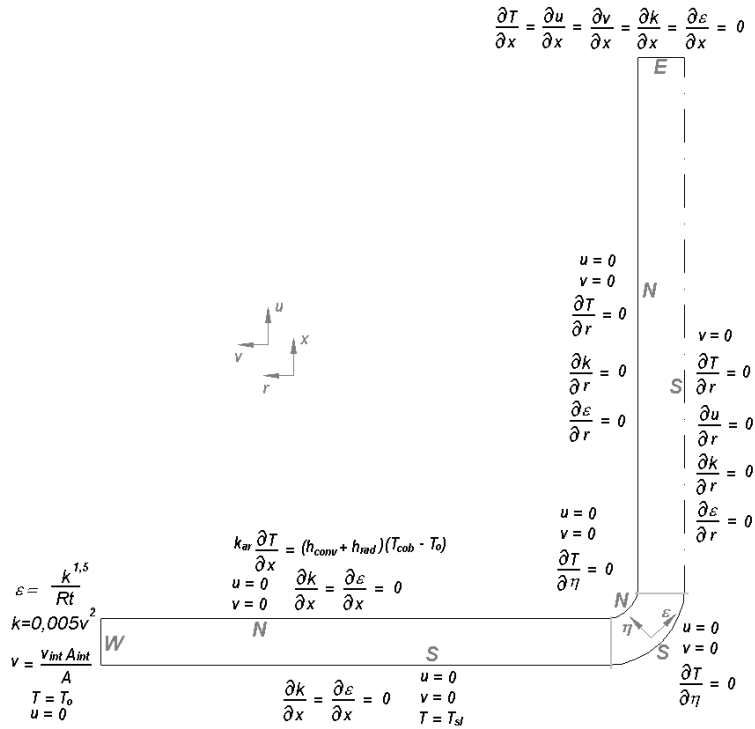


Figura 2. Domínio de solução do problema

### 3. METODOLOGIA COMPUTACIONAL

Para geração da malha foi utilizado um sistema de equações diferenciais elípticas. Para a solução numérica do sistema de equações foi usado o método de Volumes Finitos em Coordenadas Generalizadas. Nesta metodologia, para um sistema bidimensional, as equações de conservação são transformadas do sistema cilíndrico de coordenadas  $(x,r)$  para o sistema de coordenadas curvilíneas  $(\xi,\eta)$ . Desta forma, a equação geral transformada é dada por Maliska (1995)

$$\begin{aligned} & \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} (\rho r U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \epsilon} (\rho r V \phi) \\ & = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} \left[ r J \Gamma^\phi \gamma \frac{\partial \phi}{\partial \eta} - r J \Gamma^\phi \beta \frac{\partial \phi}{\partial \epsilon} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \epsilon} \left[ r J \Gamma^\phi \alpha \frac{\partial \phi}{\partial \epsilon} - r J \Gamma^\phi \beta \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right] + \frac{S^\phi}{J} \end{aligned} \quad (15)$$

onde  $U$  e  $V$  são as componentes contravariantes da velocidade,  $J$  é o jacobiano da transformação e  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  são os componentes do tensor métrico (Maliska, 1995).

O método SIMPLEC (*Semi Implicit Linked Equations Consistent*) foi utilizado para o acoplamento pressão-velocidade. O método de interpolação WUDS (*Weighted Upstream Differencing Scheme*) e o arranjo desencontrado para armazenamento das variáveis foram utilizados. Desta forma, a equação discretizada para cada volume elementar  $P$  é dada por:

$$A_P \phi_P = A_e \phi_E + A_n \phi_N + A_w \phi_W + A_s \phi_S + A_{ne} \phi_{NE} + A_{nw} \phi_{NW} + A_{se} \phi_{SE} + A_{sw} \phi_{SW} + B \quad (16)$$

A aplicação das condições de contorno foi feita utilizando-se a técnica dos volumes fictícios. A equação anterior vale para todos os volumes internos do domínio. Devem ser

criadas, portanto, equações para os volumes fictícios em função das condições de contorno existentes. É natural escrever tais equações na mesma forma das equações para os volumes internos (Maliska, 1995).

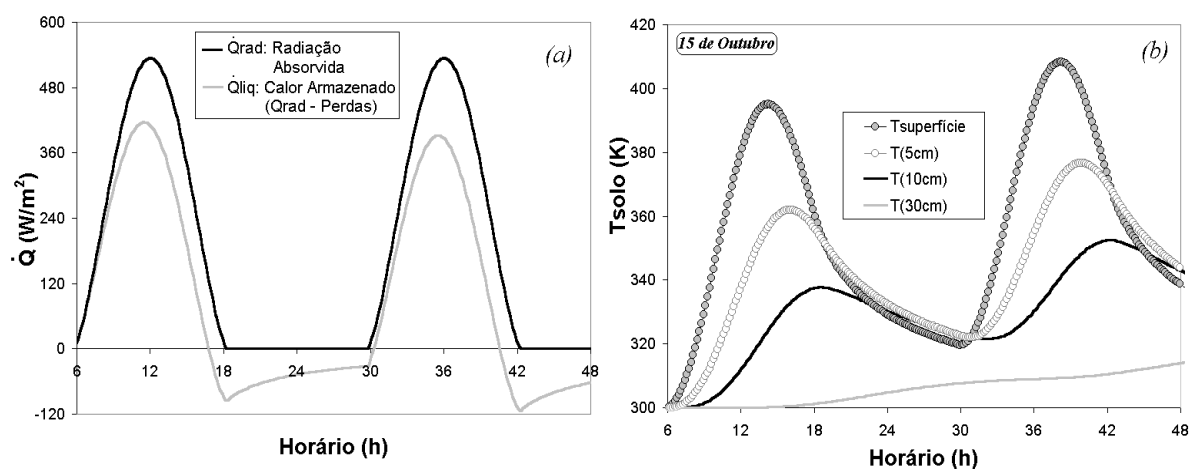
#### 4. RESULTADOS

A chaminé solar analisada neste trabalho apresenta uma torre com 1m de diâmetro e 20m de comprimento e uma cobertura com um diâmetro de 24m, mantida a 0,5m acima do chão. A junção possui raios interno e externo de, respectivamente, 0,5m e 1m. Na análise numérica, foi adotada uma malha no espaço de 222 x 22 volumes, após a realização de um teste onde os valores dos campos de velocidade, temperatura, pressão e grandezas turbulentas não apresentaram alterações significativas com o aumento do número de volumes de controle. A malha no tempo sofreu teste similar, sendo adotado o incremento de 60s para o processo de marcha da solução transiente.

Como condição inicial, adotaram-se os campos de velocidade, temperatura e grandezas turbulentas ( $k$  e  $\epsilon$ ) obtidos da solução do escoamento turbulento em regime permanente, mantidos, respectivamente, o solo e a cobertura a temperaturas constantes de 300,9K e 300K.

Foram utilizados dados de insolação para Belo Horizonte, ar como fluido no interior do dispositivo, propriedades do vidro para a cobertura e da areia para o solo. O horário adotado para a inicialização do escoamento no dia de simulação foi coincidente com o início do período de brilho solar, isto é, 6:37h para 15 de junho e 5:47h para 15 de outubro. Devido ao grande esforço computacional necessário para a simulação de um ciclo diário completo (24 horas), os resultados se restringem às 3,5 horas iniciais de simulação. Os valores para a radiação média mensal para os meses de junho e outubro são, respectivamente,  $H_j=14,52\text{MJ/m}^2$  e  $H_o=19,32\text{MJ/m}^2$  e para o índice de transparência,  $Kt_j=0,6$  e  $Kt_o=0,5$ . A temperatura ambiente foi mantida constante em 300K, durante toda a simulação.

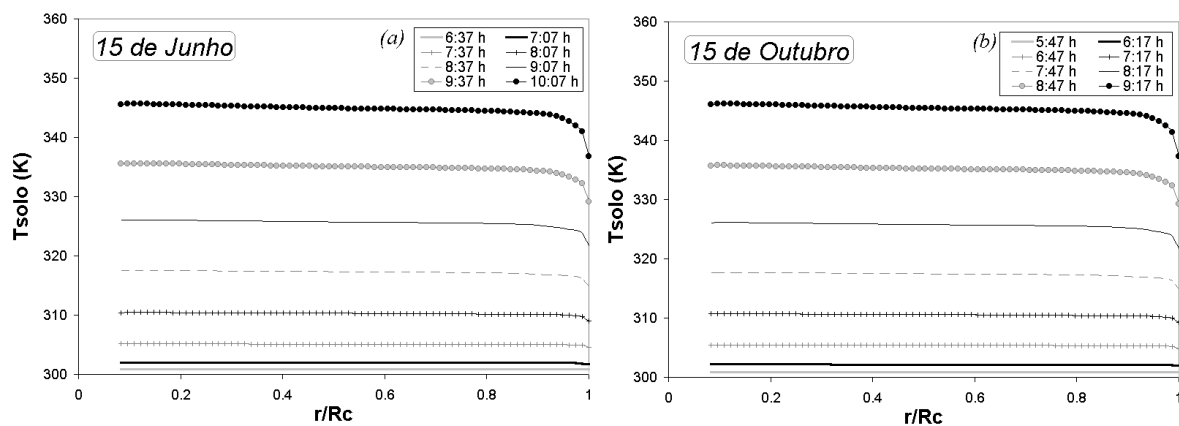
A Figura (3a) mostra o comportamento dinâmico do fluxo de radiação solar absorvido pela superfície do solo ( $Q_{\text{rad}}$ ) e do fluxo líquido de calor armazenado pelo solo ( $Q_{\text{liq}}$ ), determinado a partir do perfil de insolação proposto, para o dia 15 de outubro, para a cidade de Belo Horizonte. Observa-se que, durante a noite, o solo libera, para o escoamento no interior da chaminé solar, parte da energia armazenada durante o dia. A Figura (3b) apresenta, para o fluxo líquido de calor armazenado, o comportamento da temperatura para várias profundidades do solo, onde percebe-se uma tendência de homogeneização da temperatura, até a temperatura ambiente, para maiores profundidades.



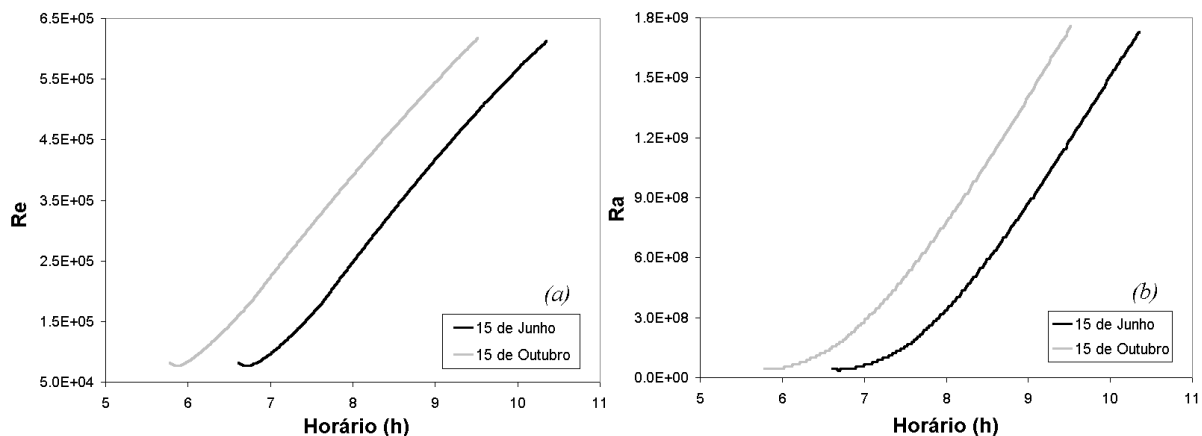
**Figura 3.** Comportamento Térmico do Solo para o Perfil de Insolação Proposto



As condições de contorno de insolação se fizeram representar pela determinação local e instantânea da temperatura da superfície do solo. A Figura (4) apresenta o comportamento da temperatura do solo com a posição radial na cobertura. A temperatura do solo aumenta da periferia da cobertura para o centro do dispositivo, pois a perda de calor para o escoamento na periferia é maior. Além disso, observa-se um gradiente de temperatura no solo muito maior próximo à periferia do dispositivo, pois, nesta região de entrada, o gradiente de temperatura do escoamento também é maior. Este fenômeno é acentuado para maiores temperaturas do solo, pois, como o escoamento sempre é admitido na chaminé solar à temperatura ambiente (300K), quanto maior a temperatura média do solo, maior a transferência de calor do solo para o escoamento na região de entrada. A temperatura do solo, para um determinado horário e posição na cobertura, é sempre maior no dia 15 de outubro do que no dia 15 de junho, em virtude de condições de insolação para o mês de outubro mais favoráveis do que as para o mês de junho.



**Figura 4.** Variação da Temperatura do Solo na Cobertura para Junho (a) e Outubro (b)



**Figura 5.** Variação dos números de Reynolds (a) e Rayleigh (b) com o horário

O número de Reynolds, em função do horário para os dias simulados (Figura 5a), apresenta um crescimento ao longo da manhã, já que a temperatura do solo aumenta, induzindo maiores forças de empuxo no escoamento e, conseqüentemente, maiores velocidades de saída. Para um mesmo horário, o número de Reynolds é maior no dia 15 de outubro, dada a maior temperatura do solo em qualquer horário que a de 15 de junho. O número de Rayleigh, em função do horário para os dias simulados (Figura 5b), aumenta

durante o período simulado, em razão da temperatura do solo e, conseqüentemente, da maior temperatura média de saída do escoamento.

## 5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo do comportamento dinâmico do escoamento turbulento de ar em convecção livre no interior de uma chaminé solar, sob condições reais de insolação, utilizando-se dados de radiação média mensal para a cidade de Belo Horizonte.

Foi desenvolvida uma metodologia numérica para a investigação do comportamento termo-hidrodinâmico do ar no interior do sistema. O escoamento foi descrito pelas equações de conservação da massa, do momentum e da energia, além das equações de transporte das grandezas do modelo de turbulência. Foi utilizado o modelo k- $\epsilon$  padrão com funções de parede para representação do fenômeno turbulento na análise do escoamento. A temperatura do solo foi estimada a partir de dados experimentais, em média mensal, da radiação incidente para a localidade escolhida.

Foi desenvolvido um programa computacional utilizando a técnica de Volumes Finitos em Coordenadas Generalizadas para a solução do sistema de equações representativas do modelo matemático.

Foram apresentados a variação da temperatura do solo com a posição e com o horário e o comportamento dos números de Reynolds e de Rayleigh ao longo das 3,5 horas de simulação. Para uma avaliação mais precisa do comportamento dinâmico do escoamento no interior de uma chaminé solar, seria interessante a utilização do fluxo instantâneo da radiação local incidente, considerando a presença de nuvens no céu.

Para a simulação no dia 15 de outubro, no período inicial da manhã até às 9:30h, o escoamento atingiu uma velocidade média de saída ligeiramente inferior a 9m/s e uma temperatura média de saída de, aproximadamente, 316K. É bom ressaltar que estes valores tendem a aumentar até que a temperatura do solo atinja seu valor máximo, logo após o meio dia. Apesar de o período de simulação ter sido pequeno e o modelo de insolação utilizado ainda necessitar de algumas melhorias para uma representação mais precisa das condições reais, a magnitude dos valores de velocidade e de temperatura do escoamento apresentam uma perspectiva otimista quanto a utilização da chaminé solar para secagem e geração elétrica.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bernardes, M.A. dos S.; Valle, R.M.; Cortez, M.F.B., 1999, “Numerical Analysis of Natural Laminar Convection in a Radial Solar Heater”, *International Journal of Therm. Sci.*, Vol. 38, pp 42-50.
- Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1991, “Solar Engineering of Thermal Processes”, *Jonh Wiley & Sons, Inc.* 2<sup>nd</sup> ed..
- Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, *Computer Methods in Applied Mechanics*, vol 3, pp 269-289.
- Maliska, C.R. , 1995, “Transferência de calor e Mecânica dos Fluidos Computacionais”, *Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.*, Rio de Janeiro.
- Özisik, M. N., 1993, “Heat Conduction” *Second Edition*, *John Wiley & Sons*.
- Rodi, W., 1993, “Turbulence Models and their Application in Hydraulics – A State of Art Review”, *IAHR*, 3<sup>rd</sup> Edition, Rotterdam, A.A. Balkema.
- Schlaich, J., 1995, “The Solar Chimney – Electricity from the Sun”, *Edition Axel Menges*, Stuttgart.

# AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE SECADORA VERTICAL DE USO DOMÉSTICO PARA VESTUÁRIO

**Jefferson Almeida Ribeiro**

**Paulo Magalhães Filho**

Universidade Estadual Paulista-UNESP, Faculdade de Engenharia, Departamento de Energia, 12500-000, Guaratinguetá, SP, Brasil. E-mail: [pfilho@feg.unesp.br](mailto:pfilho@feg.unesp.br)

## Resumo

A desumidificação em tecidos é feita pelo processo de circulação de ar quente através destes, em secadoras. A circulação do ar é obtida por um ventilador acionado por motor elétrico, e o aumento da temperatura do ar que atravessa os tecidos, com o objetivo de arrastar a sua umidade, é feito com dissipação de calor em resistência elétrica. Este trabalho mostra os resultados de uma modelagem experimental, examinando o comportamento de diversos tecidos numa secadora vertical do tipo suspenso, como: tergal, *cotton-lycra*, flanela, *jeans-indigo* e viscose. Foi analisado o comportamento do conteúdo de umidade nestes tecidos, frente aos fluxos de ar em temperaturas controladas, determinando, com isso, o calor necessário para atingir os padrões de secagem exigidos. Os ventiladores dos aparelhos de secagem foram testados para determinação da vazão e consumo de energia, estabelecendo com isso uma relação vazão *versus* consumo. São apresentados os resultados comparativos entre os vários tipos de tecidos.

**Palavras-chave:** Secagem de tecidos, Secagem, Consumo de energia.

## 1. INTRODUÇÃO

A indústria de eletrodomésticos coloca no mercado diferentes alternativas para a secagem de vestuário, não tendo um padrão, e tão poucas normas técnicas brasileiras, para padronização do produto ofertado.

O usuário deste tipo de produto normalmente não tem espaço em sua residência para a secagem do vestuário utilizando a energia solar, por residir em apartamentos, adquirindo o produto sem conhecer o seu desempenho e o seu consumo de energia.

O circuito básico de um sistema suspenso de secagem doméstica de tecidos, consiste de um fluxo de ar quente e seco que é insuflado num ambiente envolto por um filme de plástico.

Secadores elétricos são responsáveis por aproximadamente 3% do consumo de energia em residências nos países do hemisfério norte (onde o aquecimento de ar e água são responsáveis por 75% do total do consumo de energia), e cerca de 10% em regiões de clima moderado a quente.

Embora muitos estudos tenham sido realizados sobre esse assunto, é estimado que o consumo médio anual de energia elétrica em secagem de roupas numa residência típica - família com 4 pessoas - está em torno de 900 kWh, o que está próximo de um número correspondente a 1200 kWh para um forno elétrico.

Do início ao final do funcionamento de um secador elétrico de roupas, estas à temperatura do ambiente externo, a mais evidente e maior perda de energia em cada secador está na exaustão, onde uma grande quantidade de energia é conduzida e perdida para o meio externo na forma de ar quente e úmido.

Em localidades onde a calefação se faz necessária durante o inverno, esse ar pode ser filtrado e conduzido para ambientes fechados a fim de aquecer e umidificar residências, com isso economizando energia. Alternativamente, ele pode ser filtrado, desumidificado e reciclado para o secador, diminuindo a quantidade de energia elétrica necessária para aquecer o novo ar de secagem.

Isso contrasta com o procedimento atual, onde o secador retira o ar do ambiente e o aquece eletricamente, a um custo significativo, antes de descarregá-lo continuamente no meio externo. Além disso, a secagem não é uniforme numa mesma peça de roupa ou de uma peça para outra.

Em alguns tipos de secadores é necessário um aquecimento extra, ou apenas um breve aumento de temperatura para os tecidos de secagem rápida, o qual reflete tanto sobre a qualidade da secagem quanto sobre o controle da energia gasta nos secadores elétricos convencionais de roupas (Hamid,1991).

A determinação do desempenho de secadores é de vital importância, uma vez que a secagem é um processo de grande consumo de energia, como pode ser verificado em uma indústria têxtil, onde o tecido passa várias vezes por secadores durante o processo de acabamento. A produtividade dos secadores é o principal fator do qual depende a normalidade do fluxo das operações de produção. Portanto, conhecer as características de desempenho, através da determinação da eficiência térmica e da velocidade de secagem, é essencial para o estudo de secadores de tecidos.

Procedimentos devem ser desenvolvidos através de investigações teóricas e experimentais do processo básico de secagem, assim como através do estudo detalhado de secadores de diversos tipos, para obter-se uma modelagem representativa do processo para posterior simulação.

As informações obtidas podem ser de grande ajuda em estimativas quantitativas de melhoria, adquiridas em cada variação dos fatores que influenciam no desempenho. Baseado nessas grandezas e fatores selecionados pode-se decidir quais serão as variações mais benéficas para a melhoria do desempenho do secador.

Vários são os parâmetros que influenciam o desempenho dos secadores, e na maioria dos casos a natureza da influência e seu papel no mecanismo de secagem devem ser conhecidos, pelo menos nos graus de precisão requeridos para cada aplicação.

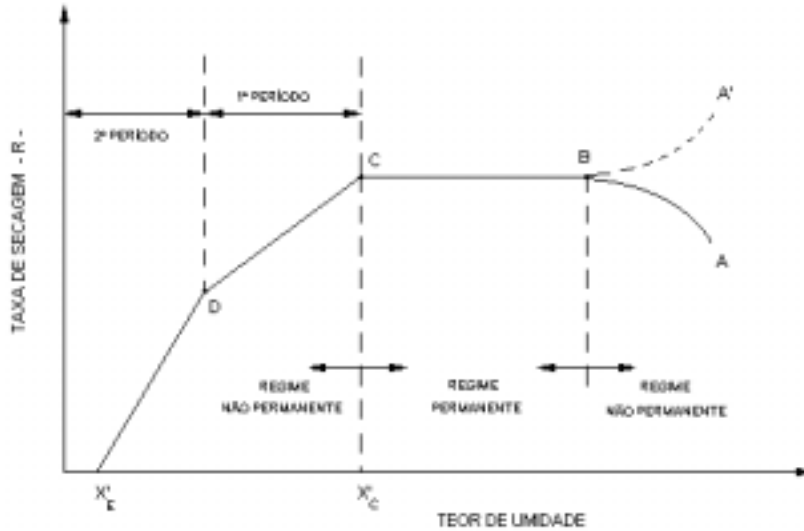
Os principais parâmetros são os seguintes: teor (ou conteúdo) de umidade do tecido na entrada e na saída do secador, conteúdo crítico de umidade do tecido, peso específico do tecido, condições de transferência de calor, temperatura do meio de fornecimento de calor, o tipo de envoltório do fluxo de ar, a velocidade e a umidade absoluta do fluxo de ar, a taxa de exaustão, taxa de secagem do sólido, dentre outros ( Prabhu & Parajia, 1981).

## **2. CONSIDERAÇÕES SOBRE OS PERÍODOS DE SECAGEM**

Na secagem de um sólido úmido, mediante um gás a uma temperatura e a uma umidade fixas, temos sempre um determinado tipo de comportamento, mostrado na Figura 1. Pode-se verificar que imediatamente após o contato entre o sólido e o meio secante a taxa de secagem do sólido ( R ) ajusta-se até atingir um regime permanente. No período de ajuste a taxa de secagem pode tanto crescer (AB) como diminuir (A'B).

No regime permanente a temperatura da superfície do sólido molhado é a própria temperatura de bulbo úmido do meio secante, permanece bastante estável e a taxa de secagem

também permanece constante (BC). O período termina quando o sólido atinge um teor de umidade, a partir do qual a temperatura da superfície começa a se elevar. Este ponto é chamado de teor crítico de umidade ( $X'_C$ ). A partir desse ponto a temperatura da superfície do sólido eleva-se e a taxa de secagem cai.



**Figura 1.** Taxa de secagem e o teor de umidade em condições fixas de secagem

O período de taxa decrescente pode ser bem maior que o de taxa constante, no entanto, a quantidade de líquido removido será muito menor. A taxa de secagem atinge valores próximos de zero num certo teor de umidade de equilíbrio ( $X'_E$ ), que é o menor teor de umidade atingível no processo de secagem com o sólido nas condições a que está submetido.

Durante o período de secagem à taxa decrescente, entre os pontos C e D, a superfície vai ficando mais pobre em líquido, pois a velocidade do movimento do líquido do interior do sólido para a superfície é menor que a velocidade com que a massa é evaporada na superfície.

No ponto D não há na superfície qualquer região significativamente saturada de líquido. A partir do ponto D, toda a evaporação ocorre a partir do interior do sólido e começa o segundo período de taxa decrescente. Este período termina quando atinge-se o teor de umidade de equilíbrio ( $X'_E$ ), e acaba a secagem.

### 3. COMPORTAMENTO DE TECIDOS DURANTE A SECAGEM

Os tecidos são sólidos com estruturas fibrosas que retêm a umidade como parte integrante da sua estrutura, ou então retêm a mesma no interior das fibras ou de poros delgados internos. Nestes materiais, o movimento da umidade é lento e ocorre pela difusão do líquido através de sua estrutura. As suas curvas de secagem mostram períodos de taxa constante (BC) muito curtos e conseqüentemente elevados valores de teor crítico de umidade ( $X'_C$ ). O 1º período de taxa decrescente é muito reduzido, e a maior parte do processo de secagem ocorre no 2º período.

Os teores de umidade de equilíbrio ( $X'_E$ ) são, em geral, elevados em virtude da água presente fazer parte da estrutura dos sólidos, e sua remoção total danificar os tecidos. As camadas superficiais tendem a secar mais rapidamente que o interior, e quando a taxa de secagem é muito elevada, ocorrem tão grandes gradientes no teor de umidade no interior do sólido, que a estrutura se rompe ou se deforma. Podem ocorrer casos com tecidos espessos em que se forma uma camada de material seco relativamente impermeável, dificultando ou

impossibilitando o prosseguimento da secagem no interior do mesmo, ou em que se acentue o gradiente do teor de umidade no sólido, e dependendo do material do tecido, causar a sua deterioração.

Em virtude destas circunstâncias, as condições da realização da secagem são relevantes e devem ser escolhidas tendo em vista os efeitos que podem ter sobre a qualidade do material (Foust *et al.*,1982).

Uma das variáveis que frequentemente devem ter seus valores conhecidos nos experimentos em secagem é a taxa de secagem . Para a determinação da mesma, a massa da amostra ( material + líquido ) colocada no fluxo de ar deve ser medida em função do tempo. A fim de obter-se resultados que possam ser extrapolados para o protótipo, alguns aspectos devem ser considerados na modelagem: as dimensões da amostra devem acompanhar a escala do protótipo e as condições de secagem (temperatura, superfície, coeficiente de troca de calor) devem, se possível, ser idênticas às condições do processo real ( Molnár,1995).

#### **4. AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE SECADORAS**

Para uma avaliação técnico-econômica realística de uma unidade secadora, certos fatores técnicos de desempenho devem ser definidos. Alguns dos seguintes fatores de desempenho são comumente utilizados: Tempo de Secagem, Eficiência Térmica, Consumo Específico de Potência, Volume Específico do Secador e Consumo Específico de Ar ( Pakowski,1992).

Para efeito de estudo teórico de secadoras tem-se um conjunto de equações que devem ser resolvidas simultaneamente. Essas equações normalmente são: equações do balanço de massa e de entalpia, equações cinéticas de transferência de calor e de massa, e equação do tempo de residência. Dependendo do número de incógnitas, essas equações não serão suficientes para as suas resoluções, sendo necessário a obtenção de valores experimentais para completar a modelagem ( Gopalnarayanan & Radermacher,1995), ( Kesselring & Smith,1996), ( Mujumdar,1995), estando neste ponto a contribuição deste trabalho.

##### **4.1 Objetivos da avaliação experimental deste trabalho**

- Encontrar as temperaturas ideais para secagem por processo convectivo de tipos diferentes de tecidos utilizados na confecção de vestuário.
- Determinar alguns fatores de desempenho de um aparelho secador do tipo suspenso existente no mercado brasileiro.

##### **4.2 Materiais e métodos**

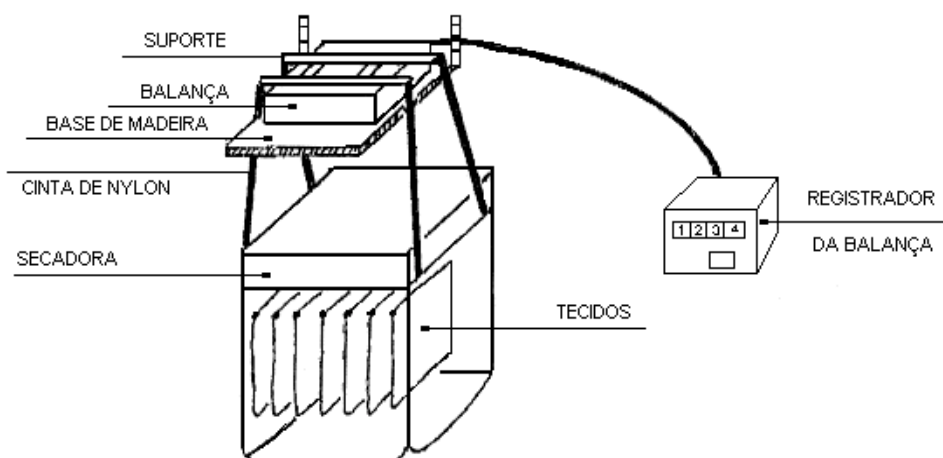
Foi utilizada uma secadora normal de linha disponível no mercado, do tipo suspenso, marca Enxuta. O ventilador responsável pelo insuflamento do ar de secagem foi ensaiado em bando de teste segundo AMCA/ANSI – Standard 210-74, tendo apresentado para o ponto nominal de funcionamento, valores constantes de 3,0 mCAr para a pressão estática e 0,0368 Nm<sup>3</sup>/s de vazão em 2400 rpm, consumindo uma potência de 96 W. O sistema de aquecimento do ar de secagem é constituído de resistência elétrica dissipando uma potência de 1200 W, com tensão de alimentação regulada em 120 V. Este tipo de secadora, contém 7 suportes para que as roupas sejam penduradas, numa câmara envoltória de filme plástico de 0,105 m<sup>3</sup>, tendo orifícios laterais para a saída do ar úmido.

As amostras foram confeccionadas nas dimensões 0,465 x 0,340 m, que representaram as áreas de exposição dos vestuários ao fluxo do meio secante, em diversos tecidos normalmente utilizados para sua manufatura: tergal, *cotton-lycra*, flanela, *jeans-indigo*, e viscose.

Com o objetivo de verificar o comportamento da temperatura das superfícies e teor de

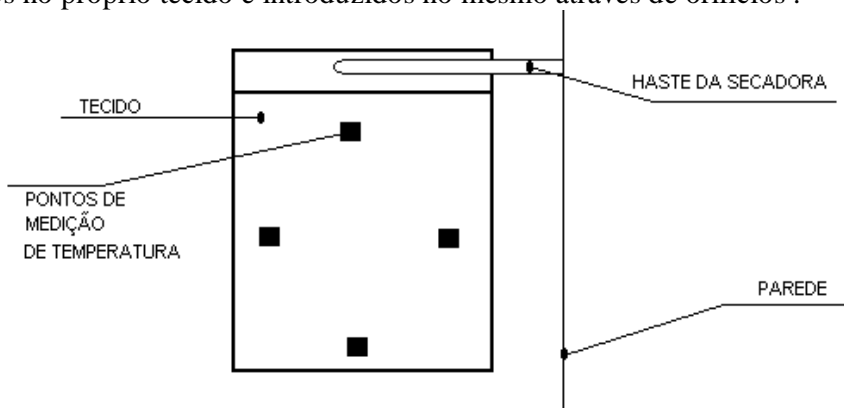
umidade das amostras, e o tempo necessário para a desumidificação dessas, foi montada uma bancada de testes cujos instrumentos de medida, aferidos, foram: termopares, termômetros de haste e bulbo, placa de orifício, aparelhos para determinação de grandezas elétricas, balança eletrônica, barômetro, cronômetro, escalas, e sistema de aquisição e armazenamento de dados programado para registrar a cada 120 s.

Na Figura 2, mostra-se a secadora do tipo suspenso, colocada numa balança, através de cintas de *nylon*, de tal forma que durante os testes de secagem fosse registrada a variação do peso do conjunto em função do tempo, devido à massa de líquido evaporada.



**Figura 2.** Esquema da bancada de testes

Ao mesmo tempo, a temperatura da superfície dos tecidos colocados na secadora foi determinada em diversos pontos, como mostrado na Figura 3, através de termopares fixados por velcros no próprio tecido e introduzidos no mesmo através de orifícios.



**Figura 3.** Localização dos termopares nas amostras de tecidos

Conjuntos de 7 amostras para cada tecido, após terem sido lavados e centrifugados em lavadora automática, foram imediatamente colocados na bancada de testes, fechando-se o envoltório de filme plástico. Foram realizados um número de testes suficientes para que se tivesse uma confiabilidade nos resultados de cada conjunto de amostras. A variação entre os pesos iniciais das amostras úmidas de cada tipo de tecido, por bateria de testes, foi estabelecida em um valor máximo de 3%. Cada bateria de testes se encerrava no momento em que se estabilizava o peso do conjunto secador, isto é, ou com a repetição do valor de duas ou mais medidas consecutivas registradas, ou quando a diferença entre essas fosse desprezível.

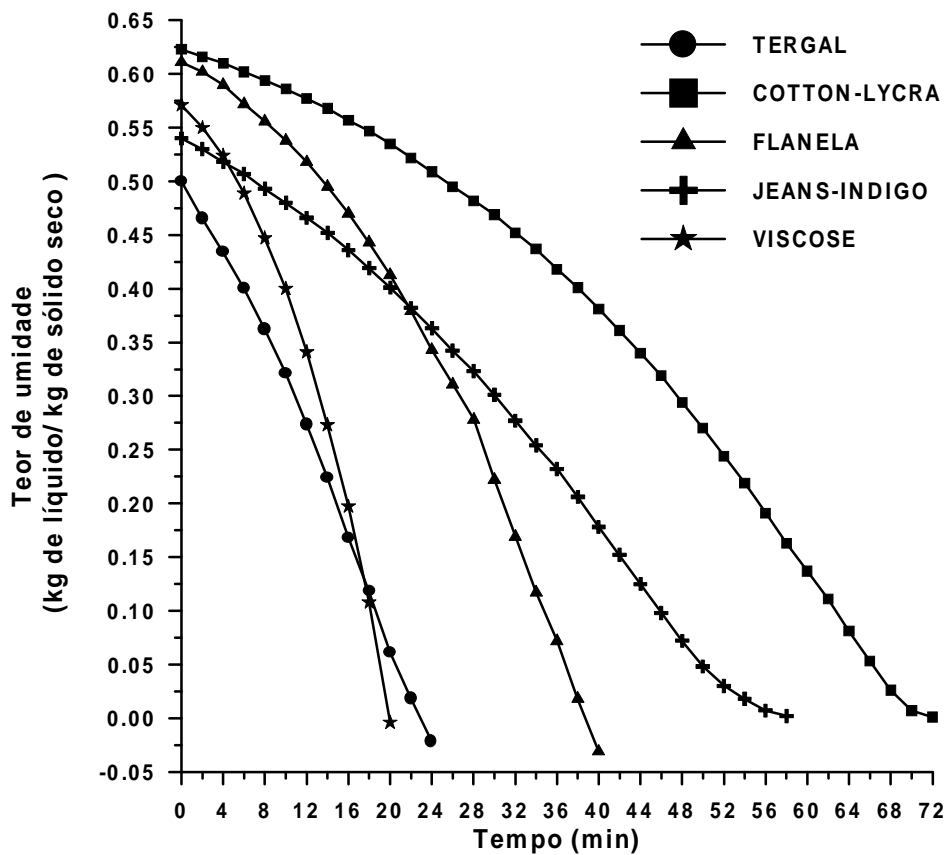
#### 4.4 Resultados

Para a apresentação dos resultados, definimos que o teor de umidade dos tecidos ( $X'$ ) é a razão entre a massa de líquido no tecido num determinado instante e a massa do tecido seco. Definimos também que a taxa de secagem do tecido ( $R$ ) é a razão entre a vazão mássica de líquido evaporado em determinado instante e a área das superfícies dos tecidos expostas ao fluxo de ar. A Tabela 1 mostra os valores médios da massa de cada conjunto de amostras secas dos tecidos.

**Tabela 1.** Valores médios da massa de cada conjunto de amostras secas [kg]

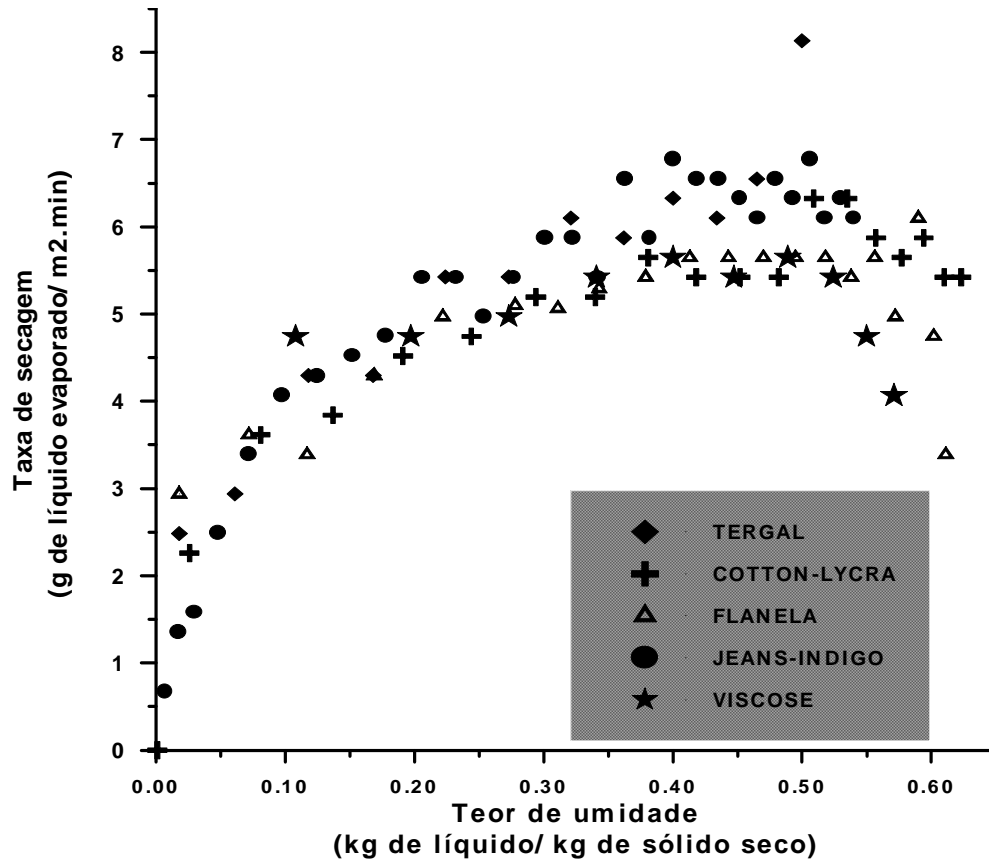
Tergal	Cotton-lycra	Flanela	Jeans-indigo	Viscose
0,2770	0,4927	0,2701	0,5608	0,1686

Os resultados do comportamento do teor de umidade médio de cada conjunto de amostras em função do tempo de secagem são mostrados para cada tipo de tecido na Figura 4, e os do comportamento da taxa de secagem de cada tipo de tecido em função do respectivo teor de umidade são mostrados na Figura 5.



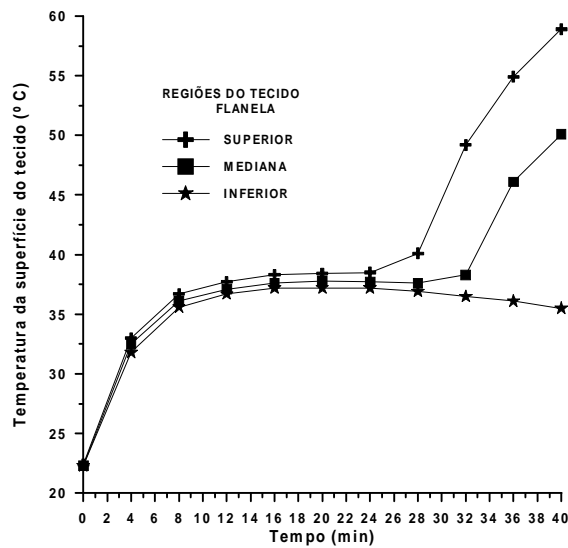
**Figura 4.** Teor de umidade médio dos conjuntos de amostras de cada tecido em função do tempo





**Figura 5.** Taxa de secagem dos conjuntos de amostras de cada tecido em função do seu respetivo teor de umidade

Devido a disposição dos termopares na superfície das amostras, e ao insuflamento de ar ser descendente, ilustramos na Figura 6 o comportamento das temperaturas médias dessas superfícies, nas regiões superior, mediana e inferior, no conjunto de amostras de flanela.



**Figura 6.** Comportamento típico das temperaturas das superfícies do conjunto de amostras de flanela nas suas diferentes regiões

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO

As curvas do comportamento do teor de umidade para cada tecido durante a secagem indicam a necessidade de diferentes tempos de exposição dos mesmos ao meio secante. Isto mostra que deve haver uma seleção das peças de vestuário segundo o material de que são confeccionadas para cada carregamento da secadora, permitindo assim haver um melhor controle da qualidade e dos tempos de secagem.

Confirmou-se a previsão teórica, com os tecidos escolhidos para análise neste trabalho, haver um curto período de taxa de secagem constante em comparação com os seus respectivos períodos de taxa decrescente, para condições fixas de secagem.

Os valores obtidos para os parâmetros escolhidos para avaliação do desempenho da secadora, mostrados na Tabela 2, indicam a necessidade de equipar tais aparelhos com dispositivos para variação da temperatura e fluxo do meio secante, e do volume da câmara de secagem, com o objetivo de reduzir o consumo de energia no processo.

**Tabela 2.** Resultados dos parâmetros de avaliação de desempenho da secadora

	unidade	Tergal	Cotton-Lycra	Flanela	Jeans-Indigo	Viscose
Tempo de Secagem	min	22	72	38	56	18
Eficiência Térmica	g água evap. / kJ	0,172	0,157	0,153	0,162	0,157
Cons.Espec. de Potência	W/ g tecido seco	4,677	2,631	4,798	2,311	7,686
Vol.Espec. da Secadora	m <sup>3</sup> / kg tecido seco	0,379	0,213	0,389	0,187	0,623
Cons.Espec. de Ar	Nm <sup>3</sup> / s.kg tecido seco	0,133	0,075	0,136	0,066	0,218

## 6. REFERÊNCIAS

- Foust, A S., Wenzel, L.A, Clump, C.W., Maus, L., Andersen, L.B.,1982, "Princípios das Operações Unitárias", 2º Ed., Guanabara Dois, Rio de Janeiro.
- Gopalnarayanan, S., Radermacher, R.,1995," Simulation of a Vapor Compression Dehumidification System for Batch Drying Processes", Proceedings of the 30<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Orlando, Vol. 2.
- Hamid, M.,1991," Microwave Drying of Clothes", Journal of Microwave Power and Electromagnetic Energy, Vol. 26. Nº 2.
- Kesselring, J. P., Smith, R. D.,1996, "Development of a Microwave Clothes Dryer", Transactions on Industry Applications, Vol.32, Nº 1.
- Molnár, K.,1995 " Experimental Techniques in Drying", In: Handbook of Industrial Drying, 2º Ed., Marcel Dekker, Inc.
- Mujumdar, AS.,1995, "Handbook of Industrial Drying", Vol. 1 e 2, 2º Ed., Marcel Dekker, Inc.
- Pakowski, Z.,1992, " Advances in Drying", Vol. 5, Ed. Hemisphere, New York.
- Prabhu, M. R., Parajia, J. S.,1981," Performance Relations and Norms for Textile Contact and Convection Dryers", Ahmedabad Textile Industry's Research Association, Ahmedabad, India.

# ESTUDO DA CONVECÇÃO MISTA NUM DUTO RETANGULAR HORIZONTAL COM UM CILINDRO INTERNO AQUECIDO

**João Batista Dias**

**Genésio José Menon**

**Dênio Lemos Panissi**

EFEI – Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. BPS, 1303, Bairro Pinheirinho, 37500-000, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: [genesio@iem.efei.br](mailto:genesio@iem.efei.br)

## Resumo

No presente trabalho analisa-se a convecção mista laminar no interior de um duto retangular horizontal com um cilindro interno aquecido. Considera-se que o duto retangular é isolado termicamente e que o cilindro interno tem fluxo de calor axial uniforme com temperatura circumferencial uniforme. O método de elementos finitos, com o elemento triangular linear, é utilizado na solução das equações de conservação na forma adimensional para a função corrente ( $\psi$ ), vorticidade ( $\omega$ ), temperatura ( $\theta$ ) e velocidade axial ( $W$ ). O número de Nusselt médio ( $Nu$ ) e o produto do fator de atrito pelo número de Reynolds ( $fRe$ ) são calculados em função da geometria e do número de Rayleigh ( $Ra$ ). São mostradas as distribuições de temperatura e de função corrente em função do número de Rayleigh. É mostrada uma comparação entre a transferência de calor por convecção mista ( $Ra \neq 0$ ) e por convecção forçada ( $Ra = 0$ ).

**Palavras-chave:** Convecção mista, Método de elementos finitos, Transferência de calor, Métodos numéricos.

## 1. INTRODUÇÃO

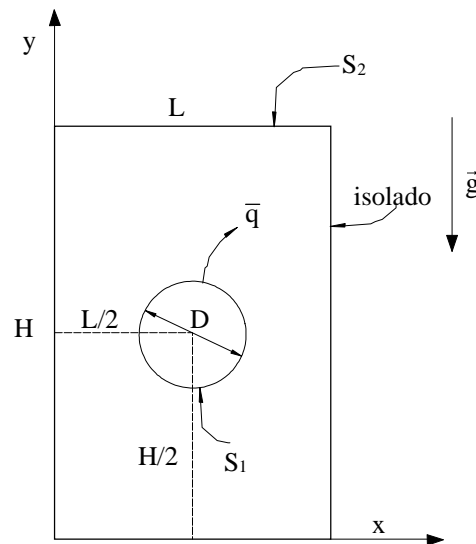
Vários trabalhos têm sido feitos com o objetivo de estudar a transferência de calor em tubos horizontais. Nieckele & Patankar (1985) e Kaviany (1986), estudaram a convecção mista entre tubos concêntricos com aquecimento uniforme no tubo interno e isolamento no tubo externo. O método de elementos finitos foi utilizado por Ribeiro (1992) para estudar a convecção mista laminar entre tubos concêntricos e excêntricos com duas condições de contorno, na primeira o tubo externo foi isolado e o tubo interno aquecido com fluxo de calor axial uniforme e temperatura circumferencial uniforme, e na segunda as condições foram invertidas. A convecção mista, tridimensional, laminar, não desenvolvida, em um tubo com uma placa longitudinal concêntrica, foi estudada por Hsieh & Wen (1996). Um estudo numérico da transferência de calor em um tubo com uma placa longitudinal excêntrica, sendo o tubo aquecido e a placa isolada, foi feito por Hung et al. (1997). A convecção mista de ar entre tubos concêntricos, causada pela rotação do tubo externo e pela diferença de temperatura existente entre eles foi estudada por Yoo (1998a). Mais recentemente, Yoo (1998b) estudou a convecção natural entre tubos concêntricos para uma pequena razão de raios com número de Prandtl menor ou igual a 0,3.

O presente trabalho utiliza o método de elementos finitos para estudar a convecção mista em um duto retangular, com um cilindro colocado longitudinalmente em seu centro. O cilindro tem aquecimento axial uniforme com temperatura circumferencial uniforme e o duto

retangular é mantido isolado. O cálculo da vorticidade nas paredes é feita de uma forma matricial utilizando os valores de função corrente de todo o domínio e como condição de contorno os valores da vorticidade nos demais pontos do domínio. Esta forma de cálculo da vorticidade nas paredes permite uma maior flexibilidade na geração da malha.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Neste trabalho estuda-se a transferência de calor por convecção mista no interior de um duto retangular com um cilindro interno. O duto é termicamente isolado enquanto que o cilindro tem fluxo de calor axial uniforme com temperatura circunferencial uniforme. São admitidas as seguintes hipóteses simplificadoras: o escoamento é laminar, bidimensional, incompressível, desenvolvido térmica e hidrodinamicamente; as propriedades do fluido são constantes com a temperatura, exceto a densidade nos termos de empuxo; a pressão axial é desacoplada da pressão transversal. A geometria para o problema é mostrada na figura 1.



**Figura 1.** Geometria do problema

Levando-se em conta as hipóteses simplificadoras, as equações de conservação na forma adimensional, para este problema, são:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} + \omega = 0, \quad (1)$$

$$\text{Pr} \left( \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} \right) + \left( \frac{\partial \psi}{\partial X} \frac{\partial W}{\partial Y} - \frac{\partial \psi}{\partial Y} \frac{\partial W}{\partial X} + \text{Pr} \right) = \frac{\partial W}{\partial \tau}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \left( \frac{\partial \psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} - \frac{\partial \psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} - C_g \frac{W}{\bar{W}} \right) = \frac{\partial \theta}{\partial \tau}, \quad (3)$$

$$\text{Pr} \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial Y^2} \right) + \left( \frac{\partial \psi}{\partial X} \frac{\partial \omega}{\partial Y} - \frac{\partial \psi}{\partial Y} \frac{\partial \omega}{\partial X} \right) + \text{Ra Pr} \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial \omega}{\partial \tau}, \quad (4)$$

sendo  $\psi$  a função corrente,  $\omega$  a vorticidade,  $\bar{W}$  a velocidade axial média adimensional.

Os parâmetros adimensionais utilizados para generalizar a análise teórica são dados por:

$$\tau = \frac{\alpha t}{d^2}, \quad X = \frac{x}{d}, \quad Y = \frac{y}{d}, \quad U = \frac{u d}{\alpha}, \quad V = \frac{v d}{\alpha},$$

$$W = \frac{w}{\frac{d \bar{p}}{dz} d^2}, \quad P = \frac{p^* d^2}{\rho \nu \alpha}, \quad \theta = \frac{T - T_w}{\frac{\bar{q} d}{k}}, \quad d = 4 \frac{A_m}{P_m}, \quad (5)$$

sendo:  $z$  a coordenada na direção axial;  $u$ ,  $v$  e  $w$  as velocidades nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ ;  $t$  o tempo;  $\rho$  a massa específica;  $p$  a pressão;  $g$  a aceleração da gravidade;  $\beta$  o coeficiente de expansão térmica;  $T$  a temperatura;  $T_w$  a temperatura na parede do cilindro;  $\nu$  a viscosidade cinemática;  $\alpha$  a difusividade térmica do fluido;  $\tau$  o tempo adimensional;  $X$  e  $Y$  as coordenadas adimensionais;  $d$  o diâmetro hidráulico;  $U$ ,  $V$  e  $W$  as velocidades adimensionais nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ ;  $P$  a pressão adimensional;  $\theta$  a temperatura adimensional;  $\bar{q}$  o fluxo de calor através do cilindro e  $k$  a condutividade térmica do fluido. O número de Prandtl ( $\text{Pr}$ ), o número de Rayleigh ( $\text{Ra}$ ) e a constante geométrica ( $C_g$ ) são dados por:

$$\text{Pr} = \frac{\rho \nu c_p}{k}, \quad \text{Ra} = \frac{\rho c_p g \beta \bar{q} d^4}{\nu k^2}, \quad C_g = 4 \frac{P_q}{P_m}. \quad (6)$$

sendo:  $P_m$  o perímetro molhado da seção (perímetro do duto mais perímetro do cilindro);  $P_q$  o perímetro aquecido (cilindro);  $c_p$  o calor específico a pressão constante e  $A_m$  a área molhada da seção (área livre da seção). Para o problema em estudo  $A_m$ ,  $P_q$  e  $P_m$  são dados por:

$$A_m = H L - \frac{\pi D^2}{4}, \quad P_q = \pi D, \quad P_m = \pi D + 2(H + L), \quad (7)$$

sendo:  $H$  e  $L$  as dimensões do duto nas direções  $y$  e  $x$ , e  $D$  o diâmetro do cilindro.

As condições iniciais e de contorno para o problema, na forma adimensional, são:

Para  $\tau = 0$ :

$$\psi = \theta = \omega = W = 0. \quad (8)$$

Para  $\tau > 0$ :

$$\theta = 0 \quad (\text{cilindro}), \quad \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0 \quad (\text{duto}), \quad (9)$$

$$\psi_w = 0 \quad (\text{cilindro e duto}), \quad W_w = 0 \quad (\text{cilindro e duto}), \quad (10)$$

sendo  $n$  a direção normal à superfície.

No eixo de simetria, a vorticidade tem o valor zero, para qualquer tempo. Nas paredes do duto e do cilindro a vorticidade tem o valor zero para o tempo inicial e é recalculada para cada passo de tempo, como será visto no método de solução.

### 3. MÉTODO DE SOLUÇÃO

As equações (1), (2), (3) e (4) são resolvidas através do método de elementos finitos com o elemento triangular linear.

Para cada passo de tempo são calculadas as distribuições de função corrente, de velocidade axial, de temperatura e de vorticidade. São calculados ainda o número de Nusselt médio ( $Nu$ ) e o produto do fator de atrito pelo número de Reynolds ( $fRe$ ). Todos estes cálculos são feitos na seqüência descrita abaixo.

- Calcula-se a distribuição da função corrente utilizando os valores de  $\omega$  do tempo anterior.
- Calcula-se a distribuição de velocidade axial e a velocidade axial média utilizando os valores da velocidade axial do tempo anterior e os valores calculados da função corrente.
- A distribuição de temperatura é calculada utilizando os valores de  $\theta$  do tempo anterior e os valores calculados da função corrente, da velocidade axial e da velocidade axial média.
- Calcula-se a média do produto da velocidade axial pela temperatura ( $\bar{W}\bar{\theta}$ ).
- O cálculo da vorticidade utiliza os valores da vorticidade do tempo anterior e os valores calculados da função corrente e da temperatura
- A vorticidade nas paredes é calculada utilizando os valores calculados da função corrente e, como condição de contorno, os valores da vorticidade nos demais pontos nodais. Este cálculo é feito na seguinte forma matricial para o elemento:

$$[C^e] \{\omega^e\} = [K_{\psi}^e] \{\psi^e\}, \quad (11)$$

sendo que:

$$[C^e] = \frac{A_e}{12} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 2 \end{bmatrix}, \quad \{\omega^e\} = \begin{Bmatrix} \omega_i \\ \omega_j \\ \omega_k \end{Bmatrix}, \quad \{\psi^e\} = \begin{Bmatrix} \psi_i \\ \psi_j \\ \psi_k \end{Bmatrix}, \quad (12)$$

$$[K_{\psi}^e] = \frac{1}{4 A_e} \begin{bmatrix} b_i b_i + c_i c_i & b_i b_j + c_i c_j & b_i b_k + c_i c_k \\ b_j b_i + c_j c_i & b_j b_j + c_j c_j & b_j b_k + c_j c_k \\ b_k b_i + c_k c_i & b_k b_j + c_k c_j & b_k b_k + c_k c_k \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$b_i = Y_j - Y_k, \quad b_j = Y_k - Y_i, \quad b_k = Y_i - Y_j, \quad (14)$$

$$c_i = X_k - X_j, \quad c_j = X_i - X_k, \quad c_k = X_j - X_i, \quad (15)$$

$A_e$  é a área do elemento, o índice  $e$  representa o elemento e os índices  $i, j, k$  representam os pontos nodais do elemento.

- Calcula-se o número de Nusselt médio ( $Nu$ ) e o produto do fator de atrito pelo número de Reynolds ( $fRe$ ), na seguinte forma:

$$Nu = -\frac{\bar{W}}{W\theta} \quad , \quad fRe = \frac{2}{W} \quad . \quad (16)$$

#### 4. RESULTADOS E CONCLUSÕES

Para a validação do código computacional desenvolvido neste trabalho, foi resolvido o problema de tubos concêntricos com o tubo interno aquecido com fluxo de calor axial uniforme e temperatura circunferencial uniforme e o tubo externo isolado termicamente. Este problema foi estudado por Niecele & Patankar (1985) e por Ribeiro (1992). Na tabela 1 são apresentados os resultados para razão de raios  $RR = 3$  e número de Prandtl  $Pr = 0,7$ .

**Tabela 1.** Número de Nusselt para  $RR = 3$  e  $Pr = 0,7$

	Niecele & Patankar (1985)			Ribeiro (1992)			Presente trabalho (1999)	
Ra	Nu	Desvio %	Nu/Nu <sub>0</sub>	Nu	Desvio %	Nu/Nu <sub>0</sub>	Nu	Nu/Nu <sub>0</sub>
0	6,98	-0,04	1,00	7,058	-1,15	1,00	6,977	1,00
10 <sup>5</sup>	8,38	-1,66	1,20	8,479	-2,81	1,20	8,241	1,18
10 <sup>6</sup>	10,47	0,54	1,50	11,081	-5,00	1,53	10,527	1,51

Na tabela 1 os resultados de Niecele & Patankar (1985) para  $Ra = 0$  são obtidos de uma solução analítica exata. Pode-se notar que o presente trabalho tem um desvio muito pequeno (-0,04 % para o número de Nusselt) em relação a esta solução analítica. Os desvios do presente trabalho em relação aos outros dois são pequenos, sendo que o máximo é de -5,00 % (para o número de Nusselt) em relação a Ribeiro (1992) com  $Ra = 10^6$ . Os resultados para  $Nu/Nu_0$  representam a razão entre o número de Nusselt médio da convecção mista ( $Ra \neq 0$ ) e o número de Nusselt médio da convecção forçada ( $Ra = 0$ ). O presente trabalho também obteve valores de  $Nu/Nu_0$  muito próximos aos encontrados por Niecele & Patankar (1985) e por Ribeiro (1992).

**Tabela 2.** Produto do fator de atrito pelo número de Reynolds para  $RR = 3$  e  $Pr = 0,7$

	Niecele & Patankar (1985)			Ribeiro (1992)			Presente Trabalho (1999)	
Ra	fRe	Desvio %	fRe/(fRe) <sub>0</sub>	fRe	Desvio %	fRe/(fRe) <sub>0</sub>	fRe	fRe/(fRe) <sub>0</sub>
0	94,2	-1,78	1,00	95,687	-3,31	1,00	92,521	1,00
10 <sup>5</sup>	98,1	-3,36	1,02	97,973	-3,23	1,02	94,805	1,02
10 <sup>6</sup>	105,5	-0,34	1,12	108,561	-3,15	1,13	105,143	1,14

Na tabela 2 os resultados de Niecele & Patankar (1985) para  $Ra = 0$  também são obtidos de uma solução analítica exata. O presente trabalho apresenta um desvio de apenas -1,78 % (para  $fRe$ ) em relação a esta solução. Os desvios em relação aos trabalhos de Niecele & Patankar (1985) e Ribeiro (1992) são pequenos, sendo que o máximo é de apenas -3,36 % (para  $fRe$ ) em relação a Niecele & Patankar (1985) com  $Ra = 10^5$ . O termo  $fRe/(fRe)_0$  representa a

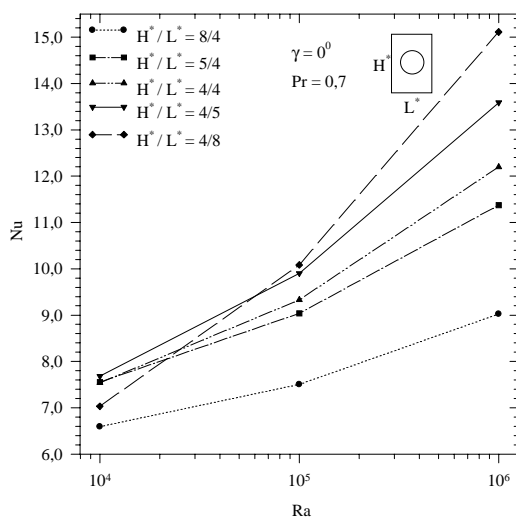
razão entre o produto do fator de atrito pelo número de Reynolds para a convecção mista ( $Ra \neq 0$ ) e este mesmo produto para a convecção forçada ( $Ra = 0$ ). Os resultados para  $fRe/(fRe)_0$  são quase coincidentes com os obtidos pelos outros dois trabalhos. A malha utilizada para estas duas tabelas foi de 229 pontos nodais e 400 elementos e foi analisada apenas a metade da geometria.

O código computacional, após ter sido validado pelo problema dos tubos concêntricos, é aplicado para o problema proposto. São feitas aplicações para  $Pr = 0,7$  (que é o número de Prandtl do ar),  $H^*/L^*$  igual a 8/4, 5/4, 4/4, 4/5 e 4/8 e  $Ra$  igual a 0,  $10^4$ ,  $10^5$  e  $10^6$ , sendo os parâmetros  $H^*$  e  $L^*$  definidos por:

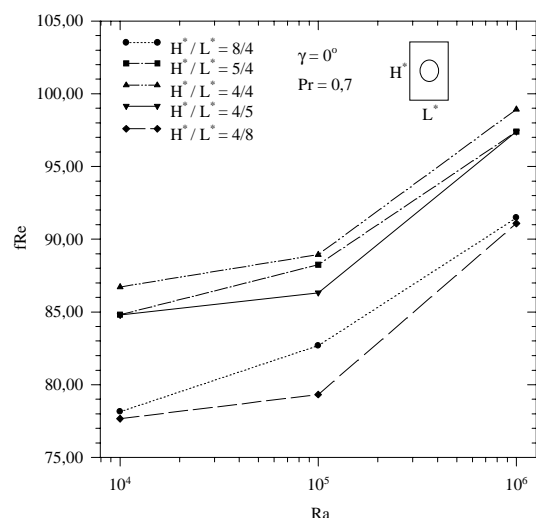
$$H^* = \frac{H}{D} \quad , \quad L^* = \frac{L}{D} \quad . \quad (17)$$

Na figura 2 são apresentados resultados de  $Nu$  em função do número de Rayleigh, para as diversas razões  $H^*/L^*$ . Pode-se observar que  $Nu$  aumenta com o aumento de  $Ra$  para todas as geometrias e que este aumento pode ser de mais de 100% ( $H^*/L^* = 4/8$ ). Para  $Ra \geq 10^5$ ,  $Nu$  aumenta com a diminuição da razão  $H^*/L^*$  e este aumento é maior para valores mais altos de  $Ra$ .

Na figura 3 são mostrados resultados do produto  $fRe$  em função de  $Ra$ , para as diversas razões  $H^*/L^*$ . As geometrias 8/4 e 4/8 têm uma razão de raios de 8,94, as geometrias 5/4 e 4/5 têm uma razão de raios de 6,40 e a geometria 4/4 tem uma razão de raios de 5,66. A razão de raios é dada pela razão entre o raio da circunferência circunscrita à seção do duto retangular e o raio do cilindro. Analisando a figura 3 nota-se que  $fRe$  aumenta com o aumento de  $Ra$  e este aumento pode ser de até cerca de 17% (para  $Ra = 10^6$  e  $H^*/L^* = 4/8$ ). O produto  $fRe$  aumenta com a diminuição da razão de raios.



**Figura 2.** Número de Nusselt médio em função de  $Ra$  para as várias relações  $H^*/L^*$ .



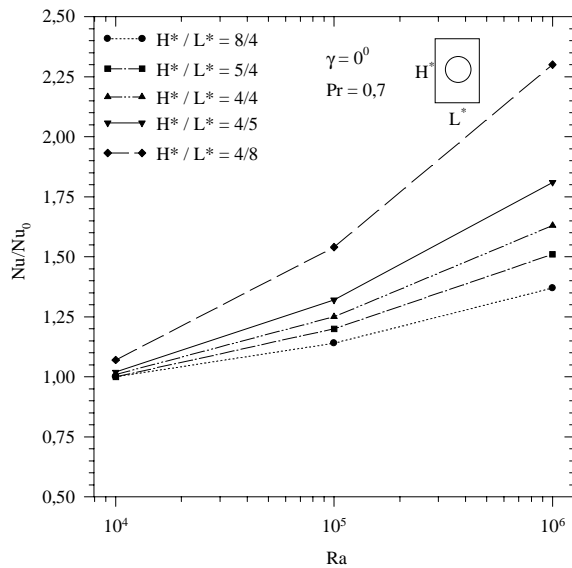
**Figura 3.**  $fRe$  em função de  $Ra$  para as várias relações  $H^*/L^*$ .

Na figura 4 são apresentados resultados da razão  $Nu/Nu_0$  em função de  $Ra$ , para as diversas razões  $H^*/L^*$ . Pode-se observar que quanto menor a relação  $H^*/L^*$  maior a razão  $Nu/Nu_0$ , ou seja, maior a transferência de calor na convecção mista em relação à convecção forçada e quanto maior o número de Rayleigh maior também a relação  $Nu/Nu_0$ , para todas as relações  $H^*/L^*$ .

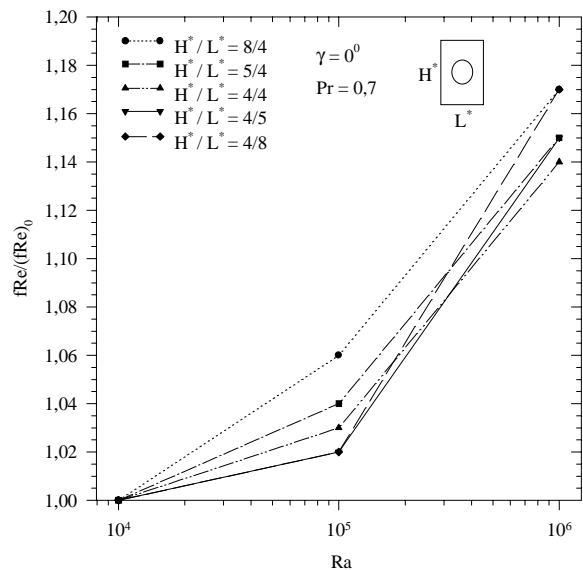
Na figura 5 são mostrados resultados da razão  $fRe/(fRe)_0$  em função de  $Ra$ , para as diversas razões  $H^*/L^*$ . A razão  $fRe/(fRe)_0$  aumenta com o aumento de  $Ra$ . Levando-se em conta a razão  $H^*/L^*$ , o comportamento de  $fRe/(fRe)_0$  varia de acordo com  $Ra$ , da seguinte forma: para  $Ra \leq$



$10^5$ , quanto maior a razão  $H^*/L^*$  maior a relação  $fRe/(fRe)_0$ ; para  $Ra = 10^6$  quanto maior a razão de raios maior é o valor da relação  $fRe/(fRe)_0$  e para  $Ra$  entre  $10^5$  e  $10^6$  existe uma transição.

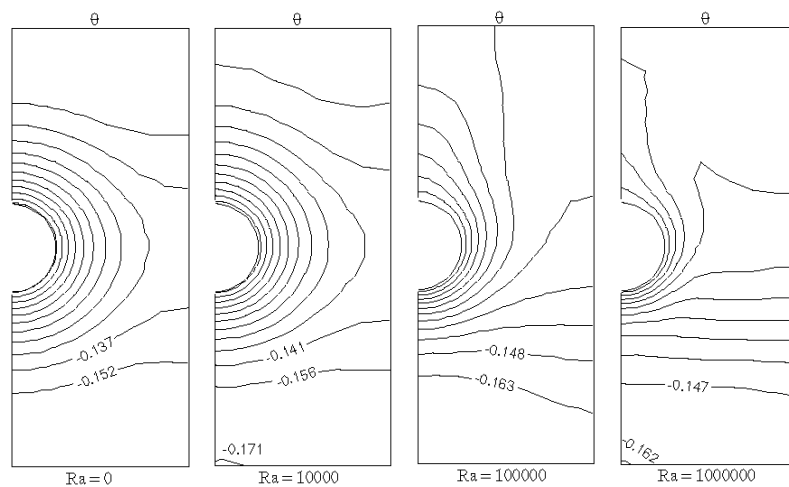


**Figura 4.** Relação  $Nu/Nu_0$  versus  $Ra$  para as várias relações  $H^*/L^*$ .



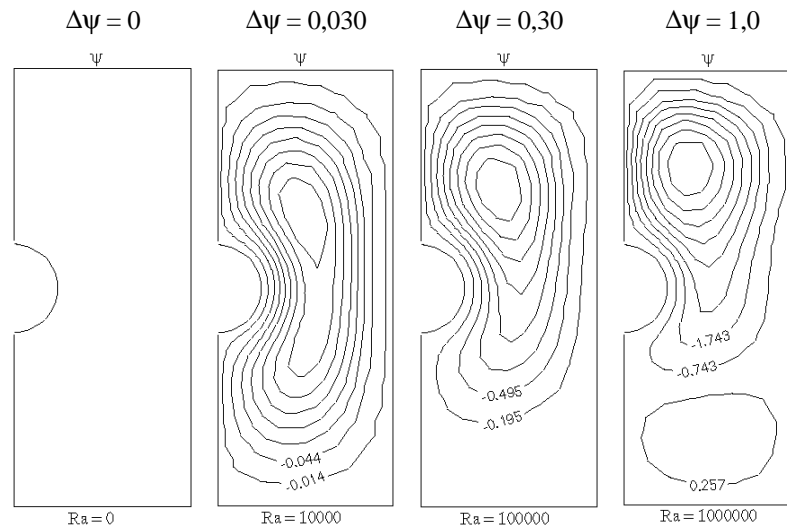
**Figura 5.** Relação  $fRe/(fRe)_0$  versus  $Ra$  para as várias relações  $H^*/L^*$ .

Na figura 6 estão mostradas as isothermas da geometria  $H^*/L^* = 5/4$ , para  $Ra$  variando de 0 a  $10^6$ . Quando  $Ra = 0$ , as isothermas são simétricas em relação a um plano horizontal passando pelo centro do cilindro. Isto significa que não existe o escoamento secundário, caracterizando, assim, apenas a convecção forçada. Para  $Ra = 10^4$ , começa a existir uma assimetria em relação àquele plano horizontal, pois as isothermas localizadas logo abaixo do cilindro estão mais próximas umas das outras, do que as localizadas logo acima do cilindro. Isto mostra o início de um fluxo transversal (fluxo secundário) causado pela convecção natural. Com o aumento de  $Ra$  para  $Ra = 10^5$  e  $Ra = 10^6$ , a assimetria em relação ao plano horizontal se intensifica ainda mais, indicando um escoamento secundário ainda mais forte devido ao empuxo. Este escoamento caracteriza uma forte influência da convecção natural no escoamento principal.



**Figura 6.** Isothermas ( $\Delta\theta = 0,015$ ) para  $H^*/L^* = 5/4$ , com  $Ra$  variando de 0 a  $10^6$ .

A distribuição de  $\psi$  da geometria  $H^*/L^* = 5/4$ , para  $Ra$  variando de 0 a  $10^6$ , pode ser vista na figura 7. Quando  $Ra = 0$ , a função corrente tem valor zero para todos os pontos, o que significa dizer que não há fluxo secundário, ou seja, não há convecção natural. Para  $Ra = 10^4$  existe apenas uma grande célula de escoamento secundário. Para  $Ra = 10^5$ , existe uma grande célula na parte superior da geometria e um espaço na parte inferior, o que indica o início da formação de um nova célula de escoamento, que não aparece devido ao pequeno número de linhas representado e aos baixos valores de  $\psi$ . A nova célula de escoamento já pode ser vista para  $Ra = 10^6$ . Os valores das linhas de função corrente atingem valores mais elevados com o aumento de  $Ra$ , indicando um aumento da velocidade do escoamento secundário.



**Figura 7.** Distribuição de função corrente para  $H^*/L^* = 5/4$

## 5. REFERÊNCIAS

- Hsieh, S.S. and Wen, M.Y., 1996, “Developing Three-dimensional Laminar Mixed Convection in a Circular Tube Inserted with Longitudinal Strips”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, n. 2, pp. 299-310.
- Hung, C.I., Lin, Y.S. and Chen, J.D., 1997, “Numerical Study of Heat Transfer Enhancement of a Horizontal Tube with an Eccentrically Inserted Plate”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, n. 7, pp. 1687-1692.
- Kaviany, M., 1986, “Laminar Combined Convection in a Horizontal Annulus Subject to Constant Heat Flux Inner Wall and Adiabatic Outer Wall”, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 108, pp. 392-397.
- Nieckele, A.O. and Patankar, S.V., 1985, “Laminar Mixed Convection in a Concentric Annulus with Horizontal Axis”, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, n. 4, pp. 902-909.
- Ribeiro, M.M., 1992, “Estudo da Transferência de Calor por Convecção Mista no Interior de Tubos Horizontais Concêntricos e Excêntricos”, *Dissertação de Mestrado, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, M.G., Brasil, 124p.*
- Yoo, J.S., 1998a, “Mixed Convection of Air between Two Horizontal Concentric Cylinders with a Cooled Rotating Outer Cylinder”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, n. 2, pp. 293-302.
- Yoo, J.S., 1998b, “Natural Convection in a Narrow Horizontal Cylindrical Annulus:  $Pr \leq 0.3$ ”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, n. 20, pp. 3055-3073.

# CONVECÇÃO MISTA NUMA CAVIDADE RETANGULAR COM ENTRADA E SAÍDA DE FLUIDO

**Rogério Fernandes Brito**

**Genésio José Menon**

**João Batista Dias**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica

Av. BPS, 1303 – 37500-000 – Itajubá – MG – Brasil – E-mail: [genesio@iem.efei.br](mailto:genesio@iem.efei.br)

## Resumo

No presente trabalho estuda-se numericamente a convecção mista causada pelas forças de empuxo e pelo escoamento de fluido que entra numa cavidade retangular semi-aberta. A cavidade tem as superfícies verticais direita e esquerda mantidas, respectivamente, nas temperaturas adimensionais  $\theta = 1$  e  $\theta = 0$ . As superfícies horizontais são mantidas isoladas termicamente. A superfície vertical esquerda tem duas aberturas por onde circula um fluido. O fluido entra frio com temperatura adimensional  $\theta = 0$  pela abertura inferior e sai adiabaticamente pela abertura superior. O escoamento é considerado em regime laminar e as propriedades físicas do fluido são constantes, exceto a densidade nos termos de empuxo. As equações de conservação bidimensionais são escritas em termos de variáveis adimensionais, utilizando a formulação função corrente-vorticidade. O problema é resolvido através do método de elementos finitos e os resultados são apresentados para o regime permanente. O número de Nusselt médio na parede quente ( $Nu_h$ ) é calculado para os números de Grashof (Gr) iguais a 0,  $10^4$ ,  $10^5$  e  $5 \times 10^5$ , para os números de Reynolds (Re) iguais a 1, 10, 50 e 100, para número de Prandtl (Pr) igual a 0,7 e razão de aspecto da cavidade (A) igual a 2. São mostradas as distribuições de função corrente adimensional ( $\psi$ ) e de temperatura adimensional ( $\theta$ ).

**Palavras-chave:** Convecção Mista, Transferência de Calor, Elementos Finitos.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo da convecção mista em cavidades semi-abertas é de interesse em várias aplicações industriais, tais como: no resfriamento de centrais termelétricas, tanques de armazenamento de fluidos, resfriamento de equipamentos eletrônicos e outros.

O processo de convecção mista que ocorre numa cavidade semi-aberta, contendo um fluido que circula nesta cavidade, pode ser analisado como resultante de duas formas básicas de convecção, sendo elas: a convecção natural causada por forças de empuxo e a convecção forçada devido à circulação de fluido frio que entra na cavidade com uma determinada distribuição de velocidades.

A convecção natural ocorre quando um fluido fica sujeito a um gradiente horizontal de temperatura, na presença de um campo gravitacional. Devido a esse gradiente, provoca-se uma variação na densidade, resultando-se no aparecimento de forças de empuxo. A partir do instante que estas forças superam as forças de resistência viscosa do fluido, dá-se o início do processo de transferência convectiva do calor. A intensidade da convecção natural é caracterizada pelo número de Grashof (Gr).

A convecção forçada ocorre quando um fluido está sujeito a uma certa distribuição de velocidades, forçando-se assim, a transferência de calor entre o fluido e o equipamento em questão. A intensidade da convecção forçada é caracterizada pelo número de Reynolds ( $Re$ ).

São vários os estudos da convecção mista em cavidades semi-abertas. Alguns bons trabalhos desenvolvidos por pesquisadores são: Oosthuizen e Paul (1985), Safi e Loc (1994), etc.

Oosthuizen e Paul (1985) utilizaram o método de elementos finitos e analisaram numericamente a transferência de calor, devido ao processo de convecção mista, numa cavidade retangular semi-aberta com duas aberturas para o escoamento do fluido. Variam-se as posições das aberturas da cavidade, bem como o sentido de escoamento através destas aberturas.

Safi e Loc (1994) estudaram numericamente a transferência de calor de um fluido escoando numa cavidade retangular semi-aberta. A cavidade era formada por uma entrada, localizada na região superior da superfície vertical à esquerda, e uma saída localizada na região inferior da superfície vertical à direita. Foram considerados dois tipos de condições de contorno para as superfícies verticais e horizontais. No primeiro, as superfícies eram condutoras e no segundo, eram consideradas adiabáticas.

No presente trabalho é estudada numericamente a convecção mista causada pelas forças de empuxo e pela circulação de fluido que entra na cavidade retangular, conforme ilustra a Figura 1. A cavidade tem razão de aspecto  $A=H/L=2$ , sendo  $H$  a altura da cavidade e  $L$  a largura. O comprimento adimensional da região de entrada e saída de fluido é  $D=0,2$ . O fluido entra frio em  $A'B'$  com um perfil de velocidades parabólico na parte inferior da cavidade. O modelo numérico considera que o fluido sai em  $E'F'$  adiabaticamente na parte superior da cavidade com um perfil de velocidades também parabólico. Os resultados numéricos foram obtidos, utilizando-se o método de elementos finitos, a partir de um programa computacional desenvolvido pelos autores, em linguagem FORTRAN. Para o presente estudo foi utilizada uma malha uniforme com 2970 elementos triangulares lineares, conforme mostra a Figura 2. O programa computacional calcula o número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ) em função dos diversos parâmetros geométricos e térmicos. São apresentadas as distribuições de função corrente adimensional ( $\psi$ ) e temperatura adimensional ( $\theta$ ).

## 2. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

### 2.1 Adimensionalização

Com a finalidade de generalizar a análise teórica são definidas através da Equação (1), as seguintes grandezas adimensionais: tempo, coordenada horizontal, coordenada vertical, velocidade horizontal, velocidade vertical, pressão e temperatura.

$$\tau = \frac{U_o t}{H}, X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{u}{U_o}, V = \frac{v}{U_o}, P = \frac{p}{\rho U_o^2}, \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, \quad (1)$$

sendo:  $U_o$  a velocidade média de fluido na entrada da cavidade;  $u, v$  as componentes de velocidades nas direções  $x, y$ ;  $t$  o tempo;  $p$  a pressão;  $T$  a temperatura;  $T_c$  a temperatura da superfície fria e  $T_h$  a temperatura da superfície quente.

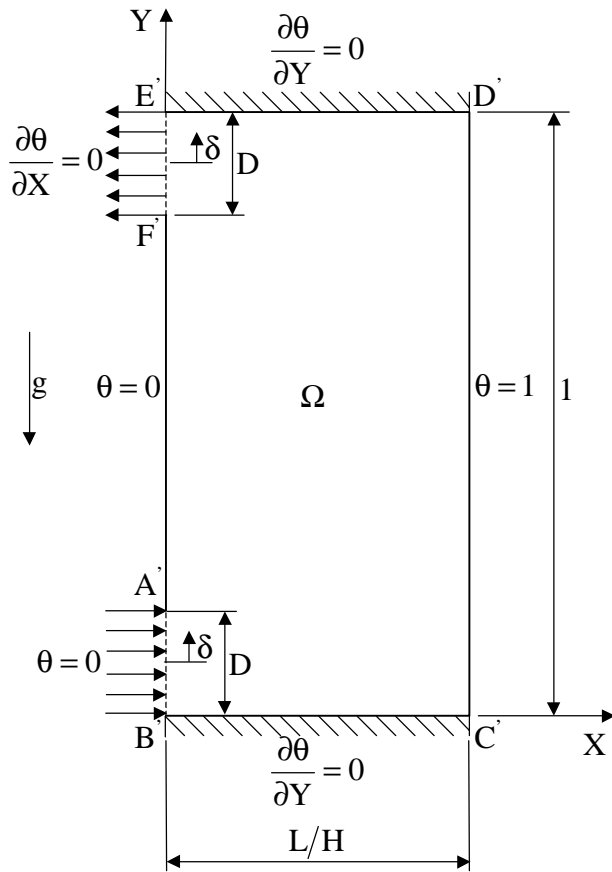


Figura 1 – Cavity estudada.

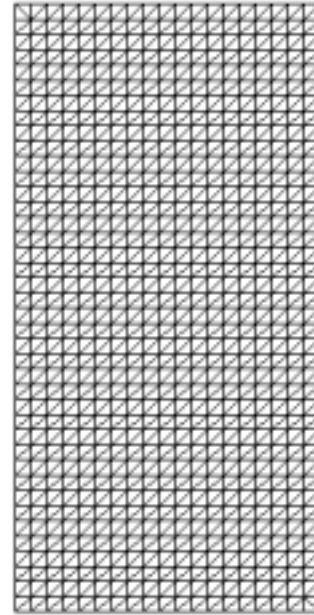


Figura 2 – Malha de elementos finitos utilizada.

## 2.2 Equações governantes

O estudo da convecção mista é baseado nas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Na formulação do problema, são consideradas as seguintes hipóteses:

- regime não permanente;
- escoamento bidimensional e laminar;
- escoamento incompressível;
- a função dissipação viscosa foi desprezada;
- as propriedades físicas do fluido ( $\rho, \mu, c_p, K$ ) são constantes, exceto a densidade nos termos de empuxo;
- sem geração interna de calor;
- os efeitos de compressibilidade são desprezados.

Mediante as considerações acima, as equações de conservação adimensionais, em termos de função corrente adimensional ( $\psi$ ), temperatura adimensional ( $\theta$ ) e vorticidade adimensional ( $\omega$ ), são as seguintes:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} = -\omega, \quad (2)$$

$$\frac{1}{\text{RePr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) + \left( \frac{\partial \psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} - \frac{\partial \psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) = \frac{\partial \theta}{\partial \tau}, \quad (3)$$

$$\frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial Y^2} \right) + \left( \frac{\partial \psi}{\partial X} \frac{\partial \omega}{\partial Y} - \frac{\partial \psi}{\partial Y} \frac{\partial \omega}{\partial X} \right) + \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial \omega}{\partial \tau}; \quad (4)$$

onde a função corrente adimensional ( $\psi$ ) e a vorticidade adimensional ( $\omega$ ) são definidas por:

$$\frac{\partial \psi}{\partial Y} = U, \quad -\frac{\partial \psi}{\partial X} = V \quad \text{e} \quad \omega = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y}, \quad (5)$$

e os números adimensionais de Prandtl (Pr), Grashof (Gr) e Reynolds (Re) são dados, respectivamente, por:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad \text{Gr} = \frac{g\beta(T_h - T_c)H^3}{\nu^2}, \quad \text{Re} = \frac{U_o H}{\nu}, \quad (6)$$

sendo:  $\nu$  a viscosidade cinemática,  $\alpha$  a difusividade térmica,  $g$  a aceleração da gravidade e  $\beta$  o coeficiente de expansão volumétrica.

O cálculo do número de Nusselt médio na superfície quente ( $\text{Nu}_h$ ) é dado por:

$$\text{Nu}_h = \frac{1}{S} \int_S \text{Nu}_x \, dS \quad \text{e} \quad \text{Nu}_x = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_s = \frac{1}{2A_e} [ (Y_j - Y_k) \theta_i + (Y_k - Y_i) \theta_j + (Y_i - Y_j) \theta_k ], \quad (7)$$

sendo:  $A_e$  é a área do elemento, os índices  $i, j, k$  representam os pontos nodais do elemento e  $\text{Nu}_x$  o valor do número de Nusselt local na superfície quente.

### 2.3 Condições iniciais e de contorno

As condições iniciais para todo o domínio computacional ( $\Omega$ ), conforme mostra a Figura 1, são para  $\tau = 0$  :

$$\psi = \theta = \omega = 0. \quad (8)$$

As condições de contorno adotadas nas paredes e nas fronteiras abertas consideraram as seguintes hipóteses: a) não existe escorregamento do fluido nas paredes; b) a parede vertical esquerda é fria e isotérmica; c) a parede vertical direita é quente e isotérmica; d) as paredes horizontais são adiabáticas; e) o fluido entra frio e isotérmico na fronteira inferior; f) o fluido sai adiabaticamente na fronteira superior.

Com estas considerações, as condições de contorno são as seguintes, para  $\tau > 0$  :

a) nas paredes horizontais ( $0 < X < L/H, Y = 0$  e  $1$ ):

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0, \quad \psi = \frac{\partial \psi}{\partial X} = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = 0, \quad \omega_w = \frac{3(\psi_B - \psi_N)}{\ell^2} - \frac{\omega_N}{2}; \quad (9)$$

b) na fronteira aberta inferior de entrada de fluido ( $X = 0, 0 < Y < D$ ):

$$\theta = 0, \frac{\partial \psi}{\partial X} = 0, \psi = \frac{1}{2}D + \frac{3}{2}\delta - \frac{2\delta^3}{D^2}, \omega = \frac{12\delta}{D^2}; \quad (10)$$

c) na parede vertical esquerda ( $X = 0, D < Y < 1 - D$ ):

$$\theta = 0, \frac{\partial \psi}{\partial X} = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = 0, \psi = D, \omega_w = \frac{3(\psi_B - \psi_N)}{\ell^2} - \frac{\omega_N}{2}; \quad (11)$$

d) na fronteira aberta superior de saída de fluido ( $X = 0, 1 - D < Y < 1$ ):

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0, \frac{\partial \psi}{\partial X} = 0, \psi = \frac{1}{2}D - \frac{3}{2}\delta + \frac{2\delta^3}{D^2}, \omega = -\frac{12\delta}{D^2}; \quad (12)$$

e) na parede vertical direita ( $X = L/H, 0 < Y < 1$ ):

$$\theta = 1, \psi = \frac{\partial \psi}{\partial X} = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = 0, \omega_w = \frac{3(\psi_B - \psi_N)}{\ell^2} - \frac{\omega_N}{2}; \quad (13)$$

onde:  $\delta$  é a coordenada vertical medida a partir do centro das fronteiras abertas, conforme mostra a Figura 1;  $\omega_w$  é a vorticidade do fluido junto ao contorno;  $\psi_B$  é o valor da função corrente no contorno;  $\psi_N$  é o valor da função corrente num ponto situado a uma pequena distância  $\ell$  do contorno;  $\omega_N$  é o valor da vorticidade também situado a uma distância  $\ell$  do contorno.

### 3. RESULTADOS

Para a escolha da malha utilizada neste trabalho, fez-se um estudo da influência do refinamento da malha sobre os resultados do número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ). As malhas utilizadas foram 360, 1190, 1520 e 2970 elementos. Observou-se que a convergência dos valores do número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ) ocorreu à medida que o número de elementos aumenta. Para uma malha com 1520 elementos o desvio do resultado do número de Nusselt ( $Nu_h$ ), em relação à malha com 2970 elementos, foi menor do que 0,40%, o que pode ser considerado satisfatório. Mesmo assim, escolheu-se a malha com espaçamento uniforme de 2970 elementos para o estudo deste trabalho.

Para efeito de validação do código computacional, foi estudado o caso limite quando  $Re \rightarrow 0$ , o qual recai no caso de convecção natural. Esta situação limite foi testada usando programas de convecção natural, em cavidades retangulares fechadas estudadas por Brito (1999), e mista, desenvolvido no presente trabalho, com a finalidade de verificar os desvios nos resultados obtidos para o número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ). Neste teste foram considerados os seguintes parâmetros: número de Grashof  $Gr = 10^4, 10^5$  e  $5 \times 10^5$ ; número de Prandtl fixo em  $Pr = 0,7$  e razão de aspecto da cavidade  $A = 2$ . Foi utilizada uma malha uniforme  $28 \times 56$  equivalente a 2970 elementos. O maior desvio no cálculo do número de Nusselt médio da superfície quente ( $Nu_h$ ) foi de  $-7,95\%$  para  $Gr = 5 \times 10^5$  e o menor desvio foi de  $-4,53\%$  para  $Gr = 10^4$ . Por outro lado, o programa computacional desenvolvido por Brito (1999), para o estudo de convecção natural em

cavidades retangulares fechadas, foi testado e comparado com o caso estudado experimentalmente por Ozoe et al. (1974). O valor do desvio encontrado foi de 6,65%, para  $Gr = 2 \times 10^4$  e  $Pr = 0,733$ .

A Figura 3 mostra as linhas de corrente e as isotermas desenvolvidas dentro da cavidade retangular semi-aberta, após o sistema atingir o regime permanente.

A Figura 4 apresenta os resultados do número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ) versus o número de Reynolds ( $Re$ ). O número de Grashof ( $Gr$ ) variou de  $Gr = 0$  a  $5 \times 10^5$ , com número de Prandtl  $Pr = 0,7$  e razão de aspecto  $A = 2$ .

A Figura 3 mostra as distribuições da função corrente adimensional ( $\psi$ ), no lado esquerdo da página. O valor do número de Reynolds foi fixado em  $Re = 1$  e variou-se o valor de Grashof de  $Gr = 0$  a  $10^5$ . Das Figuras 3a e 3e para  $Gr = 0$ , observa-se um caso de convecção forçada pura, onde as linhas de corrente mostram como se comporta o escoamento no interior da cavidade. Quando as linhas da função corrente encontram-se mais próximas uma das outras, maior é a velocidade neste local. Com o aumento do número de Grashof, aumenta-se a vazão de fluido que circula dentro da cavidade retangular semi-aberta. Das Figuras 3b e 3f, como se tem um baixo valor do número de Reynolds ( $Re = 1$ ), predomina-se o efeito da convecção natural.

As distribuições da temperatura adimensional ( $\theta$ ) aparecem no lado direito da Figura 3. As diferenças de temperaturas entre duas isotérmicas próximas é constante. Da Figura 3e para  $Re = 1$  e  $Gr = 0$ , o fluxo de calor ocorre, predominantemente por condução, a qual pode ser visto pelas distribuições, quase que paralelas, entre as isotermas em quase toda região de fluido da cavidade. Da Figura 3f, com o aumento do número de Grashof, aumenta-se a circulação de fluido na cavidade, implicando em maiores trocas de calor nas regiões de fluido onde as linhas isotérmicas se encontram próximas uma das outras.

Para as Figuras 3c, 3d, 3g e 3h, observa-se agora uma pequena recirculação de fluido somente para um valor de Grashof mais alto, conforme é mostrado na Figura 3d para  $Gr = 10^5$ . Para todos os valores de Grashof, a convecção forçada predomina sobre a convecção natural. À medida que se aumenta o número de Grashof, maior é o fluxo de calor na parede isotérmica quente. Ainda das Figuras 3c, 3d, 3g e 3h, observa-se que devido ao aumento do número de Reynolds, aumenta-se a região de fluido frio na cavidade e conseqüentemente, maior é o fluxo de calor próximo à parede isotérmica quente.

Da Figura 4, observou-se que quando cresce o número de Reynolds, o valor do número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ) também cresce para toda a faixa do número de Reynolds. Para um dado valor do número de Reynolds, por exemplo  $Re = 10$ , tem-se valores diferentes do Nusselt ( $Nu_h$ ) para cada valor de Grashof ( $Gr$ ). Notou-se que os valores de Nusselt ( $Nu_h$ ), para o caso de  $Re \rightarrow 0$ , recaem no problema de convecção natural.

#### 4. CONCLUSÕES

Através dos resultados obtidos neste estudo, foi possível analisar a influência das variações dos números de Reynolds ( $Re$ ) e Grashof ( $Gr$ ) nos resultados do número de Nusselt médio ( $Nu_h$ ) e assim, verificar qual o tipo predominante de convecção. Também observou-se que com o aumento do número de Reynolds ( $Re$ ), para todos os valores de Grashof ( $Gr$ ), aumentou-se consideravelmente a região de fluido, na temperatura alta, próxima à parede quente com altos gradientes de temperatura, mostrando assim a importância do efeito da convecção forçada no processo de resfriamento da parede quente. Para valores baixos do número de Reynolds ( $Re$ ), observou-se que os resultados do Nusselt ( $Nu_h$ ) se



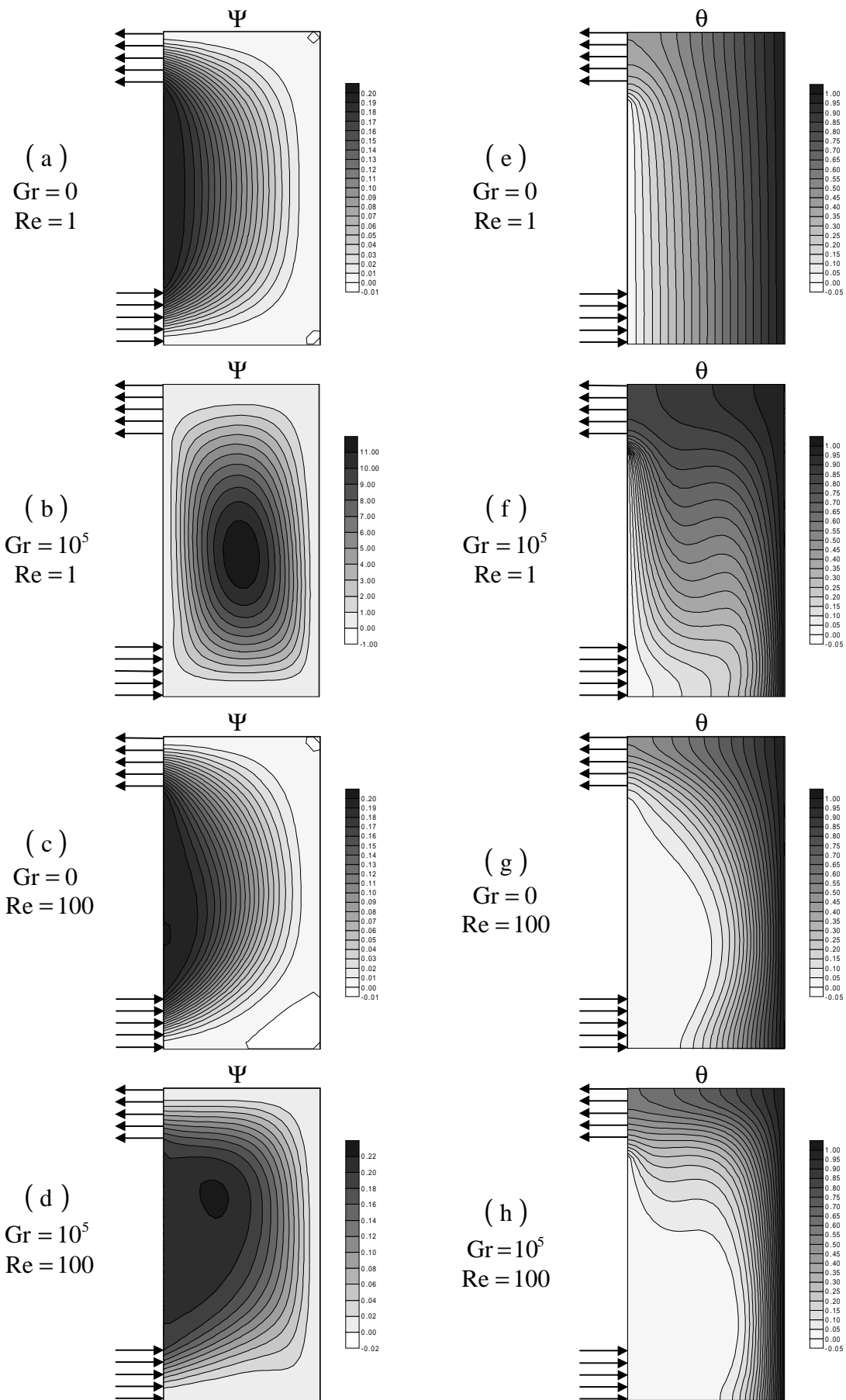


Figura 3 – Distribuições da função corrente ( $\psi$ ) e da temperatura adimensional ( $\theta$ ) para  $Pr = 0,7$  ;  $A = 2$  ;  $D = 0,2$  .

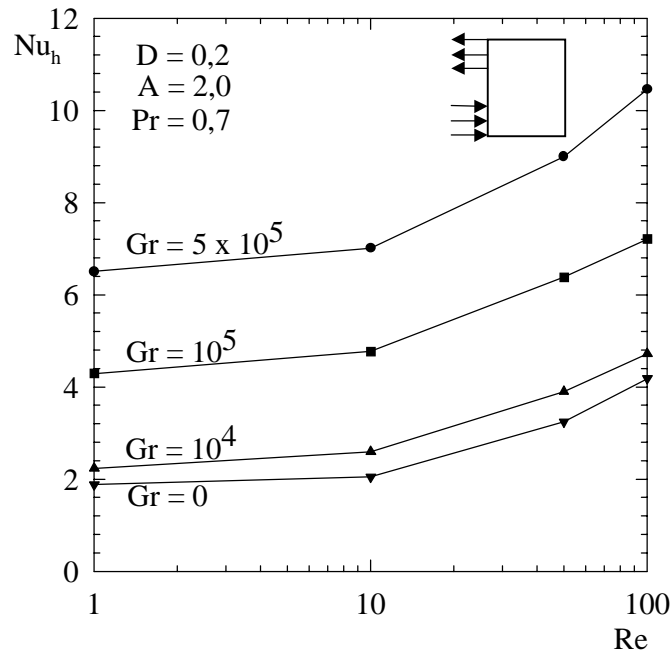


Figura 4 – Número de Nusselt médio na superfície quente ( $Nu_h$ ) versus número de Reynolds ( $Re$ ).

apresentaram muito próximos dos resultados do número de Nusselt ( $Nu_h$ ) para problemas de convecção natural numa cavidade retangular fechada. Com os resultados obtidos, pode-se visualizar, por meio das linhas de correntes e isotermas, as regiões com maiores velocidades e maiores gradientes de temperaturas, e assim, prever em qual situação haverá uma maior troca de calor com a superfície quente. Observou-se que, para a faixa do número de Reynolds ( $Re$ ) estudada, para valores baixos de ( $Re$ ), predominou-se o efeito da convecção natural e para um valor maior deste, predominou-se o efeito da convecção forçada, independente da faixa do número de Grashof utilizada neste trabalho.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Brito, R. F., 1999, “Simulação Numérica da Transferência de Calor e do Escoamento de Fluidos”, Dissertação de Mestrado, EFEI, Itajubá, M.G., Brasil, 162p.
- Oosthuizen, P.H. e Paul, J.T. , 1985, “Mixed Convective Heat Transfer in a Cavity”, Proceedings of the 23<sup>th</sup> National Heat Transfer Conference, Denver, U.S.A., pp. 159-169.
- Ozoe, H., Yamamoto, K., Sayama, H. e Churchill, S. W., 1974, “Natural Circulation in an Inclined Rectangular Channel Heated on One Side and Cooled on the Opposing Side”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 1209-1217.
- Safi, M. J. e Loc, T. P., 1994, “Development of Thermal Stratification in a Two-Dimensional Cavity: a Numerical Study”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp. 2017-2024.

## **PRESENCE OF BAFFLES IN A SHALLOW FLUIDIZED BED HEAT EXCHANGER**

**Oscar Maurício Hernández Rodriguez**

**Araí Augusta Bernárdez Pécora**

**Waldir Antonio Bizzo**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica

CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [arai@fem.unicamp.br](mailto:arai@fem.unicamp.br)

### **Abstract**

The energy recovery has been emphasized in the industrial scenery, once it represents, besides an often significant economy, an advance in the quality of the productive process and a greater concern about the environment, agreeing with an environmental policy which is more active each day. The design of heat exchangers with gas-solid fluidized bed depends also of the previous knowledge of the heat transfer involving the gas-solid system. A heat exchanger with a shallow gas-solid fluidized bed was experimentally studied in order to analyze the energy recovery from solid particles leaving a combustion process. The experiments were carried out in order to verify the influence of presence of baffles and the results showed its influence in the bed temperature and in the suspension-tube heat transfer coefficient. The solid utilized was sand and its inlet temperature at the heat exchanger was about 500°C. An increment of about 55% in the suspension-wall heat transfer coefficient was verified in experiments with the presence of the baffles.

**Keywords:** Shallow fluidized bed, Suspension-wall heat transfer coefficient, Experimental coefficients, Heat Exchanger, Heat recovery.

### **1. INTRODUCTION**

The great technological development of the last decades has caused a considerable increase in the consumption of energy. Since then, the concern with a more rational usage of the existing energy reservoirs and the search for economically practicable alternative energy sources have been increasing. Energy recovery is been emphasized in the industrial scenery, once it represents, besides an often significant economy, an advance in the quality of the productive process and a greater concern about the environment, agreeing with an environmental policy which is more active each day.

The analysis of literature shows a strongly empiric factor in the study of energy recovery of heated particled solids, requiring experimental results when a heat exchanger is analyzed. The analysis of the suspension-wall heat transfer coefficient along the fluidized bed heat exchanger length, where the fluid-dynamical characteristics between the solid inlet and solid outlet vary considerably, has not been found in literature, although it is an important data when dimensioning such equipment.

Many papers have already been written searching correlations for the prediction of heat transfer coefficients in fluidized beds, however only a few of them have considered the heat recovery from solid particles. A heat exchanger with shallow fluidized bed and immersed heating surfaces was studied by Elliot and Holne (1976), that have recommended its usage

due to the great advantage of not allowing the formation of bubbles, which prejudices the heat transfer. McGraw (1976) has also theoretically and experimentally analyzed the cooling of hot particles by gas in a shallow fluidized bed and a correlation for the gas-particle heat transfer coefficient was proposed.

Brookes and Reay (1982) made a literature review where the various types of heat recovery equipment are described in detail. Considering the features of fluidized bed heat exchangers, the authors mention compact geometry, high heat transfer coefficient, capacity of operating in severe environment with high temperature differences and easy maintenance. When considering limitations, lack of higher understanding of the system and the existence of only a few of industrial examples are mentioned.

Vedamurthy et al. (1990) have formulated generalized analytical correlations, based on experimental data presented in literature, relating the suspension-wall heat transfer coefficient, gas mass flow rate, diameter and pitch of the immersed tubes and size of the particles. The authors have demonstrated that computational models of fluidized bed heat exchangers help in the optimization of geometry and power requirements. With this, the initial investments and operation costs can be simultaneously minimized.

Tardin et al (1997) studied experimental data of a fluidized bed heat exchanger with an immersed tube constructed on a pilot scale. The results were applied to verify the correlations available for the bed-tube heat transfer coefficient. The heat exchanger had four baffles distributed along the longitudinal direction and an immersed horizontal tube. It was designed to recover the heat of the ashes produced by a pilot plant of a 1 MW circulating fluidized bed boiler. According to the authors, the correlations of Molerus et al. (1995) and Andeen and Glickisman (1976) (the latter reaffirmed also by Aihara et al., 1993) presented good approximations with experimental data, with less than a 20% of deviation.

The design of heat exchangers with gas-solid fluidized bed depends also on previous knowledge of heat transfer involving the gas-solid system.

This research shows the experimental study of the influence of the presence of baffles in the performance of a shallow fluidized bed heat exchanger through the experimental obtaining of the bed longitudinal temperature profile.

## **2. EXPERIMENTAL SET UP**

The experimental system was composed basically by the equipment shown in Figure 1. At the beginning of the process there was a bin for the sand particles. The bin was connected to a pneumatic valve, which was used to feed the fluidized bed combustor where the sand particles were heated. The hot solid material discharge leaving the combustor was controlled through a conic feeding valve. The hot solids from the combustion chamber fed the heat exchanger with shallow fluidized bed. After the heat recovery process, the cold solid material left the heat exchanger towards a solid material reservoir.

The temperatures along the heat exchanger length and in the combustor were measured through thermocouples connected to a data acquisition system. The pressure measurements, concerning the measures of gas flow rate and pressure drop inside the fluidized bed, were obtained through a workbench of U tubes. Figure 1 shows a the experimental set up.

The shallow fluidized bed heat exchanger is the subject of this research. It was made of carbon steel with five (5) copper tubes where the water flowed and it was composed of plenum, distributor plate, shell and hood, as shown in Figure 2.

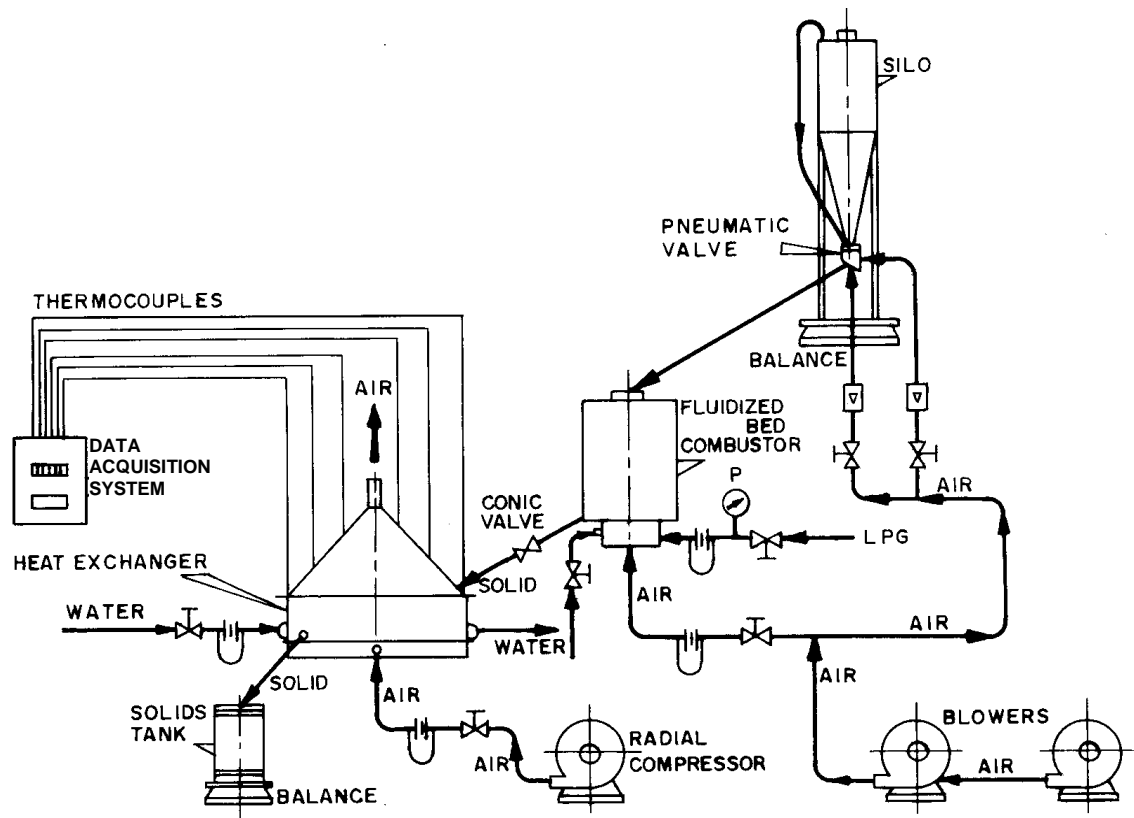


Figure 1 - Experimental Set Up

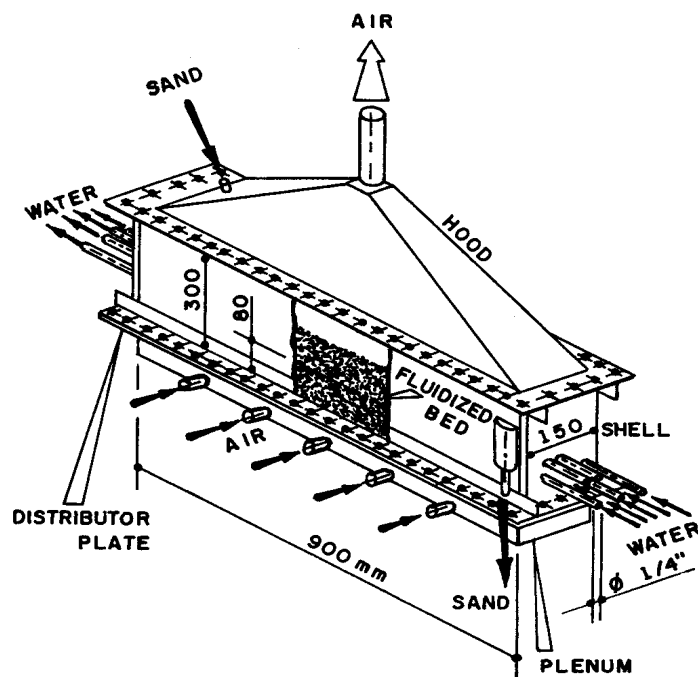
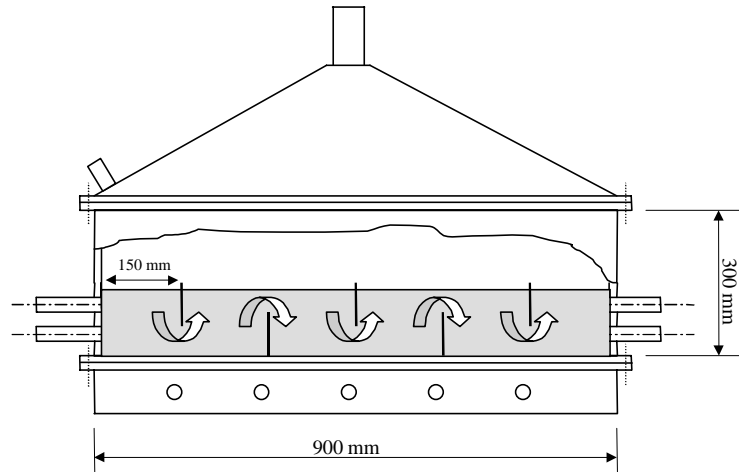


Figure 2-Heat exchanger without baffles

The first half of tests was accomplished in a heat exchanger without baffles and the second half in a heat exchanger with five baffles distributed along the longitudinal direction (Figure 3).

In each experiment the gas, solid and water mass flow rate were measured, together with the temperature profile along the heat exchanger. The experiments were performed according

to a  $2^4$  factorial planning, in order to study the effect of the parameters: particle diameter ( $d_p$ ), gas mass flow rate ( $\dot{m}_g$ ), solids mass flow rate ( $\dot{m}_s$ ) and presence of baffles, on the suspension-wall heat transfer coefficient. A total of 16 experiments was performed, besides some replicates. The parameters set in each test are presented in Table 1.



**Figure 3** – View of the heat exchanger with baffles

The experimental data were obtained when the system reached the steady state identified through the constant solids, air and water mass flow rates and through the verification of the thermal balance between the heat exchanger and vicinities. For all the tests, the mass flow rate of water, inside the tubes, was maintained constant (220 kg/h).

**Table 1** - Organization of the experimental data

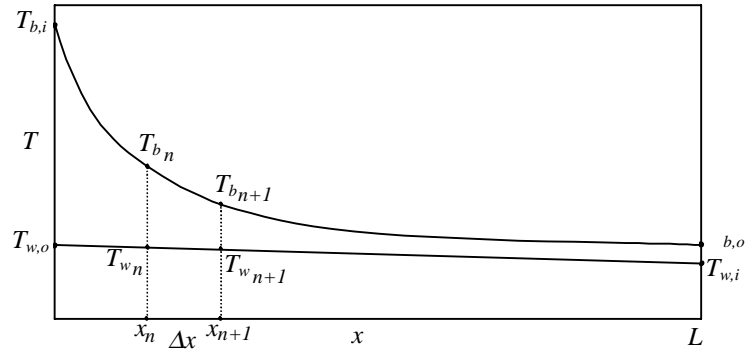
		$d_p$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\dot{m}_g$ [kg/h]	$\dot{m}_s$ [kg/h]			$d_p$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\dot{m}_g$ [kg/h]	$\dot{m}_s$ [kg/h]
<b>No Baffles</b>	<b>1</b>	254	46	80	<b>Baffles</b>	<b>9</b>	254	46	80
	<b>2</b>	254	50	80		<b>10</b>	254	50	80
	<b>3</b>	254	46	50		<b>11</b>	254	46	50
	<b>4</b>	254	50	50		<b>12</b>	254	50	50
	<b>5</b>	385	46	80		<b>13</b>	385	46	80
	<b>6</b>	385	50	80		<b>14</b>	385	50	80
	<b>7</b>	385	46	50		<b>15</b>	385	46	50
	<b>8</b>	385	50	50		<b>16</b>	385	50	50

The experimental uncertainties depend on the longitudinal position where the measure was taken and they were obtained according to Holman (1994). More information regarding the experimental setup and the uncertainty analysis can be found in Rodriguez (1998).

### 3. SUSPENSION-WALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT

Using the experimental data obtained, a methodology to obtain the suspension-wall heat transfer coefficient was developed based on the experimental measures of temperature of the fluidized bed along the exchanger ( $T_{b,x}$ ).

Considering the counterflow between the bed and the water flowing inside the immersed tubes, the following temperature profiles were expected, at steady state, for a heat exchanger of length  $L$  (Figure 4):



**Figure 4** - Profiles of temperatures of the Bed and of the water inside the tubes

Supposing that there is no exchange of heat with the vicinities of the heat exchanger, the energy balance for step n, with length of  $\Delta x$ , provides:

$$\dot{q}_n = \dot{m}_b \cdot c_b \cdot (T_{b_n} - T_{b_{n+1}}) = -\dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w_{n+1}} - T_{w_n}) \quad (1)$$

and

$$\dot{q}_n = \bar{U}_n \cdot (n_t \cdot \pi \cdot d_t \cdot \Delta x) \cdot \text{LMDT}_n, \quad (2)$$

where  $\dot{m}_b c_b \cong \dot{m}_s c_s$ .

The energy balance described in Equation (1) allows the water temperature profile ( $T_{w,x}$ ) to be obtained in the exchanger.

The average logarithmic difference of the temperature in the interval “n” can be then calculated:

$$\text{LMDT}_n = \frac{(T_{b_n} - T_{w_n}) - (T_{b_{n+1}} - T_{w_{n+1}})}{\text{Ln} \frac{(T_{b_n} - T_{w_n})}{(T_{b_{n+1}} - T_{w_{n+1}})}} \quad (3)$$

The substitution of this value in Equation (2) allows the average heat transfer global coefficient in step n,  $\bar{U}_n$ , to be obtained.

Neglecting the thermal resistance to the tube wall and fouling deposits, the average suspension-wall heat transfer coefficient,  $\bar{h}_{b_n}$ , at interval n, is given by:

$$\frac{1}{\bar{U}_n} = \frac{1}{\bar{h}_{b_n}} + \frac{1}{\bar{h}_{w_n}} \quad (4)$$

where the coefficient of heat transference to the water flowing inside the tubes,  $\bar{h}_{w_n}$ , can be calculated by classic correlations existing in literature.

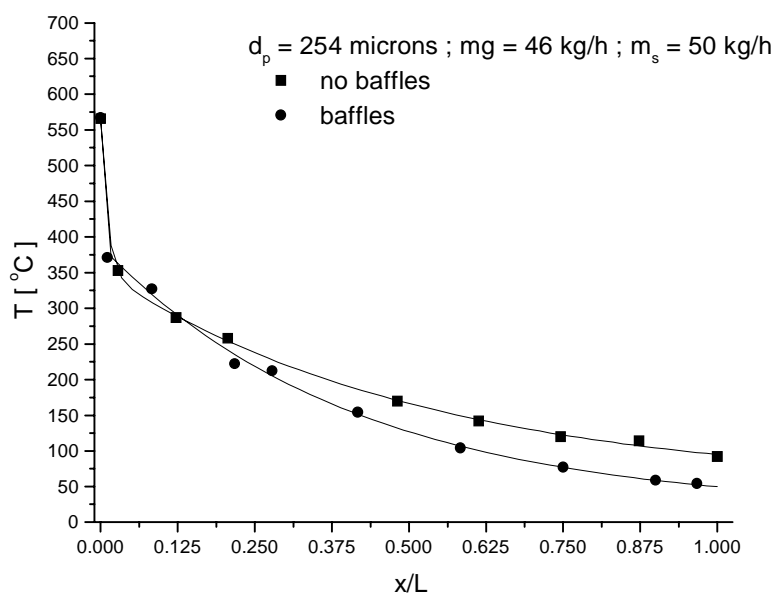
Experimental methodology to obtain the suspension-wall heat transfer coefficient is based on the hypothesis of practically instantaneous thermal equilibrium between the fluidizing gas and the solid particles. The mechanism of heat transfer between gas and solid particles shows that the thermal balance happens quickly and just some millimeters of bed

height are necessary for gas and solids to reach the same temperature. Therefore, for shallow fluidized beds, operating with small particles diameters ( $d_p < 1$  mm), the hypothesis of gas-solid thermal equilibrium is quite reasonable and such hypothesis was verified experimentally (Molerus, 1997).

## 4. RESULTS AND DISCUSSION

### 4.1 Temperature profiles:

The influence of the presence of baffles, in the bed temperature profile, can be visualized in the Figure 5 (tests 3 and 11). It was noticed that the bed temperature was lower in the heat exchanger with baffles, what can be attributed to an increment in the suspension-wall heat transfer coefficient due to the presence of baffles.

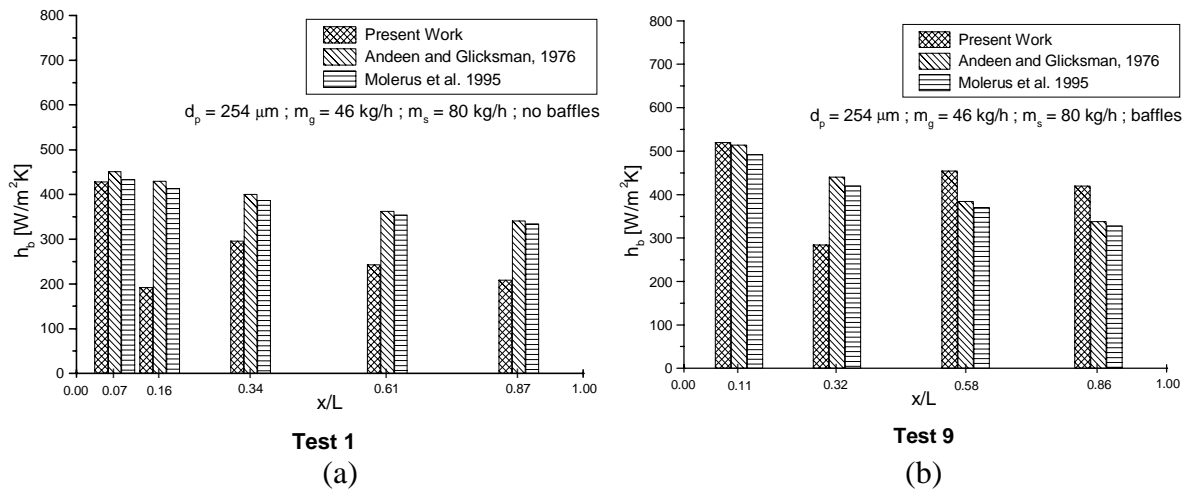


**Figure 5** - Profiles of temperature in function of the presence of baffles

### 4.2 Profiles of suspension-wall heat transfer coefficient

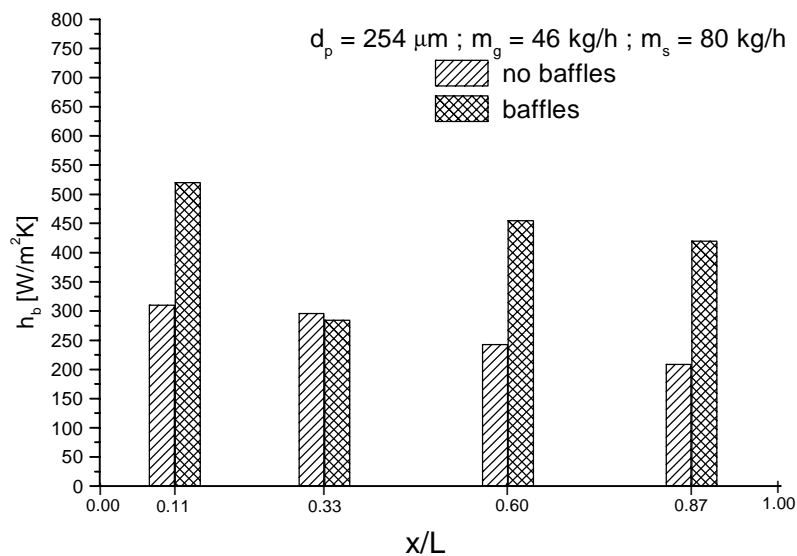
Analyzing Figure (6), the existence of a profile of the suspension-wall heat transfer coefficient along the heat exchanger can be noticed. For the heat exchanger without baffles the values of the suspension-wall heat transfer coefficient experimentally obtained were lower than the ones predicted by the correlations (Fig. 6-a). However for the heat exchanger with baffles, values of the suspension-wall heat transfer coefficient closer or larger than those foreseen by the correlations of literature were verified (Fig.6-b). Such results depicts an inadequacy of the correlations to the studied shallow bed. For all of the tests performed, a relatively small value of the suspension-wall heat transfer coefficient was noticed in the second measure done in the bed, this result may be attributed to an incorrect positioning of the thermocouple.





**Figure 6** - Average suspension-tube heat transfer coefficient along the heat exchanger; a) Heat exchanger without baffles; b) Heat exchanger with baffles.

Figure 7 shows the influence of the presence of baffles in the suspension-wall heat transfer coefficient. Larger coefficients were observed in the heat exchanger with baffles showing that a more compact equipment can be constructed when baffles are introduced on the fluidized bed. Such result reaffirms the liquid-like behavior of the shallow fluidized bed.



**Figure 7** - Average suspension-tube heat transfer coefficient, along the heat exchanger, in function of the presence of the baffles

The uncertainty in the  $h_b$  results were about 2% at  $x/L$  around 0.11 and about 12% at  $x/L$  around 0.87. This behavior is a function of the bed temperature profile that showed smaller gradients for  $x/L$  greater than 0.5.

## 5. CONCLUSIONS

The analysis of the experimental data resulted in the following conclusions:

- It was observed that the bed temperature profile presented itself as a decreasing assynthetic curve
- The plug-flow of the shallow fluidized bed was observed, to have particled solid movement in a horizontal direction, towards the exchanger solids output.
- There was a decreasing assynthetic profile of the suspension-wall heat transfer coefficient in the shallow bed.
- For the heat exchanger without baffles, the suspension-wall heat transfer coefficients calculated through experimental data were lower than the predicted by literature correlations and for the heat exchanger with baffles they were closer or larger than those foreseen them by the correlations. Such results depict that correlations of literature were not adequate for the considered system.
- The increment in the heat transfer coefficient was significant with the addition of baffles (55% on average). Such behavior, quite significant, has not yet been verified in literature.

## 6. ACKNOWLEDGMENTS

The authors wish to acknowledge FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo), process 97/12684-7, for financially supporting this research.

## 7. REFERENCES

- Aihara, T., Maruyama, S., Tanaka, K., Yamaguchi, J. , 1993, “Heat Transfer and Fluidization Characteristics of a High-Temperature Shallow Fluidized Bed” *Experimental Thermal and Fluid Science* , Vol. 6, pp. 282-291.
- Andeen, B.R., Glicksman, L.R., 1976, “Heat Transfer to Horizontal Tubes in Shallow Fluidized Beds” *Asme-Aiche Heat Transfer Conference*, Missouri, ASME paper 76-HT-67.
- Brookes, G., Reay, D. A., 1982, “Comparative Merits of Heat Recovery Equipment” *Heat Recovery Systems*, Vol. 2, n. 1, pp. 31-36.
- Elliot, D.E., Holme, B.G., 1976, “Fluidized Bed Heat Exchangers” *Institute of Chemical Engineers* , U.K.
- Holman, J.P., 1994, “*Experimental Methods for Engineers*”, MacGraw-Hill, New York, 616p.
- McGraw, D.R., 1976, “Heat Transfer In Shallow Cross Flow Fluidized Bed Heat Exchangers” *International Journal of Heat and Mass Transfer* , Vol. 19, pp. 665-671.
- Molerus, O., 1997, “Particle-to-Gas Heat Transfer in Particle Beds at Pecklet Number  $Pe \leq 10$ ” *Powder Technology*, Vol. 90, pp. 47-51.
- Molerus, O., Burschka, A., Dietz, S., 1995, “Particle Migration at Solid Surfaces and Heat Transfer in Bubbling Fluidized Beds - II. Prediction of Heat Transfer in Bubbling Fluidized Beds” *Chemical Engineering Science*, Vol. 50, n. 5, pp. 879-885.
- Rodriguez, O.M.H, 1998, “Heat recovery study from particulate solids using a shallow fluidized bed”, Master Thesis (in Portuguese), College of Mechanical Engineering, Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, Brazil, 180p.
- Tardin Jr, P. R., Goldstein Jr, L., Casavechia, L. C., 1997, “An Investigation on Heat Transfer in an Industrial Fluidized Bed Heat Exchanger” *Proceedings, XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, dez 8-12, Bauru.
- Vedamurthy, V. N. , Janakirajan, T., Natarajan, S., Sarathy, C. P., 1990, “Optimization of the Controlling Design Parameters ofg Fluidized Bed Gas-Solid Heat Exchangers” *Mathematical Computing Modelling*, Vol. 14, pp. 832-836.

# ESTUDO DE REDUÇÃO DO TEMPO NO PROCESSO DE RESFRIAMENTO DE BOBINAS DE ALUMÍNIO

**Pedro Magalhães Sobrinho**

**Paulo Magalhães Filho**

UNESP- Universidade Estadual Paulista, Departamento de Energia, Guaratinguetá, SP, Brasil, 12500-000, E-mail: sobrinho@feg.unesp.br

## Resumo

Neste trabalho avalia-se o processo de resfriamento de bobinas de alumínio de peso aproximado igual a 9 toneladas. O resfriamento é uma etapa do processo produtivo que, dependendo da forma em que é realizado, pode ser demorado. Neste estudo, propõe-se alternativas para reduzir em 50% o tempo gasto nesta etapa. Faz-se uma análise teórica do processo de resfriamento e, a partir de uma modelagem experimental em escala 1:8, são obtidas soluções que se mostraram adequadas quando da aplicação de escala 1:1. Apresenta-se resultados comparativos do comportamento térmico da bobina, face a diferentes condições de insuflamento do ar de resfriamento, avaliando-se a possibilidade dele ser usado nas condições ambientes. Para cada caso apresenta-se as relações de potência e vazão do ventilador, a serem empregadas.

**Palavras-chave:** Alumínio, Transferência de Calor, Resfriamento

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo visa propor uma solução destinada à redução do tempo de resfriamento de bobinas de alumínio em um determinado processo de laminação. Através de um trabalho de parceria entre a ALCAN Alumínio do Brasil e a UNESP - Campus de Guaratinguetá, criou-se a oportunidade, do desenvolvimento do estudo, buscando encontrar uma otimização no processo de produção, já que os procedimentos até então empregados, não mais satisfaziam as crescentes necessidades da empresa.

O conjunto estudado é composto de um carretel, no qual, é enrolada a chapa de liga de alumínio ASTM 3004, que, possui características na faixa de temperatura de estudo, entre 40 a 380 °C, segundo Metals (1979) e Aluminum (1984), tais como; condutividade térmica em função da temperatura ( $k_{al} = 148,395 + (8,311 \times 10^{-2})T - (1,147 \times 10^{-4}) T^2$  [W/mK]; calor específico ( $C_{p,al} = 892$  [J/kgK]; massa específica ( $\rho_{al} = 2707$  kg/m<sup>3</sup>). As dimensões da bobina são (ALCAN,1999); diâmetro externo ( $d_{eB} = 1,7$  m; diâmetro interno ( $d_{iB} = 546,1 \times 10^{-3}$  m; comprimento ( $L_B = 1,6$  m.

As características do carretel, cujo material é de aço centrifugado, são (ALCAN,1999); diâmetro externo ( $d_{eE} = 546,1 \times 10^{-3}$  m; diâmetro interno ( $d_{iE} = 508 \times 10^{-3}$  m; espessura ( $e_E = 19,05 \times 10^{-3}$  m; comprimento ( $L_E = 2,050$  m; coeficiente de condutividade térmica ( $k_{aço} = 43$  [W/mK]; calor específico ( $C_{p,aço} = 473$  [J/kg K]; massa específica [kg/m<sup>3</sup>] ( $\rho_{aço} = 7800$  [kg/m<sup>3</sup>].

## 2. ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE PELÍCULA

Para a determinação da quantidade de calor armazenada, considera-se a faixa de temperatura do estudo, temos:

- Para o carretel:

$$Q_e = \rho_{aço} V_E C_{p_{aço}} (T_m - T_a) \quad (1)$$

onde:  $Q_e$  = quantidade de calor do carretel [W]

$T_a$  = temperatura ambiente [°C]

$T_m$  = temperatura do material [°C]

$V_E$  = volume do carretel [m<sup>3</sup>]

e para a bobina;

$$Q_b = \rho_{al} V_B C_{p_{al}} (T_m - T_a) \quad (2)$$

onde:  $Q_b$  = quantidade de calor da bobina [W]

$V_B$  = volume da bobina [m<sup>3</sup>]

Substituindo os valores considerados, tem-se como quantidade de calor armazenada por conjunto carretel - bobina ,  $2,7588 \times 10^9$  [J].

Utilizando um modelo por análise concentrada, estamos admitindo que a resistência térmica interna a transmissão de calor por condução do sistema é tão pequena que a temperatura dentro do sólido é praticamente uniforme em qualquer instante. Essa simplificação se justifica quando a resistência térmica externa entre a superfície do sistema e o meio envolvente, é tão grande, comparada à resistência térmica interna do sistema, que a primeira controla o processo de transmissão de calor. Para tal devemos ter o número de Biot (Arpaci, 1966), igual a:

$$\frac{h \left( \frac{V}{A} \right)}{k} < 0,1 \quad (3)$$

onde:

$A$  = área [m<sup>2</sup>]

$h$  = coeficiente de película [W/m<sup>2</sup> °C]

$k$  = coeficiente de condutividade térmica [W/mK]

$V$  = volume [m<sup>3</sup>].

Analisa-se então, separadamente o conjunto carretel-bobina.

Considerando, para a bobina, que a direção principal da troca de calor é no sentido radial, a superfície de troca será então,  $A_B = 8,545$  m<sup>2</sup>. Substituindo os dados na equação (3), e observando a faixa de temperatura de 313K (40°C) a 653 K (380 °C), tem-se para a temperatura de fim de processo 313K,  $h_{313K} < 42,81$  W/m<sup>2</sup> °C, e para a temperatura de início de processo 653K,  $h_{653K} < 40,34$  W/m<sup>2</sup> °C. Comparando os coeficientes de película encontrados, verifica-se que a situação mais crítica encontra-se no final do processo.

Para o carretel, a direção principal da troca de calor é também no sentido radial e a superfície de troca será então,  $A_E = 3,272 \text{ m}^2$ . Da equação (3), tem-se que;  $h < 217,594 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Com base nos cálculos apresentados, pode-se afirmar que, qualquer valor do coeficiente de película, inferior a  $40,342 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  para a superfície da bobina, satisfaz a condição do estudo do modelo por análise concentrada. Esse modelo considera duas situações independentes, para o aço e para o alumínio. Tem-se as trocas de calor representadas pela equação (4):

$$q = hA(T - T_\infty) = -C_p \rho V \frac{\partial T}{\partial \zeta} \quad (4)$$

onde:

$C_p$  = calor específico [J/kg K]

$q$  = quantidade de calor [J]

$T$  = temperatura as superfície [K]

$T_\infty$  = temperatura do fluxo de ar [K]

Cuja solução é dada por :

$$\frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} = e^{-D} \quad (5)$$

onde:

$T_o$  = temperatura inicial [K]

$$D = \frac{h A \zeta}{\rho C_p V} \quad (6)$$

onde:  $\zeta$  = número de horas [h]

resultando em :

$$h = \frac{-\rho C_p V}{A \zeta} \left( \ln \frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} \right) \quad (7)$$

### 3. PROPOSTAS PARA REDUÇÃO DO TEMPO DE RESFRIAMENTO

As características encontradas para o sistema de resfriamento existente na planta industrial, consistem de: seis ventiladores; vazão nominal do ventilador:  $88.781 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ; velocidade de descarga nominal:  $20 \text{ m/s}$ ; disposição dos ventiladores: axial ao conjunto de uma fila de bobinas.

Com o objetivo da redução do tempo de resfriamento estuda-se alternativas, que são propostas a seguir:

- a) Diminuição da temperatura de insuflamento do ar sobre a superfície de resfriamento das bobinas
- b) Aumento da velocidade de passagem do ar pela superfície de resfriamento das bobinas

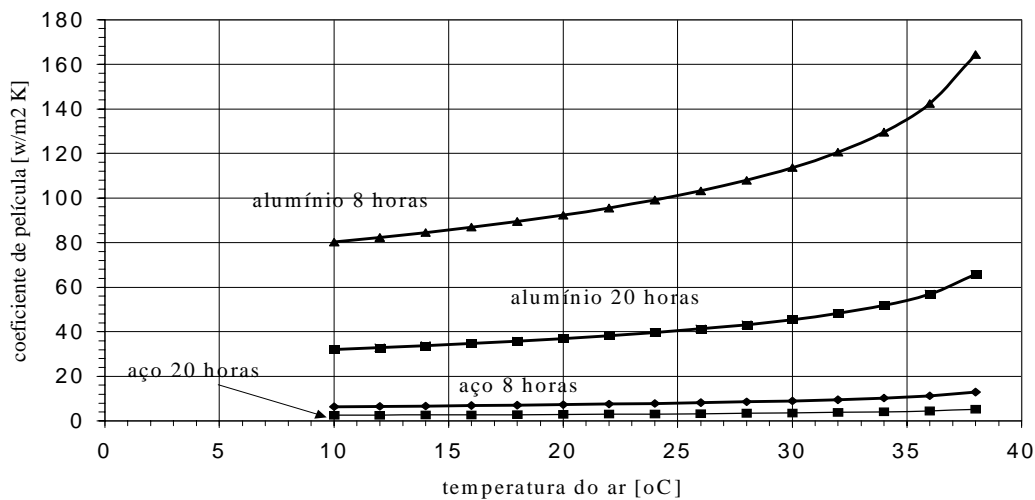
#### 3.1-Diminuição da temperatura de insuflamento do ar sobre a superfície de resfriamento das bobinas

Utilizando a equação 7, variando o valor da temperatura de insuflamento do ar ( $T_\infty$ ), e alternando as propriedades para o aço e para o alumínio, obteve-se as curvas de

comportamento do coeficiente de película nas condições de 20 horas e 8 horas, apresentadas na Figura 1.

### 3.2) Aumento da velocidade de passagem do ar pela superfície de resfriamento das bobinas

Para análise desta condição, fez-se necessário a coleta de dados na planta industrial, onde o processo de resfriamento se caracterizava por filas de 4 bobinas. A estimativa do valor do coeficiente de película, baseia-se em situações médias, encontradas para a bobina mais próxima do ventilador (bobina 1) e a última bobina da fila, conforme descrito a seguir:



**Figura 1:** Influência da temperatura de insuflamento do ar no coeficiente de película, na situação de 20 horas e de 8 horas

- Condição do ar dentro do carretel (bobina 1) :  $Pr = 0,7$ ; velocidade no interior ( $V_{ar\ e1}$ ) = 16,58 m/s; coeficiente de condutividade térmica ( $k_{ar}$ ) = 0,027 W/m °C; calor específico ( $C_{p\ ar}$ ) = 1006,5 J /kg K; massa específica ( $\rho_{ar}$ ) = 1,13 kg / m<sup>3</sup>; temperatura na entrada do carretel ( $t_{eE}$ ) = 33,6 °C; temperatura na saída do carretel ( $t_{eS}$ ) = 36,2 °C; viscosidade cinemática ( $\nu_{ar}$ ) = 16,95 x 10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s.

Assim para a situação, tem-se;  $Re = 4,97 \times 10^5$  e  $\frac{L_E}{d_{iE}} = 4,035$ .

Sendo o número de Nusselt dado por Allen e Eckert (1964):

$$Nu_d = 0,036 Re_d^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_{iE}}{L_E} \right)^{0,055} = 1080,27 \quad (8)$$

ou por Dittus e Boelter  $Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^{0,3} = 745,2 \quad (9)$

Considerar-se-á o menor valor,  $Nu_d = 745,2$ , assim,

$$Nu_d = \frac{hd_{iE}}{k_{ar}} \quad (10)$$

Substituindo os dados considerados na equação (10), temos  $h = 39,6 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$ .

- Condição do ar dentro do carretel (última bobina): velocidade no interior do carretel ( $V_{\text{aren}} = 9,8 \text{ m/s}$ ;  $t_{\text{eE}} = 35,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{eS}} = 36,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Assim, considerando os demais dados anteriores como constantes, tem-se para a situação:  $Re = 2,93 \times 10^5$ . Substituindo os valores nas equações (8), (9) e (10), tem-se:  $h = 26 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Tanto na situação da bobina 1 quanto da última bobina, o coeficiente de película está abaixo do valor limite para a modelagem concentrada, conforme mostrado no item 2.

A vazão de ar que passa no interior do carretel determina-se pela equação (11):

$$m_{\text{ar}} = \frac{V_{\text{ar e1}} + V_{\text{ar en}}}{2} \times S_{\text{iE}} \times \rho_{\text{ar}} \quad (11)$$

onde:

$m_{\text{ar}}$  = vazão mássica de ar [kg/s]

Substituindo, tem-se a vazão de  $2,7 \text{ Nm}^3/\text{s}$ . Como a vazão do ventilador é de  $24,7 \text{ Nm}^3/\text{s}$ , restam  $22,0 \text{ Nm}^3/\text{s}$ , os quais passam pela parte de fora das bobinas. Considerar-se-á então, para efeito de cálculo de Reynolds, uma região cilíndrica com diâmetro externo de  $2,3 \text{ m}$  envolvendo a bobina.

-Condição para a bobina 1:

Os mesmos valores das grandezas utilizados no cálculo do escoamento no interior do carretel; velocidade na bobina 1 ( $V_{\text{ar b1}} = 8,67 \text{ m/s}$ ) e, conseqüentemente,  $Re = 3,07 \times 10^5$ , substituindo os valores nas equações (8), (9) e (10), tem-se  $Nu_d = 508,3$  e  $h = 22,87 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$ .

-Condição para a última bobina:

Para a última bobina, temos:  $V_{\text{ar bn}} = 2,83 \text{ m/s}$ , portanto,  $Re = 1,00 \times 10^5$ ,  $Nu_d = 206,7$  e  $h = 9,3 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$ .

Verifica-se que para a situação que se deseja, ou seja diminuir o tempo de resfriamento, é necessário aumentar o coeficiente de película para atingir o objetivo desejado.

Visando determinar a melhor maneira de insulfamento de ar na bobina, foi desenvolvido um banco de ensaio, adaptado de forma a se conseguir uma condição apropriada para atender os modelos em escala 1:8. Empregou-se para a obtenção dos resultados experimentais os seguintes equipamentos: anemômetro, placa de orifício, termopares do tipo cobre-constantan, termômetro digital e cronômetro. Os testes foram realizados em bancada conforme norma AMCA/ANSI -STANDART -210/74.

Para o monitoramento da temperatura tomou-se a temperatura de 5 pontos em cada bobina. Os pontos foram dispostos da seguinte maneira: um na superfície da bobina, dois próximos ao carretel e dois no centro da bobina.

Definiu-se que, o estudo do resfriamento seria subdividido nos seguintes casos; resfriamento com a bobina dentro de um bocal (metade da bobina dentro do bocal); resfriamento com a bobina afastada do bocal (completamente fora do bocal); resfriamento com a bobina invertida ao eixo (posição de mesmo eixo longitudinal ao bocal).

Os resultados obtidos nos ensaios são apresentados nas Figuras 2 e 3, em valores de temperatura de superfície da bobina.

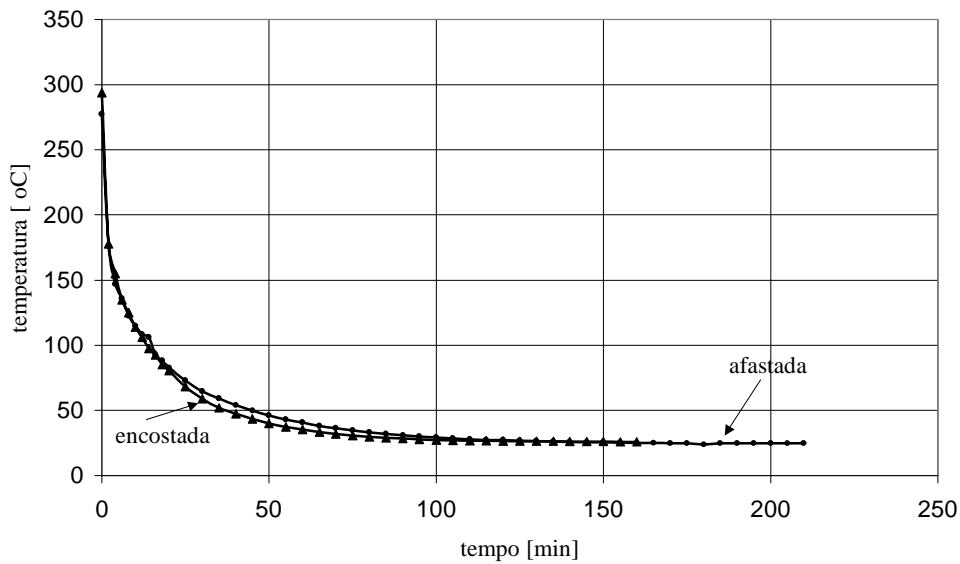
## 4. CÁLCULO DE PARÂMETROS PARA EMPREGO DAS SOLUÇÕES ESTUDADAS

### 4.1. Vazão de ar necessária por bobina

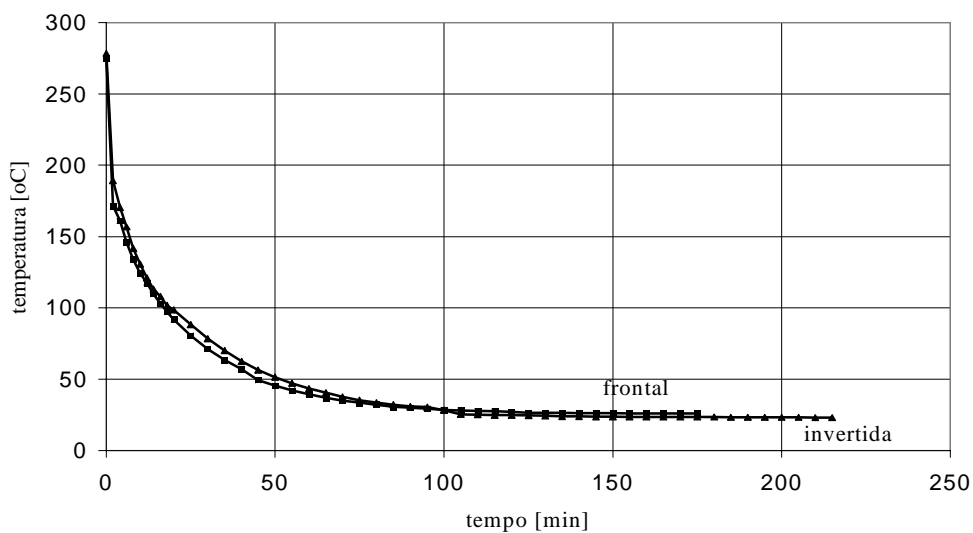
Empregando a equação (12), com a temperatura de saída do ar após a passagem pela bobina ( $t_{\text{arS}} = 36,2 \text{ }^\circ\text{C}$  (valor real obtido no local, após a primeira bobina), variando o tempo de

resfriamento ( $\zeta$ ) entre 8 e 16 horas, e a temperatura do ar de insuflamento entre 25 e 34,5 °C, tem-se os resultados apresentados na Figura 2.

$$m_{ar} = \frac{Q_e + Q_b}{\zeta C p_{ar} (t_{arS} - t_{arE}) \rho_{ar}} \quad (12)$$

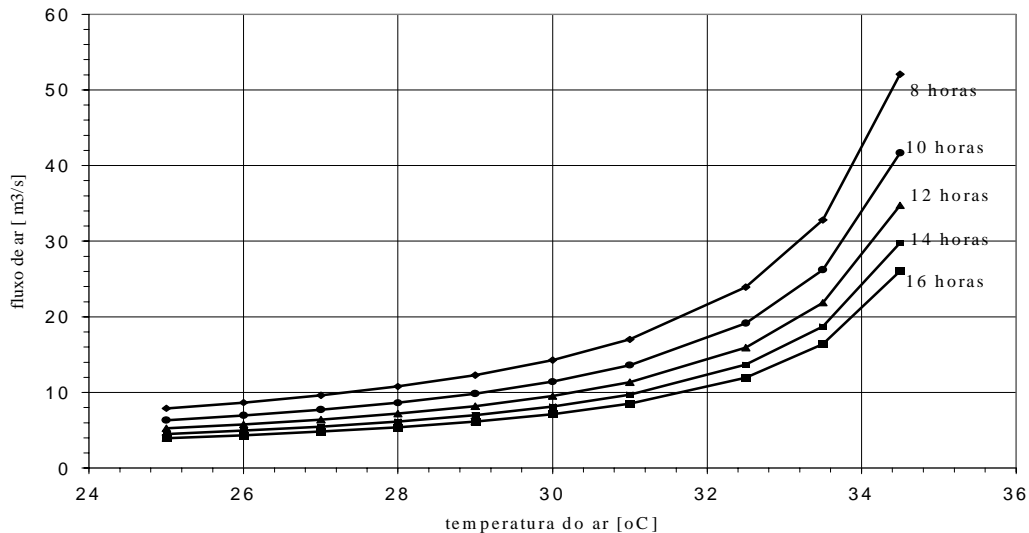


**Figura 2:** Tempo de resfriamento comparativo (superfície) entre bobina afastada x bobina encostado no bocal.



**Figura 3:** Comparativo do tempo de resfriamento (superfície) nas condições de bobina invertida x bobina frontal ao fluxo





**Figura 4:** Vazão de ar em função da temperatura do ar de insulfamento para tempos diferenciados de resfriamento

#### 4.2. Potência do ventilador

A massa de ar que passa por dentro do carretel é 7,2 % da massa total de ar de resfriamento. Portanto  $m_{ar T} = 1,072 m_{ar}$ .

Serão considerados no cálculo os seguintes dados; pressão estática ( $H_{est}$ ) = 30 [mmCA]; rendimento do ventilador ( $\eta_v$ ) = 65 %; pressão dinâmica = 20,38 [mCAr] ;  $V = 20$  [m/s] (velocidade do ar na saída do ventilador); pressão total ( $H_{total}$ ) = 50 [mmCA].

Então a potência necessária para o ventilador será dada por:

$$Pot = \frac{\rho \times g \times m_{ar} (H_{total}) \times 1,072}{736 \times \eta_v} \quad [cv] \quad (13)$$

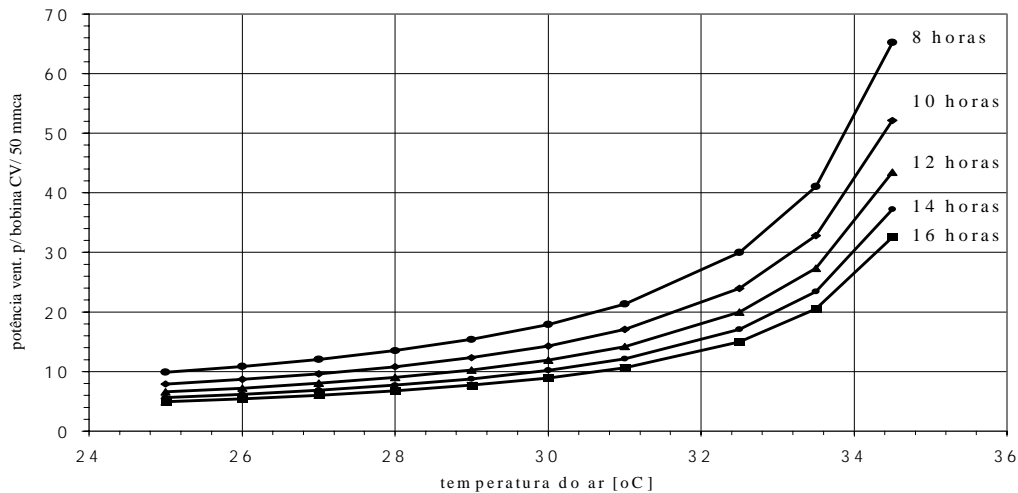
substituindo, tem-se os resultados são apresentados na Figura 5.

### 5. CONCLUSÃO

O análise teórica efetuada, baseada em um modelo concentrado, para a situação encontrada na planta industrial se apresentou indicada, e considerada de grande importância no estudo de viabilidade, visando a modificação do projeto do sistema de resfriamento a ser desenvolvido posteriormente.

A análise experimental demonstra a importância de se realizar estudos em modelos reduzidos, otimizando custos e o tempo, demonstra também que, a distância entre a bobina e o bocal é um fator importante no rendimento, mesmo que, esta distância seja pequena, bem como, o posicionamento da bobina em relação ao fluxo de ar, o qual, também determina o rendimento do processo de resfriamento.

É importante salientar que o estudo apresentado serviu de base para uma importante modificação no processo de produção da empresa, reduzindo o tempo real de resfriamento em cerca de 50% do tempo anterior.



**Figura 5:** Potência do ventilador em função da temperatura de insulflamento

## 6 . REFERÊNCIAS

- ALCAN Alumínio do Brasil S.A., 1999, Informações coletadas pelo autor.
- Allen, R.W., Eckert, E.R.G.,1984,"Friction and heat transfer measurement to turbulent pipe flow of water ( $Pr = 7$  e  $8$ ) at uniform wall heat flux", J. Heat Transfer, ser.c, v 86, pp 301.
- Aluminum-Properties and Physical Metallurgy, 1984, American Society for Metals, Metals Park, Ohio.
- Arpaci, V.S.,1966,"Conduction heat transfer", Massachusetts: Addison Willey Publishing.
- Holman, J. P,1983,"Transferência de Calor", São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil.
- Kreith, F,1977,"Princípios da transmissão de calor", 3 ed, : Edgard Blucher, São Paulo.
- Mavey,G.E,1971,"Heat transfer in coiled strip", Alcan International Ltd Baundury Laboratory Progress, Report n. BP PH 14/71, November.
- Metals Handbook, 1979, Properties an nonferrous alloys and pure metals , 9 ed., v. 2, American Society for Metals.
- Sonntag, R. E., Van Wyley, G. J.,1998,"Introduction to thermodinamics: classical and statistical",: J. Wiley, New York.

# CONVECÇÃO INTERNA TRANSIENTE COM DIFUSÃO AXIAL: SOLUÇÃO VIA TRANSFORMADA INTEGRAL E FILTRO EM REGIME PERMANENTE

## **Gondim, Romberg Rodrigues**

Universidade Federal da Paraíba - CT/DTM, Campus I, Laboratório de Energia Solar  
Cx. P. 5115 – CEP 58051-970 – João Pessoa, PB, Brasil.

E-mail: romberg@les.ufpb.br

## **Cotta, Renato Machado**

Laboratório de Transmissão e Tecnologia do Calor - Engenharia Mecânica, EE/COPPE/UFRJ  
Universidade Federal do Rio de Janeiro, Cx. P. 68503 - CEP 21945-970, Rio de Janeiro, RJ.

E-mail: cotta@serv.com.ufrj.br

## **Resumo**

O problema de convecção forçada transiente entre placas paralelas é resolvido para um escoamento completamente desenvolvido e em desenvolvimento térmico, considerando-se a presença do termo de difusão axial na equação da energia. A análise realizada utiliza a Técnica da Transformada Integral Generalizada com dupla transformação e uma solução filtro puramente difusiva em regime permanente. Esta simulação permite uma avaliação da variação do número de Peclet na situação transiente, como também reproduz os resultados disponíveis na literatura para o caso mais crítico computacionalmente de número de Peclet infinito.

**Palavras-chave:** Convecção Transiente, Transformada Integral, Difusão Axial, Solução Filtro

## **1. INTRODUÇÃO**

O estudo da convecção forçada transiente tem sido objeto de interesse em muitas pesquisas, devido a sua crescente importância prática na engenharia, em particular no controle ativo de equipamentos térmicos. A literatura se mostra bastante vasta em soluções e simulações para convecção forçada no interior de dutos para situações em regime permanente (Shah & Bhatti, 1987), em particular para escoamentos laminares. Soluções analíticas e/ou puramente numéricas para regime permanente encontram-se facilmente disponíveis para uma série de situações de interesse prático. Os problemas transientes por sua vez ainda apresentam desafios e motivações tanto sob o ponto de vista da proposição de algoritmos de solução quanto de interpretação física.

Dentre os problemas de convecção forçada transiente tratados na literatura recente, as situações de perturbações abruptas ou periódicas de alta frequência nas condições de entrada e de contorno dos canais representam casos-teste de difícil tratamento analítico e computacional. Na presente breve revisão citamos apenas algumas contribuições que utilizaram variações e combinações de métodos analíticos e numéricos nos últimos anos,

como a combinação de Transformada Integral e Transformada de Laplace (Cotta&Ozisik, 1986, Kim et al., 1990, Macedo & Quaresma, 1997), Transformada Integral no domínio complexo (Cotta & Ozisik, 1986b, Guedes et al., 1989, Kakaç et al., 1990, Santos et al., 1995), Diferenças Finitas com esquema *upwind* modificado (Cotta et al., 1986), e Transformada Integral combinada a Diferenças Finitas(Cotta & Gerk, 1994, Santana et al., 1999).

Mais recentemente, tem-se utilizado a Técnica da Transformada Integral Generalizada – G.I.T.T. (Cotta, 1993, Cotta, 1998), como ferramenta de solução híbrida analítico – numérica, em que a idéia básica consiste na transformação de um sistema de equações diferenciais parciais num sistema de equações diferenciais ordinárias, eliminando a dependência espacial em formulações transientes. Tem-se então a vantagem de não requerer geração de malha em relação aos métodos numéricos clássicos e de permitir um controle sobre o erro relativo dos resultados, estabelecido *a priori* e controlado automaticamente.

No presente trabalho busca-se a solução do problema de convecção forçada transiente diretamente via Transformada Integral, por transformação dupla da equação de energia para o problema bidimensional em geometria de placas paralelas. O termo de difusão longitudinal de calor é mantido na equação de energia para escoamento laminar completamente desenvolvido hidrodinamicamente e em desenvolvimento térmico, e a solução completa do problema é encontrada com a utilização da Técnica da Transformada Integral Generalizada - GITT (Gondim, 1997). Apresenta-se uma análise de convergência das expansões duplas propostas numa ampla faixa do número de Peclet. Esta formulação mais geral também permite um estudo mais aprofundado sobre os valores do número de Peclet adotados como critério de emprego ou não do termo de difusão axial na equação de energia para a situação transiente.

## 2. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

É analisado um escoamento laminar hidrodinamicamente desenvolvido no interior de um duto de placas paralelas, submetido a convecção forçada transiente em desenvolvimento térmico. Considera-se o escoamento incompressível, as propriedades físicas constantes e os efeitos de dissipação viscosa, convecção livre e conjugação com a parede desprezíveis.

O sistema em estudo é constituído por um duto de placas paralelas infinitas na largura, de comprimento  $L^*$ , no interior do qual escoa um fluido newtoniano. O sistema assim definido está inicialmente em equilíbrio térmico a uma temperatura  $T_0$ . É então provocada uma perturbação em degrau na temperatura de entrada do fluido no canal,  $T_e$ . As paredes são sólidas, impermeáveis e são mantidas à temperatura  $T_0$ . O escoamento laminar e completamente desenvolvido ocorre na direção  $x$  sendo simétrico em relação a  $y$ , conforme mostrado na fig. 1.

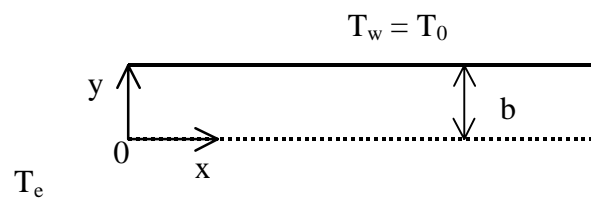


Figura 1 – Sistema de coordenadas e geometria do problema

### 2.1 Adimensionalização do Problema

Considerando os grupos adimensionais:

$$x = \frac{x^*/b}{\text{Re Pr}} = \frac{x^*}{b \text{Pe}}; \quad y = \frac{y^*}{b}; \quad u = \frac{u^*}{4u_{av}}; \quad t = \frac{\alpha t^*}{b^2}; \quad L = \frac{L^*/b}{\text{Re Pr}};$$

$$T = \frac{T^* - T_0}{T_e - T_0}; \quad \text{Re} = \frac{u_{av} 4b}{\nu}; \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}; \quad \text{Pe} = \text{Re Pr} = \frac{u_{av} 4b}{\alpha} \quad (1)$$

onde  $T^*$  representa o campo de temperatura,  $u^*$  a velocidade (longitudinal),  $\alpha$  a difusividade térmica,  $x^*$  a coordenada longitudinal,  $y^*$  a coordenada transversal e  $t^*$  o tempo.

O problema é definido matematicamente pelo sistema diferencial parcial a duas dimensões espaciais:

$$\frac{\partial T(x,y,t)}{\partial t} + u(y) \cdot \frac{\partial T(x,y,t)}{\partial x} = \frac{\partial^2 T(x,y,t)}{\partial y^2} + \frac{1}{\text{Pe}^2} \frac{\partial^2 T(x,y,t)}{\partial x^2}; \quad 0 < y < 1, \quad x > 0, \quad t > 0 \quad (2)$$

$$T(x,y,0) = 0, \quad x \geq 0, \quad 0 \leq y \leq 1 \quad (3)$$

$$T(0,y,t) = 1, \quad T(L,y,t) = 0, \quad t > 0, \quad 0 \leq y \leq 1 \quad (4, 5)$$

$$\frac{\partial T(x,0,t)}{\partial y} = 0, \quad T(x,1,t) = 0, \quad t > 0, \quad x \geq 0 \quad (6, 7)$$

onde  $\text{Re}$ ,  $\text{Pr}$ ,  $\text{Pe}$ ,  $u_{av}$  e  $\nu$  representam o número de Reynolds, o número de Prandtl, o número de Peclet, a velocidade média e a viscosidade cinemática do fluido, respectivamente.

### 3. TRANSFORMAÇÃO DO PROBLEMA

Com o intuito de acelerar a convergência das expansões em autofunções, separa-se o potencial  $T(x,y,t)$ , da Eq. (2), da seguinte forma:

$$T(x,y,t) = \theta(x,y,t) + F(x,y) \quad (8)$$

onde  $F(x,y)$  é solução de um problema difusivo em regime permanente, funcionando como filtro para homogeneizar as condições de contorno do problema original, e  $\theta(x,y,t)$  é o novo potencial a ser determinado via transformação integral.

#### 3.1 Cálculo do Filtro $F(x,y)$

Para determinar  $F(x,y)$  apoia-se no seguinte problema de difusão em regime permanente:

$$\frac{\partial^2 F(x,y)}{\partial y^2} + \frac{1}{\text{Pe}^2} \frac{\partial^2 F(x,y)}{\partial x^2} = 0; \quad F(0,y) = 1, \quad F(L,y) = 0, \quad 0 \leq y \leq 1 \quad (9,10,11)$$

$$\frac{\partial F(x,0)}{\partial y} = 0, \quad F(x,1) = 0, \quad x > 0 \quad (12,13)$$

A solução para o filtro transformado e sua inversão foram encontradas com o auxílio da Técnica da Transformada Integral Clássica, em Gondim (1997), e são dadas por:

$$\bar{F}_g(x) = \bar{f}_g e^{-(Pe\beta_g x)}; \quad F(x,y) = \sum_{g=1}^{\infty} \tilde{Y}_g(y) \bar{f}_g e^{-(Pe\beta_g x)}; \quad \text{onde, } \bar{f}_g = \frac{(-1)^{g+1}}{NY_g^{1/2} \beta_g} .$$

(14, 15, 16)

### 3.2 Aplicação da Solução Filtro

Aplicando o Filtro (8) nas eqs. (2-7), tem-se:

$$\frac{\partial \theta(x,y,t)}{\partial t} + u(y) \frac{\partial \theta(x,y,t)}{\partial x} = \frac{\partial^2 \theta(x,y,t)}{\partial y^2} + \frac{1}{Pe^2} \frac{\partial^2 \theta(x,y,t)}{\partial x^2} + G(x,y) \quad (17)$$

$$\theta(x,y,0) = -F(x,y), \quad \theta(0,y,t) = 0, \quad \theta(L,y,t) = 0 \quad (18,19,20)$$

$$\left. \frac{\partial \theta(x,y,t)}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad \theta(x,1,t) = 0, \quad \text{onde, } G(x,y) = -u(y) \frac{\partial F(x,y)}{\partial x} \quad (21,22,23)$$

### 3.3 Transformação do Problema na Direção "y"

Para resolver a Eq.(17), usando a Técnica da Transformada Integral Generalizada, GITT, é necessário como primeiro passo, definir um problema auxiliar de autovalor, o qual fornecerá a autofunção usada para propor a expansão do potencial:

$$\frac{d^2 \tilde{Y}_g(y)}{dy^2} + \beta_g^2 \tilde{Y}_g(y) = 0; \quad 0 < y < 1; \quad \frac{d\tilde{Y}_g(0)}{dy} = 0; \quad \tilde{Y}_g(1) = 0 \quad (24,25,26)$$

onde  $\tilde{Y}_g$  e  $\beta_g$  são as autofunções normalizadas e os autovalores, Gondim (1997).

Escreve-se a função  $\theta(x,y,t)$  como uma expansão que tem como base as autofunções oriundas do problema de autovalor, onde  $\bar{\theta}_n(x,t)$  é uma função desconhecida que depende de  $x$  e  $t$ . Usando o operador  $\int_0^1 \tilde{Y}_n(y) dy$  e observando-se a propriedade de ortogonalidade do problema auxiliar, obtém-se o par de fórmulas, Transformada – Inversa, respectivamente:

$$\bar{\theta}_n(x,t) = \int_0^1 \tilde{Y}_n(y) \theta(x,y,t) dy; \quad \theta(x,y,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{Y}_n(y) \bar{\theta}_n(x,t) \quad (27,28)$$

Operando a Eq.(17) com o operador  $\int_0^1 \tilde{Y}_n(y) dy$  e aplicando a Eq. da Inversa (28) a cada termo, a equação filtrada fica transformada no sistema diferencial parcial:

$$\frac{\partial \bar{\theta}_n(x,t)}{\partial t} + \sum_{m=1}^{\infty} A1_{nm} \frac{\partial \bar{\theta}_m(x,t)}{\partial x} = -\beta_n^2 \bar{\theta}_n(x,t) + \frac{1}{Pe^2} \frac{\partial^2 \bar{\theta}_n(x,t)}{\partial x^2} + \bar{G}_n(x) \quad (29)$$

onde:

$$A1_{nm} = \int_0^1 \tilde{Y}_n(y) \tilde{Y}_m(y) u(y) dy, \quad \text{e, } \bar{G}_n(x) = - \int_0^1 u(y) \tilde{Y}_n(y) \frac{\partial F(x,y)}{\partial x} dy \quad (30,31)$$

E, transformando a condição inicial (18) e as condições de contorno (19,20):

$$\bar{\theta}_n(x,0) = -\bar{f}_n e^{-(Pe\beta_n x)}; \quad \bar{\theta}_n(0,t) = 0; \quad \bar{\theta}_n(L,t) = 0 \quad (32,33,34)$$

### 3.4 Transformação na Direção Longitudinal e Reordenamento das Expansões Duplas

Objetivando a simplificação da análise matemática, e uma melhor performance no código computacional, faz-se uma mudança de variável no domínio de  $x$ , considerando um truncamento do duto, numa posição suficientemente afastada da entrada ( $L$ ):

$$\xi = \frac{x}{L} \quad (35)$$

Para transformar o sistema (29-34) na direção " $\xi$ ", define-se previamente o problema auxiliar (Gondim, 1997) nesta direção:

$$\frac{d^2 \tilde{X}_k(\xi)}{d\xi^2} + \lambda_k^2 \tilde{X}_k(\xi) = 0; \quad 0 < \xi < 1; \quad \tilde{X}_k(0) = 0; \quad \tilde{X}_k(1) = 0 \quad (36,37,38)$$

onde  $\tilde{X}_k(\xi)$  e  $\lambda_k$  são as autofunções normalizadas e os autovalores, respectivamente.

Considerando o potencial  $\bar{\theta}_n(\xi,t)$  como uma expansão que tem como base as autofunções do problema de autovalor associado, após manipulações matemáticas, encontra-se o par Transformada - Inversa:

$$\bar{\theta}_{nk}(t) = \int_0^1 \tilde{X}_k(\xi) \bar{\theta}_n(\xi,t) d\xi; \quad \bar{\theta}_n(\xi,t) = \sum_{k=1}^{\infty} \tilde{X}_k(\xi) \bar{\theta}_{nk}(t) \quad (39,40)$$

Operando cada termo da equação (29), observando a transformação do domínio (35), e, com o objetivo de reduzir os custos, otimizando o código computacional, transforma-se os somatórios duplos das expansões em somatório simples, através de um processo de pré-seleção dos termos das expansões, a partir do ordenamento dos autovalores originais. Esta redução gera um agrupamento de dois índices em um, ou seja,  $\bar{\theta}_{nk}(t) \rightarrow \tilde{\theta}_i(t)$  e  $\bar{\theta}_{ml}(t) \rightarrow \tilde{\theta}_j(t)$ .

Assim, a Eq.(29) e a condição inicial (32), são reescritas como:

$$\tilde{\theta}_i'(t) + \sum_{j=1}^{\infty} C1_{ij} \tilde{\theta}_j(t) = \tilde{G}_i \quad ; \quad \tilde{\theta}_i(0) = -\bar{f}_n \left( \int_0^1 \tilde{X}_k(\xi) e^{-(Pe\beta_n L\xi)} d\xi \right) \quad (41,42)$$

onde:

$$C1_{ij} = \frac{1}{L} (A1_{nm} B1_{kl}) + \phi_i^2 \delta_{nm} \delta_{kl}; \quad \phi_i^2 = \beta_n^2 + \frac{\lambda_k^2}{Pe^2 L^2}; \quad \tilde{G}_i = \int_0^1 \tilde{X}_k(\xi) \bar{G}_n(\xi) d\xi \quad (43,44,45)$$

O processo de seleção para o reordenamento é feito através do autovalor global  $\phi_i^2$ , e estes são ordenados em ordem crescente segundo o esperado grau de importância dos termos individualmente no somatório simples.

## 4. ALGORITMO COMPUTACIONAL

O sistema diferencial ordinário infinito dado pelas equações (41-45), deve ser truncado numa determinada ordem finita, de tal forma que se permita obter soluções convergidas numa determinada precisão preestabelecida. O truncamento será aqui assumido em  $nt$  termos para a expansão global após o reordenamento.

Substituindo a equação (40) na equação (28), fazendo o agrupamento de índices e introduzindo o truncamento da expansão global em  $nt$  termos, e  $ng$  termos para a expansão do filtro, obtém-se o potencial original a partir da Eq.(8):

$$T(\xi, y, t) = \left[ \sum_{i=1}^{nt} \tilde{Y}_n(y) \tilde{X}_k(\xi) \tilde{\theta}_i(t) \right] + \left[ \sum_{g=1}^{ng} \tilde{Y}_g(y) \bar{f}_g e^{-(\beta_g Pe L \xi)} \right] \quad (46)$$

Considerando o perfil de velocidade do fluido no escoamento completamente desenvolvido, a temperatura média de mistura é dada por:

$$T_{av}(\xi, t) = \frac{3}{2} \left\{ \int_0^1 (1-y^2) \left[ \sum_{i=1}^{nt} \tilde{Y}_n(y) \tilde{X}_k(\xi) \tilde{\theta}_i(t) + \sum_{g=1}^{ng} \tilde{Y}_g(y) \bar{f}_g e^{-(\beta_g Pe L \xi)} \right] dy \right\} \quad (47)$$

O termo fonte do filtro é encontrado aplicando o perfil de velocidade na Eq.(31), com o domínio modificado, e redefinindo,  $\bar{F}_g(x)$ , Eq.(14), em função de  $\xi$ , e observando a definição de  $\bar{f}_g$  dada por (16); tem-se então da Eq.(45):

$$\begin{aligned} \tilde{G}_i = \frac{3}{2} \frac{Pe}{NY_n^{0.5}} & \left\{ \left( (-1)^{n+1} \int_0^1 \tilde{X}_k(\xi) e^{-(\beta_n Pe L \xi)} d\xi \right) - \right. \\ & \left. - \sum_{g=1}^{ng} (-1)^{g+1} \left( \int_0^1 \tilde{Y}_n(y) \tilde{Y}_g(y) y^2 dy \right) \left( \int_0^1 \tilde{X}_k(\xi) e^{-(\beta_g Pe L \xi)} d\xi \right) \right\} \end{aligned} \quad (48)$$

## 5. RESULTADOS E ANÁLISE

O código computacional foi elaborado na linguagem Fortran (Microsoft Powerstation). A solução numérica do problema de valor inicial é encontrada com a utilização da subrotina DIVPAG, disponível na biblioteca IMSL (1989), para resolver sistemas de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem com alto grau de rigidez. O controle de erro relativo é preestabelecido na subrotina e foi aqui adotado com o valor  $10^{-4}$ . Os tempos adimensionais de interesse selecionados para este estudo foram 0.01 e 0.05, , que serviram para a validação do código numa comparação com os resultados em formulação de camada limite ( $Pe \rightarrow \infty$ ) por Cotta e Gerk(1994), fazendo o número de Peclet tender para infinito na presente formulação, quando o termo correspondente à difusão axial torna-se progressivamente menos relevante, conforme Figuras 2 e 3, e os dois conjuntos de solução *benchmark* tendem a se aproximar.

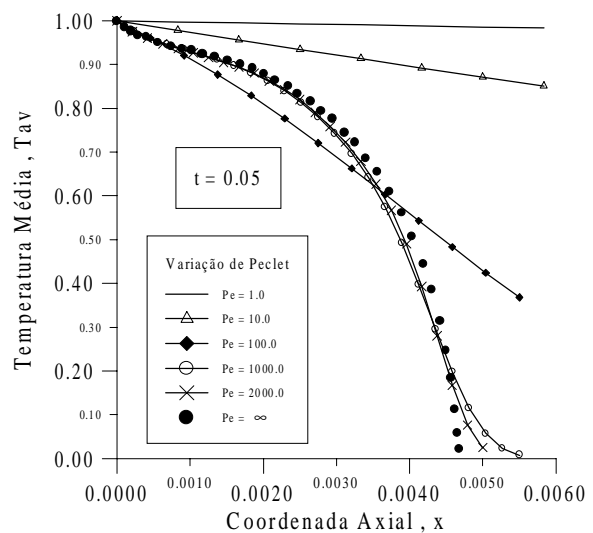
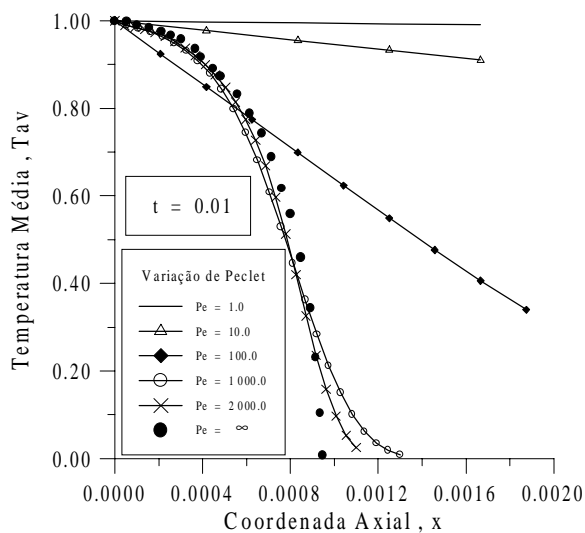
Os números de Peclet adotados foram,  $Pe = 1, 10, 100, 1000$  e  $2000$ , onde pode-se avaliar o comportamento da solução do problema com a progressiva diminuição da presença da difusão axial. Observa-se que mesmo para os maiores valores de  $Pe$  (1000 e 2000), certamente já dentro da faixa usualmente recomendada para o abandono da difusão térmica axial na formulação, na região da frente térmica transiente é ainda percebida a difusão de calor na direção  $x$ , tendo em vista a combinação específica de condições inicial e de contorno que leva ao acentuado gradiente térmico na direção axial nessa região.

Uma análise de convergência foi feita para a solução nos diferentes valores do número de Peclet, adotando-se para cada um deles, um comprimento de duto,  $L$ , grande o suficiente para que a imposição da condição de contorno a jusante ( $x = L$ ) não perturbasse os resultados na região de entrada térmica, e a síntese desta análise é mostrada na Tabela 1.



Tabela 1 - Comportamento da convergência da temperatura média transiente,  $T_{av}(x,t)$ , em várias posições,  $x$ , para :

<b>Pe = 1.0 e L = 1.0</b>		<b>t = 0.01</b>				
nt \ x	.0187500	.0937500	.1687500	.2437500	.3187500	
100	.8925	.5035	.2304	.0838	.0239	
300	.8917	.5007	.2286	.0839	.0246	
350	.8915	.4996	.2284	.0838	.0250	
400	.8917	.5004	.2285	.0839	.0247	
<b>Pe = 1.0 e L = 1.0</b>		<b>t = 0.05</b>				
nt \ x	.0333333	.1666667	.3000000	.4333333	.5666667	
100	.9105	.5755	.3273	.1721	.0995	
300	.9071	.5757	.3275	.1722	.0996	
350	.9071	.5758	.3276	.1722	.0996	
400	.9071	.5759	.3278	.1723	.0996	
<b>Pe = 2000.0 e L = 0.006</b>		<b>t = 0.01</b>				
nt \ x	.0000458	.0002292	.0004125	.0005958	.0007792	
100	.9766	.9595	.9076	.7698	.5585	
300	.9880	.9646	.8996	.7859	.5235	
350	.9886	.9647	.9015	.7880	.5280	
400	.9894	.9641	.8999	.7742	.5127	
<b>Pe = 2000.0 e L = 0.006</b>		<b>t = 0.05</b>				
nt \ x	.0002083	.0010417	.0018750	.0027083	.0035417	
100	.9701	.9280	.8881	.7606	.5854	
300	.9740	.9258	.8800	.7902	.6276	
350	.9745	.9253	.8794	.7916	.6294	
400	.9749	.9266	.8803	.7904	.6268	



Figuras 2 e 3 – Perfis de temperatura média para  $t = 0,01$  e  $t = 0,05$ , respectivamente: Comparação entre modelos com e sem difusão axial.

Graficamente, todas as soluções das figuras 2 e 3 já atingiram convergência na escala utilizada. Entretanto, pode ser claramente observada a dificuldade de convergência para quatro dígitos significativos na região da frente térmica transiente, onde o filtro permanente não representa bem a solução, e acaba por produzir um termo fonte na formulação filtrada que se torna de alguma importância nesta faixa da solução. Como alternativa de solução para

obtenção de resultados com altíssima precisão pode-se propor a solução analítica do sistema diferencial ordinário transformado, factível tendo em vista seu carácter linear, buscando-se ordens de truncamento mais elevadas a custos computacionais ainda moderados. Entretanto, a proposição de filtros transientes adaptativos (Macêdo et al., 1999) parece representar a alternativa mais adequada a essas situações, pelo acompanhamento analítico e explícito da frente térmica transiente onde os efeitos da convecção longitudinal não-transformável exatamente se tornam mais relevantes.

## 6. REFERÊNCIAS

- Cotta, R.M., 1993, *Integral Transforms in Computational Heat and Fluid Flow*, CRC Press, Boca Raton, Fl.
- Cotta, R.M., Ed., 1994, *The Integral Transform Method in Thermal and Fluids Sciences and Engineering*, Begell House, Inc., New York, 1998.
- Cotta, R.M. & M.N. Ozisik, Transient Forced Convection in Laminar Channel Flow with Stepwise Variations of Wall Temperature, *Can J. Chem. Eng.*, V. 64, pp. 734-742, 1986.
- Cotta, R.M., M.N. Ozisik, & D.S. McRae, Transient Heat Transfer in Channel Flow with Step Change in Inlet Temperature, *Num. Heat Transfer*, V. 9, pp. 619-630, 1986.
- Cotta, R.M. and M.N. Ozisik, Laminar Forced Convection in Ducts with Periodic Variation of Inlet Temperature, *Int J. Heat Mass & Transfer*, V. 29, Nº 10, pp. 1495-1501, 1986.
- Cotta, R.M. & Gerk, J.E.V., Mixed Finite-Difference/Integral Transform Approach for Parabolic-Hyperbolic Problems in Transient Forced Convection, *Numerical Heat Transfer, Part B*, V.25, pp.433-448, 1994.
- Gondim, R.R., 1997, *Convecção Forçada Transiente Interna com Difusão Axial: Solução Via Transformada Integral*, D.Sc. Tese, Universidade Federal do Rio de Janeiro/COPPE-PEM, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.
- Guedes, R.O.C., M.N. Ozisik, and R.M. Cotta, Conjugated Periodic Turbulent Forced Convection in a Parallel Plate Channel, *J. Heat Transfer*, V. 116, pp. 40-46, February 1994. *IMSL Library, Math/Lib.*, Houston, Texas, 1989.
- Kakaç, S., W. Li and R.M. Cotta, Unsteady Laminar Forced Convection in Ducts with Periodic Variation of Inlet Temperature, *J. Heat Transfer*, V. 112, pp. 913-920, 1990.
- Kim, W.S., R.M. Cotta, and M.N. Ozisik, Laminar Internal Forced Convection with Periodically Varying, Arbitrarily Shaped Inlet Temperature, 9th Int. Heat Transfer Conference, Paper # 16-TR-17, pp. 383-388, Jerusalem, Israel, August 1990.
- Macedo, E.N. and J.N.N. Quaresma, Transient Laminar Forced Convection Heat Transfer in Circular and Parallel-Plates Ducts of Herschel-Bulkley Fluids, *Proc. of the 14<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM 97*, Bauru, São Paulo, Brasil, December 1997 (CD-ROM).
- Macedo, E.N., R.M. Cotta, and H.R.B. Orlande, Local-Instantaneous Filtering in the Integral Transform Solution of Nonlinear Diffusion Problems, *Computational Mechanics*, V.23, pp.524-532, 1999.
- Santana, L.F.M., R.M. Cotta, and L.C.G. Pimentel, Hybrid Approach for Fully Transient Turbulent Forced Convection Inside Smooth Parallel-Plate Channels, *Proc. of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, COBEM 99*, Águas de Lindóia, São Paulo, Brasil, December 1999 (CD-ROM); also, *Hybrid Meth. Eng.*, V.2, no.3, in press.
- Santos, C.A.C., D.M. Brown, S. Kakaç and R.M. Cotta, Analysis of Unsteady Forced Convection in Turbulent Duct Flow, *J. Thermophysics & Heat Transfer*, Vol. 9, Nº 3, pp. 508-515, 1995.
- Shah, R.K. & M.S. Bhatti, Laminar Convective Heat Transfer in Ducts, in: S. Kakaç, R.K. Shah, and W. Aung (eds.), *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, chap.3, pp.3.1-3.137, Wiley, 1987.

## FENÔMENOS DE DIFUSÃO TRANSIENTE EM PARALELEPÍPEDOS SÓLIDOS

**José Jefferson da Silva Nascimento<sup>1</sup>**

**Francisco Antônio Belo<sup>2</sup>**

**Antonio Gilson Barbosa de Lima<sup>3</sup>**

**Luiz Renato de Araújo Pontes<sup>4</sup>**

<sup>1,2,4</sup>Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Departamento de Tecnologia Mecânica, Cep 58059900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: belo@les.ufpb.br

<sup>1,3</sup>Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58109-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: gilson@dem.ufpb.br.

### Resumo

A solução da equação de difusão transiente é muito importante tecnologicamente, especialmente na secagem de materiais cerâmicos, onde torna-se necessário conhecer a distribuição de temperatura e umidade no interior dos mesmos. A solução analítica da equação de difusão aplicada a geometria paralelepípeda, considerando propriedades de transporte constante e condição de contorno convectiva é apresentada. Como aplicação, o modelo foi usado para descrever a transferência de calor em um tijolo cerâmico e resultados da temperatura adimensional no interior do sólido ao longo do processo são apresentadas. Discussões do ponto de vista da secagem deste sólido também são dadas.

**Palavras- chave:** Difusão, Massa, Calor, Cerâmica, Analítico.

### 1. INTRODUÇÃO

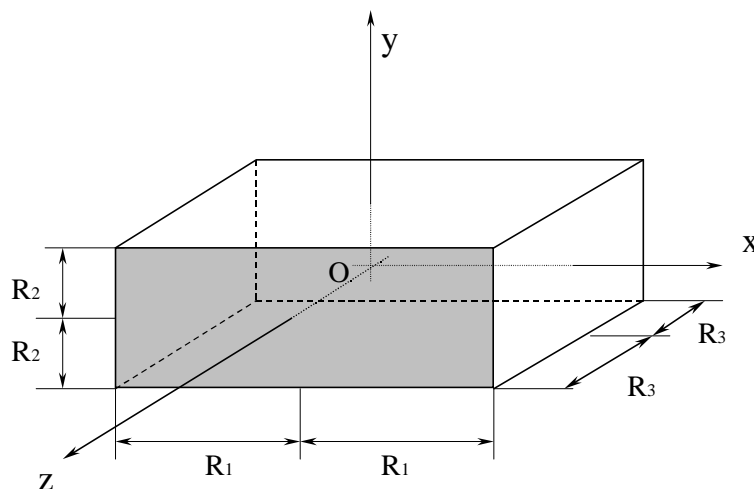
A secagem é um processo de transferência de calor e massa e variações dimensionais simultâneas. Os materiais cerâmicos são classificados de acordo com a temperatura de queima, como: cerâmica tradicional (telhas, tijolos, objetos decorativos, etc.), técnica (pisos e revestimentos, louça de mesa, porcelana, etc.) e avançada (caixa de motores, revestimentos de naves espaciais, próteses dentárias, etc.), Norton (1975). Durante o processo de secagem de um produto mineral argiloso como é o caso dos tijolos de cerâmica vermelha usada na construção civil, ocorrem significativas variações de temperatura e umidade dentro do sólido, que podem gerar fortes tensões termo-mecânicas, podendo ocasionar trincas, fraturas e deformações, comprometendo a qualidade final do produto. Soluções analíticas da equação de difusão para esfera, cilindros, placas e paralelepípedos são reportadas por Gebhart (1993), Özisik (1985), Luikov (1968), Kakaç & Yener (1993). Para sólidos esféricos prolatos, pode ser citado os trabalhos de Lima *et al.* (1999) e Lima (1999). O objetivo desta pesquisa é desenvolver uma solução analítica tridimensional transiente para descrever a transferência de calor e massa no interior de paralelepípedos sólidos considerando propriedades constantes e condição de contorno convectiva,

direcionando o estudo para materiais cerâmicos. Procurando situar o avanço atual desta pesquisa, constatou-se que vários trabalhos sobre difusão de calor e massa em materiais cerâmicos para o caso unidimensional podem ser encontrados na literatura, (Nishikawa *et al.* 1994; Santos & Baldo, 1995; Nishikawa *et al.* 1995; Pereira *et al.* 1995), no entanto a conhecimento dos autores nenhum trabalho com abordagem tridimensional foi encontrado. Neste sentido, esta pesquisa é incipiente na forma como está abordada neste trabalho.

## 2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Visando simplificar o modelo matemático proposto as seguintes considerações são adotadas:

- Propriedades termofísicas constantes;
- Sem geração interna de energia;
- Corpo homogêneo e isotrópico;
- Distribuição da propriedade uniforme no início do processo;
- Simetria em torno do centro do sólido;
- Condição de contorno convectiva na superfície do sólido.
- Não-existência de variação de volume;



**Figura 1** Configuração geométrica do problema físico

Considere a figura 1, que representa um paralelepípedo sólido de dimensões  $2R_1 \times 2R_2 \times 2R_3$ . A equação diferencial geral que descreve o fenômeno de difusão neste sólido é da forma:

$$\frac{\partial(\xi\Phi)}{\partial t} = \nabla \cdot (\Gamma^\Phi \nabla \Phi) + \Phi''' \quad (1)$$

Onde  $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k}$  é o operador diferencial ou nabla.

Na equação (1), têm-se para massa  $\xi = \rho$ ;  $\Phi = M$ ;  $\Gamma^\Phi = \rho D$ ; onde  $\rho$ ,  $M$  e  $D$  são a densidade, teor de umidade e coeficiente de difusão do sólido respectivamente, enquanto que para

a temperatura  $\xi = \rho c_p$ ;  $\Phi = T$ ;  $\Gamma^\Phi = k$ , onde  $c_p$ ,  $T$  e  $k$  são o calor específico, temperatura e condutividade térmica do sólido, respectivamente.  $\Phi''$  é ageração interna de massa ou energia.

Devido a simetria que existe, considera-se apenas 1/8 do volume do sólido. Sendo assim as condições inicial, de simetria e de contorno para o problema são as seguintes:

□ Condição inicial:

$$\Phi(x, y, z, t = 0) = \Phi_0 \quad (2)$$

□ Condição de simetria:

$$-\Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial x} = -\Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial y} = -\Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial z} = 0 \quad \text{em } x=0, y=0, z=0 \text{ e } t>0 \quad (3)$$

□ Condições de contorno na superfície :

$$-\Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial x} = h[\Phi(x, y, z, t) - \Phi_\infty] \quad \text{em } t>0 \text{ e } x= R_1 \quad (4)$$

$$-\Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial y} = h[\Phi(x, y, z, t) - \Phi_\infty] \quad \text{em } t>0 \text{ e } y= R_2 \quad (5)$$

$$-\Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial z} = h[\Phi(x, y, z, t) - \Phi_\infty] \quad \text{em } t>0 \text{ e } z= R_3 \quad (6)$$

onde  $\Phi_\infty$  representa a temperatura do fluido externo ao sólido ou o seu teor de umidade de equilíbrio.

A resolução da equação diferencial de difusão tridimensional transiente com as condições de contorno especificadas nas equações (4), (5), (6) é obtida pela superposição de problemas unidimensionais em coordenadas cartesianas e no tempo de placas infinitas, cuja interseção forma o paralelepípedo, Gebhart (1993). Assim realizando uma seqüência de procedimentos matemáticos obtêm-se a equação (7), solução geral do problema proposto:

$$\Phi^*(x, y, z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} A_{n1} A_{m2} A_{k3} \text{Cos}(\beta_{n1}x) \text{Cos}(\beta_{m2}y) \text{Cos}(\beta_{k3}z) e^{-[\beta_{n1}^2 + \beta_{m2}^2 + \beta_{k3}^2] \frac{\Gamma^\Phi}{\xi} t} \quad (7)$$

onde:

$$\Phi^* = \frac{\Phi - \Phi_\infty}{\Phi_0 - \Phi_\infty} \quad (8)$$

As constantes  $A_{ij}$  são determinadas usando condição inicial e a propriedade de ortogonalidade das funções trigonométricas. Assim sendo, têm-se que:

$$A_{n1} = \frac{2\text{Sen}(\beta_{n1}R_1)}{\beta_{n1}R_1 + \text{Sen}(\beta_{n1}R_1)\text{Cos}(\beta_{n1}R_1)}$$

$$A_{m2} = \frac{2\text{Sen}(\beta_{m2}R_2)}{\beta_{m2}R_2 + \text{Sen}(\beta_{m2}R_2)\text{Cos}(\beta_{m2}R_2)}$$

$$A_{k3} = \frac{2\text{Sen}(\beta_{k3}R_3)}{\beta_{k3}R_3 + \text{Sen}(\beta_{k3}R_3)\text{Cos}(\beta_{k3}R_3)}$$

Os autovalores  $\beta_{ij}$  da equação (7) são as raízes das seguintes equações:

$$\text{Cotg}(\beta_{n1}R_1) = \frac{\beta_{n1}R_1}{B_{i1}} \quad (9)$$

$$\text{Cotg}(\beta_{m2}R_2) = \frac{\beta_{m2}R_2}{B_{i2}} \quad (10)$$

$$\text{Cotg}(\beta_{k3}R_3) = \frac{\beta_{k3}R_3}{B_{i3}} \quad (11)$$

onde  $B_{ij} = h_j k / R_j$  é chamado número de Biot de transferência para a face  $j$  do sólido.

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

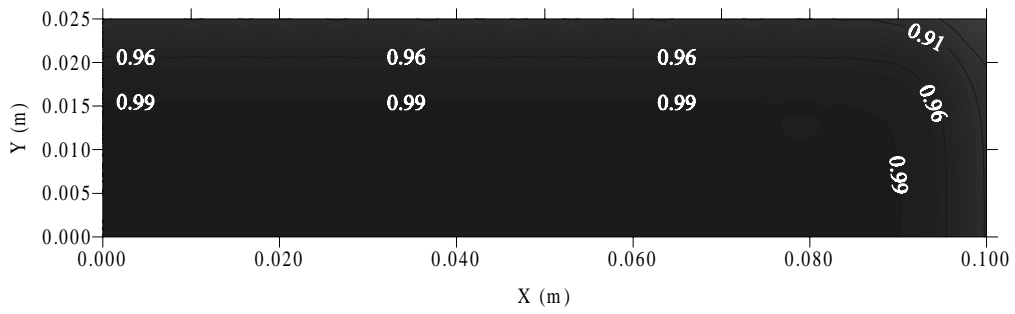
Como aplicação, o método foi usado para descrever a transferência de calor num tijolo refratário com dimensões ( $R_1 \times R_3 \times R_2$ )  $0.100 \times 0.045 \times 0.025 \text{m}^3$ . A Norma Técnica EB-19 estabelece dois tamanhos  $2R_1 \times 2R_2 \times 2R_3$  para tijolo cheio ou maciço:  $(0.240 \pm 5) \times (0.115 \pm 2) \times (0.052 \pm 2) \text{m}^3$  e  $(0.200 \pm 5) \times (0.045 \pm 2) \times (0.053 \pm 2) \text{m}^3$ , mas nem sempre é obedecida pelas olarias (Bauer, 1992). As propriedades do material estudado são mostradas na tabela 1 (Pereira *et al.* 1995).

**Tabela 1.** Propriedades do tijolo refratário

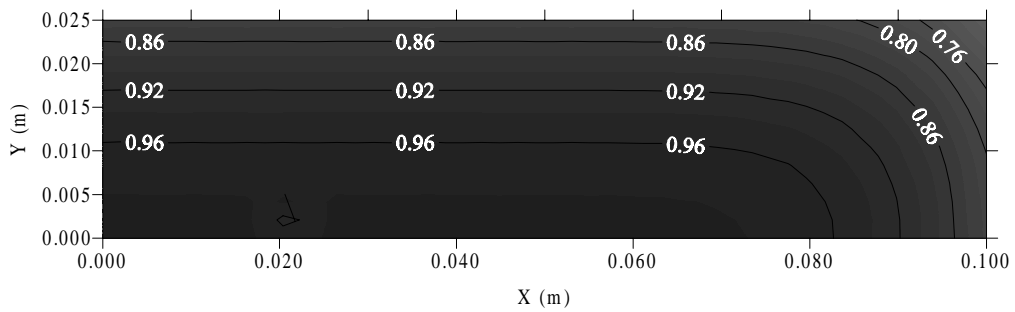
$\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )	2100
$k$ (W/mK)	1.13 a $100^\circ\text{C}$
$c_p$ (J/kgK)	1064

Para obtenção dos resultados, foi implementado um programa computacional utilizando-se o software Mathematica<sup>®</sup>, considerando um coeficiente de transferência de calor  $h=20\text{W/m}^2\text{K}$ , em todas as faces do sólido. As Figuras 2, 3 e 4, apresentam a distribuição de temperatura adimensional ( $T^*$ ) no interior do sólido, nos planos  $Z=0.000\text{m}$ ,  $0.0225\text{m}$  e  $0.045\text{m}$ , para os instantes  $t=50, 200, 500$  e  $2000\text{s}$ , respectivamente, obtidas para uma temperatura de aquecimento de  $100^\circ\text{C}$ , de acordo com a Tabela 1.

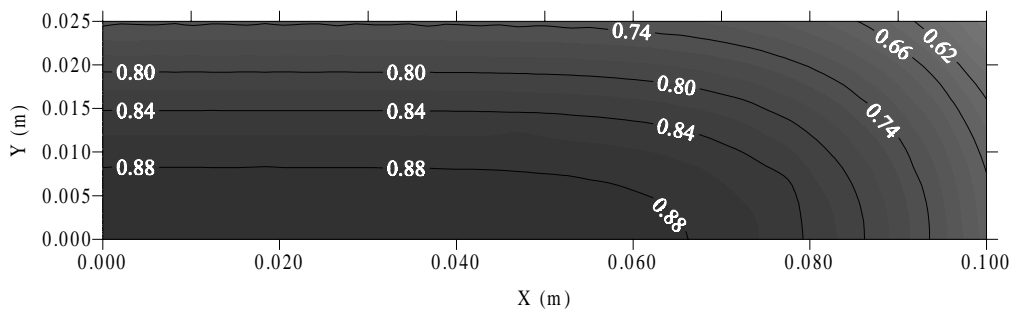
A análise das figuras evidencia as linhas isotérmicas e a existência de altos gradientes de temperatura na região próxima ao vértice do sólido, com a temperatura adimensional apresentando os maiores resultados no centro do mesmo em qualquer tempo de secagem. Além disso, percebe-se o decréscimo da temperatura adimensional ao longo do tempo, em qualquer posição ( $x, y$ ), consequentemente a temperatura do sólido aproxima-se da temperatura do meio externo. Verifica-se em  $t=500\text{s}$  que existe uma maior diferença da temperatura adimensional entre o centro e o vértice, exceto para  $Z=0.0000\text{m}$ , onde neste caso ocorre em  $t=200\text{s}$ .



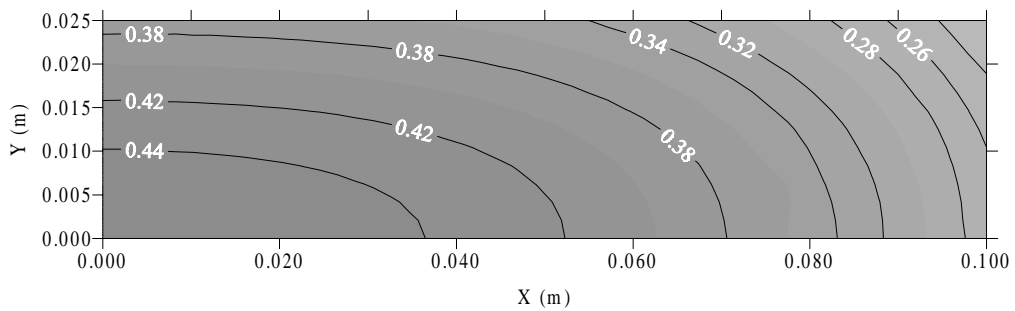
(a)



(b)

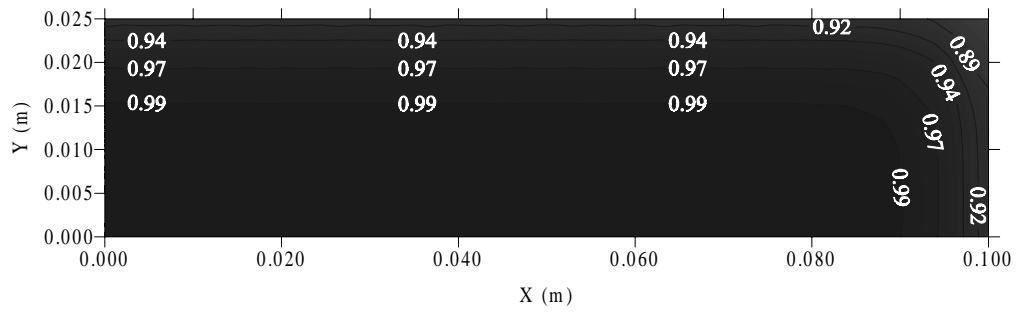


(c)

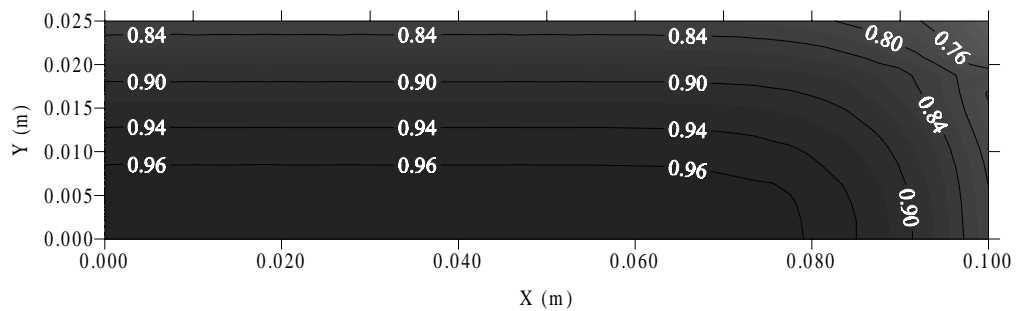


(d)

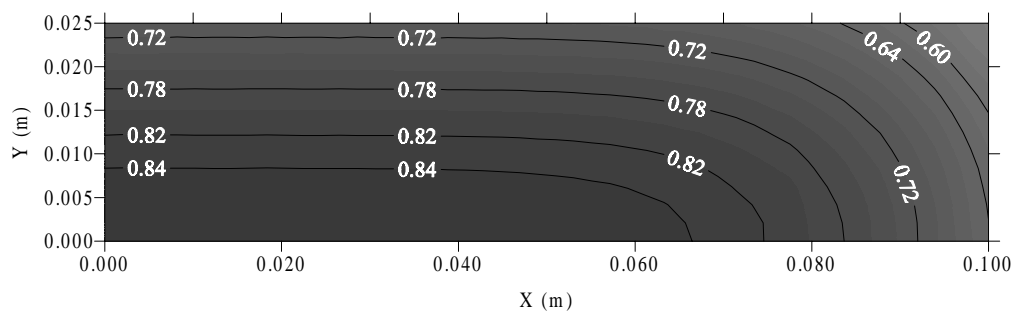
**Figura 2** Perfis bidimensionais, mostrando os gradientes de temperatura no plano  $Z=0.000\text{m}$ , nos tempos: a)  $t=50\text{s}$ , b)  $t=200\text{s}$ , c)  $t=500\text{s}$  e d)  $t=2000\text{s}$



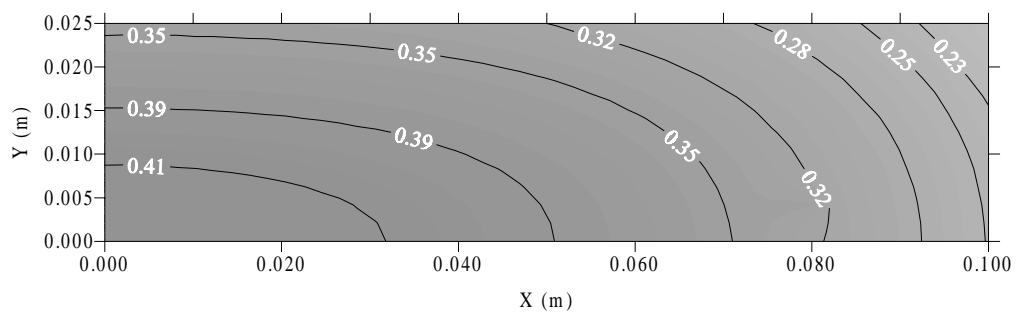
(a)



(b)



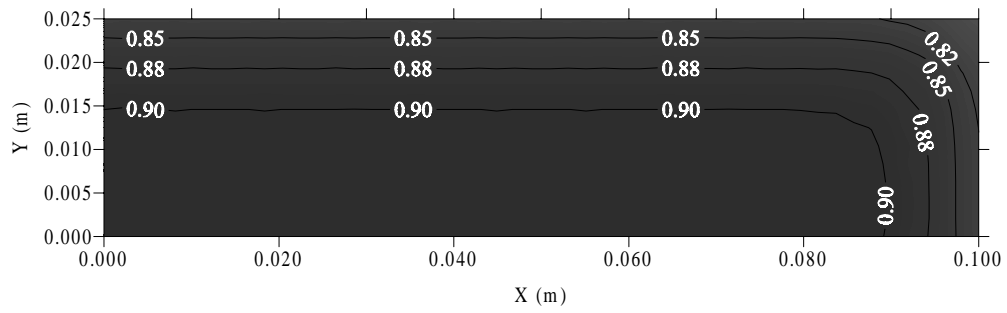
(c)



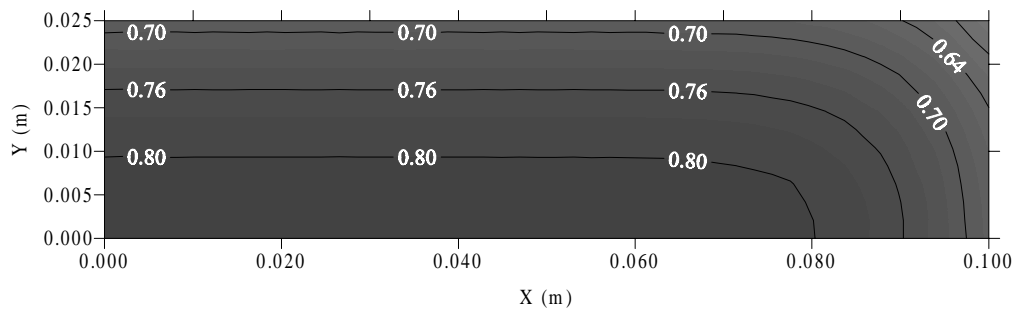
(d)

**Figura 3** Perfis bidimensionais, mostrando os gradientes de temperatura no plano  $Z=0.0225\text{m}$ , nos tempos: a)  $t=50\text{s}$ , b)  $t=200\text{s}$ , c)  $t=500\text{s}$  e d)  $t=2000\text{s}$

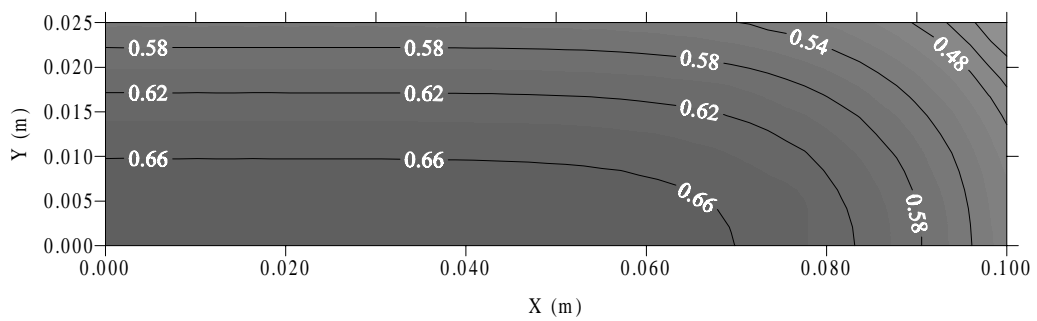




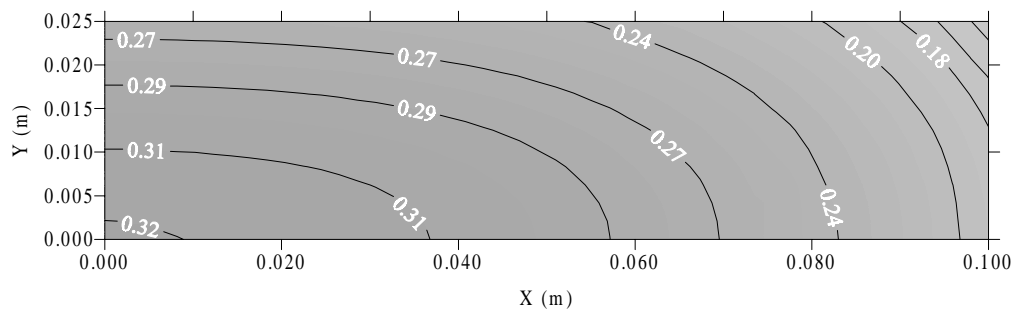
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 4** Perfis bidimensionais, mostrando os gradientes de temperatura no plano  $Z=0.0450\text{m}$ , nos tempos: a)  $t=50\text{s}$ , b)  $t=200\text{s}$ , c)  $t=500\text{s}$  e d)  $t=2000\text{s}$

Uma comparação das figuras 2c, 3c e 4c, mostram que, como esperado, os gradientes de temperatura são maiores no plano  $Z=0.045\text{m}$ , que corresponde a superfície do tijolo que está em contato direto com o ar de secagem. Sendo assim, esta região é mais propícia a existência de choque térmico e consequentemente trincas, fraturas e deformações, que comprometem a qualidade do produto obtido.

Analisando o problema sob o ponto de vista da secagem, as regiões de maior aquecimento nas figuras apresentadas, representam regiões de maior perda de água, e portanto mais secas. Na superfície do sólido, as partículas argilosas apresentam cargas elétricas negativa, que repelem-se entre si e tendem a ficarem afastadas uma das outras, cujo espaço é preenchido por água. Pelos resultados expostos, durante o processo de secagem, a camada externa da peça (e particularmente nos vértices) se aquece mais rápido que o seu centro, essa região contrai-se primeiro (não levada em consideração pelo modelo), produzindo uma redução nas dimensões do corpo e consequentemente no seu volume. Esta redução de volume do corpo corresponde exatamente a perda de água evaporada do mesmo, o que dificulta a saída de água. Geram-se então tensões de sentidos contrários entre a camada externa e a interna e, quanto maior a perda de água (secagem mais intensa), maior também será a tensão dela resultante, fazendo o material deformar-se e inclusive com possibilidade de trincar (Fricke, 1977). As maiores tensões (de compressão) ocorrem na superfície do material, onde o material está mais frágil e quebradiço. No interior da partícula, as tensões são de tração. A trinca ocorrerá quando a tensão de cisalhamento excede a tensão de cisalhamento máxima do material (Keey, 1992).

De acordo com Bauer (1994), o tijolo comum (cerâmica vermelha estrutural), por exemplo, conserva cerca de 1 kg de água após a moldagem. Se a argila for levada ainda úmida para o forno, a umidade interior ficará retida pela crosta externa, gerando tensões internas e fendilhamento. Sendo assim, a água presente nas etapas de conformação devem então ser eliminadas antes da queima, de forma lenta e cuidadosa, impedindo rachas e trincas nas peças, que possam diminuir a sua qualidade ao final do processo (Fernandes, 1998).

Uma secagem prévia, controlada, é de grande importância. Se a secagem não for uniforme, aparecerão distorções nas peças, mas, se for muito lenta, a produção tornar-se-á antieconômica. Para se ter uma secagem uniforme (gradientes de temperatura e umidade minimizados) é importante moderar adequadamente a intensidade da secagem, pelo controle das velocidade, umidade relativa e temperatura do ar de secagem, forma do corpo, particularmente a relação área/volume e a porosidade do material. Para se ter uma idéia, barros maleáveis perdem na secagem de 5 a 8% do seu volume, enquanto que os menos maleáveis cerca de 3 a 5%, dependendo da granulometria das partículas de argila. No entanto, betonite, por exemplo, que é um material bastante maleável, de grão muito fino (baixa porosidade), chega a perder de 10 a 15% do seu volume quando posta para secar. Uma discussão detalhada dos defeitos em materiais cerâmicos oriundos do processo de secagem pode ser encontrada na literatura recente (Sanchez & Barba, 1998).

Portanto, apesar de se utilizar um único coeficiente de transferência de calor para todas as faces do sólido, pode-se afirmar que o controle das propriedades termodinâmicas e velocidade do ar de secagem, conduz a um produto industrial de qualidade aceitável comercialmente.

O controle dos parâmetros de secagem, gera como consequência o controle dos coeficientes de transferência convectiva de calor e massa na superfície do sólido. De acordo com Nishikawa *et al.* (1994), poucos trabalhos tem investigado o coeficiente de transferência de calor durante o choque térmico de materiais cerâmicos, neste sentido, este trabalho ajudará pesquisadores na estimativa deste parâmetro associado ao processo de secagem e choque térmico destes materiais.

Como um comentário final, pelo exposto, apesar desta formulação ter sido usada para descrever fenômenos de transferência de calor (aquecimento ou resfriamento), podendo ser estendida facilmente para transferência de massa (secagem ou umidificação), considera propriedades constantes e não-existência de retração do material, neste sentido recomenda-se que novos estudos sejam conduzidos neste sentido.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Bauer, L. A. F., 1994, “Materiais de Construção 2”, LTC Editora, Rio de Janeiro. 935p.
- Fricke, J., 1977, “A Cerâmica”, Editora Presença Ltda., Lisboa. 152p.
- Gebhart, B., 1993, “Heat Conduction and Mass Diffusion”, Ed. McGraw-Hill, Inc., New York.
- Kakaç, S. & Yener Y., 1993, “Heat Conduction”, Ed. Taylor & Francis Inc., Washington.
- Keey, R. B., 1992, “Drying of Loose and Particulate Material”, Hemisphere Publishing corporation, New York. 504p.
- Lima, A.G. B., Nebra, S. A., Sakauaka, P. H., 1999, “Analytical Solution of Mass Diffusion Equation Applied to Ellipsoid of Revolution”, Proceedings of the Brazilian Congress of Mechanical Engineering, CD-ROM, Águas de Lindóia, Brazil.
- Lima, A. G. B., 1999, “Fenômenos de Difusão em Sólidos Esferóidais Prolatos. Estudo de Caso: Secagem de Banana”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, SP., Brasil, 263p.
- Luikov, A. V., 1968, “Analytical Heat Diffusion Theory”, Academic Press, Inc. Ltd., London., 684p.
- Nishikawa, T., Mizui, T. and Takatsu, M. and Misutani Y., 1995, “Effect of the Temperature of Thermal Properties on the Thermal Shock Tests of Ceramics”, Journal of Materials Science 30, pp5013-5019.
- Nishikawa, T., Gao T, Hibi M., Takatsu, M., and Ogawa, M., 1994, “Heat Transmission During Thermal Shock Testing of Ceramics”, Journal of Materials Science 29, pp 213-219.
- Norton, F. H., 1975, “Elements of Ceramics”, Ed. Addison Wesley, Massachusetts.
- Özisik, M. N., 1985, “Heat Transfer”, Ed. Mc. Graw Hill, Inc.
- Fernandes, D. M. P., 1998, “Design e Tecnologia Aplicados a Produtos Domésticos em Grês Cerâmico”. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, SC., Brasil, 212p.
- Pereira, R., Noronha, R.T.T., Mattos, U., Pandofelli, V.C ., Scudeller, L. A.M., 1995, “Avaliação do Comportamento Termomecânico de Refratários para Lingotamento Indireto de Aços Através de Simulação por Análise Não-linear de Elementos Finitos”, 39º Congresso Brasileiro de Cerâmica, Vol 1, Águas de Lindóia-SP, pp. 466-471.
- Sanchez, E.; Barba, A., 1998, “Defeitos em Revestimento Cerâmicos: Suas Causas e Soluções”, Notas de aula. Associação Brasileira de Cerâmica. LaRC-Laboratório de Revestimentos Cerâmicos, DEMa, UFSCar, São Carlos.
- Santos, N. W., Baldo, J. B., 1995, “Comportamento da difusividade térmica de uma argila plástica refratária em função da temperatura de sinterização”, 39º Congresso Brasileiro de Cerâmica, Vol 1, Águas de Lindóia-SP, pp. 484-488.

# SOLUÇÃO NUMÉRICA DO PROBLEMA DE DERRAMAMENTO DE GASOLINA ACRESCIDA DE ÁLCOOL NO SOLO

**Jonas Cordazzo**

**Clovis Raimundo Maliska**

Departamento de Engenharia Mecânica

**Henry Xavier Corseuil**

Departamento de Engenharia Sanitária e Ambiental

Universidade Federal de Santa Catarina, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil.

E-mail: [jonas@sinmec.ufsc.br](mailto:jonas@sinmec.ufsc.br)

## Resumo

Este trabalho propõe uma solução numérica bidimensional para o escoamento na região saturada do solo, conhecida como lençol freático, em volumes finitos, com modelo de biodegradação de 1a. ordem, adaptado para a situação da gasolina brasileira, isto é, considerando a influência do etanol na biodegradação dos constituintes BTEX da gasolina e no fenômeno de co-solvência do etanol na gasolina, assumindo que a solubilidade dos compostos hidrofóbicos na água aumenta log-linearmente. O efeito de sorção (retardo da pluma) da gasolina também é considerado no modelo, supondo uma sorção linear. A equação de transporte resolvida numericamente leva em consideração a dispersão, advecção, sorção e a biodegradação dos compostos BTEX, bem como do etanol. Também é resolvido numericamente o campo de velocidades da água subterrânea, através das equações de Darcy, possibilitando que regiões de baixa permeabilidades sejam consideradas.

**Palavras-chave:** Contaminação, Aquíferos, Gasolina, Etanol, Solução Numérica

## 1. INTRODUÇÃO

Dados estatísticos das agências de proteção ambiental vem demonstrando que o solo tem sido contaminado freqüentemente com problemas decorrentes de vazamentos, derrames e acidentes durante a exploração, refinamento, transporte e operações de armazenamento do petróleo e seus derivados. Destes, a gasolina merece destaque, seja pela quantidade envolvida, ou pela periculosidade, verificada pela liberação, ao entrar em contato com a água subterrânea, dos compostos BTEX (benzeno, tolueno, etil-benzeno e xilenos), que são substâncias depressoras do sistema nervoso central e causadoras de leucemia. No Brasil este problema com a gasolina acentua-se, pois a maioria dos tanques de armazenamento de combustível foram construídos na década de 70, e como a vida média destes tanques, estimada em 25 anos, está próxima do final, pode-se esperar um aumento da ocorrência de vazamentos nos postos do país (Corseuil e Martins, 1997).

Existem na literatura muitos modelos que fornecem soluções analíticas e numéricas para o problema mencionado anteriormente. O software “Bioscreen” (Newell *et al.*, 1996), por exemplo, é uma das ferramentas disponíveis para simulação de derramamento de contaminantes. Ele inclui três diferentes modelos: transporte de soluto sem decaimento, transporte de soluto com processo de decaimento de primeira ordem modelado com biodegradação e, transporte de soluto com biodegradação modelada com reação de biodegradação “instantânea” (Newell *et al.*, 1996). Baseia-se no modelo analítico de

Domenico (1987) que assume uma fonte plana vertical de concentração constante e infinita. Entende-se por decaimento aqui, a queda temporal da concentração do componente.

Mais recentemente Rifai *et al.* (1998) elaboraram o “Bioplume III”, que é um modelo bidimensional, em diferenças finitas para simulação da atenuação natural de contaminantes orgânicos em águas subterrâneas, incluindo os processos de advecção, dispersão, sorção e biodegradação. Para tanto, esta ferramenta numérica está baseada no Método das Características (MOC). O modelo acopla as equações hidrodinâmicas da água com as equações de transporte do soluto (Konikow e Bredehoeft, 1978).

No entanto, a gasolina comercializada no Brasil é bastante diferenciada de outros países, pois, atualmente, é misturada com 24 % de álcool (etanol), que pode causar um comportamento completamente diferente no deslocamento da pluma (Fernandes e Corseuil, 1996). Este trabalho apresenta a formulação matemática e numérica do problema em questão, as hipóteses assumidas e resultados preliminares comparados com a solução analítica.

## 2. CONSIDERAÇÕES FÍSICAS DO PROBLEMA

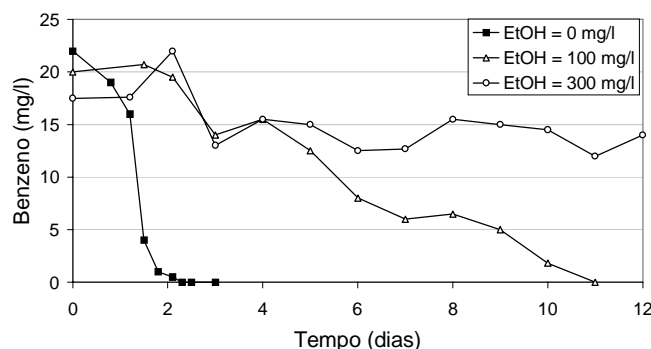
A gasolina é constituída de uma mistura de hidrocarbonetos voláteis, cujos componentes maiores são cadeias ramificadas de parafinas, cicloparafinas e compostos aromáticos, incluindo constituintes como benzeno, tolueno, etilbenzeno e xilenos (denominados grupo BTEX), os quais representam os compostos mais solúveis e mais móveis encontrados na gasolina (Poulsen *et al.*, 1992).

### 2.1 A influência do etanol na biodegradação dos BTEX

Expressões cinéticas tem sido desenvolvidas para estimar a bio-transformação de contaminantes orgânicos. Uma alternativa simples para determinar a razão de degradação envolve o uso de uma *equação de primeira ordem* (Bedient *et al.*, 1994), do tipo

$$\frac{dC}{dt} = -\lambda C \quad (1)$$

onde  $C$  é a concentração biodegradada e  $\lambda$  é o coeficiente de decaimento de primeira ordem.



**Figura 1.** Efeito de concentrações do etanol sobre a biodegradação aeróbica do benzeno

A modelagem da biodegradação de dois contaminantes misturados, como etanol e compostos BTEX (gasolina brasileira), não foi encontrada nos trabalhos pesquisados. Porém, foi comprovado por Santos (1996), que há preferencialmente a degradação do etanol por parte dos microorganismos, retardando a degradação do compostos BTEX, conforme ilustra a Fig. 1 para o benzeno. Percebe-se, pela figura, que a amostra do contaminante puro foi totalmente

consumida em menos de quatro dias, ao passo que misturado a uma grande concentração de etanol (300 mg/l), em doze dias não foi verificada biodegradação significativa.

A causa mais provável para a não degradação dos compostos BTEX em presença de etanol, deve-se a preferencial degradação dos microorganismos pelo etanol que é um substrato mais simples em relação ao benzeno, tolueno, etilbenzeno e xileno, o que ocasiona uma demanda de oxigênio suficiente para tornar o meio anaeróbico (Santos, 1996).

## 2.2 Efeito de co-solvência do etanol na gasolina

A solubilidade efetiva de um composto orgânico presente na gasolina, pode ser estimado a partir da solubilidade do composto puro e sua fração molar na gasolina. A solubilidade na gasolina aumenta se o composto orgânico conter oxigênio, como o álcool e o éter. Quando a gasolina entra em contato com a água, o álcool existente neste combustível, completamente miscível em água, irá migrar para a água subterrânea (Corseuil e Fernandes, 1999).

Portanto, uma alta concentração de etanol na água pode facilitar a transferência dos BTEX presentes na gasolina para a fase aquosa, aumentando a solubilidade dos hidrocarbonetos aromáticos na água subterrânea, num processo chamado de “efeito de co-solvência” (Banerjee e Yalkowsky, 1988).

Um modelo matemático simples para prever o possível aumento da solubilidade de contaminantes na presença de etanol na água subterrânea, consiste em assumir que a solubilidade dos compostos hidrofóbicos na água (BTEX, por exemplo) aumenta *log-linearmente* com o aumento da fração volumétrica dos solventes orgânicos completamente miscíveis na água, numa mistura binária. Esta relação pode ser expressa matematicamente como o proposto por Yalkowsky e Roseman (1981):

$$\log(S_m) = \log(S_w) + f_c \bar{\beta} \quad (2)$$

onde  $S_m$  é a solubilidade dos compostos BTEX ou outros compostos hidrofóbicos na mistura binária de solventes,  $S_w$  é a solubilidade dos compostos BTEX ou outros compostos hidrofóbicos na água pura,  $f_c$  é a fração volumétrica do co-solvente (etanol, por exemplo) na mistura de solventes binários e  $\bar{\beta}$  é definido como o aumento relativo de solubilidade dos compostos hidrofóbicos orgânicos com o aumento da fração de co-solvente, e pode ser determinado a partir de (Corseuil e Fernandes, 1999):

$$\bar{\beta} = 1.02 \log(K_{ow}) - 1.52 \quad (3)$$

onde  $K_{ow}$  é o coeficiente de partição octanol-água e representa a hidrofobicidade dos compostos (Bedient *et al.*, 1994). Para os compostos BTEX, o  $\log(K_{ow})$  assume valores entre 2 e 3 (Howard, 1990). Os experimentos de laboratório demonstram que a massa total dos compostos BTEX aumenta, aproximadamente, 30% para uma fração de 10% de etanol na água (Corseuil e Fernandes, 1999).

## 2.3 O efeito de sorção – a interação do contaminante com o solo

A sorção é determinada experimentalmente pela mensuração do parcionamento do contaminante em um sedimento particular, solo ou rochas. Os diversos modelos aplicados em sistemas ambientais relatam a quantidade de soluto,  $S$ , retardada por unidade de fase sólida. Os resultados são plotados em um gráfico, originando expressões avaliadas em um sistema

fixo de temperatura, conhecido como “isoterma de sorção”. A isoterma de Freundlich é o modelo não-linear mais largamente utilizado (Weber Jr *et al.*, 1991), e é dado por

$$S = K_d C^b \quad (4)$$

onde  $K_d$  é o coeficiente de distribuição e  $b$  é um coeficiente obtido experimentalmente. Se  $b = 1$ , a Eq. 4 é conhecida como isoterma linear. A isoterma linear é apropriada para casos em que o potencial da sorção aumenta uniformemente com o aumento da concentração. Este modelo tem sido considerado adequado em alguns casos, mais comumente em casos de concentrações baixas de contaminante e para sólidos com baixo potencial de sorção (Weber Jr *et al.*, 1991).

### 3. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

O modelo matemático a ser resolvido envolve a solução das equações de Darcy no meio poroso (que são as equações do movimento para este caso), acrescidas das equações de transporte de soluto (concentração) para os elementos BTEX e o etanol. Propõe-se aqui uma formulação matemática que será resolvida numericamente.

A principal equação diferencial que descreve o transporte de elementos reativos dissolvidos em um meio poroso saturado é dada por (Bedient *et al.*, 1994)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C) = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho D_{ij} \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho C V_i) - \lambda \rho \left[ C + \frac{\rho_b}{n} S \right] + \\ & - \frac{\rho_b}{n} \frac{\partial}{\partial t} (\rho S) + \frac{W \rho}{n \Delta x \Delta y} \left[ C + \frac{\rho_b}{n} S \right] \end{aligned} \quad (5)$$

onde  $D_{ij}$  é o tensor dispersão,  $\lambda$  é o coeficiente de decaimento de 1a. ordem,  $\rho_b$  a densidade do aquífero,  $n$  a porosidade,  $W$  o fluxo volumétrico de contaminante por unidade de comprimento, e  $S$  a massa de soluto adsorvida por unidade de massa seca do meio poroso, calculada a partir da Eq. 4. Assumindo a hipótese de  $b=1$  na isoterma de Freundlich, e substituindo na Eq. 5, obtém-se a equação de transporte, que aqui será utilizada para os elementos BTEX e o etanol,

$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} = \frac{1}{R} \left[ \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho D_{ij} \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial(\rho C V_i)}{\partial x_i} \right] - \lambda \rho C + \frac{W \rho C}{n \Delta x \Delta y} \quad (6)$$

onde  $R$  é o chamado fator de retardo, que tem o efeito de retardar as espécies adsorvidas em relação a velocidade advectiva da água subterrânea, dado por

$$R = 1 + \frac{\rho_b}{n} K_d \quad (7)$$

Caso for injetado no domínio uma concentração prescrita, a última parcela da Eq. 6 será um termo fonte (conhecido) desta equação. Como na maioria dos casos o termo advectivo é o mais importante no transporte de contaminantes, justifica-se portanto, a contribuição deste trabalho também na determinação do campo de velocidades da água subterrânea, que será utilizado na determinação dos campos de concentração. Neste ponto, os modelos pesquisados,

com exceção do “Bioplume III”, apresentaram-se deficientes por não possibilitarem a determinação do campo de velocidades. Em um meio poroso, a velocidade de escoamento é proporcional ao gradiente de pressão. Esta é a chamada Lei de Darcy (Bejan, 1995). A equação para o caso monofásico e meio isotrópico é dada por

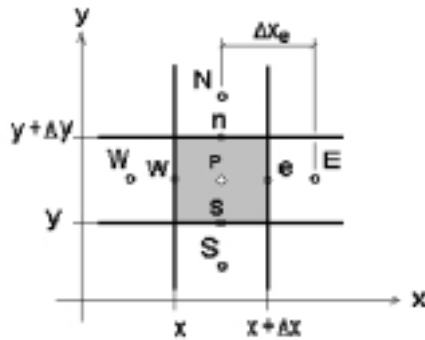
$$\vec{V}' = -\frac{k}{\mu} \nabla P \quad (8)$$

onde  $k$  é a permeabilidade absoluta e  $\mu$  é a viscosidade.

Finalmente, considera-se importante a determinação do campo de velocidades, uma vez que quando existir um bombeamento de água subterrânea, o campo de velocidades, que poderia estar sendo considerado unidimensional, alterar-se-á consideravelmente.

#### 4. FORMULAÇÃO NUMÉRICA

Conforme já foi mencionado anteriormente, a metodologia numérica adotada aqui é a dos volumes finitos e é prática deste método obter a aproximação numérica da equação diferencial, a partir de sua integração no volume elementar apresentado na Fig. 2.



**Figura 2.** Volume elementar e seus vizinhos. Situação bidimensional

Portanto, integrando a Eq. 6 no tempo e no espaço bidimensional, conforme proposto por Maliska (1995) e, avaliando as derivadas cruzadas nos pontos  $e$ ,  $w$ ,  $n$  e  $s$  por aproximações de segunda ordem (do tipo diferenças centrais), enquanto que a avaliação das funções e suas outras derivadas nestes mesmos pontos, pela função de interpolação WUDS (*Weighted Upstream Differencing Scheme*), chega-se a equação geral para o transporte de concentração dada por

$$A_p C_P = A_e C_E + A_w C_W + A_n C_N + A_s C_S + A_{ne} C_{NE} + A_{se} C_{SE} + A_{nw} C_{NW} + A_{sw} C_{SW} + B \quad (9)$$

onde  $A_i$  são coeficientes, os sub-índices  $E$ ,  $W$ ,  $N$ ,  $S$ ,  $SE$ ,  $NE$ ,  $NW$  e  $SW$  são os pontos onde são avaliadas as propriedades e  $B$  é o termo fonte.

As componentes da velocidade média intersticial  $u$  e  $v$  são dadas pela velocidade de Darcy (velocidade média no volume) dividida pela porosidade  $n$ , na forma,

$$\vec{V} = \frac{\vec{V}'}{n} = -\frac{k}{n\mu} \nabla P \quad (10)$$

A Eq. 10 pode ser aproximada de forma conveniente para contemplar a heterogeneidade do meio, resultando em expressões para a velocidade do tipo da Eq. 11 para a componente  $u$  avaliada na face leste do volume de controle apresentado na Fig. 2, por exemplo.



$$u_e = \frac{u_e'}{n} = -\frac{1}{n\mu} \frac{2k_E k_P}{(k_E + k_P)} \frac{(P_E - P_P)}{\Delta x_e} \quad (11)$$

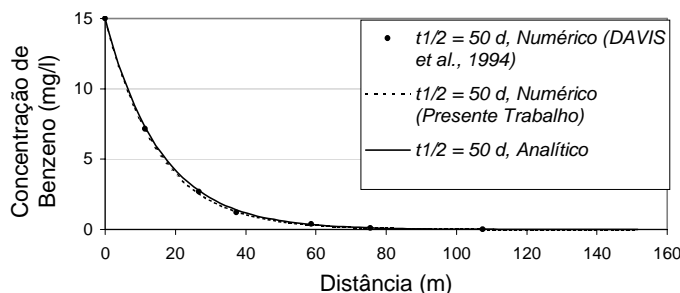
Substituindo as equações de  $u_e$ ,  $u_w$ ,  $v_n$  e  $v_s$  na equação da conservação da massa para meios porosos (Bejan, 1995),

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho n) + \frac{\partial(\rho u')}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v')}{\partial y} = 0 \quad (12)$$

obtem-se uma equação geral para a pressão dada por

$$A_p P_p = A_e P_e + A_w P_w + A_n P_n + A_s P_s + B \quad (13)$$

onde  $A_i$  são coeficientes, os sub-índices  $E$ ,  $W$ ,  $N$  e  $S$  são os pontos onde são avaliadas as propriedades e  $B$  é o termo fonte. Uma vez determinado o campo de pressões, retorna-se às expressões do tipo da Eq. 11 e determina-se o campo de velocidades.

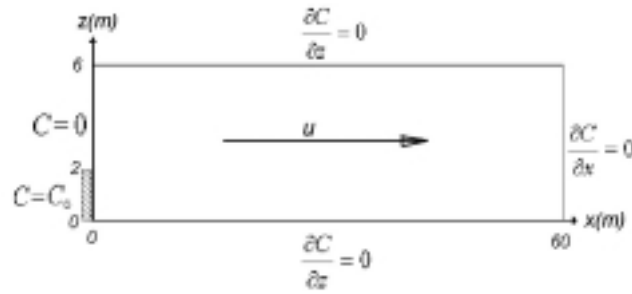


**Figura 3.** Comparação entre os resultados numéricos de Davis *et al.* (1994), com aqueles obtidos pelo presente trabalho e a solução analítica dada por Bear (1979)

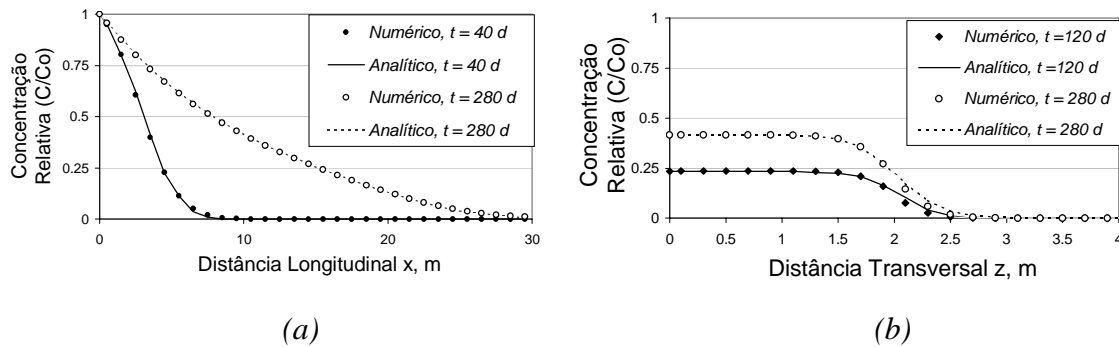
## 5. RESULTADOS

O problema unidimensional de transporte de benzeno, supondo decaimento de 1a. ordem, sem retardo, foi resolvido e comparado com os resultados de Davis *et al.* (1994), para o caso da velocidade da água subterrânea  $u = 0,1524$  m/d, dispersividade  $\alpha_L = 6,858$  m, e o domínio limitado em 150 m, para um tempo de aproximadamente 4 anos. A meia-vida do contaminante foi assumida como sendo  $t_{1/2} = 50$  d. A condição inicial é  $C(x,0) = 0$ . Já as condições de contorno são  $C(0,t) = 15$  mg/l e derivada nula à jusante. Este problema tem solução analítica dada por Bear (1979). A Fig. 3 apresenta um gráfico que demonstra que os resultados aqui obtidos concordam com a solução analítica.

A solução numérica do problema mostrado na Fig. 4, bidimensional, com decaimento de 1a. ordem, com velocidade constante e horizontal, e com retardo é apresentada por Macquarrie *et al.* (1990). A solução analítica deste problema é encontrada em Sudicky (1985). A comparação entre as soluções analítica e aquelas obtidas a partir da metodologia de volumes finitos proposta neste trabalho pode ser observado na Fig. 5, de onde se conclui que os resultados aqui obtidos podem ser considerados muito bons.



**Figura 4.** Condições de contorno e domínio do problema bidimensional analisado, com  $u = 0,09\text{m/d}$ ,  $\alpha_L = 0,6\text{ m}$ ,  $\alpha_T = 0,005\text{ m}$ ,  $R = 1,2$  e  $\lambda = 0,007\text{ d}^{-1}$



**Figura 5.** Comparação entre as soluções analítica e numérica para o perfil de concentração (a) longitudinal ( $z = 0$ ) e (b) transversal ( $x = 10\text{ m}$ )

Nos casos resolvidos, para permitir comparação com a solução analítica, o campo de velocidades foi admitido unidimensional e constante, e neste caso as componentes do tensor dispersão  $D_{ij}$  diferentes de zero, desprezada a difusão molecular, são dadas por (Bear, 1969)

$$D_{xx} = \alpha_L u \text{ e } D_{yy} = \alpha_T u \quad (14)$$

## 6. CONCLUSÕES

Os resultados do presente trabalho, mesmo preliminares, mostraram que o modelo matemático para previsão de contaminantes no lençol freático considerando sorção, retardo, biodegradação e, principalmente, a influência do etanol na biodegradação de 1ª. ordem e na co-solvência dos BTEX, pode ser resolvido eficientemente com o método dos volumes finitos. A possibilidade de determinar o campo de velocidades através das equações de Darcy permitem que escoamentos mais complexos, envolvendo bombeamentos e sucções no solo, possam ser fornecidos às equações de conservação dos contaminantes, conferindo ao método características que o tornam importante ferramenta na área de engenharia ambiental.

## 7. REFERÊNCIAS

- Banerjee, S., Yalkowsky, S. H., 1988, “Cosolvent-Induced Solubilization of Hydrophobic Compounds into Water”. Analytical Chemistry, v. 60, p. 2153-2155.
- Bear, J., 1979, “Hydraulics of Groundwater”, McGraw-Hill, New York, pp. 268-269.
- Bear, J., 1969, “Flow through Porous Media”, (R. J. M. De Wiest, ed.), pp. 109-199. Academic Press, New York.

- Bedient, P. B., Rifai, H. S., Newell, C. J., 1994, "Ground Water Contamination: Transport and Remediation". Prentice-Hall PTR, NEW JERSEY.
- Bejan, A., "Convection Heat Transfer". John Wiley & Sons, New York (1995).
- Corseuil, H. X., Fernandes, M., 1999, "Co-Solvency Effect in Aquifers Contaminated with Ethanol-Amended Gasoline". Dep. Engenharia Sanitária e Ambiental, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Corseuil, H. X., Martins, M. D. M., 1997, "Contaminação de Águas Subterrâneas por Derramamentos de Gasolina: O Problema é Grave?" In: Engenharia Sanitária e Ambiental, Vol. 2, N<sup>o</sup>. 2, Abril/Junho (1997).
- Davis, J. W., Kliker, N. J. And Carpenter, C. L., 1994, "Natural Biological Attenuation of Benzene in Ground Water Beneath a Manufacturing Facility", Ground Water, Vol. 32, No. 2, pp. 215-226.
- Domenico, P. A., 1987, "An Analytical model for Multidimensional Transport of a Decaying Contaminant Species". Journal of Hydrology, 91, 49-58.
- Fernandes, M., Corseuil, H. X., 1996, "Contaminação de Águas Subterrâneas por Derramamento de Gasolina: Efeito Cossolvência". In: 3<sup>o</sup>. Simpósio Ítalo-Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental (SIBESA), Gramado, Junho.
- Howard, P. H., 1990, "Handbook of Environmental Fate and Exposure Data for Organic Chemicals". Vol. I and II, Lewis Publishers, Inc, Chelsea, MI.
- Konikow, L. F., Bredehoeft, J. D., 1978, "Computer Model of Two-Dimensional Solute Transport and Dispersion in Ground Water". Techniques of Water Resources Investigation of the United States Geological Survey, Book 7, Reston, VA.
- Macquarrie, K. T. B., Sudicky, E. A., And Frind, E. O., 1990, "Simulation of Biodegradable Organic Contaminants in Groundwater: 1. Numerical Formulation in Principal Directions", Water Resources Res. 26(2): 207-222.
- Maliska, C. R., 1995, "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional", LTC – Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- Newell, C. J., Mcleod, R. K., Gonzalez, J. R., 1996, "BIOSCREEN User's Manual. National Attenuation Decision Support System". Version 1.3, National Risk Management Research Laboratory, EPA/600/R-96/087, August.
- Poulsen, M.; Lemon, L.; Barker, J. F., 1992, "Dissolution of Monoaromatic Hydrocarbons into Groundwater from Gasoline – Oxygenate mixtures". Environ. Sci. Technol., Vol. 26, pp. 2483-2489.
- Rifai, H. S., Newell, C. J., Gonzalez, J. R. Dendrou, S. Kennedy, L., Wilson, J. T., 1998, "BIOPLUME III Natural Attenuation Decision Support System". National Risk Management Research Laboratory, EPA/600/R-98/010, January.
- Santos, R. C. dos., 1996, "Impacto do Etanol na Biodegradação de Compostos Hidrocarbonetos Monoaromáticos em Aquíferos Contaminados por Derramamento de Gasolina". Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Ambiental. UFSC, Florianópolis.
- Sudicky, E. A., 1985, "A Collection of Analytical Solutions for Solute Transport in Porous and Fractured Porous Media", report, Inst. For Groundwater Res., University of Waterloo, Ont.
- Weber Jr, W. J., Mcginley, P. M., And Lynn, E. K., 1991, "Sorption Phenomena in Subsurface Systems: Concepts, Models and Effects on Contaminant Fate and Transport". Water Res., Vol. 25, No. 5, pp. 499-528.
- Yalkowsky, S. H. & Roseman, T., 1981, "Solubilization of Drugs by Cosolvents. Techniques of Solubilization of Drugs". Yalkowski, S. H., Ed. Marcel Dekker, Inc: New York, p. 91-134.

# INFLUÊNCIA DA PRESSÃO NA EBULIÇÃO NUCLEADA PLENAMENTE DESENVOLVIDA DO R-11 EM UMA SUPERFÍCIE CILÍNDRICA HORIZONTAL DE COBRE

**Evandro Fokink da Silva**

**Gherhardt Ribatski**

**José M. Saiz Jabardo**

**Samuel Freire de Barros**

Laboratório de Refrigeração

Departamento de Engenharia Mecânica

Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo

Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 CEP. 13560-120 - São Carlos -SP

***Resumo.** No presente estudo foram levantadas curvas de ebulição abrangendo os regimes de convecção natural, ebulição nucleada parcial e plenamente desenvolvida. Obtiveram-se dados experimentais para o R-11 em superfícies tubulares horizontais de cobre de 19mm de diâmetro, para fluxos de calor variando entre 2,4 e 140 kW/m<sup>2</sup> e pressões de saturação de 0,385, 0,55, 1,47, e 4,1 bar . Constatou-se, para o regime de ebulição nucleada, a elevação na taxa de transferência de calor com a pressão de saturação. Os resultados foram comparados a correlações da literatura, tendo se constatado que aquela proposta por Cooper era a mais adequada.*

**Palavras-chaves:** Ebulição Nucleada; Refrigerantes Halogenados; Transferência de Calor

## 1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor através do mecanismo de ebulição nucleada é encontrada em inúmeras aplicações científicas e industriais. Na refrigeração, uma delas, está relacionada aos resfriadores de água do tipo centrífugo. Estes consistem em evaporadores inundados, operando com água circulando no interior de tubos metálicos e refrigerante evaporando do lado externo. Durante a fase de projeto do evaporador, a avaliação precisa do coeficiente de transferência de calor é importante no sentido de propiciar um equipamento do tamanho e desempenho adequados à particular aplicação. A predição do coeficiente de transferência de calor é difícil, devido a complexidade do fenômeno e ao número elevado de variáveis que o influenciam, tais como, pressão, aceleração gravitacional, propriedades de transporte do refrigerante, condições da superfície, temperatura de ebulição, impurezas, etc.

Como pode ser demonstrado por modelos de nucleação heterogênea<sup>\*</sup>, a elevação da pressão tende a reduzir o superaquecimento da superfície aquecida necessário para a

---

<sup>\*</sup> Nucleação heterogênea é aquela em que a mudança de fase é um processo que não depende exclusivamente das condições termodinâmicas, uma vez que agentes externos passam a interferir no processo, fazendo com que a formação de bolhas ocorra nas superfícies aquecidas ou elementos estranhos ao líquido.

nucleação. Tal efeito desloca a curva de ebulição para a esquerda. A análise da literatura permite concluir que a melhora de desempenho com a elevação da pressão é mais significativa para valores reduzidos de fluxo de calor e da pressão reduzida,  $p_r$ . Para pressões reduzidas, a rugosidade parece exercer um papel importante na nucleação. Este comportamento pode ser resultante do aumento da tensão superficial, o qual, devido a efeitos capilares, facilita a retenção de vapor nas cavidades maiores. Assim, além da necessidade de um menor superaquecimento para a nucleação nestas cavidades, próximas nucleações são favorecidas.

A Tabela 1 apresenta um resumo de estudos experimentais que analisam, entre outros fatores, o efeito da pressão na taxa de transferência de calor. Nesta tabela é interessante destacar, com exceção de trabalhos envolvendo o propano, as reduzidas faixas de  $p_r$  envolvidas. Os resultados experimentais levantados nestes estudos são utilizados no ajuste de correlações para o coeficiente de transferência de calor. Nestas correlações, a pressão pode ser encontrada explícita ou implicitamente, sendo, neste caso, através das propriedades do fluido. Correlações como as de Cooper (1984), Gorenflo et al (1994), Leiner (1994) e Ribatski (1999) envolvem uma dependência explícita de  $p_r$ . No desenvolvimento de tais correlações é importante trabalhar com bancos de dados que envolvam faixas de pressão relativamente amplas, apesar de, eventualmente, envolverem condições atípicas.

**Tabela 1**– Resumo da literatura sobre ebulição nucleada em superfícies lisas.

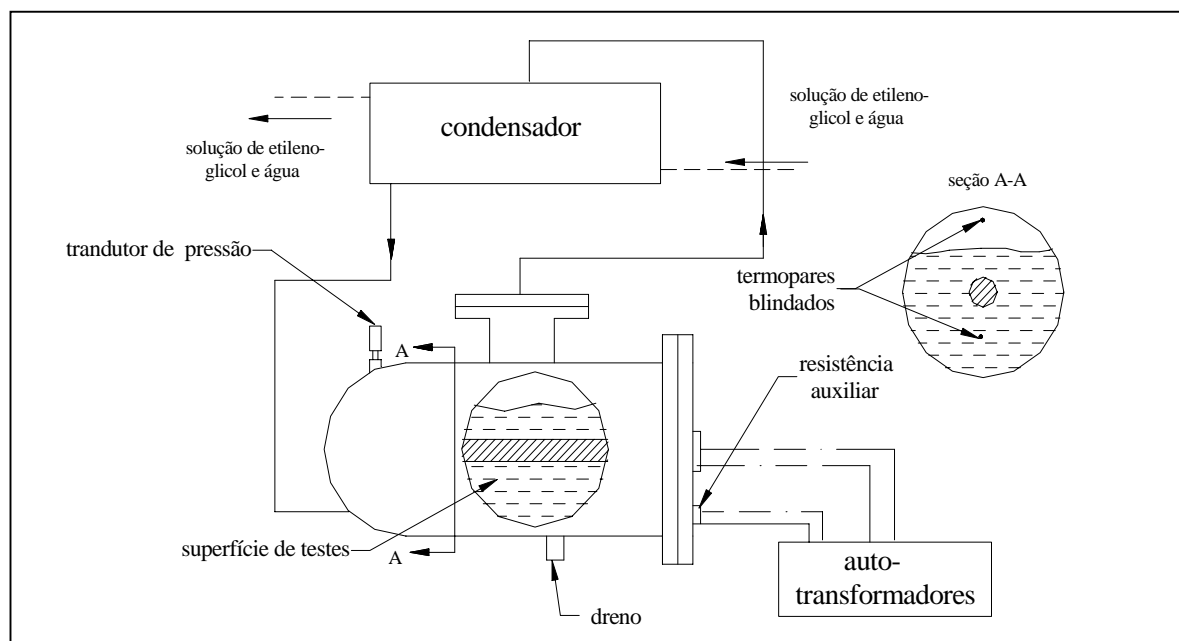
Autor	Ano	Fluido	$p_{sat}$ (pressão de saturação) ou $T_{sat}$ (temperatura de saturação)
Furse	1965	R-11 e R-12	10, -3,9, -17,8 e -31,7°C
Vachon et al.	1968	H <sub>2</sub> O, n-pentano, CCl <sub>4</sub>	1 atm
Kartsounes	1975	R-11	-17,7, -12,2 e -6,6°C
Sauer. et al	1975	R-11	não especificada
Corman e McLaughlin	1976	R-22, H <sub>2</sub> O	110, 138, 207kPa
Czikk et al.	1981	R-11	1,07°C
Nishikawa et al.	1984	água	1 atm
Tewari. et al.	1986	água e mistura de água com HEC (aditivo)	8 a 100 kPa
Wanniarachchi et al.	1987	R-114 e mistura R-114 e óleo	-2,2 e 6,7°C
Silva	1989	R11, R113 e R114 e suas misturas com óleo lubrificante	30,7, 36,1, 40,0; 47,5, 60,0, 70,0; 6,0, 14,0 e 24,0°C
Sokol et al.	1990	propano e propileno	$0,05 \leq p_r \leq 0,5$
Palm, B.	1991	R-11, R-22, R-134a	1, 2, 5, 8; 1, 3; 3 e 5 bar
Webb e Pais	1992	R-11, R-12, R-22R-113, R-134a	4,44 e 26,7°C
Gorenflo et al	1993	R-134a, R-152a, R-227,propano	$0,035 \leq p_r \leq 0,5$
Hsieh e Hsu	1994	R-114, água, R-134a	14,8, 99,9 e 4,4°C
Kudritski e Kolomiets	1995	H <sub>2</sub> O	0,02 e 0,1MPa
Benjamin e Balakrihnan	1997	H <sub>2</sub> O, CCl <sub>4</sub> , n-hexano e acetona	1 atm
Chang e You	1997	FC-87 e R123	1 atm
Hsieh e Weng	1997a	água, R-134a e suas misturas com óleo	99,9 e 4,4°C
Hsieh e Weng	1997b	R-134a, R-407c	4,4°C
Luke	1997	propano	$p_r=0,1, 0,2, 0,4$ e $0,5$

Dentro deste contexto, o presente trabalho analisa o efeito da pressão na taxa de transferência de calor na ebulição nucleada para o refrigerante R11 na superfície exterior de um tubo de cobre. Nesse sentido, foi construído uma aparato experimental que permite cobrir amplas faixas de temperatura de saturação (-10 a 70°C), tendo tal aparato permitido levantar

curvas de ebulição para as seguintes pressões reduzidas: 0,0088, 0,0125, 0,0227, 0,0335, 0,0931.

## 2. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi desenvolvida tendo por objetivo permitir o controle da temperatura de saturação de um banho de refrigerante, ao mesmo tempo em que proporciona valores de fluxo de calor, resultante de aquecimento elétrico, e temperatura da superfície ensaiada, parâmetros que permitem o levantamento da curva de ebulição. A Fig. 1 apresenta um diagrama esquemático do aparato. Este consiste dos seguintes componentes básicos: cuba de ebulição, superfície de testes, sistema de controle de temperatura e vazão da solução resfriadora, sistema de alimentação de potência e sistema de aquisição de dados. A cuba de ebulição foi construída em aço-carbono, com o interior bicromatizado. Na sua tampa está conectada uma resistência elétrica de 1500W/220V, cujo objetivo é facilitar manobras de refrigerante e permitir, no caso de ensaios com temperaturas elevadas, uma rápida obtenção das condições experimentais. A temperatura nas regiões inundadas e secas da cuba, são determinadas através de termopares blindados do tipo T. Os resultados fornecidos por estes termopares (embora possam apresentar pequena diferença devido ao efeito de coluna do refrigerante) podem ser contrastados com a temperatura de saturação, avaliada por intermédio da pressão na cuba, determinada por um transdutor de pressão.

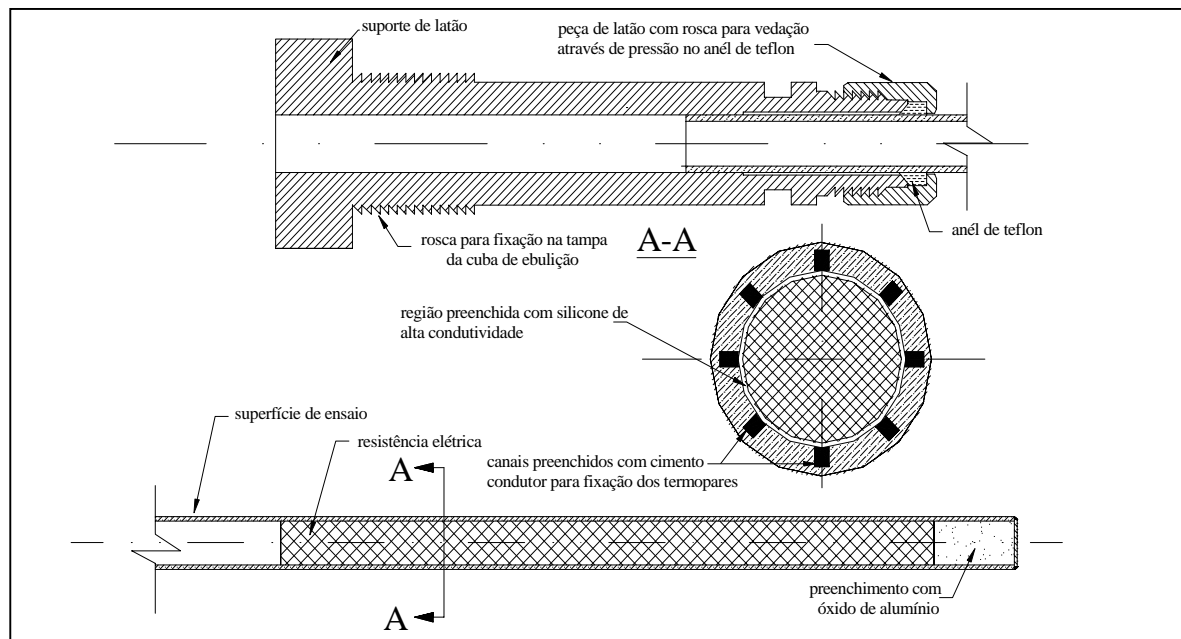


**Figura 1-** Diagrama ilustrativo do equipamento experimental

O fluido de refrigeração é constituído de uma solução de 50% de etileno-glicol em água, tendo como funções condensar o vapor gerado na superfície de testes e controlar a pressão no interior da cuba de ebulição. O controle da temperatura da solução é realizado por um circuito frigorífico (compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador) e uma resistência de aquecimento, cuja potência elétrica pode ser ajustada por um dispositivo eletrônico.

A superfície de testes é constituída de um tubo de cobre polido externamente, de diâmetro externo e espessura de parede respectivamente iguais a 19,0 e 3,1mm. O tubo é sustentado por um suporte de latão, fixado através de rosca na tampa da cuba. A superfície de ensaio foi fixada neste suporte através de uma peça de latão e um anel de teflon com uma das

extremidades chanfrada. Este anel, ao ser pressionado contra a superfície cônica interna do suporte, através da peça externa, permite o estancamento da cuba, conforme ilustrado na Fig.2.



**Figura 2** – Diagrama esquemático da superfície de testes

O aquecimento da superfície é proporcionado por uma resistência de cartucho instalada no interior do tubo de testes, apresentando a mesma uma potência nominal de 1500 W para uma tensão de 220 V, para um comprimento de 210 mm e diâmetro de 19,0 mm. A resistência é alimentada por um variador de voltagem, podendo proporcionar um fluxo de calor específico máximo de  $140 \text{ kW/m}^2$ . O espaço entre a resistência e a superfície foi preenchido com graxa de silicone de condutividade térmica igual a  $1,2 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ . Oito termopares tipo T (cobre-constantan), bitola 30 AWG, são utilizados na medida da temperatura superficial, sendo posicionados no interior de canais abertos na superfície interior do tubo pelo processo de eletro-erosão e fixados com uma resina epoxi condutora térmica.

A medida da potência elétrica e, indiretamente, do fluxo de calor, é efetuada por intermédio de um transdutor de potência ativa. Como equipamento auxiliar na medida da potência é utilizado um transformador de corrente, reduzindo o valor desta grandeza para níveis compatíveis com o sistema de aquisição.

Os sinais elétricos resultantes dos transdutores (termopares tipo T, termopares blindados, transdutor de pressão e transdutor de potência) são processados por um sistema de aquisição de dados da marca STRAWBERRY TREE, USA, incluindo 2 terminais de temperatura para 8 canais cada um (12 bits de resolução), 1 terminal (8 canais cada um) para sinais elétricos e 2 placas conversoras A/D, de 16 canais cada uma, além do “software” “Work Bench for Windows 3.11”.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente era realizado vácuo no sistema (cuba de ebulição e condensador) até uma pressão absoluta de 0,45 kPa, mantida durante período superior à 12 horas, após o que o sistema era carregado com R11. A existência de gases não condensáveis era verificada pela correspondência entre as temperaturas dos termopares blindados (do banho) e a pressão. A aquisição de dados era realizada para condições fixas de pressão e fluxo de calor. Este último

parâmetro, tinha seu valor elevado gradativamente até um valor máximo, sendo, em seguida, reduzido, cobrindo uma faixa de 2,4 a 140kW/m<sup>2</sup>. Para o início da aquisição, verificava-se a possibilidade de ocorrência de subresfriamento do líquido, comparando a diferença entre as temperaturas indicadas pelos termopares blindados, que deveria ser inferior à 0,1K. A vazão e a temperatura da solução de etileno-glicol eram ajustadas para cada fluxo de calor, permitindo manter constante a pressão no interior da cuba. Para cada condição experimental foram realizadas seguintes medições:

- i. Potência elétrica fornecida pela resistência
- ii. Temperatura em 8 diferentes posições da superfície
- iii. Temperatura do refrigerante e pressão do sistema.

A temperatura de saturação foi avaliada como sendo a média aritmética dos valores obtidos nos termopares blindados. Na determinação da temperatura da parede, considerou-se, a média dos valores na seção central do tubo. Este valor foi corrigido para considerar o efeito de resistência térmica da parede do tubo, assumindo que os termopares estejam localizados junto a superfície externa dos canais onde estão alojados. As demais medidas foram utilizadas na verificação de efeitos de condução longitudinal. Estes efeitos não foram considerados, já que verificou-se que eram desprezíveis. O fluxo de calor foi referido à área da superfície exterior do tubo ( $\pi D_0 L$ ).

#### 4. ANÁLISE DE INCERTEZAS

Considerando os erros causados pelos procedimentos adotados e instrumentos de medida foi realizada uma análise de incertezas. Na calibração dos termopares e do sistema de medição de potência foi adotado o procedimento sugerido por Abernethy e Thompson (1973). Os termopares foram calibrados para uma faixa de temperaturas entre -30 e 90°C, com termômetros de precisão, 1/20 °C, e um banho termostático. Verificou-se uma incerteza na medida da temperatura igual a  $\pm 0,15$  K. Na calibração da potência fornecida pela resistência elétrica de aquecimento, foram utilizados como valores padrões os resultados obtidos em um voltímetro e um amperímetro de precisão. Para a determinação das incertezas relativas ao superaquecimento da parede e ao fluxo específico de calor, variáveis não medidas diretamente, adotou-se o procedimento sugerido por Abernethy e Thompson (1973). Estes resultados são apresentados na Tabela 2.

**Tabela 2** - Estimativa de incertezas

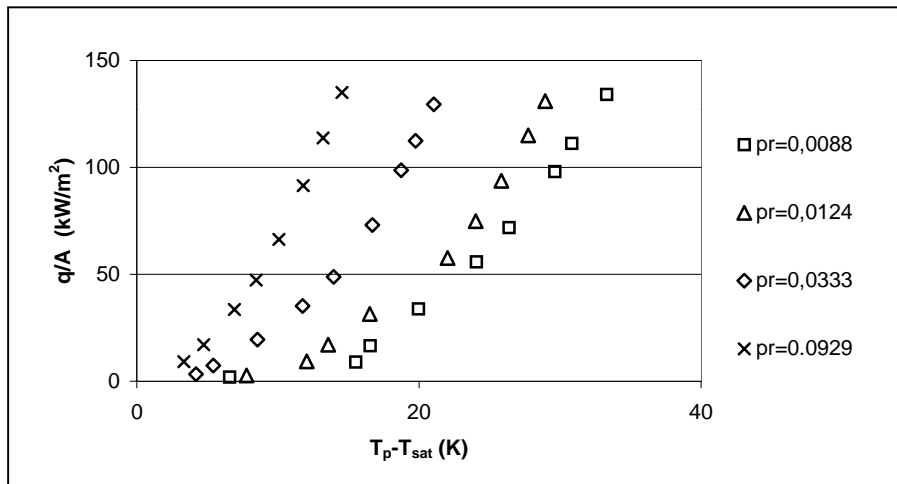
<b>Parâmetros</b>	<b>Incertezas</b>
Fluxo mínimo de calor $q/A=2,4\text{kW/m}^2$	$\pm 2,61\%$
Fluxo máximo de calor $q/A=140\text{kW/m}^2$	$\pm 1,16\%$
Superaquecimento da parede, $(T_p - T_{sat})$ , para o fluxo mínimo de calor	$\pm 0,2$ K
Superaquecimento da parede, $(T_p - T_{sat})$ , para o fluxo máximo de calor	$\pm 0,3$ K
Temperatura de saturação	$\pm 0,15$ K
Área de transferência de calor	$\pm 0,26\%$

#### 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As curvas de ebulição foram levantadas para as seguintes pressões de saturação: 0,385, 0,55, 1,47 e 4,1 bar. A Fig. 3 ilustra, apenas, os resultados obtidos com a redução do fluxo de calor. Nesta figura, observa-se que, para um mesmo nível de fluxo de calor, o superaquecimento da superfície,  $(T_p - T_{sat})$ , é menor para pressões maiores. Ou seja, a transferência de calor eleva-se com a pressão. Esta tendência se intensifica para valores reduzidos de  $p_r$ . Assim, para um fluxo de calor de 130 kW/m<sup>2</sup>, a elevação da pressão reduzida



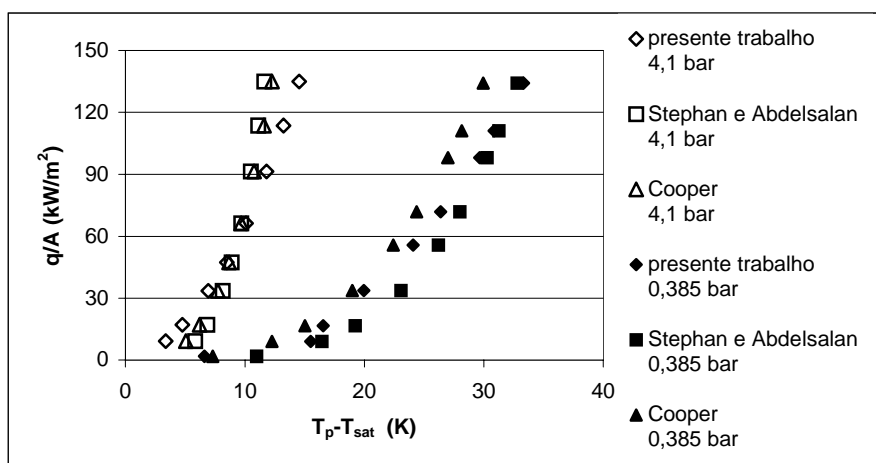
de 0,0088 para 0,0333 (278%) implica na redução de, aproximadamente, 12 °C no valor de  $(T_p - T_{sat})$ , ao passo que a elevação da pressão reduzida de 0,0333 para 0,0929 (178%) resulta num decréscimo do superaquecimento da superfície de apenas 7°C .



**Figura 3** – Efeito da pressão reduzida na taxa de transferência de calor.

Embora tenha sido observada a redução no superaquecimento necessário para o início da ebulição com o aumento da pressão, o incremento deste parâmetro, resultou, para a curva levantada para valores crescentes de fluxo de calor, na elevação da diferença entre a temperatura máxima para o regime de convecção natural e a temperatura para o início da ebulição nucleada. No presente estudo, para  $p_r=0,00888$ , esta diferença foi de aproximadamente 4°C , já, para  $p_r= 0,0124$ , foi de 9°C.

A Fig. 4 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e as correlações de Cooper (1984) e Stephan e Abdelsalan (1978), para uma rugosidade superficial,  $R_p$ , de 2,0  $\mu\text{m}$ , valor típico de superfícies consideradas lisas. Embora ambas as correlações tenham correlacionado razoavelmente os resultados experimentais, a de Cooper resultou a mais adequada, tendo apresentado um desvio médio\*, no valor do coeficiente de transferência de calor, em relação aos resultados experimentais de 7,35%, inferior a 14% daquela de Stephan e Abdelsalan.



**Figura 3.** Comparação dos resultados experimentais com Correlações da literatura

\* O desvio aritmético médio foi definido como:

$$= \frac{\sum_{i=1}^n \left| \frac{\text{valor calculado} - \text{valor experimental}}{\text{valor experimental}} \right|}{n}$$

## 6. CONCLUSÕES

Os ensaios levados a cabo no presente estudo, envolvendo a ebulição nucleada do refrigerante R-11 sobre tubos de cobre polidos, proporcionaram resultados adequados, dos quais foi possível levantar as seguintes conclusões:

- Para o regime de ebulição nucleada ocorre uma redução no superaquecimento com o aumento da pressão, sendo tal comportamento mais acentuado em baixas pressões reduzidas.
- O superaquecimento necessário para o início da ebulição aumenta com a pressão.
- Os resultados obtidos permitem confirmar a proposta de Thome (1996), segundo a qual a correlação que mais se adequa aos resultados experimentais é a de Cooper(1984). Tal resultado, entretanto, contrasta com a proposta de Webb e Pais (1992), cujos resultados experimentais foram melhor correlacionados pelo modelo empírico de Stephan e Abdelsalan (1979).

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo auxílio concedido através de uma bolsa de doutorado e às empresas APEMA Ltda, Danfoss do Brasil Ind. e Com. Ltda. e Bitzer Compressores Ltda. Pelo apoio dado à presente pesquisa, através da doação de componentes para o aparato experimental. Os autores gostariam de estender seus agradecimentos ao Sr. José Roberto Bogni pela preciosa colaboração no desenvolvimento e construção da bancada experimental.

## 8. REFERÊNCIAS

- Abernethy, R. B., Thompson, J. W., 1973, “Handbook, uncertainty in gas turbine measurements”, Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station, Tennessee
- Benjamin, R. J., Balakrishnan, A. R., 1997, “Nucleation site density in pool boiling of saturated pure liquids: Effects of surface microroughness and surface and liquid physical properties”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.15, pp. 32-42
- Chang, J. Y., You, S. M., 1997c, “Enhanced boiling heat transfer from micro-porous cylindrical surfaces in saturated FC-87 and R-123”, *Journal of Heat Transfer*, Vol.119, pp.319-325
- Cizikk, A. M., Gotzmann, C. F., Ragi, E. G., Withers, J. G., Habdas, E. P., 1981, “Performance of advanced heat transfer tubes in refrigerant-flooded liquid coolers”, *ASHRAE Transactions*, Vol.76, part. I, pp. 96-109
- Cooper, M. G., 1984, “Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide ranging examination using reduced properties”, *Advances in Heat Transfer*, Vol.16, pp.157-238
- Corman, J. C., McLaughlin, M. H., 1976, “Boiling augmentation with structured surfaces” *ASHRAE transactions*, Vol.71 , part.1, pp.231-237
- Furse, F. G., 1965, “Heat transfer to refrigerants 11 and 12 boiling over a horizontal cooper surface”, *ASHRAE transactions*, Vol.71 , part.1, pp.231-237
- Gorenflo, D., Caplanis, S., Künstler, W., 1993, “Enhanced pool boiling heat transfer to new refrigerants” Em: *INTERNATIONAL CONFERENCE ENERGY EFFICIENCY IN REFRIGERATION AND GLOBAL WARMING IMPACT*, Comissão B1/2, International Institute of Refrigeration, University of Ghent, Bélgica, pp. 327-334
- Gorenflo, D., Luke, A., Künstler, W., Buschmeier, M., 1994, “Prediction of pool boiling heat transfer with new refrigerants”, Em : *CFC’S THE DAY AFTER*, Padova , spt 21-23, pp.557-563

- Hsieh, S. S., Hsu, P. T., 1994, “Nucleate boiling characteristics of R-114, distilled water (H<sub>2</sub>O) and R-134a on plain and rib-roughened tube geometries”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.37, pp.1423-1432
- Hsieh, S. S., Weng, C. J., 1997a, “Nucleate pool boiling heat transfer coefficients of distilled water (H<sub>2</sub>O) and R-134a/oil mixtures from rib-roughened surfaces”, *Journal of Heat Transfer*, Vol.119, pp.142-151
- Hsieh, S.S., Weng, C.J., 1997b, “Nucleate pool boiling from coated surfaces in saturated R-134a and R-407c”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.40, pp.519-532
- Kartsounes, G. T., 1975, “A study of treatment on pool boiling heat transfer in refrigerant 12”, *ASHRAE Transactions*, Vol.18, pp. 320-326
- Kudrinskii, G. R., Kolomiets, E. A., 1994, “Effect of geometric characteristics of heating surfaces on heat transfer and the onset of boiling of heat transfer agent”, *Heat Transfer Research*, Vol 16, pp.18-21
- Leiner, W., 1994, “Heat transfer by nucleate pool boiling – general correlation based on thermodynamic similarity”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.37, pp.763-769
- Luke, A., 1997, “Pool boiling heat transfer from horizontal tubes with different surface roughness”, *Int. J. Refrig.*, Vol.20, pp. 561-574
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ushida, S., Ohta, H., 1984, “Effects of surface configuration on nucleate boiling heat transfer”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.27, pp.1559-1571
- Palm, B., 1991, “Enhancement of boiling heat transfer by aid of perforated metal foils”, Tese de doutorado, Departament of Applied Thermodynamics and Refrigeration, The Royal Institute of Technology, Estocolmo, Suécia, 214p
- Ribatski, G., Jabardo J. M. S., 1999, “Uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada”, 15<sup>o</sup> Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, Brasil
- Sauer, Jr. H. J., Medrow, R. A., Sinnarwalla, A. M., 1975, “Effects of surface Condition on nucleate boiling of refrigerant-11”, *ASHRAE Transactions*, Vol.81, part. 2, pp. 274-281
- Silva, C. L., 1989, “Investigação experimental da ebulição de misturas refrigerante-óleo”. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo São Paulo, São Paulo, Brasil, 261p
- Sokol, P., Blein, P., Gorenflo, D., Rott, W., Schömann, H., 1990, “Pool boiling heat transfer from plain and finned tubes to propane and propylene”, *Heat Transfer 1990: Proceedings of the 9<sup>th</sup> Int Heat Transfer Conf.*, Vol.1, pp.75-86
- Tewari, P. K., Verma, R. K., Ramani, M. P. S., 1986, “Effect of surface roughness e polymeric additive on nucleate pool boiling at subatmospheric pressures”, *Int. Comm. Heat mass transfer.*, Vol.13, pp.503-514
- Thome, J. R., 1996, “Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review”, *Int. J. Refrig.*, Vol.19, pp.435-457
- Vachon, R. I., Nix, G. H., Tanger, G. E., 1968, “Evaluation of constants for the Rohsenow pool-boiling correlation”, *Journal of Heat Transfer*, may, pp.239-247
- Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J., Reilly, J. T., 1987, “Effect of oil on pool boiling performance of R-114 from enhanced surfaces”, 2<sup>nd</sup> ASME-JSME, Thermal Engineering Joint Conference, Honolulu, HI.
- Webb, R. L., Pais, C., 1992, “Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.35, pp.1893-1904

# AValiação Experimental da Região de Secagem de Parede na Evaporação do Refrigerante R-134a em Tubos Horizontais

**Enio Pedone Bandarra Filho**

**José Maria Saiz Jabardo**

Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. Av. Dr. Carlos Botelho 1465, CEP.13560-970, São Carlos - SP, Brasil. e-mail: bandarra@sc.usp.br

## Resumo

O escoamento com mudança de fase no interior de tubos horizontais pode ser classificado, essencialmente, em três regiões: (1) região de domínio da ebulição nucleada; (2) de domínio da ebulição estritamente convectiva; (3) de deficiência de líquido. O presente trabalho, além de relacionar as principais pesquisas desenvolvidas sobre secagem de parede, apresenta resultados experimentais envolvendo tal região. Nos ensaios realizados o fluxo específico de calor máximo imposto na seção de testes foi de  $35 \text{ kW/m}^2$ . Foi possível verificar a oscilação da temperatura da parede em função do tempo de aquisição, pois numa determinada seção, a superfície interna do tubo seca e, devido a certas instabilidades no escoamento, o líquido volta a molhar a superfície fazendo com que tal temperatura diminua. Tal comportamento foi verificado por alguns pesquisadores em trabalhos realizados no passado.

**Palavras-chave:** Secagem de Parede, Refrigerante R-134a, Ebulição convectiva.

## 1. INTRODUÇÃO

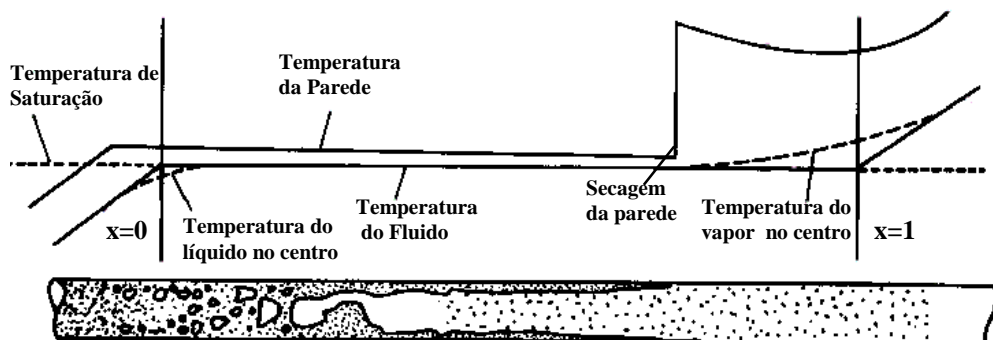
A região de secagem de parede tem sido pouco estudada no passado, especialmente em aplicações fora do âmbito das nucleares. Nestas, o estudo e análise dos mecanismos de secagem de parede assume significativa importância em virtude dos elevados fluxos específicos de calor com que se opera nos reatores. O potencial para a ocorrência de secagem de parede, mesmo em condições de ebulição local, com o líquido ainda subresfriado, justifica as preocupações com o fenômeno na área nuclear. A secagem de parede, mesmo que local, implica em elevadas temperaturas superficiais, o que pode comprometer a integridade dos materiais envolvidos. Nas aplicações em que os fluxos de calor específico são relativamente reduzidos, a secagem de parede ocorre de forma mais amena, envolvendo elevações da temperatura superficial muito inferiores, como resultado de uma redução progressiva na camada de líquido em contato com a superfície aquecida. A secagem sob estas condições é denominada de “*dryout*” na literatura em inglês.

Na mudança de fase convectiva para aplicações industriais, os fluxos de calor são inferiores ao fluxo crítico, podendo atingir valores máximos da ordem de  $50 \text{ kW/m}^2$  no caso da refrigeração. Na região que antecede a secagem de parede, para velocidades mássicas elevadas,  $G > 300 \text{ kg/s.m}^2$ , verifica-se o padrão anular de escoamento, caracterizado por elevados valores do coeficiente de transferência de calor devido à reduzida resistência térmica

da película de líquido junto à superfície, associada a sua espessura. Como esta diminui no sentido do escoamento em virtude da evaporação do líquido, o coeficiente de transferência de calor se incrementa na mesma proporção, atingindo seu valor máximo na região que antecede a seção de secagem da parede. Nessa seção, a superfície aquecida sofre uma elevação de temperatura como resultado do contato direto com o vapor, condição em que o coeficiente de transferência de calor é, caracteristicamente, muito inferior ao da região anterior, assumindo valores típicos do escoamento monofásico de vapor. No caso de velocidades mássicas reduzidas,  $G < 100 \text{ kg/s.m}^2$ , o padrão estratificado prepondera ao longo do evaporador, conferindo ao coeficiente de transferência de calor um valor relativamente constante até a completa secagem da parede, seção em que se verifica um leve aumento da temperatura superficial, sem, entretanto, atingir os níveis observados no caso do padrão anular.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em tubos horizontais a secagem da parede pode ocorrer em duas etapas. Em virtude da menor espessura da película de líquido na região superior do tubo, como resultado da ação dos efeitos gravitacionais, numa primeira etapa, ocorre a secagem dessa região, permanecendo a região inferior do tubo em contato com líquido. Essa condição denomina-se de “secagem parcial”. Numa segunda etapa, o líquido remanescente se seca, deixando a totalidade da superfície em contato direto com o vapor. Collier & Thome (1994) denominaram tal região de “região de deficiência de líquido”, sendo caracterizada pela redução do coeficiente de transferência de calor e, conseqüentemente, pelo aumento da temperatura da parede do tubo. A Fig. 1 ilustra a variação da temperatura ao longo do comprimento da região de mudança de fase no interior de tubos. É interessante observar que no ponto de secagem da parede, a temperatura da superfície do tubo sofre um incremento significativo, depois se eleva gradualmente até que as gotículas de líquido no centro do tubo se evaporam, determinando o início da fase de vapor superaquecido.



**Figura 1.** Variação da temperatura da parede e do fluido durante a mudança de fase de refrigerantes no interior de tubos. Collier & Thome (1994).

A complexidade do mecanismo físico que determina a secagem da parede está relacionada a instabilidades térmicas, aparentemente aleatórias, que se verificam nessa região. A origem dessas instabilidades não é muito clara, tendo sido objeto de análise por parte de alguns pesquisadores no passado.

Um dos primeiros estudos da secagem da parede foi o desenvolvido por Wedekind & Stoecker (1968), tendo por objetivo o controle do sistema com realimentação constituído pela válvula de expansão termostática e o evaporador. A instalação de termopares na região de saída do evaporador, permitiu àqueles autores levantar o caráter aleatório do mecanismo de secagem da parede. Não lhes foi possível, entretanto, estabelecer qualquer mecanismo físico

relacionado com a origem dessas instabilidades. Nessa linha de abordagem, outros pesquisadores têm constatado a ocorrência de uma região na saída do evaporador onde a temperatura superficial oscila de forma supostamente aleatória caracterizando a referida instabilidade, Saiz Jabardo (1976).

Outro dos raros estudos levantados sobre a região de secagem de parede na ebulição convectiva foi o realizado por Varma (1970), que, em sua tese de doutoramento, desenvolveu um estudo experimental através do refrigerante R-22. A seção de testes foi dividida em três partes, cada uma constituída de um tubo de aço inoxidável de 0,3m de comprimento, apresentando diâmetro interno de 9,52mm. Foram instalados 93 termopares ao longo da seção de testes, sendo alojados na aresta superior, na lateral e na aresta inferior do tubo. As duas primeiras seções apresentavam 18 termopares distribuídos ao longo do comprimento e a terceira 57 termopares, número superior às demais, com o objetivo de melhor observar a secagem de parede. De acordo com o referido autor, os parâmetros que mais afetam o coeficiente de transferência de calor bem como o início da secagem de parede são: o fluxo de calor,  $\phi$ , e a velocidade mássica,  $G$ . Para uma velocidade mássica constante, a elevação do fluxo de calor desloca o ponto de transição para montante. Por outro lado, para um fluxo de calor constante, a elevação da velocidade mássica, desloca a seção de secagem para jusante, como seria de esperar.

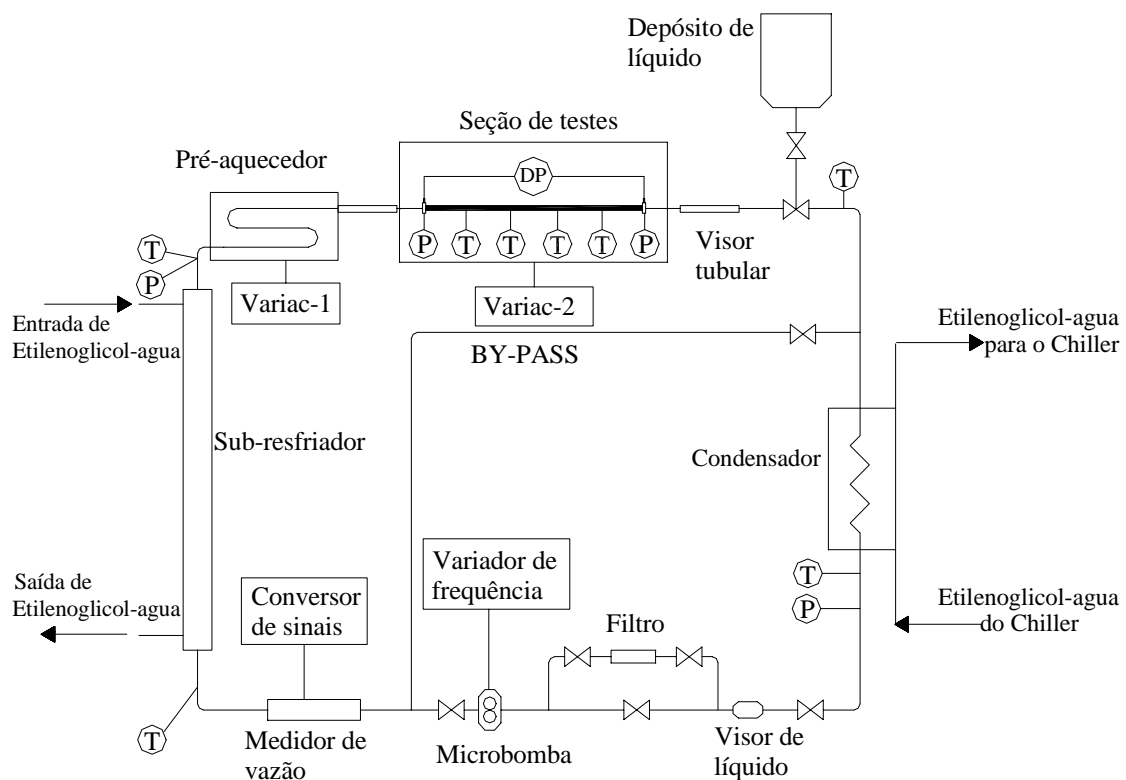
O trabalho mais recente foi o de Kattan *et al* (1998), que estudaram a ebulição convectiva de cinco fluidos refrigerantes, R134a, R-402A, R-404A, R-502 e R123, incluindo a região de secagem da parede. Inicialmente, na parte 1, desenvolveram um mapa de padrão de escoamento, baseado no mapa de Steiner (1993) apud Kattan *et al* (1998), incluindo a região de escoamento em névoa. A descrição do aparato experimental é apresentada na parte 2, onde, afirmam que há uma influência definida do fluxo de calor no ponto de secagem da parede e que a utilização de aquecimento elétrico mostrou-se inadequado para ensaios com títulos elevados. Optaram, assim, por um aquecimento com água, que circulava no espaço anular entre dois tubos concêntricos. As condições operacionais dos ensaios variaram da seguinte forma: velocidade mássica entre 100 e 500 kg/m<sup>2</sup>.s, fluxo de calor entre 0,5 e 36 kW/m<sup>2</sup>, título entre 1,6 e 100% e a temperatura de saturação entre -1,3 e 30°C.

### **3. DESCRIÇÃO DA BANCADA**

#### **3.1 Circuito de Refrigerante**

A bancada experimental se compõe de três circuitos distintos: o do resfriador (“chiller”), o de solução anti congelante, constituída de solução a 60% de etileno glicol/água, e o de ensaios ou de refrigerante. Dado que os outros dois circuitos são de apoio, somente o circuito envolvendo o refrigerante, cujo diagrama esquemático se encontra na Fig. 2, será aqui considerado. A circulação do refrigerante é proporcionada por uma bomba de engrenagens de “teflon”, o que evita a contaminação do refrigerante pelo óleo de lubrificação, que inevitavelmente acompanha o refrigerante em compressores. A vazão máxima proporcionada pela bomba é de 9,8 l/min, o que permitiria operar com velocidades mássicas de até 1000 kg/s.m<sup>2</sup> (dependendo, é claro, do diâmetro do tubo). A vazão de refrigerante é controlada por intermédio de um variador de frequência, que atua sobre a rotação do motor de acionamento da bomba. O título do refrigerante na entrada da seção de testes é ajustado pela potência elétrica dissipada no denominado pré-aquecedor. Este é constituído de uma serpentina de tubos de cobre com resistências elétricas tipo fita enroladas na superfície exterior, perfazendo um total de 9 kW. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. O pré-aquecedor foi confinado em um envoltório de placas de espuma de poliuretano para reduzir as perdas para o exterior. Precedendo o pré-

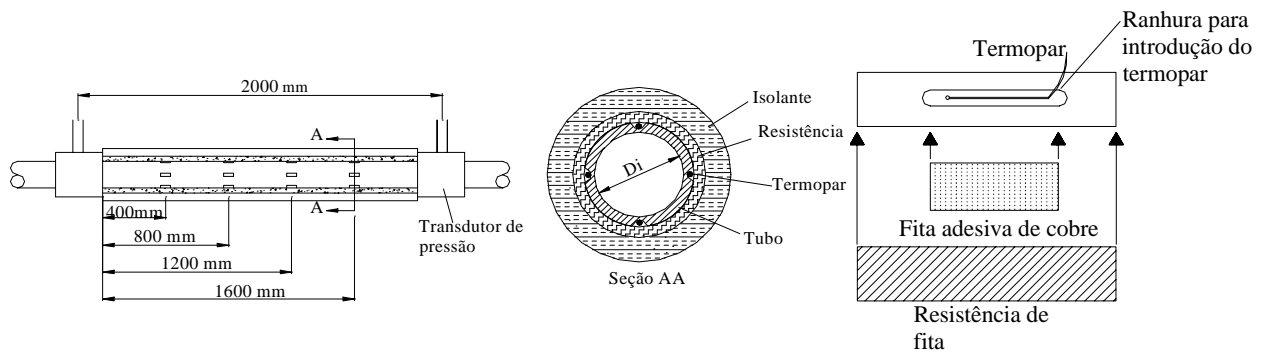
aquecedor encontra-se um subresfriador do refrigerante líquido proveniente da bomba. Este trocador de calor, do tipo tubos concêntricos, foi instalado com o objetivo de prevenir qualquer possibilidade de formação de vapor na entrada do pré-aquecedor em virtude do efeito de coluna, o que tornaria impossível conhecer o estado do refrigerante na entrada do mesmo sem uma avaliação experimental do título, envolvendo um procedimento relativamente complexo. A potência elétrica total dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é removida pelo condensador. Este é do tipo carcaça/tubos, sendo resfriado pela solução de etileno glicol/água. Outros acessórios foram agregados ao circuito de refrigerante, como o filtro secador e o visor de líquido, indicados na Fig. 2. Digno de nota é o depósito de refrigerante que opera como acumulador, constituído de uma garrafa comercial de refrigerante. O referido depósito está instalado acima da bancada, sendo útil pela forma simples com que permite a retirada ou adição de refrigerante ao circuito.



**Figura 2.** Diagrama esquemático do circuito experimental.

### 3.2 Seção de testes

A seção de testes, cuja representação esquemática se encontra na Fig. 3, é constituída de um tubo de cobre de 2 m de comprimento, aquecido eletricamente por resistências de fita, confeccionadas em “Kapton”, e enroladas na superfície exterior, proporcionando um total de 2,4 kW. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. O tubo utilizado nos ensaios aqui relatados apresentava um diâmetro interior de 12,7mm e espessura de parede de 1,3mm. Para reduzir ao máximo as perdas de calor para o exterior, o conjunto tubo e resistências foi recoberto sucessivamente por uma camada de lã de vidro de 50mm de espessura e outra de espuma de borracha de 25mm de espessura. Visores tubulares de vidro “pirex”, de 100mm de comprimento, e diâmetro igual ao do tubo de cobre utilizado nos ensaios foram instalados na entrada e saída da seção de testes com o objetivo de permitir observações visuais dos padrões de escoamento.



**Figura 3.** Detalhe da seção de testes e da instalação dos termopares de medida da temperatura superficial.

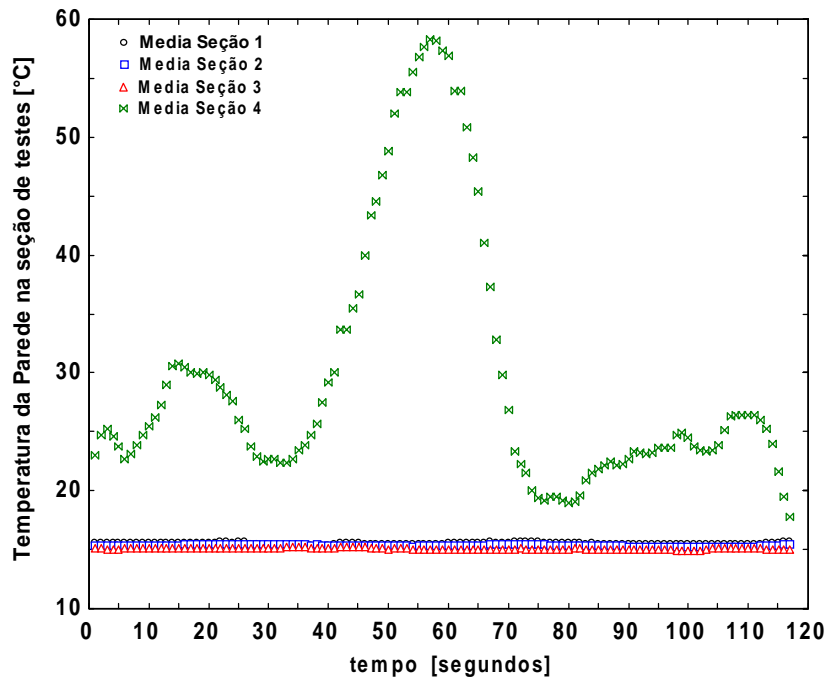
### 3.4 Instrumentos de Medida

Os locais de medida da temperatura e pressão ao longo do circuito de refrigerante estão indicados na Fig. 2. A Fig. 3 apresenta a localização e o detalhe de instalação dos termopares de medida da temperatura superficial ao longo do tubo. A temperatura é medida por intermédio de termopares do tipo T (cobre – constantan) de bitola AWG 30. Na medida da pressão são utilizados transdutores de pressão com escalas de pressão absoluta variando de 0 a 25 bar e 0 a 13 bar, respectivamente. Os de menor fundo de escala são utilizados na medida da variação da pressão ao longo da seção de testes. Os transdutores proporcionam saída em corrente, 4-20 mA. A vazão (massa) é medida por intermédio de um medidor do tipo efeito Coriolis, cujo sensor está instalado no local indicado na Fig. 2, de forma a garantir a passagem de líquido pelo local. O fundo de escala do aparelho é de 1000 kg/h, tendo o fabricante fornecido um certificado de calibração segundo o qual a precisão do aparelho é de 0,15% do fundo de escala para a faixa de vazões de interesse. A potência elétrica dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é lida por intermédio de transdutores de potência com saída em corrente, 4-20 mA. A precisão do aparelho foi determinada com sendo igual a 0,5% do fundo de escala através de aferição levada a efeito por intermédio de um multímetro de precisão, com leitura de corrente e tensão. A aferição foi efetuada com os transdutores conectados ao sistema de aquisição de dados.

## 4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A secagem de parede (“*dryout*”) está associada a uma significativa elevação da temperatura da superfície aquecida, como observado anteriormente, comportamento que permite o acompanhamento do referido fenômeno. A Fig. 4 ilustra a variação da temperatura superficial média nas quatro seções de medida da seção de testes em função do tempo. É interessante observar o comportamento da temperatura média na seção 4, distante 1,6m da entrada, distinguido daquele das seções precedentes em que permanece constante. De fato, a partir do instante 40 segundos observa-se uma significativa elevação da temperatura, que atinge um máximo da ordem de 60°C, voltando posteriormente aos níveis originais a partir do instante 70 segundos. O comportamento da seção 4 ilustra a ocorrência da secagem na região onde a mesma está localizada. Entretanto, logo após a secagem, a superfície é novamente molhada por líquido, o que determina a rápida redução da temperatura superficial. Durante os ensaios realizados, observou-se que o mecanismo de alternância entre os períodos de superfície seca e molhada se prolongava indefinidamente, com origem supostamente em interações hidrodinâmicas a montante da seção de testes.

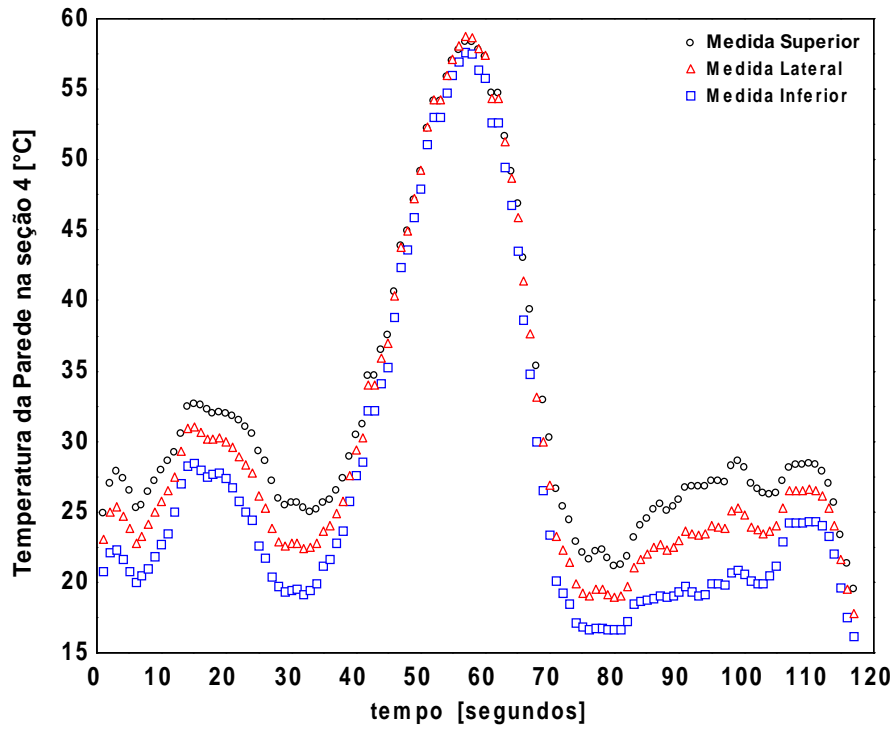




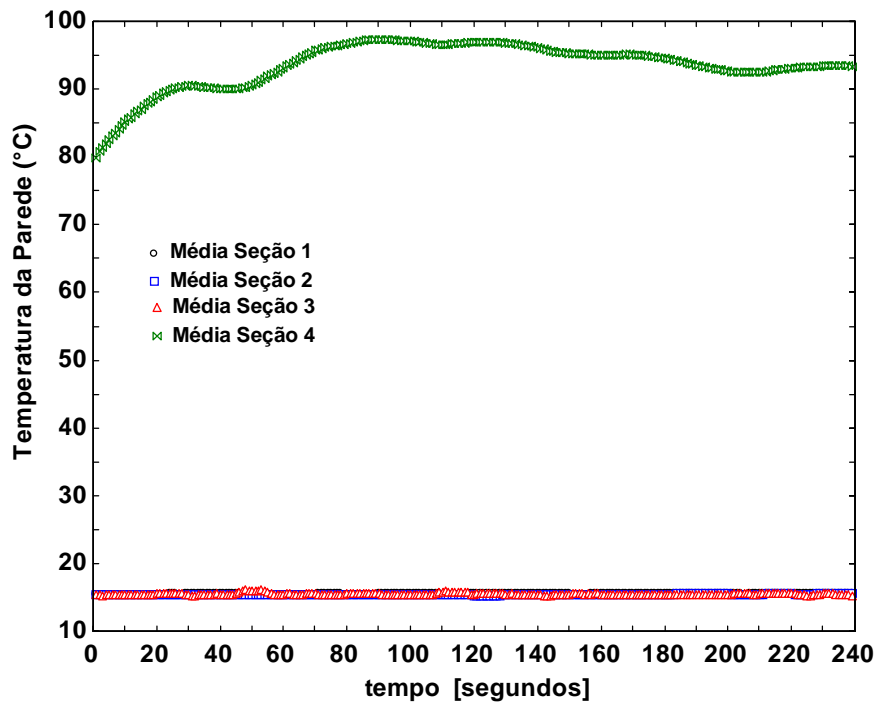
**Figura 4.** Distribuição de temperatura superficial na seção de testes em função do tempo. Refrigerante R-134a;  $T_{\text{evap}}=6,2^{\circ}\text{C}$ ;  $G=175 \text{ kg/s.m}^2$ ;  $\phi=25 \text{ kW/m}^2$ .

O acompanhamento da temperatura superficial de forma detalhada, através de medidas realizadas na aresta superior, lateral e inferior da seção 4 do tubo de testes é ilustrado na Fig. 5 para as mesmas condições da Fig. 4. É interessante destacar que a temperatura da aresta superior é a maior na seção nos instantes iniciais, prévios à secagem completa da parede. Tal comportamento está associado à ocorrência de um padrão de escoamento estratificado, com a região inferior permanecendo efetivamente molhada e a superior parcialmente seca, mas submetida ao efeito de resfriamento das regiões inferiores, por efeito de condução pela parede do tubo. Uma vez estabelecida a completa secagem do tubo, as temperaturas nos três pontos de medida se elevam rapidamente, tendendo a apresentar um valor uniforme, como se observa no intervalo de tempo em torno do máximo de temperatura. A seguir, uma vez restabelecida a condição original, as temperaturas reassumem o comportamento anterior.

A Fig. 6 apresenta resultados de secagem para fluxo de calor superior ao das figuras anteriores. No caso, operou-se com o máximo disponível na seção de testes. Como pode se observar, o comportamento da temperatura superficial na seção em que ocorre a secagem (a 4, como no caso anterior) é qualitativamente distinto do caso anterior. Não mais se observa a oscilação, mas a temperatura média da superfície permanece razoavelmente constante em níveis significativamente elevados (ordem de  $80^{\circ}\text{C}$ ). Nas seções a montante a temperatura média superficial permanece sem alterações em níveis inferiores (da ordem de  $15^{\circ}\text{C}$ ). No passado, pesquisadores como Wedekind & Stoecker (1968), trabalhando com a evaporação completa, sugeriram uma região de instabilidades da temperatura superficial associada à secagem da parede do tubo, como observado anteriormente. O comportamento observado nas Figs. 4 e 5 parece satisfazer aquele modelo. Entretanto, a elevação do fluxo de calor a níveis elevados para as aplicações frigoríficas, como é o caso da Fig. 6, parece limitar a extensão da região de instabilidades. Nesse caso, a seção 4 estaria na região de vapor superaquecido e a de instabilidades se localizaria entre as seções 3 e 4, indicando que sua extensão depende explicitamente do fluxo de calor e, possivelmente, da velocidade mássica, cujo efeito não foi reproduzido neste contexto.



**Figura 5.** Variação temporal da temperatura superficial nas arestas superior, lateral e inferior da seção 4 para as condições da Fig. 4.



**Figura 6.** Variação temporal da temperatura média superficial nas seções de medida do tubo de testes. Refrigerante R-134a;  $T_{\text{evap}}=6,5^{\circ}\text{C}$ ;  $G=170 \text{ kg/s.m}^2$ ;  $\phi=35 \text{ kW/m}^2$ .

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados relativos ao comportamento da temperatura superficial na região de secagem da parede permitiram extrair as seguintes conclusões:

- (1) Os parâmetros físicos que mais influenciam essa região são: fluxo de calor e velocidade mássica.
- (2) Observou-se uma região onde a temperatura superficial oscila significativamente, obedecendo a um mecanismo físico de exposição alternada a vapor e líquido, cuja origem parece estar relacionada a aspectos hidrodinâmicos prévios à entrada da seção de testes.
- (3) A região de instabilidades é significativamente afetada pelo fluxo de calor, reduzindo-se em extensão com este.
- (4) A velocidade mássica é outro dos parâmetros que afetam a extensão da região de instabilidades, não tendo sido objeto de análise no presente estudo.
- (5) O fenômeno descrito no presente trabalho requer estudos mais minuciosos e de maior nível de profundidade, tendo como aplicação prática a análise da alimentação de evaporadores por válvulas de expansão termostática.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo apoio dado à presente pesquisa e a concessão de uma bolsa de doutoramento ao primeiro autor. Gostariam, ainda, de estender seus agradecimentos à empresa DuPont do Brasil pelo fornecimento do fluido refrigerante e ao Sr. José Roberto Bogni pelo diligente trabalho realizado no desenvolvimento e construção da bancada de ensaios.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bandarra Filho, E.P.; Jabardo, J.M.S. e Lima, C.U.S. 1999. Estado da Arte das Correlações para a Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor no Escoamento com Mudança de Fase de Refrigerantes. IV – Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica – CIDIM’99, Santiago – Chile, 22-26/11.
- Collier, J.G. and Thome, J.R. 1994. Convective Boiling and Condensation, 3th Edition, Oxford Science Publications, New York, 596p.
- Jabardo, J.M.S.; Bandarra Filho, E.P. e Lima, C.U.S. 1999. New Correlation for Convective Boiling of Pure Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes. RBCM – Journal of the Brazilian Society Mechanical Sciences. v. 21, N. 2, p. 245-258.
- Kattan, N.; Thome, J.R. and Favrat, D. 1998. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1- Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map. Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME, v. 120, N. 1, p. 140-147.
- Kattan, N.; Thome, J.R. and Favrat, D. 1998. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 2- New Heat Transfer Data for Five Refrigerants. Journal of Heat Transfer. Transaction of the ASME, v. 120, N. 1, p. 148-155.
- Lavin, J.G. 1963. Heat Transfer to Refrigerants Boiling Inside Plain Tubes and Tubes with Internal Turbulators. Doctoral Thesis, University of Michigan, 145p.
- Saiz Jabardo, J. M., 1976. Dinâmica de Evaporadores Resfriadores de Ar. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica – Universidade de São Paulo, 123p.
- Varma, H.K. 1970. Experimental Investigation of Dry-Out in Forced Convection Evaporation. Doctoral Thesis, Duke University, 132p.
- Wedekind, G.L. and Steocker, W.F. (1968). Transient Response of the Mixture-Vapor Transition Point in Horizontal Evaporating Flow. Trans. of ASHRAE, v.72, p. IV 2.1–2.6.

## GAS PARAMETERS OF A HYDROGEN PEROXIDE GAS GENERATOR

Ulisses Côrtes Oliveira

Instituto de Aeronáutica e Espaço — ASE-E/IAE/CTA

12228-904 — São José dos Campos—SP, Brazil

E-mail: ulisses@iae.cta.br

### Abstract

Several factors — economic, ecological, safety, reliability, etc. — have driven the renewed interest in aerospace applications of hydrogen peroxide ( $\text{H}_2\text{O}_2$ ). Although considerable information has been published on the properties and applications of hydrogen peroxide, there is a dearth of public information on design calculations of  $\text{H}_2\text{O}_2$  decomposition. In this paper a technique is discussed for calculation of composition and thermodynamic parameters of decomposition products of hydrogen peroxide aqueous solutions at high concentrations. The resulting equations are potentially of great value to the rocket field, and are in a form that can be used readily for gas generators and rocket performance calculations. Some results of calculation are shown in order to illustrate the applicability of the given method. Finally, a useful and simple two-parameter formula for the adiabatic decomposition temperature is obtained by fitting the data resulting from calculations.

**Keywords:** Hydrogen peroxide, High test peroxide, Monopropellant gas generator, Monopropellant decomposition, Tank pressurization.

### 1. INTRODUCTION

Concentrated hydrogen peroxide was one of the leading rocket propellants up to early 60-decade (Bloom et al., 1950; Andrews, 1990; Oliveira, 2000-a). Then, progressively, it became to be substituted, in several of its functions, by liquid oxygen, nitrogen tetroxide, nitric acid, and hydrazine and its derivatives. The factors which influenced this abandon of hydrogen peroxide were, sometimes, not so reasonable, as pointed out in (Oliveira, 2000-a).

The restored and increasing interest in use hydrogen peroxide in aerospace applications as alternative to the widely employed cryogenic and hypergolic propellant combinations is due to a variety of factors. These factors include environmental concerns, personnel hazards associated with toxic propellants, and heightened sensitivity to cost to develop and operate systems for toxic or cryogenic propellants (Oliveira, 2000-a).

Hydrogen peroxide aqueous solutions with high concentrations, now commonly referred to as *high test peroxide* or HTP, meet almost all desirable characteristics for aerospace purposes. It is specially attractive for use as monopropellant or oxidizer in a bipropellant systems developed in accordance with design-to-cost methodologies (Oliveira, 2000-a).

Major current end uses of hydrogen peroxide include pulp/paper and textiles bleaching, chemical synthesis, environmental treatment and metals processing (Jeff 1999). It is commonly used in low concentrations (3%) as an antiseptic, and in slightly higher concentrations as a hair bleach. In 30% concentrations, it is commonly used as a laboratory oxidant and by semiconductor industry (in this case, with high levels of purity). In concentrations of 70 through 99% by mass it is being used in many applications today. It was first used in rockets in 1936 in 80% concentrations, both as a monopropellant and as an oxidizer. Currently, 90% solutions are commonly used, and nominal 98% solutions are commercially available in some countries (Oliveira, 2000-a).

In Brazil, solutions with concentrations up to 70% are commercially available. The main local manufacturers are *Peróxidos do Brasil* (associated to the Solvay Interlox), with production capacity of 80,000 tons (expressed as 100%  $\text{H}_2\text{O}_2$ ) in plants at Santo André-SP and Curitiba-PR, and *Degussa-Huels*, with installed capacity of 40,000 tons per year in the production plant located in Aracruz-ES (Oliveira, 2000-a). The total availability in Brazil must be investigated. However, up to now it's known that the mentioned producers could sell HTP manufactured in another countries, without any restriction. Moreover, in case of demand enough to justify the investments, the local production plants can be adequate to produce rocket grade solutions (above 70%).

Traditionally, HTP has the following applications in the aerospace field:

1. An oxidant in a rocket engine or reaction control system with various fuels,
2. A hypergolic oxidant with fuels such as hydrazine or other similar type of fuels, or
3. A source of high-temperature gas after decomposition in a catalyst chamber for:
  - (a) Monopropellant rocket engines.
  - (b) Liquid bipropellant or hybrid rocket engines with auto-ignition of the fuel charge assured.
  - (c) Turbine drives.
  - (d) Servo-mechanism usage plus other hot gas drives.
  - (e) Self-pressurization of  $\text{H}_2\text{O}_2$  tanks, or pressurization of other oxidizer tanks.
  - (f) Production of heat.
  - (g) Oxygen gas for breathing and potable water for drinking as required for space travel applications.
  - (h) Source of clean hot gases for test uses or application purposes.

The use of liquid monopropellants simplifies engineering problems by reducing the number of tanks and feed lines required, but a large penalty is paid in the reduction of the specific impulse obtained. Similarly, with true solid monopropellants, there is greater simplicity and no problem of compatibility, but the specific impulse is again low. There are many applications, however, where small rocket motors are needed for attitude control, vernier modifications of trajectory, or gas generator applications, where high specific impulse is not important. The low chamber temperature of these systems is usually desirable in these applications, and system simplicity is usually an absolute requirement. Moreover, there are many other systems where the specific impulse is not the main figure of merit, and the performance is better evaluated in terms of density-impulse (the product of mass density by specific impulse) (Oliveira, 2000-a).

Any compound which can be made to decompose exothermically is theoretically able to be used as a monopropellant. However, there are often difficulties in obtaining smooth decomposition. In addition, some compounds such as unsymmetrical dimethyl hydrazine (UDMH), hydrazine ( $\text{N}_2\text{H}_4$ ), isopropyl nitrate, ethylene oxide, and other substances are too toxic and/or hazardous to be used without analyse another alternatives.

HTP has been used as monopropellant gas generant in many applications. It permits a simple generator system and does not require mixture-ratio adjustments. This system is relatively easy to control and the gases are generated at predictable temperatures. Unless the monopropellant is also employed as one of the engine's main propellants, however, the generator system introduces a third propellant, often requiring special handling and tankage.

In modern aerospace vehicles the single-component gas generators working on hydrogen peroxide  $\text{H}_2\text{O}_2$  are particularly attractive due to its nontoxic characteristic and also to the ecologically clean decomposition products (water and oxygen). Usually it is used on aqueous solution containing at least 80–85% by mass of hydrogen peroxide. Solutions with lower concentration yield a gas with a lower temperature (and efficiency).

The main goal of this paper is describe the method used for determine the adiabatic temperature of decomposition of hydrogen peroxide solutions at high concentrations. Additionally are determined other parameters of initial solution and decomposition products. It's assumed concentration enough high in such way that the decomposition products be in superheated zone. This paper is extracted from (Oliveira, 2000-b), where a computer program and a detailed discussion are presented.

## 2. HYDROGEN PEROXIDE GAS GENERATOR

High test hydrogen peroxide (HTP) can be decomposed reliably into superheated oxygen gas and water vapor at a predetermined temperature depending upon the HTP concentration and the initial temperature of the solution.

Liquid hydrogen peroxide can be decomposed by exposure to heat, as in a rocket thrust chamber, by exposure to a liquid catalyst such as a potassium permanganate-water solution, or by exposure to a solid catalyst. The decomposition catalyst used to the greatest extent is the solid samarium oxide coated silver screen. However, decomposition via a liquid catalyst is feasible and it has been employed in systems where short firing durations are used. When using a liquid catalyst the major problem is the necessary provision to ensure uniform mixing of the two liquids.

Traditionally, macroscopic metallic screens and coated ceramic pellets have been used as catalysts for the decomposition of hydrogen peroxide as applied to monopropellant thrusters, liquid rocket engines, and hybrid rocket systems. Catalyst activity depends on available catalytic surface area; elemental catalysts can be severely degraded by oxidation under use conditions. New approaches to forming robust, highly active and stable decomposition catalyst systems for flightweight applications were discussed by Rusek (1996). More recently, Rusek and Anderson (1999) discussed the synthesis, characterization, and evaluation of high surface area catalyst beds, and made comparisons with traditional propulsion catalysts.

Figure (1) shows a schematic of a typical monopropellant gas generator using hydrogen peroxide. The catalytic bed consists of alternate layers of stainless steel mesh and silver-plated-brass-wire screens secured by perforated end-plates or grids, which are applied with proper preload.

The treated silver screen catalyst normally is arranged in a tightly compressed pack. When the hydrogen peroxide passes over and around the wires of the pack screens, silver ions pass into the  $\text{H}_2\text{O}_2$  solution. These silver ions react with the  $\text{H}_2\text{O}_2$  molecule decomposing it into oxygen gas and water vapor with heat being liberated. This heat increases the reaction rate by raising the temperature of the screens and the  $\text{H}_2\text{O}_2$ . In a matter of milliseconds the  $\text{H}_2\text{O}_2$  reaction rate has increased to a point where the adiabatic decomposition temperature of the  $\text{H}_2\text{O}_2$  is reached. This reaction rate continues indefinitely if required unless foreign matter poisons the silver. However, the operational life of the catalyst pack is limited by gas pressure drop, which in turn depends upon several parameters (Davis and McCormick, 1960).

Hydrogen peroxide decomposition is a significantly exothermic process (96.3 MJ/kg-mole of  $\text{H}_2\text{O}_2$  at 25° C). Large volumes of oxygen are evolved as it decomposes. If the peroxide strength is high enough, the material will boil and large volumes of steam will also be generated.

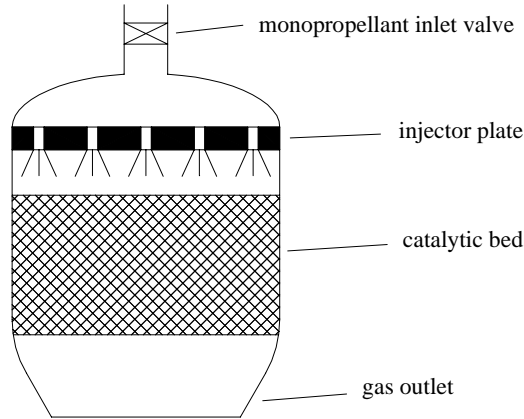


Figure 1: Scheme of a monopropellant gas generator.

For concentrations up to 64.7%  $\text{H}_2\text{O}_2$ , the maximum adiabatic decomposition temperature that may be experienced is  $100^\circ\text{C}$ ; i.e., there is sufficient water present to absorb the total heat of decomposition by generation of steam. For concentrations above 64.7%, the final adiabatic temperature that may be attained increases with increase in initial  $\text{H}_2\text{O}_2$  concentration. For 70%  $\text{H}_2\text{O}_2$ , the heat of decomposition is 1984.2 kJ/kg solution and the adiabatic decomposition temperature is  $240^\circ\text{C}$ , with a volume expansion of 2,580 times the starting volume. For 85%  $\text{H}_2\text{O}_2$ , the heat of decomposition is 2453 kJ/kg with a potential adiabatic temperature of  $620^\circ\text{C}$  and a volume expansion ratio of 4,600.

### 3. DECOMPOSITION PROCESS

The decomposition of hydrogen peroxide always involves the over-all reaction



Here,  $\Delta H_{\text{dec}}$  denotes the enthalpy of the decomposition reaction. For anhydrous  $\text{H}_2\text{O}_2$  at  $0^\circ\text{C}$  the enthalpy of the decomposition is  $\Delta H_{\text{dec}} = -12648$  kcal/kg-mole. The water in this case is considered to be in the gaseous state.

The mechanisms and rates of decomposition may differ, however, depending on the type of decomposition. The liquid-phase decomposition has been studied by Whittaker and Drew (1957), who derived the rate equation

$$k = 104 \exp(-14400/\mathcal{R}T) \quad \text{mole/liter-s}, \quad (2)$$

and suggested that the decomposition is not entirely heterogeneous. Numerous materials substantially catalyze the decomposition. As the catalysts can be used permanganates of alkaline metals ( $\text{NaMnO}_4$ ,  $\text{KMnO}_4$ ) or grids of silver wire. A review of the effects of various materials is given by Schumb, Satterfield and Wentworth (1955).

The working process of the HTP gas generator consists in the catalytic decomposition of  $\text{H}_2\text{O}_2$  in accordance with the thermochemical equation (1). The heat released during the decomposition of the  $\text{H}_2\text{O}_2$  solution is used to vaporize the ballast water, and heat the mixture of water vapor and molecular oxygen.

## 4. COMPOSITION AND THERMODYNAMIC PARAMETERS

The calculation of composition and thermodynamic parameters of the steam and gas is done as follows. Note that it is assumed concentration high enough to vaporization of all liquid water in the decomposition products. Thus, the products are in the superheated region.

### 4.1 Mass Density of the Hydrogen Peroxide Solution

Assuming that there is no volume contraction after the dissolution, then the total volume of the liquid solution is the sum of the individual volumes of water and peroxide, i.e.,  $V_s = V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{H}_2\text{O}_2}$ . Taking into account that the total mass of the liquid solution is the sum of component masses ( $m_s = m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{H}_2\text{O}_2}$ ), and considering that  $V_s = m_s/\rho_s$ , then the mass density of the solution is given by

$$\frac{1}{\rho_s} = \frac{1-c}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{c}{\rho_{\text{H}_2\text{O}_2}}, \quad (3)$$

where  $c$  accounts for the peroxide mass concentration in the aqueous solution, i.e.,

$$\frac{m_{\text{H}_2\text{O}_2}}{m_s} = c, \quad \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_s} = 1 - c. \quad (4)$$

### 4.2 Mol Fraction of Water in the Solution

Considering the fact that all the gaseous oxygen came from the  $\text{H}_2\text{O}_2$  decomposition, since the  $\text{H}_2\text{O}$  dissociation is negligible at the involved temperatures, the decomposition of the *aqueous solution* can be expressed as follows:



where  $y$  denotes the number of moles of  $\text{H}_2\text{O}$  per 1 mol of  $\text{H}_2\text{O}_2$  present in the solution.

The mass concentration of  $\text{H}_2\text{O}_2$  in the solution,  $c$ , can be expressed as function of  $y$ :

$$c = \frac{34.016}{34.016 + 18.016 y}. \quad (6)$$

Therefore,

$$y = \frac{34.016}{18.016} \left( \frac{1}{c} - 1 \right). \quad (7)$$

### 4.3 Mass Fractions in Decomposition Products

In accordance with equation of reaction, Eq. (1), the mass fractions of water  $w_{\text{H}_2\text{O}}$  and oxygen  $w_{\text{O}_2}$  in the decomposition products of **anhydrous**  $\text{H}_2\text{O}_2$  are

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\mathcal{M}_{\text{H}_2\text{O}}}{\mathcal{M}_{\text{H}_2\text{O}_2}} = \frac{18.016}{34.016}, \quad (8)$$

$$w_{\text{O}_2} = \frac{1}{2} \frac{\mathcal{M}_{\text{O}_2}}{\mathcal{M}_{\text{H}_2\text{O}_2}} = \frac{1}{2} \frac{32.000}{34.016} = \frac{16.000}{34.016}, \quad (9)$$

where  $\mathcal{M}_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $\mathcal{M}_{\text{O}_2}$ , and  $\mathcal{M}_{\text{H}_2\text{O}_2}$  are the molecular masses of water, oxygen, and hydrogen peroxide, respectively. Obviously,  $w_{\text{H}_2\text{O}} + w_{\text{O}_2} = 1$ .

If the mass concentration of  $\text{H}_2\text{O}_2$  in the solution is  $c$ , 1 kg of solution contains  $c$  kg of pure  $\text{H}_2\text{O}_2$ . Since the oxygen forms only from  $\text{H}_2\text{O}_2$  in the quantity  $16.000/34.016$  kg per 1 kg of



$\text{H}_2\text{O}_2$ , the mass fraction of oxygen in 1 kg of hydrogen peroxide solution with concentration  $c$  will be

$$w_{\text{O}_2} = \frac{16.000}{34.016} c, \quad (10)$$

while the mass fraction of water is

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = 1 - w_{\text{O}_2} = 1 - \frac{16.000}{34.016} c. \quad (11)$$

The temperature of the forming steam and gas does not exceed 1400 K, and at this temperature the degree of dissociation of  $\text{H}_2\text{O}$  and  $\text{O}_2$  is negligible. Thus, due to these facts, the composition of the steam-gas mixture does not depend on the pressure and is determined only by the concentration of the  $\text{H}_2\text{O}_2$  solution and, of course, by the initial temperature of solution. Certainly, if the concentration is below a given value, the released heat could not be enough to vaporize all the water, and results a heterogeneous system with two phases.

#### 4.4 Mol Fractions in Decomposition Products

The mol fractions of the decomposition products are obtained from (5):

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1 + y}{1.5 + y}, \quad (12)$$

$$n_{\text{O}_2} = \frac{0.5}{1.5 + y}. \quad (13)$$

#### 4.5 Partial Pressures of Decomposition Products

Assuming Dalton's Law to hold accurately, which is the case only with perfect gases, the fractional *partial pressure* is equal to the mol fraction, and

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = n_{\text{H}_2\text{O}} p_p, \quad (14)$$

$$p_{\text{O}_2} = n_{\text{O}_2} p_p = p_p - p_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (15)$$

Here,  $p_p$  denotes the pressure of mixture at reaction chamber.

#### 4.6 Determination of Thermodynamic Properties

Decomposition of the  $\text{H}_2\text{O}_2$  solution in the flow at the gas generator occurs at constant pressure and under adiabatic conditions. The isobaric-adiabatic process in the flow is accomplished, as it is known, with constant enthalpy of the working fluid. Therefore, the theoretical temperature of the steam-gas  $T_p$  can be determined from the condition of conservation of total enthalpy:

$$H_s = H_p, \quad (16)$$

where  $H_s$  is the total specific enthalpy of the  $\text{H}_2\text{O}_2$  solution with concentration  $c$  at initial temperature  $T_s$  (at the temperature at the gas-generator inlet);  $H_p$  is the total specific enthalpy of steam-gas mixture at the unknown temperature  $T_p$ .

The left and right sides of Eq. (16) are calculated as follows:

$$H_s = c H_{\text{H}_2\text{O}_2} + (1 - c) H_{\text{H}_2\text{O},l} + \Delta H_{\text{dis}}, \quad (17)$$

$$H_p = w_{\text{H}_2\text{O}} H_{\text{H}_2\text{O},g} + w_{\text{O}_2} H_{\text{O}_2}, \quad (18)$$

where  $H_{\text{H}_2\text{O}_2}$  is the total specific enthalpy of anhydrous  $\text{H}_2\text{O}_2$  at temperature  $T_s$ ;  $H_{\text{H}_2\text{O},l}$  is the total specific enthalpy of water at temperature  $T_s$ ;  $\Delta H_{\text{dis}}$  is the heat of dissolution of solution of  $\text{H}_2\text{O}_2$  in water, a function of the solution concentration  $c$ ;  $H_{\text{H}_2\text{O},g}$  is the total specific enthalpy of water vapor at temperature  $T_p$  and pressure  $p_{\text{H}_2\text{O}}$ ;  $H_{\text{O}_2}$  is the total specific enthalpy of gaseous oxygen at temperature  $T_p$  and pressure  $p_{\text{O}_2}$ .

The values of the total enthalpies of  $\text{H}_2\text{O}_2$ ,  $(\text{H}_2\text{O})_l$ ,  $(\text{H}_2\text{O})_g$ ,  $(\text{O}_2)_g$ , and  $\Delta H_{\text{dis}}$  are taken from appropriate handbooks. Here,  $\Delta H_{\text{dis}}$  was estimated as explained in (Oliveira, 2000-b), and the other needed enthalpies were evaluated by using the fitting curves presented on NASA SP-273 (Gordon and McBride, 1976). Such equations hold for thermally perfect gases (and, therefore, are independent of the pressure). So, the results deviates from the real values for high pressures ( $p_p > 20$  bar).

## 5. PROCEDURE FOR CALCULATING SUPERHEATED STEAM REGION

The calculation is done according to the formulas given in the previous sections. Since the temperature of the steam-gas mixture  $T_p$  is unknown before the calculation, it is determined by the trial-and-error method. The order of operations in this case is as follows: assume  $c$ ,  $T_s$  and  $p_p$ ; calculate the value of  $H_s = H_s(c, T_s)$  from relationship (17); give several values of  $T_p$ , close to the expected value, and calculate  $H_p = H_p(T_p)$  by relationship (18). The true value of the theoretical temperature of the steam-gas  $T_p$  will be that value for which Eq. (16) is satisfied.

The complete algorithm for calculation of the temperature of decomposition products is given below. It is assumed mass composition high enough for vaporization of water in the products.

1. Assume the mass concentration  $c$ , the initial temperature  $T_s$  of the solution, and the reaction chamber pressure  $p_p$ .

2. Calculate the mass fractions of steam and gaseous oxygen in the products:

$$w_{\text{O}_2} = \frac{16.000}{34.016} c ,$$

$$w_{\text{H}_2\text{O}} = 1 - w_{\text{O}_2} .$$

3. Calculate the total enthalpy of the liquid solution at the initial temperature  $T_s$  (this the temperature at the inlet of the gas generator):

$$H_{\text{H}_2\text{O}_2} = H_{\text{H}_2\text{O}_2}(T_s)$$

$$H_{\text{H}_2\text{O},l} = H_{\text{H}_2\text{O},l}(T_s)$$

$$\Delta H_{\text{dis}} = \Delta H_{\text{dis}}(T_s)$$

$$H_s = c H_{\text{H}_2\text{O}_2} + (1 - c) H_{\text{H}_2\text{O},l} + \Delta H_{\text{dis}} .$$

4. Estimate the partial pressures of decomposition products using Dalton's Law:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = n_{\text{H}_2\text{O}} p_p$$

$$p_{\text{O}_2} = n_{\text{O}_2} p_p = p_p - p_{\text{H}_2\text{O}} .$$

5. Assume  $T_p$  and calculate the total enthalpy of the gaseous products:

$$H_{\text{H}_2\text{O},g} = H_{\text{H}_2\text{O},g}(T_p, p_{\text{H}_2\text{O}})$$

$$H_{\text{O}_2} = H_{\text{O}_2}(T_p, p_{\text{O}_2})$$

$$H_p = w_{H_2O} H_{H_2O,g} + w_{O_2} H_{O_2} .$$

6. Repeat the step 5 for different  $T_p$ 's until meeting the total enthalpy conservation:

$$H_s = H_p .$$

The true temperature of the steam-gas is 3–5% lower than the theoretical adiabatic temperature due to incomplete decomposition of  $H_2O_2$ . After determining the composition and temperature of the steam-gas, its remaining parameters are calculated as the parameters of a gaseous mixture whose composition is known.

## 6. RESULTS AND FINAL REMARKS

In this paper a technique was discussed for calculation of parameters of HTP decomposition. Some results are shown next.

Figure (2-a) shows the theoretical temperature of decomposition ( $T_p$ ) versus the mass concentration of  $H_2O_2$  ( $c$ ), for different solution's temperatures ( $25^\circ C$  and  $60^\circ C$ ). As can be seen, fixed  $T_s$ , the behavior  $T_p = T_p(c)$  is linear.

The theoretical variations of temperature of decomposition ( $T_p$ ) due to changes in the solution's temperatures ( $T_s$ ) are presented on Fig. (2-b). The results are parameterized by the mass concentration of  $H_2O_2$  ( $c$ ), and  $T_s$  variates in the range from  $25^\circ C$  up to  $60^\circ C$ . These results shown that, fixing  $c$ ,  $T_p$  changes linearly with  $T_s$ .

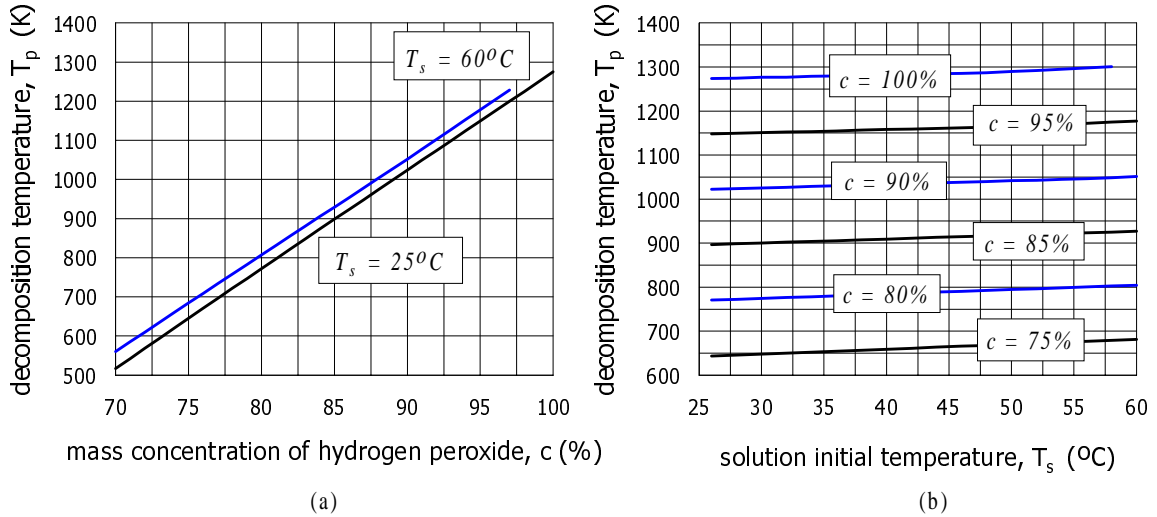


Figure 2: Decomposition temperatures for different concentrations of hydrogen peroxide and temperatures of solution.

The above decomposition temperature results can be summarized in the following expression, obtained by curve fitting process, and considering the linear variations with the solution initial temperature and concentration:

$$T_p = 1.43 T_s + (2523.18 c - 1676.4) . \quad (19)$$

This formula could be useful during the preliminary design of a space system which uses hydrogen peroxide decomposition in some of its sub-systems.

For pressures above 20 bar the water vapor departs from the thermally perfect gas behavior, and the influence of pressure become important. This fact, although considered in the given method, was not taken into account in the above results.

After calculation of composition and temperature of the decomposition products of HTP, by the given method, another parameters of the gaseous mixture can be evaluated using the formulae presented in the appendix.

The given method and resulting equations of composition and thermodynamic properties are potentially of great value to the rocket field, and are in a form that can be used readily for space vehicles performance calculations. They apply to a gas generator for: (1) monopropellant engine; (2) tank pressurization in a liquid rocket engine (LRE) or a hybrid rocket engine (HRE); and (3) gaseous oxidizer in a restartable bipropellant engine system.

Finally, must be remembered that, sometimes, HTP is used as oxidizer of the basic propellant of a LRE or HRE; therefore, by using HTP as substance for gas generation one can simplify the design of the engine, increase its reliability, and facilitate rocket operation.

## References

- [1] Andrews, David, 1990, "Advantages of hydrogen peroxide as a rocket oxidant," *Journal of the British Interplanetary Society*, Vol. 43, pp. 319–328, July.
- [2] Bloom, R. Jr.; Davis, Noah S. Jr.; and Levine, Samuel D., 1950, "Hydrogen Peroxide as a Propellant." *Journal of the American Rocket Society*, Number 80, March.
- [3] Davis, Noah S. Jr.; and McCormick, James C., 1960, *Design of Catalyst Packs for the Decomposition of Hydrogen Peroxide*. Presented at the ARS Propellants, Combustion and Liquid Rockets Conference, The Ohio State University, Columbus 10, Ohio, July 18-19.
- [4] Gordon, S.; and McBride, B. J., 1976, *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouquet Detonations*. NASA SP-273.
- [5] Jeff, Martin, 1999, "Hydrogen Peroxide — The Safe Supply and Handling of HTP." *2nd International Hydrogen Peroxide Propulsion Conference*, November 7-10, Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.A.
- [6] Oliveira, Ulisses C., 2000-a, *Study of Propellants for Pressure-Fed Propulsion Systems*. IAE Internal Technical Report (to be divulged).
- [7] Oliveira, Ulisses C., 2000-b, *Composition and Thermodynamic Properties of High Test Peroxide Decomposition*. IAE Internal Technical Report (to be divulged).
- [8] Rusek, J. J., 1996, "New Decomposition Catalysts and Characterization Techniques for Rocket-Grade Hydrogen Peroxide," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 12, No. 3.
- [9] Rusek, J. J.; Anderson, N. M., 1999, "Heterogeneous Decomposition of Rocket Grade Hydrogen Peroxide." *2nd International Hydrogen Peroxide Propulsion Conference*, November 7-10, Purdue University, West Lafayette, Indiana, U.S.A.
- [10] Schumb, W. C., Satterfield, C. N., and Wentworth, R. L., 1955, "Hydrogen Peroxide," New York, Reinhold Publishing Corp.
- [11] Whittaker, A. G., and Drew, C. M., 1957, *J. Phys. Chem.*, **61**, 382.

## APPENDIX

### ADDITIONAL PARAMETERS OF DECOMPOSITION PRODUCTS

After determination of  $n_{O_2}$  and  $n_{H_2O}$  and  $T_p$ , it's possible to know the other parameters of gaseous mixture resulting from the decomposition:

$$\mathcal{M}_p = n_{H_2O} \mathcal{M}_{H_2O} + n_{O_2} \mathcal{M}_{O_2}$$

$$\mathcal{R}_p = \frac{\mathcal{R}}{\mathcal{M}_p}$$

$$c_{p,p} = n_{H_2O} c_{p,H_2O} + n_{O_2} c_{p,O_2}$$

$$c_{v,p} = c_{p,p} - \mathcal{R}_p$$

$$k_p = \frac{c_{p,p}}{c_{v,p}}$$

$$c^* = \sqrt{\frac{1}{k_p} \left( \frac{k_p + 1}{2} \right)^{\frac{k_p + 1}{k_p - 1}} \mathcal{R}_p T_p}$$

It was used the notation:  $\mathcal{M}_p$  – molecular mass,  $\mathcal{R}_p$  – gas constant,  $c_{p,p}$  – specific heat at constant pressure,  $c_{v,p}$  – specific heat at constant volume,  $k_p$  – specific heat ratio, and  $c^*$  – characteristic exhaust velocity.

If  $V_s$  and  $\rho_s$  denote, respectively, the volume and mass density of the solution and, since the mass of products of decomposition  $m_p$  is equal to the mass of the solution  $m_s$ , then  $m_p = m_s = V_s \rho_s$ .

Assume, in first approximation, that the gaseous mixture formed after decomposition of HTP has a thermally perfect gas behavior. Therefore the ratio of the products to the solution volumes is

$$\frac{V_p}{V_s} = \rho_s \frac{\mathcal{R}_p T_p}{p_p},$$

where  $p_p$  is pressure at the decomposition chamber.

# CALCULATION OF THE MAIN PARAMETERS OF STORED-GAS PRESSURIZATION SYSTEM

**Ulisses Côrtes Oliveira**

Instituto de Aeronáutica e Espaço

12228-904 — São José dos Campos—SP, Brazil

E-mail: ulisses@iae.cta.br

## Abstract

This paper describes a simple analysis and the calculation methods used to estimate design parameters of pressurization system of pressure-fed liquid rocket engines. The method applies to stored-gas systems without heating, and doesn't take into account the heat transfer between the pressurant and propellants, neither between the fluids and its environments (walls and internal hardware). It is devised for use during the preliminary design of storable propellant systems, although it can be used (with caution) for rough estimates in cryogenic propellant systems. A computational algorithm is also given. Results of the methods applied to a typical Reaction Control System of a launch vehicle illustrate its use in practical situations.

**Keywords:** Pressurization system, Tank pressurization, Rocket design, Liquid rocket engine, Reaction control system.

## 1. INTRODUCTION

Planning for launch and space vehicle and mission requirements necessitates continuing optimization of propellant tank pressurization systems. This optimization is realized in an accurate determination of pressurant requirements for any given set of operating parameters, such as tank pressure, inlet gas temperature, liquid outflow rate, and tank size. This knowledge will allow the design of a system that carries only the mass (pressurant gas and associated tankage) necessary to accomplish the mission.

Pressurant gas and total stored-gas requirements for launch and space vehicles may be predicted by different models of the pressurization process. However, preliminary design studies require a fast and reasonably accurate method of predicting without resorting to complex computer programs.

Several simple studies have been made to predict the mass requirements in pressurizing storage vessels. Some studies, as in (Momenthy, 1964), use the *saturation rule*, which usually predicts gas requirements that are 10 to 15% conservative (larger than actually required) if only pressurization and transfer are considered (no hold time).

In more sophisticated studies, improved accuracy generally has been achieved in calculating pressurant mass. Thermal stratification and other thermochemical process inside a propellant tank are considered in some computer programs (Naumov et al., 1999).

The computer program described in (Masters, 1974) is relatively uncomplicated and has been used for numerous trade-study calculations; although never used specifically for propellants other than cryogenics, the program is considered suitable for storable-propellant applications. In addition to these computer programs, there have been a number of programs developed for specific applications (these programs are for private use and, therefore, not divulged in open literature).

Although the most accurate method of predicting pressurant requirements is with a computer program that had been adjusted and verified by experiments, it is advantageous to have a fast, reasonably accurate method to determine the total mass of pressurant gas required without resorting to complex computer programs. This type of analysis is necessary in comparison and optimization studies for preliminary design, where the number of possibilities to be considered precludes a detailed computer analysis of each case.

This report presents a discussion of the problem and a simple approximate method for estimation the total required mass of pressurant. The technique to be described here is devised for use in preliminary design analysis, including the optimization calculations on design of pressurization systems. It is extracted from (Oliveira, 2000), where there is a complete analysis and the program listing, and must be used with reserve for situations besides those explicitly cited in the text. Sample cases are included to illustrate the use of this methodology, which is restricted to pressurant models of perfect gas and real gas by compressibility formulae or tables (other gas models could be easily implemented).

## **2. STORED-GAS PRESSURIZATION SYSTEMS**

Stored-gas pressurization systems are widely used. The gas is usually stored in a tank at an initial pressure ranging up to 700 bar (although rarely overcome 250 to 300 bar) and supplied to the propellant tanks at a specified pressure controlled by a regulator. These systems have achieved a high level of reliability.

A commonly used configuration of stored-gas system without heating is shown schematically in Fig. 1. It consists of a high-pressure storage tank, a start and shutdown valve, a pressure regulator, and a thrust chamber. Regulated pressurant gas is dueled directly to the propellant tanks. This has the advantage of great simplicity. However, the mass of the system is relatively high because of the low temperature and mass density of the gas. In some expulsion methods are used metallic (as that depicted on Fig. 1) or elastomeric diaphragms, or inflatable elastomeric bladders. The following discussions will be restricted to configurations like that shown on Fig. 1.

The basic design parameter of a pressurization system is the quantity of gas required to pressurize the propellant tanks. However, the gross mass of the stored gas required for a given system depends also on the system design, on the expansion process during operation, and on the environmental temperature range within which the system must function.

## **3. DETERMINATION OF PRESSURANT REQUIREMENTS**

The physical and chemical processes which take place during the expulsion of a liquid propellant from a tank by a gas or gas mixture are numerous and difficult to analyze. Even the simplest systems require simultaneous, time-dependent modeling of the fluid flow and heat transfer. Applicable experimental data for a selected system are often limited. Thus, the basis for the analytical approach is frequently narrow and uncertain. As a result, the initial design calculations of the quantity of pressurant gas required must be considered approximate until verified experimentally. The refinement of the analytical approach to minimize discrepancies between theoretical predictions and actual test results an art requiring experience and thorough understanding of the physical processes.

The required mass of gas required for accomplish the propellant tank pressurization is a function of the ullage mean temperature at cutoff, which is derived with the gas equation of

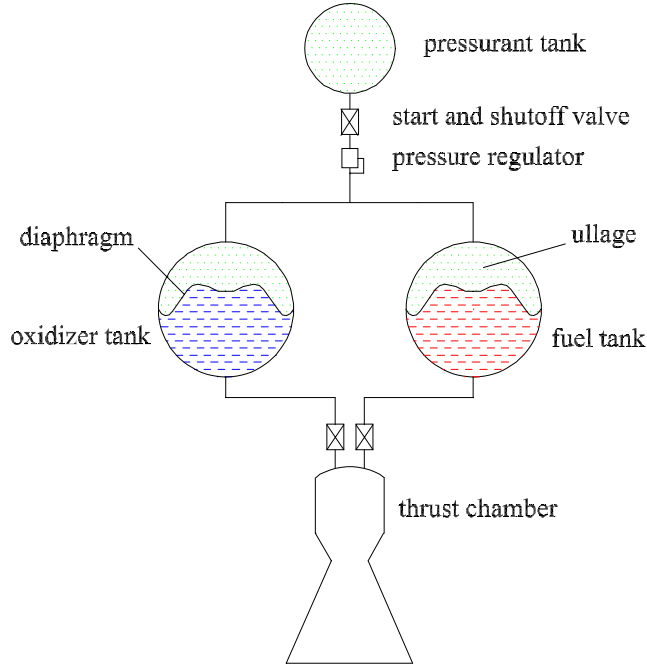


Figure 1: Stored-gas pressurization system without heating.

state and the energetic balance of the process of transformation between the initial and the final states.

If the system operating duration is relatively short, or if the pressurant temperature is close to the propellant and hardware temperatures, heat transfer and pressurant/propellant mass-transfer effects can be neglected. The required pressurant mass in the propellant tanks can then be calculated as follows:

$$m_{uf} = Z_{uf} \frac{p_u V_l}{\mathcal{R}_g T_{uf}}, \quad (1)$$

where:  $m_{uf}$  – required pressurant mass in the propellant tanks;  $p_u$  – propellant tank ullage pressure;  $V_l$  – volume of propellants expelled;  $\mathcal{R}_g$  – gas constant of the pressurant;  $T_{uf}$  – mean temperature of entering pressurant;  $Z_{uf}$  – compressibility factor of pressurant at ullage end condition.

## 4. VARIATION IN PRESSURANT TEMPERATURE

### 4.1 Final Gas Temperature in Pressurant Tank

High pressure gas outflows from pressurant tank, after start/shutdown valve is opened, throttles in pressure regulator up to the feeding pressure, and enters the propellant tanks. The remaining gas in pressurant tank begins to expand, with the corresponding temperature decrease. As a result of gas temperature decrease, occurs heat transfer from tank's wall to the remaining gas in the pressurant tank. But, due to the rather small heat transfer, as a result one can consider a decrease in the gas temperature, or in other words, it takes place a process of polytropic expansion of gas with polytropic exponent  $n$  lower than adiabatic exponent  $k$  ( $1 < n < k$ ).

Assuming known the initial gas temperature  $T_{gi}$  and pressure  $p_{gi}$  at the pressurant tank, the final gas temperature  $T_{gf}$  in the pressurant tank can be estimated by use of the equation of a polytropic process of transformation from the initial state  $(T_{gi}, p_{gi})$  to the initial one  $(T_{gf}, p_{gf})$ :

$$T_{gf} = T_{gi} \frac{Z_{gi}}{Z_{gf}} \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2)$$



where  $Z_{gi}$  and  $Z_{gf}$  are the compressibility factors of the pressurant gas at the initial and final states in the vessel. Thus,  $Z_{gi} = Z_g(T_{gi}, p_{gi})$  and  $Z_{gf} = Z_g(T_{gf}, p_{gf})$ .

The intensity of heat transfer to the pressurant will depend on the operation cycle, on the particular construction of the tank, on the gas nature, and eventually on the existence of heat sources inside the tank.

If a heating source is provided inside the pressurant tank, the expansion process of the gas within would be polytropic ( $1 < n < k$ ) and, depending on the intensity of heat transfer to the gas, isothermic ( $n = 1$ ). For a system without heating inside the storage tank, the expansion process of the gas can be assumed to be isentropic ( $n = k$ ), i.e., no heat is transferred between gas and tank walls. The exponent for the polytropic expansion process,  $n$ , is estimated during analytical treatment and verified experimentally.

If a perfect gas model is adopted, then, instead of Eq. (2), the following relation can be used to calculate the final gas temperature in the storage tank:  $\frac{T_{gf}}{T_{gi}} = \left(\frac{p_{gf}}{p_{gi}}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ .

## 4.2 Final Gas Temperature in Propellant Tank

As a result of gas outflow, its temperature at the pressurant tank decreases continuously from  $T_{gi}$  down to  $T_{gf}$ , as seen above. Before reaches the propellant tank, it passes by start/shutdown valve and pressure regulator (Fig. 1). During the gas throttling in the pressure regulator, the temperature of a real gas usually not remains constant. Particularly for air and nitrogen it decreases, and for helium it increases slightly. Moreover, after entering in propellant tanks, the gas change heat with walls and hardware inside the tanks. It is difficult to calculate theoretically all these temperature changing.

For most analyses, it has been found adequate to assume an adiabatic flow process through regulator and lines. It is a characteristic of this process that the total (or “stagnation”) temperature remains constant. Since the gas essentially comes to rest in the propellant tank and no further compression takes place following initial propellant-tank pressurization, it is assumed that the propellant-tank temperature is an average from the temperatures in the pressurant tank.

In order to simplify the consideration of the process of the gas temperature variation inside the ullage volume of propellant tank, it is supposed the following scheme: every gas portion entering the propellant tank has temperature equal to the gas temperature in pressurant tank, at the same moment. So, at starting, the first gas portion arrives to the propellant tank with temperature  $T_{gi}$ ; and the last one, at the end of engine work, with temperature  $T_{gf}$ . All these portions are mixed up in the tank, so that the average bulk gas temperature in the tank at end of process of propellant expulsion will be in the range from  $T_{gf}$  to  $T_{gi}$ , i.e.,  $T_{gf} < T_{uf} < T_{gi}$ .

Here, in accordance with the above assumptions, the average bulk gas temperature in the tank at end of process of propellant expulsion will be assumed as the arithmetic mean between  $T_{gf}$  and  $T_{gi}$ :

$$T_{uf} = \frac{T_{gi} + T_{gf}}{2}. \quad (3)$$

## 5. DETERMINATION OF STORED-GAS REQUIREMENTS

The main purpose of a pressurization system is to provide the quantity of gas required to pressurize the propellant tanks. However, significant part of the initial pressurant mass remains in storage vessels, feedlines, valves and regulators. So, the total stored-gas requirement must accounts for all these masses. Actually, the gross mass of the stored gas required for a given system depends also on the system design, on the expansion process during operation, and on the environmental temperature range within which the system must function.

Normally, at preliminary design, the main purpose of calculations is to determine the necessary vessel’s volume and gas mass supply. Sometimes, at this phase, there is no detailed

information about tank configuration, length of feedlines, characteristics of pressure regulators, etc., and it is necessary to assume values for some parameters.

## 5.1 Initial Data

The following data must be available before initiate the calculations:

- total volume of expelled propellants,  $V_l$ , or total volume of fuel and oxidizer tanks,  $V_t$ ;
- pressure of pressurization,  $p_u$ , or propellant tanks pressure,  $p_t$ ;
- gas constant  $\mathcal{R}_g$  and initial temperature of gas in pressurant tank  $T_{gi}$ .

The storage pressure, i.e., the initial gas pressure in vessel,  $p_{gi}$ , is usually chosen in such way to permit a small and lightweight gas tank design. It is determined by the feeding conditions. It ordinarily ranges between 12 and 35 MPa and is usually 4 to 8 times as high as the propellant tank pressure (Oliveira, 2000).

The final pressure in vessel,  $p_{gf}$ , must be greater than ullage pressure at propellant tank,  $p_u$ , and the difference must be equal to or greater than the minimum necessary pressure difference on the pressure regulator,  $\Delta p_{reg}$ , for ensure normal work (Oliveira, 2000).

## 5.2 Mass and Volume Relations

Considers the states of pressurant gas before and after the feeding process. Before feeding, all the gas is stored in the high pressure tank. Then, using the equation of state for the pressurant gas, the initial mass of gas in the vessel,  $m_{gi}$ , is given by

$$m_{gi} = \frac{p_{gi} V_g}{Z_{gi} \mathcal{R}_g T_{gi}} . \quad (4)$$

At the end of feeding process, part of the gas is in the vessel and part in the propellant tanks. Then, from the equation of state applied to this end condition, the mass of the remaining gas in the vessel can be expressed as

$$m_{gf} = \frac{p_{gf} V_g}{Z_{gf} \mathcal{R}_g T_{gf}} , \quad (5)$$

where  $p_{gf}$  and  $T_{gf}$  are, correspondingly, pressure and temperature of the remaining gas in the vessel at the end of expulsion/feeding process.

The mass of gas in the ullage at the end of feeding process,  $m_{uf}$ , is the gas mass which enters the tank up to the shutdown of the system. As seen in **section 3**, it is calculated from the gas state in the propellant tanks at end of feeding process:

$$m_{uf} = \frac{p_{uf} V_l}{Z_{uf} \mathcal{R}_g T_{uf}} . \quad (6)$$

Here,  $V_l$  is the displaced volume of liquid propellants from their tanks. If the initial ullage and the gas in feedlines are disregarded, and assuming that at end condition the tanks are completely empty, then the end ullage volume is the total volume of propellant tanks, i.e.,  $V_l = V_t$ .

Due to the conservation of the mass of pressurant during the pressurization process, the total mass of gas in vessel and tanks at the end of work is equal to the initial one. Hence,  $m_{gi} - m_{gf} = m_{uf}$  and, from these mass relations results:

$$V_g = \frac{p_{uf} V_l}{Z_{uf} T_{uf}} \left( \frac{p_{gi}}{Z_{gi} T_{gi}} - \frac{p_{gf}}{Z_{gf} T_{gf}} \right)^{-1} . \quad (7)$$

Taking into account the Eq. (2), the previous equation can be rewritten as

$$V_g = \frac{Z_{gi} T_{gi}}{Z_{uf} T_{uf}} \frac{p_{uf}}{p_{gi}} V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]^{-1}. \quad (8)$$

This equation shows basically that the vessel's volume is independent on the gas constant of pressurant ( $\mathcal{R}_g$ ), and proportional to the pressure ratio  $p_{uf}/p_{gi}$ , to the temperature ratio  $T_{gi}/T_{uf}$ , and to the volume  $V_1$  of expelled liquid propellant. As expected, increasing the ratio  $p_{uf}/p_{gi}$ , will demand a higher vessel volume. The ratio of compressibility factors  $Z_{gi}/Z_{uf}$  indicates that is better to have low compressibility on storage conditions and high compressibility at ullage; but in general this is not the case, as can be seen in (Oliveira, 2000). Fixed all the other parameters, the vessel's volume decreases if is increased the initial pressure  $p_{gi}$  and/or the ullage temperature  $T_{uf}$ . This last effect can be obtained by heating the gas before its entrance in propellant tanks.

Knowing the pressurant tank volume,  $V_g$ , then the initial mass of gas in the pressurant tank,  $m_{gi}$ , can be obtained from the Eq. (4). However, for further analysis it is interesting to an explicit expression for  $m_{gi}$ . From Eqs. (4) and (8) results:

$$m_{gi} = \frac{p_{uf} V_1}{Z_{uf} \mathcal{R}_g T_{uf}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]^{-1}. \quad (9)$$

It shows that the required supply of gas in the bottle  $m_{gi}$  is directly proportional to the pressurization pressure  $p_{uf}$  and the volume of the displaced liquid  $V_1$ , and inversely proportional to the gas constant  $\mathcal{R}_g$  and to the ullage temperature  $T_{uf}$ .

The mass of gas depends from its properties: it is lower for a gas with higher gas constant; so the application of helium instead of air or nitrogen allows to decrease gas mass about 7 times.

To decrease  $m_{gi}$  it is also advisable to increase the initial pressure in the bottle  $p_{gi}$  and consume the gas to the lowest possible final pressure  $p_{gf}$ . This latter is usually selected as previously indicated.

The **pressurant use factor**,  $f_p$ , defined as the ratio of stored-gas requirement to the net mass of pressurant utilized in the propellant tank, can be now calculated:  $f_p = \frac{m_{gi}}{m_{uf}}$ .

### 5.3 Simplifications of Model

In order to simplify the analysis for the influences of different parameters on the pressurant tank volume, it is convenient to rewrite  $T_{gf}$  and  $T_{uf}$  in more simple ways. Firstly, the temperature of the residual gas in the pressurant vessel can be expressed by

$$T_{gf} = c_1 T_{gi}, \quad c_1 = \frac{Z_{gi}}{Z_{gf}} \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (10)$$

The value of  $c_1$  depends on the pressure ratio  $p_{gf}/p_{gi}$  and on the exponent  $n$ , which is determined by heat transfer intensity from vessel's wall to gas. Usually, one can consider values of  $n$  in the range (1.15 – 1.33). Analogously, one can assume that the gas temperature in the tank at the end of feeding is proportional to the initial temperature at the vessel:

$$T_{uf} = c_2 T_{gi}, \quad c_2 = \frac{1 + c_1}{2}. \quad (11)$$

Here, the coefficient  $c_2$  is a factor of proportionality which, for the present simplified model, is obtained from Eqs. (3), (10) and (11).

Taking into account the relationships for initial and the final parameters, as expressed by Eqs. (10) and (11), and assuming perfect gas, then after simple transform of Eq. (7) one can get:

$$V_g = c_3 \frac{p_{uf}}{p_{gi}} V_1, \quad c_3 = \frac{2c_1}{1 + c_1} \frac{1}{c_1 - p_{gf}/p_{gi}}. \quad (12)$$

The vessel's volume is proportional to the pressure  $p_{uf}$  and the volume  $V_1$  of displaced liquid propellant; it decreases with initial pressurant pressure  $p_{gi}$  increase, and it is independent on the gas constant of pressurant ( $\mathcal{R}_g$ ).

It is shown in (Oliveira, 2000) that the coefficients  $c_1$ ,  $c_2$  and  $c_3$  decrease with crescent  $p_{gi}/p_{gf}$ .

All the previous equations holds for real gases. In particular, for a perfect gas,  $c_1$  and, therefore,  $c_2$  and  $c_3$  are functions only of  $p_{gf}/p_{gi}$  and  $n$ . Hence,

$$V_g = V_g \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}}, \frac{p_{uf}}{p_{gi}}, V_1, n \right), \quad c_3 = \frac{2}{1 - \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{1}{n}} + \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{1}{n}-1} - \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{2}{n}-1}}. \quad (13)$$

From the relation for  $c_3$  in Eq. (13), the functional relation (13) and considering that  $c_1 < 1$ ,  $c_2 < 1$  and  $c_3 > 1$ , it is concluded that, for a perfect gas as pressurant, the required storage volume of pressurant increases with higher  $p_{gf}/p_{gi}$ ,  $p_{uf}/p_{gi}$ ,  $n$  and  $V_1$ . An interesting way to represent this relations is a plot of the parametric form  $V_g/V_1 = c_3 p_{uf}/p_{gi}$ , as shown on Fig. 2, for a perfect gas and  $n = 1.2$ .

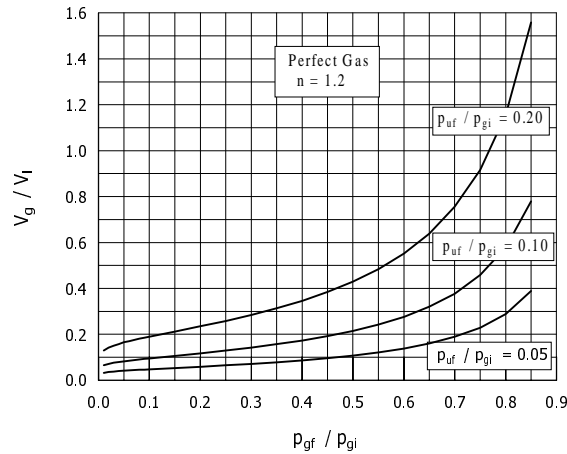


Figure 2: Parametric relations for vessel volume of a perfect gas ( $n = 1.2$ ).

Since the volume of the bottle  $V_g$  is known and its shape had been selected, further calculation of the gas-stored system reduces to determining the dimensions and the thickness of the walls of the pressurant vessel, using familiar dependences (Oliveira, 2000).

## 6. APPLICATION RESULTS

The present methods will be applied to the design calculations of a Reaction Control System similar to the illustrated on Fig. 1 (in reality, there is a bunch of thrust chambers).

The pressurant is compressed nitrogen stored in a spherical aluminum tank of 8 L. The fuel is unsymmetrical dimethylhydrazine (UDMH) and the oxidizer is nitrogen tetroxide (NTO). The propellants are stored in individual aluminum spherical tanks with equal volumes of 25 L, being separated from the pressurant by metallic diaphragms. The pressure difference between the gas and the liquid sides of diaphragm, in each propellant tank, is less than 2 bar. It is necessary to determine the pressurant storage volume and mass for compressed nitrogen for this system.

The nominal pressurant storage pressure is taken as  $p_{gi} = 220$  bar. The initial gas temperature in the pressurant vessel is  $T_{gi} = 285.15$  K. The nominal pressure in the liquid cavities of both propellants is  $p_t = 13$  bar. Then, considering that the metallic diaphragm introduces a pressure drop of 2 bar, the gas side (i.e., the ullage) must be at  $p_u = 15$  bar. It will be disregarded the initial ullage and the gas inside feedlines, valves and regulators. It will be considered as end state the moment when occurs the total expulsion of the propellants; so, the final ullage will

Table 1: Results for the RCS nominal operation.

parameter	value	unit
<b>Pressurant (nitrogen) properties</b>		
$\mathcal{M}_g$	0.0280	kg/mol
$\mathcal{R}_g$	296.940	J/(mol.K)
$n$	1.200	
<b>Initial condition at pressurant tank</b>		
$V_g$	6.489	L
$p_{gi}$	220.000	bar
$T_{gi}$	285.15	K
$m_{gi}$	1.686	kg
<b>Final condition at pressurant tank</b>		
$p_{gf}$	80.000	bar
$T_{gf}$	240.9	K
$m_{gf}$	0.726	kg
<b>Final condition at propellant tank</b>		
$V_t$	50.000	L
$p_{uf}$	15.000	bar
$T_{uf}$	263.0	K
$m_{uf}$	0.960	kg

occupies all the propellant tanks volume:  $V_1 = V_t = 50 \text{ L}$ . The final pressure level in pressurant vessel at the end of propellant expulsion process is taken equal to  $p_{gf} = 80 \text{ bar}$ .

The main results for the nominal conditions, assuming pressurant as a perfect gas and  $n = 1.2$ , are presented on Tab. 1. The calculated ullage temperature was  $263 \text{ K}$ . Ideally, this value should be a little higher than the freezing temperature of NTO ( $\approx 262 \text{ K}$ ). Any way, for pulsed regime of work the calculated value is conservatively a lower limit for the ullage temperature and, so, can be considered that the estimated value satisfies this restriction.

If were used helium as pressurant instead of nitrogen, kept constant all the other conditions, the required mass of pressurant would be  $m_{gi} = 0.241 \text{ kg}$ . For nitrogen, the estimated value was  $m_{gi} = 1.686 \text{ kg}$ , a value seven times greater (and equal to the ratio between the molecular masses of nitrogen and helium). The required volume of pressurant would be the same ( $V_g = 6.489 \text{ L}$ ) for both gases, as previously forecasted.

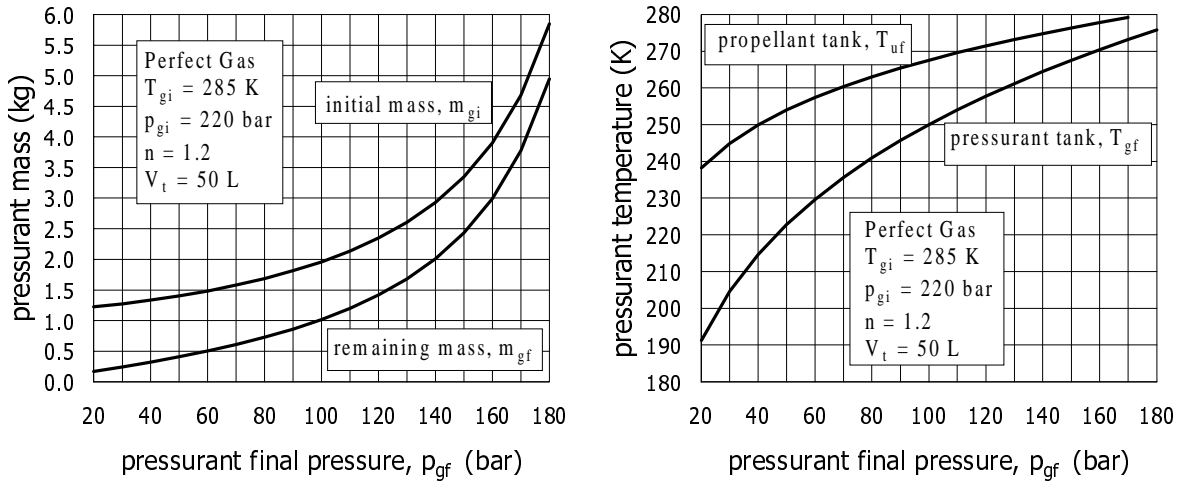


Figure 3: Influence of final pressure of pressurant vessel on gas mass requirement and gas temperature.

Figure 3 show the behavior of the required and residual pressurant mass, and pressurant final temperatures at ullage and vessel, all as function of the final pressure in the pressurant vessel. Obviously, as predicted in previous sections, all these parameters increase with the pressure of remaining gas in the vessel.

The variations on the main parameters due to changes in the pressurant storage pressure ( $p_{gi}$ ) are presented on Fig. 3. The pressurant storage volume and mass, as well as the other

shown parameters, decrease with increasing pressurant storage pressure. Note, in Fig. 3, that the residual mass on the pressurant vessel decreases more quickly than the initial mass, as expected. For the pressure range analyzed, the storage vessel decrease less intensively for high pressures.

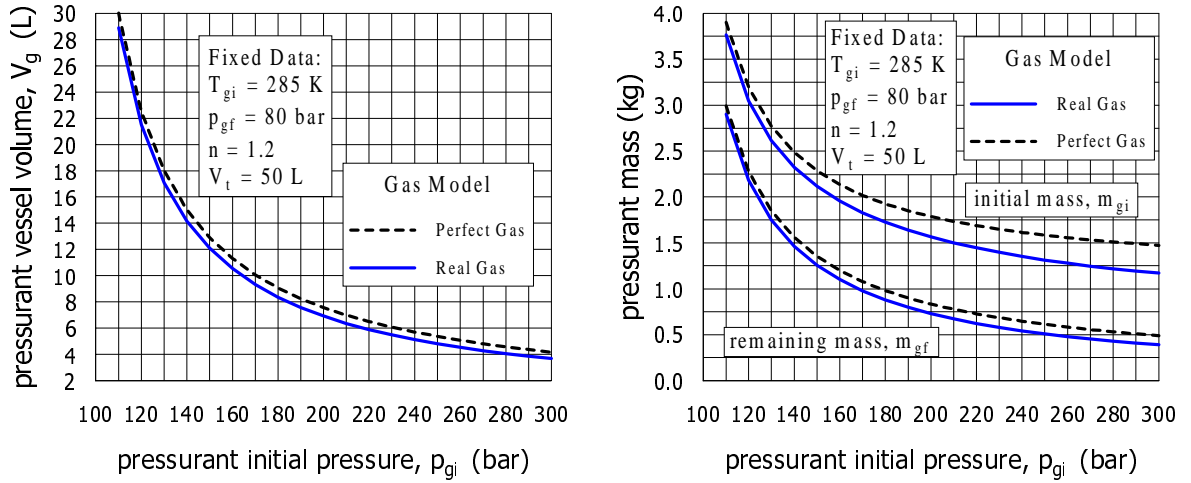


Figure 4: Variations of volume and initial and residual mass of pressurant at different storage pressure for perfect and real gas.

The compressibility effects on vessel's volume and initial and residual masses of pressurant, for different storage pressures, also are shown on Fig. (4). The values computed with real gas model are lower than those ones estimated using perfect gas model. Thus, for the analyzed case, the perfect-gas model gives more conservative results.

## 7. CONCLUDING REMARKS

This paper presents an analysis to predict the pressurant gas requirements and other design parameters of a stored-gas pressurization system for the discharge of storable liquid propellants from storage tanks. The study deals with the expulsion of the liquid at an uniform pressure (pressure-regulated system) of pressure-fed liquid rocket engines. The model of analysis involves approximations of the final temperature for the tank ullage. It is disregarded the heat transfer between the ullage gas and the tank wall, and also the heat transfer from the ullage to the liquid interface and to the hardware components. Another important simplification is that the heat transfer between the pressurant and the vessel's wall wasn't calculated, and its effect was included in calculations by assuming a polytropic expansion process.

A computational algorithm is also given. Sample case is included to illustrate the use of the described methods. The validity of the analysis presented herein has not been completely verified yet, due to absence of adequate experimental data.

Although prior knowledge of the operating conditions for a fluid system is needed for an analysis, the use of the simple methods resulting from the present analysis do not necessitate that experimental data derived from prototype systems be available. Thus, they are advantageous for preliminary design and optimization studies where the use of detailed computer programs becomes inadequate and sometimes impossible (due to the lack of needed input information).

The analysis cover the models of perfect gas and real gas. In the last case, are used compressibility formulae or tables. An easy extension of this analysis could be the implementation of Peng-Robinson and Redlich-Kwong equations of state in the calculation process.

## References

- [1] Masters, P. A., 1974, *Computer Program for Pressurization (Ramp) and Pressurized Expulsion from a Cryogenic Liquid Propellant Tank*. NASA TN D-7504.
- [2] Momenthy, A. M., 1964, "Propellant Tank Pressurization System Analysis." *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 9, pp. 273–283. Plenum Press, New York.
- [3] Naumov, V. et al., 1999, *Mathematical Modeling and Analysis of Liquid Propulsion Systems Propellant Tank Pressurization*. Paper presented at the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia.
- [4] Oliveira, U. C., 2000, *Calculation of the Main Parameters of Sored-Gas Pressurization System*. Technical Report, Instituto de Aeronáutica e Espaço, São José dos Campos.

## Appendix: ALGORITHM OF PRESSURIZATION WITH REAL GAS

Final Gas Temperature in Pressurant Tank (Known:  $p_{gi}$ ,  $p_{gf}$ ,  $T_{gi}$ )

$$Z_{gi} = Z_g(T_{gi}, p_{gi}), \quad Z_{gf} = Z_g(T_{gf}, p_{gf}), \quad T_{gf} = T_{gi} \frac{Z_{gi}}{Z_{gf}} \left( \frac{p_{gf}}{p_{gi}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Average Bulk Temperature at Propellant Tanks

$$T_{uf} = \frac{T_{gi} + T_{gf}}{2}$$

Pressurant Tank Volume

$$V_g = \frac{p_{uf} V_1}{T_{uf}} \left( \frac{p_{gi}}{T_{gi}} - \frac{p_{gf}}{T_{gf}} \right)^{-1}$$

Initial Mass of Gas in the Pressurant Tank

$$m_{gi} = \frac{p_{gi} V_g}{Z_{gi} \mathcal{R}_g T_{gi}}$$

Gas Mass in Pressurant Tank at End of Propellant Expulsion

$$Z_{gf} = Z_g(T_{gf}, p_{gf}), \quad m_{gf} = \frac{p_{gf} V_g}{Z_{gf} \mathcal{R}_g T_{gf}}$$

Final Mass of Gas in the Propellant Tanks

$$Z_{uf} = Z_g(T_{uf}, p_{uf}), \quad m_{uf} = m_{gi} - m_{gf} = \frac{p_{uf} V_1}{Z_{uf} \mathcal{R}_g T_{uf}}.$$

# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE MASSA EM ESFERÓIDES OBLATOS

**João E. F. Carmo**<sup>1</sup>

**Antonio G. B. Lima**<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universidade Federal da Paraíba (UFPB), CCT, Departamento de Física, 58109-970, Campina Grande-PB, Brasil

<sup>2</sup> Universidade Federal da Paraíba (UFPB), CCT, Departamento de Engenharia Mecânica, 58109-970, Campina Grande-PB, Brasil E-mail: gilson@dem.ufpb.br

## **Resumo**

Uma solução numérica da equação de difusão para descrever transferência de massa dentro de esferóides oblato considerando coeficiente de difusão e condição de contorno constantes é apresentado. A equação de difusão no sistema de coordenadas esferoidais oblato foi usado, para um caso de bidimensional, e o método de volumes finitos foi empregado para discretizar a equação básica. A equação foi resolvida iterativamente usando o método de Gauss-Seidel. Como aplicação vários gráficos para várias razões de aspecto são apresentados. Os efeitos do número de Fourier e da razão de aspecto do corpo na taxa de secagem e teor de umidade durante o processo são apresentados. Para investigar o efeito da razão de aspecto, diferentes resultados do teor de umidade médio, são mostrados. Os resultados indicam que o modelo é consistente e pode ser usado para resolver outros casos como aqueles que incluem disco e/ou esfera com propriedades variáveis sob pequenas modificações.

Palavras Chave: Numérico, Secagem, Esferóide Oblato, Elipsóide

## **1. INTRODUÇÃO**

As análises e previsões sobre um determinado processo físico geralmente são feitas a partir da solução de uma ou mais equações diferenciais que descrevem o problema. A solução é obtida conhecendo-se a priori as condições iniciais e de contorno da grandeza física que define o processo. Em vários problemas, as condições de contorno são tais que são melhor especificadas se estiverem definidas sobre superfícies esféricas, cilíndricas ou esferoidais quaisquer; e nestes casos, a equação diferencial em coordenadas cartesianas não é a forma adequada para se resolver o problema, e outro sistema de coordenadas deve ser utilizado.

A predição da secagem de sólidos úmidos envolve a solução de equações para transferência de calor e massa simultâneas, e portanto o tratamento em cálculos de Engenharia são mais complicados. No entanto simplificações são geralmente efetuadas para reduzir a complexidade do problema, por exemplo, assumir que a secagem ocorre sem os efeitos dos gradientes de temperatura dentro do sólido.



A descrição matemática de um fenômeno é tanto mais complexa quanto mais o modelo utilizado se aproxima da realidade, por exemplo, em processos de secagem pode haver um encolhimento do material e os coeficientes de difusão podem variar com o teor de umidade, portanto uma representação matemática pode resultar em equações não lineares tornando a solução analítica que representa um processo físico real muitas vezes de difícil obtenção. Nestes casos, uma solução numérica para o problema é bastante recomendável pois são mais gerais e podem incorporar com facilidade as mudanças sofridas pelo sólido durante o processo. As soluções analíticas e/ou numéricas da equação de difusão para vários casos, com coeficiente de difusão constante ou variável e condições de contorno constantes ou de tipo convectivo, para várias geometrias, podem ser encontradas em Carslaw & Jaeger (1957); Luikov (1968); Crank (1992) e Gebhart (1993); todos para paralelepípedo, cilindro e esferas. Para esferóides prolatos podem ser citados Haji-Sheikh & Sparrow (1966); Lima et al. (1997), Lima & Nebra (1997), Lima & Nebra (1999a e 1999b), enquanto que para esferóide oblato cita-se Haji-Sheikh (1986).

O objetivo deste trabalho é apresentar o desenvolvimento e solução numérica de um modelo de difusão de massa em corpos sólidos com geometria do tipo esferoidal oblata, tendo por base a lei de Fick formulada com base num sistema de coordenadas esferoidais oblato, considerando a difusão da água na fase líquida e condição de equilíbrio na superfície do sólido. Desta forma, obteve-se através de simulações, a distribuição do teor de umidade no interior de corpos com geometria esferoidal oblata e o seu valor médio em função do tempo de secagem.

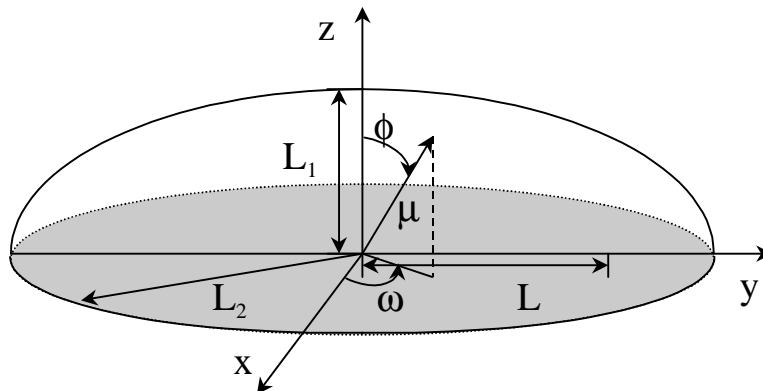
## 2. A MODELAGEM MATEMÁTICA

### 2.1 Formulação analítica

A equação de Fick no sistema de coordenadas cartesianas é dada por.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D \frac{\partial M}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( D \frac{\partial M}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( D \frac{\partial M}{\partial z} \right) \quad (1)$$

onde  $M$  é o teor de umidade e  $D$  o coeficiente de difusão. A equação (1) escrita em coordenadas cartesianas  $(x,y,z)$  é ideal para descrever a difusão de massa em corpos com geometria retangulares tais como placas e paralelepípedos devendo ser transformada para o sistema de coordenadas esferoidais oblato em acordo aos objetivos do trabalho. A Figura 1 mostra um corpo com a geometria esferoidal oblato.



**Figura 1.** Características de um corpo esferoidal oblato

Vê-se que um corpo sólido pode ser formado a partir da rotação da superfície mostrada em torno do eixo z. As relações entre o sistema de coordenadas cartesianas (x, y, z) e esferoidal oblato ( $\mu$ ,  $\phi$ ,  $\omega$ ), são dadas por (Stratton et al., 1941; Flammer, 1957; Abramowitz & Stegun, 1972):

$$x=L \cosh\mu \sin\phi \cos\omega; \quad y=L \cosh\mu \sin\phi \sin\omega; \quad z=L \sinh\mu \cos\phi \quad (2)$$

onde  $L = (L_2^2 - L_1^2)^{1/2}$ . Definindo  $\xi = \sinh\mu$ ,  $\eta = \cos\phi$  e  $\zeta = \cos\omega$ , considerando a existência de simetria em torno de  $\omega$  e D constante, com os cálculos dos coeficientes métricos e o laplaciano para o novo sistema de coordenadas, pode-se escrever a equação de difusão da seguinte forma:

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \left[ \frac{1}{L^2 (\xi^2 + \eta^2)} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( (\xi^2 + 1) D \frac{\partial M}{\partial \xi} \right) + \frac{1}{L^2 (\xi^2 + \eta^2)} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( (1 - \eta^2) D \frac{\partial M}{\partial \eta} \right) \right] \quad (3)$$

Assumindo que o teor de umidade é inicialmente uniforme no interior do material e a existência de condições de equilíbrio na superfície do sólido tem-se:

$$M(\xi, \eta, t=0) = M_0; \quad M(\xi=L_1/L, \eta, t) = M_e \quad (\text{na superfície})$$

$$\frac{\partial M(\xi, \eta = 1, t)}{\partial \eta} = 0 \quad \frac{\partial M(\xi, \eta = 0, t)}{\partial \eta} = 0 \quad \frac{\partial M(\xi = 0, \eta, t)}{\partial \xi} = 0 \quad (4)$$

onde os valores apresentados para os gradientes, são decorrentes da simetria existente no interior do corpo. O elemento de volume diferencial no novo sistema de coordenadas, para o caso tridimensional vale:

$$dV = \frac{L^3 (\xi^2 + \eta^2)}{\sqrt{1 - \zeta^2}} d\xi d\eta d\zeta \quad (5)$$

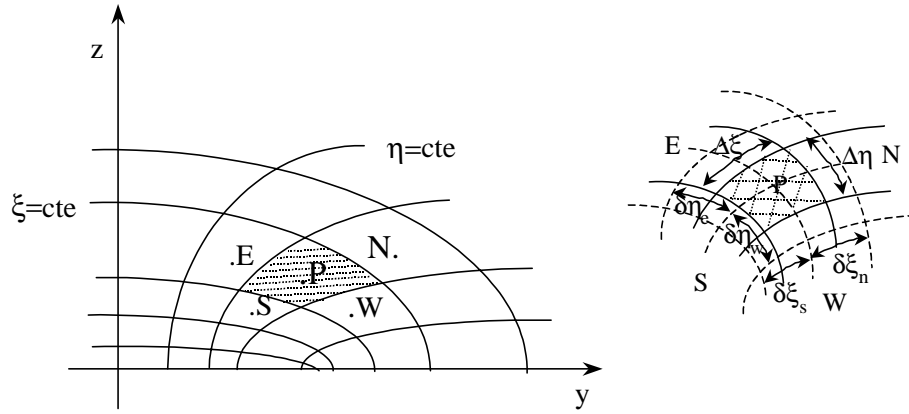
A difusão de umidade no sólido é gerada a partir de um gradiente de umidade no interior do mesmo. Como apresentado o teor de umidade no interior do sólido é dado em função da posição e do tempo, logo pode-se definir para o sólido um teor de umidade médio dado por:

$$\bar{M} = \frac{1}{V} \int_v M dV \quad (6)$$

onde V é o volume total no domínio considerado ( $0 \leq \xi \leq L_1/L$  e  $0 \leq \eta \leq 1$ ).

## 2.2 Formulação numérica.

A formulação numérica para um problema qualquer começa com a identificação do domínio de interesse em questão, e, a partir daí a sua subdivisão em um número finito de sub-domínios. A proposta que se teve em mente desde o início deste trabalho é a difusão de massa num sólido gerado pela rotação Figura 1 em torno do eixo z. Pode ser observado para este sólido, planos de simetria que passam pelos pontos (x=0, y=0, z=0) e (x=0, y=0, z=L), em particular, o plano zy, e ainda com  $y \geq 0$  e  $z \geq 0$ . Na Figura 2 são mostradas as linhas de  $\xi$  e  $\eta$  constantes, e que delimitam cada um dos pontos nodais P distribuídos pelo domínio. Os pontos N, S, E, W são pontos do domínio vizinhos a P. Esta é uma representação usual, com as letras significando Norte, Sul, Leste e Oeste, respectivamente.



**Figura 2.** Representação esquemática do volume de controle utilizado

Utilizando os seguintes parâmetros adimensionais .

$$\eta^* = \eta \quad \xi^* = \xi \quad t_m^* = \frac{Dt}{L^2} \quad V^* = \frac{V}{L^3} \quad M^* = \frac{M - M_e}{M_o - M_e} \quad (7)$$

Derivando e substituindo na equação (3), têm-se.

$$\frac{\partial M^*}{\partial t_m^*} = \frac{1}{(\xi^*)^2 + (\eta^*)^2} \left[ \frac{\partial}{\partial \xi^*} ((\xi^*)^2 + 1) \frac{\partial M^*}{\partial t_m^*} \right] + \frac{1}{(\xi^*)^2 + (\eta^*)^2} \left[ \frac{\partial}{\partial \eta^*} (1 - (\eta^*)^2) \frac{\partial M^*}{\partial \eta^*} \right] \quad (8)$$

Na formulação, utilizando as variáveis adimensionais, as condições inicial e de contorno e de simetria e o valor médio assumem a forma:

$$M^* \left( \xi^* = L_1/L ; \eta^*, t_m^* \right) = 0; \quad M^* (\xi^*, \eta^*, t_m^* = 0) = 1; \quad \bar{M}^* = \frac{1}{V^*} \int_{V^*} M^* dV^*$$

$$\frac{\partial M^* (\xi^*, \eta^* = 1, t_m^*)}{\partial \eta^*} = 0; \quad \frac{\partial M^* (\xi^*, \eta^* = 0, t_m^*)}{\partial \eta^*} = 0; \quad \frac{\partial M^* (\xi^* = 0, \eta^*, t_m^*)}{\partial \xi^*} = 0 \quad (9)$$

Uma solução numérica do problema é obtida a partir da equação (8), integrando-se no volume e no tempo. Seguindo a formulação implícita e a prática B (Maliska,1995; Patankar, 1980) pode ser obtida a seguinte equação linear:

$$A_P M_P^* = A_E M_E^* + A_W M_W^* + A_N M_N^* + A_S M_S^* + A_P^0 M_P^0 \quad (10)$$

onde:

$$A_E = \frac{(1 - (\eta_e^*)^2)}{\delta \eta_e^*} \Delta \xi^*; \quad A_W = \frac{(1 - (\eta_w^*)^2)}{\delta \eta_w^*} \Delta \xi^*; \quad A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + A_P^0$$

$$A_N = \frac{((\xi_n^*)^2 + 1)}{\delta \eta_n^*} \Delta \eta^* ; \quad A_S = \frac{((\xi_s^*)^2 + 1)}{\delta \xi_s^*} \Delta \eta^* \quad A_P^0 = \frac{((\xi_P^*)^2 + (\eta_P^*)^2)}{\Delta t_m^*} \Delta \eta^* \Delta \xi^*$$

A equação (10) é válida para todos os elementos internos do domínio inclusive os pontos de fronteira. Os cálculos foram iniciados com as condições iniciais já descritas e convergido quando os seguintes critérios foram alcançados em todos os pontos do domínio.

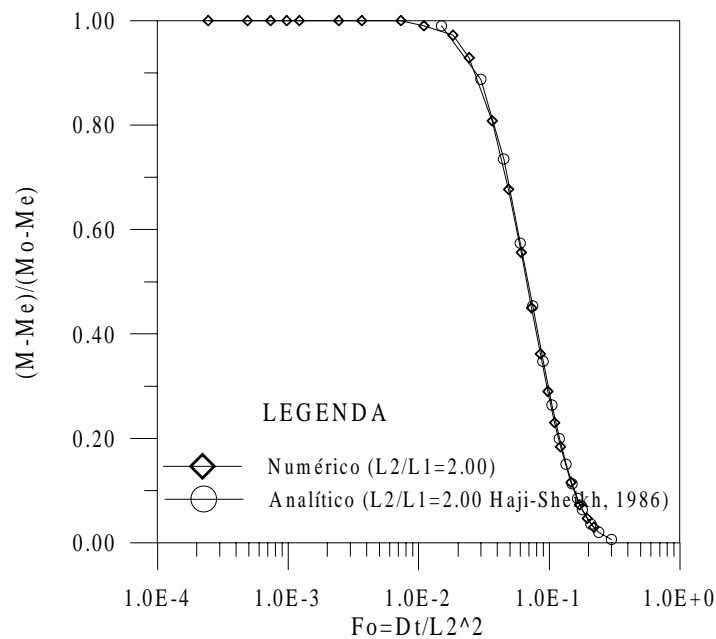
$$\left| M^{*n-1} - M^{*n} \right| \leq 10^{-7}; \quad \frac{\sum(A_K)}{A_P} \leq 1 \quad \text{Para todos as equações.} \quad (11)$$

Onde n representa a n-ésima iteração num mesmo instante de tempo. Para resolver o conjunto de equações gerado a partir da equação (12) foi utilizado um programa computacional codificado em Fortran, desenvolvido por Lima (1999) e adaptado para esferóides oblato.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O modelo matemático apresentado foi utilizado para prever o teor de umidade em vários esferóides oblato, variando sua forma desde esfera ( $L_2/L_1=1,00$ ) até disco circular ( $L_2/L_1 \rightarrow \infty$ ), casos estes particulares extremos de um esferóide oblato. Uma malha uniforme de 20x20 pontos e um  $\Delta t=20s$  forneceu resultados satisfatórios, uma vez que as razões de umidade ficaram praticamente independentes do número de pontos da malha e do incremento de tempo adimensional. Admitiu-se  $L_2=1,00$ , em todos os casos estudados.

Para validar o modelo, resultados numéricos do teor de umidade adimensional no centro de um esferóide oblato com razão de aspecto  $L_2/L_1=2,00$ , são comparados com resultados analíticos reportados por Haji-Sheikh (1986) conforme mostra a Figura 3.

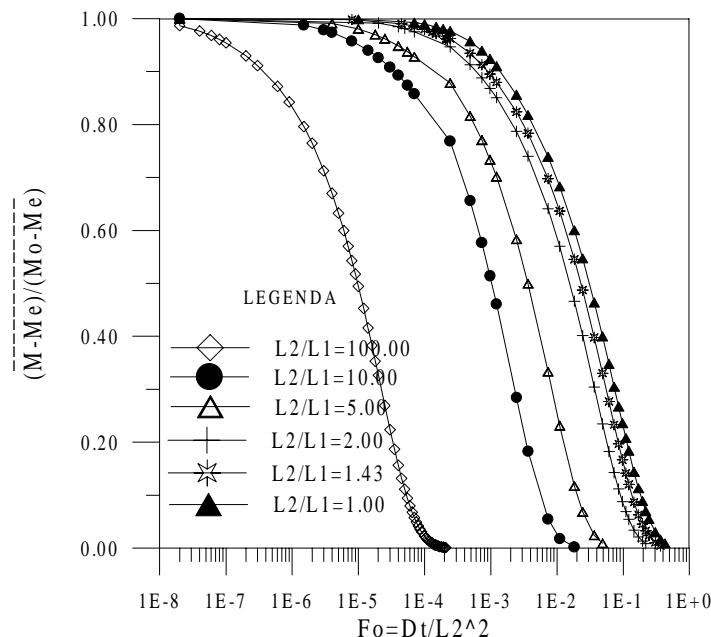


**Figura 3.** Comparação entre os teores de umidade adimensional numérico e analítico (Haji-Sheikh, 1986), no centro de um esferóide oblato com  $L_2/L_1=2,00$

A Figura 4 ilustra o efeito do número de Fourier na cinética de secagem de vários sólidos esferoidais oblato com dimensões diferentes. A análise das curvas indica que o teor de umidade médio decresce com o aumento do Fo para qualquer razão de aspecto  $L_2/L_1$ . É possível também verificar que para qualquer número de Fourier fixo, corpos com aproximação para disco e esfera, este decréscimo se dá com maior e menor rapidez, respectivamente. Isto é devido a maior área, o maior volume e a menor relação área/volume apresentado pela esfera comparado aos demais

sólidos. Estes resultados podem ser estendidos facilmente para o problema de difusão de calor, se a taxa de secagem for substituída pela taxa de resfriamento do corpo.

Com relação ao elipsóide com  $L_2/L_1=1,001$ , a partir dos resultados do teor de umidade obtidos no interior do material, pode-se dizer que, é um corpo aproximadamente esférico, inclusive apresentando independência do teor de umidade com a coordenada angular, ou seja, a razão de umidade é dependente da coordenada radial apenas, devido a simetria existente em torno do eixo x. Já com respeito ao elipsóide  $L_2/L_1=100,0$  pode-se afirmar que é aproximadamente um disco circular, com teor de umidade praticamente independente da coordenada radial devido ao fato de  $L_1 \rightarrow 0$ .

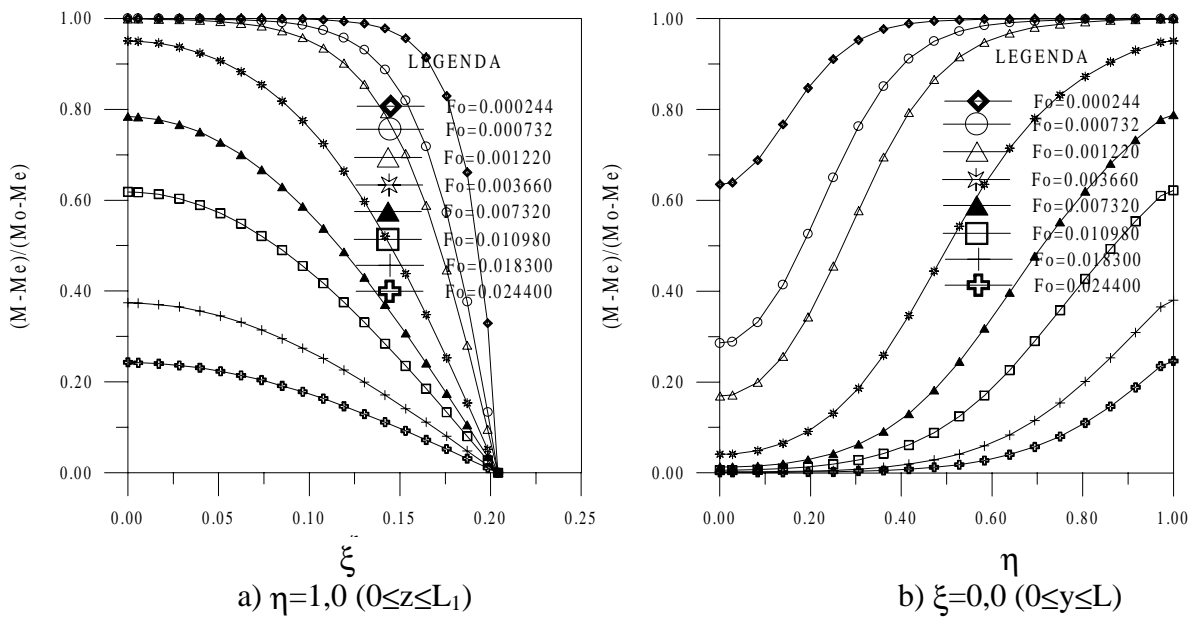


**Figura 4.** Teor de umidade médio adimensional em função de Fo, para vários esferóides oblatos

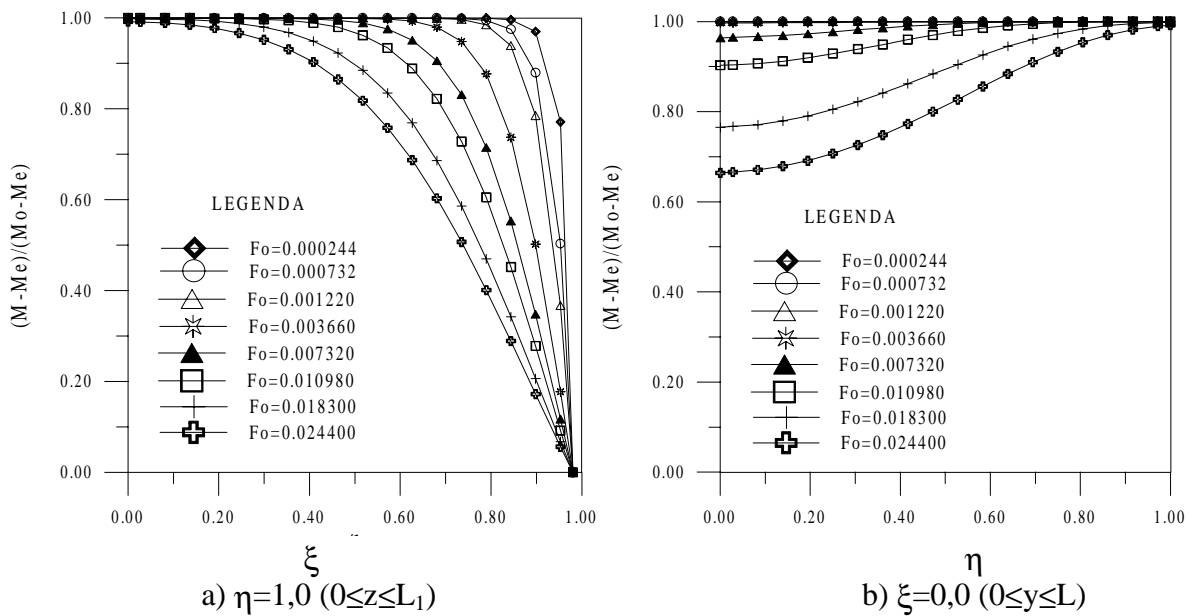
Nas Figuras 5a-b apresentam-se a distribuição do teor de umidade adimensional em função das coordenadas radial ( $\eta=1$ ) e angular ( $\xi=0$ ), respectivamente, para um esferóide oblato com  $L_2/L_1= 5,00$ , em vários número de Fourier. Observa-se após análise das curvas que o teor de umidade decresce em função do aumento de Fo; é fortemente dependente das coordenadas radial e angular, decrescendo com o aumento de  $\xi$  e o decréscimo de  $\eta$ .

As Figuras 6a-b mostram a distribuição do teor de umidade no interior do elipsóide com  $L_2/L_1= 1,43$ , para vários Fo, em função das coordenadas  $\xi$  e  $\eta$ , respectivamente. Verifica-se que o teor de umidade decresce com o aumento do número de Fourier e que sua dependência com a coordenada angular diminuiu substancialmente, quando comparada com o caso  $L_2/L_1=5,00$ . A forte dependência com a coordenada radial também é notada.

Um comportamento bastante interessante foi observado em corpos com geometria elíptica. Existem duas regiões distintas para difusão de massa: uma nas proximidades do ponto focal e a outra no restante do corpo. A medida que a relação  $L_2/L_1$  aumenta, a difusão de massa nas proximidades do ponto focal aumenta, decrescendo para regiões mais afastadas do mesmo. Este efeito é reduzido com o decréscimo de  $L_2/L_1$  até o caso limite de  $L_2/L_1=1,0$ , onde as regiões se fundem formando uma única região, com um comportamento da difusão de massa independente da coordenada angular.



**Figura 5.** Distribuição do teor de umidade no interior de um esferóide oblato em função das coordenadas a)radial e b) angular, para vários Fo e  $L_2/L_1=5,00$



**Figura 6.** Distribuição do teor de umidade no interior de um esferóide oblato em função das coordenadas a)radial e b) angular, para vários Fo e  $L_2/L_1=1,43$

Como um comentário final pode-se dizer que o modelo é muito versátil, podendo ser utilizado para descrever a variação do teor de umidade em corpos elipsoidais com variadas geometrias, com coeficiente de difusão constante ou variável e com diferentes condições de contorno sob pequenas modificações.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Abramowitz, M., Stegun, I. A., 1972, “Handbook of mathematical functions”, Dover Publications, Inc., New York, USA, p. 752-772.
- Carslaw, H. S.; Jaeger, J. C., 1959, “Conduction of Heat in Solids”, Oxford University Press, New York, USA, 510p.
- Crank, J., 1992, “The Mathematics of Diffusion”, Oxford Science Publications, New York, USA, 414p.
- Flammer, C., 1957, “Spheroidal wave functions”. Stanford University Press, Stanford, 220p.
- Gebhart, B., 1993, “Heat Conduction and Mass Diffusion”, McGraw-Hill, Inc., New York, USA, 634p.
- Haji-Sheikh, A., Sparrow, E. M., 1966, “Transient heat conduction in a prolate spheroidal solid”; Transactions of the ASME: Journal of Heat Transfer, v. 88, n. 3, p. 331-333.
- Haji-Sheikh, A., 1986, “Integral methods in science and engineering”. Hemisphere Publishing Corporation, New York, USA, Chapter: On solution of parabolic partial differential equations using Galerkin functions, p. 467-479.
- Lima, A. G. B., Nebra, S. A., Altemani, C. A. C., 1997, “Simulation of the drying kinetics of the silkworm cocoon considering diffusive mechanism in elliptical coordinate”, Proceedings of Inter-American Drying Conference (IADC), Vol. B, Itu-SP, Brasil, p. 317-324.
- Lima, A. G. B.; Nebra, S. A., 1997, “Influência de parâmetros geométricos na cinética de secagem de elipsóides sólidos”, Anais do XXV Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (XXV ENEMP), Vol.1, São Carlos-SP, Brasil, p. 195-202.
- Luikov, A.V., 1968, “Analytical Heat Diffusion Theory”. Academic Press, Inc. Ltd., London, England, 684p.
- Maliska, C. R., 1995, “Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional”, LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 424 p.
- Patankar, S. V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, USA, 197p.
- Stratton, J. A., Morse, P. M., Chu, L. J., Little, J. D. C., Huntner, R. A., 1941, “Elliptic cylinder and Spheroidal wave functions”, The Tech. Press of M. I. T. and John Wiley & Sons, Inc., New York, USA, 127p.

# EFEITO DO FENÔMENO DE ENCOLHIMENTO NA DIFUSÃO DE UMIDADE EM SÓLIDOS ESFEROIDAIS PROLATOS

**Antonio Gilson Barbosa de Lima<sup>1</sup>**

**Silvia Azucena Nebra<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Departamento de Engenharia Mecânica, CCT, Universidade Federal da Paraíba (UFPB), 58109-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: gilson@dem.ufpb.br

<sup>2</sup> Departamento de Energia, FEM, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: sanebra@fem.unicamp.br

## Resumo

O efeito do encolhimento na difusão de umidade durante o processo de secagem é considerado. O método de volumes finitos é explorado para resolver o problema de encolhimento e transporte de umidade simultâneos, em corpos esferoidais prolatos. Equações adimensionais para difusão e encolhimento volumar e superficial são dadas, e soluções numéricas, para o caso bidimensional, com vários coeficiente de encolhimento são mostradas. A análise dos resultados evidencia que a taxa de secagem é maior, quando ocorre encolhimento, em comparação à obtida quando não se considera este efeito, e que esta mesma taxa cresce proporcionalmente ao aumento do coeficiente de encolhimento.

**Palavras-chave:** Modelagem, Difusão, Massa, Encolhimento, Numérico

## 1. INTRODUÇÃO

A dinâmica do movimento de umidade em um material biológico é de muito interesse prático, particularmente os processos de secagem e umidificação. Para descrever a transferência de umidade dentro do material e explicar os efeitos de certos parâmetros na sua cinética de secagem, é necessário que o transporte de umidade dentro de uma partícula individual do material, seja muito bem representada por um modelo matemático. Vários parâmetros afetam a cinética de secagem de produtos biológicos, tais como: mecanismo de transporte de calor e umidade dentro do sólido; coeficiente de difusão variável, transferência de calor e massa simultâneas; condições ambientais externas na vizinhança da partícula, encolhimento, entre outros. Assim, inserindo-se ao máximo estes efeito dentro dos modelos matemáticos, torna-se possível descrever com grande realismo o fenômeno físico, e aumentar consideravelmente a confiabilidade dos resultados obtidos. Encolhimento de materiais sólidos durante a secagem é um fenômeno físico observável, que ocorre simultaneamente com a difusão de umidade, principalmente em produtos biológicos alto teor de umidade inicial como é o caso de frutas e vegetais. Assim sendo, o encolhimento pode ter um significativo efeito na difusividade de massa, e conseqüentemente na taxa de remoção de umidade. Considerar-se o volume do corpo, fixo durante a secagem, tem gerado erros maiores entre os dados experimentais e teóricos, em comparação com os observados ao considerar-se este efeito na cinética de secagem. Vale salientar que materiais deformáveis, por exemplo madeira, o encolhimento é pequeno, geralmente menor que 15%, (Puiggali & Quintard, 1992).



Considerar os feitos de encolhimento nos modelos de secagem é bastante complicado em virtude da falta de informações na literatura sobre os coeficientes de encolhimento, assim como de relações matemáticas entre a difusividade de massa, encolhimento e densidade da matéria seca. Apesar deste inconveniente, vários trabalhos incluem o efeito de encolhimento volumar no estudo do processo de secagem, fornecendo interpretações teóricas sobre o mesmo, (Misra & Young, 1980 e Sokhansanj & Patil, 1996). Contudo, ao conhecimento dos autores, relativamente pequena pesquisa tem sido dada na literatura sobre estudos do fenômeno de encolhimento em problemas bidimensionais (Fusco et al., 1991; Jomaa & Puiggali, 1991), e tridimensional (Rovedo et al., 1995).

O estudo do fenômeno de encolhimento é de fundamental importância para melhor elucidar o fenômeno de secagem, fornecer subsídios para realizar-se secagem ótima sob o ponto de vista energético, e prevenir trincas no interior do sólido, durante o processo. O objetivo deste trabalho é examinar o efeito do encolhimento no fenômeno de difusão de sólidos esferoidais prolatos. O modelo matemático utilizando o método de volumes finitos apresentado por Lima et al. (1997), Lima & Nebra (1997), Lima & Nebra (1999), Lima (1999) e Lima & Nebra (2000) será aplicado para estudo dos sólidos com diferentes formas, que variam desde esfera até cilindro, inclusive elipsóides de revolução. Estes autores obtiveram soluções numéricas para estas geometrias, considerando coeficiente de difusão constante e negligenciando o encolhimento do material. Aqui é apresentada relações matemáticas de encolhimento que foi incorporada ao modelo original, considerando que o volume do corpo varia linearmente com a diferença entre o teor de umidade médio inicial do sólido e o seu teor de umidade médio em qualquer instante do processo.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

Tendo por base informações prévias de trabalhos experimentais e teóricos sobre encolhimento de produtos biológicos, assim como do modelo utilizado, as seguintes considerações foram assumidas:

- Dilatação devido a elevação de temperatura do sólido durante a secagem é desprezível;
- o encolhimento elástico devido a contrações no encolhimento livre exercida pelas células adjacentes é negligenciada. Assim, as ações de forças puramente mecânicas intercelulares são desprezíveis;
- o encolhimento plástico é desprezível;
- o encolhimento durante a secagem, devido a perda de umidade varia linearmente com o teor de umidade médio do sólido;
- O produto é assumido ser homogêneo;
- O processo de difusão na partícula individual ocorre sob taxa decrescente, e portanto o encolhimento ocorre abaixo do ponto de saturação;
- O teor de umidade é considerado axi-simétrico em torno do eixo z e constante e uniforme no início do processo;
- As propriedades termofísicas foram assumidas serem independente da posição no interior do produto e do seu teor de umidade;
- o fenômeno ocorre sob condição convectiva na superfície,
- o material é composto unicamente de água na fase líquida e matéria sólida.

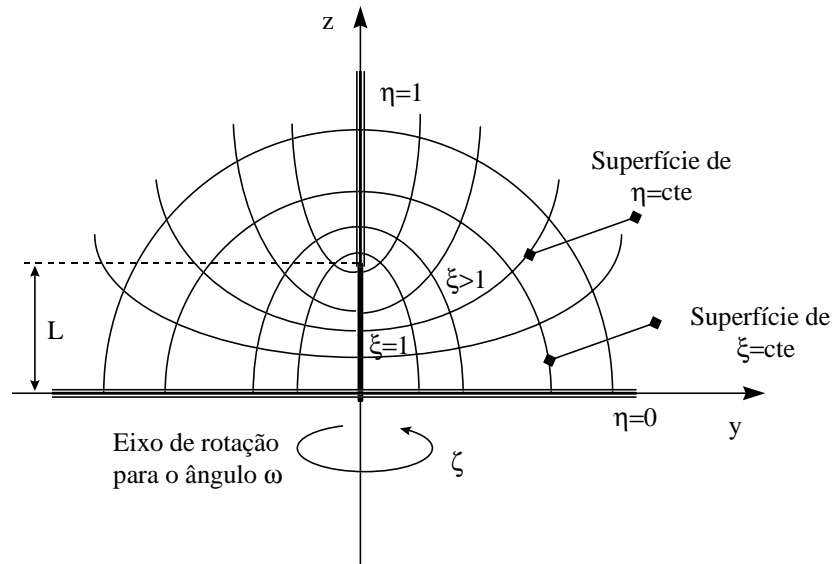
Com as hipóteses dadas acima, a equação de difusão de massa em coordenadas esferoidais prolato ( $\eta$  e  $\xi$ ) (Figura 1), assumindo simetria com respeito ao eixo x, tem a forma:

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \left[ \frac{1}{L^2(\xi^2 - \eta^2)} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( (\xi^2 - 1) D \frac{\partial M}{\partial \xi} \right) \right] + \left[ \frac{1}{L^2(\xi^2 - \eta^2)} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( (1 - \eta^2) D \frac{\partial M}{\partial \eta} \right) \right] \quad (1)$$

Como esta equação diferencial parcial é de segunda ordem, na posição e de primeira ordem no tempo, a sua solução requer no mínimo duas condições de contorno. As condições de contorno são:

$$-\frac{D}{L} \sqrt{\frac{(\xi^2 - 1)}{(\xi^2 - \eta^2)}} \frac{\partial M}{\partial \xi} \Big|_{\xi=\xi_f} = h_m [M(\xi = \xi_f, \eta, t) - M_e] \quad M(\xi, \eta, t=0) = M_0 = \text{cte} \quad (2)$$

Nas equações (1) e (2),  $M$ ,  $D$ ,  $h_m$  indicam o teor de umidade, o coeficiente de difusão e o coeficiente de transferência de massa, respectivamente. O parâmetro  $L = (L_2^2 - L_1^2)^{1/2}$  indica o comprimento focal do elipsóide, sendo  $L_2$  e  $L_1$  mostrados na Figura 2. As grandezas  $\eta$  e  $\xi$  são as coordenadas esferoidais angulares e radiais, respectivamente.



**Figura 1.** Sistema de coordenadas esferoidal prolato

Considerando por definição as seguintes variáveis adimensionais:

$$M^* = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} ; \eta^* = \eta ; \xi^* = \xi ; V^* = \frac{V}{L^3} ; Fo = \frac{Dt}{L^2} ; S^* = \frac{S}{L^2} ; Bi = \frac{h_m L}{D} \quad (3)$$

substituindo na equação (1), e discretizando o resultado obtido, considerando uma formulação implícita e a prática B (Patankar, 1980 e Maliska, 1995) obtém-se a seguinte equação:

$$A_p M_p^* = A_E M_E^* + A_W M_W^* + A_N M_N^* + A_S M_S^* + A_p^0 M_p^{*0} \quad (4)$$

Maiores detalhes do sistema de coordenadas esferoidal prolato, da formulação numérica, dos métodos de solução do conjunto de equações gerado e o critério de convergência são encontrados nas referências Lima et al. (1997), Lima & Nebra (1997), Lima & Nebra (1999), Lima (1999) e Lima & Nebra (2000). Na equação (3),  $S$ ,  $V$ ,  $Fo$  e  $Bi$ , representam a área, o volume do sólido e os números de Fourier e Biot de transferência, respectivamente.

Neste modelo, o encolhimento volumar existe, e então o volume do corpo é mudado a cada intervalo de tempo. Normalmente é assumido que o material se contrai linearmente com o teor de umidade. No caso de materiais biológicos, o encolhimento pode ser anisotrópico, modificando a estrutura. Baseando-se nos trabalhos de Keey (1992), Queiroz (1994), Queiroz

& Nebra (1996) e Sokhansanj & Patil (1996), os autores propõem uma equação para a determinação do volume do corpo em qualquer tempo. A seguinte relação para encolhimento volumétrico abaixo do ponto de saturação, foi assumida:

$$(V)_t = V_o(\bar{\beta}_1 + \bar{\beta}_2 \bar{M}) \quad (5)$$

Para a determinação do volume em um certo intervalo de tempo, considere a Figura 1. Como assumido, considerou-se que a taxa de variação de  $L_1$  relaciona-se à taxa de variação de  $L_2$ , de tal forma que a relação  $L_2/L_1$ , permanece constante durante todo o processo. Assim, o coeficiente angular da reta  $rr$  na Figura 2 é constante em cada instante de tempo. Isto é  $Tg\theta=(L_2/L_1)_t=cte$ .

Desde que, em  $t=0$ ,  $\bar{M} = \bar{M}_o$  e  $(V)_t = V_o$ , tem-se por substituição direta na equação 5:

$$\frac{(V)_t}{V_o} = 1 - \bar{\beta}_2(\bar{M}_o - \bar{M}) \quad (6)$$

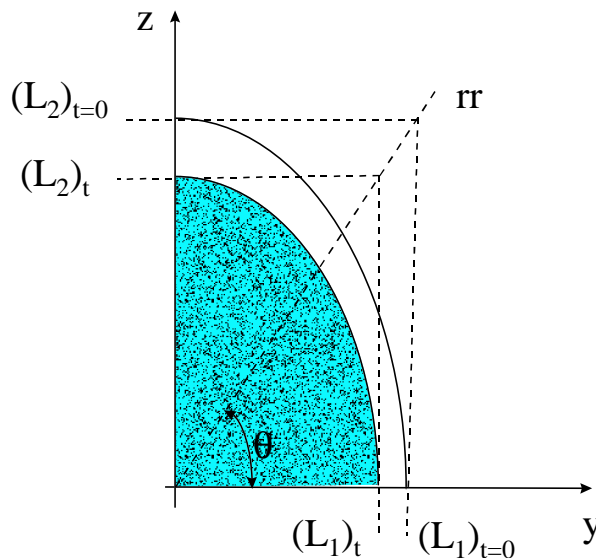
ou ainda, na forma adimensional:

$$\frac{(V)_t^*}{V_o^*} = 1 - \bar{\beta}(\bar{M}_o^* - \bar{M}^*) \quad (7)$$

com  $\bar{\beta} = (\bar{M}_o - \bar{M}_e)\bar{\beta}_2$ . Assim, conhecendo-se o valor do parâmetro  $\bar{\beta}$ , determina-se o novo volume do corpo em qualquer instante do processo. Contudo, devido ao realismo físico, o seu valor deve ser positivo e finito. Assim, pode-se mostrar que o intervalo de validade dos coeficientes de encolhimento  $\bar{\beta}_2$  e  $\bar{\beta}$  serão:

$$0 \leq \bar{\beta}_2 < \left[ \frac{1}{(\bar{M}_o - \bar{M}_e)} \right] \quad \text{e} \quad 0 \leq \bar{\beta} < 1 \quad (8)$$

onde a igualdade é válida para a condição de não-existência de encolhimento.



**Figura 2.** Encolhimento de um sólido esférico prolatado durante o processo de difusão

Por outro lado, conhecendo-se o volume de um elipsóide, (Provenza, 1989):

$$(V)_t = \frac{4}{3}\pi(L_2)_t(L_1)_t^2 \quad (9)$$

e da relação:

$$\left(\frac{L_2}{L_1}\right)_t = \left(\frac{L_2}{L_1}\right)_{t=0} = \text{Tg } \theta \quad (10)$$

pode-se determinar as dimensões do corpo em qualquer instante.

O encolhimento de uma partícula quando esta sendo secada, também causa uma contração da área superficial do corpo, e portanto da área exposta à energia que está produzindo o fenômeno. No caso de esferóide prolato  $L_2 > L_1$ , sua área superficial é dada por, (Pólya & Szegö, 1945):

$$(S)_t = 2\pi(L_1)_t(L_2)_t \left\{ \frac{(L_1)_t}{(L_2)_t} + \frac{\arcsen \left[ \sqrt{1 - \left(\frac{(L_1)_t}{(L_2)_t}\right)^2} \right]}{\sqrt{1 - \left(\frac{(L_1)_t}{(L_2)_t}\right)^2}} \right\} \quad (11)$$

Desta forma a área superficial pode ser obtida em qualquer instante do processo, e a redução da área é determinada.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Um programa computacional foi implementado para simular a transferência de umidade e encolhimento simultâneas, durante a secagem de sólidos esferoidais prolatos. Como aplicação foi selecionado três sólidos com razões de aspecto  $L_2/L_1=1.1, 1.5$  e  $5.0$ ,  $Bi$  infinito e com o coeficiente de encolhimento variando de  $0.0$  até  $0.6$ .

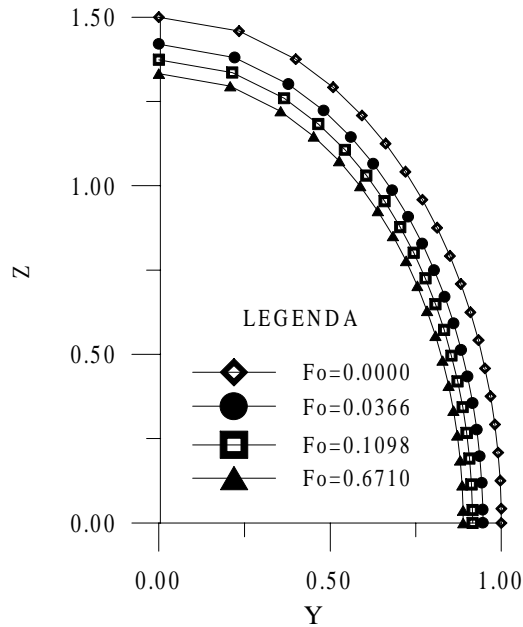
De acordo com a Figura 2, o encolhimento esta direcionado sobre a reta  $rr$ , proporcionando um encolhimento unidimensional. Contudo, diferentes deformações são geradas nas direções  $y$  e  $z$ , dando ao fenômeno um caráter bidimensional. A Figura 3 apresenta a forma do material durante a secagem, em vários números de Fourier, considerando-se o coeficiente de encolhimento fixo e igual a  $0.3$ . como pode ser observado, o encolhimento no eixo  $z$  é maior que no eixo  $y$ . Este comportamento esta em concordância com os resultados numéricos apresentados por Lima & Nebra (1997), onde afirmam que na região próxima de  $L_2$ , o material seca com maior velocidade, a medida que a razão de aspecto  $L_2/L_1$  cresce. Assim, tal como foi assumido, a contração do material contrabalança exatamente a perda de umidade.

A Figura 4 apresenta o teor de umidade com função do número de Fourier,  $\bar{\beta}=0.0; 0.3$  e  $0.6$ . É evidente a significativa influência do encolhimento na taxa de remoção de umidade. Observa-se que o crescimento do coeficiente de encolhimento reduz o número de Fourier. Este mesmo efeito é ilustrado nas Figuras 5a e 5b, onde apresenta-se a distribuição do teor de umidade no interior do sólido, para  $Fo=0.1098$ , com  $\bar{\beta}=0.0$  (sem encolhimento) e  $\bar{\beta}=0.3$ .

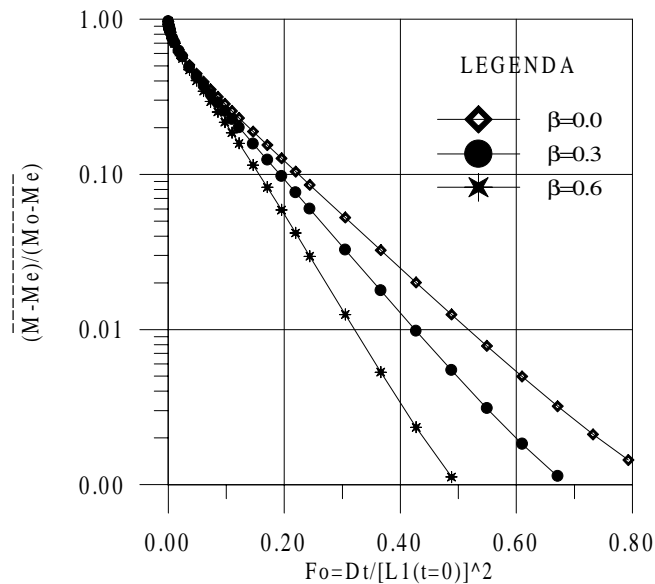
Do ponto de vista prático, o aumento no coeficiente de encolhimento adimensional  $\bar{\beta}$  pode ser obtido: aumentando o teor de umidade inicial do material; decrescendo o teor de umidade de equilíbrio do material, que geralmente, para a maioria deles, ocorre devido a uma

elevação da temperatura e/ou um decréscimo da umidade relativa do ar de secagem, e finalmente, aumentando o coeficiente de encolhimento real do produto  $\bar{\beta}_2$ . Geralmente produtos biológicos com teores de umidade elevados (>70%), tais como frutas e vegetais, apresentam coeficientes de encolhimento maiores.

Convém ressaltar que a dependência entre a umidade relativa e a temperatura do ar com o teor de umidade de equilíbrio de um particular produto, se dá através da isoterma de sorção deste produto.



**Figura 3.** Variações dimensionais de um sólido esferoidal prolato com razão de aspecto  $L_2/L_1=1.5$ ,  $\bar{\beta}=0.3$  e Bi infinito, durante a secagem.

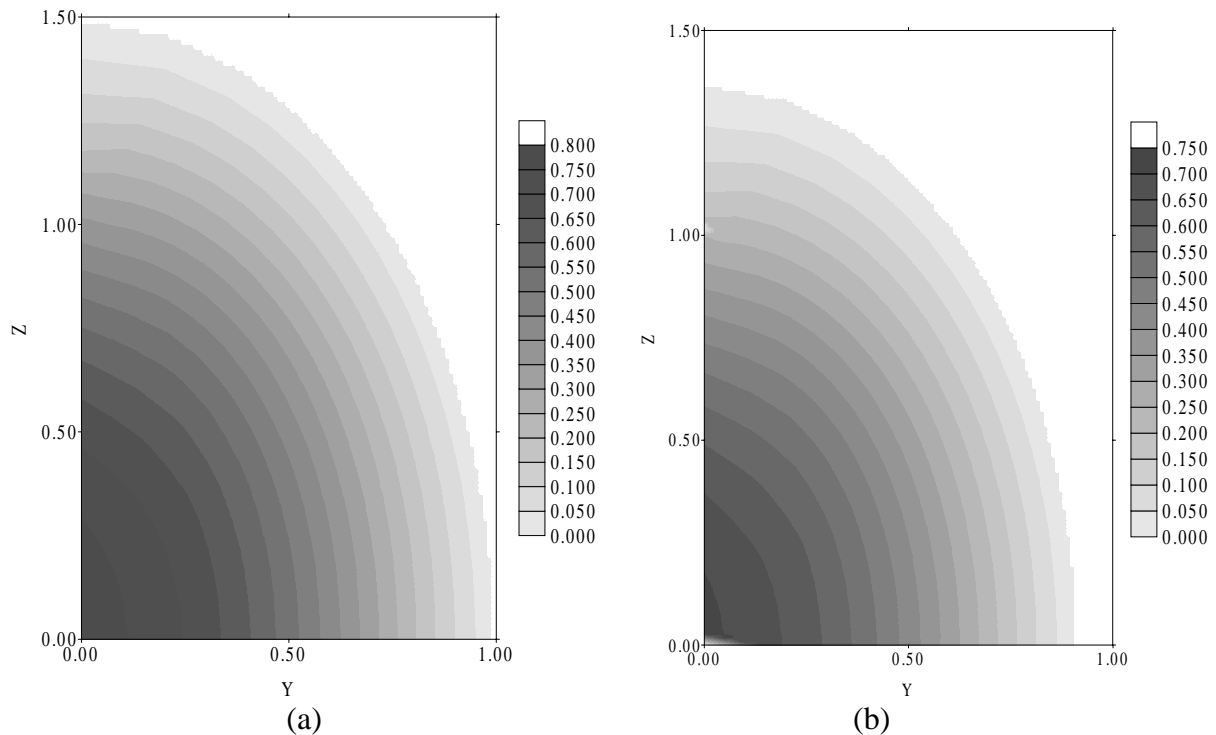


**Figura 4.** Efeito do coeficiente de encolhimento na cinética de secagem de um esferóide com razão de aspecto  $L_2/L_1=1.5$  e Bi infinito

A Figura 6 ilustra o efeito das dimensões do corpo na cinética de secagem de elipsóides de revolução com razões de aspecto  $L_2/L_1=1.1, 1.5$  e  $5.0$ . Observa-se que corpos com razão de

aspecto menor secam mais rápido, tendo em vista que estes possuem um volume menor e uma relação área/volume maior.

O fato da relação área/volume afetar as taxas de transferência, tanto de massa quanto de calor, tem levado pesquisadores a definir o número de Biot, tendo como comprimento característico o inverso desta relação (Sokhansanj, 1987). Desta forma, se a relação área/volume do corpo se modifica (devido, por exemplos, a encolhimento ou dilatação), conseqüentemente haverá uma modificação no número de Biot, que por sua vez originará uma mudança nas taxas de transferência, modificando as cinéticas de difusão de calor e/ou massa do material.

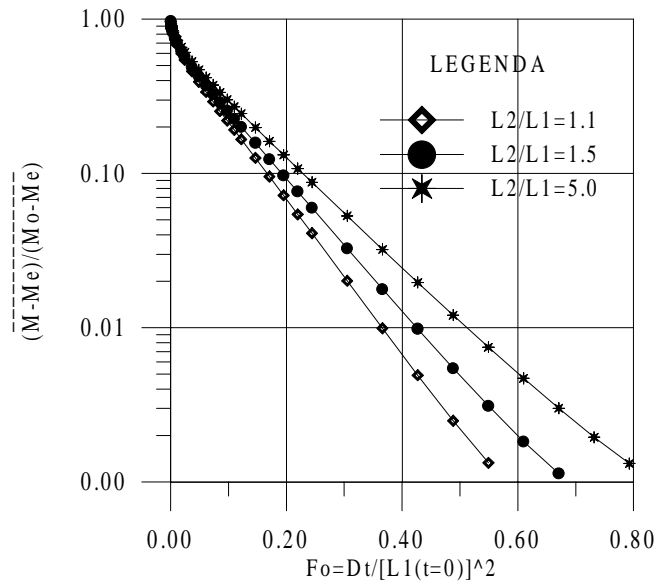


**Figura 5.** Distribuição do teor de umidade no interior de um esferóide prolato com razão de aspecto  $L_2/L_1=1.5$  e Bi infinito para  $\bar{\beta}=0.0$  (4a) e  $\bar{\beta}=0.3$  (4b), em  $Fo=0.1098$

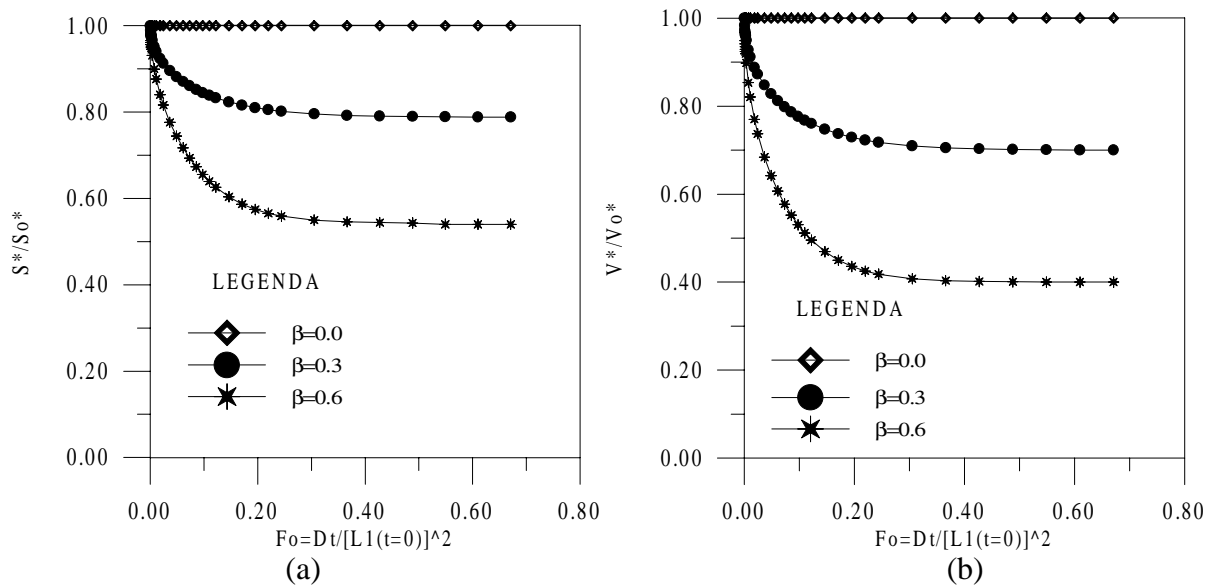
Na Figura 7a é apresentado a contração da área do corpo como função do número de Fourier, durante o fenômeno de difusão, para três valores do coeficiente de encolhimento. A Figura 7b ilustra a contração volumétrica do corpo para as mesmas condições. Nas curvas, é evidente que o comportamento do encolhimento em ambos os casos são muito similares às clássicas curvas de secagem. Enquanto o volume do sólido variou 0, 30 e 60 %, respectivamente, sua área se contraiu 0, 21 e 46 %, respectivamente.

Do exposto, convém dá maior atenção ao estudo quantitativo das variações de área superficial e volume durante o processo de desidratação, especialmente em condições mais complexas, como por exemplo, deformações multi-direcionais e condições não-isotérmicas simultâneas. Deformações multi-direcionais ocorrem por exemplo, na secagem para obtenção de uva-passa, onde no final da secagem o produto apresenta-se com uma textura totalmente enrugada, ao contrário do que o modelo aqui considerado assume.

Nesta formulação, considera-se que todo o volume de água evaporada do sólido é igual a diminuição de volume que o sólido sofre, durante o processo de secagem. Contudo, vale ressaltar que para a maioria dos produtos biológicos e, particularmente para os estágios finais de secagem, esta relação de linearidade não é verdadeira. Geralmente nestes casos, a variação de volume do sólido é menor que o volume da água removida (Suzuki et al., 1976).



**Figura 6.** Teor de umidade em função do número de Fourier para três esferóides prolatos com  $L_2/L_1=1.1, 1.5$  e  $5.0$ , para  $\bar{\beta}=0.3$  e  $Bi$  infinito.



**Figura 7.** Cinética de encolhimento superficial (6a) e volumar (6b) de um elipsóide de revolução com razão de aspecto  $L_2/L_1=1.5$ ,  $Bi$  infinito para  $\bar{\beta}=0.0, 0.3$  e  $0.6$ .

Como um comentário final, nenhum resultado analítico ou experimental foi comparado com os dados numéricos. Contudo, os resultados obtidos são gerais, independentes do tipo de material e suas propriedades física, térmica, química ou mecânica, e podem ser utilizados em qualquer corpo com geometria esférica.

O realismo físico dos resultados evidencia a correta metodologia usada, e a aplicabilidade da solução numérica para descrever o problema aqui considerado. Apesar de, neste estudo, como aplicação, é dada maior ênfase a corpos com razão de aspecto  $L_2/L_1=1.5$ , o modelo pode ser estendido para qualquer geometria que varie desde esfera ( $L_2/L_1=1.0$ ) até cilindro ( $L_2/L_1 \rightarrow \infty$ ), inclusive elipsóides de revolução ( $1.0 < L_2/L_1 < \infty$ ), podendo também ser usado para solucionar problemas de transferência de calor e dilatação/contração de sólidos.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Fusco, A. J.; Aguerre, r. J.; Gabitto, J. F., 1991, "A diffusional model for drying with volume change"; *Drying Technology*, Vol. 9, n.2, p.397-417.
- Jomaa, W.; Puiggali, J.R., 1991, "Drying of shrinkage materials: modellings with shrinkage velocity"; *Drying Technology*, Vol. 9, n.5, p.1271-1293
- Keey, R. B., 1992, "Drying of loose and particulate materials", Hemisphere Publishing Corporation, New York, USA, 502 p.
- Lima, A. G. B., Nebra, S. A., 1997, "Influência de parâmetros geométricos na cinética de secagem de elipsóides sólidos"; XXV ENEMP - XXV Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados, São Carlos. Vol.1, p. 195-202.
- Lima, A. G. B.; Nebra, S. A., "Heat conduction process modeling in prolate spheroids". In XX Iberian Latin-American Congress on Computational methods in Engineering, 1999, São Paulo. *Proceedings...*, CD-ROM
- Lima, A. G. B., 1999, "Fenômeno de Difusão em Sólidos Esferoidais Prolatos. Estudo de Caso: Secagem de Banana", Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, S.P., 265 p.
- Lima, A. G. B., Nebra, S. A., Altemani, C. A. C., 1997, "Simulation of the drying kinetics of the silkworm cocoon considering diffusive mechanism in elliptical coordinate"; *Proceedings of the Inter-American Drying Conference*, Vol. B, Itu, Brazil, p. 317-324.
- Lima, A. G. B., Nebra, S. A., 2000, "Theoretical analysis of the diffusion process inside prolate spheroidal solids", *Drying Technology*, Vol. 18, n. 1&2, p.21-48.
- Misra, R. N.; Young, J. H., 1980, "Numerical solution of simultaneous moisture diffusion and shrinkage during soybean drying"; *Transactions of the ASAE*, Vol. 23, p. 1277-1282.
- Pólya, G.; Szegö, G., 1945, "Inequalities for the capacity of a condenser"; *American Journal of Mathematics*, Vol. LXVII, p. 1-32.
- Provenza, F., 1989, "Projetista de Máquinas", Editora F. Provenza, São paulo, S.P., Brasil, pp. 2.47.
- Puiggali, J. R.; Quintard, M., 1992, "Advances in Drying", Hemisphere Publishing Corporation, Vol.5, New York, USA, p. 109-143.
- Queiroz, M. R., 1994, "Estudo Teórico-Experimental da Cinética de Secagem de Bananas". Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, campinas, S.P., Brasil, 176p.
- Queiroz, M. R.; Nebra, S. A., 1996, "Theoretical and Experimental Analysis of the Drying Kinetics of Bananas"; *Proceedings of the International Drying Symposium*, Part. B, Krakow, Poland, p. 1045-1052.
- Rovedo, C. O.; Suarez, C.; Viollaz, P. E., 1995, "Drying Simulation of a Solid with Three Dimensional Shrinkage"; *Drying Technology*, Vol. 13, n.1 e 2, p.371-393.
- Sokhansanj, S.; Patil, R. T., 1996, "Kinetics of Derydration of Green Alfafa"; *Drying Technology*, Vol. 14, n.5, p.1197-1234.
- Sokhansanj, S., 1987, "Improved heat and mass transfer models to predict grain quality"; *Drying Technology*, Vol. 5, n.4, p.511-525.
- Suzuki, K.; Kubota, K.; Hasegawa, T.; Hosaka, H., 1976, "Shrinkage in dehydration of root, vegetables"; *Journal Food Science*, Vol. 41, p.1189-1194.



# MODELOS CONCENTRADOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA APLICADOS A CORPOS COM FORMA ARBITRÁRIA

**Antonio Gilson Barbosa de Lima<sup>1</sup>**

**Silvia Azucena Nebra<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Departamento de Engenharia Mecânica, CCT, Universidade Federal da Paraíba (UFPB), 58109-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: gilson@dem.ufpb.br

<sup>2</sup> Departamento de Energia, FEM, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: sanebra@fem.unicamp.br

## Resumo

Os modelos concentrados descrevem as taxas de transferência de calor e/ou massa em um sólido, admitindo que a grandeza de interesse (temperatura ou massa) dentro do sólido seja espacialmente uniforme em qualquer instante durante o processo transiente, portanto considera-se desprezível os gradientes térmicos e/ou de massa no interior do corpo. Neste trabalho apresentam-se modelos matemáticos baseados numa análise concentrada que descrevem a transferência de calor e massa simultâneas em corpos com geometria arbitrária, considerando existência de geração interna de massa e energia, convecção térmica e de massa, evaporação e aquecimento do vapor produzido na superfície do produto. Equações adimensionais para descrever o processo de secagem são dadas, e soluções analíticas são mostradas. Vários resultados dos efeitos dos parâmetros adimensionais tais como, número de Biot, geração interna de massa e energia e relação área/volume do corpo, sobre a cinética de secagem e o aquecimento do sólido são apresentados e analisados.

**Palavras-chave:** Modelos, Análise concentrada, Analítico, Calor e massa

## 1. INTRODUÇÃO

Operações de desidratação ou secagem são importantes passos nas indústrias química e de processamento de alimentos, como também no armazenamento e processamento de grãos e outros produtos biológicos. Durante a secagem de produtos biológicos ocorrem variações nas suas características físicas, químicas e biológicas, que, dependendo da intensidade do efeito, podem causar a sua perda ou inutilidade para uma determinada função. Um vasto número de estudos tem sido conduzidos para analisar o processo de secagem. Uns consideram as condições externas do ar, tais como, temperatura, umidade relativa e velocidade, correlacionadas à taxa de secagem do sólido, enquanto outros consideram as condições internas ao produto com ênfase aos mecanismos de movimento de umidade e seus efeitos sobre o mesmo. O conhecimento dos mecanismos de movimento de umidade no interior dos materiais é de fundamental importância e precede a tentativa de descrever a migração de umidade na massa de um sólido. Uma detalhada discussão sobre os mecanismos de transferência de umidade durante a secagem podem ser encontradas em Fortes & Okos (1980), Alvarenga et al. (1980), Fortes (1982), Strumillo & Kudra (1986), Keey(1992), Lima (1995) e Dand (1986), citado por Ibrahim et al. (1997).

Na tentativa de correlacionar dados experimentais da secagem de um material particular à um modelo matemático, os pesquisadores da área de secagem, tem difundido uma gama de modelos que representam a cinética de secagem deste particular material, podendo serem divididos em três grandes grupos: modelos empíricos e semi-empíricos; modelos difusivos e modelos baseados na termodinâmica dos processos irreversíveis (Fortes & Okos, 1980; Parry, 1985; Jayas et al., 1991; Parti, 1993 e Lima, 1999).

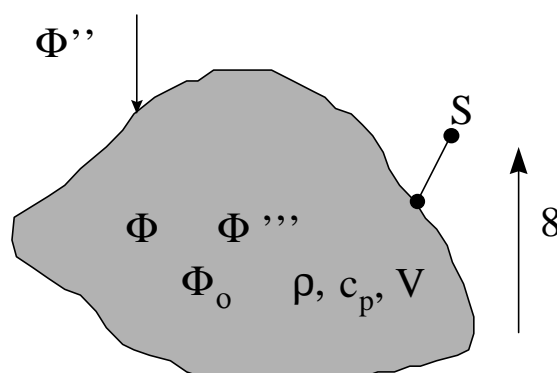
O objetivo deste trabalho é modelar e apresentar soluções analíticas para transferência de calor e massa em corpos com geometria arbitrária, baseando-se numa análise concentrada.

Procurando situar o avanço atual deste trabalho dentro da linha de pesquisa de transferência de calor e massa, constatou-se que inúmeros trabalhos dos modelos empíricos e semi-empíricos para descrever a secagem de produtos biológicos foram publicados, em geral, contudo, escassos são os dados em relação a corpos com forma arbitrária que levam em consideração fenômenos acoplados de transferência de calor e massa, considerando existência de geração interna de massa e energia, convecção, evaporação e aquecimento do vapor produzido na superfície do produto.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

Esta pesquisa envolve a determinação da transferência de calor e massa em produtos com geometria arbitrária sob o ponto de vista da análise concentrada, e foi baseado no trabalho de Schneider (1985).

Para este estudo, considere um corpo sólido de forma arbitrária como ilustrado na Figura 1. O sólido pode receber (ou ceder) um fluxo de  $\Phi$  por unidade de área em sua superfície ( $\Phi''$ ) e ter geração interna de  $\Phi$  por unidade de volume uniformemente distribuída ( $\Phi'''$ ). Admitindo que  $\Phi$  do sólido seja espacialmente uniforme em qualquer instante durante o processo transiente, isto é, que os gradientes de  $\Phi$  no interior do sólido sejam desprezíveis, todo o fluxo de  $\Phi$  recebido e gerado difundirá instantaneamente através do mesmo. Isto acontece quando  $\Gamma^\Phi$  (uma propriedade de transporte, por exemplo, condutividade térmica) for suficientemente alta ( $\Gamma^\Phi \rightarrow \infty$ ). Embora esta condição não seja possível, ela será bem aproximada se a resistência ao fluxo de  $\Phi$  no sólido for muito menor que a resistência à transferência de  $\Phi$  entre o sólido e a sua vizinhança.



**Figura 1.** Corpo de forma arbitrária

Aplicando um balanço de  $\Phi$  num elemento infinitesimal na superfície do sólido, em qualquer sistema de coordenadas, assumindo propriedades termo-físicas constantes e variações dimensionais desprezíveis, tem-se as seguintes equações para massa e energia, respectivamente:

$$V \frac{d\Phi}{dt} = -\Phi''S + \Phi'''V \quad (1)$$

$$V\rho \frac{d\Phi}{dt} = -\frac{\Phi''}{c_p}S + \frac{\Phi'''}{c_p}V \quad (2)$$

onde  $c_p$ ,  $\rho$ ,  $V$  e  $S$  são calor específico, densidade, volume e área do sólido úmido, respectivamente.

As quantidades  $\Phi''$  e  $\Phi'''$  podem ser positivas ou negativas, podendo também serem constantes ou dependentes do tempo. Particularmente com respeito a energia, a quantidade  $\Phi''$  pode ser convectiva, radiativa, evaporativa e/ou aquecimento de vapor. A hipótese de ausência de gradientes de  $\Phi$  internamente ao sólido não é apenas uma simplificação matemática, mas também uma forma simplificada para tratamento de problemas mais complexos (mais realista fisicamente). A presente formulação pode ser aplicada em regiões de transferência de calor e massa simultâneas. O caso particular ocorre quando os dois fenômenos são completamente independentes. Os dois fenômenos são acoplados quando adsorção e desorção na região são acompanhadas de efeitos térmicos.

## 2.1 Análise para transferência de massa

No caso de processos transientes de transporte de massa,  $\Phi''$  pode ser dado nas formas de convecção de massa e/ou reação heterogênea (resultante do contato entre os reagentes e uma superfície), enquanto que para  $\Phi'''$ , pode ser dada por difusão com reações químicas homogêneas, por exemplo. As reações homogêneas envolvem a geração de espécies químicas no interior do sólido.

Assumindo condição convectiva para  $\Phi''$  e admitindo  $\Phi'''$  constante, trocando-se  $\Phi$  por  $\bar{M}$ , o teor de umidade do material em base seca, tem-se:

$$V \frac{d\bar{M}}{dt} = -h_m S (\bar{M} - \bar{M}_e) + \dot{M}V \quad (3)$$

com a seguinte condição inicial  $\bar{M}(t=0) = \bar{M}_0$ . Na equação (3),  $\bar{M}_e$ ,  $h_m$  e  $\dot{M}$  indicam o teor de umidade de equilíbrio, o coeficiente de transferência de massa, a geração interna de massa por unidade de volume e o tempo, respectivamente.

Separando as variáveis da equação (3), integrando desde a condição inicial tem-se:

$$\frac{(\bar{M} - \bar{M}_e) - \frac{\dot{M}V}{h_m S}}{(\bar{M}_0 - \bar{M}_e) - \frac{\dot{M}V}{h_m S}} = \text{Exp} \left[ - \left( \frac{h_m S}{V} \right) t \right] \quad (4)$$

Definindo as seguintes variáveis adimensionais:

$$S^* = \frac{SL_1}{V}; \quad P^* = \frac{\dot{M}L_1}{h_m S^* (\bar{M}_0 - \bar{M}_e)}; \quad Fo_m = \frac{Dt}{L_1^2}; \quad Bi_m = \frac{h_m L_1}{D} \quad \bar{M}^* = \frac{\bar{M} - \bar{M}_e}{\bar{M}_0 - \bar{M}_e} \quad (5)$$

substituindo na equação (4), obtém-se esta equação na forma adimensionalizada:

$$\bar{M}^* = P^* + (1 - P^*) \text{Exp} \left[ -S^* Bi_m Fo_m \right] \quad (6)$$

Na equação (5),  $L_1$  e  $D$  indicam um comprimento característico do sólido e a sua difusividade de massa, respectivamente

## 2.2 Análise para transferência de calor

Procedendo-se similarmente ao caso para transferência de massa e assumindo-se que na superfície do sólido ocorre convecção térmica, evaporação e aquecimento do vapor, trocando-se  $\Phi$  por  $\bar{\theta}$ , a temperatura do sólido, a equação (2), pode ser escrita como:

$$\rho V \frac{d\bar{\theta}}{dt} = \frac{\left[ h_c (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta}) + \frac{\rho_s V}{S} \frac{d\bar{M}}{dt} (h_{fg} + c_v (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta})) \right]}{c_p} S + \frac{\dot{q}V}{c_p} \quad (7)$$

com a seguinte condição de inicial  $\bar{\theta}(t=0) = \bar{\theta}_o$ . Para este caso,  $\Phi'''$  pode ser, por exemplo para frutas, o calor de respiração. Na equação (7),  $h_c$ ,  $h_{fg}$ ,  $\dot{q}$ ,  $c_v$  e  $\bar{\theta}_\infty$  são o coeficiente de transferência de calor, o calor latente de vaporização da água, a geração interna de calor, o calor específico do vapor e a temperatura do sólido em equilíbrio com o meio externo, respectivamente.

Substituindo  $\frac{d\bar{M}}{dt}$  e  $\bar{M}$ , das equações (3) e (4), na equação (7), obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{\theta}}{dt} = & \left\{ \left[ \left( -\rho_s h_m (\bar{M}_o - \bar{M}_e) + \frac{\dot{M}V\rho_s}{S} \right) \frac{h_{fg}S}{\rho V c_p} \right] \text{Exp} \left[ -\left( \frac{h_m S}{V} \right) t \right] + \right. \\ & \left. + \left[ \frac{h_c S}{\rho V c_p} + \left( -\rho_s h_m (\bar{M}_o - \bar{M}_e) + \frac{\dot{M}V\rho_s}{S} \right) \frac{c_v S}{\rho V c_p} \text{Exp} \left[ -\left( \frac{h_m S}{V} \right) t \right] \right] (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta}_o) \right\} + \frac{\dot{q}}{\rho c_p} \quad (8) \end{aligned}$$

A equação diferencial ordinária de 1ª ordem, não-linear e não-homogênea, equação (8), até então não pode ser resolvida de forma fechada para fornecer uma solução exata. Contudo, mediante métodos numéricos, uma solução aproximada pode ser obtida. As soluções exatas da equação (8) podem ser obtidas, nas versões simplificadas. Por exemplo, negligenciando a energia necessária para aquecer o vapor de água desde a temperatura na superfície do sólido até a temperatura do fluido, esta equação reduz-se a:

$$\frac{d\bar{\theta}}{dt} = \left[ \left( -\rho_s h_m (\bar{M}_o - \bar{M}_e) + \frac{\dot{M}V\rho_s}{S} \right) \frac{h_{fg}S}{\rho V c_p} \right] \text{Exp} \left[ -\left( \frac{h_m S}{V} \right) t \right] + \left[ \frac{h_c S}{\rho V c_p} \right] (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta}) + \frac{\dot{q}}{\rho c_p} \quad (9)$$

Resolvendo esta equação, usando a condição de contorno para a equação (7), tem-se que:

$$\begin{aligned} \bar{\theta} - \bar{\theta}_\infty = & \left[ \frac{\left( -\rho_s h_m (\bar{M}_o - \bar{M}_e) + \frac{\dot{M}V\rho_s}{S} \right) h_{fg}}{h_m S \rho c_p - h_c S} - \frac{\dot{q}V}{h_c S} + (\bar{\theta}_o - \bar{\theta}_\infty) \right] \text{Exp} \left[ -\left( \frac{h_c S}{\rho V c_p} \right) t \right] - \\ & - \left[ \frac{\left( -\rho_s h_m (\bar{M}_o - \bar{M}_e) + \frac{\dot{M}V\rho_s}{S} \right) h_{fg}}{h_m S \rho c_p - h_c S} \right] \text{Exp} \left[ -\left( \frac{h_m S}{V} \right) t \right] + \frac{\dot{q}V}{h_c S} \quad (10) \end{aligned}$$

Definindo os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\begin{aligned}
Fo_c &= \frac{\alpha t}{L_1^2}; & Bi_c &= \frac{h_c L_1}{k} & \bar{\theta}^* &= \frac{(\bar{\theta} - \bar{\theta}_\infty)}{(\bar{\theta}_o - \bar{\theta}_\infty)} & Q^* &= \frac{\dot{q} L_1}{S^* h_c (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta}_o)} \\
V^* &= \frac{h_c (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta}_o)}{h_{fg} h_m \rho_s (\bar{M}_o - \bar{M}_e)} & R^* &= \frac{\rho c_p (\bar{\theta}_\infty - \bar{\theta}_o)}{h_{fg} \rho_s (\bar{M}_o - \bar{M}_e)}
\end{aligned} \quad (11)$$

onde  $\rho_s$  é a densidade do sólido seco,  $k$  é a condutividade térmica do sólido e  $\alpha=k/(\rho c_p)$ , é a sua difusividade térmica; utilizando destes e dos parâmetros adimensionais apresentados anteriormente na equação (5) e rearranjando os termos, a equação (10) pode ser adimensionalizada assumindo a forma:

$$\bar{\theta}^* = \left( \frac{P^* - 1}{V^* - R^*} + Q^* + 1 \right) \text{Exp}[-S^* Bi_c Fo_c] - \left( \frac{P^* - 1}{V^* - R^*} \right) \text{Exp}[-S^* Bi_m Fo_m] - Q^* \quad (12)$$

A comparação das equações (6) e (12), evidencia a considerável vantagem em se exprimir o problema na forma adimensional, uma vez que as soluções não dependem das propriedades termo-físicas e das condições inicial e final do sólido. Assim, este procedimento simplifica a apresentação do equacionamento, a solução do problema e generaliza a aplicabilidade da equação em problemas transientes.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

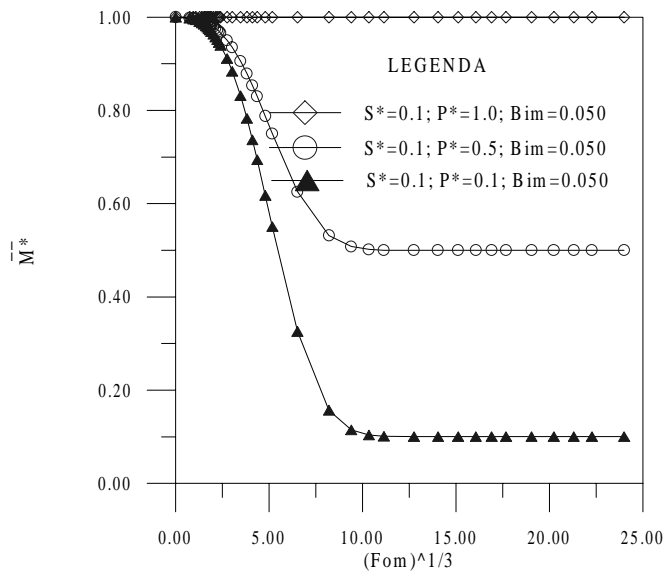
Para demonstrar o mérito relativo da presente solução, no que diz respeito a usabilidade e limitações, foi decidido selecionar, como proposta de ilustração, algumas situações baseando-se nos parâmetros adimensionais apresentados. Para a geração dos resultados, foi implementado um programa computacional utilizando o Software Mathematica<sup>®</sup>, considerando  $D=3,428 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2/\text{s}$  e  $\alpha=9,250 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ . Em virtude da difusividade térmica do sólido ser aproximadamente 270 vezes maior que sua difusividade de massa, os processos de transferência de calor e massa ocorrem simultaneamente com diferentes taxas, fazendo com que a primeira parcela da equação (12) tenda a zero mais rápido que a segunda

As Figuras 2, 3 e 4 evidenciam os efeitos dos parâmetros  $P^*$ ,  $S^*$  e  $Bi_m$  no fenômeno de secagem, respectivamente. Vale salientar que ao estudar-se um dos efeitos citados, os demais parâmetros foram mantidos constantes.

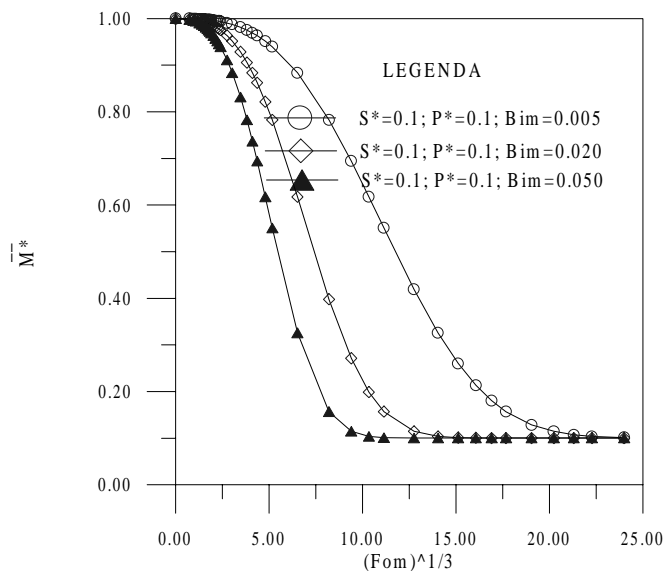
A análise da Figura 2 mostra que, o limite do teor de umidade médio adimensional é o parâmetro  $P^*$  e que com o decréscimo deste parâmetro a taxa de secagem aumenta. No entanto o regime permanente é atingido praticamente no mesmo instante ( $Fo_m \approx 1000$ ).

A Figura 3 mostra que o aumento do número de Biot de transferência de massa, tem-se um aumento na taxa de secagem do processo. Contudo vale salientar que existe um limite para este parâmetro adimensional que depende da geometria do corpo e da forma como este é definido. Este valor limite identifica o ponto em que a existência de gradientes de umidade dentro do sólido passa a ser significativo, a ponto da análise concentrada não mais poder ser usada com precisão para descrever o processo. Neste caso diz-se que o processo é controlado interna e externamente, e portanto a lei de Fick deve ser usada para prever o fenômeno. Para se ter uma idéia, Lima (1999) reporta valores máximo do  $Bi_m=h_m L/D$ , de 0,05 para elipsóide ( $L_2/L_1=2,0$ ) e de 0,005 para esfera ( $L_2/L_1=1,0$ ), onde  $L=(L_2^2-L_1^2)^{1/2}$  e  $L_2$  e  $L_1$  são os semi-eixos maior e menor do elipsóide, respectivamente

A Figura 4 ilustra que, para valores fixados de  $L_1$ , corpos com maior relação área/volume do corpo, atingem o regime permanente mais rápido, isto é, apresentam altas taxas de secagem. Contudo este efeito é menos visível para valores de  $S^* > 0,5$ .



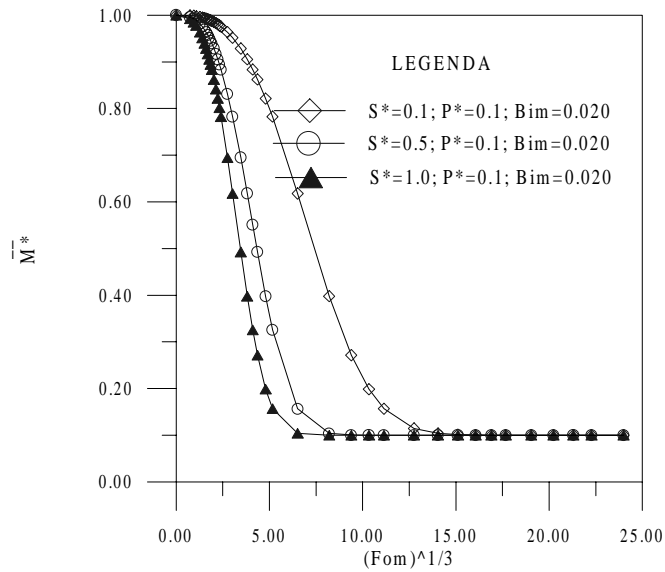
**Figura 2.** Teor de umidade médio adimensional em função do número de Fourier de transferência de massa evidenciando o efeito do parâmetro  $P^*$ .



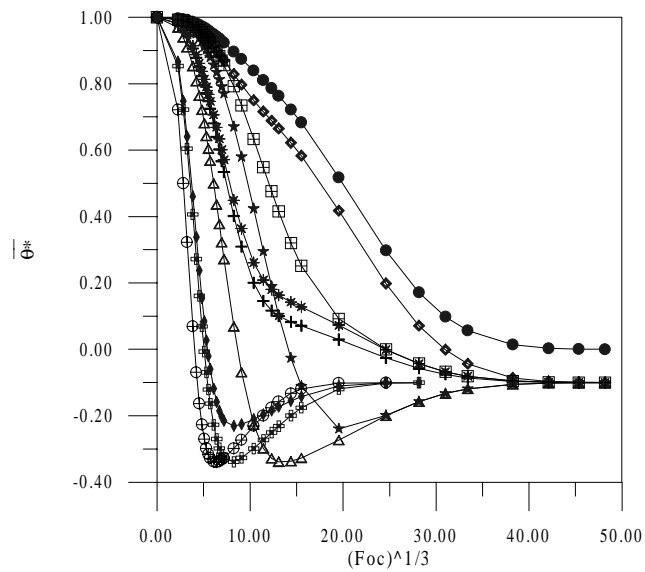
**Figura 3.** Teor de umidade médio adimensional em função do número de Fourier de transferência de massa evidenciando o efeito do parâmetro  $Bi_m$ .

A Figura 5 ilustra a variação da temperatura média do sólido em função do número de Fourier de transferência de calor ( $Fo_c$ ) e dos vários parâmetros adimensionais. De uma análise comparativa entre as curvas pode-se verificar que um aumento do parâmetro  $V^*$  tem-se um aumento na taxa de aquecimento do sólido (curvas a e b). Por outro lado, um decréscimo do parâmetro  $Q^*$  permite um leve decréscimo da taxa de aquecimento, evidenciado pelo deslocamento sofrido pela curva c em relação a curva b.

Verifica-se também que o crescimento do parâmetro  $R^*$  ( $R^* > V^*$ ) gera uma mudança radical no comportamento da curva de aquecimento, apresentado uma região em que a temperatura do sólido supera a do fluido, seguida de um resfriamento até atingir o equilíbrio térmico com o meio (curvas b e d). No entanto, com a redução do número de Biot para transferência de calor, devido ao decréscimo na taxa de aquecimento, este efeito é menos observado (curvas d e e e f e g).



**Figura 4.** Teor de umidade médio adimensional em função do número de Fourier de transferência de massa evidenciando o efeito do parâmetro  $S^*$ .



LEGENDA

- +—  $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=1.0$ ;  $V^*=5.0$
- ◇—  $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=1.0$ ;  $V^*=2.0$
- $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.0$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=1.0$ ;  $V^*=2.0$
- △—  $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=5.0$ ;  $V^*=2.0$
- ★—  $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.005$ ;  $R^*=5.0$ ;  $V^*=2.0$
- \*—  $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=2.0$ ;  $V^*=5.0$
- $S^*=0.1$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.005$ ;  $R^*=2.0$ ;  $V^*=5.0$
- ⊠—  $S^*=0.5$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=5.0$ ;  $V^*=2.0$
- ⊕—  $S^*=1.0$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.1$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=5.0$ ;  $V^*=2.0$
- ◆—  $S^*=0.5$ ;  $Bim=0.020$ ;  $P^*=0.5$ ;  $Q^*=0.1$ ;  $Bic=0.020$ ;  $R^*=5.0$ ;  $V^*=2.0$

**Figura 5.** Temperatura média adimensional em função do número de Fourier de transferência de calor para várias condições operacionais

O efeito do parâmetro  $S^*$  está evidenciado na comparação das curvas  $\underline{d}$ ,  $\underline{h}$  e  $\underline{j}$ . Como pode ser visto, o aumento deste parâmetro permite um crescimento da taxa de aquecimento do sólido. O contrário ocorre com o crescimento de  $P^*$ , onde neste caso, a taxa de aquecimento do sólido decresce e a temperatura máxima do sólido é menor (curvas  $\underline{h}$  e  $\underline{j}$ ).

#### 4. CONCLUSÕES

Da análise dos resultados obtidos pode-se concluir que: o decréscimo do parâmetro  $P^*$  e o aumento do número de Biot, aumentam a taxa de secagem do sólido; para um valor de  $L_1$  fixo, corpos com maior relação área/volume apresentam taxas de secagem mais elevadas; os parâmetros  $V^*$  e  $Q^*$  afetam diretamente a taxa de aquecimento do sólido, sendo que o  $Q^*$  tem menos efeito e finalmente, os parâmetros  $S^*$  e  $P^*$  também afetam a temperatura do sólido, sendo que o aumento do  $S^*$  decresce a taxa de aquecimento. Em contraste ocorre com o  $P^*$ , onde neste caso, a taxa de aquecimento do sólido decresce e a temperatura máxima atingida pelo sólido é menor.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Alvarenga, L. C., Fortes, M., Pinheiro Filho, J. B. Hara, T., 1980, “Transporte de Umidade no Interior de Grãos de Feijão Preto sob Condições de Secagem”, Revista Brasileira de Armazenamento, Vol. 5, n.1, Viçosa, Brasil, p. 5-18.
- Fortes, M., 1982, “Um Estudo Fundamental das Equações de Transporte de Massa e Energia em Meios Capilares Porosos”, Tese (Livre Docência), Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, M.G., Brasil, 100 p.
- Fortes, M., Okos, M. R., 1980, “Advances in Drying”, Hemisphere Publishing Corporation, 1980, Washington, USA, Vol.1, p. 119-154.
- Ibrahim, M. H., Daud, W. R. W., Talib, M. Z. M., 1997, “Drying Characteristics of Oil Palm Kernels”, Drying Technology, Vol 15, n. 3-4, p. 1103-1117.
- Jayas, D. S., Cenkowski, S., Pabis, S., Muir, W. E., 1991, “Review of Thin-layer Drying and Rewetting Equations”, Drying Technology, Vol. 9, n. 3, p. 551-588.
- Keey, R.B., 1992, “Drying of Loose and Particulate Materials”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, USA, 502 p.
- Lima, A. G. B., 1995, “Estudo da Secagem e Dimensionamento de Secador de Casulos do Bicho-da-seda”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Paraíba, Campina Grande, P.B., Brasil, 190 p.
- Lima, A. G. B., 1999, “Fenômeno de Difusão em Sólidos Esferoidais Prolatos. Estudo de Caso: Secagem de Banana”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, S.P., 265 p.
- Parry, J. L., 1985, “Mathematical Modelling and Computer Simulation of Heat and Mass Transfer in Agricultural Grain Drying. A Review”, Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 32, p. 1-29.
- Parti, M., 1993, “Selection of Mathematical Models for Drying Grain in Thin-layers”, Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 54, p. 339-352.
- Schneider, P. J., 1985, “Handbook of Heat Transfer: Fundamentals”, McGraw-Hill Book Company, New York, USA, p. 4.1-4.187.
- Strumillo, C., Kudra, T., 1986, “Drying: Principles, Science and Design. Gordon and Breach Science Publishers, New York, USA, 448 p.



# AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE CONDENSADORES TUBO ALETADOS COM DIFERENTES GEOMETRIAS DE ALETA

**João Roberto Bastos Zoghbi Filho**

**Samuel Freire de Barros**

**José Maria Saiz Jabardo**

Escola de Engenharia de São Carlos - USP, Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica, CEP13560-970, São Carlos-SP, Brasil.

E-mail: jrzoghbi@sc.usp.br, samuel@sc.usp.br, mjabardo@sc.usp.br

## **Resumo**

O desempenho termo-hidráulico de condensadores resfriados a ar foi avaliado experimentalmente em uma bancada onde foram simuladas as condições reais de trabalho. Um estudo comparativo da perda de carga do lado do ar e do coeficiente global de transferência de calor foi realizado para condensadores com aletas lisas e aletas ventiladas (*louver*). Os condensadores com aletas ventiladas mostraram incrementos significativos no coeficiente global de transferência de calor em relação aos equivalentes com aletas lisas, apesar do aumento indesejável, porém em menor escala, da perda de carga do lado do ar.

**Palavras-chave:** Trocadores de calor, Condensadores, Superfícies intensificadoras.

## **1. INTRODUÇÃO**

Trocadores tubo aletados são extensivamente utilizados em aplicações domésticas e de transporte, onde a redução do volume é primordial. Tecnologias de fabricação para obter diversos tipos de configurações de superfícies de troca de calor têm sido desenvolvidas, de forma a minimizar a resistência térmica do lado do ar em trocadores de calor tubo aletados. Essas alterações culminaram em um aumento do coeficiente de transferência de calor e a conseqüente redução da área de troca de calor, permitindo um salto no desenvolvimento tecnológico dos trocadores de calor. A superfície ventilada (*louver*), fruto desta nova tecnologia, permite uma significativa intensificação da troca de calor. Esta resulta do escoamento transversal de ar entre canais, formados por aletas adjacentes, promovido pela janelas. Tal escoamento propicia a ruptura da camada limite, evitando, com isso, seu desenvolvimento, num mecanismo físico que se assemelha ao do “resfriamento por transpiração”.

Mediante um extensivo trabalho de pesquisa de avaliação termo-hidráulica de trocadores de calor, Kays e London (1984) levantaram curvas dos coeficientes  $j$  (de Colburn) e  $f$  (de atrito) em termos do número de Reynolds para trocadores compactos, envolvendo um significativo número de geometrias. Em um interessante estudo experimental, Shah e Webb (1982) apud Webb (1992), além de descreverem em detalhes diversas geometrias de aletas ventiladas, desenvolveram um extenso banco de dados envolvendo o desempenho térmico de cada uma delas. Os referidos trabalhos indicam claramente que as aletas ventiladas se caracterizam por apresentarem um coeficiente de transferência de calor superior àquele das aletas lisas, o mesmo ocorrendo com a perda de carga, o que, neste caso, é inadequado. Garimela et al (1997) realizaram experimentos comparativos entre diversas superfícies intensificadoras e lisas, confirmando as tendências descritas acima.

Em recente trabalho, utilizando modelos em escala de condensadores, Yun e Lee (1999) obtiveram valores de  $j$  para trocadores de aletas ventiladas 28,13% maiores que os correspondentes com aletas lisas, para valores de fator de atrito 90% superior. Deve-se notar que os ensaios envolveram vazões reduzidas.

O presente estudo tem por objetivo a análise de resultados obtidos em ensaios envolvendo condensadores do tipo tubo aletado, comparando as características de troca de calor e perda de carga entre unidades dotadas de aletas lisas com aquelas de aletas ventiladas, denominadas na literatura em inglês de *louver*.

## 2. APARATO EXPERIMENTAL

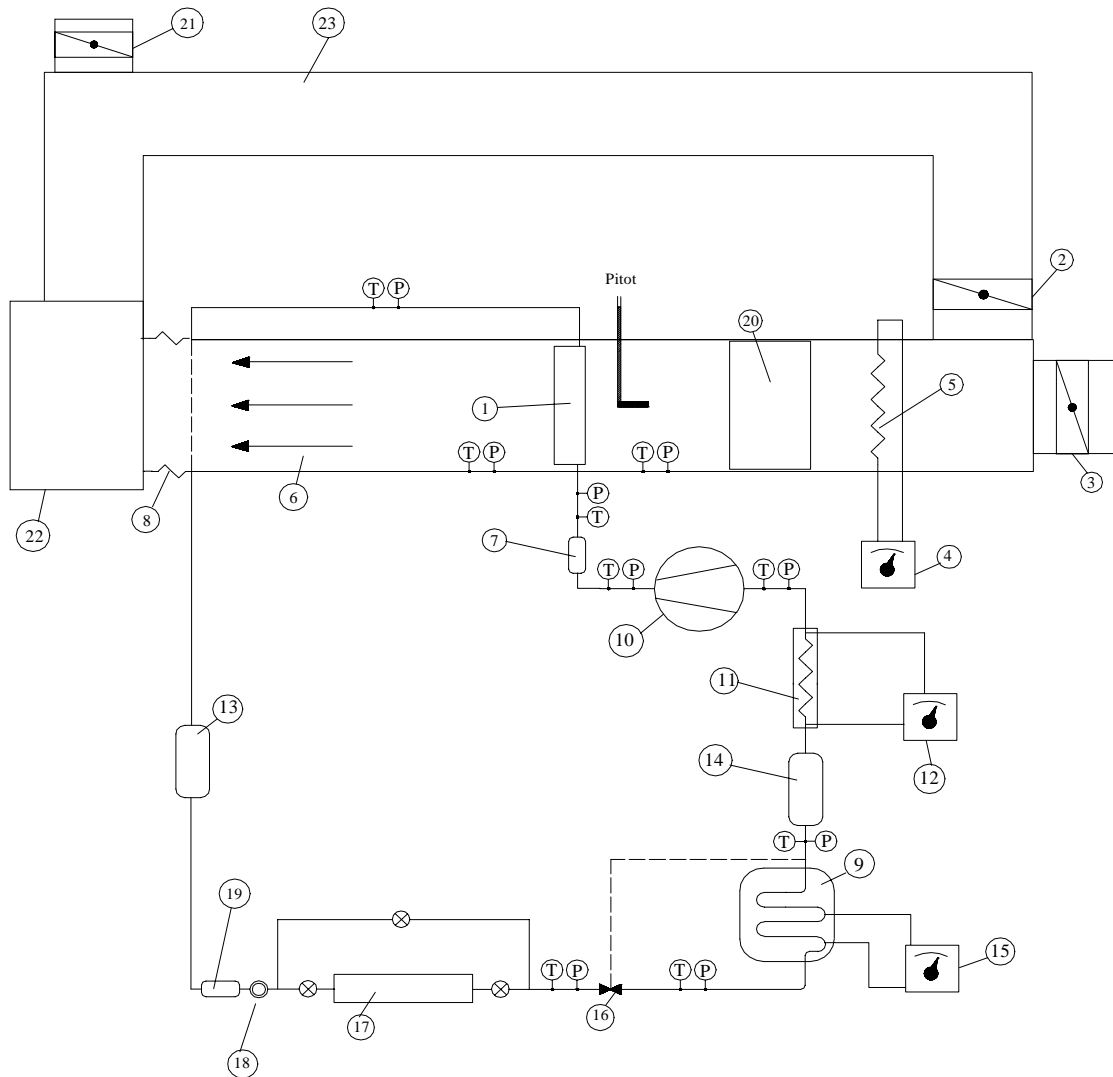
A Fig. 1 apresenta o diagrama esquemático do aparato experimental, constituído de dois circuitos independentes entre si: o frigorífico e o de ar. O circuito frigorífico, que opera com refrigerante R-22, incorpora componentes básicos como válvula de expansão termostática, compressor, condensador (seção de testes), reservatório de líquido, separador de líquido (acumulador de sucção) e evaporador. Este consiste de uma serpentina de cobre localizada na parte superior de um depósito de refrigerante R-22, tendo a região inferior preenchida por líquido, no qual está imersa uma resistência elétrica de aquecimento. O depósito será denominado genericamente de *boiler*, no presente trabalho. O aquecimento através da resistência promove a evaporação de refrigerante líquido, com condensação ocorrendo na serpentina (evaporador do circuito frigorífico), constituindo, assim, a carga térmica. Esta é controlada pela potência elétrica dissipada na resistência através de um variador de tensão indicado na Fig. 1.

O circuito de ar de condensação é constituído dos elementos necessários para permitir o controle da temperatura e da velocidade do ar. Trata-se de um túnel de vento com possibilidade de recircular o ar, com o objetivo de reduzir a potência de aquecimento, sendo dotado de um ventilador centrífugo. O controle da vazão é realizado por intermédio de registros de descarga, recirculação e admissão do ar no túnel. O controle da temperatura do ar de condensação é realizado por intermédio de um variador de tensão associado a uma bateria de aquecimento localizada no circuito de ar, a montante do condensador em teste e do retificador de escoamento, como ilustrado na Fig. 1.

Ambos os circuitos foram instrumentados conforme indicado na Fig.1, tendo sido utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan) e transdutores eletrônicos de pressão (no caso do circuito frigorífico) para as medidas de temperatura e pressão. No caso do circuito de ar, a temperatura média nas seções de entrada e saída do condensador era medida através de uma malha de termopares, ligados em paralelo, cobrindo a seção transversal do duto, e a perda de carga do ar no condensador medida com um manômetro de coluna de água. A vazão do refrigerante foi obtida

por intermédio de um medidor de vazão do tipo efeito Coriolis e a vazão de ar no túnel por um método calorimétrico (balanço de energia) tendo sido ratificada por medidas realizadas com um tubo de Pitot que podia ser deslocado verticalmente desde o eixo central do duto até sua parede.

As incertezas de medida associadas aos parâmetros medidos e calculados podem ser encontradas na tabela 2.



**Figura 1.** Desenho esquemático do aparato experimental, composto dos seguintes equipamentos:

(1) Condensador em teste, (2) Registro de retorno, (3) Registro de admissão, (4) Variador de tensão, (5) Bateria de resistências, (6) Duto de aspiração, (7) Filtro de óleo, (8) Duto flexível, (9) Boiler, (10) Compressor, (11) Bateria de resistências, (12) Variador de tensão, (13) Tanque de líquido, (14) Separador de líquido, (15) Variador de tensão, (16) Válvula de expansão termostática, (17) Medidor de vazão do tipo Coriolis, (18) Visor, (19) Filtro secador, (20) Retificador de ar, (21) Registro de descarga, (22) Ventilador Centrífugo, (23) Duto de retorno.

### 3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

O procedimento dos ensaios foi o sugerido pela norma ASHRAE 41.2 (1991) para unidades condensadoras de circuitos frigoríficos, tendo sido realizados com vistas a uma análise

comparativa entre os distintos condensadores, descritos na Tabela 1. Na Fig. 2 são apresentados detalhes da superfície ventilada, que foi objeto de análise neste estudo.

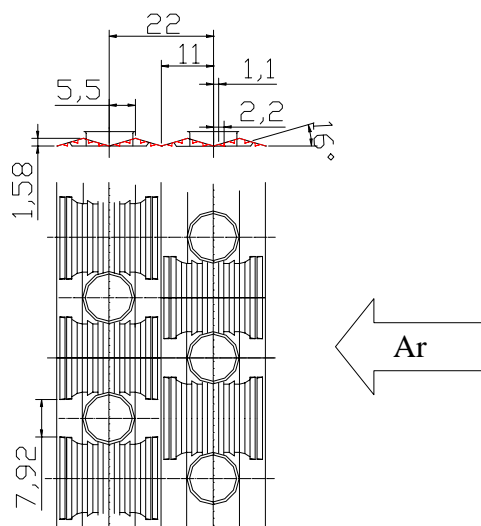
**Tabela 1.** Características geométricas dos condensadores ensaiados.

Modelo	Peça	Aleta	Tubo	Comprimento Aletado (mm)	Profundidade (mm)	Altura Aletada (mm)	Área* (m <sup>2</sup> )
I	C1	Lisa	Liso	610	108	381	19,97
	C2	<i>Louver</i>	Liso	610	108	381	19,97
II	C3	Lisa	Liso	640	66	330	9,93
	C4	<i>Louver</i>	Liso	640	66	330	9,93

\* Área total de troca de calor no lado do ar.

**Tabela 1.** (continuação)

Peça	d <sub>e</sub> (mm)	d <sub>i</sub> Tubo (mm)	Densidade de Aletas (m <sup>-1</sup> )	Passo das Aletas (mm)	Espessura das aletas (mm)	Passo dos tubos (mm)	Número de tubos por fileiras	Diâmetro Hidráulico (mm)
C1	13	11,14	450	2	0,1	30,7	12 (4 fileiras)	3,601
C2	13	11,14	450	2	0,1	30,7	12 (4 fileiras)	3,601
C3	9,6	8,01	380	2	0,1	25,9	13 (3 fileiras)	4,222
C4	9,6	8,01	380	2	0,1	25,9	13 (3 fileiras)	4,222



**Figura 2.** Vista em corte dos condensadores com aletas ventiladas.

Dois parâmetros importantes foram avaliados, o produto do coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , pela área de transferência de calor,  $A$ , e a perda de carga do ar. Para

avaliar o desempenho térmico dos condensadores, uma primeira bateria de ensaios foi realizada com a temperatura de entrada do ar no condensador constante igual a 35°C, e uma velocidade de face de 3,0 m/s, mantendo-se a temperatura de aspiração no compressor constante e igual a 5°C. Em cada temperatura e velocidade do ar de condensação foram levantados entre 4 e 5 pontos experimentais, correspondendo a diferentes cargas térmicas no evaporador impostas pelo variador de tensão do *boiler*. Todos os parâmetros físicos medidos por intermédio dos transdutores (temperaturas, pressões e vazão de refrigerante) tinham seus sinais de saída conectados a um sistema de aquisição de dados por computador. Somente a perda de carga do ar através do condensador (obtida por manômetro de coluna), e a pressão dinâmica (associada ao tubo de Pitot, por intermédio de um manômetro de coluna álcool), eram medidas diretamente pelo operador. A aquisição de dados era iniciada quando o sistema operava em regime permanente. Como observado anteriormente, a vazão de ar foi calculada pelo método calorimétrico, tomando por base um balanço de energia no condensador, de acordo com a seguinte expressão:

$$m_{ar} = \frac{m_r (h_{e,r} - h_{s,r})}{cp_{ar} (T_{s,ar} - T_{e,ar})} \quad (1)$$

onde, os parâmetros ( $m_r$ , vazão de refrigerante;  $h_{e,r}$  e  $h_{s,r}$ , entalpias de entrada e saída do refrigerante no condensador;  $T_{e,ar}$  e  $T_{s,ar}$ , temperaturas de entrada e saída do ar no condensador,  $cp_{ar}$ , calor específico do ar) são diretamente medidos ou passíveis de avaliação a partir dos parâmetros medidos, permitindo, assim, a determinação da vazão de ar e, conseqüentemente, a velocidade de face,  $V$ , com a massa específica média do ar e a área de face do condensador.

Para efeito de avaliação do coeficiente global de transferência de calor, o refrigerante foi assumido saturado à temperatura (de condensação) correspondente à pressão média entre a entrada e saída do condensador, no lado do refrigerante. Nessas condições, a taxa de rejeição de calor no condensador,  $Q_c$ , pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$Q_c = UA \Delta T_m \quad (2)$$

onde,  $\Delta T_m$ , a diferença média entre a temperatura do refrigerante,  $T_c$ , e a temperatura de entrada do ar,  $T_{e,ar}$ . Através de manipulação matemática, a Eq. (2) pode ser modificada de forma a obter a seguinte expressão:

$$Q_c = R (T_c - T_{e,ar}) \quad (3)$$

onde,

$$R = m_{ar} cp_{ar} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{UA}{m_{ar} cp_{ar}} \right) \right] \quad (4)$$

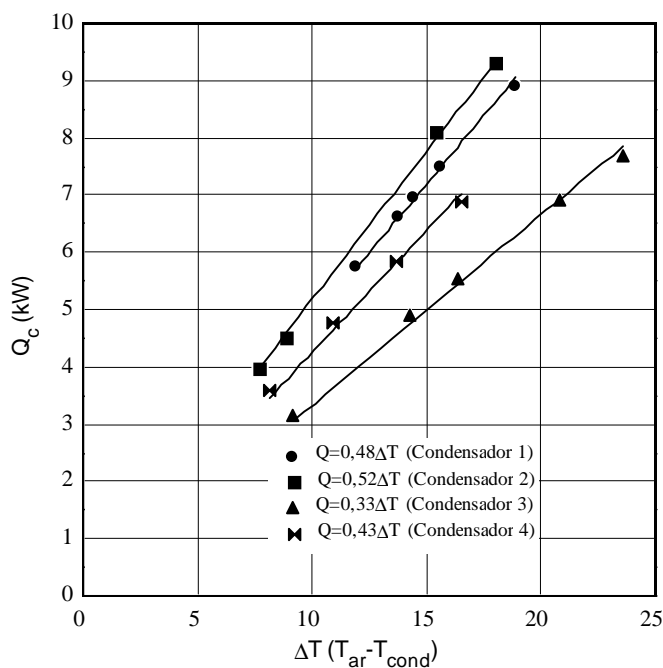
Como o produto  $m_{ar} \cdot cp_{ar}$  permanece constante, a Eq. (3) representa a reta de  $Q_c$  em termos de  $(T_c - T_{e,ar})$ . A reta pode ser levantada experimentalmente variando a carga térmica no *boiler*, o que afeta a taxa de rejeição de calor no condensador,  $Q_c$ . Esse procedimento foi adotado no levantamento das curvas da Fig. 3, válidas para as unidades ensaiadas. O coeficiente angular da reta proporciona o valor de  $R$ , que, pela aplicação da Eq. (4), permite determinar o valor de  $UA$ . A Tabela 2 apresenta os valores de  $UA$  e o correspondente valor do coeficiente global de

transferência de calor referido à área exterior. Em virtude da limitação de espaço, foram incluídas na tabela as incertezas na avaliação de parâmetros físicos diretamente medidos ou calculados.

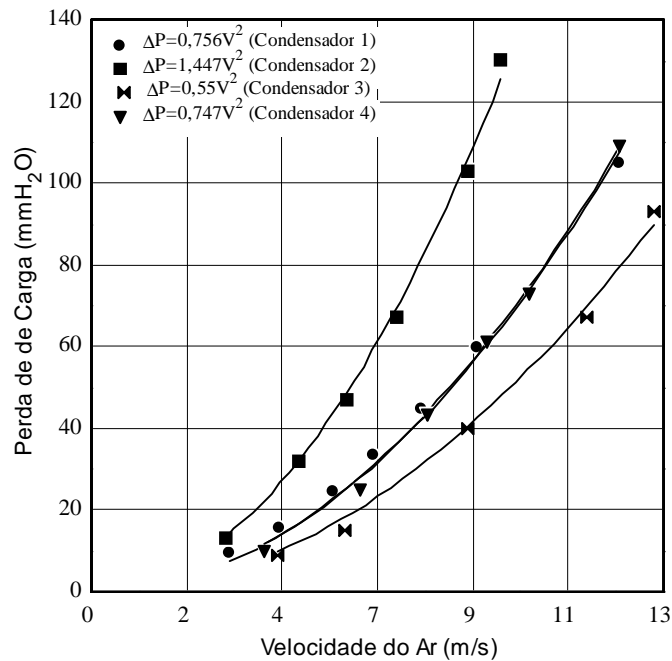
Uma segunda bateria de ensaios foi levada a cabo, fixando-se a carga térmica e variando-se a velocidade do ar. Obteve-se, assim, a variação da perda de carga do ar através do condensador, tendo sido levantadas as curvas da Fig. 4.

**Tabela 2.** Coeficiente global de troca de calor e incertezas associadas a parâmetros físicos revelantes.

Peça	UA (kW/°C)	Incertezas UA (kW/°C)	U (W/m <sup>2</sup> °C)	Incertezas U (W/°C)	Incertezas V <sub>ar</sub> (m/s)	Incertezas Temperatura (°C)	Incertezas Pressão (%)	Incertezas Vazão (%)
C1	0,738	0,014 - 0,020	36,9	1,6-1,8	0,097 - 1,30	0,2	0,3	0,15
C2	0,895	0,028 - 0,037	44,8	2,3-2,6	0,089 - 0,91	0,2	0,3	0,15
C3	0,469	0,008 - 0,014	47,2	1,9-2,2	0,08 - 1,40	0,2	0,3	0,15
C4	0,630	0,007 - 0,030	63,4	2,5-3,8	0,07 - 1,22	0,2	0,3	0,15



**Figura 3.** Taxa de rejeição de calor no condensador vs diferença entre a temperatura média do ar e a temperatura de condensação para uma velocidade de face de 3,0 m/s.



**Figura 4.** Perda de carga em função da velocidade de face do ar,  $V_{ar}$ , para os condensadores ensaiados.

#### 4. ANÁLISE E CONCLUSÕES

No presente estudo foi analisado o desempenho termo-hidráulico de quatro modelos comerciais de condensadores, descritos na Tabela 1. Com base nos resultados obtidos, pode-se concluir que:

(1) O efeito das aberturas nas aletas ventiladas é significativo. O uso desse tipo de superfície intensificadora incrementa o valor de UA (e, portanto, de U) de 21,27% no grupo I e 34,33% no grupo II com relação ao valor correspondente da superfície lisa. Tal comportamento é previsível pois a resistência térmica exterior, associada à transferência de calor do lado do ar, é dominante no processo de transferência de calor nesse tipo de trocador. É importante lembrar que todas as comparações foram feitas para velocidades de face do ar constantes e da ordem de 3,0 m/s.

(2) As aletas ventiladas impõem uma maior perda de carga do lado do ar (Fig. 4). Assim, para uma velocidade de 3,0 m/s, no grupo I observa-se um aumento de 93,33% e, para o grupo II, 36,36% em relação às aletas lisas. O efeito do aletamento ventilado na perda de carga do ar em relação às aletas lisas é mais significativo no caso das unidades do grupo I, o que pode estar relacionado ao fato destas unidades apresentarem um número maior de fileiras de tubos em profundidade (ver tabela 1).

Os resultados, consistentes sob o ponto de vista qualitativo, confirmam as tendências observadas na literatura, segundo as quais, as aletas ventiladas se caracterizam por apresentarem coeficientes de transferência de calor do lado externo superiores às correspondentes aletas lisas, impondo, porém, perdas de carga no ar superiores.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos ao Sr. José Roberto Bogni, responsável pela construção e montagem do aparato experimental. Os autores estendem seus agradecimentos às empresas Danfoss do Brasil, MIPAL, PROJELMEC e APEMA pela gentil doação de diversos controles e componentes utilizados na bancada. E, finalmente, agradecem a Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo fomento financeiro.

## 6. REFERÊNCIAS

- ASHRAE Standard 41.2-1991, “Standard Methods for Laboratory Air-flow Measurement”, American Society of Heating, Refrigerating and air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- Garimella, S., Coleman, J. W. e Wicht, A., 1997, “Tube and fin geometry alternatives for the design of absorption heat pump heat exchangers”, Enhanced Heat Transfer, Vol. 4, pp. 217-235, 1997.
- Kays, W. M. e London, A. L., 1984, “Compact Heat Exchangers”, 3rd Edition, McGraw Hill, New York.
- Yun J. Y., Lee, K. S., 1999, “Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.42, pp.2375-2385.
- Rugh, J. P. Pearson, J. T. and Ramadhyani, S., 1992, “A study of a very compact heat exchangers used for passenger compartment heating in automobiles”, in Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, ASME Symp. Ser., HTD-Vol.201, pp.15-24, ASME, New York.
- Shah, R. K., e Webb, R. L., 1982, “Compact and enhanced heat exchangers”, in Heat Exchangers: Theory and Practice, J. Taborek, G. F. Hewitt and N. H. Afgan, Eds. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D. C., pp. 425-468.
- Sunden, B. e Svantesson, J., 1992, “Thermal hydraulic performance of new multilouvered fins”, in Proceedings of the 3rd UK National Heat Transfer Conference, pp.805-811.
- Webb, R. L., 1994, “Principles of Enhanced Heat Transfer”, 3rd Edition, Edt. John Wiley & Sons Inc.



## **DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DE MATERIAIS USANDO O METODO DA ALETA**

**Fernando Fernandes Vieira (\*)**

**Carlos Antônio Pereira de Lima (\*)**

**Geralda Gilvânia Cavalcante de Lima (\*)**

**Zaqueu Ernesto da Silva (\*\*)**

**Carlos Antônio Cabral dos Santos (\*\*)**

(\*) Universidade Estadual da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Química, Caixa Postal 781, 58100-970, Campina Grande, PB, Brasil. E-mail: fernando@les.ufpb.br

(\*\*) Universidade Federal da Paraíba, Laboratório de Energia Solar, CT/CPGEM-DTM, Caixa Postal 5115, 58051-970, João Pessoa, PB, Brasil

### **Resumo.**

A aplicação do método da estimação de parâmetros em problemas de condução de calor em regime transiente, tem por objetivo determinar a difusividade térmica do corpo de prova e o coeficiente de transferência de calor para o ambiente. O método da estimação de parâmetros, fornece ferramentas eficientes para a análise de dados experimentais, usados na obtenção de parâmetros que surgem durante a modelagem matemática de fenômenos físicos. Os modelos podem ser na forma de equações algébricas, diferenciais ou integrais. Inicialmente foi feita a modelagem do sistema, através da resolução das equações diferenciais, obtidas dos balanços de energia sobre o sistema. Foi desenvolvido um código computacional para a simulação dos dados experimentais, como também para a estimação dos parâmetros desejados. Os resultados obtidos para os parâmetros  $\alpha$  e  $h$ , mostraram que o método da estimação dos parâmetros se adapta perfeitamente a resolução deste tipo de problema

**Palavras-chaves:** Estimação, Difusividade, Calor, Simulação

### **1 - INTRODUÇÃO:**

Usualmente assume-se que tanto em aplicações teóricas como práticas, os parâmetros físicos que aparecem nos modelos matemáticos são precisamente conhecidos. Em muitos casos, no entanto, a predição exata destes parâmetros é muito mais difícil que a determinação de uma solução aproximada. A análise do problema inverso de estimação de parâmetros em condução de calor (Beck & Arnold, 1977) tem sido usada com sucesso na caracterização térmica de diferentes tipos de materiais.

A determinação de propriedades termofísicas é feita para caracterizar os materiais; pela necessidade de conhecê-los e conseqüentemente aperfeiçoá-los. A caracterização térmica dos materiais constitui um domínio importante ligadas á transferência de calor. Quando um material estudado pode ser considerado ideal, os métodos de medidas se aplicam diretamente;

caso contrário tem-se que estabelecer modelos de transferência de calor adaptados ao problema físico em consideração.

De maneira geral, a determinação de uma grandeza termofísica necessita deve seguir os seguintes passos: Desenvolvimento de um modelo termocinético teórico(problema direto) e de uma experiência que leve em conta as características da amostra e o ambiente; Medida das grandezas fundamentais: temperatura e fluído; utilização de um método de identificação de parâmetros(método inverso); Confrontação entre dados teóricos e experimentais.

Os métodos de obtenção de dados experimentais podem ser classificados em: Métodos em regime permanente, onde o tempo não intervém. Esses métodos permitem alcançar unicamente a condutividade térmica e os métodos em regime variável , onde as medidas efetuadas são função do tempo. Esses permitem a identificação de vários parâmetros: condutividade, difusividade, efusividade ou capacidade térmica.

A contribuição das técnicas inversas no domínio da metrologia térmica é particularmente importante em várias direções como na escolha do modelo matemático, dos parâmetros sensíveis(otimização), da variável explicativa(intervalo de tempo e freqüência), de modo geral, a concepção otimizada das experiências.

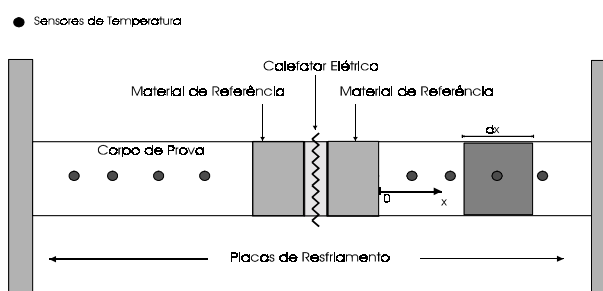
O problema inverso da condução de calor (IHCP) foi primeiro estudado por Stoltz (1960), desde então muitos métodos tem sido proposto e diversos autores (Beck et al.,1985; Hensel, 1991; Alifanov, 1994; Kurpitz e Novak, 1995) estudaram este problema particular. Em um recente artigo Scarpa e Milano(1995) mostraram como a robusta técnica de filtro de Kalman poderia ser usada para a alta sensibilidade de IHCP para medições dos erros.

O presente trabalho tem como objetivo a aplicação do método da estimação de parâmetros em um problema de condução de calor em regime transiente, para determinar a difusividade térmica do corpo de prova e o coeficiente de transferência de calor para o ambiente. O método de medida utilizado foi o método da barra. Apesar deste método ser usado mais freqüentemente para regime permanente, com este trabalho verifica-se que ele também pode ser utilizado em regime transiente, conseqüentemente isto é uma contribuição no avanço deste método.

O procedimento computacional para a estimação dos parâmetros térmicos desejados foi desenvolvido em linguagem FORTRAN. Para mostrar a precisão do código computacional, na estimação da difusividade térmica através das medições de temperatura, foi simulada a estimação da difusividade térmica do cobre.

## 2 - DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Considere a seguinte montagem experimental (Fig. 01) para a determinação das propriedades termofísicas de materiais sólidos opacos.



**Figura 1.** Diagrama esquemático do equipamento para determinar propriedades termofísicas

O sistema encontra-se inicialmente em equilíbrio térmico, caracterizado pela temperatura ambiente ( $T_\infty$ ). No instante  $t = 0$ , a superfície em  $x = 0$  é exposta a um fluxo de calor constante ( $q = \text{constante}$ ), enquanto que a superfície em  $x = L$  é mantida a temperatura constante ( $T_0$ ). O cilindro troca calor por convecção, em sua superfície lateral, com o ambiente. São consideradas as seguintes hipóteses: propriedades físicas constantes e condução unidirecional transiente.

O objetivo da análise é estimar a difusividade térmica ( $\alpha$ ) do material e o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h$ ).

Aplicando um balanço energético no volume de controle da figura 1, obtemos, a seguinte equação diferencial:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - M\alpha(T - T_\infty) \quad (1)$$

onde

$$M = \frac{h.P}{k.A} \quad \text{sendo que}$$

$P$  = perímetro,  $k$  = condutividade térmica e  $A$  = área da seção transversal

A equação (1), deve ser resolvida, com as seguintes condições de contorno e inicial:

$$q = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{para } x = 0 \quad (2)$$

$$T = T_0 \quad \text{para } x = L \quad (3)$$

e condição inicial

$$T(x, 0) = T_\infty \quad (4)$$

Para estimar  $\alpha$  e  $h$  foram simulados as colocações de 4 sensores de temperatura ( figura 1) no corpo de prova, os quais registraram a temperatura em intervalos de tempos iguais a 1 segundo até o sistema atingir o regime estacionário.

### 3 - SOLUÇÃO DO PROBLEMA DIRETO

A resolução do problema direto foi feito usando-se o método das diferenças finitas, usando-se um esquema implícito avançado no tempo e centrado no espaço. A discretização da equação 01 e das condições de contorno e inicial são mostradas a seguir:

$$T_i^{t+1} = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} (T_{i-1}^{t+1} - 2T_i^{t+1} + T_{i+1}^{t+1}) - M\alpha \Delta t (T_i^{t+1} - T_\infty) + T_i^t \quad (5)$$

$$T_1^{t+1} = T_2^{t+1} + \frac{q\Delta x}{k} \quad (6)$$

$$T_m^{t+1} = T_0 \quad (7)$$

O sistema de equações, resultante da discretização da equação diferencial e das condições de contorno, foi resolvida utilizando-se a subrotina TRIDAG (Press et al, 1989)

#### 4 - MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS

A técnica da identificação dos parâmetros foi utilizada para determinar os valores da difusividade térmica ( $\alpha$ ) e do coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h$ ).

O princípio básico dos métodos de estimação de parâmetros, consiste na minimização da função que representa a diferença quadrática entre os valores experimentais ( $Y_{exp}$ ) e os calculados pelo modelo teórico ( $Y_{mod}$ ) que representa o sistema experimental.

$$F(\alpha, h, x, t) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n [Y_{exp} - Y_{mod}(\alpha, h, x, t)]^2 \quad (8)$$

A minimização da função F é feita da seguinte forma: a derivada da função F em relação a cada um dos parâmetros deve ser igual a zero.

$$\frac{\partial F}{\partial \alpha} = -2 \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N (T_{Exp} - T_{Mod}) \frac{\partial T_{Mod}}{\partial \alpha} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial F}{\partial h} = -2 \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N (T_{Exp} - T_{Mod}) \frac{\partial T_{Mod}}{\partial h} = 0 \quad (10)$$

A derivada primeira da variável dependente (Temperatura) com relação ao parâmetro desconhecido (difusividade térmica ou coeficiente de transferência de calor) é chamada de coeficiente de sensibilidade. Estes coeficientes são de extrema importância no processo de identificação de parâmetros, pois fornecem informações sobre a grandeza da variação da resposta do modelo, devido as perturbações dos parâmetros. Além do mais, eles fornecem informações sobre a identificabilidade do sistema (Beck & Arnold, 1977).

Para que todos os parâmetros de um determinado modelo possam ser identificados simultaneamente, todos os seus coeficientes de sensibilidade devem ser linearmente independentes.

No caso do sistema em estudo os coeficientes de sensibilidade ( $X_i$ ) foram calculados a partir da derivação numérica da solução direta do problema, da seguinte forma:

$$X_1 = \frac{\partial T}{\partial \alpha} = \frac{Y_{Mod}(x, t, \alpha + \Delta\alpha, h) - Y_{Mod}(x, t, \alpha, h)}{\Delta\alpha} \quad (11)$$

$$X_2 = \frac{\partial T}{\partial h} = \frac{Y_{Mod}(x, t, \alpha, h + \Delta h) - Y_{Mod}(x, t, \alpha, h)}{\Delta h} \quad (12)$$

## 5 - PROCEDIMENTO COMPUTACIONAL

Um dos métodos mais simples e eficientes para a minimização da função  $F$  (eq. 8) é o método de Gauss (ou método da linearização). Este método além de simples, tem a vantagem de especificar a direção e o tamanho da correção a ser aplicada em cada iteração no vetor dos parâmetros desconhecidos. Este método é eficiente na procura de um mínimo que esteja razoavelmente bem definido e que as estimativas iniciais dos parâmetros estejam próximo da região do mínimo.

O caso em análise trata-se de estimação não linear, neste caso usa-se um processo iterativo para determinar os parâmetros, usando-se as seguintes equações.

$$b^{(k+1)} = b^{(k)} + P [X^T \cdot \varepsilon] \quad (13)$$

$$P = [X^T \cdot W \cdot X + U]^{-1} \quad (14)$$

onde:

- $X$  : Matriz dos coeficientes de sensibilidade
- $X^T$  : Matriz transposta dos coeficientes de sensibilidade
- $\varepsilon$  : Matriz coluna, que representa a diferença entre  $T_{\text{exp}} - T_{\text{mod}}$
- $b$  : Matriz coluna contendo os parâmetros estimados

O procedimento iterativo inicia com  $b^{(0)}$  e em cada iteração o vetor  $b$  é corrigido até que o critério de tolerância seja alcançado

$$\left| \frac{b^{(k+1)} - b^{(k)}}{b^{(k)} + \xi} \right| < \delta$$

$$\delta = 10^{-3} \quad e \quad \xi = 10^{-10}$$

## 6 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os dados experimentais foram obtidos através da simulação numérica, usando a solução direta do problema.

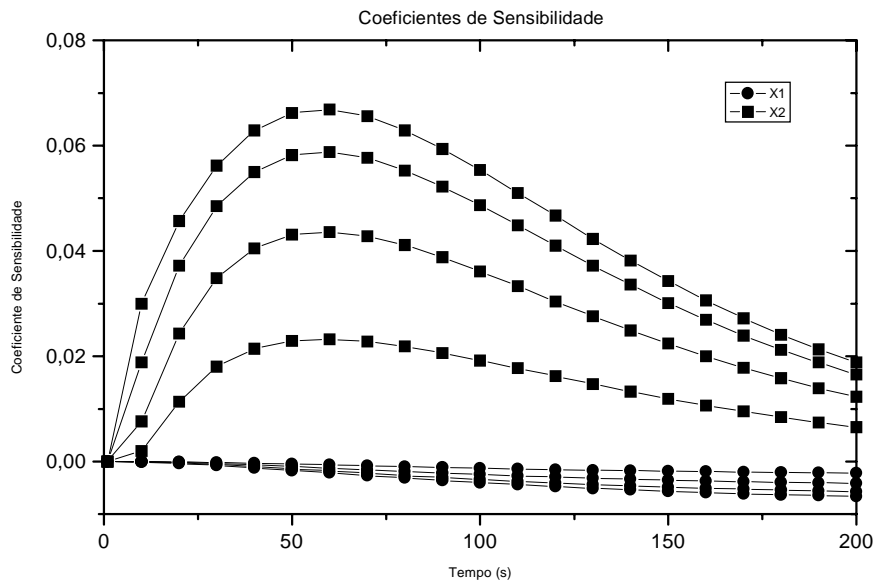
As simulações foram feitas considerando-se um corpo de prova feito de cobre, com as seguintes dimensões:  $D = 20,00$  mm e  $L = 100,00$  mm.

Para validar a metodologia empregada e verificar a influencia da existência de erros de medição sobre os valores dos parâmetros, foram introduzidos erros aleatórios sobre a solução exata, da seguinte forma:

$$T_{\text{exp}} = T_{\text{exata}} + \overline{\omega} \cdot \sigma \quad (15)$$

Onde  $\overline{\omega}$  representa números aleatórios, cuja distribuição é Gaussiana e  $\sigma$  é o desvio padrão das medições ( $\sigma = 0,05$ ). Os erros aleatórios foram obtidos através da utilização da subrotina DRNNOR da biblioteca numérica IMSL.

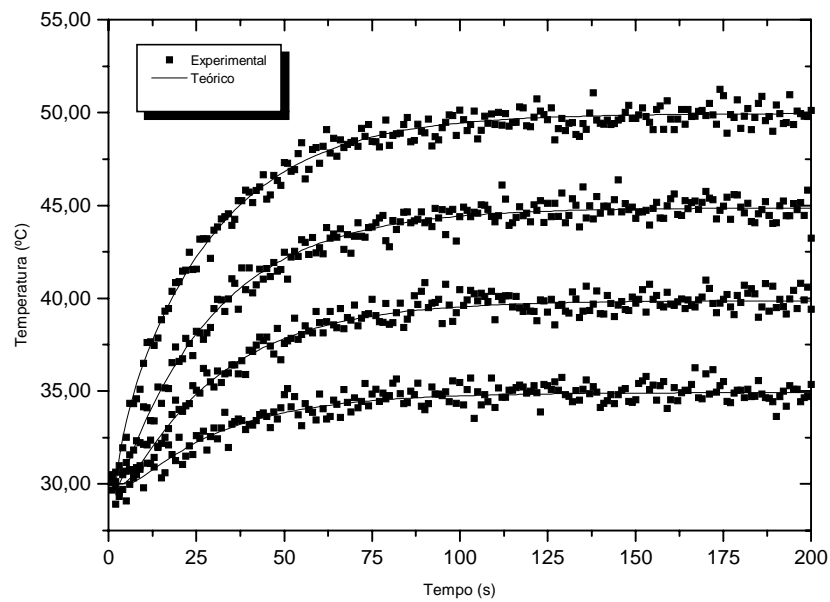
A figura (2) mostra os coeficientes de sensibilidade com relação aos parâmetros identificados, podemos observar que eles são linearmente dependentes, o que torna possível



sua estimação simultânea.

**Figura 2.** Coeficientes de Sensibilidade dos Parâmetros Identificados

A figura (3) mostra os valores experimentais simulados e o perfil de temperatura ajustado, de acordo com os parâmetros identificados.



**Figura 3.** Perfil de Temperatura Experimental e Teórico no interior do corpo de prova

Os valores obtidos na estimação da difusividade térmica do cobre e do coeficiente de transferência de calor, foram respectivamente:

**Tabela 1.** Valores Estimados dos Parâmetros

PARAMETRO	VALOR
Difusividade Térmica ( $m^2/s$ )	$11.16 \times 10^{-5} (\pm 9.10 \times 10^{-13})$
Coefficiente de Transferência de Calor ( $W/m^2\text{°C}$ )	25,01 ( $\pm 0,47$ )

## 7 – CONCLUSÃO

O problema inverso de condução de calor foi resolvido para estimar a difusividade térmica de um material opaco e o coeficiente de transferência de calor por convecção, utilizando-se o método da aleta. O perfil de temperatura experimental foi obtido através de simulação numérica e o método de Gauss foi utilizado de forma iterativa para a estimação de parâmetros, tendo em vista que trata-se de um problema de estimação não linear. Os valores estimados da difusividade térmica e do coeficiente de transferência de calor, estão de acordo com os valores encontrados na literatura.

## 8 - BIBLIOGRAFIA

- Alifanov, O. M., 1994, “Inverse Heat Transfer Problems”, Springer-Verlag Publishers, Berlin.
- Beck, J. V., Blackwell, B., and St. Clair Jr., C. R., 1985 “Inverse Heat Conduction: Ill-Posed Problems”, Wiley-Interscience, New York, USA
- Beck, J.V and Arnold, K. J., 1977, “Parameter Estimation in Engineering and Science”, John Willey & Sons, New York, USA, 502p.
- Hensel, E., 1991, “Inverse Theory and Applications for Engineers”, Prentice Hall Publishers, Englewood Cliffs, NJ.
- Kurpisz, K., and Nowak, A. J., 1995, “Inverse Thermal Problems”, Computational Mechanics Publications, Southampton, United Kingdom.
- Press, W.; Flannery, B. P.; Teukolsky, S. A. and Vetterling, W. T. “Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing (FORTRAN Version)”, Cambridge Press, Cambridge, 1989
- Scarpa, F., and Milano, G., 1995, “Kalman Smoothing Technique Applied to the Inverse Heat Conduction Problem”, Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 28, pp. 79-96.

# NUMERICAL STUDY OF LIQUID INTERNAL CIRCULATION DURING DROPLET-STREAM COMBUSTION

**Edson G. Moreira Filho**

**Albino J.K. Leiroz<sup>♦</sup>**

Department of Mechanical and Materials Engineering

Instituto Militar de Engenharia

22290-270 -- Rio de Janeiro – RJ

E-mail: leiroz@ime.eb.br

## **Abstract**

A numerical study of interference effects within the liquid-phase of an infinite linear array of spherical droplets in the absence of surrounding convective effects is discussed in the present work. The transient evolution of the flow field, obtained using a vorticity-stream function approach, show the development of two toroidal vortices surrounded by a viscous boundary layers close the liquid-gas interface and by a internal wake in the stream axis region. The evolution of the temperature field is also analyzed. Results indicate that velocity and temperature distributions inside individual stream droplets are significantly different from patterns found for isolated droplets in convective streams.

**Keywords:** Droplet Combustion, Droplet Vaporization, Numerical Methods, Convection.

## **1. INTRODUCTION**

The atomization of liquid fuel jets, which usually precede the vaporization and combustion in a wide range of important technological applications, invariably leads to sprays with a large droplet volumetric fraction. Within these dense sprays, interaction effects and deviations from the isolated droplet behavior (Spalding, 1953; 1955) become significant and the multi-dimensionality of the phenomena make pure analytical treatments not applicable.

Reviews of numerical studies of multi-droplet combustion have been presented covering a broad selection of physical situations and stressing the importance of droplet interaction (Sirignano, 1993, Annamalai, 1992). Numerical studies share the compromise of addressing the different spatial and time scales present in the multi-droplet combustion phenomena and are usually limited to arrays with a small number of droplets.

The droplet interaction phenomena can be understood from the nature of the involved physical process. Energy in the form of heat diffuses and convects from the surrounding ambience or reaction zone to the droplet surface, increasing the liquid droplet temperature and leading to phase-change. Mass diffusion is also present due to species concentration gradients. In a combustion situation, the vaporized liquid is transported to the flame (Stefan Flow) where reaction occurs and heat is released to the ambient and to the condensed phase. Interdroplet

---

<sup>♦</sup> Author to whom correspondence should be addressed. e-mail: *leiroz@ime.eb.br*



effects alter the manner in which an individual droplet receives heat and thus affect its heating and vaporization. In reacting situations, competition for the ambient oxidant affects the flame position and shape, and variations in ignition delays become influenced by the spray denseness.

Liquid circulation studies for isolated droplets in convective stream show the development of a single toroidal vortex surrounded by a viscous boundary layer and an internal wake (Prakash & Sirignano, 1978). Liquid vaporization effects are initially neglected. Results are used to correlate the vortex strength to the shear stress at the liquid-gas interface. Energy diffusion within the recirculation zone is also shown to follow a one-dimensional behavior due to the circulatory flow pattern. For vaporizing liquid droplets, an integral approach is used in the analysis of viscous, thermal and species boundary layers (Prakash & Sirignano, 1980). Results show the importance of transient effects and that the temperature distribution within the discrete phase is nonuniform during the droplet lifetime.

A detailed numerical analysis of a spherical droplet suspended by a thin filament in a convective stream (Shih & Megaridis, 1995). The filament suspended droplet is a typical setup for reactive and nonreactive experimental studies. Results show the influence of the filament on the general liquid internal circulation, which includes the development of secondary vortices. Besides, significant effects of the circulation patterns on the droplet vaporization rate were observed.

In the absence of convective effects, droplet mass vaporization reduction in linear reacting arrays due to interference was found and correlated to interdroplet spacing (Leiroz & Rangel, 1995a; 1995b). Furthermore, the nonconvective quasi-steady results indicate the potential flow solution as a valid approximation for the viscous velocity field, based on a negligible tangential velocity observed along the droplet surface. The droplet surface blowing velocity was found to vary along the liquid-gas interface leading to the observed negligible tangential velocity.

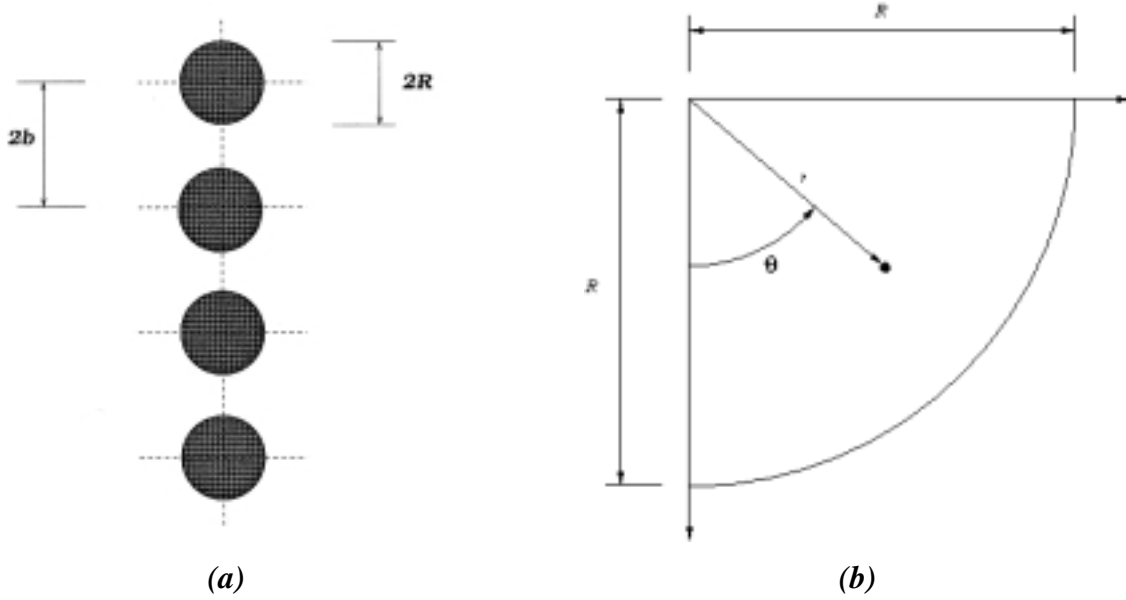
Gas-phase transient results during droplet stream combustion have shown the existence of non-vanishing droplet surface tangential velocities that can lead to shear-induced liquid motion within the dispersed phase (Leiroz, 1996). Nevertheless, similarly to the quasi-steady case, the droplet surface normal velocity was found to vary along the liquid-gas interface. Besides, preferential vaporization near the droplet equatorial plane, that can also induce liquid movement inside the droplet, was also observed. Results also show, for the time intervals investigated, a weak dependence of the droplet mass vaporization rate on the interdroplet spacing.

The transient motion of liquid inside spherical droplets generated by the presence of significant interference effects in droplet streams under stagnant environment conditions is numerically investigated. Constant thermophysical properties and quasi-steady conditions are assumed for the purpose of the calculations. Preferential vaporization effects are also neglected for the present work. The transient energy and momentum governing equations, written in vorticity-stream function formulation, are discretized using the BTCS Finite Difference scheme (Hoffman, 1992). Results show the temporal evolution of the flow and temperature fields, which are also compared with patterns found in isolated droplet in convective conditions.

## 2. ANALYSIS

In the absence of external convective effects, the study of interactive effects within the dispersed phase of an infinitely long linear array of spherical equidistant droplets, shown in Fig.1a can be performed in the solution domain depicted in Fig.1b. Symmetry considerations around the droplet stream axis, the droplet equatorial plane and the interdroplet mean distance plane are explored in the simplification of the solution domain.

The flow and energy governing equations are written in nondimensional form, assuming constant thermophysical properties, negligible body forces and secondary convective effects, as



**Figure 1.** Sketch of the center portion of an infinite stream of droplets (a) and physical domain and principal dimensions (b)

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 u_r) + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (u_\theta \sin \theta) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \\ \frac{1}{Re} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial r^2} (r^2 u_r) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sin \theta \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_\theta u_r}{r} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \\ \frac{1}{Re} \left[ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial (u_\theta \sin \theta)}{\partial \theta} \right) + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{1}{Pe} \left\{ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \right\} \quad (4)$$

with boundary conditions

$$u_\theta = u_{\theta,s}(\theta), \quad u_r = 0, \quad T = 1; \quad r = 1, \quad 0 < \theta < \pi/2 \quad (5)$$

$$u_\theta = 0, \quad \frac{\partial u_r}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \theta} = 0; \quad \theta = 0, \quad 0 \leq r \leq 1 \quad (6)$$

$$u_\theta = 0, \quad \frac{\partial u_r}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \theta} = 0; \quad \theta = \pi/2, \quad 0 \leq r \leq 1 \quad (7)$$

and initial conditions

$$u_\theta = 0, u_r = 0, T = 0; 0 \leq r \leq 1, 0 \leq \theta \leq \pi/2 \quad (8)$$

which corresponds to the instantaneous injection of the droplet stream into a surrounding gas environment.

The nondimensional variables in Eqs. 1-8 are defined as

$$r = \frac{r^*}{R}; u_\theta = \frac{u_\theta^*}{u_{s,max}^*}; u_r = \frac{u_r^*}{u_{s,max}^*}; p = \frac{p^*}{\rho (u_{s,max}^*)^2}; t = \frac{t^*}{R/u_{s,max}^*}; T = \frac{T^* - T_0^*}{T_s^* - T_0^*} \quad (9)$$

where the droplet radius ( $R$ ) and the maximum tangential velocity along the droplet surface ( $u_{s,max}^*$ ) are used as length and velocity characteristic quantities, respectively.

According to the nondimensional variables defined in Eq. 9, the Reynolds ( $Re$ ), Prandtl ( $Pr$ ) and Peclet ( $Pe$ ) numbers are defined as

$$Re = \frac{u_{s,max}^* R}{\nu}; Pr = \frac{\nu}{\alpha}; Pe = Re \cdot Pr \quad (10)$$

where  $\nu$  and  $\alpha$  represent the kinematic viscosity and the thermal diffusivity, respectively.

In order to decouple the pressure and velocity fields and reduce the number of equations necessary for the flow analysis, the primitive variable formulation described by Eqs. 1-3 are rewritten in vorticity-stream function form as

$$\frac{\partial \xi_\phi}{\partial t} + u_r \frac{\partial \xi_\phi}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial \xi_\phi}{\partial \theta} = \frac{\xi_\phi}{r} (u_r + u_\theta \cot \theta) + \frac{1}{Re} \left\{ \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial \xi_\phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (\xi_\phi \sin \theta) \right] \right\} \quad (11)$$

$$-\xi_\phi = \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r^2 \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\psi}{r} \right) \right] - \frac{1}{r^3} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \right] \quad (12)$$

with boundary conditions

$$\psi = 0; r = 1, 0 < \theta < \pi/2 \quad (13)$$

$$\psi = 0, \xi_\phi = 0; \theta = 0, 0 \leq r \leq 1 \quad (14)$$

$$\psi = 0, \xi_\phi = 0; \theta = \pi/2, 0 \leq r \leq 1 \quad (15)$$

and initial conditions

$$\psi = 0, \xi = 0; 0 \leq r \leq 1, 0 < \theta < \pi/2 \quad (16)$$

Vorticity ( $\xi_\phi$ ) and stream function ( $\psi$ ) are respectively defined by the radial and tangential velocity components as

$$\xi_\phi = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ru_\theta) - \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \quad (17)$$

and

$$u_r = \frac{1}{r^2 \sin\theta} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}; \quad u_\theta = -\frac{1}{r \sin\theta} \frac{\partial \psi}{\partial r} \quad (18)$$

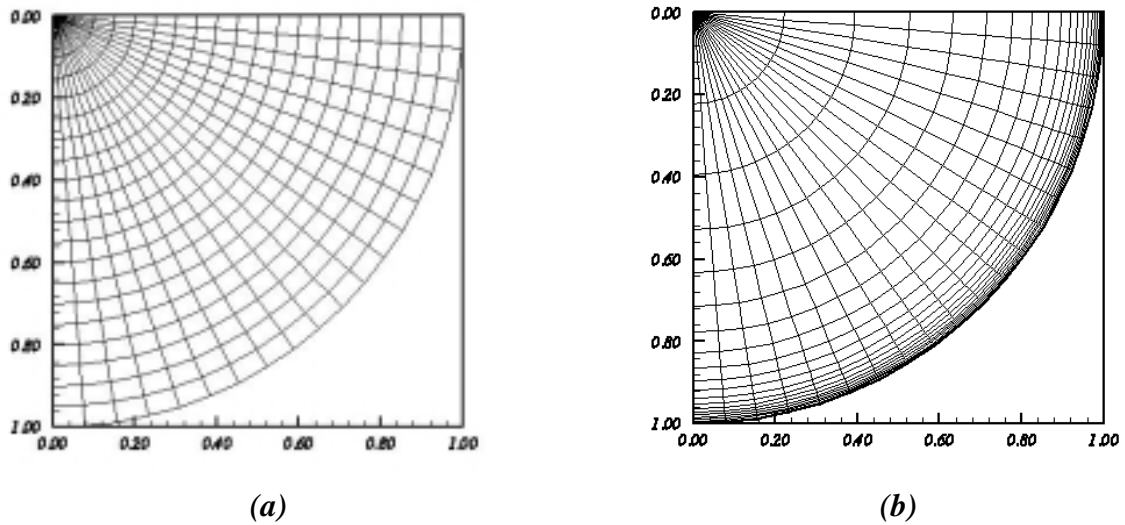
The vorticity value at the liquid-gas interface is initially unknown and is determined by an iterative solution procedure of Eqs.10-15, which also accounts for the treatment of the non-linear terms present in Eq.10.

### 3. NUMERICAL CONSIDERATIONS

In order to improve solution convergence and control computational costs, clustering of points in the radial direction close to the liquid-gas interface is introduced. The clustering of points is motivated by the high solution gradients expected close to the droplet surface. During the grid generation procedure, an analytical transformation expressed by (Anderson *et al.*, 1984)

$$\eta = 1 + \frac{1}{\tau} \sinh^{-1} [(r-1)\sinh(\tau)] \quad (19)$$

is applied, where the clustering parameter  $\tau$  allows the control of the radial point distribution. Analytically obtained metrics are used to rewrite Eqs. 4, 11 and 12, using the introduced transformed variable  $\eta$ .



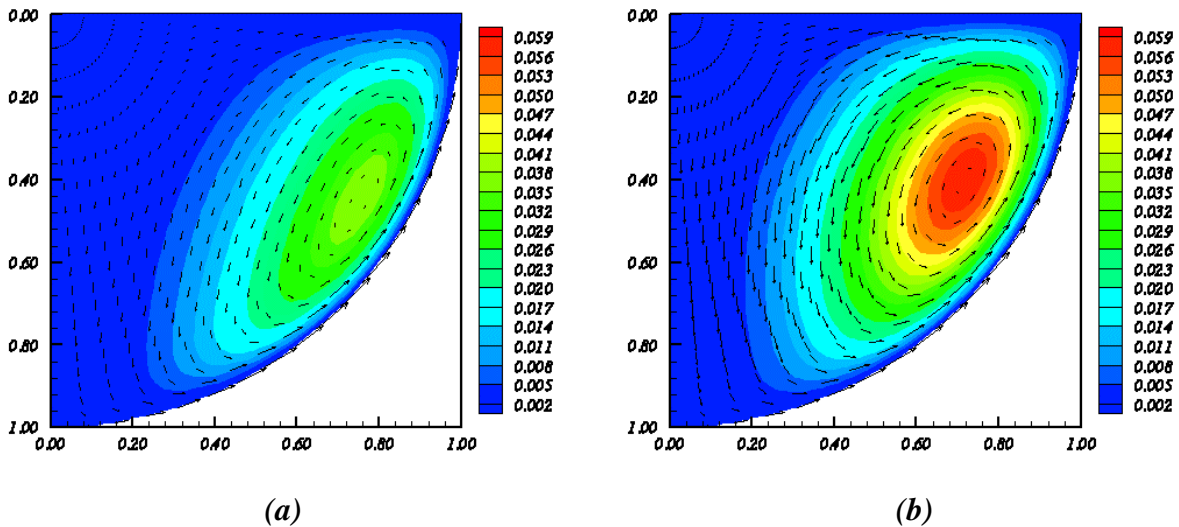
**Figure 2:** Discretizing grid in the physical domain for  $\tau \rightarrow 0$  (a), and  $\tau = 5$  (b) -  $21 \times 21$  points

The transformed equations are discretized into algebraic form using a BTCS Finite-Difference scheme (Anderson *et al.*, 1984). The resulting system of algebraic equation is solved by iterative methods with local error control. Once convergence is achieved, Eq.19 is analytically inverted and solution profiles within the physical domain are obtained. Discretizing grids within the physical domain are depicted in Fig.2 for different values of the clustering parameter. As shown in Fig.2a, regularly spaced grids are recovered for vanishing clustering parameter values. For the present work, tangential droplet surface velocity components functional dependence on the angular position is obtained from gas-phase transient calculations (Leiroz, 1996).

#### 4. RESULTS

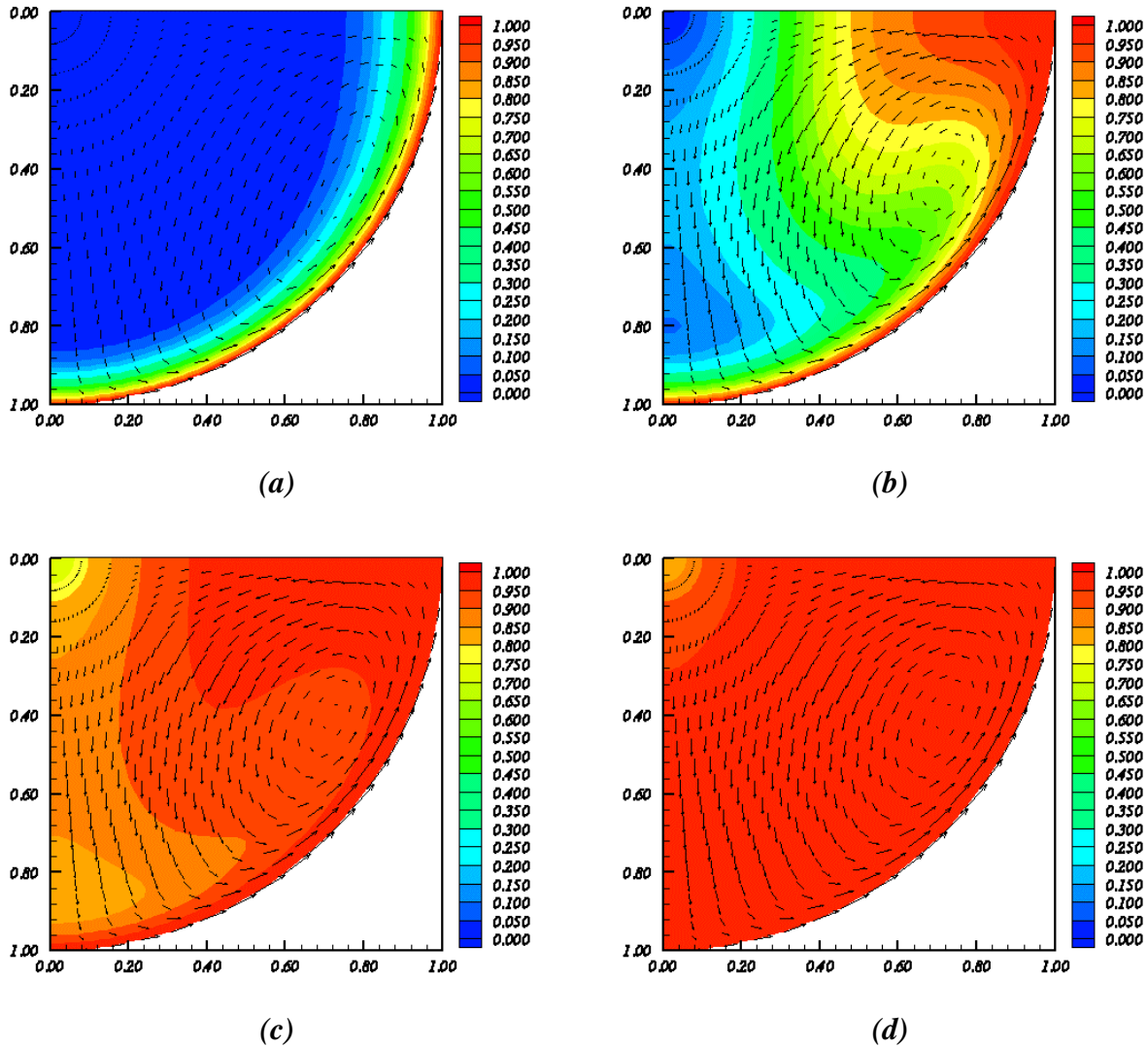
The developed numerical procedure was initially validated for the limiting case of an isolated droplet for which the transient droplet surface velocity induced by interference vanishes. An analytical solution for the energy equation is obtained neglecting the convective terms. A convergence study is also performed in order to calibrate the mesh parameter  $\tau$ . For the present work, results are shown for the case of  $Re = 100$ ,  $Pr = 1$ , and  $u_{\theta,s} = \sin(2\theta)$ . Simulations were conducted in a  $41 \times 41$  discretizing grid with a clustering parameter ( $\tau$ ) equal to 1.5 and  $\Delta t = 10^{-7}$  which allows a 3-digit precision on the depicted results.

Stream-function transient and steady-state results shown in Fig.3 indicate the existence of two toroidal vortices within the liquid phase separated by the droplet equatorial plane. The vortex center is shown to dislocate towards to droplet equatorial plane as the flow field develops to steady-state. The existence of a boundary layer close to the liquid-gas interface and of a wake between the vortex and the droplet stream axis is also observed. Although these structures are also present in the flow pattern found for isolated droplets in convective stream (Prakash & Sirignano, 1978), the calculated two-vortex pattern is significantly different from the single vortex found for that configuration. Also, results can be used to quantify the vortex strength. The liquid motion effect on the droplet stream transport mechanisms is currently under study.



**Figure 3.** Transient flow  $t = 0.05$  (a) and  $t = 0.92$  (b) pattern showing stream-function distribution and velocity vectors.  $41 \times 41$  Point Grid.  $u_{\theta,s} = \sin(2\theta)$

The evolutions of the temperature and velocity fields are depicted in Fig.4. For initial times, the temperature field presents a weak dependence on the angular position within the liquid droplet as shown in Fig.4a for  $t = 0.05$ . Although, the almost diffusive behavior is associated with early stages of the flow development, a broadening of the thermal boundary layer close to the droplet equatorial plane is observed. For later times, convective effects become important and the temperature field deviates from the quasi-radial profile. Figure 4b, in which the temperature field is depicted for  $t = 0.30$ , shows that, for similar radial positions, higher temperatures can be observed closer to the droplet equatorial plane than to the stream axis. The inward motion of fluid observed as  $\theta$  approach  $\pi/2$  is responsible for the preferential temperature field development. An early stage of the development of the temperature field within the vortex is also shown on Fig.4b. The thermal development near the stream axis follows, as shown in Fig.4c for  $t = 0.60$ . It is noteworthy the non-monotonic character of the temperature field in the region, indicating a weak influence of the heat flux from droplet surface on the thermal development. A temperature field close to the trivial uniform steady solution is depicted in Fig.4d for  $t = 0.90$ . Due to the small velocities near the droplet center, heat diffusion becomes an important mechanism for the latter stages of the temperature field development.



**Figure 4.** Temporal variation of the temperature field showing the velocity vectors for  $t = 0.05$  (a),  $t = 0.30$  (b),  $t = 0.60$  (c) and  $t = 0.90$  (d) -  $41 \times 41$  Grid Points.  $u_{\theta,s} = \sin(2\theta)$

## 5. CONCLUSIONS

The numerical analysis of the transient convective effects inside liquid droplets in a linear infinite array was performed. Results, which show the importance of transient effects, are used to draw qualitative results of the flow and temperature development characteristics. The existence and development of two toroidal vortices, which contrasts with the single vortex structure found for isolated droplet in convective streams, is shown to have a strong effect on the temperature field development. The droplet heating is shown to be governed by diffusion during the early and latter stages of the process, while convection becomes important for intermediate time intervals. Further studies are necessary to investigate the influence of the involved parameters on the flow and temperature field developments and to quantify the observed phenomena. Besides, the influence of the droplet vaporization and the consequential liquid-gas interface regression can have influence on the droplet heating process and should be investigated.

## 6. ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to acknowledge the financial support provided by the CNPq (Grant No. 520315/98-7). Computer resources were allocated by the Aerodynamics and Thermosciences Laboratory of the *Instituto Militar de Engenharia*.

## 7. REFERENCES

- Anderson, D. A., Tannehill, J. C. and Pletcher, Richard H., "Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer", Hemisphere Publishing Corporation, 1984
- Annamalai, K.; "Interactive Process in Gasification and Combustion. Part I: Liquid Drop Arrays and Clouds", Progress Energy Combust. Science, Vol.18, pp.221-295, 1992.
- Hoffman, J. D., "Numerical Methods for Engineers and Scientists", McGraw-Hill, 1992.
- Leiroz, A.J.K. and Rangel, R.H., "Numerical Study of Droplet-Stream Vaporization at Zero-Reynolds Number", Numerical Heat Transfer, Applications, Vol.27, pp.273-296, 1995.
- Leiroz, A.J.K. and Rangel, R.H., "Interference Effects on Droplet Stream Combustion", Proc. 8th Int. Symp. on Transport. Phenomena in Combustion, San Francisco, 1995.
- Leiroz, A.J.K., "Numerical Study of Droplet-Stream Vaporization and Combustion", Ph.D. Dissertation, University of California, Irvine, 1996.
- Prakash S. and Sirignano W.A., "Liquid Fuel Droplet Heating with Internal Circulation", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.21, 885-895, 1978
- Prakash S. and Sirignano W.A., "Theory of Convective Droplet Vaporization with Unsteady Heat Transfer in the Circulating Liquid Phase", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.23, 253-268, 1980.
- Shih A.T. and Megaridis C.M., "Suspended Droplet Evaporation Modeling in a Laminar Convective Environment", Combustion and Flame, Vol. 102, pp. 256-270, 1995.
- Sirignano, W.A., "Fluid Dynamics of Sprays", Journal of Fluids Engineering., Vol.115, pp.345-378, 1993.
- Spalding, D.B., "The Combustion of Liquid Fuels", Proc. 4th International Symposium of Combustion, Cambridge, MA, pp. 847-864, Williams and Wilkins, Baltimore, 1953.
- Spalding, D.B., "Some Fundamentals of Combustion", Butterworths, London, 1955.

# INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE FOURIER NA SOLUÇÃO DE PROBLEMAS INVERSOS DE CONDUÇÃO DE CALOR ATRAVÉS DO MÉTODO DO GRADIENTE CONJUGADO

**Frederico Romagnoli Silveira Lima**

**Gilmar Guimarães**

Universidade Federal de Uberlândia, Campus Santa Mônica, Faculdade de Eng<sup>a</sup> Mecânica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. - [romagnol@mecanica.ufu.br](mailto:romagnol@mecanica.ufu.br); [gguima@mecanica.ufu.br](mailto:gguima@mecanica.ufu.br)

## Resumo

Os problemas inversos de condução de calor caracterizam-se pela obtenção da solução para um problema térmico sem a necessidade de se conhecer a forma funcional do parâmetro a ser estimado. O parâmetro desconhecido pode ser uma condição de contorno, condição inicial ou ainda a geração de calor (termo fonte). Neste trabalho, a técnica inversa baseada em gradientes conjugados é empregada para a obtenção de um fluxo de calor superficial. Observa-se que a eficiência na aplicação desta metodologia só é obtida a partir de certas condições de projeto. Nesse sentido, apresenta-se um estudo unidimensional dos parâmetros físicos envolvidos no problema. Nesta análise verifica-se a influência do Número de Fourier, que relaciona o tipo de material, dimensão da amostra e o tempo final de medição, sobre os resultados simulados usando o método do gradiente conjugado. Resultados experimentais também são apresentados.

**Palavras-chave:** Problemas inversos, Condução de calor, Estimação de parâmetros.

## 1. INTRODUÇÃO

Nas ciências térmicas existem inúmeros problemas de condução de calor cujas soluções não são conhecidas diretamente devido à dificuldade no estabelecimento das condições de contorno, condição inicial ou ainda do termo fonte. Uma alternativa para se obter a solução destes tipos de problemas é o uso de metodologias inversas. Nesse sentido, diferentes concepções de técnicas inversas têm sido propostas na literatura. Dentre elas podemos citar o Método de “Mollification” (Murio, 1989), o Método de Programação Dinâmica (Busby & Trujillo, 1985), o Método de Monte Carlo (Haji-Sheikh & Buckingham, 1993), o “Método da Marcha Espacial” (Raynaud & Sassi., 1994), o Método de Função Especificada Sequencial (Beck et al., 1985) e o Método do Gradiente Conjugado (Alifanov, 1974). Neste trabalho optou-se pelo uso do método do gradiente conjugado. A técnica escolhida é uma poderosa ferramenta para a minimização de uma função objetivo, pois permite estimar qualquer parâmetro desconhecido no problema térmico, tal como a condição inicial, condição de contorno ou ainda o termo fonte (Jarny et al., 1991). Entretanto, devido a concepção iterativa e de domínio global do método, o seu emprego possui algumas limitações (Alifanov & Egorov, 1995).

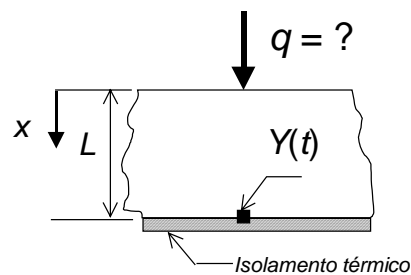
Neste trabalho, o problema inverso estudado é o da obtenção da distribuição de fluxo de calor e o campo de temperatura numa ferramenta de corte durante o processo de usinagem por torneamento. Observa-se que a estimação da temperatura na região de corte é de grande importância para o estudo do desgaste da ferramenta pois ela interfere na sua vida útil.



O principal objetivo, entretanto, é apresentar uma análise numérica da influência dos parâmetros físicos nos resultados estimados. Os parâmetros analisados levam em conta o tipo de material, a espessura e ainda o tempo final de aquecimento. Uma relação entre estes parâmetros pode ser dada pelo número de Fourier. Assim, a atenção é voltada para se estabelecer condições ideais de projeto, para obtenção resultados estimados confiáveis. A ferramenta de corte é, então, simulada como uma placa plana submetida a um fluxo de calor na superfície frontal e isolada na superfície oposta. Embora o problema real da ferramenta seja bem mais complexo, com características tridimensionais e com geração de calor localizada, o modelo simplificado é eficiente e adequado uma vez, que neste trabalho, apenas o desempenho da técnica através da identificação de valores ótimos de  $F_0$  é estudado.

## 2. PROBLEMA DIRETO

A Figura 1 apresenta o problema térmico estudado.



**Figura 1.** Problema térmico unidimensional.

A espessura da placa é definida por  $L$  e as propriedades da placa como condutividade térmica,  $k$ , e difusividade térmica,  $\alpha$ , bem como a condição inicial,  $T_0$ , são consideradas conhecidas. Assim o problema apresentado pode ser descrito respectivamente pela equação da difusão de calor, pelas condições de contorno e pela condição inicial como sendo

$$\frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \quad (1)$$

$$-k \frac{\partial T(0,t)}{\partial x} = q(t) \quad (2)$$

$$\frac{\partial T(L,t)}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

$$T(x,0) = T_0 \quad (4)$$

A solução direta desse problema é bem conhecida e pode ser encontrada analiticamente (Guimarães, 1993). Nesse trabalho, a solução do problema térmico é obtida numericamente através da técnica de volumes finitos (Patankar, 1980).

## 3. PROBLEMA INVERSO

Para o problema inverso o fluxo de calor é considerado desconhecido e será estimado a partir do campo de temperatura experimental,  $Y(t)$ , obtido na face oposta ( $x=L$ ). Neste, trabalho este campo de temperatura é simulada através da solução do problema direto considerando-se um fluxo de calor,  $q$ , conhecido. Apresenta-se a seguir um resumo das principais equações que descrevem o problema inverso.

A solução do problema inverso é obtida através da minimização do funcional abaixo

$$J(q) = \int_{t=0}^{t=t_f} [T(L, t; q) - Y(L, t)]^2 dt \quad (5)$$

### 3.1 Método gradiente de minimização

O algoritmo iterativo do método do gradiente conjugado para estimar um fluxo de calor desconhecido  $q(t)$  é dado por Özisik (1993) tal que,

$$q^{n+1}(t) = q^n(t) - \beta^n P^n(t) \quad (6)$$

onde  $n$  é o índice que indica o número de iterações;  $P^n$  é a direção descendente de busca dada por

$$P^n(t) = J'^n + \gamma^n P^{n-1}(t) \quad (7)$$

sendo  $\gamma^n$  o coeficiente conjugado e  $\beta^n$  o tamanho do passo definidos respectivamente por

$$\beta^n = \frac{\int_{t=0}^{t=t_f} [T(L, t; q) - Y(L, t)] \Delta T(L, t) dt}{\int_{t=0}^{t=t_f} [\Delta T(L, t)]^2 dt} \quad (8)$$

$$\gamma^n = \frac{\int_{t=0}^{t=t_f} [J'^n(t)]^2 dt}{\int_{t=0}^{t=t_f} [J'^{n-1}(t)]^2 dt} \quad (9)$$

### 3.2 Problema adjunto e equação gradiente

A minimização do funcional  $J(t)$  que resulta num problema auxiliar baseado no problema direto é dado por

$$\frac{\partial^2 \lambda(x, t)}{\partial x^2} = -\frac{1}{\alpha} \frac{\partial \lambda(x, t)}{\partial t} \quad (10)$$

$$\frac{\partial \lambda(0, t)}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial \lambda(L, t)}{\partial x} = 2[T(L, t; q) - Y(L, t)] \quad (12)$$

$$\lambda(x, t_f) = 0 \quad (13)$$

A equação gradiente deriva do problema adjunto e é definida por (Alifanov, 1974) como

$$J'(t) = \lambda(0, t) \quad (14)$$

### 3.3 Critério de parada

A iterativo é interrompida quando o funcional Eq.(5) torna-se muito pequeno tal que,

$$J[q^{n+1}(t)] < \varepsilon \quad (15)$$

onde  $\varepsilon$  pode ser especificado como um número relativo pequeno ou através do princípio da discrepância (Alifanov, 1974). Assim,  $\varepsilon$  pode ser calculado em função do desvio padrão das medições de temperatura ( $\sigma$ ) ou seja

$$\varepsilon = \sigma^2 t_f \quad (16)$$

onde  $t_f$  é o tempo final de medição.

#### 4. INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE FOURIER

O Número de Fourier compara a dimensão espacial,  $L$ , da amostra com a profundidade de penetração dos efeitos térmicos do calor imposto,  $q(t)$ , para um determinado tempo de aquecimento,  $t_f$ , e para uma determinada capacidade de difusão do calor,  $\alpha$ , ou seja,

$$F_0 = \frac{\alpha t_f}{L^2} \quad (17)$$

e indica fisicamente se a amostra atingiu o tempo de difusão do calor necessário para que o sinal de temperatura medido na face oposta contenha informação suficiente sobre o fluxo de calor imposto na face frontal. Para a identificação das condições de projeto ideais para a aplicação do método do gradiente conjugado apresenta-se a seguir uma metodologia que permite a comparação dos resultados estimados para diversas condições de trabalho.

A concepção do método do gradiente conjugado é de domínio global no tempo. Isto implica que o processo iterativo ocorre levando-se em conta todas as medições realizadas desde o instante inicial até o instante de tempo final. Além disso, devido a utilização de um problema de valor final (problema adjunto) que auxilia a minimização da função objetivo, observa-se que o parâmetro estimado terá sempre valor nulo no instante de tempo final (Eq. 13). Essas particularidades dificultam a comparação de resultados para diferentes combinações dos parâmetros  $L$ ,  $t_f$  e  $\alpha$ . Nesse sentido, alguns critérios comparativos são estabelecidos:

- O fluxo de calor imposto à placa tem seu valor conhecido, constante e igual para todos os testes simulados;
- O fluxo de calor estimado é comparado ao imposto somente a 70% do tempo final de medição em cada teste para atenuar o efeito do problema de valor final nos resultados.
- Os materiais usados na análise do número de Fourier são: metal duro (carbetto cementado) e cerâmica (materiais usados na fabricação das ferramentas de corte). Além disso, são usados mais três materiais condutores que visam simular problemas térmicos com diferentes características termofísicas: cobre puro, aço inoxidável AISI 304 e pyroceram MgO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub>, cuja propriedades térmicas são encontradas em Incropera e DeWitt, 1990;
- A incerteza entre a distribuição de fluxo de calor imposta e a distribuição de fluxo de calor estimada é dada por

$$\xi = \frac{\sum_{i=1}^{nmed} [q_{exato} - q(i)_{estimado}]^2}{q_{exato}} \times 100 \quad (18)$$

onde  $nmed$  é igual a 70% do tempo final de medição  $t_f$ .

## 5. APARATO EXPERIMENTAL

A comprovação experimental da influência do número de Fourier nos resultados estimados é proposta através de testes unidimensionais. O aparato experimental é apresentado na Figura 2. Neste caso, uma amostra de aço inoxidável AISI 304 é submetida a uma fonte de calor de valor conhecido usando-se um duplo sensor resistência/transdutor de fluxo de calor. A aplicação de uma fonte de fluxo de calor sobre toda a superfície da amostra nos permite obter um problema térmico unidimensional. As dimensões da amostra e do duplo sensor são respectivamente  $0,05 \times 0,05 \times 0,01$  m e  $0,05 \times 0,05 \times 0,001$  m. O duplo sensor é responsável pela geração e medição do fluxo de calor imposto. O transdutor de fluxo de calor é baseado em termopilhas depositadas eletroliticamente com um tempo de resposta inferior a 10 ms. A temperatura experimental,  $Y(t)$ , é obtida em  $x=L$  através de um termopar de cobre/constantan fixado à face inferior da amostra isolada termicamente. As propriedades termofísicas da amostra são consideradas constantes.

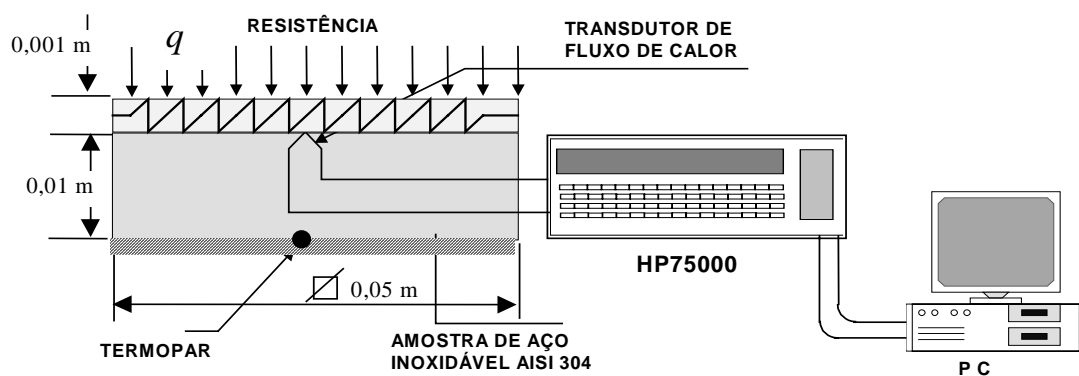


Figura 2. Aparato experimental.

## 6. RESULTADOS

Nesta seção resultados numéricos e experimentais são apresentados. Na primeira parte é apresentada a análise numérica que busca o estabelecimento das condições ideais para a uso do método do gradiente conjugado. Neste etapa é verificada principalmente a influência do número de Fourier na qualidade dos resultados estimados quando comparados aos valores exatos. Em seguida são apresentados dois casos testes experimentais para a comprovação da análise numérica. A temperatura experimental simulada foi obtida resolvendo-se o problema direto (Eqs.1-4). Um fluxo de calor constante ( $q = 5,0 \times 10^4$  W / m) é imposto à amostra para todos os casos testes simulados. O intervalo de tempo entre medições variou de acordo com o teste e é indicado na figura correspondente. A temperatura inicial é também considerada conhecida e igual a  $30,0^\circ\text{C}$ . As propriedades termofísicas são consideradas constantes e estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1. Propriedades termofísicas.

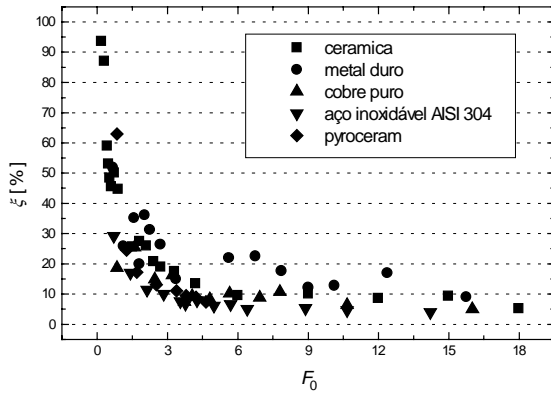
Material	Difusiv. térmica ( $\text{m}^2/\text{s}$ )	Condutiv. térmica ( $\text{W}/\text{mK}$ )
Cerâmica ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ )*	$7,2 \times 10^{-6}$	25,0
Metal duro ( $\text{WC} + \text{CO}$ )*	$2,7 \times 10^{-5}$	100,0
Cobre Puro**	$1,2 \times 10^{-4}$	400,0
Aço Inoxidável AISI 304**	$4,0 \times 10^{-6}$	15,1
Pyroceram ( $\text{MgO}-\text{Al}_2\text{O}_3-\text{SiO}_2$ )**	$1,9 \times 10^{-6}$	3,9

\* (Melo, 1998)    \*\* (Incropera & DeWitt, 1990)

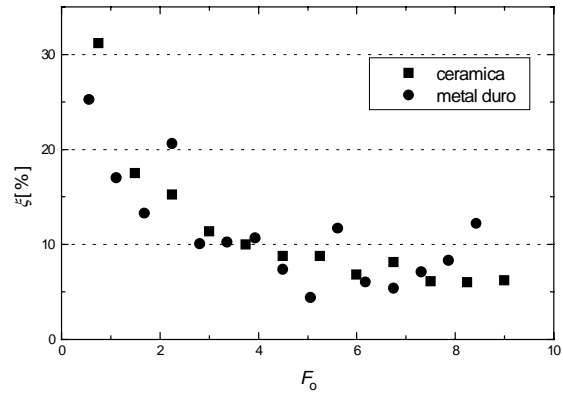
Na Figura 3 apresenta-se o comportamento da incerteza,  $\xi$ , em função do número de Fourier,  $F_0$  para cinco diferentes materiais, ou seja, é verificado a influência do tipo material através da difusividade térmica,  $\alpha$ . Neste teste, a espessura  $L$  foi mantida constante e igual a 0,0049m e o tempo final de medição  $t_f$  sofreu a mesma variação para todos os cinco materiais. Logo, observando a Figura 3 verifica-se que os cinco materiais apresentam uma mesma curva característica, isto é, quanto menor o  $F_0$  maior a incerteza entre os valores estimados e os valores exatos. Além disso, a mesma ordem de grandeza da incerteza também pode ser verificada. Pode-se observar ainda que para  $F_0$  maior que 3,0 a incerteza tende a 10% enquanto que para  $F_0$  menor que 3,0 estes valores alcançam até cerca de 90% como no caso da cerâmica. Apresenta-se nas Figuras 4-5 os resultados para relação entre  $\xi$  e  $F_0$  verificando-se a influência do tempo final de medição,  $t_f$ . Nesse sentido, os demais parâmetros considerados no cálculo do número de Fourier foram mantidos constantes, isto é,  $L = 0,0049\text{m}$  e  $\alpha = 7,2 \times 10^{-6}$  para a cerâmica e  $\alpha = 2,7 \times 10^{-5}$  para o metal duro. Na Figura 4 são apresentados os resultados usando-se um intervalo de tempo entre medições igual a 0,05s. Nesta figura observa-se em detalhe a evolução da incerteza para baixos números de Fourier. Verifica-se que a incerteza tende a diminuir a medida que o número de Fourier aumenta.

Na Figura 5 o intervalo entre medições ( $\Delta t$ ) foi elevado de 0,1s (Figura 3) para 0,25s. Este procedimento permite estudar o comportamento da incerteza para elevados números de Fourier. Verifica-se que a incerteza é menor que 10% para  $F_0$  superiores a 15. Logo, pode-se concluir que quanto maior o número de Fourier menor será a incerteza entre o valor estimado e o valor exato. Apresenta-se na Figura 6 a análise da influência da dimensão espacial na evolução da incerteza,  $\xi$ . Neste teste, o intervalo entre medições também foi mantido constante e igual a 0,1s e o tempo final de medição foi fixado em 3,0s e 10s para o metal duro e a cerâmica, respectivamente. Este procedimento permite que a grandeza do número de Fourier seja similar para ambos materiais. A variação da dimensão espacial é de 0,001m a 0,01m com intervalos de 0,005m até 0,055m e de 0,001 até 0,01m. Novamente, verifica-se o mesmo comportamento anterior, ou seja, para baixos número de Fourier ( $F_0 < 3,0$ ) a incerteza é elevada ( $\xi > 60,0\%$ ) enquanto para  $F_0 > 3,0$  a incerteza se mantém em torno de 10,0%.

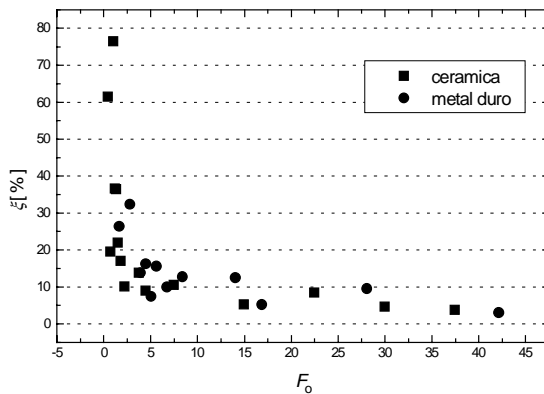
Nas Figuras 7 e 8 são apresentados os resultados para os testes experimentais para uma amostra de aço inoxidável. Na Figura 7, a amostra foi submetida a uma evolução de fluxo de calor com tempo de final de aquecimento de 35s para possibilitar que o problema térmico apresentasse um baixo número de Fourier ( $F_0 = 1,4$ ). Observa-se que os resultados estimados pelo método do gradiente conjugado não apresentam uma boa concordância quando comparados aos valores experimentais, como era esperado de acordo com a análise numérica mostrada ao longo deste trabalho. O erro médio relativo entre o fluxo de calor experimental e o fluxo de calor estimado na região de aquecimento (compreendida de 12s a 35s) é de 35,18%. Portanto, um número de Fourier desta magnitude implica num baixo nível de informação do campo de temperatura experimental, isto é, o tempo de difusão de calor foi pequeno para que a temperatura na face oposta contivesse informação suficiente sobre o fluxo de calor aplicado na face superior da amostra. Logo, conforme a análise numérica apresentada neste trabalho, a incerteza entre o fluxo de calor estimado e o fluxo de calor experimental tende a diminuir para sistemas com número de Fourier de ordem superior. Nesse sentido, apresenta-se na Figura 8 um teste experimental com número de Fourier igual a 3,4. Neste teste, o intervalo de medição e espessura da amostra foram mantidos constantes, sendo o tempo o único parâmetro. Observa-se uma boa concordância entre os valores estimados e exatos, onde neste caso o erro médio relativo calculado na região de aquecimento (12s a 85s) é igual a 9,72%.



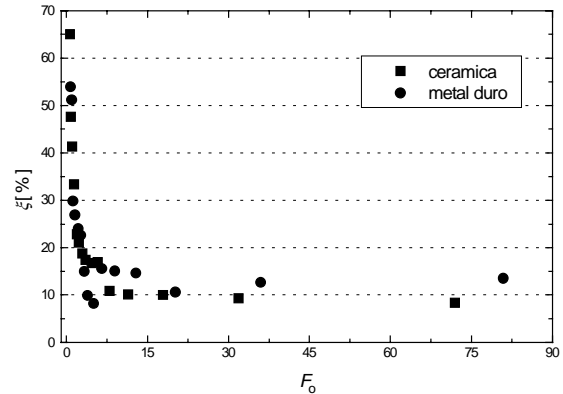
**Figura 3.** Influência da difusividade térmica na evolução da incerteza,  $\xi$ ,  $\Delta t = 0,1s$ .



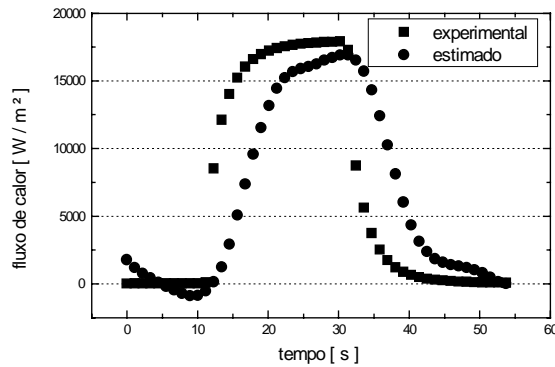
**Figura 4.** Influência do tempo final de medição na evolução da incerteza,  $\xi$ ,  $\Delta t = 0,05s$ .



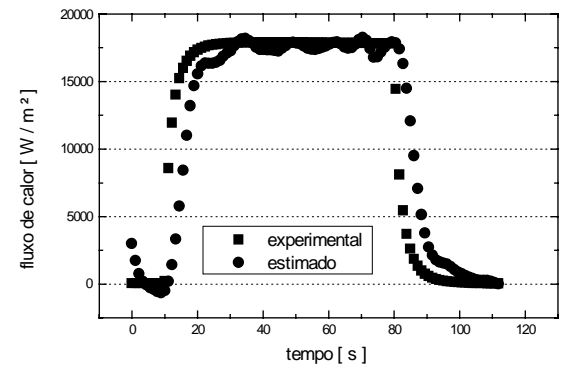
**Figura 5.** Influência do tempo final de medição na evolução da incerteza,  $\xi$ ,  $\Delta t = 0,25s$ .



**Figura 6.** Influência da dimensão espacial ( $L$ ) na evolução da incerteza,  $\xi$ ,  $\Delta t = 1,0s$ .



**Figura 7.** Teste experimental,  $F_0 = 1,4$ .  
 $\Delta t = 1,12s$ ,  $t_f = 35s$ ,  $L = 0,01m$ .



**Figura 8.** Teste experimental,  $F_0 = 3,4$ .  
 $\Delta t = 1,12s$ ,  $t_f = 85s$ ,  $L = 0,01m$ .

## 7. CONCLUSÃO

Após os testes numéricos realizados, conclui-se que uma análise prévia do número de Fourier,  $F_0$ , é necessária para que a aplicação do método do gradiente conjugado na solução de problemas inversos de condução de calor seja eficaz. Verifica-se que para  $F_0 > 3,0$  a incerteza entre os valores estimados e exatos tende a se manter em torno de 10,0%. Este comportamento se repete para diferentes combinações dos parâmetros  $L$ ,  $t_f$  e  $\alpha$ . A análise das curvas de incerteza em função do número de Fourier indicam que para  $F_0 > 3,0$  as amostras

atingem tempo de difusão do calor necessário para que o sinal de temperatura medido ou simulado na face oposta contenha informação suficiente sobre o fluxo de calor no qual a amostra foi submetida. Os resultados experimentais comprovam a análise numérica, isto é, para um baixo número de Fourier a concordância entre o fluxo de calor experimental e o fluxo de calor estimado é baixa (35,18% de erro médio relativo); e para um número de Fourier da ordem de 3,0 a concordância apresenta uma sensível melhora (somente 9,15% de erro médio relativo). Portanto, a análise prévia do número de Fourier é proposta como uma técnica para auxiliar o uso do método do gradiente conjugado principalmente em problemas térmicos reais onde a natureza e a grandeza da fonte de fluxo de calor são desconhecidas. Assim, a análise *a priori* dos parâmetros de projeto  $L$ ,  $t_f$  e  $\alpha$  através do número de Fourier,  $F_0$ , pode representar a obtenção de resultados estimados confiáveis e com significado físico.

## Agradecimentos

Os autores agradecem à CAPES, CNPq e FAPEMIG pelo apoio financeiro.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alifanov, O. M., “Solution of an Inverse Problem of Heat Conduction by Iterations Methods”, Journal of Engineering Physics, Vol. 26, N. 4, 1974.
- Alifanov, O. M. e Egorov, Yu. V., “Algorithms and Results of Solving the Inverse Heat Conduction Boundary Problem in Two-Dimensional Formulation”, Journal of Eng. Physics, Vol. 48, N. 4, 1985.
- Beck, J.V., Blackwell, B. e St. Clair, C. R., “Inverse Heat Conduction, Ill-Posed Problems”, Wiley Interscience Publication, New York, 1985.
- Busby, H. R. e Trujillo, D. M., “Numerical Solution to a Two-Dimensional Inverse Heat Conduction Problem”, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 21, Pp. 349-359, 1985.
- Guimarães, G., “Estimação de Parâmetros no Domínio da Frequência para a Determinação Simultânea da Condutividade e Difusividade Térmica”, Tese De Doutorado, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 1993.
- Haji-Sheikh, A. e Buckingham, F. P., “Multidimensional Inverse Heat Conduction Using the Monte Carlo Method”, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, Pp. 26-33, 1993.
- Incropera, F. P. e Dewitt, D. P., “Introduction to Heat Transfer, 2<sup>nd</sup> Ed.”, Ed John Wiley & Sons, New York, 1990.
- Jarny, Y., Özisik, M. N. e Bardou, J. P., “A General Optimization Method Using Adjoint Equation for Solving Multidimensional Inverse Heat Conduction”, International Journal of Heat And Mass Transfer, Vol. 34, pp.2911-2919, 1991.
- Melo, A. C. A., “Estimação da Temperatura de Corte Utilizando Problemas Inversos de Condução de Calor”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Mg, Brasil, 1998.
- Murio, D. A., “The Mollification Method and the Numerical Solution of the Inverse Heat Conduction Problem by Finite Differences”, Computers Math. Applic., Vol.17, No. 10, Pp. 1385-1396, 1989.
- Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer, Hemisphere, Washington, 1980.
- Özisik, M. N., Heat Conduction, 2<sup>nd</sup> Ed., Ed John Wiley & Sons, New York, 1993.
- Raynaud, M. e Sassi, M., Étude de Faisabilité de la Détermination des Températures et Flux Surfaiques Transitoires d’une Enveloppe Sphérique a Partir de Mesures de Températures Internes”, Rapport Final, Institut National Des Sciences Appliquees de Lyon, 1994.

# THE INFLUENCE OF THE ASPECT RATIO ON CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN CURVED RECTANGULAR DUCTS

**Cláudia Regina de Andrade**

**Edson Luiz Zaparoli**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, Pça Marechal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: zaparoli@mec.ita.br

## Abstract

Convective heat transfer in a curved rectangular duct is numerically studied using a toroidal coordinate system. The laminar flow is considered fully developed and a constant axial temperature gradient is assumed with a peripherally uniform wall temperature condition. The mass conservation, momentum and energy equations are solved by the finite element method. Results showed that the curved tubes have a higher heat transfer rates than equivalent straight ducts due to centrifugal effects. These forces induce secondary flows constituted by two vortices perpendicular to the axial flow direction increasing the momentum and the energy transfer rates. Comparisons made with previously published data for Nusselt number at lower Dean numbers showed good agreement and these results are extended for larger Dean number at this work. The influence of the duct aspect ratio on the Nusselt number and on the friction factor is also analyzed.

**Keywords:** Curved Duct, Coiled Tube, Dean Number, Finite Element Method

## 1. INTRODUCTION

Curved ducts are extensively used in chemical reactors, storage tanks, agitated vessels and others heat exchangers. Helical and spirals coils are example of curved tubes. According to Shah and Joshi (1987) curved ducts have a higher heat transfer rates than equivalent straight ducts. It occurs due to secondary flows that increase the momentum and energy exchanges. A large number of works into curved ducts with negligible torsion effects have been completed using a toroidal coordinate system.

The first analytical investigation on flow in a coil tube was performed by Dean (1927) showing that the centrifugal forces induce a secondary flow. These recirculations are represented by two vortices perpendicular to the main axial flow.

Cheng and Akiyama (1970) studied numerically the fully developed laminar forced convection problem in curved rectangular channel. These authors used a finite difference method to solve the governing equations by a stream-function formulation.

The effect of curvature for the Graetz problem in a square duct was investigated by Cheng et al. (1975) for the two basic thermal boundary conditions: constant wall temperature and uniform wall heat flux.

Ghia and Sokhey (1977) analyzed the laminar flow in curved ducts using the three-dimensional parabolized Navier-Stokes equations. For square ducts they found that the Dean's instability phenomena first appeared at Dean number near to 143.

Thomson et al. (1998) investigated the torsion effects in curved ducts of rectangular cross section. They showed that the torsion increases the friction factors and reduces the Nusselt

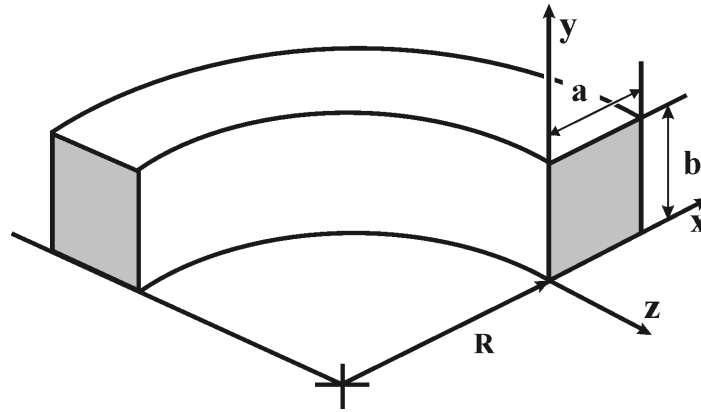


number when compared with the pure toroidal case. So, they recommended that torsion influence must be minimized to enhance the heat transfer.

At the present work the laminar forced convection in rectangular curved ducts is studied with a constant axial temperature gradient and a peripherally uniform wall temperature condition is assumed. The mass conservation, momentum and energy equations are solved by the finite element method. The influence of the duct aspect ratio on the heat transfer rate and on the friction factor is also analyzed. Results for the Nusselt number were compared with previously published data at lower Dean numbers and showed good agreement. Besides, the Nusselt number and friction factor results are extended for larger Dean number.

## 2. MATHEMATICAL FORMULATION

Steady-state, laminar and incompressible flow is considered with hydrodynamically and thermally fully developed conditions. The fluid properties are approximately constant, so the energy equation may be decoupled from continuity and momentum equations.



**Figure 1.** Rectangular curved duct in a toroidal coordinate system

The fully developed flow and the constant axial temperature gradient assumptions result in the following conditions for the velocity and temperature profiles:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 ; \quad \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{dT_w}{dz} = \frac{dT_b}{dz} = \text{constant} \quad (1)$$

where:

$z$  is the horizontal axial coordinate (main flow);

$w$  is the velocity component in the  $z$  direction;

$u$  and  $v$  are the velocity components in the transversal section (secondary flow);

$T_w$  is the wall temperature and  $T_b$  is the bulk mean temperature.

The total pressure field  $P'(x, y, z)$  is decoupled in an axial contribution and in a parcel corresponding to the transversal direction, as mentioned in Fletcher (1991):

$$P'(x, y, z) = \bar{P}(z) + P(x, y) \quad (2)$$

The governing equations (continuity, energy,  $x$ ,  $y$  and  $z$  momentum equations) in the toroidal coordinate system showed in Fig.1 are represented by:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{u}{R} \left[ \frac{1}{1+(x/R)} \right] = 0 \quad (3)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{w^2}{R(1+x/R)} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left[ \nabla^2 u + \frac{1}{R(1+x/R)} \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{u}{R^2(1+x/R)^2} \right] \quad (4)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left[ \nabla^2 v + \frac{1}{R(1+x/R)} \frac{\partial v}{\partial x} \right] \quad (5)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{uw}{R(1+x/R)} = -\frac{1}{(1+x/R)} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \nu \left[ \nabla^2 w + \frac{1}{R(1+x/R)} \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{w}{R^2(1+x/R)^2} \right] \quad (6)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{w}{(1+x/R)} \frac{dT_b}{dz} = \frac{k}{\rho C_p} \left[ \nabla^2 T + \frac{1}{R(1+x/R)} \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad (7)$$

where:

$z$  = horizontal axial coordinate (main flow);

$w$  = velocity component in the  $z$  direction;

$u, v$  = the velocity components in the transversal section (secondary flow).

$R$  = radius of curvature of the duct;

$\rho$  = fluid density;

$\nu$  = fluid kinematic viscosity;

$C_p$  = fluid constant pressure specific heat;

$k$  = fluid thermal conductivity.

Starting from the fluid properties the Prandtl number ( $Pr$ ) can be defined as:

$$Pr = \frac{\nu \rho C_p}{k} \quad (8)$$

The boundary conditions for the problem are:

$$u = v = w = 0 \quad \text{and} \quad T = T_w \quad \text{at} \quad \begin{cases} x = 0, & 0 \leq y \leq b; & x = a, & 0 \leq y \leq b \\ y = 0, & 0 \leq x \leq a; & y = b, & 0 \leq x \leq a \end{cases} \quad (9)$$

After numerically determining the axial velocity ( $w$ ) and the temperature field ( $T$ ), the average velocity ( $w_m$ ) and the Reynolds number ( $Re$ ) were calculated:

$$w_m = \frac{1}{A} \int w \, dA \quad \text{and} \quad Re = \left( \frac{\rho w_m D_h}{\mu} \right), \quad (10)$$

where  $A$  is the duct cross-section area and  $D_h$  is the hydraulic diameter given by:

$$D_h = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (11)$$

The Dean number ( $De$ ) and the duct curvature ratio ( $RC$ ) are calculated as follows:

$$De = Re \sqrt{\frac{D_h}{R}} \quad \text{and} \quad RC = \frac{R}{D_h} \quad (12)$$

The  $Nu$  (Nusselt number) and  $fRe$  (friction coefficient and Reynolds number product) are expressed by:

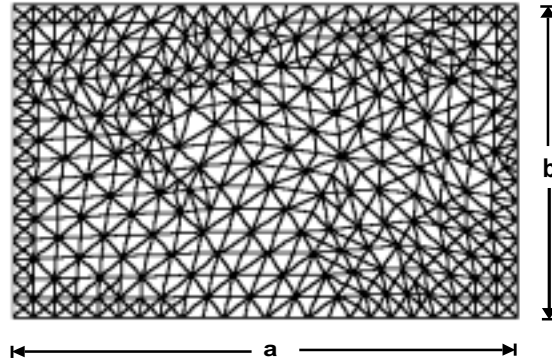
$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad \text{and} \quad f Re = \left( \frac{-2 D_h (d\bar{P}/dz)}{\rho (w_m)^2} \right) Re \quad (13)$$

where the convection coefficient  $h$  is defined as:

$$h = \frac{q_{wm}}{(T_w - T_b)}, \quad q_{wm} = \frac{(dT_b/dz) \rho C_p w_m}{(1 + x/R)} \frac{(a \cdot b)}{2(a + b)} \quad (14)$$

### 3. NUMERICAL SOLUTION

The laminar forced convection problem was solved numerically using the Galerkin finite element method. An unstructured mesh with triangular elements of six nodes and second-degree interpolation polynomials was applied to the partial differential equations system represented by the equations (3) to (7). The resultant algebraic equations system was solved by an iterative procedure in a coupled (no-segregated) way combining the Conjugated Gradient and Newton-Raphson methods. An adaptive scheme was used with successive mesh refinement in the more intense gradient regions. Fig. 2 presents the computational domain and an intermediary mesh in the solution process for a curved rectangular duct with aspect ratio  $b/a = 2/3$ .



**Figure 2.** Intermediary mesh in the solution process for a curved rectangular duct

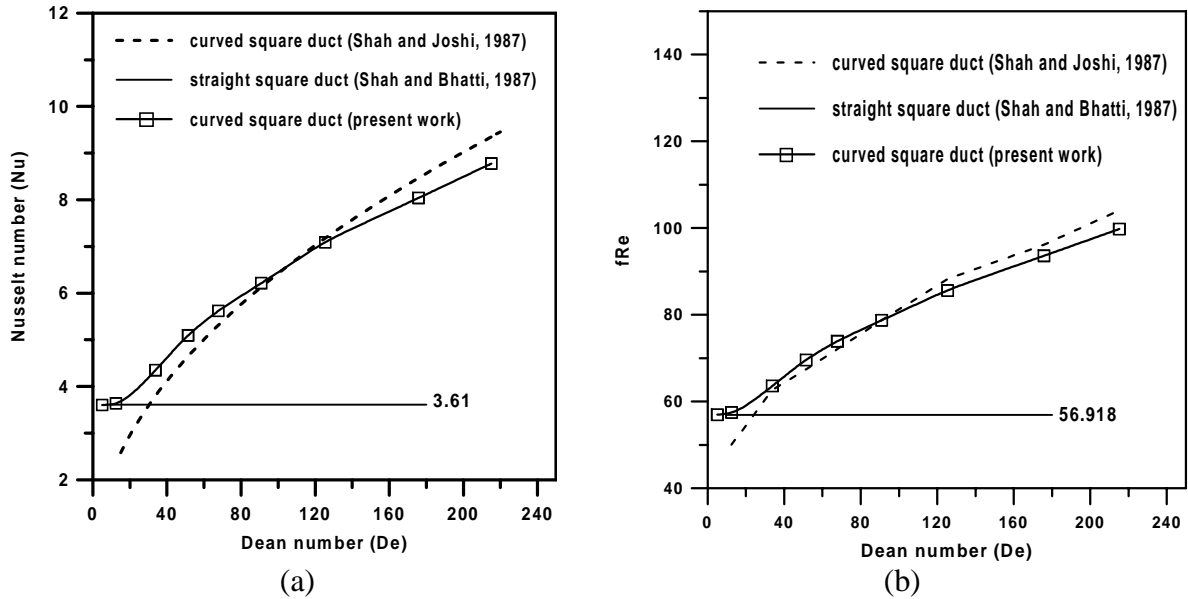
### 4. RESULTS

At this work the numerical simulations were carried out with  $Pr = 1$  (Eq. 8) and for a constant duct curvature ratio  $R/D_h = 10$  (Eq. 12). The numerical results were validated by comparing the Nusselt number and friction factor data (Eq. 13) with the correlation proposed

by Shah and Joshi (1987). This comparison for the curved duct is showed in Fig. 3 and presented a good agreement in the range  $80 < De < 140$ .

It is verified that the present work provides better results in comparison with the Shah and Joshi (1987) data when the curvature effects are negligible ( $De < 80$ ). For  $De > 140$  the difference between the numerical results and the correlation data ever increases. However, as cited in Shah and Joshi (1987), the correlation has a good agreement with the experimental data only for  $Pr = 0.7$ .

The solid horizontal line in Fig. 3 indicates the straight square duct values presented by Shah and Bhatti (1987). The curved duct (dashed-line) increases the heat transfer and the friction factor in comparison with the straight duct case.



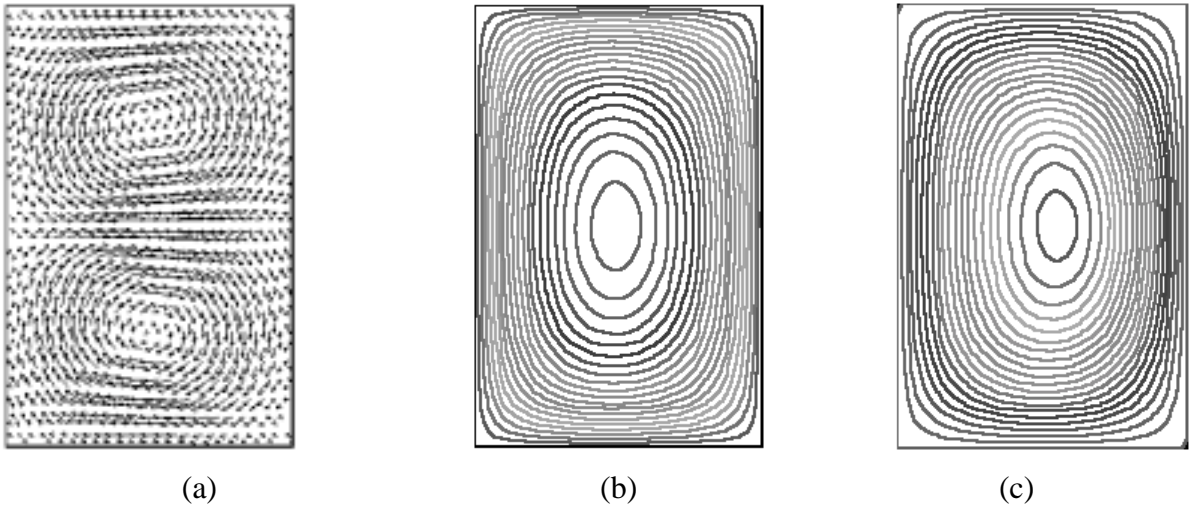
**Figure 3.**  $Nu$  and  $fRe$  results for the curved square duct as a function of the Dean number.

The main axial velocity, the secondary flow vectors plot and the temperature contours obtained for the duct transversal section are shown in Fig. 4 and Fig. 5. The Dean number effect on these distribution patterns for a curved channel with  $b/a = 3/2$  is also presented.

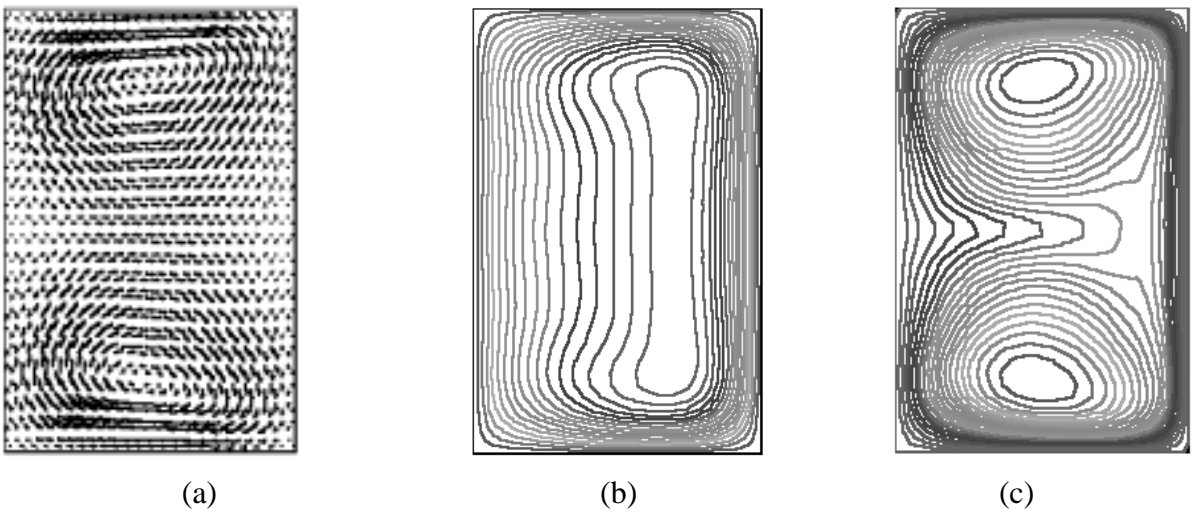
It is noted that all contours present symmetric characteristics about the horizontal mid-plane. When  $De$  number is low (Fig. 4a) the secondary flow is weak. At this case the axial velocity (Fig. 4b) and the temperature distribution also show a symmetric feature about the vertical mid-plane, as the straight duct profiles. As the  $De$  number increases the secondary flow intensifies and the two-cell cores migrate towards the channel superior and inferior extremes (Fig. 5a).

When  $De = 130$ , the axial velocity contour becomes more elongated in the vertical direction of the duct cross-section (Fig. 5b) and the curvature effects concentrate the velocity gradients in the right portion of the channel. In Fig. 4c the temperature contours presents only one minimum but in Fig. 5c the distribution shows two minimums (due to a more intense secondary flow) that migrate to the duct extremes as the  $De$  number increases. The temperature gradient near the external duct wall is intensified due to the secondary flow recirculation cores.

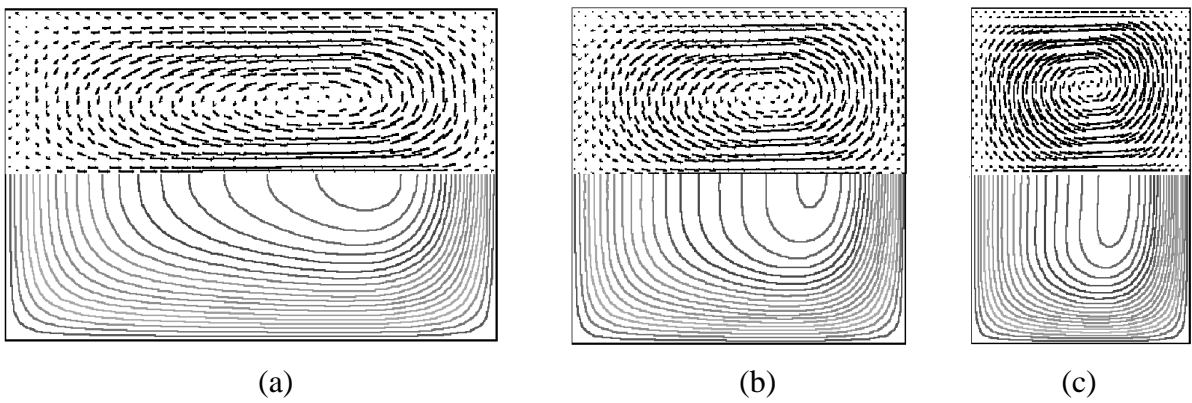
The influence of the duct aspect ratio  $b/a$  on the curved duct flow is presented in Fig. 6 for  $De = 40$ . Only the half duct cross-section of the secondary flow vectors plot and the main axial velocity contour are shown.



**Figure 4.** (a) Secondary flow; (b) axial velocity and (c) temperature contours for  $De = 5$



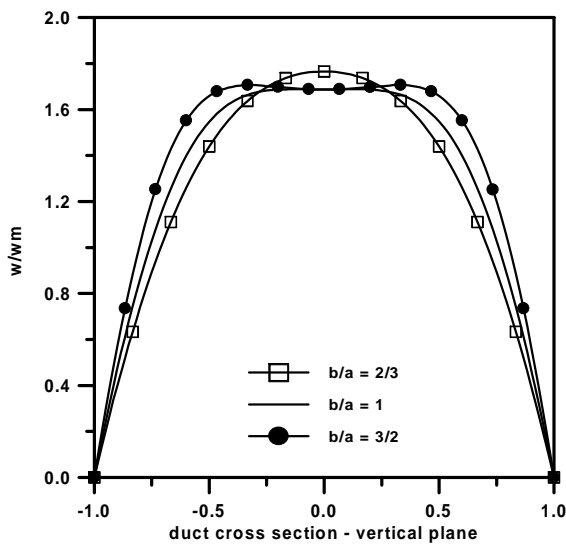
**Figure 5.** (a) Secondary flow; (b) axial velocity and (c) temperature contours for  $De = 130$



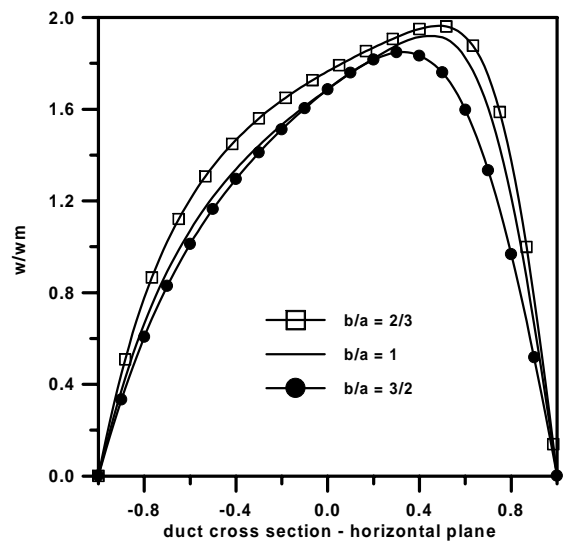
**Figure 6.** Secondary flow and axial velocity for (a)  $b/a = 2/3$ ; (b)  $b/a = 1$  and (c)  $b/a = 3/2$

For  $b/a = 2/3$  (Fig. 6a) the secondary flow mixing is more intense over the entire duct cross-section but when  $b/a = 3/2$  the recirculation cores are displaced to the channel vertical extremes.

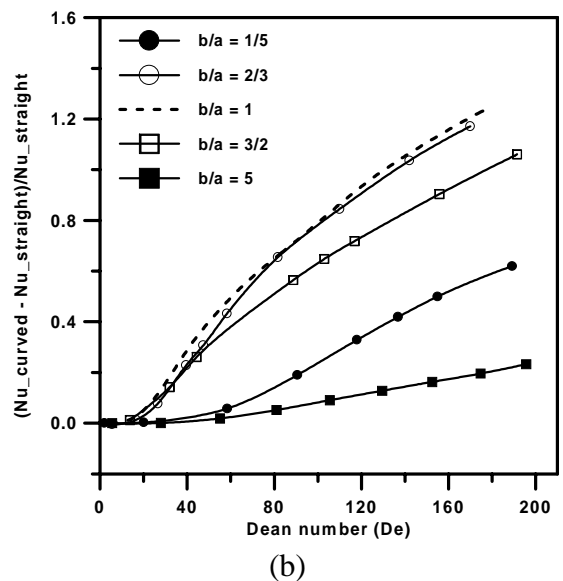
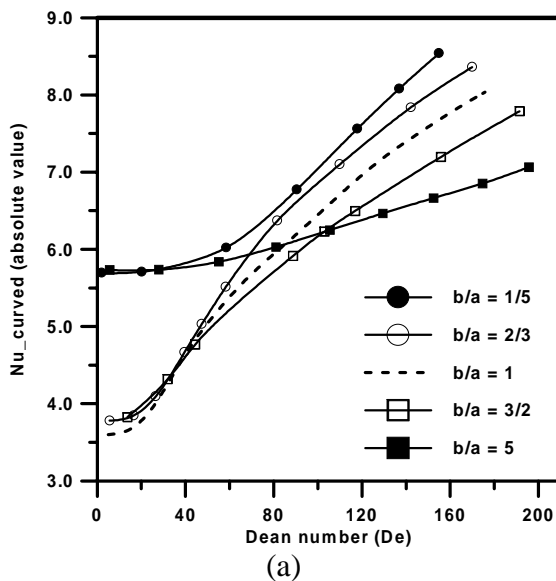
The axial velocity profiles at the vertical mid-plane of the duct cross-section for three  $b/a$  aspect ratios is presented in Fig. 7. It is verified that the inferior and superior boundaries layers are thicker when  $b/a = 2/3$ . This results that the axial velocity profile at the horizontal mid-plane exhibits also higher values for this  $b/a$  duct aspect ratio (Fig. 8). Besides the axial velocity distribution maximum values migrates toward the external duct wall when the  $b/a$  ratio decreases. On the other hand, when the  $b/a$  ratio is high the secondary flow is more concentrated near the superior and inferior channel extremes (Fig. 6c) with little effect in the central region flow pattern. When  $b/a$  increases the axial velocity profile tends to a symmetric profile alike the straight parallel plates duct (Fig. 8).



**Figure 7.** Axial velocity profile at the duct cross-section vertical mid-plane



**Figure 8.** Axial velocity profile at the duct cross-section horizontal mid-plane



**Figure 9.**  $Nu$  results for the curved rectangular duct as a function of the Dean number for different aspect ratios. (a) absolute value; (b) relative increase

The curved duct Nusselt number results as a function of Dean number for different aspect ratios are presented in Fig. 9a showing that heat transfer rate increases due to the secondary flow. It is verified that when the curvature influence are negligible (low  $De$  number) the  $Nu$  results approximates the straight duct value. For small  $b/a$  ratios the secondary flow mixing effects is more accentuated resulting in higher Nusselt number values. The results shown in Fig. 9a represent an extension of the Thomson et al. (1998) work that provided results in  $5 < De < 35$  range.

Fig. 9b presents the curved Nusselt number increases in comparison with the equivalent straight duct, showing that for higher aspect ratios as  $b/a = 5$  and  $b/a = 1/5$  the curved duct exhibits a little heat transfer increase in comparison with the straight case. Besides, the square channel ( $b/a = 1$ , dashed-line in Fig 9b) provides the best relative heat transfer enhance.

## 5. CONCLUSIONS

At this work the fully developed convective heat transfer problem in curved rectangular duct was studied. For all duct aspect ratio analyzed, the Nusselt number results approximate the straight duct value when the Dean number is low. The smaller  $b/a$  duct aspect ratio provided higher absolute  $Nu$  value while the curved square channel presented the better relative enhancement.

## 6. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors are grateful to FAPESP, which supported this work (grant No. 99/03471-5).

## 7. REFERENCES

- Cheng, K.C. and Akiyama, M., 1970, "Laminar Forced Convection Heat Transfer in Curved Rectangular Channels", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 13, pp. 471-490.
- Cheng, K.C., Lin, R.C. and Ou, J.W., 1975, "Graetz Problem in Curved Square Channels", *Journal of Heat Transfer*, vol. 97, pp. 244-248.
- Dean, W.R., 1927, "Note on the Motion of Fluid in a Curved Pipe", *Philosophical Magazine*, Series 7, vol. 4, pp. 208-223.
- Fletcher, C.A.J., 1991, "Computational Techniques for Fluid Dynamics", Berlin, Springer.
- Ghia, K.N. and Sokhey, J.S., 1977, "Laminar Incompressible Viscous Flow in Curved Ducts of Regular Cross-Sections", *Journal of Fluids Engineering*, vol. 99, pp. 640-648.
- Shah, R.K. and Bhatti, M.S., 1987, "Laminar Convective Heat Transfer in Ducts", chap. 3 in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*", S. Kakaç, R.K. Shah and W. Aung, eds., John Wiley & Sons, Inc. N.Y.
- Shah, R.K. and Joshi, S.D., 1987, "Convective Heat Transfer in Curved Ducts", chap. 5 in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*", S. Kakaç, R.K. Shah and W. Aung, eds., John Wiley & Sons, Inc. N.Y.
- Thomson, D.L., Bayazitoglu, Y. and Meade, A.J., 1998, "Low Dean Number Convective Heat Transfer in Helical Ducts of Rectangular Cross Section", *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 84-91.

# **ESCOAMENTO INTERNO EM CANAL DE PLACAS PLANAS COM PERFIL HIDRODINÂMICO PLENAMENTE DESENVOLVIDO NA ENTRADA E TERMICAMENTE EM DESENVOLVIMENTO COM VISCOSIDADE VARIÁVEL**

**Fábio da Silva e Oliveira Filho**

**Francesco Scofano Neto**

**Rodrigo Otávio de Castro Guedes**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, Praça General Tibúrcio 80, 22290-270, Rio de Janeiro, RJ, Brasil

## **Resumo**

O objetivo deste trabalho é realizar o estudo do problema de transferência de calor por convecção forçada interna de líquidos, escoando em canais de placas planas e paralelas. Para a sua solução, utiliza-se o procedimento híbrido numérico-analítico da Técnica da Transformada Integral Generalizada (GITT). Neste estudo, considera-se que o perfil de velocidade encontra-se plenamente desenvolvido na entrada do duto e termicamente em desenvolvimento. Considera-se também que as propriedades termofísicas permanecem constantes, variando-se somente a viscosidade dinâmica.

**Palavras-chave:** Convecção forçada, Viscosidade variável, Dutos, Velocidade axial, Número de Nusselt

## **1. INTRODUÇÃO**

O estudo do problema de convecção forçada interna em dutos, considerando a hipótese de propriedades termofísicas constantes é amplamente explorado na literatura. Porém, para que tal hipótese seja válida, deve-se admitir que as diferenças de temperatura envolvidas no problema são bastante pequenas, o que restringe muito o campo de aplicação da solução deste problema.

Por outro lado, sabe-se que as propriedades termofísicas variam com a pressão e a temperatura e, particularmente, para o caso do fluido ser líquido, essas propriedades mantêm forte dependência com a temperatura, sendo que a viscosidade apresenta o maior percentual de variação em relação às demais propriedades (Kakaç et al., 1987). No entanto, se as velocidades envolvidas forem relativamente pequenas e o fluido em estudo for um líquido não-metálico, pode-se considerar as propriedades termofísicas massa específica, calor específico e condutividade térmica praticamente constantes, dentro de uma determinada faixa de temperatura, sendo somente a viscosidade função da temperatura.

Assim, nesta contribuição pretende-se estudar o problema de transferência de calor por convecção forçada interna em líquidos escoando em canais de placas planas paralelas, utilizando-se o procedimento híbrido analítico-numérico da Técnica da Transformada Integral Generalizada (Cotta, 1993). O escoamento é modelado como possuindo um perfil de velocidade plenamente desenvolvido na entrada do canal e termicamente em desenvolvimento com viscosidade variável em função da temperatura somente, enquanto as demais propriedades termofísicas são tomadas como constantes.



Tal formulação foi adotada por Yang (1962) ao resolver este problema através de métodos integrais aproximados e posteriormente retomada por Gryglaszewski et al. (1980) que utilizaram soluções numéricas para a resolução da equação final. O presente trabalho busca uma alternativa às soluções acima através de um enfoque de caráter híbrido analítico-numérico com vantagens nítidas sobre os esquemas puramente numéricos, como por exemplo diferenças finitas, usualmente utilizados na solução das equações que governam este tipo de fenômeno.

## 2. ANÁLISE

Considera-se um canal de comprimento semi-infinito, formado por duas placas planas e paralelas, fixas no espaço, separadas por uma distância  $2L^*$ , submetido à temperatura prescrita  $T_w$  na parede, dentro do qual escoa um fluido líquido. Na entrada do duto, o perfil de temperatura  $T_e$  é constante e o perfil de velocidade está plenamente desenvolvido. O escoamento é laminar e incompressível, simétrico em relação ao eixo axial e em regime permanente. Os efeitos de convecção natural, difusão de calor axial, dissipação viscosa e geração de calor são desprezados. Ademais, supõe-se que a viscosidade apresenta uma dependência com relação à temperatura enquanto que as demais propriedades termofísicas permanecem constantes. Além disso, a velocidade na direção radial, resultante da variação de viscosidade, possui valor muito pequeno em comparação a velocidade na direção axial e é conseqüentemente abandonada.

As equações de governo na forma dimensional, levando-se em consideração as hipóteses simplificadoras mencionadas acima, são dadas por:

$$0 = -\frac{dp(x)}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu^*(T) \frac{\partial u(x, y)}{\partial y} \right) \quad (1)$$

$$u(x, y) \frac{\partial T(x, y)}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T(x, y)}{\partial y^2} \quad (2)$$

As condições de entrada e de contorno para este problema são:

$$u(0, r) = -\frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \Big|_{x=0} (L^{*2} - y^2); \quad T(0, y) = T_e \quad -L^* < y < L^* \quad (3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}(x, 0) = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial y}(x, 0) = 0 \quad ; \quad u(x, \pm L^*) = 0; \quad T(x, \pm L^*) = T_w \quad x > 0 \quad (4)$$

Considerando-se a simetria do problema e integrando-se a equação da quantidade de movimento (1) duas vezes em relação a variável longitudinal  $y$ , utilizando-se a formulação para a velocidade média, Shah and London (1978), obtém-se a seguinte expressão para a velocidade axial na forma adimensional:

$$U(X, Y) = \frac{\int_Y^1 \frac{Y'}{\mu(\theta)} dY'}{\int_0^1 \left( \int_Y^1 \frac{Y'}{\mu(\theta)} dY' \right) dY} \quad (5)$$

onde as variáveis adimensionais são definidas como:

$$Y = \frac{y}{L^*}; X = \frac{\alpha x}{L^{*2} u_M}; U = \frac{u}{u_M}; \quad \theta = \frac{T - T_w}{T_e - T_w}; \quad \mu = \frac{\mu^*(T)}{\mu_w^*} \quad (6)$$

A seguinte expressão, formulada por Yang (1962), será adotada para a viscosidade como função da temperatura :

$$\mu(\theta) = \frac{1}{1 + \gamma \theta(X, Y)} \quad (7)$$

onde  $\gamma$  é um parâmetro de viscosidade característico do fluido, de valor negativo, para aquecimento do fluido, e positivo, para resfriamento.

Em termos da expressão para a viscosidade (7), a expressão (5) pode ser reescrita como:

$$U(X, Y) = \frac{\int_Y^1 Y' [1 + \gamma \theta(X, Y)] dY'}{\int_0^1 \left( \int_Y^1 Y' [1 + \gamma \theta(X, Y)] dY' \right) dY} \quad (8)$$

Com isso as equações de governo (1) e (2) , em sua forma adimensional, podem ser reduzidas a uma única equação em termos do campo de temperatura  $\theta(X, Y)$  , conforme proposto por Yang (1962):

$$\frac{\int_Y^1 Y' [1 + \gamma \theta(X, Y)] dY'}{\int_0^1 \left( \int_Y^1 Y' [1 + \gamma \theta(X, Y)] dY' \right) dY} \frac{\partial \theta(X, Y)}{\partial X} = \frac{\partial^2 \theta(X, Y)}{\partial Y^2} \quad (9)$$

Sujeita às seguintes condições de entrada e de contorno:

$$\theta(0, Y) = 1 \quad 0 < Y < 1 \quad (10)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y}(X, 0) = 0 \quad ; \quad \theta(X, 1) = 0 \quad X > 0 \quad (11)$$

De acordo com os preceitos da Técnica da Transformada Integral Generalizada, o campo de temperatura será expandido através de uma base de autofunções e, de modo a fazer uma representação adequada, o problema de autovalor deve ser escolhido de tal forma que ele contenha grande parte das características da formulação matemática do problema físico. Assim, através de uma inspeção das equações (9) - (11), escolhe-se o seguinte problema de autovalor:

$$\frac{d^2 \phi_i(Y)}{dY^2} + \mu_i^2 \phi_i(Y) = 0 \quad 0 < Y < 1 \quad (12)$$

$$\frac{d\phi_i(0)}{dY} = 0 \quad ; \quad \phi_i(1) = 0 \quad (13)$$

cuja solução em termos dos autovalores, e respectivas autofunções e normas (Boyce e Diprima, 1992) é dada por:

$$\lambda_i = \frac{(2i-1)\pi}{2}; \quad \phi_i(Y) = \cos(\lambda_i Y); \quad N_i = \frac{1}{2} \quad i = 1,2,3,\dots \quad (14)$$

Utilizando-se a propriedade de ortogonalidade das autofunções, pode-se facilmente determinar o par de transformação e inversão (Cotta, 1993) por:

$$\bar{\theta}_i(X) = \frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 \phi_i(Y) \theta(X, Y) dY \quad (\text{Transformada}) \quad (15)$$

$$\theta(X, Y) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{N_i^{1/2}} \phi_i(Y) \bar{\theta}_i(X) \quad (\text{Inversa}) \quad (16)$$

De modo a promover a transformação integral do problema original uma série de operações matemáticas deverão ser feitas resultando ao final um sistema infinito de equações diferenciais ordinárias para a variável  $\bar{\theta}_i(x)$ . Assim, inicialmente integra-se a equação (9) em relação à coordenada longitudinal no intervalo (0,Y). Realiza-se uma nova integração ao longo do intervalo (Y,1), e com o auxílio das condições de contorno descritas em (11), tem-se uma equação explícita para o campo de temperatura local dada por:

$$\theta(X, Y) = - \int_Y^1 \left( \int_0^{Y''} U(X, Y) \frac{\partial \theta(X, Y)}{\partial X} dY' \right) dY'' \quad (17)$$

Utilizando a relação acima na equação de transformação, equação (15), tem-se que a temperatura transformada pode ser expressa como :

$$\bar{\theta}_i(X) = \frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 \phi_i(Y) \left[ - \int_Y^1 \left( \int_0^{Y''} U(X, Y) \frac{\partial \theta(X, Y)}{\partial X} dY' \right) dY'' \right] dY \quad (18)$$

Neste estágio, utiliza-se a o perfil de velocidades, equação (8), e efetuando uma integração por partes chega-se a:

$$\lambda_i^2 \bar{\theta}_i(X) = - \frac{1}{N_i^{1/2}} \int_0^1 \phi_i(Y) \frac{\int_Y^1 Y' [1 + \gamma \theta(X, Y)] dY'}{\int_0^1 \left( \int_{Y''}^1 Y' [1 + \gamma \theta(X, Y)] dY' \right) dY''} \frac{\partial \theta(X, Y)}{\partial X} dY \quad (19)$$

Substituindo-se a fórmula de inversão (16) na expressão acima e realizando-se algumas manipulações algébricas convenientes, obtém-se:

$$-\lambda_i^2 \bar{\theta}_i(X) = \sum_{j=1}^{\infty} \frac{d\bar{\theta}_j(X)}{dX} \frac{1}{(N_i N_j)^{1/2}} \int_0^1 \left[ \frac{1-Y^2}{2} + \gamma \sum_{k=1}^{\infty} F_k^*(Y) \cdot \bar{\theta}_k(X) \right] \psi_i(Y) \cdot \psi_j(Y) \cdot dY \quad (20)$$

onde,

$$F_k^*(Y) = \frac{1}{N_k^{1/2}} \int_Y^1 Y' \phi_k(Y') dY' = \frac{\sqrt{2}}{\mu_k} \left[ \text{sen } \lambda_k - Y \text{sen}(\lambda_k Y) + \frac{\cos(\lambda_k) - \cos(\lambda_k Y)}{\lambda_k} \right] \quad (21)$$

$$M_k^* = \int_0^1 F_k^*(Y) dY = \frac{\sqrt{2}}{\lambda_k} \left[ \text{sen}(\lambda_k) - 2 \frac{\text{sen}(\lambda_k)}{\lambda_k^2} + 2 \frac{\cos(\lambda_k)}{\lambda_k} \right] \quad (22)$$

Como se pode perceber da análise da equação (20), as manipulações descritas acima resultaram em um sistema infinito de equações diferenciais ordinárias para a temperatura transformada. Sob um ponto de vista prático, a expansão em (16) deve ser truncada em um número suficientemente grande de termos para que um critério de convergência pré-estabelecido seja atingido. Assim, ao se trabalhar com uma expansão genérica de N termos em (16), o sistema de equações diferenciais ordinárias pode ser colocado no arranjo matricial abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} [A] \left[ \frac{d\bar{\theta}(X)}{dX} \right] = -[B] [\bar{\theta}(X)] \\ \bar{\theta}_i(0) = \frac{\sqrt{2} \text{sen}(\lambda_i)}{\lambda_i} \end{array} \right. \quad (23)$$

onde,

$$[A] = \{a_{i,j}\}; \quad a_{i,j} = \sum_{j=1}^N \left[ I_{ij}^* + \gamma \sum_{k=1}^N L_{ijk}^* \bar{\theta}_k(X) \right] \quad (24)$$

$$[B] = \{b_{i,j}\}; \quad b_{i,j} = \sum_{j=1}^N \Delta_{ij} \lambda_i^2 \left[ \frac{1}{3} + \gamma \sum_{k=1}^N M_k^* \bar{\theta}_k(X) \right] \quad (25)$$

$$I_{ij}^* = \frac{1}{(N_i N_j)^{1/2}} \int_0^1 \frac{(1-Y^2)}{2} \phi_i(Y) \phi_j(Y) dY, \quad (26)$$

$$L_{ijk}^* = \frac{1}{(N_i N_j)^{1/2}} \int_0^1 F_k^*(Y) \phi_i(Y) \phi_j(Y) dY \quad (27)$$

Cabe neste ponto mencionar que os coeficientes integrais descritos em (21), (22), (26), (27), (30) e (31) foram calculados analiticamente com o auxílio de expressões contidas em Gradshteyn e Ryzhik (1994). Além disto, a condição de entrada para a temperatura transformada é facilmente obtida, inserindo-se a equação (10) em (15).

De posse da solução do sistema, uma série de variáveis de interesse deste problema podem agora ser avaliadas. Por exemplo, uma expressão para o perfil de velocidade  $U(X,Y)$  pode ser obtida substituindo-se (16) em (8). A expressão final em termos da temperatura transformada é:

$$U(X, Y) = \frac{\frac{1 - Y^2}{2} + \gamma \sum_{k=1}^N \frac{\sqrt{2} \bar{\theta}_k}{\lambda_k} \left[ \text{sen}(\lambda_k) - Y \text{sen}(\lambda_k Y) + \frac{\cos(\lambda_k)}{\lambda_k} - \frac{\cos(\lambda_k Y)}{\lambda_k} \right]}{\frac{1}{3} + \gamma \sum_{k=1}^N \frac{\sqrt{2} \bar{\theta}_k}{\lambda_k} \left[ \text{sen}(\lambda_k) - 2 \frac{\text{sen}(\lambda_k)}{\lambda_k^2} + 2 \frac{\cos(\lambda_k)}{\lambda_k} \right]} \quad (28)$$

A avaliação da temperatura média do fluido (Shah and London, 1978), em termos das variáveis transformadas, é feita através de:

$$\theta_M(X) = \sum_{j=1}^N \left[ I_j^{**} \bar{\theta}_j(X) + \gamma \sum_{k=1}^N L_{jk}^{**} \bar{\theta}_j(X) \bar{\theta}_k(X) \right] / \left[ \frac{1}{3} + \gamma \sum_{k=1}^N M_k^* \bar{\theta}_k(X) \right] \quad (29)$$

onde,

$$I_j^{**} = \frac{1}{N_j^{1/2}} \int_0^1 \frac{(1 - Y^2)}{2} \phi_j(Y) dY; \quad L_{jk}^{**} = \frac{1}{N_j^{1/2}} \int_0^1 F_k^*(Y) \phi_j(Y) dY \quad (30,31)$$

Finalmente, o número de Nusselt local é calculado através de

$$Nu(X) = \frac{4 \cdot \left. \frac{\partial \theta(X, Y)}{\partial Y} \right|_{Y=1}}{\theta(X, 1) - \theta_M(X)} \quad (32)$$

onde o fluxo de calor junto à parede é:

$$\left. \frac{\partial \theta(X, Y)}{\partial Y} \right|_{Y=1} = \sum_{j=1}^N \frac{\phi_j'(1) \bar{\theta}_j(X)}{N_j^{1/2}} = - \sum_{j=1}^N \sqrt{2} \lambda_j \text{sen}(\lambda_j) \bar{\theta}_j(X) \quad (33)$$

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

De modo a analisar os efeitos da variação da viscosidade nos perfis hidrodinâmico e térmico em um escoamento com perfil de velocidade plenamente desenvolvido na entrada e térmicamente em desenvolvimento, com temperatura prescrita na parede do duto, simulações numéricas foram realizadas, tendo como base o modelo proposto por Yang (1962).

Todos os algoritmos confeccionados neste trabalho foram escritos em linguagem FORTRAN, e implementados em um PC PENTIUM 200 MMX e para a solução do sistema de equações diferenciais ordinárias (23) foi utilizada a subrotina DIVPAG, da biblioteca do IMSL, que faz um controle automático de erro local, mantendo-o dentro da tolerância desejada, sendo especialmente recomendada para sistemas de “rígidos”. Uma precisão prescrita de  $10^{-6}$  foi estabelecida em todos os casos testados. O sistema de equações diferenciais ordinárias foi truncado, considerando-se os primeiros trinta termos da série, quantidade que se mostrou suficiente para garantir a convergência em pelo menos três dígitos. Para as simulações realizadas, foram escolhidos os valores do parâmetro  $\gamma$  iguais a 9.0, 6.0 e 3.0 para o caso de resfriamento do fluido e os valores -0.9, -0.6 e -0.3 para o caso de aquecimento.

As figuras 1 e 2 mostram, respectivamente, a evolução do perfil da velocidade  $U(X, Y)$  ao longo da posição axial  $X$ , para os casos de aquecimento e resfriamento do fluido. Observa-se que, para o caso de aquecimento do fluido, a variação da viscosidade provoca uma deformação no perfil inicialmente parabólico, achatando-o na região de entrada do duto. Já

para o caso de resfriamento, a influência da variação da viscosidade faz alongar o perfil enquanto que na região assintótica, o mesmo recupera a condição de perfil parabólico.

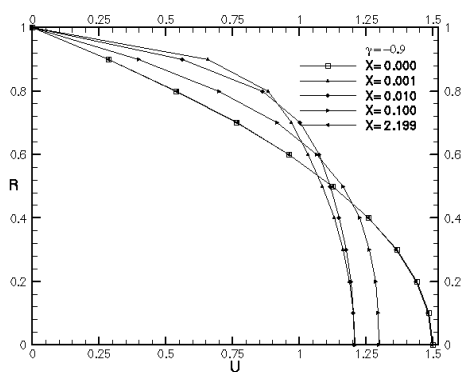
As figuras 3 e 4 apresentam a evolução da velocidade axial na linha de centro do duto em relação à coordenada X para os casos de aquecimento e resfriamento do fluido, respectivamente. Estas figuras permitem observar que, quanto maior o valor absoluto do parâmetro de viscosidade, maior o desvio da velocidade axial em relação à velocidade plenamente desenvolvida ( $\gamma=0$ ). Nota-se, também, que o comprimento de entrada aumenta proporcionalmente ao aumento do valor absoluto deste parâmetro de viscosidade.

As figuras 5 e 6 permitem analisar o comportamento do número de Nusselt local para os casos de aquecimento e resfriamento do fluido, respectivamente. Para o caso de aquecimento do fluido, a figura 5 mostra que, para uma determinada posição X, à medida que o valor absoluto do parâmetro  $\gamma$  decresce, o valor do número de Nusselt decresce proporcionalmente. Isto é explicado, tendo em vista que, com o aquecimento do fluido no escoamento, a viscosidade próxima à parede diminui, acelerando consequentemente o escoamento neste ponto quando comparado com o caso isotérmico ( $\gamma = 0$ ). Quanto maior o valor absoluto de  $\gamma$ , maior a influência da viscosidade no número de Nusselt e na velocidade do escoamento. Nesta figura, também pode-se observar o comportamento assintótico do número de Nusselt, tendendo para o valor característico de 7.54 encontrado na literatura (Shah & London, 1978).

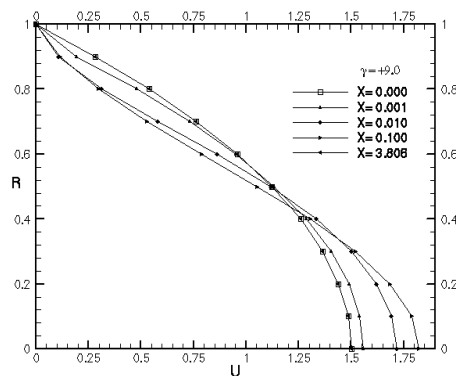
O comprimento de entrada térmica também é influenciado, de uma forma menos acentuada do que no caso do perfil de velocidade axial, pela variação da viscosidade, sendo que quanto maior o grau de variação da viscosidade medido pelo parâmetro  $\gamma$ , maior o comprimento de entrada térmica.

Para o caso de resfriamento do fluido, a figura 6 ilustra o comportamento do número de Nusselt local com a variação do parâmetro de viscosidade  $\gamma$ . Este comportamento é similar ao caso de aquecimento do fluido onde o decréscimo do número de Nusselt é proporcional à diminuição do valor absoluto do parâmetro  $\gamma$  e percebe-se a tendência assintótica ao valor característico de 7.54.

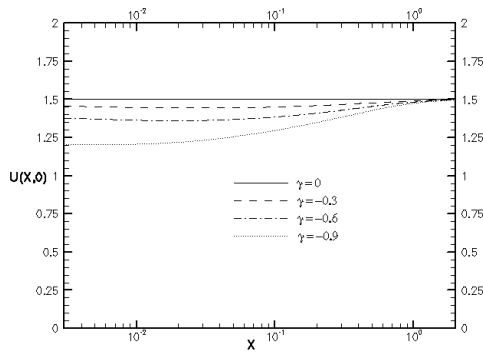
Da análise dos gráficos observa-se também que, enquanto, para o caso de aquecimento do fluido, o número de Nusselt decresce monotonicamente; no caso de resfriamento, o número de Nusselt decresce até um valor mínimo e depois aumenta até o valor assintótico. Esta característica é devido à influência da variação da viscosidade, influência esta sentida principalmente nas vizinhanças da parede do duto, causando a alteração da velocidade neste ponto e a consequente propagação deste efeito para os demais pontos até a linha de centro.



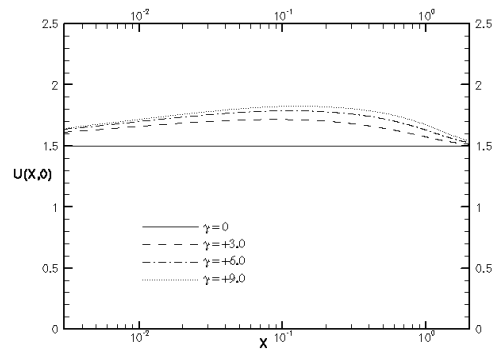
**Figura 1.** Evolução do perfil de velocidade axial para o caso de aquecimento do fluido



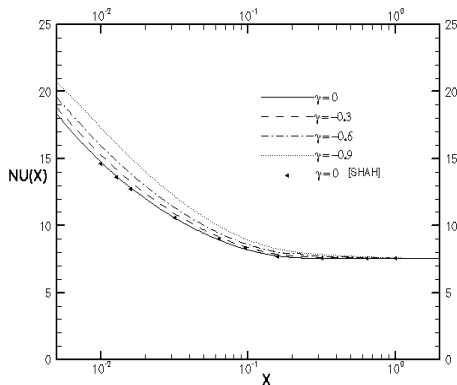
**Figura 2.** Evolução do perfil de velocidade axial para o caso de resfriamento do fluido



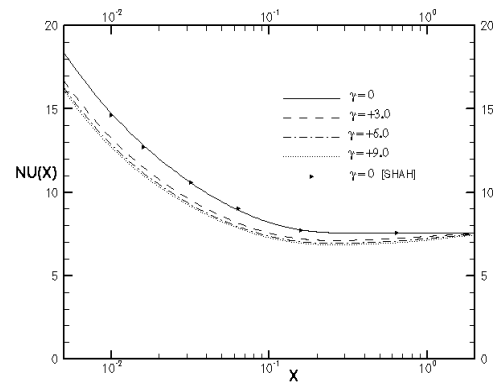
**Figura 3.** Velocidade axial na linha de centro para o caso de aquecimento do fluido



**Figura 4.** Velocidade axial na linha de centro para o caso de resfriamento do fluido



**Figura 5.** Variação do Número de Nusselt local para o caso de aquecimento do fluido



**Figura 6.** Variação do Número de Nusselt local para o caso de resfriamento do fluido

Concluindo, a discussão acima revela que a TTIG provou ser uma ferramenta eficiente para a solução do problema de convecção forçada interna em canais com viscosidade dependente da temperatura. Em função da grande precisão na solução do sistema de equações para as temperaturas transformadas, este procedimento analítico-numérico permite estabelecer com o refinamento desejado a entrada hidrodinâmica e térmica do problema em questão.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Boyce, W. E. e Di Prima, R. C., 1992, “Elementary Differential Equation and Boundary Value Problems”, Ed. John Wiley, NY, USA.
- Cotta, R. M., 1993, “Integral Transforms in Computational Heat and Fluid Flow, CRC Press, Boca Raton.
- Gradshteyn, I. S. e Ryzhik, I. M., 1994, “Table of Integrals, Series and Products, Academic Press, Inc., San Diego, USA.
- Gryglaszewski, P., Nowak, Z. e Stacharskatargosz, J., 1980, “The Effects of Viscous Dissipation on Laminar Heat Transfer to Power-Law Fluids in Tubes”, *Warme-und-Stoffubertragung*. Vol. 14, pp. 81-89.
- Kakaç, S. , Shah, R. K. e Aung, W., 1987, “Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley & Sons, NY, USA.
- Shah, R. K., e London, A. L., 1978, “Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Academic Press, NY, USA.
- Yang, K. T., 1962, “Laminar Forced Convection of Liquids in Tubes with Variable Viscosity” , *ASME – Journal of Heat Transfer*, Vol. 84, pp. 353 – 362.

# UTILIZAÇÃO DO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO PARA CONFORTO TÉRMICO HUMANO EM DIVERSAS CIDADES BRASILEIRAS

**José Rui Camargo**

**Jerônimo dos Santos Travelho**

**Sebastião Cardoso**

Universidade de Taubaté, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Daniel Danelli, s/ nº, Jardim Morumbí, 12060-440, Taubaté, SP. Brasil. E-mail: [ru@engenh.mec.unitau.br](mailto:ru@engenh.mec.unitau.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta os princípios básicos para a utilização de sistemas de condicionamento de ar por processos de resfriamento evaporativo, destinados ao conforto térmico humano. Discorre sobre os princípios de operação dos sistemas de resfriamento direto e indireto, sistemas multiestágios e a utilização do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor como apoio. Analisando as referências bibliográficas a respeito do resfriamento evaporativo verifica-se a inexistência de um estudo metodológico efetivo com relação à utilização desse sistema aplicado às diferentes características climáticas regionais do Brasil. Por esse motivo, este trabalho apresenta dois métodos que podem ser utilizados para a determinação de referenciais para utilização eficiente de sistemas de resfriamento evaporativo, aplicando-os a diversas cidades.

**Palavras-chave:** Resfriamento evaporativo, Conforto térmico, Condicionamento de ar.

## 1- INTRODUÇÃO

O condicionamento do ar é responsável tanto pelo aumento da eficiência do homem no trabalho quanto pelo seu conforto, principalmente nos períodos mais quentes do ano. Atualmente o sistema de refrigeração mais utilizado para esse fim é o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. No entanto, o resfriamento evaporativo pode ser uma alternativa econômica em muitos casos, podendo substituir o sistema convencional sob algumas condições ou ser utilizado como pré-resfriador no sistema convencional. Isso leva a uma redução dos custos de operação com relação aos sistemas que utilizam somente a refrigeração mecânica (Schibuola, 1997).

O resfriamento evaporativo opera utilizando fenômenos naturais através de processos induzidos nos quais a água e o ar são os fluidos de trabalho. Consiste na utilização da evaporação de água através da passagem de um fluxo de ar, provocando uma redução na temperatura do ar.

Esse processo possui como principal característica o fato de ser mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas, ou seja, quando a necessidade de resfriamento é maior para o conforto humano. Além disso, o aumento da umidade é benéfico em regiões secas e, em outras regiões, com a umidificação, o ar insuflado deixa de causar o desconfortável ressecamento da pele e mucosas do corpo que os sistemas convencionais proporcionam.

O resfriamento evaporativo tem ainda como atrativos o baixo consumo de energia, facilidades de manutenção, instalação e operação. Por não utilizar gases CFC ou HFC não agride o meio ambiente. Por ser um sistema que opera com renovação total do ar, elimina-se a



recirculação e a proliferação de fungos e bactérias, problema constante nos sistemas de condicionamento de ar convencionais.

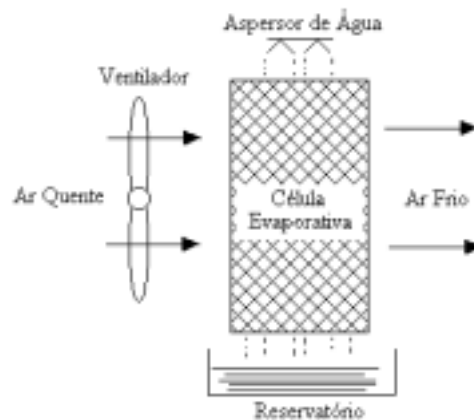
## 2. O RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O processo de resfriamento evaporativo é largamente utilizado em torres de resfriamento de água, lavadores de ar, condensadores evaporativos, resfriadores de líquidos e também para amenizar a temperatura em ambientes onde existe grande geração de calor. No entanto ainda é pouco explorado e difundido para o conforto térmico humano.

As aplicações para o resfriamento evaporativo são, entre outras, grandes áreas com grande quantidade de público, áreas onde funcionam equipamentos que produzem calor, áreas de trabalho industrial em processos de manufatura, em indústrias têxteis, em alguns processos industriais que requerem um controle preciso da umidade, em minas, em abrigos de animais, no armazenamento de produtos hortifrutigranjeiros, no cultivo de plantas e para condicionamento de ar residencial e comercial.

Os equipamentos de resfriamento evaporativo podem ser de refrigeração evaporativa direta (RED) ou de refrigeração evaporativa indireta (REI).

Equipamentos de refrigeração direta resfriam o ar por contato direto ou com uma superfície líquida ou com uma superfície sólida molhada ou, ainda, através de *sprays*. A Fig. 1 mostra esquematicamente um resfriador evaporativo direto.

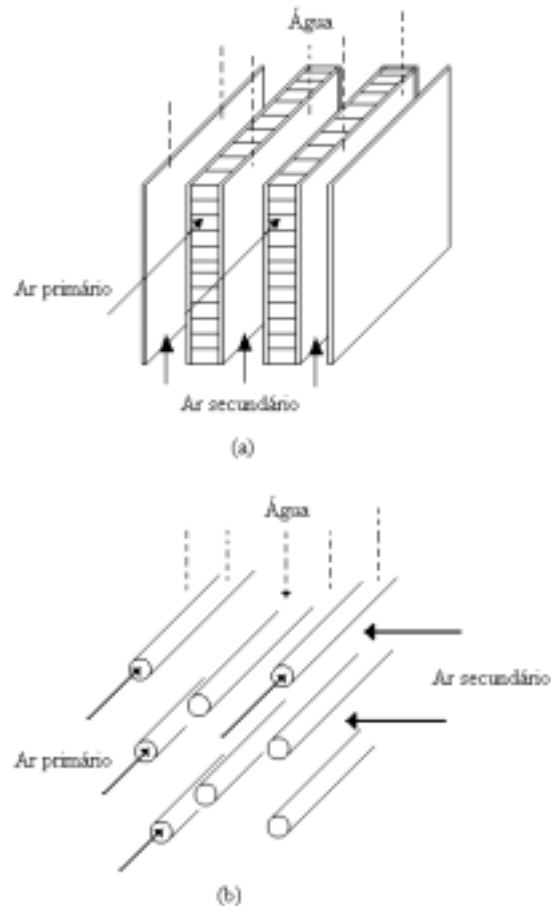


**Figura 1.** Resfriador evaporativo direto (RED)

Assim, em um RED, a água é vaporizada dentro da corrente de ar e o calor e massa transferidos entre o ar e a água reduzem a temperatura de bulbo seco do ar e aumentam sua umidade, mantendo constante a entalpia (resfriamento adiabático). No RED, não há redução na entalpia e a mínima temperatura que se pode atingir é a de bulbo úmido do ar que entra no sistema. É possível, no entanto, obter menores temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída mas, para isso, a água recirculada que supre o equipamento deve antes ser resfriada (Cardoso *et al.*, 1999).

Um avanço na tecnologia do resfriamento evaporativo deve-se à introdução dos equipamentos de resfriamento indireto, nos quais o ar, relativamente seco, é mantido separado do ar do lado molhado, onde o líquido está sendo vaporizado. No resfriador evaporativo indireto (REI), o ar que será utilizado para condicionar o ambiente (ar primário) transfere calor para uma corrente de ar secundária ou para um líquido, que foram resfriados evaporativamente. A entalpia do ar do lado seco é assim reduzida, em contraste à redução adiabática de temperatura de um refrigerador evaporativo direto.

A Fig. 2 mostra dois tipos de sistemas de resfriamento evaporativo indireto: tipo placa (Fig. 2a) e tipo tubo (Fig. 2b) (Chen *et al.*, 1991).



**Figura 2.** Resfriador evaporativo indireto: (a) tipo placa, (b) tipo tubo.

A efetividade de um resfriador evaporativo é definida como a taxa entre a queda real de temperatura de bulbo seco e a máxima queda teórica que a temperatura de bulbo seco poderia ter se o resfriador fosse 100% eficiente e o ar saísse saturado. Neste caso a temperatura de bulbo seco na saída seria igual à temperatura de bulbo úmido do ar na entrada (TRANE, 1978).

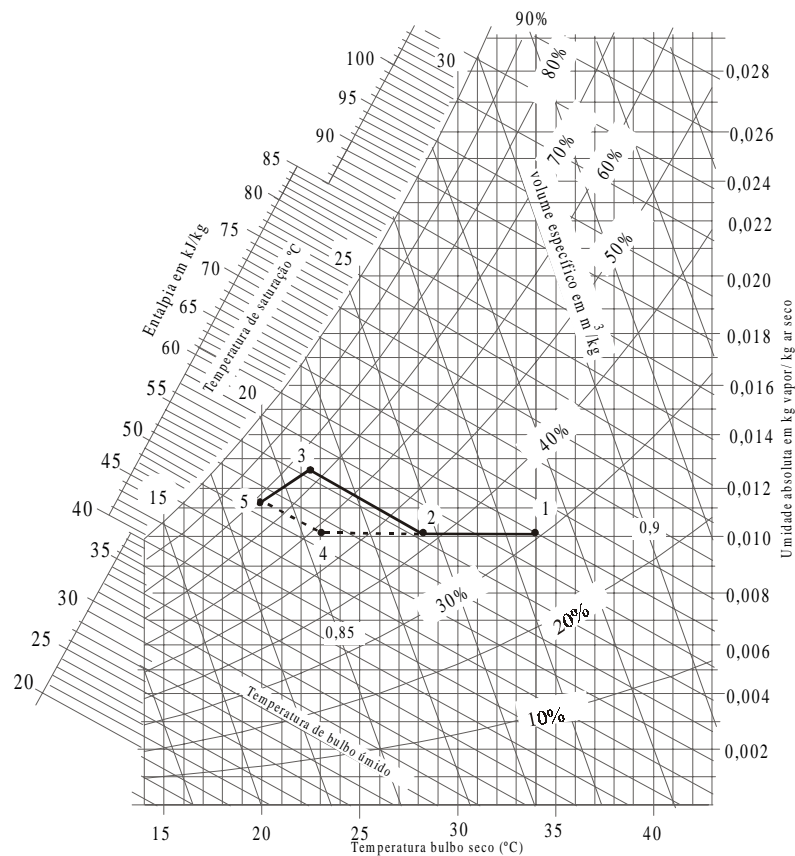
Para um resfriador ideal, isto é, com 100% de efetividade, as temperaturas de bulbo seco e de ponto de orvalho tenderiam a ser iguais à temperatura de bulbo úmido.

### 3. REFRIGERAÇÃO EM UM, DOIS OU TRÊS ESTÁGIOS

Pode-se utilizar o sistema de resfriamento evaporativo com somente um estágio (direto ou indireto), com dois estágios (indireto/direto, indireto/apoio ou direto/apoio) ou com três estágios (indireto/direto/apoio).

A utilização de um estágio auxiliar com refrigeração mecânica por expansão direta ou água gelada (resfriamento de apoio) é feita quando o resfriamento evaporativo não é suficiente para atingir a condição final desejada.

A Fig. 3 mostra processos de resfriamento em 3 estágios. O processo 1-2 é realizado em uma unidade de resfriamento evaporativo indireto. Os processos 2-3 e 4-5 são realizados em uma unidade direta. O processo 2-4 equivale à refrigeração de apoio quando a serpentina é colocada antes da unidade direta e o processo 3-5 quando a serpentina é colocada após a unidade direta.



**Figura 3.** Processos de resfriamento em 3 estágios

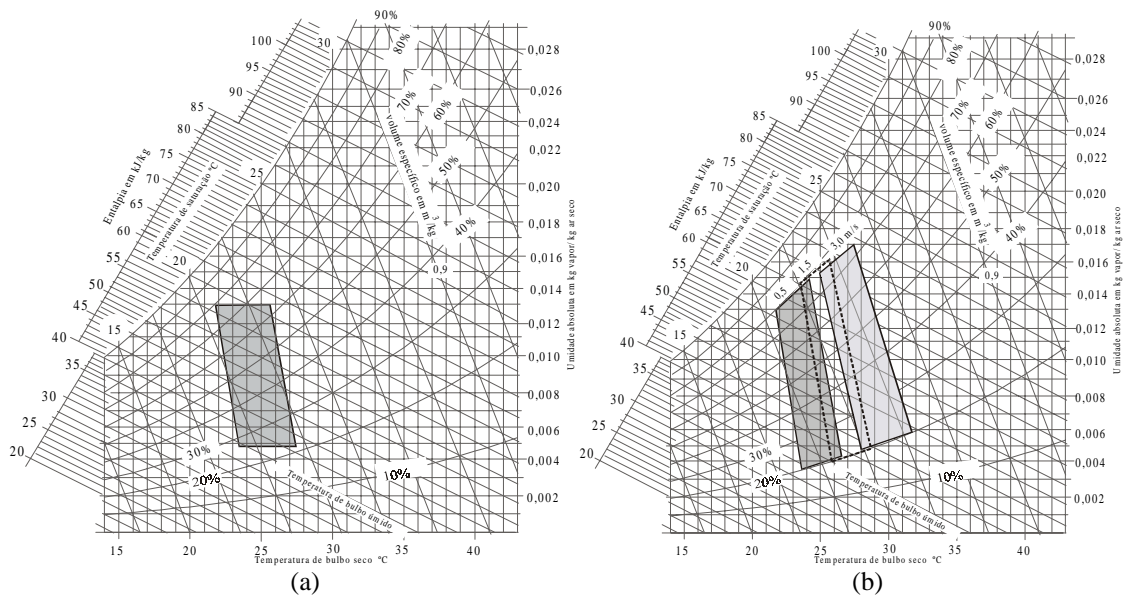
#### 4. ASPECTOS DE CONFORTO PARA CONDICIONAMENTO DE AR POR RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Uma vez que a temperatura, a umidade e a movimentação do ar interagem de forma independente, é necessário considerá-las juntas pois todos esses fatores contribuem para determinar a sensação de frio ou calor sentida pela corpo humano. A Temperatura Efetiva (TE) é uma composição desses fatores. McGregor (1995) relata que, apesar do grande número de índices empíricos biometeorológicos, o mais utilizado por toda a indústria de condicionamento de ar é a temperatura efetiva (TE). Ela é definida como a temperatura do ar já saturado que provoca a mesma sensação térmica que as condições ambientais. Esse índice, que integra os efeitos da temperatura, da umidade e da movimentação do ar tem sido usado para avaliar as condições bioclimáticas de localidade equatoriais e tropicais (Chowdhury e Ganesan, 1983).

Uma carta psicrométrica modificada, incluindo a zona de conforto da ASHRAE é mostrada na Fig. 4 (a). Esta zona de conforto foi depois expandida para resfriamento evaporativo (Fig.4 (b)), conforme apresentado por Crow (1972) e pela ASHRAE (1995).

Devido à forma da zona de conforto expandida da ASHRAE tem-se que a curva de umidade relativa de 80% é o limite superior para o resfriamento evaporativo, podendo ser usada a umidade relativa de 70% como um limite alternativo em ambientes com pouca ventilação ou onde a umidade pode prejudicar os produtos ou objetos dentro do ambiente.

Velocidades do ar abaixo de 1 m/s são recomendadas para pessoas em trabalho sedentário, sendo que velocidades maiores são utilizadas para atividades manuais e físicas.



**Figura 4.** Zonas de conforto ASHRAE. (a) representa a zona de conforto para inverno e verão de acordo com a temperatura efetiva e (b) representa a mudança relativa na zona de conforto para o resfriamento evaporativo.

## 5. ÍNDICES DE DESEMPENHO(ID) DO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Um método rápido para se avaliar aproximadamente o potencial do resfriamento evaporativo é utilizar o índice de desempenho ID, definido por:

$$ID = TBU - \Delta T \tag{5.1}$$

onde  $\Delta T = TBS - TBU$  é a depressão de bulbo úmido. TBS e TBU são, respectivamente as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar externo.

Esse índice será tanto menor quanto maior for a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido, ou seja, quanto menor a umidade relativa do ar. Isso indica que, quanto menor o índice, mais efetivo é o resfriamento evaporativo local. Assim, esse número indica o potencial do resfriamento evaporativo.

Watt (1963) recomenda que, de um modo geral, índices menores ou iguais a 10 indicam resfriamento para conforto, entre 11 e 16 resfriamento lenitivo (alívio) e índices acima de 16 classificam o local como não recomendado para utilização de sistemas de resfriamento evaporativo.

## 6. NOMOGRAMA E GABARITO

Este outro método é uma adaptação daquele proposto por Watt (1963) e por Watt e Brown (1997).

A Fig. 5 é uma carta termométrica adaptada que mostra a interrelação, no verão, da temperatura de bulbo seco, bulbo úmido e velocidade do ar na obtenção das temperaturas efetivas. A zona de conforto ASHRAE para a latitude de 41° Norte (a carta teve origem em Pittsburgh, que está nessa latitude) foi superposta sobre ela, em seu limite superior para a temperatura efetiva de 26,1 °C.

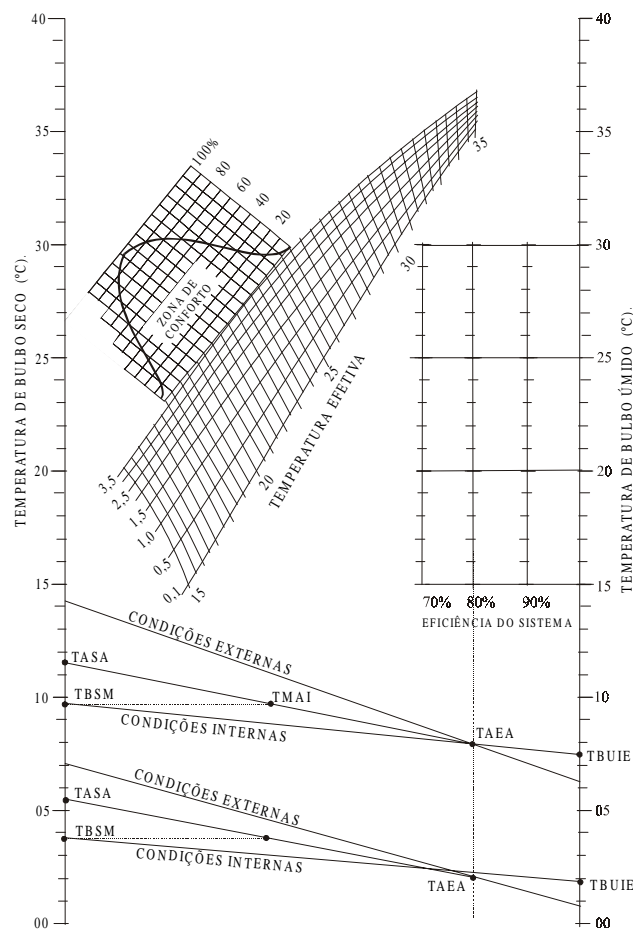
Como a carta de temperaturas efetivas não leva em conta a quantidade de radiação solar incidente, um aumento de aproximadamente  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  deve ser feito na temperatura efetiva para cada 5 graus de redução na latitude a partir da latitude de  $41\text{ }^{\circ}$ , ou seja, a zona de conforto mostrada na Fig. 5 move-se para a direita aproximadamente de  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a cada redução de 5 graus na latitude.

Para determinar as condições climáticas externas necessária à obtenção do resfriamento para conforto, desenvolveu-se, neste trabalho, um gabarito calculador auxiliar, mostrado na parte inferior da figura, e serve para fixar os limites de resfriamento para conforto (gabarito superior) e para alívio (gabarito inferior).

Para utilizar o gabarito copie-o em uma folha transparente e coloque-o sobre a carta com a linha de “condições internas” cruzando a intersecção da máxima velocidade permissível do ar com a máxima temperatura efetiva da zona de conforto regional. A intersecção mais abaixo à direita representa a máxima temperatura de bulbo úmido externa capaz de prover conforto, sob as condições dadas. A máxima diferença entre a temperatura de bulbo seco e a de bulbo úmido do gabarito indica a mínima depressão de bulbo úmido requerida.

Pela definição de temperatura de projeto (Goulart *et al.*, 1998), as localidades que possuem esses requisitos, provavelmente desfrutarão de resfriamento na zona de conforto ao menos 80% a 90% de todas as horas quentes. O mesmo procedimento deve ser seguido para o resfriamento lenitivo.

Watt (1963) cita que o resfriamento para conforto por RED na latitude de  $41\text{ }^{\circ}$  deve obter TE igual a  $26,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , requerendo TBU de projeto não acima de  $24,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 5.** Nomograma e gabarito

## 7. RESULTADOS

Os sistemas de resfriamento evaporativo podem ser: direto, indireto ou de mais de um estágio. Sistemas multiestágios utilizam combinações de sistemas indireto/direto ou indireto/direto/refrigeração de apoio, onde o apoio é realizado por sistemas de refrigeração convencionais. Com o avanço tecnológico e o desenvolvimento das células evaporativas os equipamentos atuais apresentam efetividades entre 70% e 75% para o sistema indireto e entre 90% e 95% para o sistema direto (Munters, 1999; Glacier-Cor, 1999).

Através do emprego dos “Índices de Desempenho (ID) do resfriamento evaporativo”, que permitem diagnosticar a possibilidade de obtenção de resfriamento para conforto ou para alívio, pode-se verificar que valores de índice de desempenho menores ou iguais a 10 são obtidos para as cidades que apresentem, por exemplo, TBU de projeto menor ou igual a 22 °C com TBS igual ou maior que 34 °C, caracterizando uma umidade relativa de, aproximadamente, 35%. Para o Brasil encontramos índices entre 11 e 16, que caracterizam resfriamento lenitivo, para Petrolina (PE), Uberlândia (MG), Campinas (SP), Pirassununga (SP), Brasília (DF), Campo Grande (MT), Londrina (PR), Caxias do Sul (RS) e Santa Maria (RS), entre outras.

O nomograma mostrado na Fig. 5 foi adaptado de Watt (1963) o qual, por sua vez, foi elaborado para a latitude de 41° de latitude norte. Nessa latitude o resfriamento para conforto por resfriamento evaporativo direto deve obter uma temperatura efetiva máxima igual a 26,1 °C, requerendo uma TBU de projeto não acima de 24,8 °C. Similarmente, uma vez que cada mudança de 5° na latitude muda a zona de conforto de 0,5 TE, resfriadores evaporativos localizados no norte da Argentina, Uruguai e sul do Rio Grande do Sul devem obter TE máxima de 26,8 °C, requerendo TBU de projeto de 24,4 °C ou menor, para velocidade do ar de 0,1 m/s. Correspondentemente, para a mesma velocidade do ar, localidades no norte do Rio Grande do Sul, em Santa Catarina e sul do Paraná devem ter TE de 27,3 °C ou menor, nas quais 24,9 °C é a máxima TBU de projeto permissível. No norte do Paraná, São Paulo, Rio de Janeiro, Mato Grosso do Sul e sul de Minas Gerais o resfriamento para conforto precisa obter TE de 27,8 °C ou menor, requerendo uma TBU de projeto máxima de 25,5 °C. O norte de Minas Gerais, o sul do Mato Grosso e Goiás requerem TBU máxima de projeto de 26 °C. A Bahia, sul de Tocantins, norte do Mato Grosso, Rondônia e Acre requerem TBU máxima de projeto de 26,6 °C. O sul do Maranhão, o norte de Tocantins, o sul do Pará e o sul do Amazonas requerem TBU de projeto máxima de 27,3 °C. Finalmente, o norte dos estados do Maranhão, Pará, Ceará e Amazonas, além de Amapá e Roraima requerem TBU máxima de projeto de 27,9 °C. Ressalta-se que os valores apresentados acima referem-se à máxima TBU de projeto requerida, ou seja, a temperatura que leva ao limite superior da zona de conforto apresentada no nomograma da Fig. 5. Para valores de TBU que proporcionem o conforto para 100% dos ocupantes as temperaturas apresentadas deve ser reduzidas de aproximadamente 4,5 °C.

## 8. CONCLUSÕES

Os sistemas de resfriamento evaporativo, embora ainda pouco utilizados no Brasil, possuem grande potencial para propiciar conforto térmico em locais onde a temperatura de bulbo úmido é relativamente baixa. Podem também ser uma alternativa aos sistemas convencionais em muitas situações ou serem utilizados em conjunto com os mesmos. Esse sistema torna possível reduzir o consumo de energia, sendo definitivamente vantajoso em ambientes que requerem grande quantidade de ar externo.

O importante é que o engenheiro, quando considerar o uso de resfriadores evaporativos, utilize registros climáticos atualizados do local para determinar o que pode ser conseguido em

termos de conforto. Localidades com temperatura de bulbo úmido de projeto menores que 24 °C são candidatas naturais aos sistemas de ar condicionado por resfriamento evaporativo.

Conclui-se que, no Brasil, a utilização de sistemas evaporativos diretos encontra-se limitada devido a características climáticas regionais, porém o sistema indireto pode suprir as necessidades de conforto quando utilizado em conjunto com outros arranjos. Algumas alternativas viáveis são o uso do apoio da refrigeração mecânica por compressão de vapor tanto pós-resfriando o ar na saída da unidade evaporativa quanto pré-resfriando a água que será vaporizada, e ainda realização de uma pré-desumidificação do ar por adsorção, antes da entrada na unidade evaporativa.

Ressalta-se que uma maior atenção deve ser dada às regiões de clima tropical úmido pois são ambientes marginais em termos de conforto humano. E será, talvez, nessas áreas marginais que o impacto negativo de uma mudança bioclimática, provocada pelo efeito estufa, será sentida mais intensamente.

## 9. REFERÊNCIAS

- ASHRAE Handbook Applications, 1995. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, SI Edition, cap. 47.
- Cardoso, S., Camargo, J. R., Travelho, J. S., 1999. "Introdução à utilização do resfriamento evaporativo para condicionamento de ar automotivo", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, COBEM99, Águas de Lindóia, SP.
- Chen, P. L. *et al.*, 1991. "A heat and mass transfer model for thermal and hydraulic calculations of indirect evaporative cooler performance", ASHRAE Transactions, v.97, part2, p. 852 - 865.
- Chowdhury, A., Ganesan, H.R., 1983. "Meteorological requirements on airconditioning in relation to human habitat for comfort", Mausam 34,3: 281-286.
- Crow, L. W., 1972. "Weather data related to evaporative cooling", Research Report n° 2223. ASHRAE Transactions 78 (1): 153-164.
- Glacier-Cor Cellulose Evaporative Cooling Pads, 1999. "Operation and maintenance manual". Catálogo do fabricante, Scottsdale, Arizona.
- Goulart, S.L., Lamberts. R. , Firmino, S., 1998. "Dados climáticos de 14 cidades brasileiras", RPA Editoria Ltda., São Paulo.
- McGregor, G. R., 1995. "The human bioclimates of Western and South Pacific islands and climate change". Int. J. Biometeorology, 39:5-12.
- Munters, 1999. "Sistema de ventilação com resfriamento do ar através do processo natural de evaporação da água", apostila, Curitiba, mimeo.
- Schibuola, L., 1997. "High-efficiency recovery for air-conditioning applications in a mild climate: a case study", Applied Thermal Engineering, vol. 17, n. 5, p.447-454.
- TRANE, 1978. "Manual de ar condicionado". The Trane Company, La Crosse, Wisconsin.
- Watt, J.R., 1963. "Evaporative air conditioning". The Industrial Press, New York.
- Watt, J. R. ; Brown , W. K., 1997. "Evaporative air conditioning handbook". 3ª ed., The Fairmont Press, Inc., Lilburn, GA.

# AVALIAÇÃO DE MODELOS PARA SIMULAÇÃO DE TURBINAS A GÁS COM RESFRIAMENTO

**Cristiano de Lima Logrado**  
**João Nildo de Souza Vianna**

Dept. de Engenharia Mecânica - Universidade de Brasília - ENM - UnB  
CEP 70910-900 Brasília - Brasil - e-mail: clogrado@unb.br

## Resumo

Este trabalho avalia dois modelos propostos na literatura para simular o resfriamento das pás em turbinas a gás modernas. Este tipo de modelagem faz-se necessária em função das vazões de ar desviadas do compressor para fins de resfriamento, da ordem de 15%. Os modelos avaliados são confrontados com a condição de modelagem sem resfriamento. A avaliação dos modelos é feita com informações de uma base de dados que contém dados sobre 23 turbinas reais. Os resultados obtidos evidenciam a necessidade de simulação do resfriamento e indicam que os modelos avaliados são adequados. Todavia, nota-se que pequenos ajustes nestes modelos ainda fazem-se necessários.

**Palavras-chave:** turbina a gás, turbina resfriada

## 1. INTRODUÇÃO

A análise e a modelagem de turbinas a gás é um tema clássico em engenharia mecânica, haja vista a importância deste equipamento como fonte de potência nas mais diversas aplicações. Esta importância resulta em vasta disponibilidade de trabalhos e artigos sobre o tema. Dentre estes destaca-se os trabalhos de Cohen *et al* (1996), onde são apresentadas metodologias para modelagem, análise e projeto de equipamentos deste tipo. Este autor cobre, ainda, o uso de turbinas a gás em aplicações industriais e aeronáuticas. Trabalho semelhante, mas voltado apenas para análise, é apresentado por Korakianitis&Wilson (1994), sendo que este último apresenta ainda uma metodologia simples para simulação do processo de resfriamento das pás de turbinas a gás, onde considera-se que o ar de resfriamento mistura-se completamente aos gases do combustor antes de entrar na turbina. Segundo Cohen *et al* (1996) em turbinas a gás modernas até 15% do ar descarregado pelo o compressor é utilizado para este fim. El-Masri (1986), por sua vez, apresenta um modelo mais sofisticado para resfriamento das pás de turbinas, onde considera-se que o ar de resfriamento mistura-se de forma contínua durante o processo de expansão, desde a entrada da turbina até o momento em que a temperatura dos gases torna-se inferior ao limite imposto pelos materiais.

O objetivo deste trabalho é avaliar os dois modelos para o resfriamento das pás de turbinas a gás propostos por Korakianitis&Wilson(1994) e El-Masri(1986). Estes modelos são confrontados com a situação onde o resfriamento das turbinas não é considerado.



Para alcançar este objetivo foi desenvolvido um código computacional onde os modelos clássico, o proposto por El-Masri (1986), referenciado como modelo El-Masri, e o proposto por Korakianitis&Wilson (1994), referenciado como modelo K&W, são implementados. Os resultados apresentados referem-se à análise de uma base de dados, composta por 23 turbinas a gás, montada a partir de catálogos e revistas técnicas.

## 2. MODELAGEM DE TURBINAS A GÁS

Neste trabalho apenas turbinas a gás com a configuração mostrada na Fig.1a são avaliadas. Esta configuração consiste de um compressor (CP), um combustor (CB) e uma turbina (TB). Nas Fig.1b e Fig.1c são apresentadas as configurações deste sistema básico quando os modelos de resfriamento são utilizados.

A modelagem usada baseia-se em balanços de massa e energia em cada componente e em relações características destes componentes.

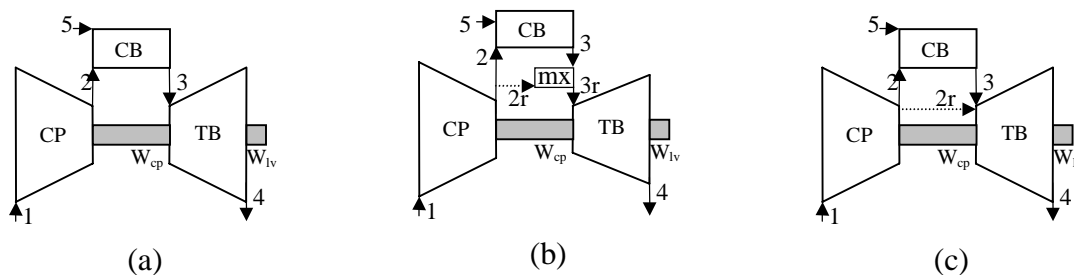


Fig.1 Esquema de Turbina a Gás  
Modelos: (a) clássico, (b) K&W, (c) El-Masri

Os balanços de massa e energia no compressor, considerando este componente como sendo adiabático resulta na Eq. (1), onde  $h$  é a entalpia,  $\dot{m}_1$  é a vazão mássica de ar admitida pelo compressor e  $\dot{W}_{cp}$  é a potência consumida no processo de compressão.

$$\dot{W}_{cp} + \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 0 \quad (1)$$

Para fechar a modelagem deste componente são usados os conceitos de razão de pressões e eficiência politrópica. A aplicação destes conceitos resulta nas Equações (2) e (3), onde  $s^\circ$  é a entropia absoluta,  $r_{cp}$  a razão de pressões no compressor e  $R$  a constante do gás,  $p$  a pressão e  $\eta_{cp}$  é a eficiência politrópica do compressor.

$$p_2 = r_{cp} \cdot p_1 \quad (2)$$

$$\eta_{cp} (s_2^\circ - s_1^\circ) = R \ln(r_{cp}) \quad (3)$$

É importante notar que nestas equações as propriedades termodinâmicas são calculadas considerando-se o fluido de trabalho como uma mistura de gases ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$ ) termicamente perfeitos. Se o ar for tratado como substância pura e caloricamente perfeita, estas equações resultam no modelo clássico como apresentado por Cohen *et al* (1996). Para cálculo do calor específico a pressão constante como função da temperatura utilizou-se as equações e constantes propostas por Bejan *et al* (1996).

A modelagem do combustor é representada pelas Equações (4), (5) e (6). Nestas equações  $\phi_p$  e  $\phi_q$  são coeficientes de perda de pressão e calor respectivamente,  $Q_{cb}^{inf}$  é o poder calorífico

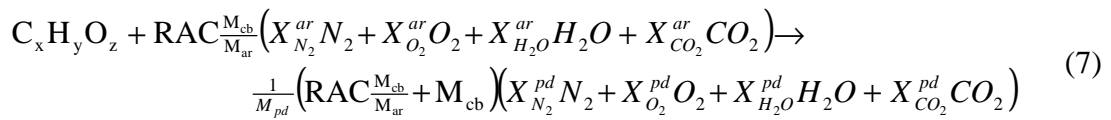
inferior do combustível. Os subíndices *ar*, *cb* e *pd* indicam ar, combustível e produtos de combustão, respectivamente.

$$p_3 = (1 - \phi_p) p_2 \quad (4)$$

$$\dot{m}_{ar} h_2 + \dot{m}_{cb} h_5 = (1 - \phi_q) \dot{m}_{cb} Q_{cb}^{inf} + \dot{m}_{pd} h_3 \quad (5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \quad (6)$$

Para a determinação da composição dos gases na saída do combustor considerou-se um processo de queima completa de um combustível genérico com a forma  $C_x H_y O_z$ . Este processo é representado pela Eq. (7) e o valor das concentrações são obtidas pelo balanço de espécies químicas, especificamente os balanços de carbono (C), Nitrogênio (N), Hidrogênio (H) e Oxigênio (O). Nesta equação RAC é a relação ar combustível mássica, M os pesos moleculares e  $X_A$  é a fração molar da substância "A".



Para a turbina usou-se procedimento semelhante ao adotado para o compressor. Os balanços de energia, massa e o conceito de eficiência politrópica resultaram nas Equações (8) e (9).

$$\left( \dot{W}_{cp} + \dot{W}_{lv} \right) = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (8)$$

$$\eta_{tb} R \ln \left( \frac{p_3}{p_4} \right) = s_3^o - s_4^o \quad (9)$$

As equações (1) a (9) constituem um modelo para uma turbina a gás clássica onde não existe resfriamento na turbina. Neste modelo a turbina a gás é caracterizada pelas variáveis: razão de pressões ( $r_{cp}$ ), eficiências politrópicas ( $\eta_{cp}, \eta_{tb}$ ) e pela temperatura dos gases na entrada da turbina ( $T_3$ ).

Em turbinas modernas, entretanto, observa-se que o valor de  $T_3$  é consideravelmente maior que as temperaturas máximas suportadas pelos materiais empregados na construção da turbinas. Esta diferença é compensada pelo uso de técnicas de resfriamento. Como a fração de ar para resfriamento pode chegar a 15% do ar comprimido, em turbinas modernas este fenômeno deve ser modelado.

**Modelo de Korakianitis & Wilson (K&W).** Este modelo, cujo esquema é mostrado na Fig. 1b, considera que o ar proveniente do compressor para fins de resfriamento mistura-se ao ar oriundo do combustor antes da entrada da turbina. Desta forma o ar que passa pela turbina expande-se desde uma temperatura reduzida  $T_{3r}$  cujo valor encontra-se entre  $T_3$  e  $T_m$ , onde  $T_m$  é a máxima temperatura suportada pelo material.

$$\varpi = \frac{T_3 - T_m}{T_3 - T_2} \quad (10)$$

O valor de  $T_{3r}$  irá depender da fração de ar usada para resfriamento. Este valor é obtido pelo uso de um parâmetro adimensional  $\varpi$ , definido pela equação (10). Usando este parâmetro e o gráfico da Fig.2, obtêm-se a fração do ar admitido no compressor destinado ao processo de resfriamento. Neste trabalho apenas o resfriamento por filme de ar, ou seja convecção, foi considerado.

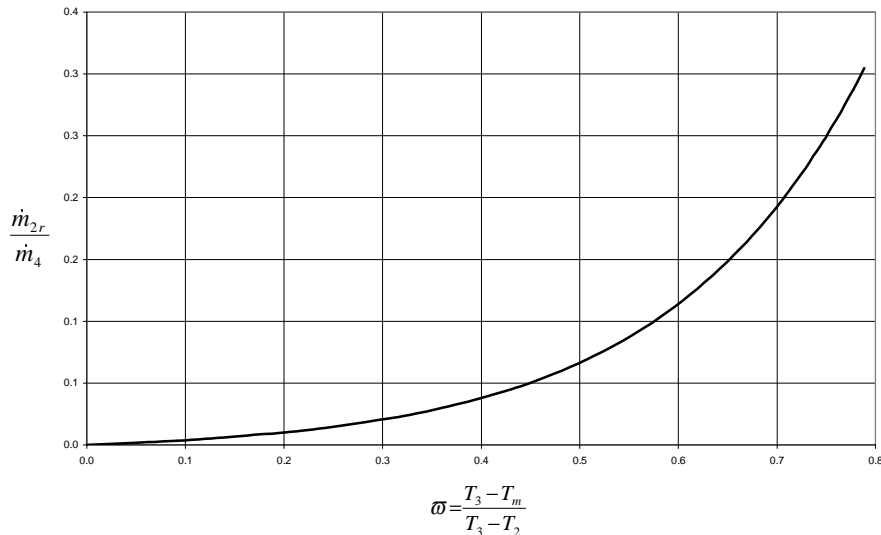


Figura 2 - Curva de frações de Resfriamento – resfriamento por convecção

**Modelo de El-Masri.** Neste modelo considera-se que os gases de combustão e o ar de resfriamento são admitidos simultaneamente na turbina e misturam-se, de forma contínua, durante o processo de expansão, isto é ilustrado na Fig.1c. Desta forma a turbina é tratada como um dispositivo cujas paredes geram trabalho, continuamente, a partir do processo de expansão; ao mesmo tempo em que os gases rejeitam calor para as paredes e para o ar de resfriamento. O que em verdade não ocorre, pois que turbinas reais operam em estágios. Esta simplificação, entretanto, permite a obtenção de um modelo fechado para o processo de expansão. Um elemento infinitesimal desta turbina é mostrado na Fig.3. Na parte inferior deste elemento observa-se a injeção do ar para resfriamento.

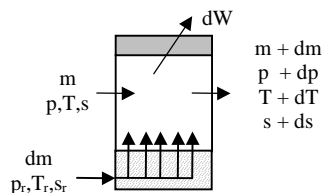


Figura 3 – Elemento do processo de expansão resfriada

O procedimento adotado por El-Masri (1986) para a obtenção do modelo final consiste em modelar, para este elemento de expansão as quantidades de trabalho ( $dW$ ) e o calor rejeitado para as paredes e para o ar de resfriamento. Uma vez que este estejam modelados o autor integra as equações obtidas da condição de admissão dos gases ( $T_3, p_3$ ) até o ponto onde a temperatura dos gases iguala-se ao limite de temperatura imposto pelo material  $T_m$ .

Desta forma obtêm-se a Eq. (11) para a fração de ar de resfriamento, Eq. (12) para o trabalho gerado no processo de expansão resfriada, Eq. (13) para a pressão no final do processo de expansão resfriada e Eq. (14) para entropia no final do mesmo processo. As variáveis que aparecem nestas equações e seus valores são mostrados na Tabela 1 e as funções  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  são mostradas nas equações (15), (16) e (17) respectivamente. As variáveis e funções que aparecem nestas equações são descritas no artigo de El-Masri (1986).

$$\frac{\dot{m}_{2r}}{\dot{m}_1} = 1 - \exp(\sigma \beta \psi_1 - \sigma \psi_2) \quad (11)$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}_1 c_p T_1} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} (\tau - \alpha) + (\alpha - \beta) \quad (12)$$

$$\frac{p_3}{p^*} = \left( \frac{\tau}{\beta} \right)^{c_p/R} \exp\left( -\frac{c_p}{R} (s_3 - s^*) \right) \quad (13)$$

$$(s_3 - s^*) = [Y\sigma\beta - \sigma(\beta + \alpha) - nI]\psi_1 + \sigma(1 - Y)\psi_2 + [\alpha\sigma\beta - I(\beta - n\beta - \alpha)]\psi_3 \quad (14)$$

Tabela 1. Descrição de variáveis do modelo de El-Masri

Variável	Descrição	Valor
$\alpha$	Temperatura adimensional do ar de resfriamento - relativo a $T_1$	-
$\beta$	Temperatura adimensional máxima do material - relativo a $T_1$	4.0
$\tau$	Temperatura adimensional de admissão do gases - relativo a $T_1$	-
$\sigma$	Constante de proporcionalidade entre fluxos de calor e trabalho	0.15
$p^*$	Pressão no final da expansão resfriada	-
$s^*$	Entropia no final da expansão resfriada	-
$Y$	Fator de perda da pressão de estagnação	0.2
$n$	Constante para redução do número de Staton	0.25
$I$	Ineficiência da Turbina	-
$B, C, M, \phi$	Funções definidas por El-Masri (1986)	-

$$\psi_1(\tau) = \frac{2}{M} \left[ \arctan\left( \frac{2\sigma\tau + B}{M} \right) - \arctan\left( \frac{2\sigma\beta + B}{M} \right) \right] \quad (15)$$

$$\psi_2(\tau) = \frac{1}{2\sigma} \left[ \ln\left( \frac{\phi(\tau)}{\phi(\beta)} \right) - B\psi_1 \right] \quad (16)$$

$$\psi_3(\tau) = \frac{1}{C} \left[ \ln\left( \frac{\tau}{\beta} \right) + \frac{1}{2} \ln\left[ \frac{\phi(\tau)}{\phi(\beta)} \right] - \frac{B}{2} \psi_1 \right] \quad (17)$$

Como este modelo é válido até o ponto onde a temperatura dos gases iguala-se à temperatura máxima permitida aos materiais  $T_m$ , a simulação da turbina é feita em duas etapas. Na primeira expande-se os gases usando o modelo de El-Masri de  $T_3$  a  $T_m$  e após isto usa-se o modelo de expansão adiabática de  $T_m$  a  $T_4$ . O trabalho total é a soma do trabalho gerado em cada etapa.

### 3. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

No processo de avaliação dos modelos supracitados montou-se uma base com informações sobre 23 turbinas a gás, colhidas nas referências Southall&McQuiggan (1996), Product Guide (1987a) e Product Guide (1987b).

As informações da base de dados, para cada turbina, são: vazão de ar ( $\dot{m}_1$ ), razão de pressões ( $r_p$ ), temperatura na entrada da turbina ( $T_3$ ), temperatura de descarga dos gases ( $T_4$ ) e potência livre no eixo ( $\dot{W}_l$ ). Além disto considerou-se o combustível de todas as turbinas como sendo gás metano, admitido a  $T_5 = 25$  °C e  $p_5 = 30$  atm. As condições de admissão do ar são  $T_1 = 25$  °C e  $p_1 = 1.0$  atm e a pressão de descarga das turbinas  $p_4 = 1.0$  atm. Em todos os

casos considerou-se uma queda de pressão de 5% no combustor e uma perda de 3% do calor liberado neste componente. Nos processos com turbina resfriada assumiu-se  $T_m = 1200$  K.

### 3.1 Modelos de Resfriamento

A Fig.4 ilustra os valores obtidos para a eficiência politrópica do compressor e da turbina para o modelo sem resfriamento. Nota-se que para os valores mais baixos de  $r_{cp}$  ( $r_{cp} < 12$ ) ambos os componentes apresentam valores adequados para a eficiência, na faixa de 93 a 81% para turbina e 83% a 76% para o compressor.

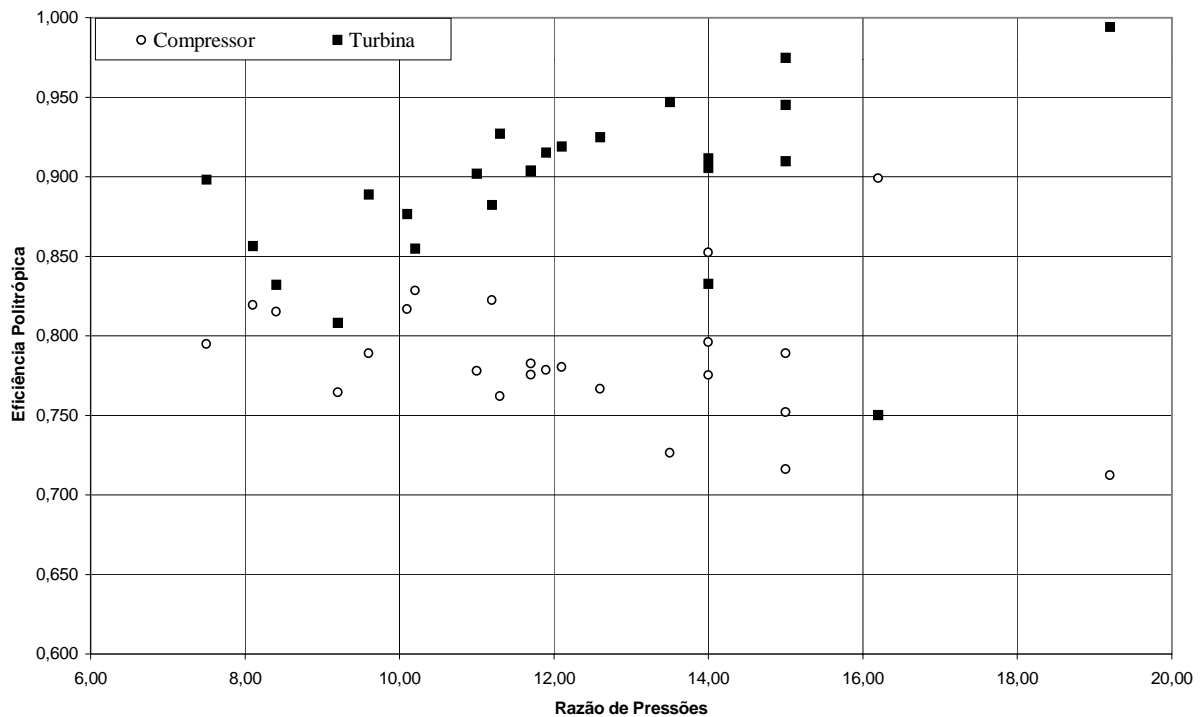


Figura 4. Eficiência politrópica para compressor e turbina modelo sem resfriamento

A medida que  $r_{cp}$  cresce, entretanto, nota-se que a eficiência do compressor cai e a da turbina cresce, atingindo valores incoerentes; para o caso de mais alta razão de pressões temos  $\eta_{tb}=0.99$ , o que não é aceitável. Esta fato indica a clara necessidade de simulação da resfriamento das pás da turbina.

A Fig.5 mostra a eficiência politrópica para os mesmos sistemas, mas utilizando-se os modelos com resfriamento. Nesta condição as incoerências obtidas no modelo sem resfriamento deixam de existir. Note que os valores de  $\eta_{tb}$  mantêm-se na faixa de 0.8 a 0.93 e para  $\eta_{cp}$  na faixa de 0.84 a 0.77, um indicativo de que os modelos de resfriamento são necessários e adequados. Observa-se também que o modelo El-Masri e o modelo K&W apresentam resultados muito semelhantes, apesar de conceitualmente diferentes.

Entretanto deve-se notar que Cohen *et al* (1996) sugere o valor de 87.8% para a eficiência politrópica dos compressores e 85% para a turbina. Estes valores, sugeridos por Cohen *et al* (1996), representam a média dos valores classicamente usados na literatura. Assim, considerando-se os valores propostos por Cohen *et al* (1996), os modelos avaliados tendem a superestimar a eficiência das turbinas e subestimar a eficiência dos compressores.

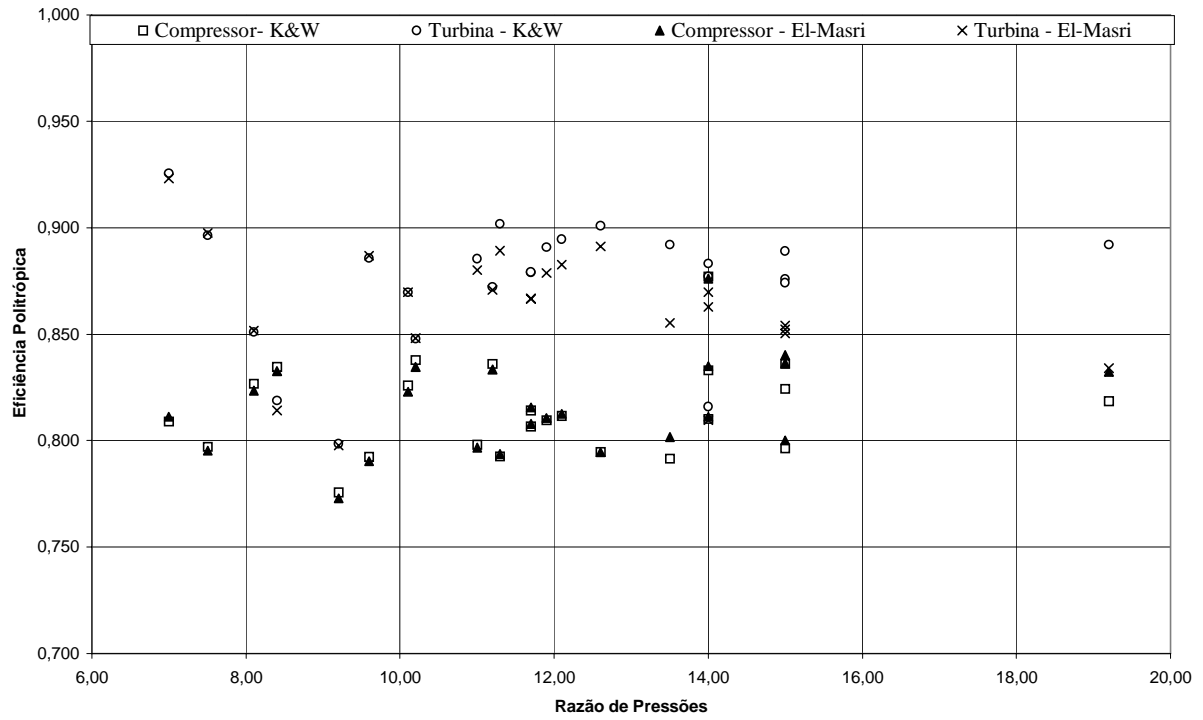


Figura 5 –Eficiência politrópica para compressor e turbina modelos com resfriamento

O valor da fração de resfriamento como uma função de  $T_3$ , é mostrada na Fig.6. Os valores mantêm-se na faixa de 0 a 15%, sendo este último valor coerente com os sugeridos por Cohen *et al* (1996) para turbinas modernas.

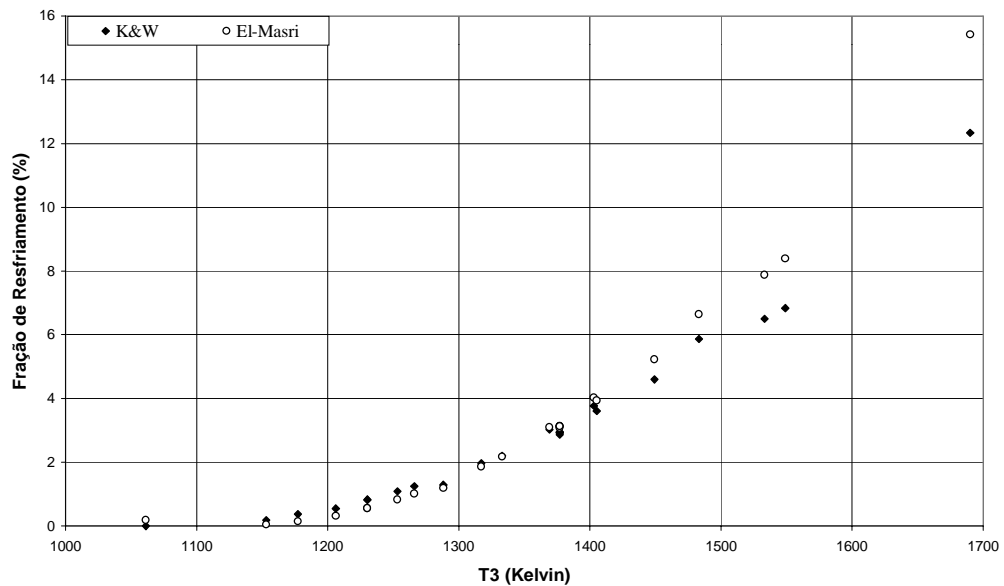


Figura 6 – Frações de ar para resfriamento

Também na Fig.6, observa-se que para temperaturas mais baixas o modelo K&W gera frações maiores que o modelo El-Masri, uma tendência que inverte-se para temperaturas maiores que 1350 K.

A tabela 2 mostra o valor da eficiência global para três das turbinas avaliadas. Nota-se que os três modelos avaliados fornecerem valores semelhantes para a eficiência global, ou seja, uma análise global do sistema não evidencia a necessidade de simulação do resfriamento nas turbinas.

Tabela 2 – Eficiência global dos sistemas

Sistema		W-501G			GT110			MS7001f		
		El-Masri	K&W	não-resf	El-Masri	K&W	não-resf	El-Masri	K&W	não-resf
Eficiência global	(%)	37.51	37.42	37.78	33.05	32.12	33.49	33.03	32.93	33.45

#### 4. CONCLUSÕES

Os resultados obtidos mostraram, claramente, a necessidade da simulação dos resfriamento em turbinas modernas. Os valores obtidos, no modelo sem resfriamento, para a eficiência politrópica das turbinas da ordem de 99% evidenciam este fato.

Os modelos de resfriamento avaliados geraram resultados satisfatórios e semelhantes, apesar da diferença conceitual existente. Isto é evidenciado pela proximidade entre os valores gerados para a fração de resfriamento, Fig.6, e para a eficiências politrópicas, Fig.5.

Uma ressalva, entretanto, deve ser feita para o valor obtido para a eficiência politrópica de turbinas e compressores. Os valores obtidos, para os modelos K&W e El-Masri, quando confrontados com os valores sugeridos por Cohen *et al* (1996), indicam que os modelos ainda necessitam de ajustes.

Além disto os resultados obtidos indicam que a escolha do modelo, com ou sem resfriamento, não interfere nos resultados globais do sistema, notadamente, a eficiência global.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., 1996, “Design of Thermal Systems”, John Wiley & Sons, INC. – New York, Estados Unidos
- Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravanamuttoo, H.H., 1996, “Gas Turbine Theory”, Addison Wesley Longman Limited – London – England
- El-Masri, M. A., 1986, “On Thermodynamics of Gas Turbines Cycles: Part 2 - A Model for Expansion in Cooled Turbines”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 108 pp. 151-159
- Korakianitis, T.; Wilson, D.G., 1994, “Models for Predicting the performance of Brayton Cycle Engines”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 116 pp. 381-388
- Product Guide: Gas Turbines – 1987a – Modern Power Systems - May 1987 pp 41-47
- Product Guide: Gas Turbines - Large industrial units - part 1- 1987b - Modern Power Systems - April 1987 pp 49-57
- Southall, L. ; McQuiggan, G., 1996, “New 200 MW class 501G Combustion Turbine”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 118 pp. 572-577

# ANÁLISE DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA DA REGIÃO BIFÁSICA DURANTE A SOLIDIFICAÇÃO DE LIGAS METÁLICAS

**Maurício Metz**

**Marcus V.A. Bianchi**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos - GESTE, Cx. P. 17819 – 90035-972 – Porto Alegre, RS, Brasil. E-mail: mauricio\_metz@yahoo.com e bianchi@mecanica.ufrgs.br

## Resumo

Durante a solidificação de misturas binárias, a interface sólido-líquido não é plana na maior parte das aplicações, formando uma região bifásica entre a região líquida e o material solidificado. A condutividade térmica efetiva da região bifásica, que é um parâmetro do modelo, é calculada a partir de uma média ponderada das condutividades térmicas das fases que a constituem. Embora diversos modelos possam ser utilizados, o mais comum é calcular a condutividade térmica através de um modelo de resistências em paralelo. Neste trabalho são calculados os valores para a condutividade térmica efetiva da região bifásica durante a solidificação de ligas metálicas, no intuito de criticar e orientar a escolha de um modelo mais apropriado para a simulação numérica do fenômeno. Para isto os modelos de condutividade de resistências em série e em paralelo são utilizados, buscando avaliar as diferenças entre os valores encontrados. Foram escolhidas ligas de Al-Cu, Cu-Sn e Pb-Sn, com diversas concentrações iniciais. A partir dos resultados, é possível avaliar a importância da escolha do modelo de condutividade para a simulação de problemas relacionados à solidificação na metalurgia.

**Palavras-chave:** Transferência de Calor, Solidificação de Ligas Binárias, Condutividade Térmica.

## 1. INTRODUÇÃO

A solidificação de ligas metálicas é um fenômeno muito importante nos processos de fabricação. A metalurgia, fundição, lingotamento contínuo, soldagem e recobrimento metálico de superfícies são processos para os quais a solidificação controla as características finais do produto.

A modelagem dos processos de transporte durante a solidificação de misturas binárias é uma tarefa complexa. A discontinuidade que aparece da liberação de calor latente na interface, as fronteiras móveis, e o fato de que a localização destas interfaces não é conhecida a priori causam sérias dificuldades quando se pretende dar um tratamento numérico ao problema de solidificação de misturas binárias. Recentemente, um artigo escrito por Prescott e Incropera (1996) apresenta uma boa compilação da literatura em modelos matemáticos da solidificação de misturas binárias na presença de convecção. A existência de uma região bifásica, denominada *mushy region*, cria um problema adicional para a compreensão e a



modelagem dos processos de transporte durante a solidificação de uma liga binária. Em metais, geralmente há instabilidade morfológica causada primordialmente por superresfriamento constitucional na frente de solidificação, dando origem a uma interface dendrítica, que é de fato a região bifásica. A presença da região bifásica é diretamente associada a defeitos, tais como macrosegregação, *freckles*, porosidade gasosa, vazios causados pela contração, e outros. Além disto, defeitos mecânicos e segregação (heterogeneidades de soluto) formados durante o processo de solidificação geralmente não podem ser removidos por nenhum tratamento posterior (Ohno,1987).

Os processos de transporte que acontecem na região bifásica são de grande importância no crescimento da fase sólida, pois eles regulam a transferência de calor entre o líquido e a superfície fria. Considerando-se processos controlados somente por condução, a condutividade térmica efetiva torna-se um parâmetro importante na simulação do processo.

No presente trabalho, foram escolhidas ligas metálicas comuns e concentrações (C) inseridas numa faixa que apresenta como matriz (fase  $\alpha$ ) da solução sólida apenas um elemento. No caso de uma liga com diagrama de fases polifásico, desprezaram-se diferentes formas alotrópicas, presentes para concentrações intermediárias, devido à utilização da condutividade térmica do metal puro como condutividade da solução no estado sólido. Desta forma serão mostradas apenas faixas de concentração para as primeiras fases à esquerda e à direita de seu diagrama de fases. Calcularam-se as faixas de valores das condutividades térmicas calculadas a partir dos dois modelos escolhidos, baseados no diagrama de fases das diferentes ligas.

## 1.1 Modelos Matemáticos

Em estudos de solidificação de ligas, a condutividade térmica efetiva da região bifásica foi calculada com o modelo em paralelo (Prescott e Incropera, 1996). O uso deste modelo assume que os cristais são celulares orientados na direção do fluxo de calor. Os valores mínimo e máximo para a condutividade térmica efetiva de meios bifásicos correspondem aos modelos de resistências em série e de resistências em paralelo, respectivamente (Brailsford e Major, 1964). O valor mínimo da condutividade térmica efetiva é calculado pelo modelo de resistências em série como

$$k_{\text{ser}} = \left( \frac{f_{\text{liq}}}{k_{\text{liq}}} + \frac{f_{\text{sol}}}{k_{\text{sol}}} \right)^{-1} \quad (1)$$

A condutividade térmica efetiva máxima é determinada pelo modelo de resistências em paralelo através de :

$$k_{\text{par}} = f_{\text{liq}} k_{\text{liq}} + f_{\text{sol}} k_{\text{sol}} \quad .. \quad (2)$$

sendo  $f_{\text{liq}}$  a fração de líquido e  $f_{\text{sol}}$  a fração de sólido. Para crescimento celular, o modelo de resistências em paralelo deve levar a resultados excelentes, se os cristais crescerem alinhados com o fluxo de calor. O modelo em série, por outro lado, é de pouca importância prática, uma vez que requer que os cristais da fase  $\alpha$  e o líquido alternem na região bifásica, o que é fisicamente impossível. No entanto, ele prevê o valor mínimo para a condutividade térmica.

Note que se a região bifásica é caracterizada por um crescimento dendrítico, levando-se em consideração a anisotropia e a morfologia dos cristais, o valor da condutividade térmica efetiva deve ocorrer entre os dois modelos (Bianchi e Viskanta, 1999). Portanto se a diferença entre os dois modelos que limitam a condutividade da região é considerável, torna-se importante um maior cuidado na escolha de um modelo adequado para simular o processo de solidificação.

## 1.2 Propriedades

As propriedades dos metais puros no ponto de fusão foram obtidas a partir da literatura e são mostradas na Tabela 1.

**Tabela 1.** Propriedades de metais puros no ponto de fusão

Metal	Al	Cu	Sn	Pb
$k_{liq}$ (W/m.K)	0,095 <sup>b</sup>	0,166 <sup>a</sup>	0,0326 <sup>c</sup>	0,0154 <sup>b</sup>
$k_{sol}$ (W/m.K)	0,21 <sup>a</sup>	0,244 <sup>a</sup>	0,059 <sup>c</sup>	0,0297 <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Kurz e Fischer (1989), <sup>b</sup> Brandes, Brook e Smithells(1991), <sup>c</sup> American Society for Metals (1962).

As condutividades das fases sólidas apresentadas são mantidas constantes para todas as concentrações devido à constatação de pequenos desvios nos valores de condutividade da solução sólida em função da concentração. Para as fases líquidas é feita uma média ponderada a partir da concentração dada por:

$$k_{eq} = Ck_{sl} + (1 - C)k_{liq} \quad (3)$$

onde  $k_{eq}$  é a condutividade térmica equivalente da solução líquida, e  $k_{sl}$  é a condutividade térmica do soluto líquido na temperatura de fusão. A partir do diagrama de fases referente a cada liga conclui-se que a concentração da fase líquida varia durante o processo de solidificação. Esta variação de concentração ocasiona desvios na condutividade da fase que serão desprezados no presente trabalho devido a sua insignificância.

## 2. RESULTADOS

Dois parâmetros servem como base para os resultados adquiridos: o erro relativo na escolha do modelo (E) e a diferença absoluta entre os modelos (D). A partir da subtração das equações (1) e (2), é calculada a diferença absoluta entre os dois modelos. O erro relativo na escolha do modelo a ser usado é dado por

$$E = \frac{k_{par} - k_{ser}}{k_{par}} \quad (4)$$

Note que a fração de líquido em que ocorre a máxima diferença absoluta ( $D_{max}$ ) entre os dois modelos é diferente da fração de líquido na qual ocorre a máxima diferença relativa ( $E_{max}$ ). Calculando a derivada do erro relativo em relação à fração de líquido e igualando esta a zero é obtido o valor máximo para o erro e a fração volumétrica em que este ocorre. Este procedimento retornou um valor fixo de 0,5. A fração de líquido em que ocorre a máxima diferença absoluta ( $D_{max}$ ) entre os dois modelos é diferente da fração de líquido na qual ocorre a máxima diferença relativa ( $E_{max}$ ). Calculando a derivada do erro relativo em relação à fração de líquido e igualando esta a zero, o valor máximo para o erro pode ser

obtido e a fração volumétrica em que este ocorre. Este procedimento retornou um valor fixo de 0,5.

No entanto, a expressão da derivada da diferença absoluta em relação à fração de líquido, igualada a zero, retorna um valor de máximo que ocorre a uma fração de líquido diferente para cada liga e concentração inicial, dada por

$$f_{liq} = \frac{\sqrt{k_{liq} k_{sol}} - k_{liq}}{k_{sol} - k_{liq}} \quad (5)$$

Deve-se salientar que, para misturas eutéticas, a reação eutética acontece para uma fração de líquido fixa para cada concentração inicial da mistura (Van Wlack, 1973). Esta fração de líquido é determinada pelo diagrama de fases da liga, usando-se a regra da balança para a concentração inicial e projetando-a na temperatura eutética. Quando a reação eutética acontece, todo o líquido na concentração eutética precipita, concluindo assim o processo de solidificação. Para as ligas em que a reação eutética ocorre, a fração de líquido na qual ela acontece é apresentada como  $f_{eut}$  nas tabelas. Neste caso é possível que a máxima diferença calculada entre os modelos ocorra numa fração de líquido inatingível, uma vez que a fração de líquido na qual ocorre a reação eutética é maior. Neste caso esta fração de líquido será indicada em negrito nas tabelas.

## 2. 1 Ligas de Cu-Sn (1 a 20% em peso)

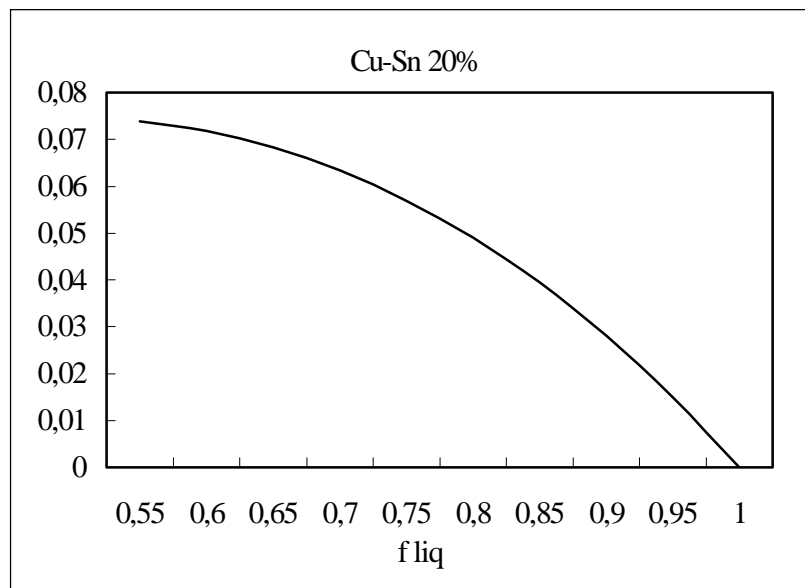
**Tabela 2.** Resultados para uma liga de Cu-Sn.

C(%peso)	Ligas de Cu-Sn					
	$k_{liq}$	$k_{sol}$	$D_{max} \cdot 10^3$	$f_{liq}$	$f_{eut}$	$E_{max}(\%)$
1	0,1647	0,244	7,767	0,451		3,801
2	0,1633	0,244	8,075	0,450		3,965
6	0,158	0,244	9,307	0,446		4,630
8	0,1553	0,244	9,976	0,444		4,997
10	0,1527	0,244	10,649	0,442		5,369
14	0,1473	0,244	12,131	0,437	0,04	6,200
19	0,1407	0,244	13,997	0,432	<b>0,48</b>	7,278
20	0,1393	0,244	13,503	0,430	<b>0,57</b>	7,305
23	0,1353	0,244	7,393	0,427	<b>0,83</b>	4,794

O diagrama de fases para Cu-Sn determina uma reação eutética a uma concentração de 25% em peso, na temperatura eutética. No entanto, apenas em ligas hipoeutéticas (ricas em Estanho) de concentração superior a 13,5% a reação ocorre a esta temperatura. Para a faixa de concentração de 0 até 13,5% em peso de estanho, a reação eutética ocorre após a solidificação, portanto para concentrações inseridas nesta faixa não se encontram valores de  $f_{eut}$ . Para Cu-Sn de 19% e a 23%, a reação eutética ocorre durante a solidificação invalidando o valor de fração de líquido para a máxima diferença ( $f_{liq}$ ) dado na Tabela 2, que fisicamente não ocorre (Figura 2). Os resultados apresentados demonstram um aumento da diferença à medida em que a concentração cresce. Isto ocorre sempre que a condutividade da fase líquida do soluto puro, neste caso estanho, é menor que a condutividade da matriz, cobre.

É interessante notar que para esta liga o valor da máxima diferença absoluta ocorre em uma concentração de 19%, enquanto o máximo erro relativo ocorre a 20%. A Figura 1

demonstra o comportamento do erro relativo da condutividade térmica em função da fração de líquido para uma liga de Cu-Sn a 20%.



**Figura 1.** Erro relativo entre as condutividades térmicas efetivas calculadas através dos dois modelos para uma liga de Cu-Sn a 20% em peso.

## 2.2 Ligas de Cu-Al ( 1 a 8% em peso)

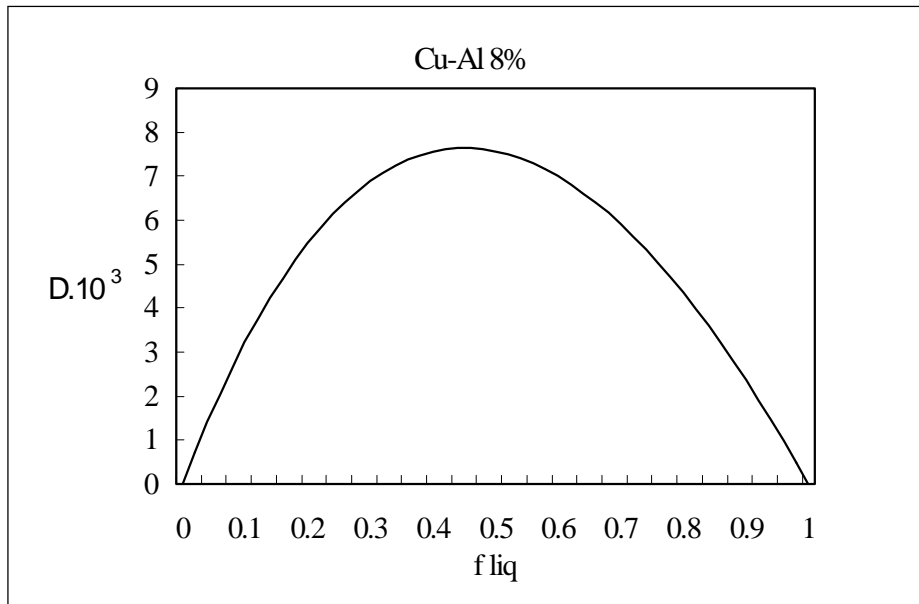
**Tabela 3.** Resultados para uma liga Cu-Al

Ligas de Cu-Al						
C(% <b>peso</b> )	$k_{liq}$	$k_{sol}$	$D_{mx} \cdot 10^3$	$f_{liq}$	$f_{eut}$	$E_{mx}(\%)$
1	0.16529	0.244	7.640	0.451		3.665
2	0.16458	0.244	7.793	0.451		3.743
6	0.16174	0.244	8.426	0.449		4.069
8	0.16032	0.244	8.754	0.448		4.239

Devido à complexidade do diagrama polifásico referente à liga, foi escolhida uma faixa reduzida de concentrações não chegando ao primeiro eutético, no intuito de evitar diferentes formas alotrópicas, que dificultariam a obtenção de propriedades termofísicas. Esta opção por ligas de baixa concentração ocasiona a ausência da reação eutética. Os resultados demonstram uma pequena diferença relativa nos valores de condutividade .

Na Figura 2 é apresentado um gráfico para uma liga contendo 8% em peso de Alumínio, na qual ocorrem a máxima diferença absoluta e erro relativo para esta faixa de concentrações,  $8,75 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$  e 4,239%, respectivamente.

Nota-se na Figura 2 que a condutividade em paralelo atinge a máxima diferença a uma fração de líquido de aproximadamente 0,45, sendo neste ponto  $8,75 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$  maior que a calculada pelo modelo em série.



**Figura 2.** Diferença absoluta entre as condutividades térmicas calculadas para os dois modelos para uma liga de Cu-Al a 8%.

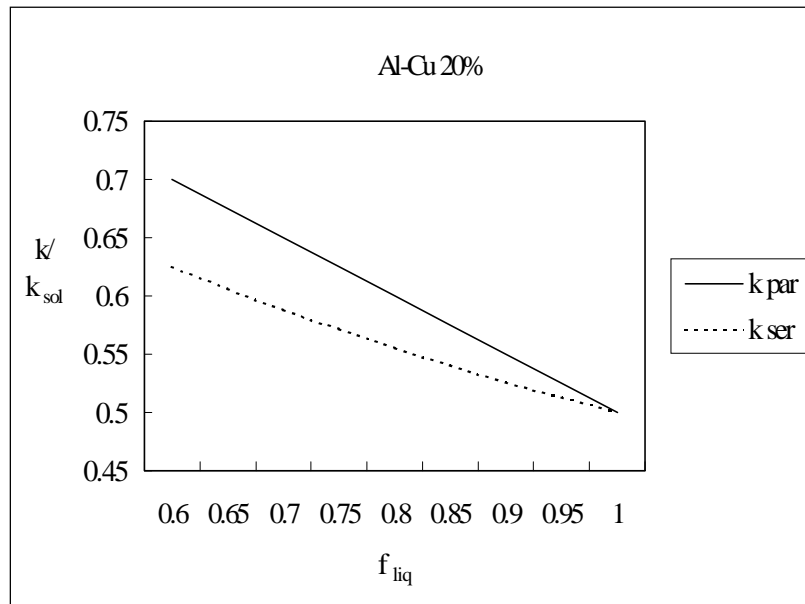
### 2.3 Ligas de Al-Cu (1-20%em peso)

**Tabela 4.** Resultados para uma liga de Al-Cu

C(%peso)	Ligas de Al-Cu			$f_{liq}$	$f_{eut}$	$E_{max}(\%)$
	$k_{liq}$	$k_{sol}$	$D_{max} \cdot 10^3$			
1	0.0957	0.21	22.278	0.403		14.575
2	0.0964	0.21	22.047	0.404		14.390
6	0.0993	0.21	21.148	0.406	0.013	13.676
8	0.1007	0.21	20.711	0.408	0.086	13.333
10	0.1021	0.21	20.284	0.409	0.159	12.998
14	0.1049	0.21	19.454	0.411	0.305	12.354
16	0.1064	0.21	17.458	0.416	0.378	11.037
20	0.1092	0.21	16.333	0.419	<b>0.525</b>	10.234

Neste caso é notada uma extensa faixa de concentração, de 5,65 a 33%, na qual a reação eutética ocorre durante a solidificação. O valor máximo de erro é considerável e inversamente proporcional a concentração da liga sendo máximo a concentração de 1%. Devido a ocorrência de uma reação eutética durante a solidificação a uma concentração de 5,65%, a coluna referente a fração de líquido na reação aparece preenchida em vários casos, representando a ocorrência da reação durante a solidificação. A Figura 3 demonstra, para uma liga de concentração inicial de 20%, a reação eutética ocorrendo a uma fração de líquido correspondente a 0,521 e o máximo erro absoluto neste exato valor. O valor para a diferença entre os modelos cresce à medida que aumenta a fração de sólido até sua total transformação

em um eutético durante a solidificação. Este evento anula os valores para o máximo erro relativo e máxima diferença absoluta calculados pelas fórmulas.



**Figura 3.** Condutividades térmicas adimensionais calculadas usando os dois modelos para uma liga de Al-Cu a 20%.

Neste caso, pode-se constatar que o máximo valor para o erro relativo entre as condutividades térmicas calculadas não ocorre em uma fração de líquido de 0,5, mas anteriormente, a 0,57, devido à reação eutética.

## 2.4 Ligas de Pb-Sn (1 a 50% em peso)

**Tabela 5.** Resultados para uma liga Pb-Sn

Ligas de Pb-Sn						
C(%peso)	$k_{liq}$	$k_{sol}$	$D_{max} \cdot 10^3$	$f_{liq}$	$f_{eut}$	$E_{max}(\%)$
1	0.0297	0.0297	0.000	0.500		0.024
10	0.0300	0.0297	0.001	0.501		2.360
15	0.0301	0.0297	0.002	0.502		5.285
30	0.0306	0.0297	0.006	0.504	0.253	20.838
40	0.0309	0.0297	0.011	0.505	0.487	36.693
50	0.0312	0.0297	0.014	0.506	<b>0.721</b>	45.716

Para esta liga, devido às pequenas diferenças entre as condutividades das fases, resultam valores pequenos de erro para todas concentrações (Tabela 5). As ligas relativas a Chumbo e Estanho caracterizam-se por um diagrama bifásico, que facilita o estudo destas, possibilitando o cálculo de valores para todas as concentrações iniciais de interesse. Não serão apresentadas figuras para estas ligas em função da obviedade dos resultados apresentados.

## 2.5 Ligas de Sn-Pb (1 a 30% em peso)

Os resultados apresentados na Tabela 6 reproduzem os valores reduzidos dos parâmetros de desvio da condutividade condutividade térmica efetiva característicos da liga.

**Tabela 6.** Resultados para uma liga Sn-Pb

C(%peso)	Ligas de Sn-Pb			$f_{liq}$	$f_{eut}$	$E_{max}(\%)$
	$k_{liq}$	$k_{sol}$	$D_{max} \cdot 10^3$			
1	0.0326	0.0326	0.000	0.500		0.0000
10	0.0323	0.0326	0.001	0.499	0.211	0.0020
15	0.0322	0.0326	0.001	0.498	0.351	0.0045
30	0.0317	0.0326	0.004	0.497	<b>0.772</b>	0.0130

## 2.6 Conclusão

Após a obtenção de resultados para ligas metálicas comuns notam-se valores consideráveis para o erro máximo na escolha do modelo em ligas como Al-Cu, destacando a necessidade de uma maior atenção na modelagem das equações de conservação, além do estudo da morfologia e espessura da região bifásica. Destacam-se também os erros inferiores a 1% para ligas de Pb-Sn. Para Cu-Al, também ocorrem pequenas diferenças em várias concentrações, que tornam desnecessária a escolha de um modelo diferenciado para a condutividade da região bifásica.

A hipótese de condutividade térmica constante em para a fase sólida é válida apenas para pequenos valores de concentração dando aos resultados em ligas de concentração alta, caráter apenas ilustrativo. Numa análise posterior torna-se necessário conhecer a influência destes desvios nos resultados da simulação do fenômeno através de métodos numéricos, assim como determinar qual dos parâmetros calculados, erro relativo e diferença absoluta, influem de forma mais significativa nos resultados da simulação.

## 2.7 Agradecimentos

M. V. A. Bianchi agradece o apoio recebido pelo CNPq – Conselho de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – através da bolsa de produtividade em pesquisa para realizar estudos nesta área. Os dois autores agradecem o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Rio Grande do Sul através da concessão de bolsa de iniciação científica, processo número 98/50803.9.

## 3. REFERÊNCIAS

- American Society for Metals, 1969, “Metals Handbook”, 8ª edição.
- Bianchi, M. V. A. e Viskanta, R., 1995, “Thermal Conductivity of the Mushy Zone and the Completely Solidified Region during the Solidification of a Binary Alloy,” Proceedings of the 1995 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Francisco, November 1995 Transport Phenomena in Manufacturing and Materials Processing, HTD. Vol.317-2, pp. 323-331.
- Bianchi, M. V. A. e Viskanta, R., 1999, “Effective Thermal Conductivity of the Mushy Region during Solidification of Aqueous Solutions of Ammonium Chloride”, Proceedings

of the 1999 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Vol. HTD-364-2, pp. 255-264

- Brailsford, A. D. e Major, K. G., 1964. “The thermal conductivity of aggregates of several phases, including porous materials”, British Journal of Applied Physics. 15 : 313-319.
- Brandes, E. A., Brook, G. B. Smithells, 1991, “Metals Reference Book”, 7ª edição.
- Kurz, W. e Fischer, D.J., 1989, “Fundamentals of Solidification”, 3ª edição, Trans Tech Publications, Switzerland.
- Ohno, A., 1987, “Solidification”, Springer-Verlag, Berlin.
- Prescott, P. J. e Incropera, F. P., 1996, “Convection Heat and Mass Transfer in Alloy Solidification,” em D. Poulikakos (ed.), Advances in Heat Transfer, Academic Press, San Diego, California, pp. 231-338.
- Van Vlack, Lawrence Hall, 1973, “Princípios de Ciências dos Materiais”, 1ª edição, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil.



# **ESTUDO DA TRANSMISSÃO DE CALOR RADIANTE E CONVECTIVO EM CILINDROS CONCÊNTRICOS PELOS MÉTODOS DE MONTE CARLO E RESÍDUOS PONDERADOS.**

**Carlos Alberto de Almeida Vilela**

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

Faculdade de Engenharia Mecânica - FEM

Departamento de Energia - DE

Campinas - SP - Brasil

Caixa Postal 6122

CEP 13083-970

**Marcelo Cunha da Silva**

## **Resumo**

Aplicando os métodos de Monte Carlo e resíduos ponderados, são calculados os fluxos de calor radiante e convectivo em cavidade formada por cilindros concêntricos, de comprimento finito, considerando a superfície interna negra e a superfície externa como cinza, com temperaturas constantes. As propriedades da superfície externa são consideradas as da liga Al-Cu. No problema, é considerado ainda o escoamento de fluido não participante em regime laminar desenvolvido por toda cavidade. São apresentados como resultados do estudo, a distribuição da temperatura do fluido e o calor trocado por convecção ao longo da cavidade, o fluxo de calor radiante trocado entre as superfícies, e o comprimento da cavidade necessário para que seja atingido o regime térmico completamente desenvolvido, e a distribuição do número de Nusselt para vários números de Reynolds e diferenças de temperatura entre as superfícies.

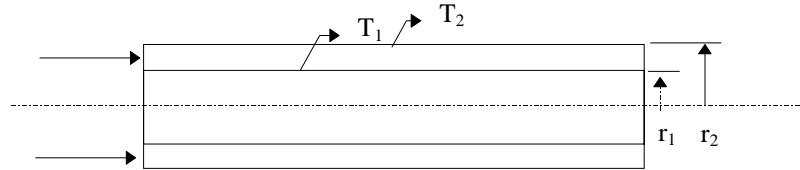
**Palavras-chave:** Radiação, Convecção, Resíduos Ponderados

## **1. INTRODUÇÃO**

De interesse à diversas aplicações práticas, tem-se feito o estudo do escoamento em inúmeras configurações envolvendo ou não a transferência de calor ao fluido, e em alguns casos sendo de relevância a parte radiativa da transferência de calor. A complexidade de análise de cada caso, se dá de acordo com as condições de contorno envolvidas, sendo necessário ou não o acoplamento das equações envolvidas e são também desconsideradas as espessuras das paredes.

Neste estudo em particular, é considerado o escoamento de fluido em um tubo anular concêntrico, com temperaturas das paredes internas e externas mantidas constantes e diferentes e fluido não participante na troca de calor radiante. Com estas condições, pode-se tratar o problema como dois casos em separado. Primeiro envolvendo a parte radiativa da troca de calor entre as superfícies e segundo a parte convectiva entre as superfícies e o fluido. Para o tratamento das equações envolventes, foram aplicados os métodos de Monte Carlo para radiação, e um método analítico aproximado baseado em resíduos ponderados, para convecção.

Como resultado de toda análise, são apresentados gráficos e tabelas do desenvolvimento térmico ao longo do tubo, número de Nusselt desenvolvido, comprimento de tudo necessário para desenvolvimento térmico, e calor radiante trocado, para várias configurações de raio ( $R^*$ ), número de Reynolds e temperaturas.



**Figura 1.** esquema do sistema

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O problema é um caso onde ocorre a transferência de calor pela radiação e convecção de forma desacoplada, já que as temperaturas das superfícies são mantidas constantes.

### 2.1 Energia emitida pelas superfícies

Como apresentado por Goldstein Jr(1988), tem-se as relações para radiação das energia emitidas pelas superfícies 1,  $\phi_1$  e pela superfície 2,  $\phi_2$ .

$$\phi_1 = \epsilon_{\Omega 1} E_{b1} A_1 \quad (1)$$

$$\epsilon_{\Omega 1} = 1 \quad (\text{superfície negra}) \quad (2)$$

$$E_{b1} = \sigma T_1^4 \quad (3)$$

$$A_1 = 2\pi r_1 L \quad (4)$$

$$\phi_2 = \epsilon_{\Omega 2} E_{b2} A_2 \quad (5)$$

$$E_{b2} = \sigma T_2^4$$

$$A_2 = 2\pi r_2 L$$

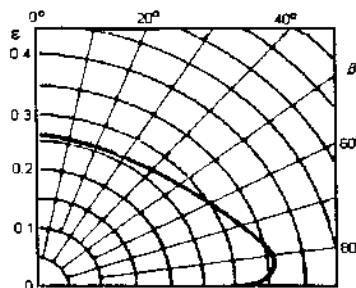
A emitância da superfície 2 pode ser obtida pela seguinte relação:

$$\epsilon_{\Omega 2} = \frac{E_2}{E_{b2}} = \frac{\int i_2 \cos(\beta_2) dw}{i_{\Omega 2}^*$$

a qual pode ser reescrita como :

$$\epsilon_{\Omega 2} = 2 \int_0^{\pi/2} \epsilon_2 \cos(\beta_2) \sin(\beta_2) d\beta_2 \quad (6)$$

A integração desta equação pode ser feita a partir das relações que descrevem os valores de  $\epsilon_2$  em função de  $\beta$  obtida na figura (2).



**Figura 2.** Variação direcional de  $\epsilon_2$  para liga de Alumínio-Bronze

$$\text{Para } 0 \leq \beta \leq 30^\circ \rightarrow \varepsilon_2 = 0.26 \quad (7)$$

$$30^\circ < \beta \leq 80^\circ \rightarrow \varepsilon_2 = 0.26 + 0.1 \left( \frac{\beta}{0.85141} - 0.61498 \right)^2 \quad (8)$$

$$80^\circ < \beta \leq 88^\circ \rightarrow \varepsilon_2 = 0.365 - 0.1 \left( \frac{\beta}{0.23111} - 6.04152 \right)^2 \quad (9)$$

$$88^\circ < \beta \leq 90^\circ \rightarrow \varepsilon_2 = 14.76011 - 9.39658\beta \quad (10)$$

A partir das aproximações feitas, tem-se que:

$$\varepsilon_{\Omega 2} = 0.28304$$

## 2.2 Cálculo do número de pacotes emitidos pelas superfícies $N_1$ , e $N_2$ .

O método de Monte Carlo é baseado na totalização de pacotes de energia trocados pelas superfícies, daí tem-se a definição da energia contida em cada pacote:

$$\phi = \frac{\phi_1 + \phi_2}{N} \quad (11)$$

$$\text{Superfície 1: } N_1 = \frac{\phi_1}{\phi_2} N$$

$$\text{Superfície 2: } N_2 = \frac{\phi_2}{\phi} N \quad N - \text{número total de pacotes}$$

## 2.3 Acompanhamento dos pacotes emitidos pela superfície 2

O acompanhamento de cada pacote de energia é o que determina o quanto de energia é trocada pelas superfícies. Este procedimento é detalhado por Henriquez *et al*(1996). Tem-se que a cada um dos pacotes de energia emitidos pela superfície 2, pode caber uma das possibilidades a seguir:

- a) O pacote é absorvido pela superfície negra.
- b) O pacote é absorvido pela própria superfície emissora 2.
- c) O pacote é refletido especularmente pela própria superfície emissora.
- d) O pacote é refletido difusamente pela própria superfície emissora 2.

## 2.4 Acompanhamento dos pacotes emitidos pela superfície 1

A cada um dos pacotes emitidos pela superfície 1, pode ocorrer uma das seguintes possibilidades.

- a) O pacote é absorvido na superfície 2.
- b) O pacote é refletido especularmente.
- c) O pacote é refletido difusamente.
- d) O pacote sai para o ambiente.

## 2.5 Cálculo das taxas de transferência de calor radiante $Q_1$ e $Q_2$ :

Os pacotes emitidos pelas superfícies 1 e 2 são acompanhados até serem absorvidos ou emitidos para fora da cavidade. Faz-se então o balanço dos pacotes que são absorvidos na superfície 1,  $N_1'$ , e os pacotes que são absorvidos na superfície 2,  $N_2'$ . Tem-se então que:

$$Q_1 = \phi(N_1 - N_1') \quad (a) \quad Q_2 = \phi(N_2 - N_2') \quad (b) \quad Q_1 + Q_2 + Q_p = 0 \quad (c) \quad (12)$$

onde  $Q_p$  é o calor perdido para o ambiente.

## 2.6 Transferência de calor convectiva.

Para o tratamento da equação da energia, que determinará a distribuição de temperatura no interior do tubo, são consideradas algumas hipóteses apresentadas a seguir:

- O problema é tratado em regime permanente de escoamento
- Densidade do fluido constante
- Dissipação viscosa desprezível
- Condução axial desprezível
- $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$ , para todas as variáveis

Com estas considerações, a equação da energia em coordenadas cilíndricas, pode ser escrita como da forma:

$$\frac{v_z}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad \text{onde} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{\kappa}{\rho C_p} \quad (14)$$

As condições de contorno aplicadas ao problema são:

$$T_{(z,r_1)} = T_1 \quad T_{(z,r_2)} = T_2 \quad T_{(0,r)} = T_e$$

Definindo os grupos adimensionais como:

$$\theta = \frac{(T_1 - T)}{(T_1 - T_2)} \quad (a) \quad R = \frac{(r_1 - r)}{(r_1 - r_2)} \quad (b) \quad Z = \left( \frac{z}{(r_2 - r_1) \text{Re Pr}} \right) \quad (c) \quad (15)$$

Re- número de Reynolds

Pr- número de Prandt

Então a equação adimensionalizada fica:

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{\alpha \text{Re Pr}}{\nu((r_2 - r_1)R + r_1)} \frac{\partial \theta}{\partial R} + \frac{\alpha \text{Re Pr}}{\nu(r_2 - r_1)} \frac{\partial^2 \theta}{\partial R^2} \quad (16)$$

e as condições de contorno ficam:

$$\theta_{(0,Z)} = 0 \quad \theta_{(1,Z)} = 1 \quad \theta_{(R,0)} = \theta_e$$

Uma solução aproximada para a equação da energia, utilizando o método dos resíduos ponderados, é proposta da forma, onde uma função de aproximação é dada por:

$$\hat{\theta}_{(Z,R)} = R + \sum_{i=1}^n C_i R^{i+1} \quad \text{onde } C_i = f(Z) \quad (17)$$

Considerando uma aproximação de ordem 3,  $n=2$ ;

$$\hat{\theta}_{(Z,R)} = R + C_1 R^2 + C_2 R^3 \quad (18)$$

Em  $Z=0$ , tem-se a condição de contorno de temperatura média de entrada:

$$T_e = 27^\circ C \quad \theta_e = -0.4$$

$$\hat{\theta}_{(Z,0)} = 0 \quad \hat{\theta}_{(Z,1)} = 1 = 1 + C_1 + C_2$$

portanto  $C_1 = -C_2$

Logo a função (18) fica :

$$\hat{\theta}_{(Z,R)} = R + C_1 (R^2 - R^3) \quad (19)$$

Para a avaliação da temperatura média, é usada a expressão abaixo:

$$\theta_m = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i}{n} \quad \text{onde: } n: \text{ número de pontos no intervalo}$$

É adotado um perfil de temperatura em  $Z=0$ , tal que a temperatura média seja  $\theta_m = \theta_e = -0.4$ .

Um perfil é dado utilizando (19), portanto:

$$\theta_{(0,R)} = R + C_1 (R^2 - R^3) \quad (20)$$

Utilizando o conceito de temperatura média no intervalo  $0 \leq R \leq 1$ , com  $n=100$ :

$$C_{1(0)} = -11$$

Então a função (20) fica:

$$\hat{\theta}_{(0,R)} = R - 11(R^2 - R^3) \quad (21)$$

que satisfaz as condições de contorno aplicadas em (16).

Pelo método da colocação, tem-se que o mínimo  $\mathbf{R}$  seja dado por :

**R**=(equação diferencial)

A equação diferencial no ponto de colocação usando a aproximação dada por (18) seja nula.

De (18)

$$\frac{\partial \hat{\theta}}{\partial R} = 1 + C_1(2R - 3R^2) \quad \frac{\partial^2 \hat{\theta}}{\partial R^2} = C_1(2 - 6R) \quad \frac{\partial \hat{\theta}}{\partial Z} = C_1'(R^2 - R^3)$$

Substituindo em (16), fica:

$$\mathbf{R} = -C_1'(R_c^2 - R_c^3) + \frac{\alpha \text{Re Pr} [1 + C_1(2R_c - 3R_c^2)]}{\nu[(r_2 - r_1)R_c + r_1]} + \frac{\alpha \text{Re Pr} C_1(2 - 6R_c)}{\nu(r_2 - r_1)} = 0 \quad (22)$$

onde  $R_c$  é o ponto de colocação.

A equação (22) pode ser escrita como :

$$\mathbf{R} = AC_1' + BC_1 + D = 0 \quad \rightarrow \quad C_1' + \frac{B}{A}C_1 = -\frac{D}{A} \quad (23)$$

A solução de (23), é dada por Kreysseg(1993):

$$C_{1(z)} = e^{-h} \left[ \int e^h \left( \frac{-D}{A} \right) dZ + K_1 \right] \quad \text{onde: } h = \int \frac{B}{A} dz$$

Tem-se que:

$$h = \frac{B}{A} Z$$

$$C_{1(z)} = e^{-\frac{B}{A}Z} \left[ \int e^{\frac{B}{A}Z} \left( \frac{-D}{A} \right) dZ + K_1 \right]$$

$$C_{1(z)} = \frac{-D}{B} + K_1 e^{-\frac{B}{A}Z} \quad (24)$$

Mas para  $Z=0$ ,  $C_{1(z)} = -11$

Então (24):

$$K_1 = \left( -11 + \frac{D}{B} \right)$$

$$C_{1(z)} = \frac{-D}{B} + \left( -11 + \frac{D}{B} \right) e^{-\frac{B}{A}Z} \quad (25)$$

que substituindo em (18), tem-se a equação que é a solução aproximada de (22), para distribuição de temperatura:

$$\hat{\theta}_{(z,R)} = R - \frac{D}{B}(R^2 - R^3) + \left( -11 + \frac{D}{B} \right) e^{-\frac{B}{A}Z} (R^2 - R^3) \quad (26)$$

Os resultados obtidos pelo método aproximado, foram comparados com a solução apresentada por Kays *et al*(1985) para o caso de temperaturas constantes e diferentes das superfícies cilíndricas concêntricas com escoamento no regime laminar.

As equações para o problema são:

$$Q_1'' = \frac{h}{D_h} [(T_1 - T_e)\Phi_{ii} + (T_2 - T_e)\Phi_{io}] \quad [\text{w/m}^2] \quad (27)$$

$$Q_2'' = \frac{k}{D_h} [(T_1 - T_e)\Phi_{oi} + (T_2 - T_e)\Phi_{oo}] \quad [\text{w/m}^2] \quad (28)$$

$$T_s - T_e = (T_1 - T_e)\Phi_{bi} + (T_2 - T_e)\Phi_{bo} \quad [\text{K}] \quad (29)$$

onde:

$Q''$  -fluxo de calor convectivo trocado pela superfície 1 ou 2 com o fluido.

$k$ - condutividade térmica do fluido.

$D_h$  -diâmetro hidráulico.

$\Phi$  -função dada por Kays *et al*(1985).

### 3. RESULTADOS OBTIDOS

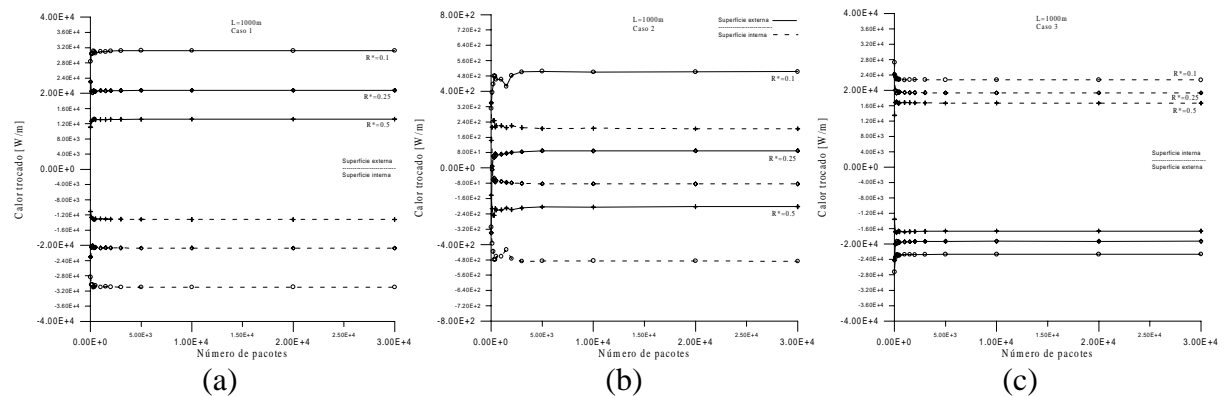
Os gráficos seguintes, foram obtidos para três casos estudados com as condições de contorno seguintes:

**Tabela 1.** Condições de teste

	$T_1$ [K]	$T_2$ [K]	$T_e$ [K]
Caso 1	500	1000	300
Caso 2	500	500	300
Caso 3	1000	500	300

**Tabela 2.** Relação de raios

$R^*$	$r_1$	$r_2$	$D_h$
0,5	0,1	0,2	0,2
0,25	0,1	0,4	0,6
0,1	0,1	1,0	1,8



**Figura 3.** Troca de calor radiativo: (a) caso1, (b) caso 2, (c) caso 3

**Tabela 3.** Temperatura desenvolvida

	Caso 1		Caso 2		Caso 3	
	Kays	Resíduos ponderados	Kays	Resíduos ponderados	Kays	Resíduos ponderados
R*=0.1	873.5	853.8	500	500	626.5	646.2
R*=0.25	834.5	814.3	500	500	665.5	685.7
R*=0.5	795.0	780.0	500	500	705.0	720.0

**Tabela 4.** Nusselt desenvolvido

	CASO 1		CASO 2		CASO 3	
	Nu <sub>i</sub>	Nu <sub>e</sub>	Nu <sub>i</sub>	Nu <sub>e</sub>	Nu <sub>i</sub>	Nu <sub>e</sub>
R*=0.1	10.46-	3.09+	0	0	10.46+	3.09-
R*=0.25	6.47-	3.26+	0	0	6.47+	3.26-
R*=0.5	4.89-	3.51+	0	0	4.89+	3.51-

O sinal ao lado do valor de Nu, significa que a superfície está cedendo calor (+) ou recebendo calor(-).

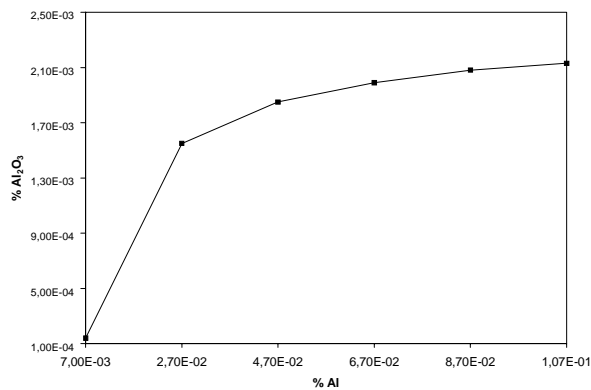
#### 4. CONCLUSÃO

Os resultados apresentados demonstram que o método dos resíduos ponderados aplicado a este problema proporcionou uma boa aproximação do perfil de temperatura desenvolvida na cavidade. Nos gráficos relativos a troca de calor radiativo pode-se observar que a partir de aproximadamente 5000 pacotes utilizados para o cálculo da troca de calor, o valor desta se estabiliza, demonstrando que a quantidade de pacotes utilizada é importante para se obter um resultado mais confiável. Observa-se também que com a variação das temperaturas de superfície, há uma inversão na troca de calor radiativo. A diferença entre as curvas de razão de raio deve-se principalmente as áreas de troca, e para os casos estudados as perdas de energia para o ambiente são muito pequenas, isto é mostrado pela simetria das curvas de mesma razão de raio.

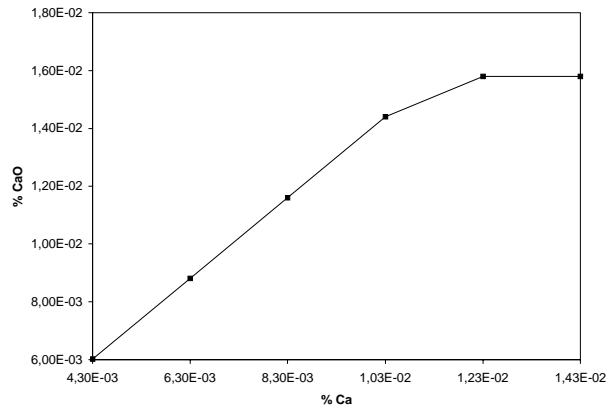
#### 5. REFERÊNCIAS

- Henriquez, J. R.; Rodriguez, R. J.; Mohamed, M.; Goldstein Jr, L.; "Modelo de Troca de Calor Radiante entre Duas Superfícies Cilíndricas Concêntricas pelo Método de Monte Carlo", VI ENCIT / VI LATCYM, Florianópolis - SC - Brasil, Novembro 1996.
- Kays, W. M.; Perkins, H. C.; "Handbook of Heat Transfer: Fundamentals", Second Edition, New York, Mc Graw Hill, 1985.
- Goldstein Jr, Leonardo; "Elementos de Radiação Térmica", Universidade Estadual de Campinas - DETF, Apostila, 1988.
- Kreyszig, E.; "Advanced Engineering Mathematics", John Wiley & Sons, 1993.





**Figura 5.** Influência do teor de Al dissolvido no aço na formação da inclusão Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> a 1530 °C.



**Figura 6.** Influência do teor de Ca dissolvido no aço na formação da inclusão CaO a 1530 °C.

## AGRADECIMENTOS

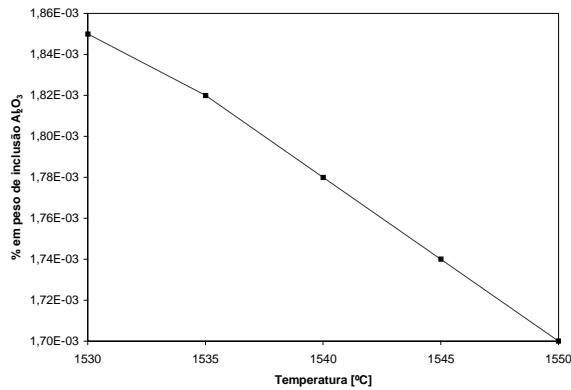
Os autores agradecem ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico e à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo pelo apoio fornecido ao longo deste trabalho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

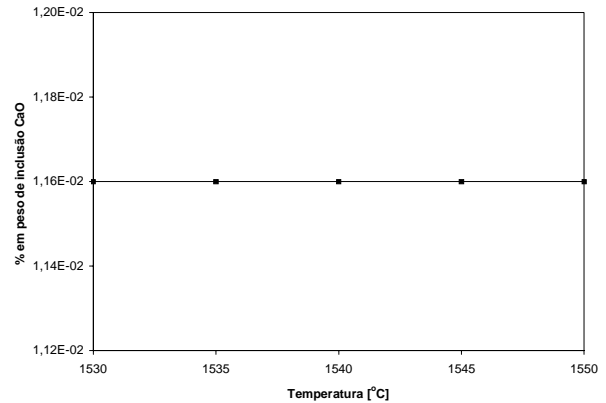
- Carvalho, J. L. R. & Martins, T. B.; “Formação e Remoção de Micro Inclusões”, Companhia Siderúrgica do Vale do Aço, M.G., Acesita - Aços Especiais Itabira, pp. 1 – 63, 1980.
- Castellan, G. W. Físico-Química. Tradução de Luiz Carlos Guimarães. LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. Volume-1. Rio de Janeiro - Brasil, 489p, 1984.
- Castro, L. F. A.; Sampaio, R. S.; Tavares, R. P.; “Termodinâmica Metalúrgica” Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais / Departamento de Engenharia Metalúrgica, Belo Horizonte, Julho de 1986;
- Cavallante, F., L.; Lúcio, A. Físico-Química Metalúrgica. ABM – Associação Brasileira de Metais, 228p, 1987.
- Carvalho, J. L. R.; Assis, P. S.; Camilo, R. D.; Figueira, R. M.; Campos, V. F.; “Dados Termodinâmicos para Metalurgistas”, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais / Departamento de Engenharia Metalúrgica, Belo Horizonte, 1977.
- Chiaverini, V.; “Aços e Ferros Fundidos”, Publicação ABM, 6<sup>a</sup> Edição, São Paulo, 1988.
- Cheung, N.; “Interação entre uma Base de Conhecimento e um Modelo Matemático de Solidificação na Análise da Qualidade no Lingotamento Contínuo de Aços”, Dissertação de Mestrado, UNICAMP/FEM/DEMA, 1999.
- Costa Neto, J.; “Otimização do Fluxo de Aço no Distribuidor do Lingotamento Contínuo”, Tese de Doutorado, UNICAMP/FEM/DEMA, 1997.
- Penna, E.; “Identificação de Inclusões Não Metálicas em Aços ao Carbono”, Metalurgia – ABM, vol. 32, N<sup>o</sup> 224, pp. 445-450, jul. 1976.

A partir das equações de energia livre (4, 7, 10, 13, 16 e 19) foi constatado que, para a faixa de temperaturas adotada, somente as inclusões de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  e  $\text{CaO}$  foram termodinamicamente viáveis de serem formadas.

As Figuras (3 e 4) mostram, respectivamente, a quantidade das inclusões de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  e de  $\text{CaO}$  formadas em função da temperatura média do aço líquido no molde.



**Figura 3.** Influência da temperatura média no molde na formação da inclusão  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .



**Figura 4.** Influência da temperatura média no molde na formação da inclusão  $\text{CaO}$ .

Na Figura (3) observa-se que a quantidade de alumina formada reduz sensivelmente com o aumento da temperatura média do molde, enquanto que a inclusão de óxido de cálcio (Figura 4) permanece praticamente inalterada. Com relação aos parâmetros operacionais do molde refrigerado, a diminuição de sua taxa de extração de calor resulta em temperaturas mais elevadas do aço líquido e com isso reduz a quantidade de alumina formada.

Deve-se ressaltar que nem todos os moldes das máquinas de lingotamento contínuo possuem acoplado o agitador eletromagnético e, portanto, a hipótese de temperatura média no molde não é apropriada de ser utilizada. Para que a formulação termodinâmica seja aplicada adequadamente, é necessário o auxílio de um modelo matemático de solidificação do lingote [Cheung (1999)] para proporcionar o mapeamento térmico na poça líquida.

Outra forma de se controlar o nível de inclusões é ajustar a composição química do aço. As Figuras (5 e 6) ilustram a variação do teor de inclusões em função da concentração em peso do soluto que participa da reação química, em uma dada temperatura média no molde (1530 °C).

Os gráficos das Figuras (5 e 6) revelam que, à medida que o teor de soluto diminui ( $\text{Al}$  ou  $\text{Ca}$ ) a quantidade de inclusões também decresce. Para altas concentrações de soluto, nota-se que o nível de inclusões tende a se estabilizar indicando que todo o oxigênio disponível no aço irá reagir e não haverá mais formação de inclusões. A estabilização do nível de alumina ocorre de forma mais lenta do que a de óxido de cálcio, pois de acordo com a equação de reação química da alumina tem-se que para cada dois moles de alumínio necessitam-se de três de oxigênio, enquanto que para o óxido de cálcio a relação é de um mol de cálcio para um de oxigênio.

## CONCLUSÃO

Por meio da análise da variação de Energia Livre das reações de formação de inclusões não metálicas, é possível prever e quantificar as inclusões que são formadas em função da temperatura e da composição química do aço constituindo-se numa ferramenta útil na melhoria da qualidade do aço produzido.

- os óxidos e sulfetos formados são puros e que não ocorre interação com os outros elementos contidos no aço, a não ser aqueles característicos da própria reação de formação da inclusão;
- não ocorre enriquecimento da concentração dos solutos dissolvidos na fase líquida ou defronte à interface sólido/líquido durante a etapa de solidificação do aço líquido, devido à presença de agitadores eletromagnéticos na máquina de lingotamento contínuo, é possível calcular a variação da energia livre das reações químicas de formação das inclusões não-metálicas e verificar aquelas que apresentam maior ordem preferencial de ocorrência.

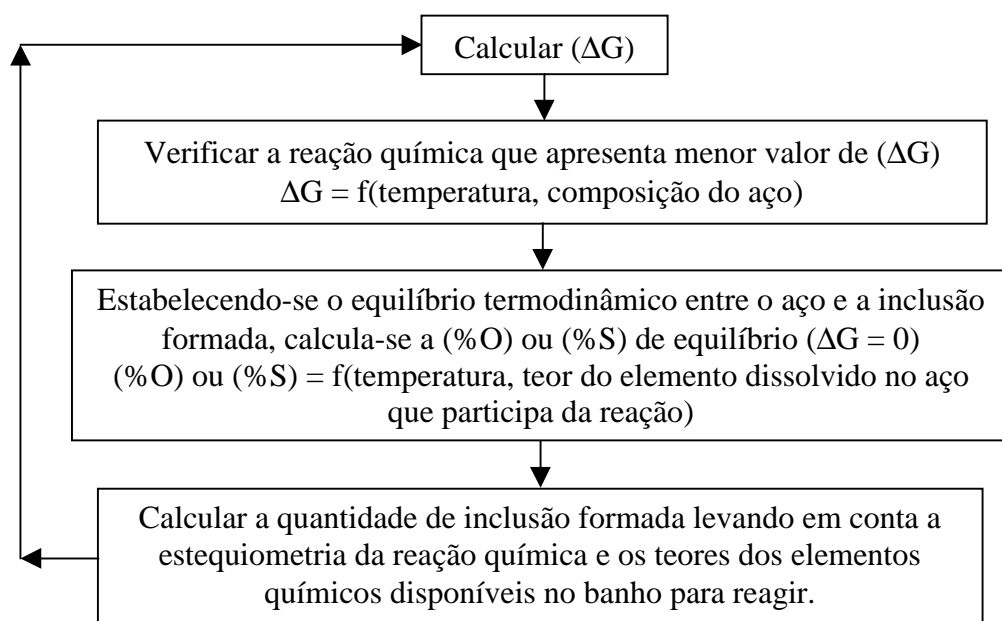
### 3 RESULTADOS E DISCUSSÕES DA APLICAÇÃO DAS EQUAÇÕES TERMODINÂMICAS DE FORMAÇÃO DE INCLUSÕES NÃO-METÁLICAS NO PROCESSO DE LINGOTAMENTO CONTÍNUO DE AÇOS

Para este estudo foi considerado um aço SAE 1015, desoxidado ao alumínio, apresentando composição química conforme a Tabela (1) e um teor final de oxigênio dissolvido no banho de 45 ppm (~0,0045 %).

**Tabela 1.** Composição química do aço SAE 1015 desoxidado ao alumínio

%Ca	%Al	%Mn	%S	%Si	%C	%P	%N <sub>2</sub>
0,0083	0,047	0,340	0,009	0,062	0,145	0,010	0,0036

A determinação da quantidade de inclusões formadas é obtida realizando-se as seguintes etapas, conforme mostra o fluxograma da Figura 2.



**Figura 2.** Fluxograma seguido para determinar a quantidade de inclusões formada no aço.

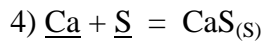
Baseado nas temperaturas do aço no molde utilizadas na indústria siderúrgica, foi considerada, para efeito de cálculos, uma temperatura média. A consideração de se assumir uma temperatura média no molde é adequada pelo fato do agitador eletromagnético uniformizar a temperatura do aço líquido. Para se analisar a influência da temperatura média sobre a quantidade de inclusões geradas foi considerada uma faixa de temperaturas de 1530 a 1550 °C.

$$\text{Onde: } \Delta G^{\circ} = - 553.513,91 + 206,06 T \quad (9)$$

E que:  $a_{\text{SiO}_2}$  é a atividade raoultiana do  $\text{SiO}_2$  que é igual a 1 (puro);  $h_{\text{Si}}$  é a atividade henriana do Si que é igual a % Si; e  $h_{\text{O}}$  é a atividade henriana do O que é igual a % O

Logo, a equação para estimar o valor da energia livre da reação química de formação do óxido ( $\text{SiO}_2$ ) fica da seguinte maneira:

$$\Delta G = - 553.513,91 + T \{206,06 + 8,3145 \times \ln [1 / (\% \text{Si} \cdot \% \text{O}^2)]\} \quad (10)$$



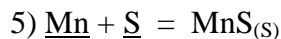
$$\text{Sabe-se que: } \Delta G = \Delta G^{\circ} + RT \ln Q = \Delta G^{\circ} + RT \ln [a_{\text{CaS}} / (h_{\text{Ca}} \cdot h_{\text{S}})] \quad (11)$$

$$\text{Onde: } \Delta G^{\circ} = - 375.848,72 + 30,33 T \quad (12)$$

E que:  $a_{\text{CaS}}$  é a atividade raoultiana do CaS que é igual a 1 (puro);  $h_{\text{Ca}}$  é a atividade henriana do Ca que é igual a % Ca; e  $h_{\text{S}}$  é a atividade henriana do S que é igual a % S.

Logo, a equação para estimar o valor da energia livre da reação química de formação do sulfeto (CaS) fica da seguinte maneira:

$$\Delta G = - 375.848,72 + T \{30,33 + 8,3145 \times \ln [1 / (\% \text{Ca} \cdot \% \text{S})]\} \quad (13)$$



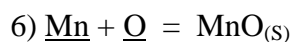
$$\text{Sabe-se que: } \Delta G = \Delta G^{\circ} + RT \ln Q = \Delta G^{\circ} + RT \ln [a_{\text{MnS}} / (h_{\text{Mn}} \cdot h_{\text{S}})] \quad (14)$$

$$\text{Onde: } \Delta G^{\circ} = - 172.238,54 + 101,13 T \quad (15)$$

E que:  $a_{\text{MnS}}$  é a atividade raoultiana do MnS que é igual a 1 (puro);  $h_{\text{Mn}}$  é a atividade henriana do Mn que é igual a % Mn; e  $h_{\text{S}}$  é a atividade henriana do S que é igual a % S

Logo, a equação para estimar o valor da energia livre da reação química de formação do sulfeto (MnS) fica da seguinte maneira:

$$\Delta G = - 172.238,54 + T \{101,13 + 8,3145 \times \ln [1 / (\% \text{Mn} \cdot \% \text{S})]\} \quad (16)$$



$$\text{Sabe-se que: } \Delta G = \Delta G^{\circ} + RT \ln Q = \Delta G^{\circ} + RT \ln [a_{\text{MnO}} / (h_{\text{Mn}} \cdot h_{\text{O}})] \quad (17)$$

$$\text{Onde: } \Delta G^{\circ} = - 285.164,70 + 123,01 T \quad (18)$$

E que:  $a_{\text{MnO}}$  é a atividade raoultiana do MnO que é igual a 1 (puro);  $h_{\text{Mn}}$  é a atividade henriana do Mn que é igual a % Mn; e  $h_{\text{O}}$  é a atividade henriana do O que é igual a % O.

Logo, a equação para estimar o valor da energia livre da reação química de formação do óxido (MnO) fica da seguinte maneira:

$$\Delta G = - 285.164,70 + T \{123,01 + 8,3145 \times \ln [1 / (\% \text{Mn} \cdot \% \text{O})]\} \quad (19)$$

Conhecendo a composição química do aço, teor de oxigênio dissolvido no banho, a temperatura e assumindo as seguintes considerações:

$\Delta G > 0 \Rightarrow$  reação química espontânea no sentido inverso (reagentes  $\leftarrow$  produtos).

A expressão genérica para o cálculo da variação da energia livre de Gibbs Duhem da reação química de formação de inclusões não-metálicas é dada pela seguinte equação:

$$\Delta G = \Delta G^\circ + RT \ln Q \quad (1)$$

Onde:  $\Delta G$  é a variação da energia livre de reação química (J / mol);  $\Delta G^\circ$  é a variação da energia livre-padrão de reação química, quando todos os componentes estão em seus respectivos estados padrão (J / mol); R é a constante dos gases ideais (~8,3145 J / mol . K); T é a temperatura (K); e Q é a razão entre as atividades dos produtos e reagentes envolvidos na reação química.

Adotando-se para o oxigênio e os elementos químicos dissolvidos no aço o estado-padrão 1% em peso do soluto na solução, e através dos “Dados Termodinâmicos para Metalurgista”, Carvalho (1977), pode-se escrever as equações das reações químicas de formação de inclusões não metálicas da seguinte maneira:



Onde: o subscrito (s) indica o estado sólido e o elemento químico sublinhado “  ” indica que se encontra dissolvido no banho.

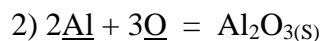
Sabe-se que:  $\Delta G = \Delta G^\circ + RT \ln Q = \Delta G^\circ + RT \ln [a_{\text{CaO}} / (h_{\underline{\text{Ca}}} \cdot h_{\underline{\text{O}}})]$  (2)

Onde:  $\Delta G^\circ = - 481.913,12 + 61,34 T$  (3)

E que:  $a_{\text{CaO}}$  é a atividade raoultiana do CaO que é igual a 1 (puro);  $h_{\underline{\text{Ca}}}$  é a atividade henriana do Ca que é igual a % Ca; e  $h_{\underline{\text{O}}}$  é a atividade henriana do O que é igual a % O.

Logo, a equação para estimar o valor da energia livre da reação química de formação do óxido (CaO) fica da seguinte maneira:

$$\Delta G = - 481.913,12 + T \{61,34 + 8,3145 \times \ln [1 / (\% \text{Ca} \cdot \% \text{O})]\} \quad (4)$$



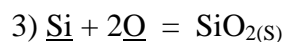
Sabe-se que:  $\Delta G = \Delta G^\circ + RT \ln Q = \Delta G^\circ + RT \ln [a_{\text{Al}_2\text{O}_3} / (h_{\underline{\text{Al}}}^2 \cdot h_{\underline{\text{O}}}^3)]$  (5)

Onde:  $\Delta G^\circ = - 1.210.389,36 + 375,18 T$  (6)

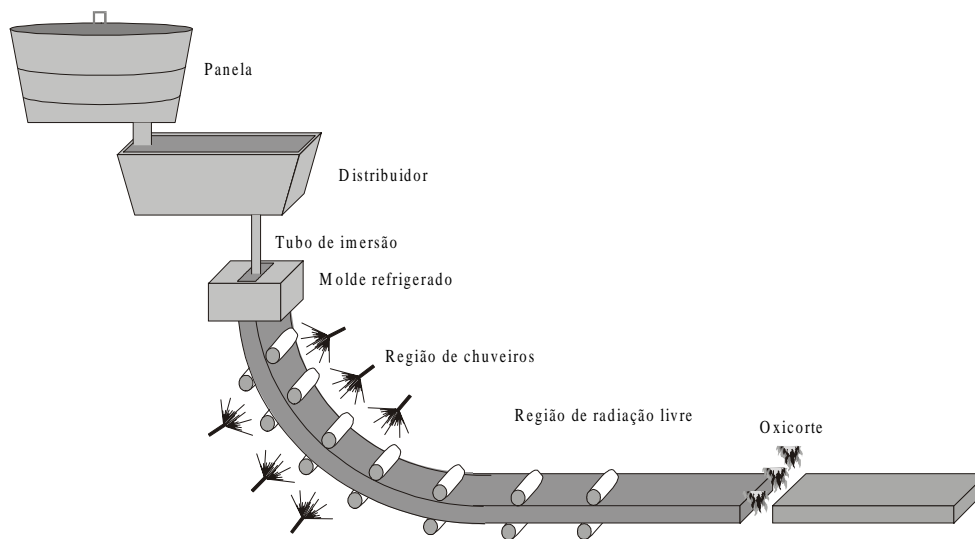
E que:  $a_{\text{Al}_2\text{O}_3}$  é a atividade raoultiana do  $\text{Al}_2\text{O}_3$  que é igual a 1 (puro);  $h_{\underline{\text{Al}}}$  é a atividade henriana do Al que é igual a % Al; e  $h_{\underline{\text{O}}}$  é a atividade henriana do O que é igual a % O.

Logo, a equação para estimar o valor da energia livre da reação química de formação do óxido ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) fica da seguinte maneira:

$$\Delta G = - 1.210.389,36 + T \{375,18 + 8,3145 \times \ln [1 / (\% \text{Al}^2 \cdot \% \text{O}^3)]\} \quad (7)$$



Sabe-se que:  $\Delta G = \Delta G^\circ + RT \ln Q = \Delta G^\circ + RT \ln [a_{\text{SiO}_2} / h_{\underline{\text{Si}}} \cdot h_{\underline{\text{O}}}^2]$  (8)



**Figura 1.** Desenho esquemático da máquina de lingotamento contínuo.

O lingotamento contínuo representa um tipo de processo que necessita, ao longo de sua dinâmica, equipamentos controlados que garantam a estabilidade da seqüência ininterrupta de trabalho. Neste ponto atuam os modelos matemáticos que, representados na forma de pacotes de programas, constituem uma ferramenta útil aos engenheiros de usinas siderúrgicas a determinarem condições operacionais ótimas que assegurem a qualidade do produto final pela minimização de defeitos estruturais e inclusões, produzindo um lingote com propriedades mecânicas desejadas. Dentro dos trabalhos constantes na literatura, relacionados com a qualidade, verifica-se uma boa quantidade de publicações que analisam os defeitos estruturais do lingote como trincas, romboidade, porosidades e segregações. Entretanto, com relação à formação de inclusões durante o processo de lingotamento contínuo, a literatura não apresenta um número de estudos com a mesma intensidade.

## 2 EQUAÇÕES TERMODINÂMICAS DAS REAÇÕES QUÍMICAS DE FORMAÇÃO DE INCLUSÕES NÃO-METÁLICAS

De acordo com [Castro (1986); Cavallante (1987); Castellan (1984); Carvalho (1977)], o estudo termodinâmico das reações químicas permite saber, a qualquer instante ao longo do processo de lingotamento contínuo do aço, se uma dada reação química está ou não no equilíbrio, e ainda, se não está, em qual direção ela tende a ocorrer, ou seja, sob determinadas condições (temperatura e composição química do aço) se uma certa reação química de formação de uma inclusão é ou não viável termodinamicamente.

A análise das reações químicas de formação de óxidos e sulfetos, durante a etapa de lingotamento contínuo, é de grande importância para a indústria siderúrgica, pois conhecendo as condições termodinâmicas do sistema que favorecem a ocorrência de tais reações é possível ajustar a composição química do aço líquido e também parâmetros operacionais da máquina de lingotamento contínuo para minimizar a formação de inclusões indesejáveis.

A variação da energia livre de Gibbs Duhem ( $\Delta G$ ) das reações químicas de formação de inclusões não-metálicas é uma função termodinâmica que pode ser utilizada como um critério de espontaneidade de ocorrência de tais reações, da seguinte maneira:

$\Delta G < 0 \Rightarrow$  reação química espontânea no sentido direto (reagentes  $\rightarrow$  produtos);

$\Delta G = 0 \Rightarrow$  equilíbrio termodinâmico entre reagentes e produtos (reagentes  $\leftrightarrow$  produtos);

ou com outros elementos não-metálicos, como o oxigênio e, eventualmente, o nitrogênio, formando as chamadas inclusões não-metálicas.

Conforme Costa Neto (1997), as inclusões não-metálicas se formam durante as operações de fabricação e solidificação do aço. Alguns tipos de inclusões podem alterar grande parte das propriedades do aço e apresentar problemas em um variado número de aplicações do mesmo, sobretudo quando a quantidade, a forma, as dimensões e distribuição das inclusões estão além do que se considera aceitável. Problemas como falhas em operação, trincas e desgastes anormais são freqüentemente causados ou agravados por inclusões não-metálicas, principalmente quando as condições de serviço a que o aço é submetido provocam o aparecimento de esforços cíclicos e alternados (fadiga).

Segundo Penna (1976), as inclusões não-metálicas no aço se originam por processos físico-químicos que ocorrem ao longo das etapas de elaboração e solidificação do aço. As modernas técnicas metalográficas de investigação têm permitido maiores possibilidades para levantar a origem dos diferentes tipos de inclusões presentes no aço sólido.

A determinação das origens e natureza das inclusões não é uma tarefa trivial de se fazer e requer mão-de-obra especializada e equipamentos sofisticados, pois as inclusões possuem origens e natureza amplamente diferentes. Desse modo, as inclusões são normalmente classificadas em dois tipos: endógenas e exógenas. As endógenas, de origem interna, são resultantes de produto de reações químicas que ocorrem durante o período de elaboração e solidificação do aço. As exógenas, de origem externa, são as inclusões resultantes de incorporação mecânica de escórias, refratários e outros materiais com os quais o aço líquido entra em contato.

Portanto, as siderúrgicas devem se preocupar essencialmente em obter um produto isento de inclusões indesejáveis. Para alcançar esse objetivo é necessário investigar e analisar as inclusões presentes nos aços com o objetivo de conhecer e entender as suas origens e as condições para controlar as suas ocorrências.

Devido ao aumento da produtividade, e conseqüentemente maior economia por tonelada de aço produzido via lingotamento contínuo, o caminho das siderúrgicas nacionais é modernizar suas indústria, seguindo uma tendência mundial de desativar o processo de lingotamento convencional e instalando máquinas de lingotamento contínuo. Desse modo, torna-se de grande importância o estudo e análise de inclusões não-metálicas endógenas formadas ao longo da solidificação do aço via lingotamento contínuo, buscando identificar a origem e controlar a formação de tais inclusões resultando num produto de melhor qualidade.

O processo de lingotamento contínuo pode ser considerado essencialmente como um processo de transferência de calor através do qual o aço líquido é transformado em um produto sólido semi-acabado. O resfriamento ocorre em três etapas seqüenciais: em um molde de cobre refrigerado a água; em conjuntos de chuveiros de água com capacidade variáveis de extração de calor, e ao ar, através da transferência de calor por radiação. A Figura (1) mostra uma representação esquemática do processo.

O lingotamento contínuo representa um tipo de processo que necessita ao longo de sua dinâmica, equipamentos controlados que garantam a estabilidade da seqüência ininterrupta de trabalho. Neste ponto atuam os modelos matemáticos que, representados na forma de pacotes de programas, constituem uma ferramenta útil aos engenheiros de usinas siderúrgicas a determinarem condições operacionais ótimas que assegurem a qualidade do produto final pela minimização de defeitos estruturais e inclusões, produzindo um lingote com propriedades mecânicas desejadas. Dentro dos trabalhos constantes na literatura, relacionados com a qualidade, verifica-se uma boa quantidade de publicações que analisam os defeitos estruturais do lingote como trincas, romboidade, porosidades e segregações. Entretanto, com relação à formação de inclusões durante o processo de lingotamento contínuo, a literatura não apresenta um número de estudos com a mesma intensidade.

# ANÁLISE TERMODINÂMICA DA FORMAÇÃO DE INCLUSÕES NÃO-METÁLICAS NO LINGOTAMENTO CONTÍNUO DE AÇOS

**Marcolino Fernandes Neto**

**Noé Cheung**

**Amauri Garcia**

Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Faculdade de Engenharia Mecânica – FEM, Departamento de Engenharia de Materiais – DEMA, 13083-970, Cidade Universitária, Campinas, SP, Brasil.

## **Resumo**

Os produtos das reações químicas de desoxidação ao longo das etapas de fabricação do aço são denominados de inclusões. Um aço com insuficiente remoção de oxigênio e ou inadequada separação e retirada dos produtos obtidos da desoxidação compromete a qualidade do lingote, pois as inclusões existentes no aço prejudicam suas propriedades mecânicas, de acordo com a quantidade, o tamanho e a composição química das inclusões. O objetivo deste trabalho é analisar as condições termodinâmicas que favorecem as reações químicas de formação das inclusões levando em conta o equilíbrio termodinâmico entre a composição química do aço e das inclusões formadas no processo de lingotamento contínuo. Essa análise permite conhecer melhor a origem e a distribuição das inclusões não-metálicas, fornecendo subsídios para a formulação de ações corretivas que buscam reduzir a ocorrência de tais inclusões e determinar condições termodinâmicas favoráveis para a obtenção de um produto siderúrgico de melhor qualidade.

Palavras chaves: termodinâmica, inclusões, lingotamento contínuo

## **1. INTRODUÇÃO**

Atualmente, a crescente demanda de produtos siderúrgicos de alta qualidade requer cada vez mais a busca de conhecimento e entendimento do processo de fabricação do aço para garantir a melhoria contínua na qualidade do produto final. De acordo com Carvalho & Martins (1980), a obtenção de um aço de boa qualidade depende do controle da composição química do aço líquido e da escória, da temperatura, e dos gases dissolvidos no mesmo como: nitrogênio, hidrogênio e principalmente o teor de oxigênio na etapa final de oxidação. Os produtos obtidos da desoxidação de um aço são denominados de inclusões. Um aço com insuficiente remoção de oxigênio e ou inadequada separação e retirada dos produtos obtidos da desoxidação compromete a qualidade do produto final, pois as inclusões presentes no aço prejudicam suas propriedades mecânicas, de acordo com a quantidade, tamanho, forma e composição química das inclusões.

Segundo Chiaverini (1988), os produtos siderúrgicos, ao serem fabricados, apresentam normalmente, além do carbono como principal elemento de liga, uma série de outros elementos de natureza metálica ou não que são chamados de impurezas, que se originam de reações entre as matérias-primas empregadas ou de outros tipos de reações. As impurezas normais são: fósforo, enxofre, manganês, silício e alumínio. A maior parte delas reage entre si



# FUEL POCKET BURNING WITH VARIABLE PROPERTIES

**Fernando de Souza Costa**

Laboratório Associado de Combustão e Propulsão, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais  
12630-000, Cachoeira Paulista, SP, Brazil. E-mail: fernando@yabae.cptec.inpe.br

## **Abstract**

Fuel vapor pockets are formed in several situations, such as leaking of fuel tanks, chemical releases in the atmosphere, pulsed plumes and turbulent flames. A numerical and analytical investigation of fuel pocket burning was made, for different cases: a) a distributed source with variable density and variable diffusivity, b) a distributed source with constant density and constant diffusivity and c) a point source of fuel with constant density and constant diffusivity. Simplified numerical and analytical solutions were obtained and used to estimate the burning times and the maximum flame expansion of fuel pockets of paraffin hydrocarbons, alcohols and carbon monoxide burning in air. It was observed that distributed sources with variable density and variable diffusivity present the largest burning times while point sources of fuel present the largest values of flame expansion. Paraffin hydrocarbons have increasing values of burning times, with increasing molecular weights. Ethanol presents a larger burning time and a larger flame expansion than methanol, but presents lower values of burning time and a larger flame expansion than iso-octane.

**Keywords:** fuel, pocket, diffusion, flame, burning

## **1. INTRODUCTION**

Fuel vapor pockets can be formed in a number of situations, such as leaking of fuel tanks, chemical releases in the atmosphere, pulsed plumes and turbulent flames. The problem of fuel pocket burning has been studied by several researchers and there are several solutions available in the literature, basically assuming constant properties. Spalding (1959) analyzed the burning of a point source of fuel to simulate supercritical burning of droplets. Rosner (1966,1967) extended Spalding's analysis by considering the burning of a distributed source of fuel. Johari and Motevalli (1993) studied inclusions of fuel vapor pockets appearing in pulsed plumes. Fendell et al. (1994) considered the diffusive burning of spherical and semi-spherical fuel gas pockets in spherical vessels. Costa (1998) considered the effects of differential diffusion on unsteady one-dimensional diffusion flames. The burning times, flame expansion and rates of fuel mass consumption of fuel pockets can be strongly affected by exothermicity. Variable density and variable diffusivity effects can cause a significant increase in the rate of fuel consumption, reduction in burning times and larger flame expansion. A simplified numerical model is developed and used to study the effects of variable density, temperature dependent diffusivity, distributed sources and point sources on the evolution of the diffusive burning of fuel pockets. The numerical solution for the burning of fuel pockets with variable properties is compared to the analytical solutions for constant properties for the cases of paraffin hydrocarbons, alcohols and carbon monoxide burning in air.

## 2. THEORETICAL ANALYSIS

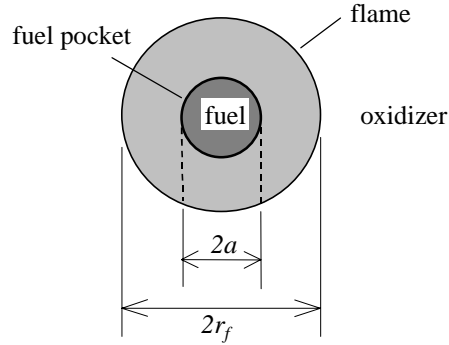
The present theoretical model considers the diffusive burning of a spherical fuel pocket with equal diffusion coefficients, no radiation effects, no convection effects, no thermal diffusion, isobaric flow, and unity Lewis number. The chemical reaction is assumed to occur in a single step with  $s$  Kg of oxidizer reacting with 1 Kg of fuel, i.e.,  $1F + sO \rightarrow (1+s)P$ . Consequently, the mass conservation, species conservation and energy conservation equations are given, respectively, by

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial (\rho r^2 v)}{\partial r} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial Y_i}{\partial t} + v \frac{\partial Y_i}{\partial r} \right) = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( \rho D r^2 \frac{\partial Y_i}{\partial r} \right) + w_i \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial h}{\partial t} + v \frac{\partial h}{\partial r} \right) = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( \rho D r^2 \frac{\partial h}{\partial r} \right) + w_F \Delta H_r \quad (3)$$

where  $\rho$  is the total density,  $v$  is the flow velocity,  $t$  is the time,  $r$  is the position coordinate,  $Y_i$  is the mass fraction of the species  $i$ ,  $D$  is the diffusion coefficient,  $h$  is the total specific enthalpy,  $w_i$  is the generation rate of species  $i$ ,  $\Delta H_r$  is the heat of reaction. Figure 1 shows a scheme of a burning fuel pocket, with initial diameter  $2a$  and initial mass fractions of fuel and oxidizer  $Y_{F,0}$  and  $Y_{O,0}$ , respectively.



**Figure 1.** Scheme of a spherical fuel pocket.

In order to eliminate the reaction terms in equations (2) and (3), the following normalized Schvab-Zel'dovich variables  $\beta_i$  ( $i=F, O, P, T$ ) are defined:

$$\beta_i = \frac{1 + \phi \frac{Y_F}{Y_{F,0}} - \frac{Y_O}{Y_{O,0}}}{1 + \phi} = 1 - \frac{\phi}{1 + s} \frac{Y_P}{Y_{F,0}} - \frac{Y_O}{Y_{O,0}} = \frac{Y_F}{Y_{F,0}} + \frac{C_P (T - T_0)}{Y_{F,0} Q} \quad (4)$$

where  $\phi = s Y_{F,0} / Y_{O,0}$  is defined as being an initial equivalence ratio or an initial  $F/O$  ratio of the fuel and oxidizer on the two sides of a diffusion flame, and  $Q = -\Delta H_r$  is the heat release. The flame position, assuming fast chemistry, is found by setting  $Y_F = Y_O = 0$  in the above

variables, yielding  $\beta_i = 1/(1+\phi) = \beta_f$ . Table 1 shows values of  $s$ ,  $\phi$  and  $\beta_f$  for several fuels burning in air and  $Y_{F,0} = 1$ . Also, the flame temperature  $T_f$  is found by setting  $Y_F = Y_O = 0$  in the Shvab-Zel'dovich variable for temperatures in Eq. (4).

After combining equations (2) and (3), the following equation for  $\beta_i$  is obtained:

$$\rho \left( \frac{\partial \beta_i}{\partial t} + v \frac{\partial \beta_i}{\partial r} \right) = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( \rho D r^2 \frac{\partial \beta_i}{\partial r} \right) \quad (5)$$

with initial/boundary conditions

$$\beta_i(|r| < a, t = 0) = 1; \quad \beta_i(|r| > a, t = 0) = 0; \quad \beta_i(|r| \rightarrow \infty, \forall t) = 0 \quad (6)$$

The variables  $\beta_i$  correspond to mixture fraction variables, since they are normalized and Equation (5) does not have a source term. Ignition is assumed to occur instantaneously at all points of the fuel-oxidizer interface. Ignition will probably occur in the stoichiometric locus, as showed by Liñán and Crespo (1976). Assuming a fast consumption of the interpenetrated reactants, the flame evolution after ignition will proceed according to the conventional Burke-Schumann solution (1928), as long as the characteristic reaction time is kept significantly less than the characteristic diffusion time during the burning process.

**Table 1.** Properties of several fuels burning in air ( $Y_{F,0} = 1$ )

Fuel	$\beta_f$	$\phi$	$s$	$D_o$ (cm <sup>2</sup> /s)	$c_P$ (kJ/Kg/K)	$T_f$ (K)	$k$
CO	0.2484	2.48	5.710	0.214	1.2829	2580	26.253
CH4	0.0544	17.39	4.000	0.226	3.8504	1015	43.294
C3H8	0.0595	15.81	3.636	0.121	3.5736	1080	43.235
nC4H10	0.0603	15.59	3.586	0.097	3.5323	1090	43.139
nC6H14	0.0611	15.37	3.535	0.079	3.4975	1100	42.984
iC8H18	0.0615	15.25	3.508	0.069	3.4669	1100	42.889
CH3OH	0.1330	6.52	1.500	0.161	2.7695	1325	25.387
C2H5OH	0.0993	9.07	2.087	0.118	3.0277	1220	30.530

In order to eliminate the convective terms in the governing equations, a material transformation is utilized by defining two new variables,  $\tilde{\tau}$  and  $\tilde{\eta}$ :

$$\tilde{\tau} = t \quad \text{and} \quad \tilde{\eta} = 3 \int_0^r \left( \frac{r}{a} \right)^2 \frac{\rho}{\rho_0} dr. \quad (7)$$

At  $t=0$ , when  $\rho = \rho_0$ , this choice of variables yields  $\tilde{\eta} = a$  for  $r = a$ , and  $\tilde{\eta} = 0$  for  $r = 0$ . Introducing the two new variables into Equations (1) and (5), it follows that

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tilde{\tau}} + 3 \frac{\rho^2}{\rho_0} \frac{\partial}{\partial \tilde{\eta}} \left( \tilde{v} \left( \frac{r}{a} \right)^2 \right) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial \beta_i}{\partial \tilde{t}} = 9D_0 \frac{\partial}{\partial \tilde{\eta}} \left( \left( \frac{r}{a} \right)^2 \frac{\partial \beta_i}{\partial \tilde{\eta}} \right) \quad (9)$$

In Eq. (9), it was assumed that  $\rho^2 D = \text{constant}$ , since  $D \sim T^c$ , with  $1.75 < c < 2.0$ , and  $\rho \sim T^{-1}$ , for an isobaric process.  $D_0$  is the diffusion coefficient value at the initial temperature  $T_0 = 300$  K and  $\tilde{v}$  is the flow velocity in the transformed space. Table 1 shows values of  $D_0$  for several fuels. In terms of the non-dimensional variables  $\bar{\eta} = \tilde{\eta}/a$ ,  $\eta = r/a$ ,  $\bar{v} = \tilde{v}a/D_0$  and  $\bar{\tau} = \tilde{\tau}D_0/a^2$ , the conservation equations (8) and (9) become

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\tau}} \left( \frac{\rho_0}{\rho} \right) = 3 \frac{\partial}{\partial \bar{\eta}} (\bar{v} \eta^2) \quad (10)$$

$$\frac{\partial \beta_i}{\partial \bar{\tau}} = 9 \frac{\partial}{\partial \bar{\eta}} \left( \eta^4 \frac{\partial \beta_i}{\partial \bar{\eta}} \right) \quad (11)$$

where the non-dimensional position coordinate in the physical space,  $\eta$ , is related to the non-dimensional position coordinate in the transformed space,  $\bar{\eta}$ , by

$$\eta = \left( \int_0^{\bar{\eta}} \frac{T}{T_0} d\bar{\eta} \right)^{1/3} \quad (12)$$

for the case of diluted reactants or for reactants and products with equal molecular weights. The temperature ratio is obtained from the definitions of the Schvab-Zel'dovich variables:

$$\frac{T}{T_0} = 1 + \frac{k}{\phi} (1 - \beta_i) \quad |\bar{\eta}| < |\bar{\eta}_f| \quad (13)$$

$$\frac{T}{T_0} = 1 + k\beta_i \quad |\bar{\eta}| > |\bar{\eta}_f| \quad (14)$$

where  $|\bar{\eta}_f|$  is the absolute value of the flame position in the transformed space and  $k = QY_{F,0}/C_p/T_0$ . The flame temperature is given by  $T_f = T_0(1 + k\beta_f)$ . Values of  $k$ ,  $c_p$  and  $T_f$  for several fuels are shown in table 1. The specific heat  $c_p$  was calculated at the average temperature  $T_{av} = (T_0 + 2T_f)/3$ .

Substituting the temperature ratio expressions, given by equations (13,14) into the evolution equation for the mixture fraction, Eq. (11), it follows that

$$\frac{\partial \beta_i}{\partial \bar{\tau}} = \frac{\partial}{\partial \bar{\eta}} \left( \alpha(\bar{\eta}, \bar{\tau}, \beta_i) \frac{\partial \beta_i}{\partial \bar{\eta}} \right) \quad (15)$$

where

$$\alpha(\eta, \tau, \beta_i) = 9 \left[ \left( 1 + \frac{k}{\phi} \right) \bar{\eta} - \frac{k}{\phi} \int_0^{\bar{\eta}} \beta_i d\bar{\eta} \right]^4 \quad |\bar{\eta}| < |\bar{\eta}_f| \quad (16)$$

$$\alpha_i(\eta, \tau, \beta_i) = 9 \left[ \eta_f^3 + \bar{\eta} - \bar{\eta}_f + k \int_{\bar{\eta}_f}^{\bar{\eta}} \beta_i d\bar{\eta} \right]^{\frac{4}{3}} \quad |\bar{\eta}| > |\bar{\eta}_f| \quad (17)$$

with initial and boundary conditions

$$\beta_i(|\bar{\eta}| < 1, \bar{\tau} = 0) = 1; \beta_i(|\bar{\eta}| > 1, \bar{\tau} = 0) = 0; \beta_i(|\bar{\eta}| > 1, \bar{\tau} = 0) = 0; \beta_i(|\bar{\eta}| \rightarrow \infty, \bar{\tau} > 0) = 0 \quad (18)$$

The flame position in the transformed space,  $\bar{\eta}_f$ , is located where  $\beta_i = 1/(1+\phi) = \beta_f$ . Equation (10) can be integrated with respect to the position coordinate, for a fixed time, yielding an expression for the induced flow velocity,  $\bar{v}$ :

$$\bar{v} = \frac{1}{3\eta^2} \int_0^{\bar{\eta}} \frac{\partial}{\partial \bar{\tau}} \left( \frac{\rho_0}{\rho} \right) d\bar{\eta} \quad (19)$$

A similar expression was obtained by Ramos (1987) for the burning of premixed flames. The flame position in the variable density problem is obtained from Eq. (12):

$$\eta_f = \left( \int_0^{\bar{\eta}_f} \frac{\rho_0}{\rho} d\bar{\eta} \right)^{1/3} \cong \left( \int_0^{\bar{\eta}_f} \frac{T}{T_0} d\bar{\eta} \right)^{1/3} = \left[ \bar{\eta}_f + \frac{k}{\phi} \int_0^{\bar{\eta}_f} (1 - \beta_i) d\bar{\eta} \right]^{1/3} \quad (20)$$

The mass rate of fuel consumption per unit flame area for the variable density diffusive burning,  $\dot{m}_{FVD}$ , is given by the expression

$$\dot{m}_{FVD} = \rho D \frac{\partial Y_F}{\partial r} \Big|_{r_f} = 3 \frac{\rho_0 D_0 Y_{F,0}}{a} \frac{1+\phi}{\phi} \eta_f^2 \left| \frac{\partial \beta_i}{\partial \bar{\eta}} \right|_{\bar{\eta}=\bar{\eta}_f} \quad (21)$$

and, consequently, the ratio of the fuel mass consumption rates per unity flame area for variable density,  $\dot{m}_{FVD}$ , and constant density,  $\dot{m}_{FCD}$ , burning is given by

$$\frac{\dot{m}_{FVD}}{\dot{m}_{FCD}} = 3\eta_f^2 \left( \left| \frac{\partial \beta_i}{\partial \bar{\eta}} \right|_{\bar{\eta}=\bar{\eta}_f} / \left| \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} \right|_{\eta=\eta_f} \right) \quad (22)$$

where  $\Phi$  is the solution for a constant density fuel pocket.

### 3. CONSTANT DENSITY FUEL POCKET

The governing equations in terms of mixture fraction, for the burning of a distributed source or spherical fuel pocket with constant density and constant diffusivity is given by

$$\frac{\partial \beta_i}{\partial \tau} = \frac{1}{\eta^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( \eta^2 \frac{\partial \beta_i}{\partial \eta} \right) \quad (23)$$

where  $\tau = tD_0/a^2$  and  $\eta = r/a$  are the non-dimensional time and position coordinates in the physical space. The initial and boundary conditions are normalized. Solution for a similar initial-value problem was presented by Carslaw and Jaeger (1959), and by Rosner (1966,1967) for a distributed source of fuel. It can be written as  $\beta_i = \Phi(\eta, \tau)$  with the function  $\Phi$  given by

$$\Phi = \Phi_0 - \left(\sqrt{\tau/\pi}/2\eta\right) \left[ \exp(-(1-\eta)^2/4\tau) - \exp(-(1+\eta)^2/4\tau) \right] \quad (24)$$

where  $\Phi_0 = \left(\text{erf}(1-\eta)/\sqrt{4\tau} + \text{erf}(1+\eta)/\sqrt{4\tau}\right)/2$ .

The flame position  $\eta_f$  can be found by setting  $Y_F = Y_0 = 0$  in the reactant Shvab-Zel'dovich variables defined in Eq. (4), yielding

$$\Phi(\eta_f, \tau) = 1/(1+\phi) = \beta_f \quad (25)$$

The burning times  $\tau_b$  are determined by taking the limit  $\eta_f \rightarrow 0$  in the above expression, resulting in  $\Phi(0, \tau_b) = \beta_f$ . For a given initial composition, determined by  $\beta_f$ , the value of  $\tau_b$  is a constant.

Temperature and mass fraction profiles can be found by using the definitions given by Eq. (4), and setting  $Y_F = 0$  in the oxidizer side and  $Y_O = 0$  in the fuel side, once the flame position is known. The rate of fuel mass consumption per unit flame area is given by

$$\dot{m}_F = \rho D \left. \frac{\partial Y_F}{\partial r} \right|_{r_f} = \frac{\rho_0 D_0 Y_{F,0}}{a} \frac{1+\phi}{\phi} \left. \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} \right|_{\eta=\eta_f} \quad (26)$$

and the percentage of residual fuel mass inside the flame zone is obtained from

$$\frac{m_F}{m_{F,0}} = 3 \int_0^{\eta_f} \frac{Y_F}{Y_{F,0}} \eta^2 d\eta = 3 \frac{1+\phi}{\phi} \int_0^{\eta_f} (\Phi - \beta_f) \eta^2 d\eta \quad (27)$$

### 3. POINT SOURCE OF FUEL

Spalding (1959) obtained a solution for the diffusive burning of a point source of fuel with constant density. The flame position and burning time are given, respectively, by

$$\frac{r_f}{4Dt} = \ln \left( \frac{M_f}{\rho \beta_f (4\pi Dt)^{3/2}} \right) \quad (28)$$

and

$$t_b = \frac{1}{4\pi D} \left( \frac{M_f}{\rho \beta_f} \right)^{2/3} \quad (29)$$

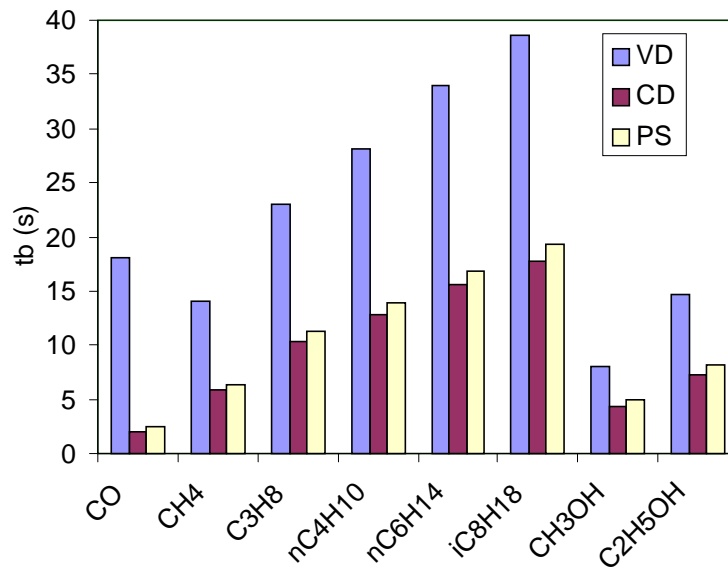
where  $M_f$  is the mass of fuel injected into the system at time  $t = 0$ . The maximum flame position is obtained from

$$r_{\max} = \frac{3}{2\pi e} \left( \frac{M_f}{\rho\beta} \right)^{2/3} \quad (30)$$

#### 4. RESULTS

A comparison of the models presented were made for paraffin hydrocarbons, alcohols and carbon monoxide burning in air. Equation (25) was used to obtain burning times and maximum flame positions for the constant density cases, assuming  $D = D_0$ . Equations (30) and (31) were used for the cases assuming a point source of fuel, with  $D = D_0$ . Equations (15) through (18) were numerically integrated, using an explicit finite difference scheme with variable time step, total grid sizes of 400, 500 and 600, with 40, 50 and 60 grid points for the fuel region.

Figure 2 shows the burning times of fuel pockets with variable density (VD), constant density (CD) and a point source of fuel (PS) versus non-dimensional time for unsteady one-dimensional diffusion flames with variable density and fast chemistry, for paraffinic fuels, methanol, ethanol and carbon monoxide reacting with air. Fig. 3 shows the maximum flame expansion for the same fuels.



**Figure 2.** Burning times of fuel pockets with variable density (VD), constant density (CD) and a point source of fuel (PS).

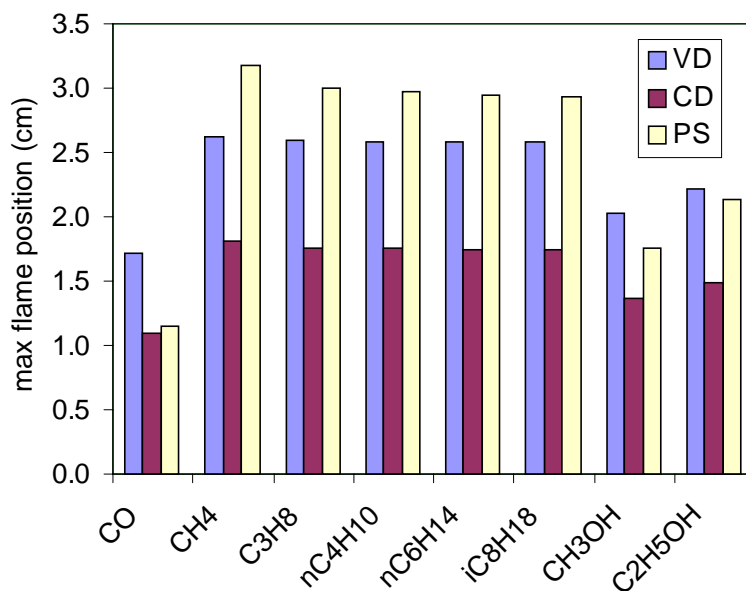
#### 5. CONCLUSIONS

Simplified analytical and numerical solutions were utilized to investigate the effects of variable density, variable diffusivity, distributed sources and point sources on the diffusive burning of fuel pockets of paraffin hydrocarbons, alcohols and carbon monoxide burning in air. The results obtained show a strong influence of the variable density and of the distributed source effects on the diffusive burning of fuel pockets.

It was observed that distributed sources with variable density and variable diffusivity present the largest burning times while point sources of fuel with constant density and constant diffusivity present the largest values of flame expansion.

Paraffin hydrocarbons have increasing values of burning times, with increasing molecular weights. Ethanol presents a larger burning time and a larger flame expansion than methanol,

but presents lower values of burning time and larger flame expansion than iso-octane. Carbon monoxide is most significantly influenced by variable density and variable diffusivity effects on burning times, due to its low specific heat and higher flame temperature. Exothermicity induces a flow field that presents a rapid decay after ignition and increases the maximum flame expansion compared to a distributed source of fuel with constant density. Flame expansion increases the time required to the reactants diffuse to the flame zone, decreasing fuel consumption. Other effects, such as lower densities due to exothermicity, flame area stretching, stretching of reactant profiles and diffusivity variations strongly affect fuel mass consumption.



**Figure 3.** Maximum flame positions of fuel pockets with variable density (VD), constant density (CD) and a point source of fuel (PS).

**ACKNOWLEDGEMENTS** This work was supported by FAPESP and CNPq.

## REFERENCES

1. Burke, S.P., Schumann, T.E.W., *Ind. and Eng. Chem.*, V20/ No. 10 (1928).
2. Carslaw, H.S., Jaeger, J.C., *Heat Conduction in Solids*, Oxford, (1959).
3. Costa, F.S., *Intern. Comm. Heat and Mass Transfer*, V25, No.2, (1998).
4. Fendell, F.E., Bush, W.B., Mitchel, J.A., Fink IV, S.F., *Comb. and Flame*, Vol. 98: 180-196 (1994).
5. Johari, H., Motevalli, V., *Combust. Sci. and Tech.*, V94: 229-244 (1993).
6. Liñán, A., Crespo, A., *Combust. Sci. and Tech.*, V14: 95-117 (1976).
7. Ramos, J.I., *Annual Rev. Numer. Fluid Mechan.*, V.1:150-243. Ed. T.C.Chawla (1987).
8. Rosner, D.E., *Aerochem. Res. Lab. Report TP-128*, Princeton, New Jersey (1966).
9. Rosner, D.E., *AIAA J.*, V5/No1: 163-165 (1967).
10. Spalding, D.B., *ARS J.*, Vol. 29: 828-835 (1959).



# **ESTUDO DA CAPACIDADE PORTANTE DE VIGAS METÁLICAS ISOLADAS A ALTAS TEMPERATURAS GERADAS POR INCÊNDIO**

## **Luiz Pinheiro da Guia**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Estruturas, Belo Horizonte, MG.

E-mail: guia@dees.ufmg.br

## **Nelson Szilard Galgoul**

Universidade Federal Fluminense, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Niterói, RJ, Brasil. E-mail: guia@civil.uff.br

## **Resumo**

As principais vantagens de se construir utilizando o aço são a rapidez da obra, estruturas mais leves etc. Comparado com outros materiais utilizados na construção, o aço tem um alto coeficiente de condutibilidade térmica, ocasionando perda de resistência e rigidez da estrutura como um todo quando submetido a altas temperaturas. Esta é uma grande desvantagem na hora de se fazer a escolha do aço como material que será empregado na construção. Na maioria dos países que utilizam aço em suas construções essa desvantagem é compensada por técnicas construtivas avançadas, intensa pesquisa e grande investimento em sistemas de proteção, feito pelas empresas da construção civil e siderúrgicas. No Brasil, esta tecnologia tem sido importada, sendo aos poucos nacionalizada.

**Palavras-chave:** Estrutura metálica, incêndio, temperatura, viga e aço.

## **1. INTRODUÇÃO**

O incêndio de um edifício pode ser entendido como a combustão descontrolada dos materiais que o constituem e daqueles contidos em seu interior atingindo e pondo em risco vidas e bens.

Para a elaboração do projeto de um edifício seguro, o incêndio deve ser encarado como um fenômeno passível de ocorrer durante a vida útil do mesmo. Sendo assim, a quantificação das solicitações atuantes durante o incêndio, bem como sua consideração na elaboração do projeto, devem ser tratadas com a mesma preocupação relativa ao dimensionamento de uma forma em geral.

A fim de solucionar esta questão e muitas outras, a ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) instalou oficialmente, em 21 de junho de 1996, a Comissão de Estudo CB-24:301.06 (Proteção contra incêndios de estruturas) que começou a elaborar uma Norma Regulamentadora sob aspecto da proteção contra a ação do fogo de estruturas de edifícios em geral.

A expectativa em torno da norma em elaboração é no sentido de que esta venha coibir os abusos de segurança dos Corpos de Bombeiros estaduais, decorrentes de sua ignorância em relação à real capacidade de resistência de uma estrutura metálica submetida a altas temperaturas, ao mesmo tempo em que proverá metodologia prática permitindo que a resistência supra citada passe a ser demonstrada a nível de projeto.

## 2. PROPRIEDADES FÍSICAS DO AÇO

As propriedades do aço de interesse ao problema são: o limite de escoamento, a resistência última, a tração módulo de elasticidade, o coeficiente de expansão térmica, a densidade, o calor específico e a condutividade térmica. Com exceção da densidade, todas as outras propriedades são influenciadas pela temperatura. Incêndios afetam estruturas de aço de duas formas básicas: modificando as propriedades termo - físicas do aço, geralmente degenerando grandezas associadas à resistência mecânica; gerando novos esforços, decorrentes da característica que a maioria dos materiais apresenta, de dilatarem-se à medida que sua temperatura aumenta. As expressões matemáticas descritas por Boring, 1979, para relacionar o limite de escoamento, módulo de elasticidade e o coeficiente de expansão térmica com a temperatura, são as seguintes:

Limite de escoamento - A equação (1) apresenta a variação da tensão de escoamento ( $f_y$ ) com a temperatura para o aço USI-FIRE-490, um aço resistente ao fogo fabricado pela USIMINAS. O limite de escoamento é um parâmetro utilizado, muitas vezes, em projeto, para determinar a resistência do material.

$$f_y = f_{y,0} (1 - 0,78\theta - 1,89\theta^4) \text{ para } \theta < 0,63 \quad (1)$$

Onde:

$f_y$  = Tensão de escoamento à temperatura de trabalho, em MPa;

$f_{y,0}$  = Tensão de escoamento à temperatura de 20 °C, em MPa;

$\theta$  = Temperatura do material, em °C dada por:

$$\theta = \frac{T - 20}{1000} \quad (2)$$

Onde:

T = Temperatura do aço, em °C.

Módulo de elasticidade - A equação (3) apresenta a variação do módulo de elasticidade (E) com a temperatura, do aço USI-FIRE-490. A deterioração de E com o aumento de temperatura significa que, para um mesmo esforço aplicado, ocorrerão maiores deformações / deslocamentos no elemento para temperaturas mais elevadas.

$$E = E_0 (1 - 2,04\theta^2) \text{ para } \theta < 0,63 \quad (3)$$

Onde;

E = Tensão de escoamento à temperatura de trabalho, em MPa;

$E_0$  = Tensão de escoamento à temperatura de 20 °C, em MPa;

$\theta$  = Temperatura do material, em °C dada por;

$$\theta = \frac{T - 20}{1000} \text{ para } \theta < 0,63 \quad (4)$$

### 3. O MODELO

Considera-se que o incêndio tem início em um ponto no interior do compartimento, liberando para o meio energia e gases provenientes da combustão. São feitas as seguintes suposições para simplificar o modelo: 1.a combustão é completa e se processa totalmente dentro do compartimento; 2.a temperatura é uniforme dentro do compartimento, e não há variação em qualquer direção; 3.o coeficiente de transferência de calor por condução é único para piso, parede e teto; 4.o fluxo de calor através do contorno do compartimento é unidimensional, a influência dos cantos é ignorada; 5.a fonte de calor é constante. A temperatura resultante do compartimento será resolvida através da solução do balanço de energia, conforme a Figura 1:

$$\dot{q}_C = \dot{q}_L + \dot{q}_W + \dot{q}_R + \dot{q}_B \quad (5)$$

Onde:

$\dot{q}_C$  = Taxa de calor produzida devido à combustão;

$\dot{q}_L$  = Taxa de calor perdida devido à troca entre os gases quentes e o meio externo;

$\dot{q}_W$  = Taxa de calor perdida através de parede, piso e teto;

$\dot{q}_R$  = Taxa de calor perdida por radiação através de aberturas;

$\dot{q}_B$  = Taxa de calor armazenada no volume do gás (ignorada).

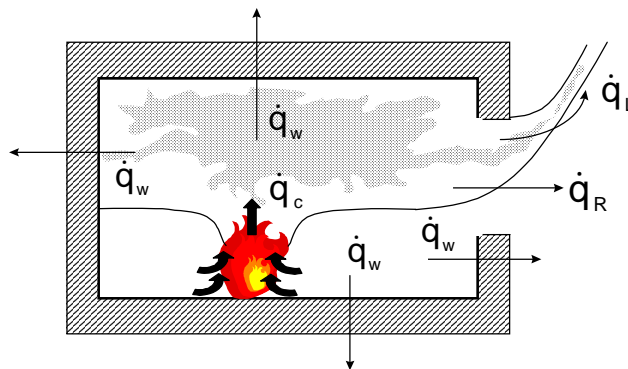


Figura 1 - Modelo de compartimento com perdas de energia

A descrição dos termos da equação (5) são os seguintes:

$\dot{q}_C$  - O calor gerado devido à combustão dos materiais no interior do compartimento será aqui admitido como constante, desde  $t = 0$  até que o combustível tenha sido consumido. Peterson et al, 1976, adota o critério da ventilação controlada. Assim, a relação de Kawagoe, 1958, pode ser utilizada, ou seja, a taxa de queima está associada ao fator de abertura:

$$\dot{m} = 5,5A_w \sqrt{H} \quad (6)$$

Onde:

H = Altura da abertura

No entanto, os incêndios podem ocorrer sob o controle do combustível. Desta forma pode-se estar superestimando a taxa de queima. Nas pesquisas desenvolvidas por Thomas e Heselden, 1972, eles revelaram que esta relação é válida apenas para uma faixa restrita do fator de abertura. A interpretação convencional admite que dentro desta faixa a taxa de queima é controlada pela ventilação através de uma taxa de ar que flui para dentro do compartimento; daí a expressão “ventilação controlada”. Aqui serão adotadas como combustível as pilhas de madeira com a seguinte expressão para a taxa de queima:

$$\dot{m} = 0,12A_w \sqrt{H} \quad (7)$$

A expressão para o calor gerado devido à combustão é a seguinte:

$$\dot{q}_c = 0,12A_w \sqrt{H} \Delta H_c \quad (8)$$

Onde:

$$\Delta H_c = \text{Calor de combustão do combustível}$$

Nesta pesquisa esta-se considerando a combustão de materiais celulósicos mais precisamente a madeira, assim, o calor de combustão da madeira comum é 12.000 kJ/kg.

$\dot{q}_R$  - A expressão para o calor perdido por radiação através das aberturas é dado pela Lei de Stefan-Boltzmann;

$$\dot{q}_R = A_w \varepsilon_F \sigma (T_g^4 - T_0^4) \quad (9)$$

Onde:

$$\dot{q}_R = \text{Calor perdido por radiação (kW);}$$

$$A_w = \text{Área total da aberturas (portas e janelas)(m}^2\text{);}$$

$$T_g = \text{Temperatura do gás dentro do compartimento (}^\circ\text{K);}$$

$$T_0 = \text{Temperatura do meio ambiente (externa ao compartimento) (}^\circ\text{K);}$$

$$\sigma = \text{Constante de Boltzmann;}$$

$$\varepsilon_F = \text{Emissividade dos gases dentro do compartimento.}$$

A emissividade resultante, pode ser calculada como:

$$\varepsilon_F = 1 - \exp(-Kx_F) \quad (10)$$

Onde:

$$x_F = \text{Altura da chama (m);}$$

$$K = \text{Coeficiente de emissão (m}^{-1}\text{).}$$

O coeficiente de emissão é obtido conforme a Tabela 1 para vários tipos de madeira. Petterson et all, 1976, utilizam o valor de 1,1 m<sup>-1</sup> para o coeficiente de emissão. Este coeficiente é um valor empírico e deve ser utilizado com critério.

Tabela 1 - Coeficiente de emissão K  
(An Introduction to Fire Dynamics, 1986, p. 75)

Material	K (m <sup>-1</sup> )	Pesquisador
Poliestireno	1,2	Yuen e Tien, 1977
Madeira	0,8	Hägglund e Persson, 1976
Madeira	1,1	Petterson et all, 1976

Não se dispõe de informação de ensaios para que se possa explicitar valores da altura da chama, mas, observando a Tabela 2. que de acordo com o fator de abertura pode-se calcular a altura da chama adotando o procedimento de Hasemi e Tokunaga, 1984 modificado.

Tabela 2 - Valores da emissividade

Fator de ventilação (m <sup>1/2</sup> )	Altura da chama, x <sub>F</sub> (m)	Emissividade, ε <sub>F</sub>
0,03	0,17	0,1706
0,05	0,20	0,1975
0,06	0,24	0,2320

Como T<sub>g</sub> >> T<sub>0</sub> a equação (9) pode ser rescrita como:

$$\dot{q}_R = A_w \epsilon_F \sigma T_g^4 \quad (11)$$

$\dot{q}_L$  - A perda de calor por convecção é dada segundo a expressão:

$$\dot{q}_L = \dot{m}_F c_p (T_g - T_0) \quad (12)$$

Onde:

$\dot{m}_F$  = Taxa de gases que saem para o meio externo;

$c_p$  = Calor específico a pressão constante do ar.

Ignorando a volatilização de combustível, pode-se assumir que  $\dot{m}_F \approx \dot{m}_{air}$ . Desta forma, de acordo com Brabrauskas e Williamson, 1978, e Prahl e Emmons, 1975 a  $\dot{m}_{air}$  pode ser aproximada para:

$$\dot{m}_{air} = 0,52 A_w \sqrt{H} \quad (13)$$

Onde:

$\dot{m}_{air}$  = Taxa de ar que entra no compartimento.

Assim a equação (12) torna-se:

$$\dot{q}_L = 0,52 c_p (T_g - T_0) A_w \sqrt{H} \quad (14)$$

$\dot{q}_w$  - Taxa de calor perdida através de paredes, teto e piso, depende da temperatura do gás dentro do compartimento, da temperatura da superfície interna e da temperatura do meio externo. Neste caso a transferência de calor é predominantemente por condução e precisa ser resolvida numericamente. As paredes, laje e piso são divididos em  $n$  camadas, sendo cada uma com espessura  $\Delta x$ , conforme a Figura 2 (através de paredes, piso ou laje).

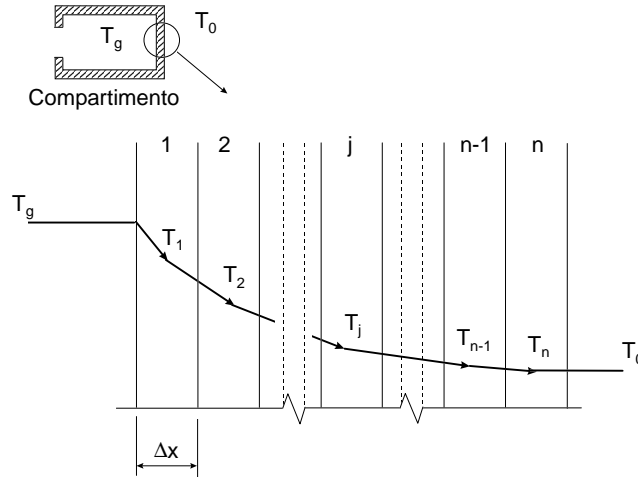


Figura 2 - Condução de calor em regime transiente

(An Introduction to Fire Dynamics, 1986 p. 302)

Uma série de equações podem ser escritas para representar cada camada de acordo com o método das diferenças finitas. As equações de diferença finita são resolvidas numericamente para cada passo de tempo, e correspondentes valores de  $\dot{q}_w$  são calculados da equação (15).

$$\dot{q}_w = \frac{(A_t - A_w)(T_g - T_i)}{\left(\frac{1}{\gamma_i} + \frac{\Delta x}{2k_1}\right)} \quad (15)$$

Onde:

$A_t$  = Área total do compartimento (incluindo área das aberturas).

Agora que os termos do balanço de energia foram identificados pode-se substituir cada parcela na equação (5) e, desta forma, calcular a temperatura do incêndio em função do tempo. A perfeita escolha dos intervalos de tempo deverá estar de acordo com o critério de transferência de calor unidimensional por condução. Uma vez que os incrementos espaciais ( $\Delta x$ ). A equação (17) mostra que o fator M nada mais é do que o inverso do módulo de Fourier.

$$M = \frac{(\Delta x)^2}{\alpha \Delta t} \quad (16)$$

$$Fo = \frac{\alpha \Delta t}{(\Delta x)^2} \quad (17)$$

O módulo de Fourier compara uma dimensão característica do corpo com a profundidade de penetração dos efeitos térmicos para um dado intervalo de tempo. O incremento de tempo é determinado, e este valor não pode ser alterado sem que seja mudado o valor de  $\Delta x$  ou  $M$ . De acordo com Holman, 1983, o fator  $M$  para condução unidimensional deve ser maior que 2, caso contrário será gerada uma condição que viola a segunda lei da termodinâmica.

#### 4. CÁLCULO DA TEMPERATURA NO COMPARTIMENTO - TIJOLO

Devido à escassez de informações provenientes de ensaios realizados no Brasil, serão adotados três níveis de taxa de calor. A fim de modelar a composição de paredes tetos e pisos será adotado um tipo de material, tijolo refratário. Apesar de não representar adequadamente o compartimento, os cálculos realizados fornecerão os resultados para que se possa analisar o comportamento do elemento estrutural. O programa recebeu a denominação de CTCPC(Cálculo da temperatura de compartimento para PC's) e foi escrito na linguagem FORTRAN. O compartimento é admitido como composto de tijolo de construção comum de espessura 20 cm, com área interna medindo  $45,72 \text{ m}^2$  e área total das aberturas de  $1,08 \text{ m}^2$  com temperatura inicial do gás no interior do compartimento de  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  as taxas de calor admitidas foram as seguintes: árvores de Natal secas com 7 kg - 650 kW; televisores de 40 kg - 290 kW; caixas descartáveis de polietileno - 13 kW. Conforme mostrado na figura Figura 3.

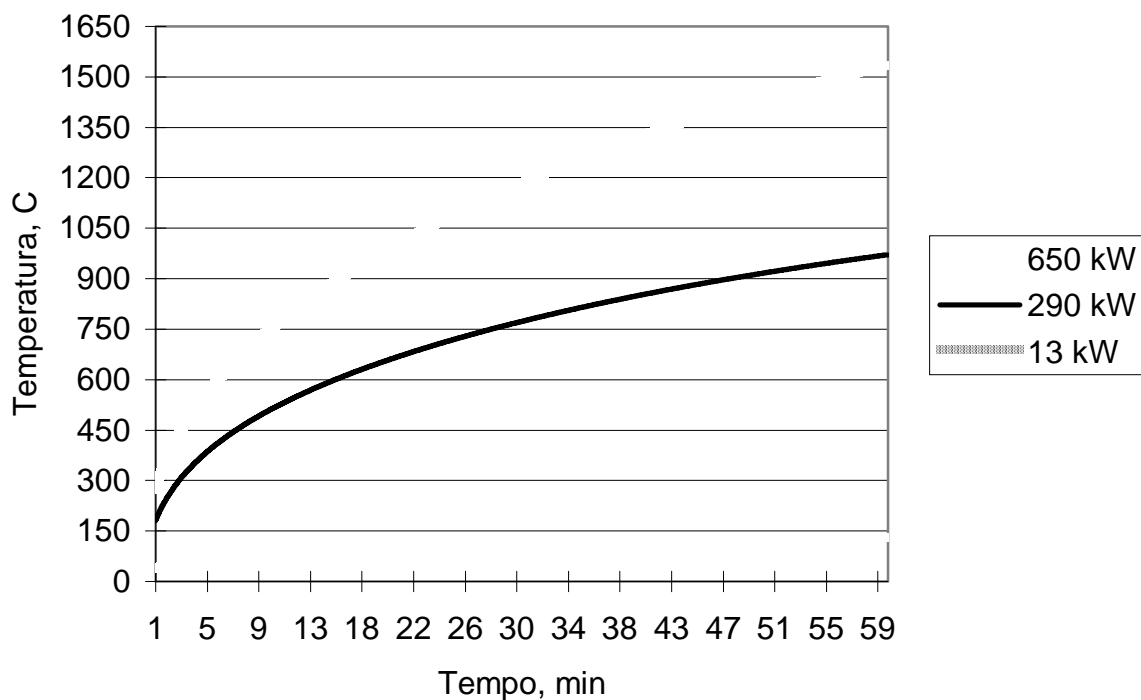


Figura 3 - Comparação dos três exemplos com tijolo comum

Através dos resultados obtidos do programa, pode-se avaliar os níveis de resistência de uma viga quando submetida a estes níveis de temperatura.

##### 4.1. ESTUDO DOS CASOS

Para o primeiro caso será utilizada a formulação sugerida no item 3 para calcular a temperatura do elemento estrutural supondo que este possui a mesma temperatura do gás no

interior do compartimento, combinada com a formulação de Boring para relacionar o limite de escoamento e o módulo de elasticidade com a temperatura,

No segundo caso, será utilizada a curva tempo-temperatura da NBR 5628 para se obter a temperatura desejada, calculando em seguida, com a formulação de Malhotra, a temperatura do elemento estrutural. Finalmente, será utilizada a formulação de Boring para relacionar o limite de escoamento e o módulo de elasticidade com a temperatura,

No terceiro caso, será utilizada a formulação sugerida no item 3 para calcular a temperatura do gás no interior do compartimento. Em seguida, com a formulação de Malhotra, será calculada a temperatura do elemento estrutural. Finalmente, utilizando a formulação de Boring, será feito relacionamento do limite de escoamento e do módulo de elasticidade com a temperatura.

A avaliação será feita por meio de uma viga sujeita a uma carga permanente de 50 kN e uma carga acidental de 170 kN, de aço ASTM A-36, módulo de elasticidade de 201000 MPa e limite de escoamento de 250 MPa, conforme mostramos nas Figura 4 e Figura 5.

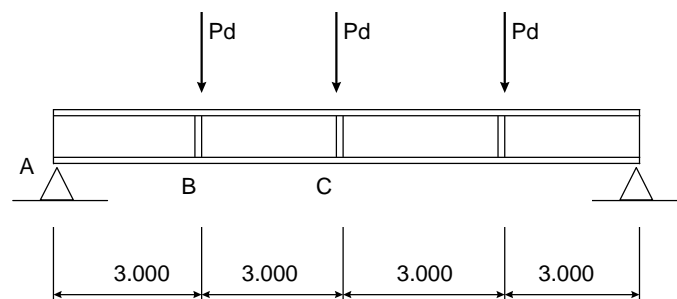


Figura 4 - Viga bi-apoiada

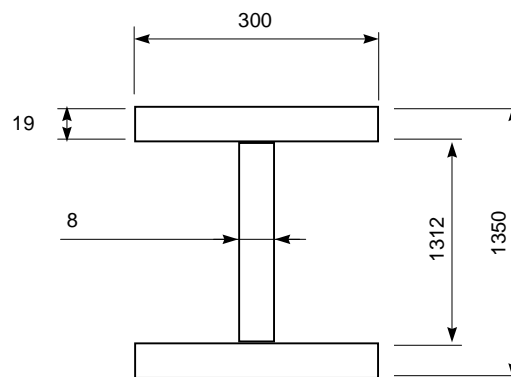


Figura 5 - Detalhe da viga

CASO 1 - A temperatura escolhida foi de 554 °C, conforme a Figura 3, o que fornece, com as equações (1) a (3), o módulo de elasticidade de 85.423,12 MPa e o limite de escoamento de 106,24 MPa. Ocorre a diminuição das propriedades mecânicas do aço, conforme mostra a Tabela 3.



Tabela 3 - Diminuição das propriedades mecânicas

Propriedades à temperatura ambiente, Mpa		Propriedades à temperatura de 274 °C, MPa		Percentual de redução	
$f_y$	E,	$f_y$	E,	$f_y$	E,
250	201000	106	85.423	57,60%	57,50%

De acordo com o procedimento adotado pela NBR 8800, o elemento suporta o carregamento a temperatura ambiente, mas quando se calcula o mesmo elemento submetido a nova temperatura, observa-se que ocorre falha por flambagem lateral com torção. Há uma diminuição significativa dos níveis de resistência, conforme mostra a Tabela 4.

Tabela 4 - Resistência de cálculo

Resistência de cálculo, kN.cm		
Temperatura ambiente	Temperatura de 554 °C	Percentual de redução
235.865,35	95.133,92	59,66%

CASO 2 - O tempo do caso 1 foi de 300 segundos, assim, a temperatura, conforme a NBR 5628, é de 607 °C, o que nos fornece, com as equações (1) a (3), o módulo de elasticidade de 62804,75 MPa e o limite de escoamento de 78,11 MPa. Ocorre a diminuição das propriedades mecânicas do aço, conforme mostra a Tabela 5.

Tabela 5 - Diminuição das propriedades mecânicas

Propriedades à temperatura ambiente, MPa		Propriedades à temperatura de 607 °C, MPa		Percentual de redução	
$f_y$	E,	$f_y$	E,	$f_y$	E,
250	201000	78	62804	68,80%	68,75%

De acordo com o procedimento adotado pela NBR 8800, o elemento suporta o carregamento a temperatura ambiente, mas quando se calcula o mesmo elemento submetido a nova temperatura, observa-se que ocorre falha por flambagem lateral com torção. Há uma diminuição significativa dos níveis de resistência, conforme mostra a Tabela 6.

Tabela 6 - Resistência de cálculo

Resistência de cálculo, kN.cm		
Temperatura ambiente	Temperatura de 607 °C	Percentual de redução
235.865,35	70006,65	70,31%

CASO 3 - A temperatura calculada do elemento estrutural foi de 344 °C. Em seguida, será utilizada as equações (1) a (3), o módulo de elasticidade de 145.430,791 MPa e o limite de

escoamento de 180,88 MPa. Ocorre a diminuição das propriedades mecânicas do aço, conforme mostra a Tabela 7.

Tabela 7 - Diminuição das propriedades mecânicas

Propriedades à temperatura ambiente, Mpa		Propriedades à temperatura de 344 °C, segundo Malhotra, MPa		Percentual de redução	
$f_y$	E,	$f_y$	E,	$f_y$	E,
250	201000	180	145.430	28,00%	27,64%

De acordo com o procedimento adotado pela NBR 8800, o elemento suporta o carregamento a temperatura ambiente, mas quando se calcula o mesmo elemento submetido a nova temperatura, observa-se que ocorre falha por flambagem lateral com torção. Há uma diminuição significativa dos níveis de resistência, conforme mostra na tabela 8.

Tabela 8 - Resistência de cálculo

Resistência de cálculo, kN.cm		
Temperatura ambiente	Temperatura de 344 °C	Percentual de redução
235.865,35	161.536,51	31,51%

Nos três casos calculados observa-se que ocorreu flambagem lateral por torção, o que evidencia a perda da resistência na viga estudada.

Tabela 9 - Comparação em os três casos

Resistência de cálculo, kN.cm			
Temperatura Ambiente	caso 1	caso 2	caso 3
	Temperatura de 554 °C	Temperatura de 607 °C	Temperatura de 344 °C
235.865,35	95.133,92	70006,65	161.536,51

## 5. CONCLUSÕES

1°. Por ser a carga de incêndio uma característica do tipo de ocupação do edifício, são frequentes os trabalhos de outros países associadas a esse tipo de ocupação ou atividade a faixas de carga de incêndio, obtidas através de levantamentos realizados em vários edifícios. No Brasil tal informação não existe, e deve vir a ser objeto de pesquisa.

2°. A queima de materiais celulósicos é realizada de forma complexa, pois é uma mistura de polímeros naturais de alto peso molecular, o mais importante é a celulose  $\cong$  50%, hemicelulose  $\cong$  25% e lignina  $\cong$  25%, Modorsk, 1964, daí a importância de um estudo criterioso sobre a taxa de queima de objetos que envolvam a madeira como base principal e além disto o estudo deve levar em consideração a conjugação da madeira com outros materiais onde a taxa de queima não é conhecida no Brasil.

4°. A representação das ligações estruturais é outro assunto de grande relevância para se colocar em pauta nesta discussão. Conexões viga-coluna reais mostraram sofrer significativa influência nos períodos de resistência a incêndio. As ligações metálicas sofrem deformações consideráveis a elevadas temperaturas, embora mantenham significativa resistência (Planck, 1996). Diante disto, serão necessárias investigações experimentais para avaliar o comportamento de ligações metálicas.

## 6. REFERÊNCIAS

- ABCEM-ABIPE, **Revista Aço na Construção**, número 3, janeiro, (1989).
- DRYSDALE, D., **An Introduction to Fire Dynamics**, John Wiley & Sons Inc, Chichester, (1985).
- HOLMAN, J.P., **Heat Transfer**, McGraw-Hill, Inc., New York, (1983).
- HOLMAN, J.P., **Thermodynamics**, McGraw-Hill, Inc. , New York, (1980).
- IISI - **Fire Engineering Design for Steel Structures** - International Iron and Steel Institute, (1993).
- KAWAGOE, K., SEKINE, T., **Estimation of Fire Temperature-Time Curve in Rooms**, B.R.I. Occasional Report n °. 11, Building Research Institute, Ministry Of Construction, Tóquio, (1963).
- LIE, T.T., HARMANTY, **Fire Study n °. 28**, National Research Council of Canada, Ottawa, (1972).
- LIE, T.T., STANZAK, W.W., **Eng. J. Amer.**, Inst. Steel Const., 3rd Qtr., (1973).
- MALHOTRA, H. L., **Design of Fire-Resisting Structures**, Chapman and Hall, (1982).
- NBR 5628, **Componentes Construtivos Estruturais Determinação da Resistência ao Fogo**, Associação Brasileira de Normas Técnicas, (1980).
- NBR 8800, **Projeto e Execução de Estruturas de Aço de Edifícios**, Associação Brasileira de Normas Técnicas, (1986).
- PETERSSON, O., MAGNESSON, S., THOR, J., **Bulletin 52**, Lund Institute of Technology, Lund, (1976).
- SFPE - **Handbook Fire Protection Engineering**, Society of Fire Protection Engineers, (1988).
- SSRC - **Stability Problems in Designing, Construction and Rehabilitation of Metal Structures** - 5th International Colloquium on Structural Stability, COPPE/UFRJ, (1996).
- THOMAS. P. H. , **The Size of Flames from Natural Fires**, 9 th Int. Combustion Symposium, (1983).
- VAN Wylen, Gordon John, **Fundamentals of Classical Thermodynamics**, John Wiley & Sons Inc, Chichester, (1976).
- VINNAKOTA, S., **Calculation of the Fire Resistance of Structural Steel Members**, ASCE Spring Meeting, (1978).

# **THREE-DIMENSIONAL FINITE-ELEMENT MESH GENERATION FOR THE STUDY OF HEAT CONDUCTION IN LONGITUDINALLY-ALIGNED SHORT-FIBER COMPOSITES**

**Carlos Frederico Matt**

**Manuel Ernani Cruz**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, EE/COPPE/UFRJ, Departamento de Engenharia Mecânica, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: [manuel@serv.com.ufrj.br](mailto:manuel@serv.com.ufrj.br)

## **ABSTRACT**

Composite materials are being increasingly used in industrial thermal applications in the last decade; the determination of macroscopic thermal properties of composites is thus of fundamental and practical importance. A frequent and important composite microstructure consists of solid short fibers of circular cylindrical shape dispersed in a solid matrix. Due to manufacturing processes characteristics, an important microstructural model for such composites is that of a periodic cell composed of a short circular cylindrical fiber placed at the center of a cube and along one of its horizontal axes. Finite-element approaches to study heat conduction in short-fiber composites, often developed due to their great geometric flexibility, require the generation of appropriate three-dimensional meshes. In this work, we develop and implement a procedure for generating (tetrahedral) finite-element meshes in the periodic cell; such meshes are then evaluated as to their quality.

**Keywords:** Mesh Generation, Finite Elements, Short-Fiber Composites, Heat Conduction.

## **1. INTRODUCTION**

Composite materials, or simply composites, are characterized by the presence of several phases and/or dissimilar constituents; often, one component is dispersed as fibers or particles in a continuous matrix of another component. Composites can attain a wide range of thermal properties, and are being continually developed for applications in the aerospace, automobile, and electronic packaging industries; the determination of macroscopic thermal properties of composites, in terms of the microstructure and component properties, is thus of fundamental and practical importance (Mirmira & Fletcher, 1999; Ayers & Fletcher, 1998; Furmanski, 1997). As pointed out by Mirmira & Fletcher (1999), flexible approaches to the study of heat conduction in composites, able to accommodate geometric and physical variations relatively easily, are needed in order to obtain more satisfactory comparison between numerical and experimental studies. Recent advances in computing capabilities have enabled increased accuracy and complexity in numerical simulations; in particular, finite-element approaches (Matt, 1999; Cruz, 1998), which offer great geometric flexibility, require the generation of appropriate two- or three-dimensional meshes.

A frequent and important composite microstructure consists of monodisperse solid thermally-conducting short (chopped) fibers of circular cylindrical shape dispersed in a solid matrix (Mirmira & Fletcher, 1999; Furmanski, 1997). The manufacturing processes for such composites include the step of pressing the components together, such that the fibers tend to

align perpendicularly to the applied pressure. As a consequence, the fibers may become either transversely aligned (lying on parallel planes but not parallel to each other in each plane) or longitudinally aligned (lying on parallel planes and parallel to each other). As a first and necessary step to treating the former, more complex, situation, here we consider only the latter situation: to represent the composite, we adopt the microstructural model consisting of a periodic cell composed of a short circular cylindrical fiber placed at the center of a cube and along one of its horizontal axes. The fiber-to-cube volume ratio defines the (dispersed-phase) volume fraction, or concentration, of the composite. The objective of this work is to develop and implement a semi-automatic procedure to generate unstructured three-dimensional (tetrahedral) finite-element meshes in such periodic-cell microstructure. In particular, we develop algorithms for the distribution of finite-element corner-nodes, or simply nodes, on lines and surfaces of the periodic cell; the distributed nodes are subsequently input to a third-party software, which then generates the required surface and volume meshes. The generated meshes are then analysed as to their quality. Future work shall use these volume meshes to calculate the effective conductivity of short-fiber composites; such results are currently lacking, and needed, in the literature (Mirmira & Fletcher, 1999; Furmanski, 1997).

## 2. UNSTRUCTURED 3-D MESH GENERATION IN THE PERIODIC CELL

Finite-element mesh generation consists in the subdivision of the physical domain of interest in a collection of non-overlapping conforming subdomains, called the elements. Here, our domain is the periodic cell composed of a circular cylindrical short fiber (henceforth denoted simply as fiber) placed at the geometric center of a cubic matrix (the cube) and along its horizontal  $X$ -axis, as illustrated in Figure 1(a). In the following subsections, we describe our semi-automatic procedure developed to generate unstructured three-dimensional tetrahedral finite elements in the entire volume of the periodic cell. Our procedure consists in six steps: first, nodes are distributed on lines and surfaces of the periodic cell; second and third, surface meshes on the six faces of the cube and on the entire cylindrical surface of the fiber are generated; fourth and fifth, the volume meshes in the fiber and in the region between the cube and the fiber are constructed; finally, the union of these two volume meshes is effected. In order to generate the surface and volume meshes of this work, we use a third-party advancing-front generator, NETGEN 3.2 (Schöberl, 1998; Schöberl, 1997), licensed to the authors for academic use. The six steps are described below.

### 2.1 Nodes Distribution and Generation of the Surface Mesh on the Cube

We first need to construct a *periodic* surface mesh on all six faces of the cube of side  $\lambda$  containing a fiber of diameter  $d$  and length  $L$ . The concentration,  $c$ , and the aspect ratio,  $\rho$ , are nondimensional parameters related to the size of the fiber, and defined as

$$c = \frac{\pi d^2 L}{4\lambda^3}, \quad \rho = \frac{d}{L}. \quad (1)$$

Four fundamental tasks have to be executed in order to generate the desired surface mesh: *periodic* distribution of nodes on the four straight edges of each of two base-faces of the cube; distribution of nodes on the internal contours of the two base-faces; generation of the triangular finite-element mesh inside the base-faces; and, last, appropriate translation and rotation of the two base-faces in order to construct the other four faces of the cube.

Base-face  $A$ , illustrated in Figure 1(b), is a square of side  $\lambda$  containing a circle of radius  $d/2$  whose center coincides with the geometric center of the base-face. Base-face  $B$ , illustrated in Figure 1(c), is a square of side  $\lambda$  containing a rectangle of sides  $d$  and  $L$  whose geometric

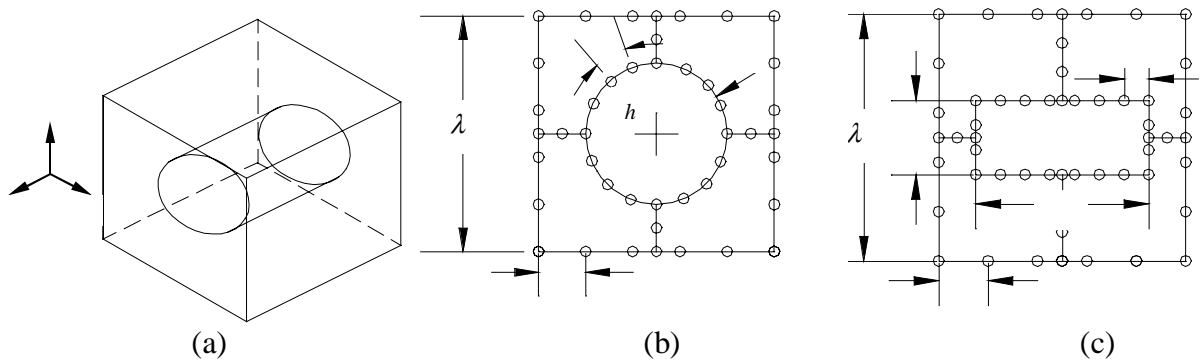
center coincides with the geometric center of the base-face. The regions defined by the circle and the rectangle are the projections of the fiber surface on the respective base-faces. The base-faces  $A$  and  $B$  are templates for the faces of the cube normal and parallel to the axis of the fiber, respectively.

The boundary-node distribution function for the lines and internal contours of the base-faces takes into account the physical distance between a boundary node  $\mathbf{P}_j$  and the solid (fiber) surface in the cell, and is given by

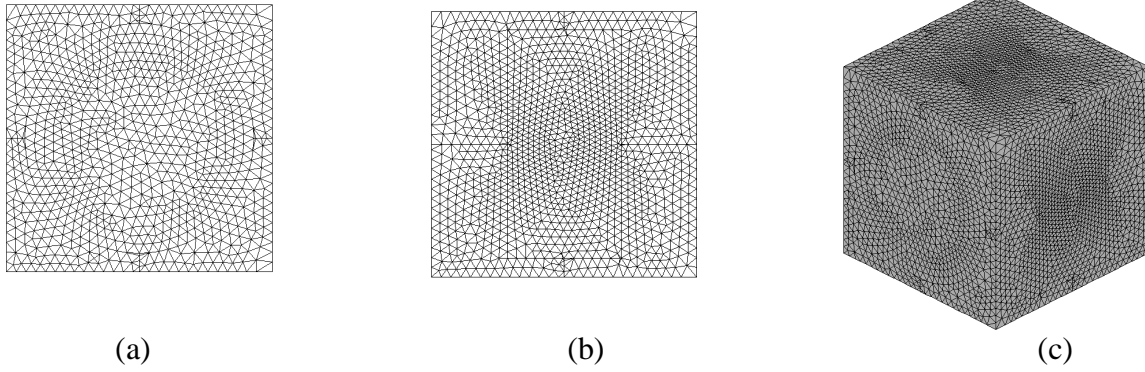
$$h(\mathbf{P}_j) = \frac{1}{n_r} \left( \frac{1}{m/d_{min}(\mathbf{P}_j) + 1/h_0} \right), \quad (2)$$

where  $h$  is the actual mesh spacing between  $\mathbf{P}_j$  and the next boundary node  $\mathbf{P}_{j+1}$ ,  $n_r$  is the global mesh refinement parameter,  $d_{min}$  is the minimum distance of the node  $\mathbf{P}_j$  to the solid surface in the cell,  $h_0$  is the input default mesh spacing, and  $m$  is a parameter which guarantees that at least  $m$  elements will exist between the node  $\mathbf{P}_j$  and the solid surface; typically,  $m = 2$  and  $n_r = 1$  or  $n_r = 2$ . It is observed that, at high concentrations or high aspect ratios (when  $(\lambda - d)/2h_0 < 0.01$  or  $(\lambda - L)/2h_0 < 0.01$ ), the distribution of nodes according to equation (2) leads to the appearance of excessively distorted triangles in the base-faces, mainly in the narrow regions between the edges of the square and the internal contours. We have thus slightly altered the distribution of nodes for these regions: at high values of  $c$  or  $\rho$ , we insert only one node exactly in the middle of each of the segments that connect the edges of the square to the internal contours (Figures 1(b) and 1(c)). With this modification, a definitive improvement in the quality of the generated triangles is observed. Periodicity of the nodes on the outer edges of the base-faces is guaranteed by the symmetry of our cell geometry.

After the step of distributing nodes on the lines and internal contours of the base-faces, we then pass to the mesh generator NETGEN 3.2, by means of data files, the coordinates and the connectivity of the distributed nodes. The generator then reads these files, and constructs triangular (plane-surface) meshes inside the base-faces, such as the ones illustrated in Figures 2(a) and 2(b). The periodicity around the outer edges of the base-faces can be observed. To enforce cell periodicity, we need to translate and rotate the two base-faces appropriately, so as to construct the other four faces; therefore, opposite faces of the cube are identical. In the  $XYZ$  Cartesian coordinate system adopted (Figure 1(a)), base-face  $A$  is a template for the  $YZ$  faces of the cube, whereas base-face  $B$  is a template for the  $XY$  and  $XZ$  (through rotation) faces. In Figure 2(c), a periodic surface mesh on the cube is shown, obtained with the procedure described above and utilizing the two base-faces illustrated in Figures 2(a) and 2(b).



**Figure 1.** (a) Geometry of the cubic cell domain and associated  $XYZ$  Cartesian coordinate system (a); geometries of the cube base-faces  $A$  (b) and  $B$  (c) (not to scale), and respective distributions of nodes on their lines and internal contours, according to equation (2).



**Figure 2.** Periodic triangular meshes within the cube base-faces  $A$  (a) and  $B$  (b), and periodic cube surface mesh (c) obtained after translations and rotations of the base-faces  $A$  and  $B$ ;  $h_0/\lambda = 0.05$ ,  $m = 2$ ,  $n_r = 1$ ,  $c = 0.25$ ,  $\rho = 2.0$ .

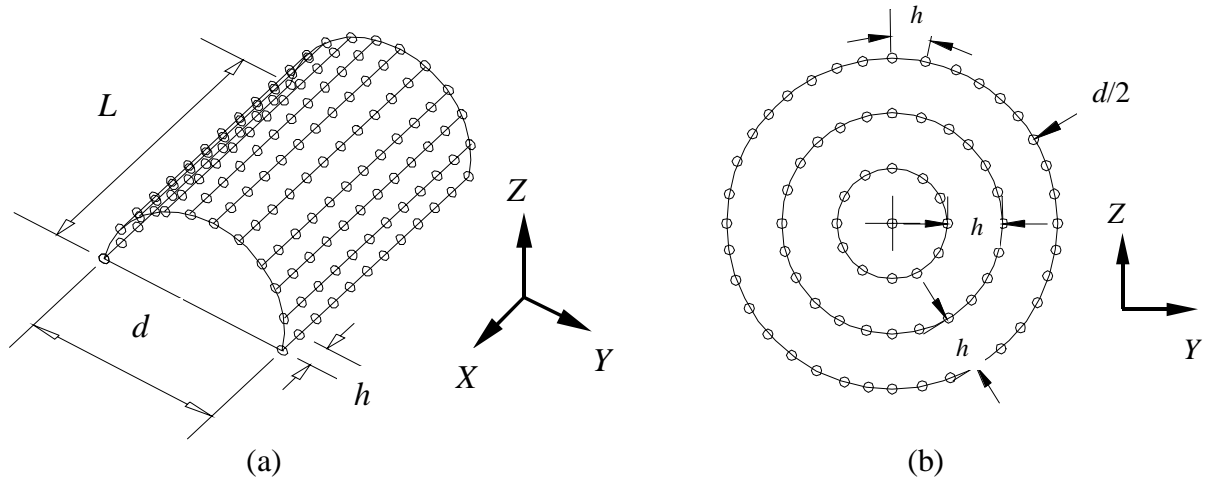
## 2.2 Nodes Distribution and Generation of the Surface Mesh on the Fiber

We now describe the procedure developed to construct the surface mesh on the fiber. The procedure encompasses three fundamental tasks: selection of primitive solids to generate the geometry of the 3-D surface to be meshed, distribution of nodes on selected regions of this surface to be refined, and generation of the triangular finite-element mesh on the surface. The last task is effected by NETGEN 3.2, which is able to triangulate 3-D surfaces allowing for local mesh refinement; the user needs to create a file containing the geometric data relative to the regions to be locally refined.

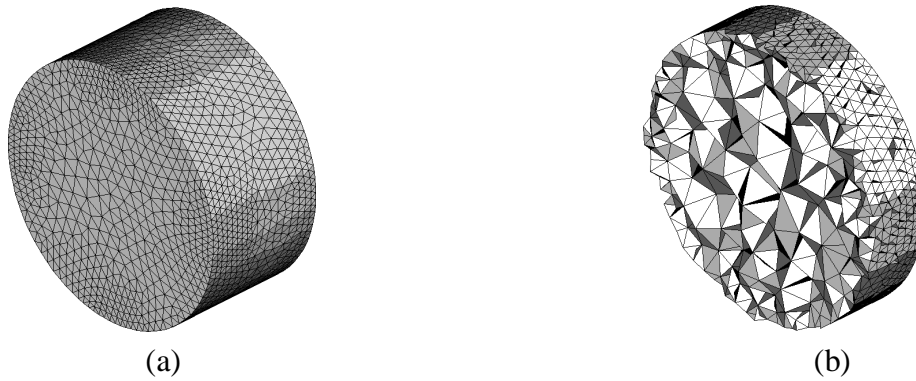
NETGEN 3.2 has five primitive solids available to the user: plane, sphere, infinite length cylinder, cone, and tube. Here, to generate the geometry of the fiber surface, we need to utilize the infinite length cylinder and the plane. The infinite cylinder is specified through the coordinates of two points on its axis and the radius,  $d/2$ . The fiber is then specified by means of the intersection operation of the infinite cylinder with two parallel planes normal to its axis, separated by a distance equal to  $L$ .

We have implemented an algorithm for the specification of the regions of refinement on the surface of the fiber (lateral surface and bases) and the mesh spacing around the points which define these regions. The regions of refinement are the portions of the fiber surface closer to the other neighboring fibers; these regions are delimited by lines of nodes placed on the lateral surface and on the bases of the fiber, as illustrated, respectively, in Figures 3(a) and 3(b). The nodes distribution function to define the mesh spacing  $h$  along the boundaries of such regions is also given by equation (2), but now with  $d_{min}$  representing the smallest distance between a node on the fiber surface and the six faces of the cube (note that, due to the longitudinal alignment of the fibers in this work, this distance is proportional to the smallest distance of the node to the surfaces of neighboring fibers). A single data file is then written containing the information on the primitive solids, the  $(X,Y,Z)$  coordinates of the nodes distributed on the lines of the regions of refinement, and the mesh spacing  $h$  around these nodes.

To accomplish the last task, NETGEN 3.2 reads the data file and subsequently generates a non-uniform triangular finite-element mesh on the surface of the fiber, as illustrated in Figure 4(a). During execution, NETGEN 3.2 prompts the user for the value of the default spacing of the surface mesh; the parameter  $h_0$  is thus entered.



**Figure 3.** Distribution of nodes along the lines of the regions of refinement on the lateral surface (a) and bases (b) of the fiber.



**Figure 4.** Surface mesh *on* the fiber (a) and *YZ* cross section of corresponding volume mesh *in* the fiber (b);  $h_0/\lambda = 0.05$ ,  $m = 2$ ,  $n_r = 1$ ,  $c = 0.25$ ,  $\rho = 2.0$ .

### 2.3 Generation of the Volume Mesh in the Fiber

After the generation of the surface mesh on the fiber, as described in the previous section, the geometric information (nodes coordinates) and the topological information (connectivity of triangles) relative to this surface mesh are stored in a data file. Subsequently, this file is read by NETGEN 3.2, which then constructs a tetrahedral volume mesh inside the fiber. Figure 4(b) illustrates a *YZ* cross section of the volume mesh inside the fiber, obtained from the surface mesh shown in Figure 4(a).

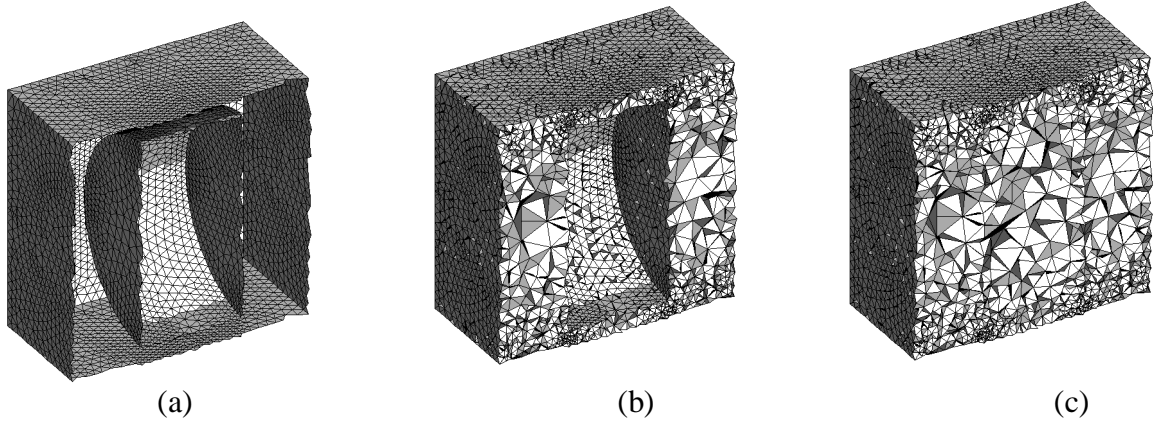
### 2.4 Generation of the Volume Mesh in the Region between the Fiber and the Cube

Following the generation of the periodic surface mesh on the cube and the surface mesh on the fiber, we group all the information relative to these two meshes in a single data file. It is important to remark that, in this step, we have to invert, by node renumbering, the orientation of the triangles of the surface mesh on the fiber, relative to the orientation used to generate the volume mesh in the fiber. The data file is then processed by NETGEN 3.2 in order to construct the tetrahedral volume mesh in the region between the fiber and the cube, i.e., in the matrix. Figure 5(a) illustrates the surface meshes on the cube and on the fiber surface, used by NETGEN 3.2 to generate the volume mesh in the region between the fiber and the cube shown in Figure 5(b).



## 2.5 Union of the Two Volume Meshes

The objective of this last step is to condense the geometric and topological information relative to the two previously generated volume meshes into one single consistent volume mesh inside the whole periodic cell. To accomplish this, we first need to make the two volume meshes compatible at their shared boundary: we thus identify and renumber all the nodes on the fiber surface appropriately, in order to guarantee the same connectivity of nodes of the triangles shared by tetrahedra in the region between the fiber and the cube, and in the fiber. The renumbering is based on the topological, rather than on the geometric, information of the two volume meshes. Finally, the nodes of the volume mesh inside the fiber are renumbered accordingly. A conforming volume mesh inside the periodic cell, obtained from the meshes in Figures 4(b) and 5(b), is shown in Figure 5(c). We note the desired selective refinement of the mesh in the regions where the fiber is closer to the neighboring fibers.



**Figure 5.** Surface mesh on the cube and on the fiber (a), volume mesh in the region between the fiber and the cube (b), and  $XZ$  cross section of corresponding volume mesh in the periodic cell (c);  $h_0/\lambda = 0.05$ ,  $m = 2$ ,  $n_r = 1$ ,  $c = 0.25$ ,  $\rho = 2.0$ .

## 3. RESULTS AND CONCLUSIONS

In this section we present and analyse some representative mesh results, and draw some concluding remarks. In Figure 6, we show the surface meshes on fibers of four different periodic cells with varying  $c$ ,  $c \in \{0.10, 0.15, 0.35\}$ , and  $\rho$ ,  $\rho \in \{0.5, 2.0\}$ . We can clearly see that, as the concentration  $c$  increases for fixed aspect ratio  $\rho$ , the meshes display the desired selective refinement in the regions where the fiber is closer to the neighboring fibers. The CPU time, in seconds, required to execute the major steps of the procedure for volume mesh generation inside the periodic cells containing the fibers illustrated in Figure 6, is shown in Table 1; the processor is a Pentium II 400 chip with 256 Mb RAM available. We observe that, first, the volume meshes are considerably more time consuming than the surface meshes. Also, as the concentration increases for fixed  $\rho$ , the CPU time increases considerably.

The results of standard tests (de l'Isle & George, 1995) conducted to evaluate the quality of the tetrahedra generated by NETGEN 3.2 for the four cell volume meshes of Table 1, are shown in Table 2. An extremely distorted tetrahedron is rated *sliver*, and a regular or equilateral tetrahedron is rated *excellent*. In Table 2, for the four generated cell volume meshes, the number of elements, the number of global nodes, and the percentages of elements rated *sliver*, *bad*, *good* and *excellent* are shown.

**Table 1.** CPU time, in seconds, required to execute the major steps of the procedure for volume mesh generation inside the periodic cells containing the fibers illustrated in Figure 6; the processor is a Pentium II 400 chip with 256 Mb RAM available.

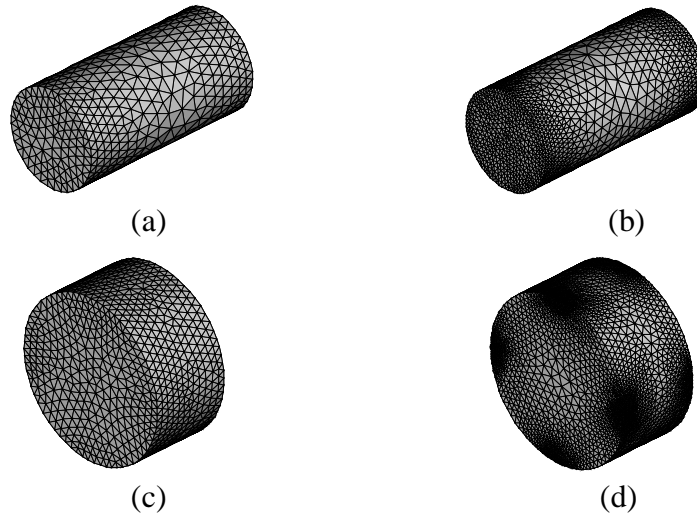
CPU time, in seconds					
	Base-face A	Base-face B	Fiber surface	Fiber volume	Matrix volume
6(a)	11	11	12	36	480
6(b)	28	16	48	145	1309
6(c)	9	15	40	66	648
6(d)	9	23	172	505	1452

**Table 2.** Number of elements, number of global nodes, and percentages of elements rated *sliver*, *bad*, *good* and *excellent* for the four volume meshes generated by NETGEN 3.2 inside the periodic cells containing the fibers illustrated in Figure 6.

Evaluation tests of the quality of the tetrahedra generated by NETGEN 3.2						
	Number of elements	Number of global nodes	<i>Sliver</i>	<i>Bad</i>	<i>Good</i>	<i>Excellent</i>
6(a)	111754	22467	0.2 %	12.0 %	46.0 %	41.8 %
6(b)	177611	33211	1.4 %	11.0 %	43.0 %	44.6 %
6(c)	96328	18508	0.5 %	9.6 %	50.2 %	39.7 %
6(d)	172452	32906	2.1 %	13.0 %	64.1 %	20.8 %

We observe in Table 2 that the presence of excessively distorted tetrahedra is small; nevertheless, they should be eliminated from the mesh. Tetrahedra rated *bad* can be kept in the mesh (Matt, 1999). It is possible that the presence of tetrahedra rated *sliver*, is related to the algorithmic conception of NETGEN 3.2: it is well known in the literature (Baker, 1989) that the *advancing front* algorithms for mesh generation, in spite of representing very well the boundaries of the domain, not always generate elements of acceptable quality inside the domains. Also, it is a fact in unstructured mesh generation that Delaunay triangulation, employed in NETGEN 3.2, offers the best possible triangulation for a given set of nodes in two dimensions; however, this does not apply in three dimensions. Two possible solutions to this problem can be proposed. First, another 3-D mesh generator can be tested in our procedure, preferably one that utilizes a Voronoi algorithm (Baker, 1989). The second solution, slightly more complex than the first, is to devise and implement an algorithm to identify and fix the distorted tetrahedra, by changing node coordinates; as a consequence, the mesh generated by NETGEN 3.2 would be geometrically, but not topologically, modified.

The procedure developed in this work, to generate meshes for longitudinally-aligned short-fiber composites, can be used in finite-element approaches to solve the heat conduction problem in such materials, in order to determine their effective thermal conductivity. The procedure is also a basis for, and can be extended to, a more sophisticated and realistic microstructural model, that of transversely-aligned short fibers (Mirmira & Fletcher, 1999).



**Figure 6.** Fibers, and corresponding surface meshes ( $h_0/\lambda = 0.05$ ,  $m = 2$ ,  $n_r = 1$ ), of four different periodic cells (not to scale): (a)  $c = 0.10$ ,  $\rho = 0.5$ ; (b)  $c = 0.15$ ,  $\rho = 0.5$ ; (c)  $c = 0.15$ ,  $\rho = 2.0$ ; (d)  $c = 0.35$ ,  $\rho = 2.0$ .

#### ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to gratefully acknowledge the support of CNPq, through Grant 521002/97-4 and the D.Sc. stipend of C. F. Matt, and of FAPERJ. The authors would also like to thank Prof. J. Schöberl for freely licensing NETGEN 3.2 for academic use.

#### 4. REFERENCES

- Ayers, G. H. & Fletcher, L. S., 1998, "Review of the Thermal Conductivity of Graphite-Reinforced Metal Matrix Composites," *J. Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 12, pp. 10-16.
- Baker, T. J., 1989, "Automatic Mesh Generation for Complex Three-Dimensional Regions Using a Constrained Delaunay Triangulation," *Engineering with Computers*, Vol. 5, pp. 161-175.
- Cruz, M. E., 1998, "Computation of the Effective Conductivity of Three-Dimensional Ordered Composites with a Thermally-Conducting Dispersed Phase," *Proceedings of the 11<sup>th</sup> IHTC*, Kyongju, Korea, Vol. 7, pp. 9-14.
- de l'Isle, E. B. & George, P. L., 1995, "Optimization of tetrahedral meshes," *Adaptive Numerical Methods for Partial Differential Equations*, Vol. 75, pp. 97-127.
- Furmanski, P., 1997, "Heat conduction in composites: Homogenization and macroscopic behavior," *Appl. Mech. Rev.*, Vol. 50, pp. 327-356.
- Matt, C. F. T., 1999, "Heat Conduction in Tridimensional Ordered Composites with Spherical or Cylindrical Particles" (in Portuguese), M.Sc. Thesis, COPPE/UFRJ, Brazil, 133p.
- Mirmira, S. R. & Fletcher, L. S., 1999, "Comparative Study of Thermal Conductivity of Graphite Fiber Organic Matrix Composites," *Proceedings of the 5<sup>th</sup> ASME/JSME Joint Thermal Eng. Conference*, San Diego, California, Paper AJTE99-6439, pp. 1-8.
- Schöberl, J., 1997, "NETGEN – An Advancing Front 2D/3D-Mesh Generator Based on Abstract Rules," Johannes Kepler Universität Linz, Institute of Mathematics.
- Schöberl, J., 1998, "NETGEN – User's Manual," Johannes Kepler Universität Linz, Institute of Mathematics.

# ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM ESCOAMENTO BIFÁSICO EM UM TUBO HORIZONTAL

**Luiz Machado**

**Ricardo Nicolau Nassar Koury**

**Geraldo Augusto Campolina França**

**Felipe Carneiro Augusto**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: koury@vesper.demec.ufmg.br

## Resumo

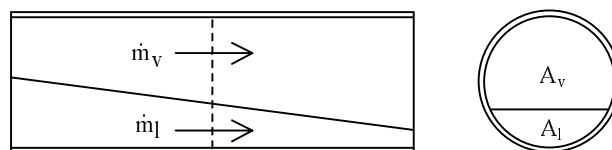
O objetivo deste trabalho é estudar a influência da fração de vazio sobre o cálculo da massa de um fluido em escoamento bifásico no interior de um tubo. Neste trabalho, utilizou-se um tubo de vidro montado na entrada de um evaporador de uma máquina frigorífica ar-ar, carregada com o refrigerante R12, com o propósito de medir diretamente a fração de vazio do fluido. Paralelamente, diversas correlações para a determinação da fração de vazio foram utilizadas para determinar a densidade e a massa de fluido no tubo. A partir destas correlações de fração de vazio, propôs-se um método para estimar a massa de fluido frigorífico necessária para o bom funcionamento de um sistema frigorífico. O método foi testado em um refrigerador doméstico. Em todos os casos a correlação de Hughmark *et al.*(1962) apresentou a melhor concordância com os valores experimentais, com um erro inferior a 5%.

**Palavras-chave:** fração de vazio, escoamento bifásico, carga frigorífica, refrigeração

## 1. INTRODUÇÃO

A figura 1 representa um escoamento bifásico ocorrendo no interior de um tubo de comprimento igual a  $L$ . Para calcular a massa de fluido neste tubo, pode-se utilizar a equação:

$$M = A \int_0^L [\rho_v \alpha + (1 - \alpha) \rho_l] dz \quad (1)$$



**Figura 1.** Escoamento bifásico em um conduto

Onde  $\rho_v$  e  $\rho_l$  são as densidades das fases vapor e líquido, e  $\alpha$  é a fração de vazio definida como a relação entre a seção transversal de vapor,  $A_v$ , e a seção transversal total,  $A$ . Diversas correlações foram estabelecidas por diferentes autores para calcular a fração de vazio (Machado, 1999). Estas correlações podem ser classificadas em quatro categorias: o modelo homogêneo, as correlações dependentes do deslizamento  $\gamma$  (razão entre as velocidades das fases vapor e líquido na interface líquido-vapor), aquelas dependentes do parâmetro de *Martinelli* e aquelas dependentes da vazão mássica do fluido bifásico.

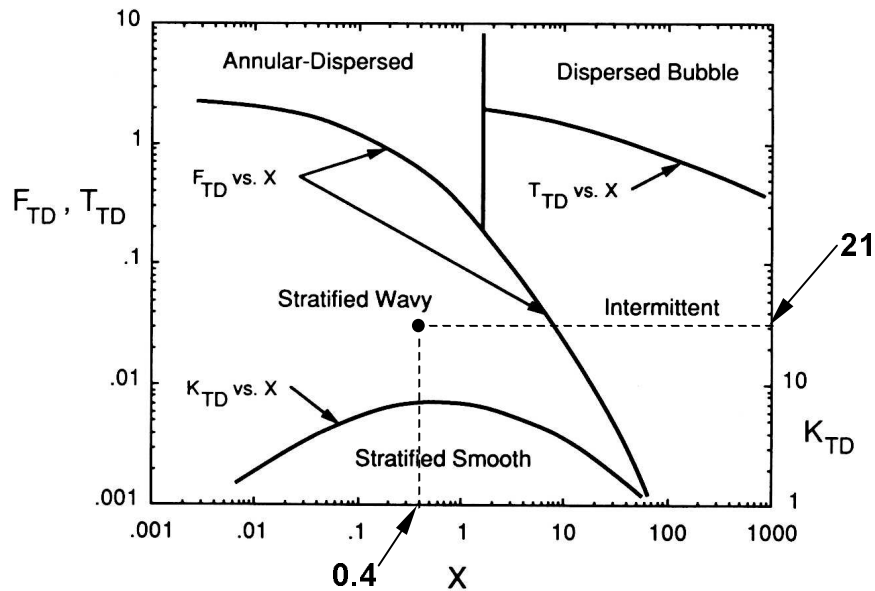
## 2. ESTUDO EXPERIMENTAL

O dispositivo experimental utilizado neste trabalho consiste de uma máquina frigorífica de média potência e que utiliza o R12 como refrigerante e o ar como fluido secundário. Ela é constituída por um compressor semi-aberto, uma válvula de expansão termostática e um evaporador e um condensador tubulares com aletamento externo. A instalação é instrumentada para que se possa estabelecer os balanços térmicos sobre o fluido frigorífico em cada um de seus componentes. Termopares tipo K foram colocados em poços preenchidos com óleo térmico instalados nas entradas e saídas de cada um dos componente. Um medidor de vazão do tipo rotâmetro foi instalado na entrada da válvula de expansão de forma a permitir a leitura da vazão de refrigerante no sistema. Para medir as pressões de alta e de baixa do circuito frigorífico, dois manômetros do tipo *Bourdon* foram instalados na aspiração e na descarga do compressor. A fração de vazio na entrada do evaporador foi medida diretamente através de um visor de vidro montado a montante deste componente. A figura 3 é uma fotografia da máquina frigorífica utilizada neste trabalho. Para realizar o estudo, a máquina frigorífica foi operada a uma temperatura de ebulição de  $-5^\circ\text{C}$ , a uma temperatura de condensação de  $40^\circ\text{C}$ , a uma temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão de  $31^\circ\text{C}$  e com uma vazão de fluido frigorífico igual a  $27,5 \text{ kg/h}$ . A figura 4 é uma fotografia detalhando o visor de vidro para este ponto de operação da máquina frigorífica. De acordo com o nível de líquido medido ( $h=2,75\text{cm}$ ) e com o diâmetro interno do visor ( $d=10,5 \text{ cm}$ ), pôde-se calcular uma fração de vazio  $\alpha=79\%$ . Este valor possui uma incerteza que é afetada principalmente pela incerteza da medida do nível de líquido. Na figura 4 pode-se observar que este nível é caracterizado por uma sombra, cuja espessura constitui a incerteza da medida. Optamos por medir o nível de líquido tomando o centro desta sombra. A tabela 1 apresenta uma comparação entre o valor experimental e os valores teóricos fornecidos pelas correlações de fração de vazio apresentadas anteriormente. Observou-se também que o tipo de escoamento bifásico obtido dentro do evaporador foi estratificado com ondas, confirmado pela carta de *Taitler* e *Dukler* representada na figura 2. Os parâmetros adimensionais representados nos eixos da carta caracterizam o escoamento do fluido. No caso do escoamento estratificado a ondas, os dois parâmetros utilizados são  $X$  (parâmetro de *Martinelli*) e  $K_{TD}$ , definidos por:

$$X = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2)$$

$$K_{TD} = \left[ \frac{\rho_v j_v^2 j_l}{v_l (\rho_l - \rho_v) g \cdot \cos \theta} \right]^{0,5} \quad (3)$$

Nessas equações,  $x$  é o título do vapor,  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são as densidades das fases líquido e vapor,  $\mu_l$  e  $\mu_v$  são as viscosidades dinâmicas das fases líquido e vapor,  $\nu_l$  é a viscosidade cinemática do líquido,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $\theta$  é o ângulo de inclinação do tubo com a horizontal. As grandezas  $j_l$  e  $j_v$  representam a razão entre a velocidade mássica e a densidade das fases líquido e vapor.

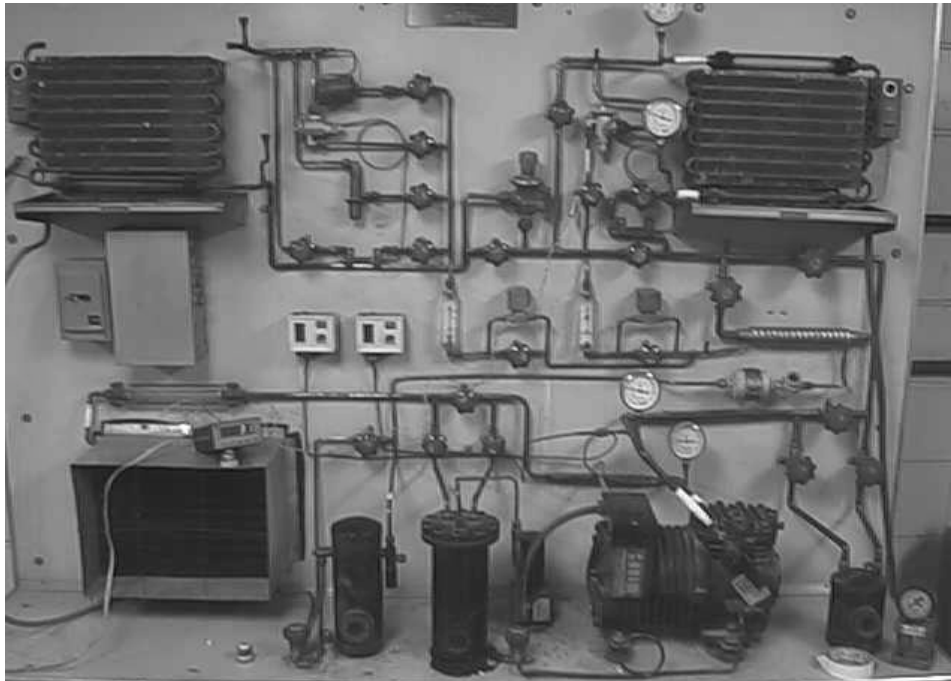


**Figura 2:** Carta de Taitler e Dukler

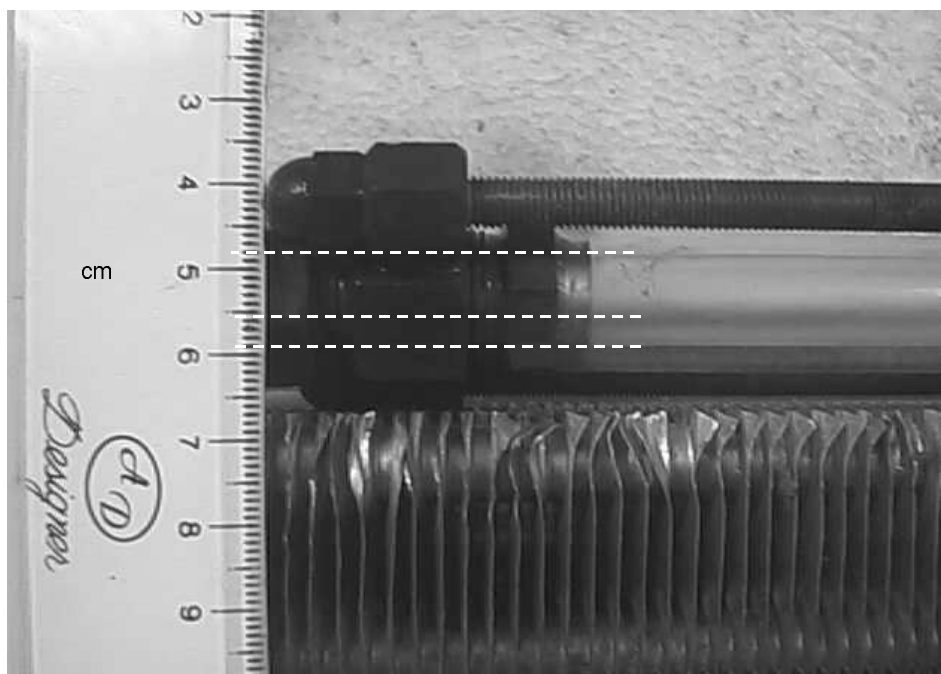
Para calcular o valor da fração de vazão a partir destas correlações, foi necessário determinar o título do vapor. Este valor, determinado a partir das temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída da válvula de expansão, foi igual a 22%. Nesta tabela, a massa de fluido foi calculada a partir da equação (1). Os erros apresentados na última coluna foram calculados comparando-se o valor da massa experimental com os valores calculados a partir das correlações de fração de vazão. Uma observação importante e que merece todo o destaque refere-se ao baixo erro apresentado pelas correlações quando se compara a fração de vazão propriamente com o seu valor experimental. Ao contrário, o erro relativo à massa é bem maior. A escolha da massa para o cálculo do erro se explica pelo fato de ser a massa a grandeza alvo nos projetos e modelos de evaporadores e condensadores de máquinas refrigerantes.

A análise dos resultados revela dois pontos importantes. Primeiro, observa-se uma grande dispersão entre os resultados fornecidos pelas correlações. Esta dispersão é devido provavelmente às condições diferentes em que cada correlação foi estabelecida: tipo de fluido, diâmetro da tubulação, tipo de escoamento, etc. O segundo ponto é que as correlações de Hughmark *et al.*(1962) e de Premoli *et al.*(1971) forneceram valores próximos do valor experimental, com erro de inferiores a 5% para a primeira correlação. Trabalhando com fluidos refrigerantes, outros pesquisadores também verificaram a boa concordância destas correlações. Em 1973, Otaki *et al.*(1973) realizou medidas em dezessete máquinas refrigerantes equipadas com evaporadores e condensadores tubulares. Utilizando a correlação de Hughmark *et al.*(1962) para calcular a fração de vazão, Otaki *et al.*(1973) estimou a massa de fluido refrigerante presente em cada instalação com um erro inferior a 10 % em relação aos valores reais. Em 1987, Kuijpers *et al.*(1987)

realizou medidas das massas de refrigerantes presentes no evaporador e no condensador de um refrigerador doméstico. Estas massas permitiram estimar os valores das frações de vazio médios



**Figura 3:** Vista geral do dispositivo experimental



**Figura 4:** Medida da fração de vazio

nos trocadores de calor. Os valores calculados foram comparados aos valores fornecidos pela correlação de Hughmark *et al.*(1962) e Premoli *et al.*(1971), com uma melhor concordância para esta última. Machado *et al.*(1998) mediu a massa de refrigerante em um evaporador tubular de uma máquina frigorífica operando em regimes transiente e permanente. Este autor também verificou que a correlação de Hughmark *et al.*(1962) fornece a melhor precisão na estimativa da massa de fluido bifásico. Todos estes autores revalidaram as correlações de Hughmark *et al.*(1962) e de Premoli *et al.*(1971) a partir de medidas de massa, ou seja, através de uma medição indireta da fração de vazio. Deve-se destacar que no presente trabalho a fração de vazio foi obtida por medição direta.

**Tabela 1:** comparação entre o resultado experimental e os valores fornecidos pelas correlações de fração de vazio

correlações	fração de vazio (%)	densidade (kg/m <sup>3</sup> )	massa de fluido (g)	erro (%)
exp.	79,12	306,53	4,78	-
mod. hom.	96,32	66,75	1,04	374
Thom	89,94	155,57	2,42	98
Zivi	85,30	220,38	3,43	39
Martinelli	85,30	220,30	3,43	39
Hughmark	78,17	319,73	4,98	4,3
Premoli	82,20	263,52	4,11	14

### 3. ESTIMATIVA DA MASSA DE REFRIGERANTE EM UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO

O aparelho escolhido é da marca Prosdócimo modelo R34. Sobre a sua placa de identificação pode-se ler uma potência do motor elétrico de 125W, uma carga de fluido refrigerante de 180g e o tipo de refrigerante, o fluido R12. Para estimar a massa de fluido frigorífico presente no refrigerador foi necessário realizar medidas de temperatura e de comprimentos no evaporador e no condensador do aparelho. Para medir as temperaturas ao longo do circuito frigorífico, o refrigerador foi colocado para funcionar em potência máxima e com o congelador totalmente degelado. Nestas condições, foram medidos os valores das temperaturas em vários pontos das tubulações, tais como a aspiração e a descarga do compressor, o ponto médio do condensador e a entrada do evaporador. A temperatura ambiente medida foi de 24°C. A partir destes valores pode-se estimar os valores das temperaturas de ebulição (-5°C) e de condensação (42°C), o grau de superaquecimento (42°C) e o grau de subresfriamento (3°C) do condensador e o grau de superaquecimento do evaporador (5°C). Também foram medidos os comprimentos e diâmetros das tubulações do condensador (10m e 5 mm) e do evaporador (21 m e 6 mm). O valor da vazão mássica do fluido frigorífico no circuito foi estimado considerando-se um balanço de energia no evaporador e admitindo-se uma eficiência frigorífica da máquina igual a 4. O valor estimado para esta vazão foi de 15,2 kg/h. Os comprimentos das regiões monofásicas no condensador e no evaporador foram estimadas pelas leituras das variações das temperaturas realizadas ao longo das tubulações destes componentes. Assim, estimou-se um comprimento para as regiões de superaquecimento e de subresfriamento do fluido no condensador iguais a 1,0 m e 0,50 m, respectivamente. O comprimento da região de superaquecimento do evaporador foi



estimado em 0,50 m. O próximo passo foi a determinação das massas de refrigerante presentes no evaporador e no condensador. Estes valores foram calculados com a ajuda da equação (1), considerando-se variações lineares do título ao longo dos dois trocadores de calor. Naturalmente, a fração de vazio foi considerada igual a 1 nas regiões de vapor e igual a 0 na região de líquido. Por último, as massas de refrigerante presentes no compressor e no tubo capilar foram calculadas a partir de seus volumes estimados em 30cm<sup>3</sup> e em 5cm<sup>3</sup> e das densidades médias de refrigerante presentes nestes componentes. Os valores das massas calculadas nestes dois componentes foram muito pequenos e são desprezíveis em relação aos valores das massas presentes nos trocadores de calor. A análise dos resultados fornecidos pela tabela 2 confirma a melhor precisão das correlações de Hughmark *et al.*(1962) .

**Tabela 2:** carga de refrigerante em uma geladeira doméstica

correlações	Evap. (g)	Cond. (g)	Total (g)	erro(%)
valor fabricante	-	-	180	-
Mod. homogêneo	15,79	44,87	60,66	200
Thom	28,06	58,62	86,68	108
Zivi	37,68	63,09	100,77	79
Martinelli	51,38	52,78	104,16	73
Hughmark	103,05	74,70	177,16	1,3
Premoli	68,15	64,00	132,15	36

Neste experimento, devemos reconhecer os graus elevados de incertezas sobre os comprimentos das regiões monofásicas e bifásicas nos trocadores de calor. Entretanto, a realização de um estudo de sensibilidades sobre esses comprimentos revelou uma pequena influência destes valores sobre o cálculo da massa de refrigerante presente na máquina frigorífica. Por exemplo, se considerássemos que os comprimentos das regiões de superaquecimento e de desaquecimento fossem 100% maiores (1,0 m e 2,0m) e que o comprimento da região de subresfriamento fosse 100% menor (0,50m) em relação aos valores medidos, a massa de fluido presente no refrigerador calculada a partir da correlação de Hughmark *et al.*(1962) passaria de 177,16 g para 162.44 g. Esta redução do valor da massa de refrigerante era esperada, tendo em vista que as alterações nos comprimentos das regiões monofásicas favoreceram o aparecimento de vapor no circuito frigorífico. Mesmo assim, o erro relativo ao valor da massa de 180 g fornecida pelo fabricante ficou inferior a 10%.

#### 4. CONCLUSÃO

Neste artigo, mediu-se a fração de vazio através de um visor de vidro montado na entrada de um evaporador de uma máquina frigorífica ar-ar carregada com o fluido frigorífico R12. O valor medido foi comparado com os valores de fração de vazio fornecidos por correlações específicas desenvolvidas por diversos pesquisadores. A correlação de Hughmark *et al.*(1962) apresentou uma excelente concordância com o valor experimental, com um erro inferior a 5%. Um método foi proposto para a determinação da massa de refrigerante a ser introduzida em sistema frigorífico. Neste método, considera-se que o título de vapor varie linearmente nas regiões de escoamento bifásico e utiliza-se correlações de fração de vazio nos cálculos das densidades do fluido bifásico.

O método foi testado em um refrigerador doméstico. Novamente, a correlação de Hughmark *et al.*(1962) permitiu uma maior aproximação entre os valores teóricos e o valor da massa de refrigerante fornecido pelo fabricante.

### 3. REFERÊNCIAS

- Butterworth, D., 1975, "A comparison of some Void-Fraction Relationships for Co-current Gas-Liquid Flow", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 1, pp. 845-850.
- Domanski, P., Didion, D., 1983, "Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device", NBS Building Science Series 155.
- Hughmark, G.A., 1962, "Hold up in Gas-Liquid Flow", Chemical Engineering Progress, Vol. 58, N° 4, pp. 62-65.
- Kuijpers, L., Janssen, M., Wit, J., 1987, "Experimental Verification of Liquid Hold-up Predictions in Small Refrigeration Heat Exchangers", 17th Int. Cong. Refrig., Viènnne, pp. 307-315.
- Lockhart, R.W., Martinelli, R.C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipes", Chemical Engineering Progress, Vol. 45, N° 1, pp. 39-48.
- Machado, L., Haberschill, P., Lallemand, M., 1998, "Masse du Fluide Frigorigène dans un Évaporateur en Fonctionnement Permanent ou Transitoire", International Journal of Refrigeration, Vol. 21, N° 6, pp. 430-439.
- Machado, L., Koury, R.N.N., França, G.A.C., Augusto, F.C., 1999, "Estudo Experimental de um Escoamento Bifásico em um Tubo Horizontal", Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Santiago, Chile.
- Otaki, T., 1973, "Holding Refrigerant in Refrigeration Unit", 13th Int. Cong. Refrig., Washington, pp. 535-544.
- Premoli, A., Francesco, D., Prina, A., 1971, "A Dimension Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density", La Termotecnica, Vol. 25, N° 1, pp. 17-26.
- Rice, C.K., 1987, "The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions", ASHRAE Transactions, Vol. 93, Part 1, pp. 341-367.
- Thom, J.R.S., 1964, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 7, pp. 709-724.
- Zivi, S.M., 1978, "Estimation of Steady-State Steamvoid-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", Transactions ASME, Journal of Heat Transfer, Series C, Vol. 86, pp. 247-252.

# EXPERIMENTO DE RESFRIAMENTO DO NÚCLEO DO REATOR IEA-R1 POR CONVECÇÃO DO AR APÓS ACIDENTE DE Esvaziamento DA PISCINA

**Walmir Maximo Torres**

**Benedito Dias Baptista Filho**

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN-CNEN/SP, Diretoria de Reatores – Divisão de Termo-Hidráulica. Travessa R 400, Cidade Universitária, 05508-970, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: wmtorres@net.ipen.br

## Resumo

Um dos acidentes postulados para um reator nuclear é a perda do refrigerante que pode provocar o descobrimento do núcleo. Num reator do tipo piscina como o IEA-R1, operando em potências superiores a 3 MW, esse acidente pode provocar a fusão de elementos combustíveis, liberando produtos de fissão. Isso torna necessária a instalação de um Sistema de Resfriamento de Emergência (SRE). Esse sistema deve ter características de ação passivas, com a aspersão de água sobre o núcleo, e alimentação por gravidade a partir de reservatórios elevados. Na avaliação desse sistema, deve-se comprovar que, esgotados os reservatórios, o resfriamento do núcleo é assegurado pela convecção natural do ar. Para isso são necessários testes que simulem os processos térmicos que ocorrem nessa condição. Este trabalho apresenta os resultados de distribuição de temperatura, numa seção de testes com placas aquecidas eletricamente, que simulam as condições de geração de calor no elemento mais quente do reator.

**Palavras-chave:** convecção natural, reator de pesquisa, segurança de reatores

## 1. INTRODUÇÃO

O IEA-R1 é um reator nuclear de pesquisas do tipo piscina, projetado pela Babcock & Wilcox, que atingiu sua primeira criticalidade em 1957, e até meados de 1977 operou a 2 MW de potência. Esse reator é utilizado em pesquisas básicas, treinamento, aplicações industriais, e principalmente na produção de radioisótopos para aplicação na saúde. Com o objetivo de produzir novos radiofármacos e aumentar a capacidade de produção dos produtos atuais, o reator passou por um programa de reformas, entre 1996 e 1997, para o aumento de sua potência de operação para 5MW. Vários reatores de pesquisa em todo o mundo passaram por reformas semelhantes, conforme descrevem Williams *et al* (1969) e Gehre *et al* (1989). Essas reformas implicam na reavaliação das condições de segurança dos reatores de acordo com as novas legislações impostas pelos órgãos de fiscalização e pelos novos desenvolvimentos tecnológicos. Webster (1967), baseado em resultados experimentais, concluiu que, reatores de pesquisas que utilizam elementos combustíveis do tipo placa MTR (Materials Testing Reactors), como os usados pelo IEA-R1, e operando com níveis de potência de até 3 MW não necessitam de SRE para mitigar as conseqüências de um acidente de perda de refrigerante. Nessas condições, caso ocorra o acidente, o fluxo de calor nas placas devido ao decaimento radioativo é baixo e o resfriamento por convecção natural com o ar é suficiente para manter a

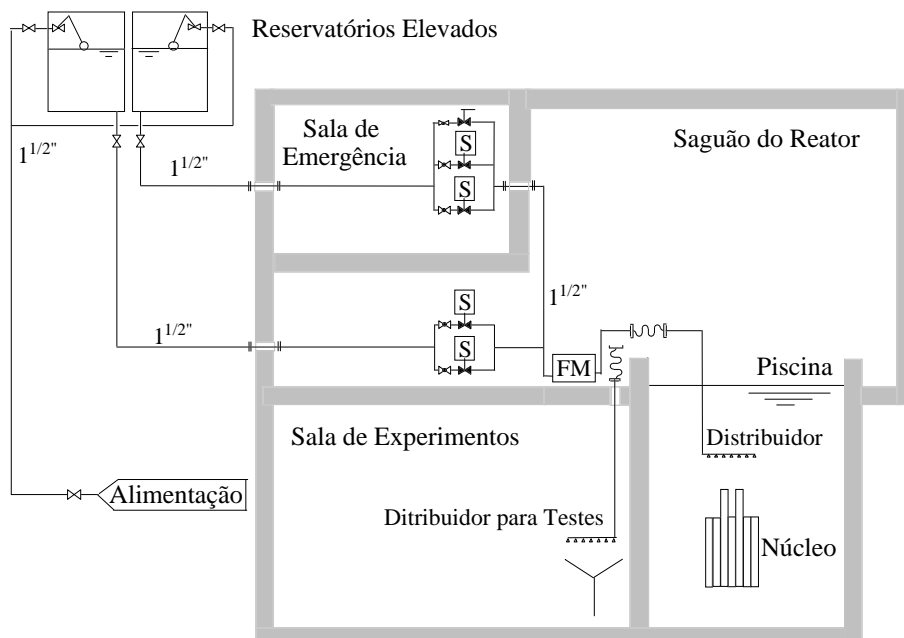
temperatura das placas combustíveis dentro do limite de segurança. Entretanto, em níveis de potência acima de 3 MW, torna-se necessária a adoção de medidas de segurança adicionais que assegurem a integridade do núcleo após um acidente de perda de refrigerante. Um sistema de aspersão de água instalado acima do núcleo (SRE) é uma das medidas de segurança mais adotadas.

## 2. SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE EMERGÊNCIA DO REATOR IEA-R1

O SRE do reator IEA-R1 possui dois reservatórios independentes com capacidade de 75 m<sup>3</sup> cada, que alimentam dois ramos que estão ligados a um distribuidor dotado de bicos de aspersão. Cada reservatório pode fornecer uma vazão de 3,5 m<sup>3</sup>/h por um período superior a 20 horas. A escolha da vazão do sistema e a disposição dos bicos de aspersão no distribuidor foi baseada em experimentos independentes realizados por Torres (1997) e Torres *et al* (1997), respectivamente para: a) medir a distribuição da vazão sobre o núcleo e b) verificação da capacidade de resfriamento das placas pelo sistema de aspersão.

O SRE atua automaticamente comandado por sensores de nível localizados na piscina do reator, que enviam sinais para a abertura das válvulas solenóides, caso o nível da piscina esteja abaixo de um valor previamente estabelecido. Essas válvulas também podem ser comandadas manualmente através do painel de controle localizado estrategicamente na Sala de Emergência. Um dos ramos de alimentação do sistema passa através da Sala de Emergência e possui, além das válvulas solenóides, uma válvula de esfera manual de acionamento rápido. A abertura de apenas uma das cinco válvulas é suficiente para garantir a vazão necessária ao sistema, a qual é medida por um medidor eletromagnético.

O distribuidor, com sete bicos de aspersão consiste de uma montagem em forma de U fabricada com tubo de alumínio de 50,8 mm (2”), localizada acima do núcleo. Os bicos de aspersão foram selecionados e posicionados com base nos resultados de experimentos de distribuição de vazão sobre o núcleo. Para a realização de testes periódicos do sistema, antes do início de cada operação do reator, existe um distribuidor para testes com as mesmas características do dispositivo localizado na piscina. A Fig. 1 mostra um diagrama simplificado do SRE do reator IEA-R1.

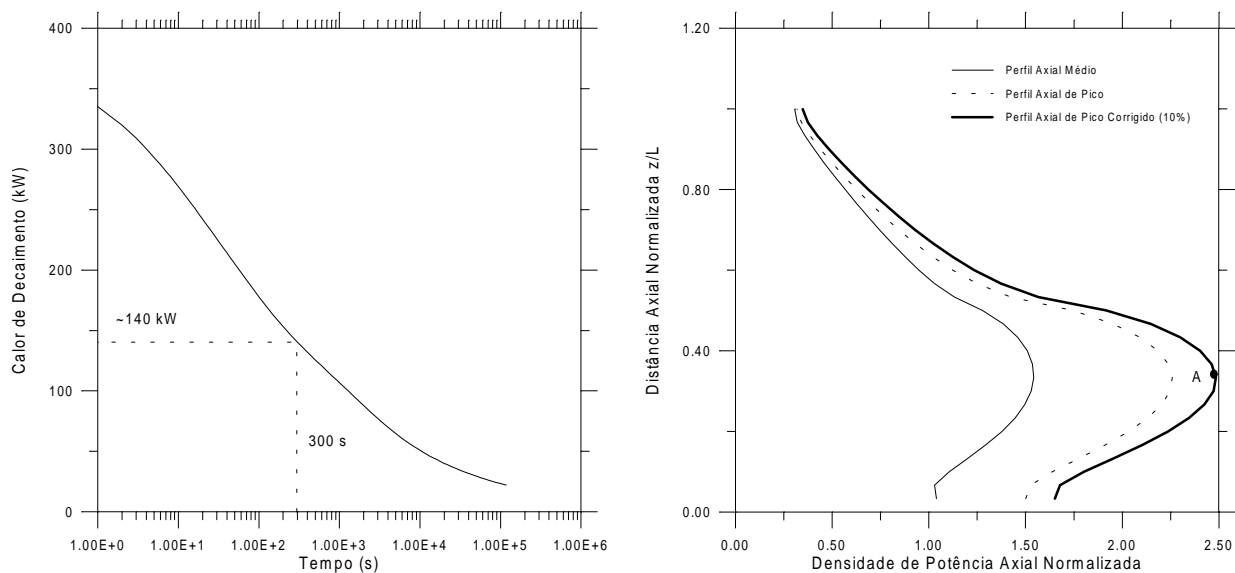


**Figura 1.** Sistema de Resfriamento de Emergência do Reator IEA-R1.

### 3. PARÂMETROS DE PROJETO DO SISTEMA

O núcleo do reator IEA-R1, com 25 (5x5) elementos combustíveis e após operar por um tempo infinito, apresenta uma curva de calor de decaimento conforme mostra a Fig. 2. Essa curva foi calculada utilizando-se o código ORIGEN desenvolvido por Croff (1980) e considera uma margem de +20% em todo o período de decaimento. Para essas condições, Maprelian (1997) calculou o tempo mínimo de 14 horas, após o desligamento do reator, para que o núcleo possa ser resfriado por convecção natural do ar, tendo como limite para a temperatura nas placas combustíveis o valor de 500°C. Durante esse período, o núcleo deve ser resfriado pela água da piscina, ou em caso de um acidente com esvaziamento da piscina, pelo sistema de resfriamento de emergência. Maprelian (1977) calculou também, o menor tempo (300s) para o esvaziamento da piscina caso ocorra o pior caso de ruptura na tubulação. Após esse intervalo de tempo, o máximo fluxo de calor no canal quente é igual a 1,13 W/cm<sup>2</sup>.

Para a configuração de núcleo considerada, a distribuição de potência axial normalizada foi calculada utilizando-se os códigos LEOPARD modificado por Kerr *et al* (1991) para elementos combustíveis do tipo placa e CITATION desenvolvido por Fowler *et al* (1971). A Fig. 3 mostra a distribuição axial de potência acrescida de 10%. Assume-se, para fins de projeto, que essas curvas se mantenham durante o período de decaimento.



**Figura 2.** Calor de decaimento do IEA-R1 a 5MW. **Figura 3.** Distribuição axial de potência

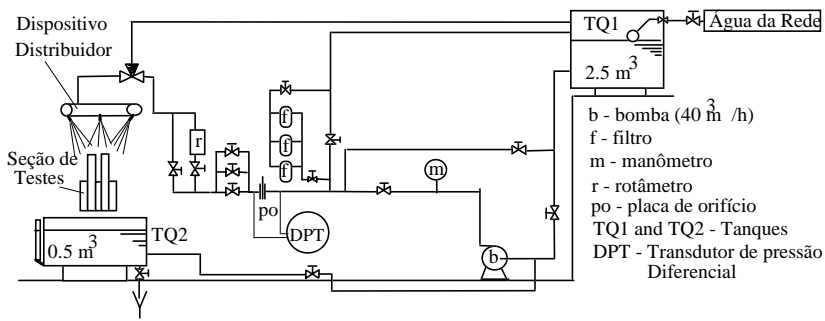
### 4. EXPERIMENTOS

Para validar os parâmetros adotados para o projeto do sistema de resfriamento de emergência foram realizados dois experimentos: um experimento de distribuição de vazão sobre o núcleo e um experimento com placas aquecidas, ambos descritos a seguir.

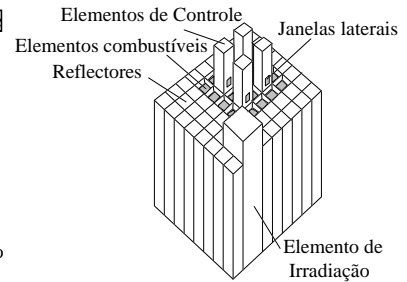
#### 4.1 Experimento de distribuição de vazão

Este experimento teve por objetivo a definição de aspectos geométricos do dispositivo de distribuição de vazão, tais como: quantidade, tipo, posição e orientação dos bicos de aspersão, além da posição relativa do distribuidor sobre o núcleo. Para isso, foi utilizado um circuito experimental e uma seção de testes para simular o núcleo do reator, conforme mostram as Fig. 4 e 5. O experimento consistiu em medir a quantidade de água recebida por cada um dos

componentes do núcleo durante um intervalo de tempo de funcionamento do sistema de distribuição.

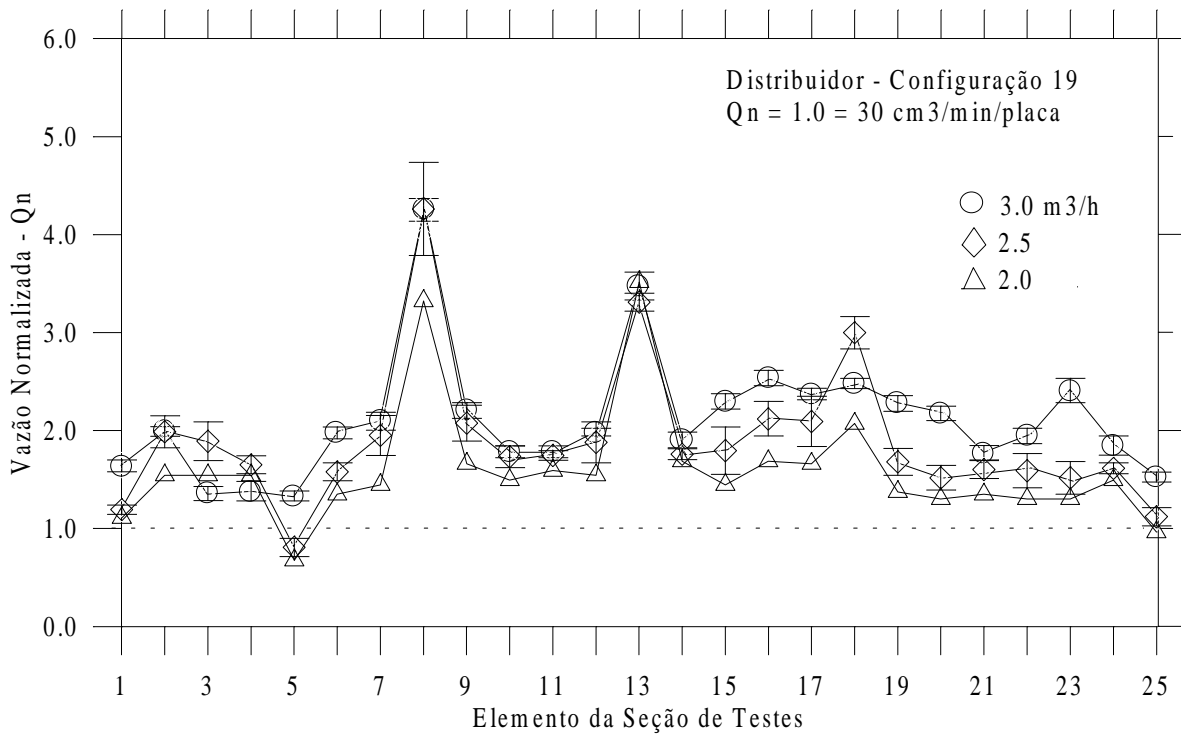


**Figura 4.** Circuito experimental e Seção de Testes



**Figura 5.** Seção de Testes

A Fig. 6 apresenta os resultados de distribuição de vazão normalizada para uma entre as várias configurações ensaiadas.

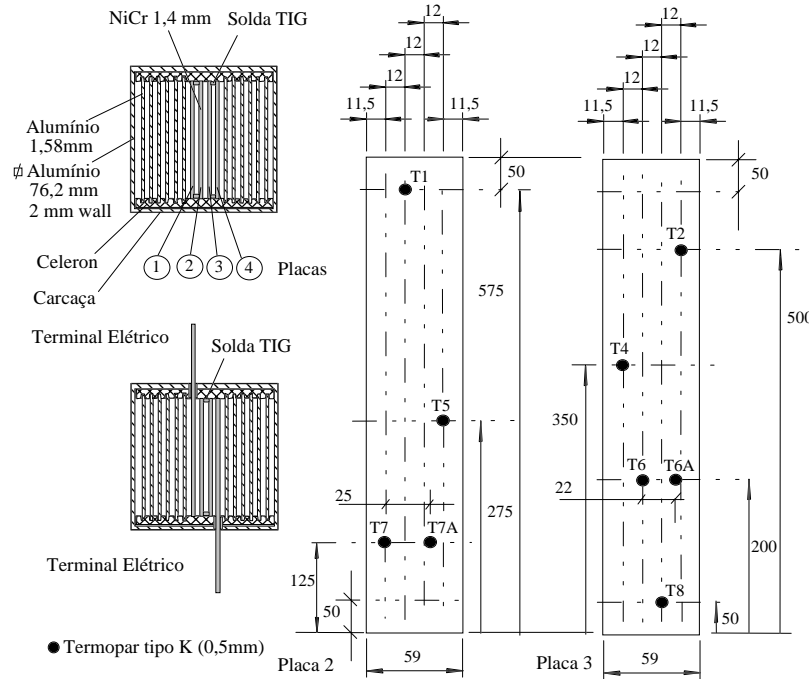


**Figura 6.** Distribuição de vazão normalizada

## 4.2 Experimento com placas aquecidas

Foram realizados dois tipos de experimentos com placas aquecidas: um experimento com placas aquecidas e SRE ligado, e um experimento com placas aquecidas e SRE desligado. O primeiro experimento teve como objetivo avaliar a eficácia do SRE no resfriamento das placas combustíveis durante o período inicial ( $t < 14$  horas) após o esvaziamento da piscina, enquanto que o segundo teve como objetivo avaliar a capacidade de resfriamento do núcleo pelo ar por convecção natural após o desligamento do SRE ( $t > 14$  horas), tendo ambos, o limite de  $500^\circ\text{C}$  para a temperatura nas placas. Os experimentos com placas aquecidas utilizaram uma seção de testes que simula as placas de um elemento combustível e as condições de geração de calor nessas placas devido ao calor de decaimento. Essa seção de

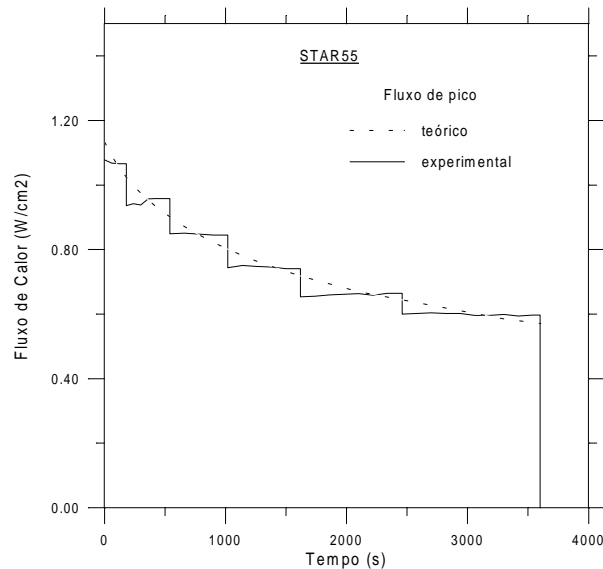
testes consiste de 4 placas (625x59x1,4 mm) ligadas em série e alimentadas diretamente por corrente elétrica contínua fornecida por um retificador de corrente que permite o ajuste de potência na forma de degraus. As placas são fabricadas em uma liga de 80% Ni e 20% Cr, e possuem 9 termopares do tipo K não aterrados de 0,5 mm com camisa de aço inoxidável, e estão isoladas da carcaça por placas de Celeron. Outras 12 placas sem aquecimento, fabricadas em alumínio, completam a seção de testes. A Fig. 7 mostra um desenho simplificado da seção de testes com o posicionamento dos termopares.



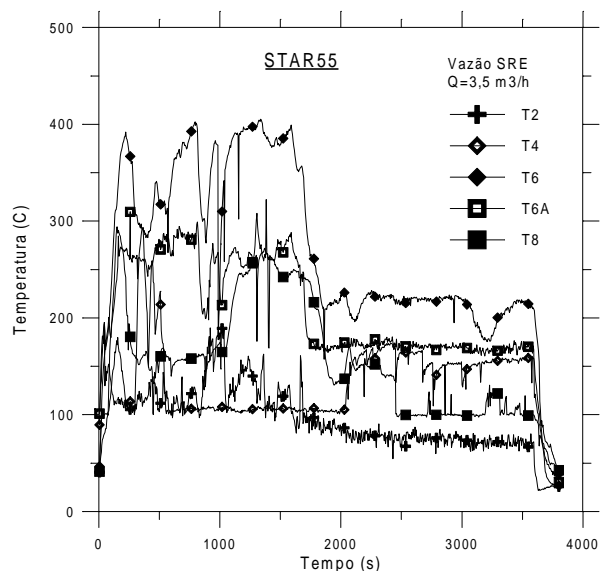
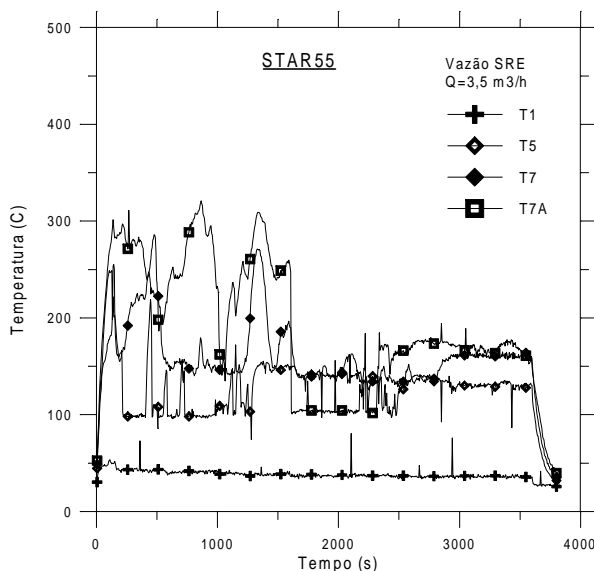
**Figura 7.** Seção de Testes e posicionamento dos termopares

#### 4.2.1. Experimento com placas aquecidas e SRE ligado

Neste experimento utilizou-se a mesma montagem do experimento de distribuição de vazão, sendo que a seção de testes de placas aquecidas foi colocada em substituição a um dos elementos do conjunto experimental, mais especificamente o elemento no. 12. Devido às características construtivas da seção de testes de placas aquecidas, não é possível simular o perfil real da distribuição de potência nas placas, conforme mostrado na Fig. 3, sendo somente possível geração uniforme de calor. Vários testes foram realizados, porém o teste sob condições mais severas (teste STAR55) consistiu na aplicação de um fluxo de calor médio correspondente ao ponto **A** da Fig. 3, e decrescente no tempo como na curva de decaimento da Fig. 8. Isso representa um adicional de energia no canal entre placas maior que 60% com relação à condição real. As condições iniciais do teste correspondem ao instante 300s após o desligamento e a vazão de aspersão do SRE foi mantida constante e igual a 3,5 m<sup>3</sup>/h. As Fig. 8, 9 e 10 mostram respectivamente, o fluxo de calor médio na seção de testes e o comportamento temporal da temperatura medida pelos termopares nas placas e armazenadas por um sistema de aquisição de dados da National Instruments (1995) e um microcomputador com programa desenvolvido com o LabWindows/CVI. Observa-se um período crítico na ½ hora inicial do transiente, com temperaturas elevadas sem contudo atingir o limite de 500°C. Após esse período inicial, a temperatura máxima cai para valores da ordem de 200°C.



**Figura 8.** Fluxo de calor na Seção de Testes – STAR55



**Figura 9.** Temperatura na placa 2 – STAR55 **Figura 10.** Temperatura na placa 3 – STAR55

#### 4.2.1. Experimento com placas aquecidas e SRE desligado

Este experimento utilizou a seção de testes de placas aquecidas montada fora do local usado no experimento anterior, uma vez não considera a operação do SRE. Neste experimento foram realizados testes para a verificação da capacidade de resfriamento do núcleo por convecção natural do ar para várias condições de aquecimento das placas. As condições de geração de calor impostas às placas correspondem àquelas existentes após 14 horas do desligamento do reator. Considerando o regime de operação desejado para o reator IEA-R1 em 5MW, ou seja, o reator opera por 100 horas, fica desligado por 68 horas, volta a operar por mais 100 horas e fica desligado por 236 horas, reiniciando o ciclo; nestas condições, o fluxo de calor no elemento combustível mais quente após 14 horas do desligamento é de  $0,086 \text{ W/cm}^2$ , já considerados os fatores de incerteza na potência de decaimento (+10%) e de sobrepotência (+10%). Para estes testes utilizou-se, acoplados aos termopares, mostradores digitais portáteis, sendo o registro dos valores de temperatura feito manualmente. As Fig. 11 a



14 apresentam respectivamente, as condições de fluxo de calor médio nas placas e os valores de temperatura registrados. Pode-se observar que, mesmo para condições mais severas de geração de calor do que aquelas previstas, a temperatura máxima nas placas não atinge o limite de 500°C.

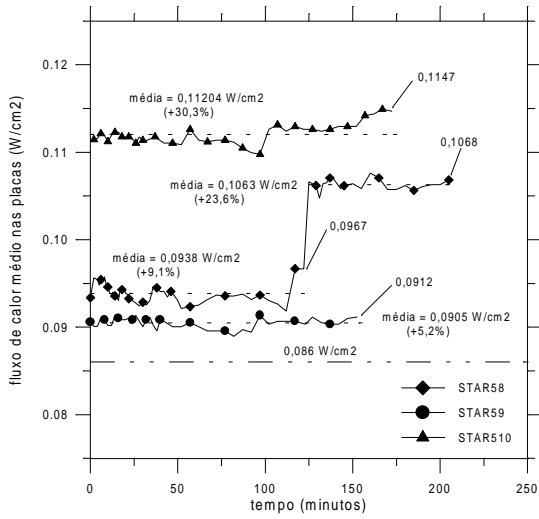


Figura 11. Fluxo de calor médio nas placas

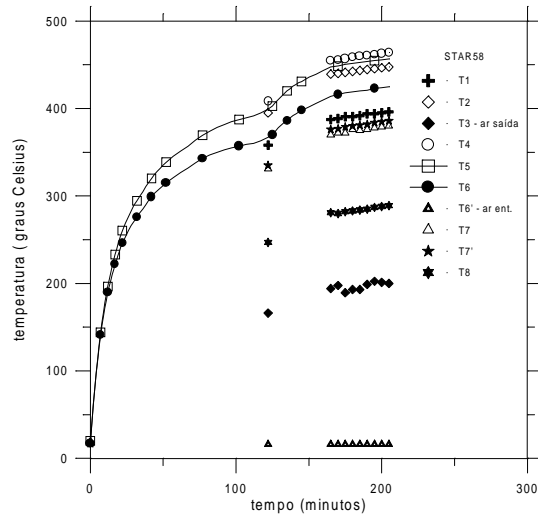


Figura 12. Temperatura – teste STAR58

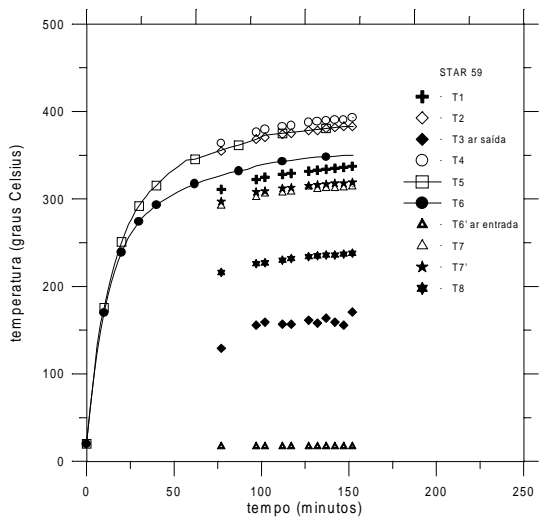


Figura 13. Temperatura – teste STAR59

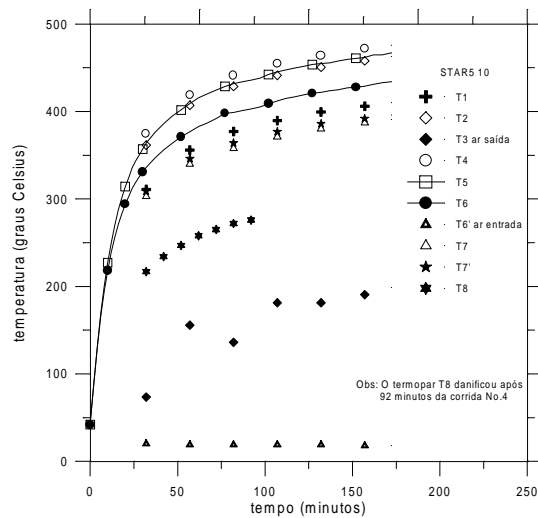


Figura 14. Temperatura – teste STAR510

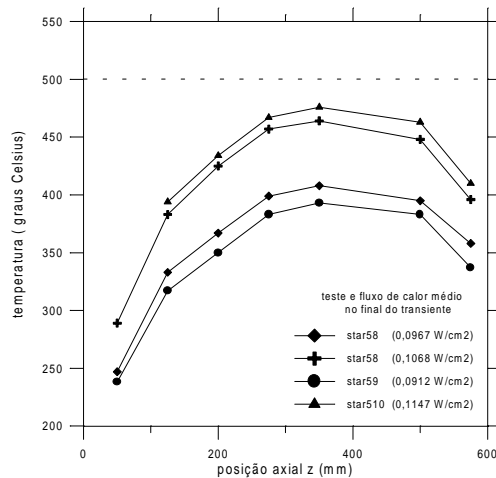


Figura 15. Variação longitudinal da temperatura nas placas

A Fig. 15 mostra a variação da temperatura ao longo da placa. Observa-se um forte efeito de dissipação nas extremidades, principalmente na extremidade superior onde a temperatura é mais elevada (a partir de 400 mm). Esse efeito somente pode ser produzido pela dissipação do calor por irradiação térmica para as placas vizinhas e para o ambiente através do topo do elemento, e por condução térmica através dos terminais elétricos que conectam as duas placas mais externas aos cabos do retificador e ainda, pela redução na densidade de potência determinada pelo acoplamento (solda) de placas consecutivas. Na ausência dessa dissipação o comportamento da temperatura seria sempre crescente com o aumento de z (posição). Apesar de se constatar que o limite de temperatura para o IEA-R1 não será atingido, esse resultado indica que, pelo interesse técnico, uma nova seção de testes deverá ser concebida e os testes refeitos para investigar os fenômenos que controlam essa dissipação.

## 5. CONCLUSÕES

Dos resultados do experimento com placas aquecidas e sem o SRE pode-se concluir que, se o reator IEA-R1 operar de acordo com o regime previsto, após 14 horas do desligamento, seu núcleo pode ficar sem resfriamento por água, sem que a temperatura máxima nas placas de seu elemento combustível mais quente atinja o limite de 500 °C. Novos experimentos estão previstos em uma nova seção de testes para verificação dos efeitos de dissipação térmica.

## 6. REFERÊNCIAS

- Croff, A.G., 1980, “ORIGEN-2 Isotope Generation and Depletion Code”, ORNL-TM-7175, Oak Ridge National Laboratory
- Fowler, T.B., Vondy, D.R. and Cunnigham, G.W., 1971, “Nuclear Reactor Core Analysis Code: CITATION”ORNL-TM-2496 version 2, Oak Ridge National Laboratory
- Gehre, G., Hieronymus, W., Kampf, T., Ringel, V. and Roßbänder, W., 1989, “The modification of Rossendorf research reactor – technical performance and responsibility of control and licence authorities”, Proceedings of International Symposium on Research Reactor Safety Operations and Modifications, vol.3, Ontario, Canada, pp849
- Kerr, W., King, J.S., Martin, J.C. and Wehe, D.K., 1991, “The nuclear Ford reactor demonstration project goes the evaluation and analysis of low enrichment fuel – Final Report”, ANL/RERTR/TM-17, Argonne National Laboratory, Argonne
- Maprelian, E., 1997, “Programas LOSS e TEMPLOCA para Análise de Acidentes de Perda de Refrigerante no IEA-R1”, Relatório IPEN no. PSI.RAS.IPEN.004-RELT.001.R00
- National Instruments, 1995, “LabWindows/CVI – Visual Programming For Instrumentation – Programmer Reference Manual
- Torres, W.M., 1997, “Distribuição de Vazão para definição do Distribuidor do Sistema de Resfriamento de Emergência do Reator IEA-R1”, Relatório IPEN no. PSI.RES.IEAR1.002-RELT.006.R00
- Torres, W.M., Baptista F<sup>o</sup>, B.D. e Ting, D.K.S., 1997, “Experimento do SRE para Certificação do IEA-R1”, Relatório IPEN no. PSI.RES.IEAR1.002-RELT.008.R00
- Webster, C.C., 1967, “Water-loss tests in water-cooled and moderated Research Reactors”, Nuclear Safety 8(6),590
- Williams, H.T., Stopinski, O.W., Yarnell, J.L., Lyle, A.R., Warner, C.L. and Maine, H.L., 1969, “Status Report on Omega West Reactor, with Revised Safety Analysis”, LA-4192.30

# ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UMA PAREDE DOTADA DE TUBOS DE CALOR

**João Pereira de Brito Filho**

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Eletrônica e Sistemas, 50711-990, Recife, PE, Brasil. E-mail: [jbrito@npd.ufpe.br](mailto:jbrito@npd.ufpe.br)

## Resumo

As medidas normalmente adotadas para reduzir as perdas de calor através da(s) parede(s) externa(s) de recintos aquecidos artificialmente contribuem também, via de regra, para a redução do ganho de radiação solar direta. A alternativa freqüentemente adotada consiste na utilização de tubos de calor nesta(s) parede(s). Neste artigo, apresenta-se um modelo para a análise do problema de transferência de calor unidimensional e variante no tempo de um arranjo composto por dois discos metálicos acoplados pelo centro por uma barra de elevada condutividade térmica. O sistema de equações diferenciais foi resolvido numericamente pelo método dos elementos finitos. Os parâmetros de interesse nas diversas simulações realizadas foram: propriedades térmicas dos discos, condutividade térmica da barra condutora e radiação solar. Os resultados destas simulações revelaram que o fluxo de calor através do arranjo não é fortemente dependente da condutividade térmica da barra condutora.

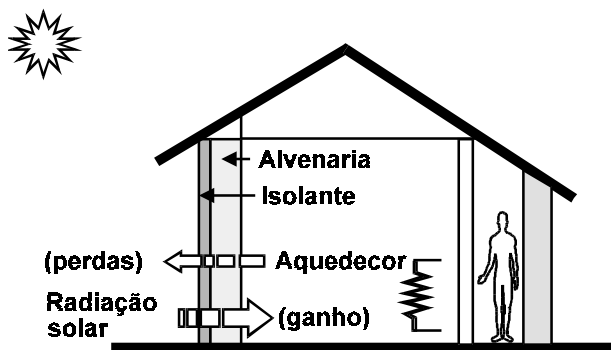
Palavras-chave: Condução de calor, tubo de calor, energia solar.

## 1. INTRODUÇÃO

Em países de clima frio, a temperatura de conforto nos recintos é mantida com o uso de aquecimento interno adicional. Nas horas de baixo nível de radiação solar e temperatura ambiente, parte do calor entregue pelo sistema de aquecimento é transferida para o ambiente exterior em forma de perdas de calor, principalmente através da(s) parede(s) externa(s).

Entre as medidas utilizadas para reduzir estas perdas, o uso de uma camada isolante na face externa das paredes (a mais tradicional delas), que se por um lado reduz o fluxo de calor de dentro do recinto para o meio ambiente (perdas), por outro lado reduz também o fluxo de energia solar pela via direta (ganho). Este fato enseja a questão da possibilidade de construir-se uma parede externa que atenda aos seguintes requisitos (Fig.1):

- ❖ Apresentar elevada condutividade térmica em um sentido que possibilite um ganho de energia solar através do isolamento (de fora para dentro do recinto), protegendo ao mesmo tempo o ambiente interior contra sobreaquecimento.
- ❖ Apresentar uma baixa condutividade térmica no sentido oposto (de dentro do recinto para fora), reduzindo as perdas de calor.



**Figura 1.** Fluxos de calor através de uma parede externa

Como possíveis soluções para este problema, foram feitas algumas propostas baseadas sobretudo no emprego de materiais isolantes transparentes (Gotzberger *et al.*, 1984) e no aproveitamento de tubos de calor (Corliss e Stickford, 1979; Maldonado e Woods, 1980; van Dijk *et al.*, 1983 e Meyer, 1987).

O uso de materiais isolantes transparentes apresenta uma série de problemas, sendo o mais importante o sobreaquecimento do recinto nos meses de verão. O uso de tubos de calor, apesar de não apresentar este inconveniente, ainda não foi plenamente aceito como uma solução viável, sobretudo por falta de estudos conclusivos nesta área.

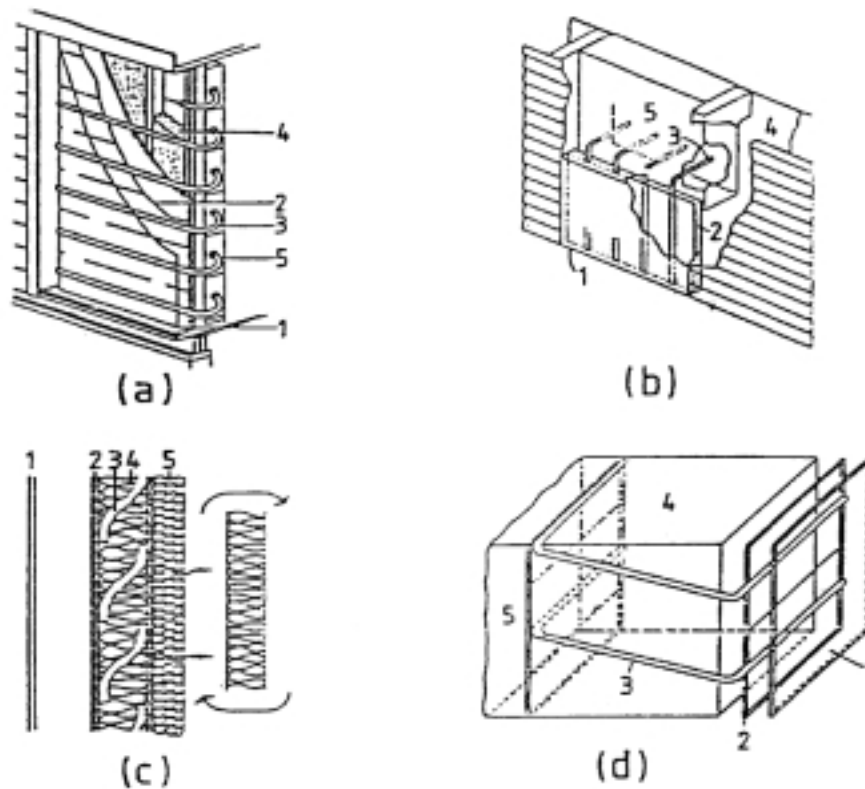
No presente artigo, procede-se a uma breve revisão sobre as propostas de utilização de tubos de calor como elementos passivos para o aquecimento de habitações, e em seguida apresenta-se um modelo teórico para a análise do problema de transferência de calor no sistema parede-tubo de calor ou parede-termossifão bifásico.

## 2. ANÁLISE DOS MODELOS EXISTENTES

O termossifão bifásico fechado é um sistema parcialmente cheio com um fluido refrigerante, utilizado para transferir calor (Andros, 1980). A superfície que delimita este sistema é a de um tubo metálico, cujo comprimento varia desde alguns centímetros até poucos metros, com um diâmetro não ultrapassa algumas dezenas de milímetros. O fluido de trabalho é, via de regra, um Freon, um álcool ou água. De acordo com o seu princípio de funcionamento, podem-se destacar duas regiões em um termossifão: a zona quente e a zona fria. Estas duas regiões são quase sempre separadas por uma terceira, a zona de transporte. Cede-se calor à zona quente, também denominada zona de ebulição, de um termossifão localizado em uma posição diferente da horizontal, e a fase líquida do fluido de trabalho evapora-se. O vapor gerado alcança a zona fria, também denominada zona de condensação, e lá se condensa com a entrega do calor latente de evaporação. A matéria condensada produzida escoar para a zona quente sob o efeito da força da gravidade. Com isto, completa-se um ciclo contínuo ebulição/condensação, mantido exclusivamente pela diferença de densidade entre as fases vapor e líquido do fluido de trabalho. O termossifão bifásico fechado diferencia-se do tubo de calor pelo princípio que governa o retorno do condensado à zona quente. No termossifão, o condensado retorna à zona de ebulição através da atuação da força de massa devida à gravidade. Este elemento deve operar, portanto, inclinado com respeito à horizontal. No tubo de calor, por outro lado, o condensado retorna à zona quente devido à ação da diferença de pressão entre as zonas quente e fria, proveniente da existência de estruturas capilares na superfície interna do tubo.

Os modelos propostos por Corliss e Stickford (1979) e Maldonado e Woods (1987) para o uso de tubos de calor em paredes de construções estão ilustrados nas Figs.2a e 2b, respectivamente. A placa coletora transmite, por condução, o calor recebido do sol diretamente para a zona quente do tubo. Desta zona, o calor é transferido para a zona fria pelos mecanismos de ebulição e condensação típicos dos tubos de calor, e de lá para a água armazenada em um tanque. Este calor é então transferido para o meio ambiente por convecção livre e radiação. A chapa de vidro colocada junto da placa absorvedora tem a mesma função daquela do coletor solar plano.

As Figs. 2c e 2d mostram os modelos propostos por van Dijk *et al.* (1983) e Meyer (1987). Como pode ser visto, estes modelos assemelham-se àqueles propostos por Corliss e Stickford (1979) e Maldonado e Woods (1987), no que diz respeito ao modo como a radiação solar incidente é absorvida, diferindo, no entanto, na escolha do meio armazenador intermediário. Segundo van Dijk *et al.* (1983), o calor transmitido pelo tubo de calor é coletado numa placa metálica e entregue a um material de mudança de fase (ponto de fusão de 27 ou 57 °C). O calor armazenado neste meio é entregue ao recinto por convecção livre e radiação. A concepção de Meyer (1987) prevê a parede como meio armazenador.



1. Vidro      2. Placa absorvedora      3. Tubo de calor      4. Isolante  
5. Parede/armazenador      6. Placa distribuidora      7. Tanque

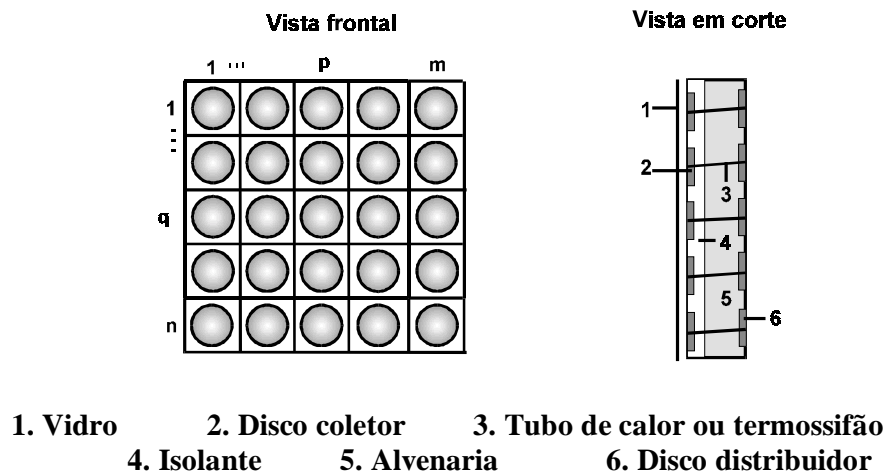
**Figura 2.** Modelos para o uso de tubos de calor em paredes: (a) Corliss e Stickford (1979), (b) Maldonado e Woods (1980), (c) van Dijk *et al.* (1983) e (d) Meyer, (1987)

Todos estes trabalhos são experimentais, com protótipos construídos em escala de laboratório. Em nenhum deles foi sugerida a substituição do tubo de calor pelo termossifão bifásico, apesar da simplicidade construtiva deste dispositivo.

O presente artigo tem como objetivo fornecer elementos para esta análise, ampliando assim a discussão sobre a viabilidade da utilização de tubos de calor ou termossifões fechados na aplicação já mencionada.

### 3. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Como ponto de partida para a análise, considere-se o arranjo ilustrado na Fig. 3. Esta figura mostra uma vista frontal e em corte de uma parede externa, tal como a da Fig.1, seccionada em "m x n" elementos, cada um dos quais constituído por dois discos metálicos acoplados pelo centro por um tubo ligeiramente inclinado com respeito ao plano horizontal.

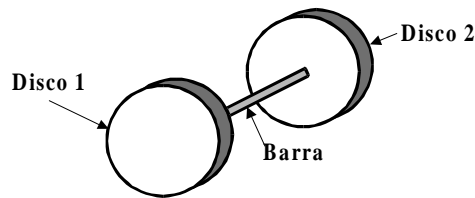


**Figura 3.** Modelo da parede com tubo de calor ou termossifão

Note-se que este arranjo contém todos os elementos básicos dos modelos apresentados na Fig. 2, com o próprio meio interior funcionando como armazenador. O problema proposto consiste em analisar a transferência de calor em um dos elementos da Fig.3.

### 4. MODELO TEÓRICO

A Fig. 4 mostra o elemento de ordem "pq" em detalhe, onde se admite que as faces internas de cada disco e a região intermediária do tubo estejam isoladas de modo a bloquear o fluxo de calor radial para dentro da parede.



**Figura 4.** Elemento de ordem "pq" em detalhe

Um balanço de energia em um elemento diferencial do disco 1 e do disco 2, resulta nas seguintes equações diferenciais parciais de segunda ordem:

$$\frac{\alpha^* \dot{\mathbf{q}}}{\lambda_1} + \frac{\alpha_1}{\lambda_1} (\vartheta_{\mathbf{a}} - \vartheta_1) + \delta_1 \left[ \frac{\partial^2 \vartheta_1}{\partial \mathbf{r}^2} + \frac{1}{\mathbf{r}} \frac{\partial \vartheta_1}{\partial \mathbf{r}} \right] = \frac{\delta_1}{\mathbf{a}_1} \frac{\partial \vartheta_1}{\partial \mathbf{t}} \quad (1)$$

$$-\frac{\alpha_2}{\lambda_2} (\vartheta_2 - \vartheta_{\mathbf{r}}) + \delta_2 \left[ \frac{\partial^2 \vartheta_2}{\partial \mathbf{r}^2} + \frac{1}{\mathbf{r}} \frac{\partial \vartheta_2}{\partial \mathbf{r}} \right] = \frac{\delta_2}{\mathbf{a}_2} \frac{\partial \vartheta_2}{\partial \mathbf{t}} \quad (2)$$

Nestas equações,  $\alpha^*$  representa o coeficiente de absorção,  $\vartheta_{\mathbf{a}}$  e  $\vartheta_{\mathbf{r}}$  as temperaturas dos ambientes exterior e interior, respectivamente,  $\mathbf{a}$  representa a difusividade térmica dos discos,  $\alpha$  o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $\vartheta$  e  $\delta$  a temperatura e a espessura dos discos, respectivamente e  $\dot{\mathbf{q}}$  a radiação solar direta incidente na parede, assumida, por simplicidade, como sendo da forma

$$\dot{\mathbf{q}} = \dot{\mathbf{q}}_{\max} \sin(\omega t - \varphi_0) \quad (3)$$

com  $\omega = \pi/12$  e  $\varphi_0 = \pi/6$ . Os índices 1 e 2 referem-se aos discos voltados para o exterior e interior do recinto, respectivamente, submetidos às seguintes condições de contorno:

#### Disco 1

$$r = r_e \text{ (raio do disco)} \quad -\lambda_1 \frac{\partial \vartheta_1}{\partial r} = 0 \quad (4)$$

$$r = r_i \text{ (raio da barra)} \quad \vartheta_1 = \vartheta_1(r_i, t) \quad (5)$$

#### Disco 2

$$r = r_e \text{ (raio do disco)} \quad -\lambda_2 \frac{\partial \vartheta_2}{\partial r} = 0 \quad (6)$$

$$r = r_i \text{ (raio da barra)} \quad \vartheta_2 = \vartheta_2(r_i, t) \quad (7)$$

Admita-se ainda que o tubo de calor ou termossifão possa ser substituído por uma barra de elevada condutividade térmica. Neste caso, as temperaturas  $\vartheta_1$  na Eq.(1) e  $\vartheta_2$  na Eq.(2) medidas em  $r = r_i$  são relacionadas entre si pela equação

$$\vartheta_1(r_i) - \vartheta_2(r_i) = R \dot{\mathbf{Q}} \quad (8)$$

com

$$R = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{1}{r_i h_1 \delta_1} + \frac{2L}{r_i^2 \lambda_B} + \frac{1}{r_i h_2 \delta_2} \right) \quad (9)$$

$$\dot{\mathbf{Q}} = 2\pi r_i \delta_2 \lambda_2 \left. \frac{\partial \vartheta_2}{\partial r} \right|_{r=r_i} \quad (10)$$

Na Eq.(9),  $\lambda_B$  e  $L$  representam a condutividade térmica da barra e o seu comprimento, respectivamente, e  $h$  a resistência de contato entre a barra e o disco.

Impondo-se as condições iniciais

$$\vartheta_1(r,0) = \vartheta_1(0) \quad (11)$$

$$\vartheta_2(r,0) = \vartheta_2(0) \quad (12)$$

o problema proposto consiste na determinação das temperaturas  $\vartheta_1(r,t)$  e  $\vartheta_2(r,t)$  para diversas situações de interesse.

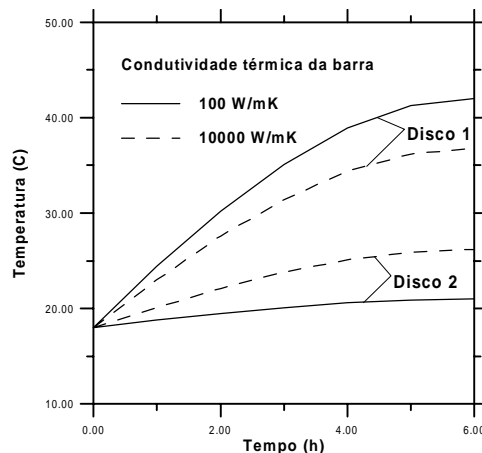
## 5. RESULTADOS

O sistema de equações diferenciais 1e 2, sujeito às condições impostas pelas Eqs.(4-12), foi resolvido numericamente pelo método dos elementos finitos de Galerkin. Os dados utilizados nas simulações realizadas por meio de um programa em linguagem FORTRAN (Lasalvia, 1997) podem ser encontrados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Dados utilizados nas simulações

h	L	$r_i$	$r_e$	$\alpha^*$	$\alpha$	$\delta$	$\Delta r$	$\Delta t$	$\vartheta(0)$	$\vartheta_a$	$\vartheta_r$
(W/m <sup>2</sup> K)	(m)	(m)	(m)	(-)	(W/mK)	(m)	(m)	(s)	(°C)	(°C)	(°C)
6000	0.3	0.01	0.09	0.9	20	0.005	0.02	300	18	18	18
$\dot{q}_{max}$			$\lambda_B$			$\lambda$					
(W/m <sup>2</sup> )			(W/mK)			(W/mK)					
100	600	1100	100	1000	10000	1	63	393			

**Efeito da condutividade térmica da barra.** A Fig. 5 mostra a evolução das temperaturas nos discos 1 e 2 em função do tempo na isoterma que passa por  $r/r_i = 5$  (isoterma central) para duas barras de diferentes condutividades térmicas. Como pode ser visto nesta figura, o efeito da utilização de uma barra imaginária de elevadíssima condutividade térmica (aproximadamente duas ordens de grandeza maiores que a do cobre, como é comum encontrar--se em termossifões bifásicos fechados, por exemplo) sobre a temperatura média do disco 2 é relativamente pequeno (elevação da temperatura média de 19 para 23 °C).

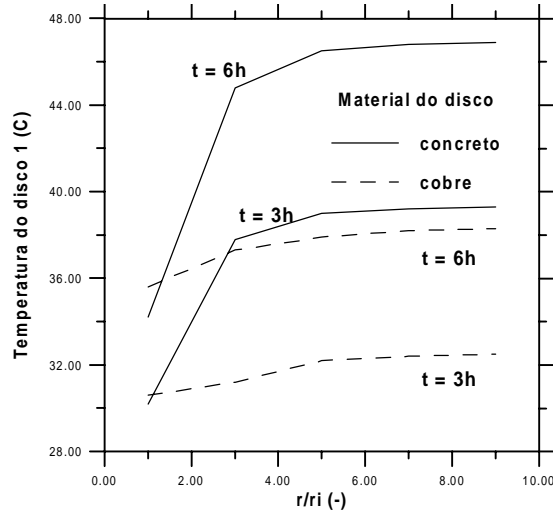


**Figura 5.** Efeito da condutividade térmica da barra sobre as temperaturas dos discos 1 e 2 na isoterma que passa por  $r/r_i = 5$  ( $\dot{q}_{max} = 600$  W/m<sup>2</sup>, e  $\lambda = 63$  W/mK (ferro))

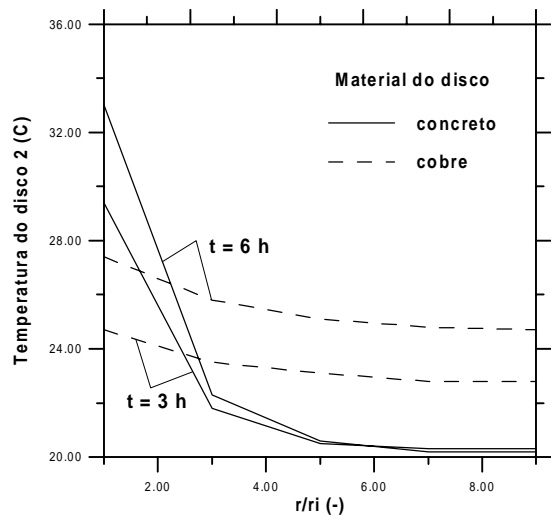


**Efeito do material do disco.** As Figs. 6a e 6b mostram a distribuição radial de temperatura ao longo dos discos 1 e 2, respectivamente, em dois instantes de tempo (a 3h e a 6h após o início da incidência de radiação solar na parede) para discos de materiais distintos ( $\lambda = 1 \text{ W/mK}$  (concreto) e  $\lambda = 393 \text{ W/mK}$  (cobre)).

Estas figuras revelam que o gradiente de temperatura ao longo do disco de baixa condutividade térmica é muito elevado. Este superaquecimento tem como conseqüências diretas elevadas perdas e com isso um baixo fluxo de calor através do arranjo.

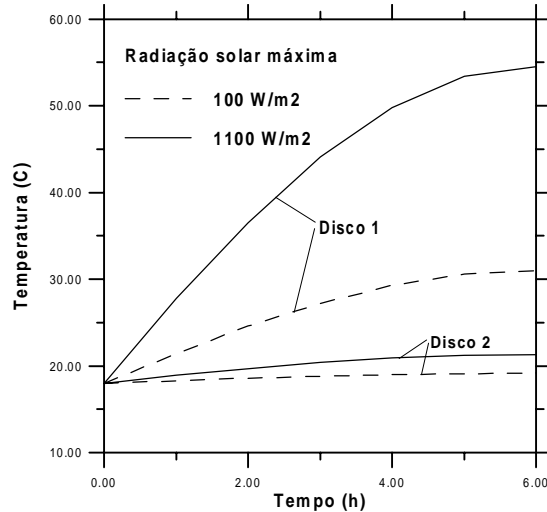


**Figura 6a.** Efeito do material do disco 1 sobre a sua temperatura em diferentes posições radiais ( $\dot{q}_{\max} = 600 \text{ W/m}^2$ ,  $\lambda_B=1000 \text{ W/mK}$ )



**Figura 6b.** Efeito do material do disco 2 sobre a sua temperatura para diferentes posições radiais ( $\dot{q}_{\max} = 600 \text{ W/m}^2$ ,  $\lambda_B=1000 \text{ W/mK}$ )

**Efeito da radiação solar.** A Fig. 7 mostra o efeito da radiação solar máxima sobre as temperaturas dos discos 1 e 2, onde se pode verificar que enquanto a temperatura média do disco 1 se eleva de 26 para 41 °C, a elevação de temperatura média do disco 2 é apenas de 19 para 20 °C.



**Figura 7.** Efeito da radiação solar máxima ( $\lambda_B = 1000 \text{ W/mK}$ ,  $\lambda = 63 \text{ W/mK}$  (ferro))

## 6. CONCLUSÕES

Tubos metálicos comerciais que podem ser utilizados na fabricação de tubos de calor e termosifões apresentam, via de regra, áreas de secção transversal pequenas. Deste modo, para a aplicação analisada na presente contribuição, faz-se indispensável a utilização de placas coletoras. Apesar da elevada condutividade térmica dos tubos de calor e termosifões bifásicos, os resultados obtidos mostraram que devem ser esperados baixos fluxos de calor através dos arranjos ilustrados na Fig.2, devidos principalmente às limitações impostas pelas propriedades térmicas dos discos.

## 7. REFERÊNCIAS

- Andros, F. E., 1980, "Heat transfer characteristics of the two-phase closed thermosyphon including direct flow observations", Ph.D. Thesis, Arizona State University.
- Corliss, J. M. and Stickford, G.H., 1979, "Analytical and economical evaluation of heat pipe augmented passive solar heating systems", Proceedings, Int. Solar Energy Society, Atlanta, pp. 1642-1646.
- Lasalvia, V.C., 1997, "Modelo para análise do problema de transferência de calor unidimensional e variante no tempo entre dois discos metálicos acoplados pelo centro por uma barra de elevada condutividade térmica", Tese de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, PE, Brasil, 102p.
- Maldonado, E. A. B. and Woods, J.E., 1980, "Performance of a passive heat-pipe solar energy system", Proceedings, Int. Congress on Building Energy Management, Porto, Portugal, pp. 1-11.
- Meyer, K., 1987, "Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur passiven Solarenergienutzung an Hausfassaden", Dissertation, Universität Kassel.
- Gotzberger, A., Schmid, J. and Wittwer, V., 1984, "Transparent insulation system for passive solar energy utilization in buildings", Int. J. of Solar Energy, Vol. 2, pp. 289-308.
- van Dijk, H. A. L.; Galen; E.; Hensen, J. and Wit, M., 1983, "High performance passive solar heating system with heat pipe energy transfer and latent heat storage", Solar Energy R+D in the European Community. Serie A: Solar Energy Applications to Dwellings, pp. 118-130.

## SOME RESULTS IN MODEL BASED TRANSVERSE CRACK IDENTIFICATION IN ROTOR SYSTEMS

**Nicolò Bachschmid**<sup>(1)</sup>

**Paolo Pennacchi**<sup>(1)</sup>

**Sylvie Audebert**<sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup> Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano,  
P.zza Leonardo da Vinci, 32 - I-20133 Milano, Italy  
e-mail nicolo.bachschmid@polimi.it, paolo.pennacchi@mecc.polimi.it

<sup>(2)</sup> Division Recherche et Développement, Dép. Acoustique et Mécanique Vibratoire  
EDF - Electricité de France 1, avenue du Général de Gaulle - 92141 Clamart CEDEX,  
France, e-mail sylvie.audebert@edf.fr

### Abstract

This paper presents some experimental results obtained on the EUROPE (Ensamble Utilisant un ROTor Pour Essais) test rig, which was expressly designed by EDF (Electricité de France) for investigating the dynamical behavior of cracked rotors. The results are used for validating a model based transverse crack identification method, which was developed during an European community funded research project called MODIAROT (MODEL based DIAGNOSIS of ROTor systems in power plants). The excellent accuracy obtained in identifying position and depth a crack proves the effectiveness and reliability of the proposed method.

**Keywords:** Identification, Crack, Rotordynamics.

### 1. INTRODUCTION

Propagating transverse cracks have been discovered in the last 20 years (Allianz, 1987) in several rotors of steam turbines or generators of European power plants. Fortunately, as far as the authors know, they have been detected before the crack had propagated to a critical depth, that means before the occurrence of a catastrophic failure.

The importance of early detection of cracks, possibly by means of an automatic diagnostic methodology that uses the informations furnished by standard monitoring systems, which generally analyze the vibrations measured in correspondence of the bearings only, appears obvious from these considerations.

The dynamical behavior of rotors with transverse crack has been studied by many authors (an extensive survey is given in Dimarogonas, 1996) and therefore the symptoms of a cracked rotor are well known: a change in 1x rev., 2x rev. and 3x rev vibration vector is suspect. A change in vibration vector means not just an increase or a decrease in amplitude, but also a change in phase only with constant amplitude. However, 1x rev. components can be caused by many other faults (e.g. unbalance, bow, coupling misalignments) and 2x rev. components can be due also to polar stiffness asymmetries (in generators), to surface geometry errors

(journal ovalization) and to non-linear effects in oil film bearings. These two last causes can also generate 3x rev. components.

It is then extremely important to have a reference situation, stored by the monitoring system, in which the behavior of the rotor system without faults and in similar operating conditions is analyzed. The reference situation would be better represented by run-down transient which furnishes much more informations about its dynamical behavior, rather than by a steady state condition at normal operating speed. By comparing then the actual behavior during a run-down transient with the reference behavior, the change in vibrations can be evaluated and by means of one of the automatic diagnostic procedures based on fault-symptom matrices or on decision trees approach, the type of the most probable impending fault can be identified.

Once the type of fault has been identified in a shaft line, also its most probable position and its severity (f.i. in the case of a crack, its depth) should be identified. This is then possible by means of the least square approach in the frequency domain, which is described in the following paragraph.

## 2. MODEL BASED IDENTIFICATION

As described in (Bachschnid et al. 2000), assuming a finite beam element model for the rotor, the effect of a crack on the statical and dynamical behavior of the rotor can be simulated in the frequency domain, by applying to the rotor different sets of equivalent forces, one set for each one of the three harmonic components in correspondence of the cracked beam element. The problem of the identification of the position of the crack is then reduced to an external force identification procedure, described in (Bachschnid et al. 1999). The final equations are recalled here below.

The difference, between the measured vibration of rotor system that has a fault and the reference case, represents the vibrational behavior due to the fault. These vibrations are then used in the identification procedure. By applying the harmonic balance criteria in the frequency domain, the differences  $\delta_n$ , between the vibrations, which are calculated by means of suitable models of the system and of the fault, and measured vibrations  $X_{Bm_n}$  can be defined for each harmonic component as:

$$\delta_n = \alpha_{B_n} \cdot F_{f_n} - X_{Bm_n} \quad (1)$$

where  $\alpha_{B_n}$  is the partitioned inverse of the system dynamical stiffness matrix and  $F_{f_n}$  is the  $n$ -th component of the fault force vector. Eq (1) can be written for each one of the different rotating speeds which are taken into consideration for the identification. Since the unknown force vector is composed by few forces applied to 2 nodes only of the f.e. model, the unknowns are much less than the number of the equations (1) and a least square approach can be used.

A relative residual may be defined by the root of the ratio of the squared  $\delta_n$ , divided by the sum of the squared measured vibration amplitudes  $X_{Bm_n}$ :

$$\delta_{r_n} = \left( \frac{[\alpha_{B_n} \cdot F_{f_n} - X_{Bm_n}]^T [\alpha_{B_n} \cdot F_{f_n} - X_{Bm_n}]}{X_{Bm_n}^T X_{Bm_n}} \right)^{1/2} \quad (2)$$

By means of the hypothesis of localization of the fault, the residual is calculated for each possible node of application of the defect. The set of equivalent forces in the case of a crack can be reduced to a couple of opposite and equal moments which have 1x rev., 2x rev. and 3x rev. components.

Where the residual reaches its minimum, there is the most probable position of the crack. It is worth noting that the 1x rev. vibration components are due both to the breathing mechanism of the crack and to the local bow which generally has developed during the crack propagation. Therefore, when no other sources of bow are present, the 1x rev. component is useful for the localization of the crack, but not for the identification of its depth.

The 3x rev. component is rather small and generally masked by some noise. Often this component can be recognized only when approaching the resonant condition at a rotating speed equal to 1/3 the rotor's critical speed.

The 2x rev. component is therefore the most suitable symptom for detecting position and depth of the crack; the highest values are obviously reached during a run-down transient when approaching the resonant condition at 1/2 critical speed.

### 3. CRACK DEPTH IDENTIFICATION

The following procedure has been implemented for the identification of the crack depth. The L.S. identification procedure, described in the previous paragraph, identifies the crack position in a particular element of the rotor, whose length is known from the 2D f.e.m. and equal to  $l$ . The "equivalent" moment components  $M_n$  (1x, 2x and 3x rev. components) are applied to this element. These equivalent bending moment components  $M_1$ ,  $M_2$  and  $M_3$  have been calculated from the corresponding 1x, 2x and 3x rev. measured vibrational behavior.

Then the statical bending moment  $M$  in correspondence of the same element, due to the weight and to bearing alignment conditions, is calculated from model data.

The ratios of the  $nx$  rev. equivalent bending moment  $M_n$  to the statical bending moment  $M$  are all dependent on the relative crack depth  $p$  only. This is represented in Figure 1 for the 1x, 2x and 3x rev. component and expressed by the relationship in eq. (3).

$$\frac{M_n}{M} = f(p) \quad (3)$$

In the same figure also the curve  $M_2/M$  for an always open crack (a slot or notch) is shown: in this case the 2x rev. component only is present and 1x and 3x rev. component are absent. Eq. (3) can then be used for determining the crack depth. But, as shown in (Bachschnid et al. 2000), the length  $l_c$  of the "equivalent", reduced stiffness, beam element that simulates the behavior of the cracked beam, is also depending on the relative crack depth  $p$ :

$$\frac{l_c}{D} = g(p) \quad (4)$$

The function  $g(p)$  is represented in Figure 2. Now we have the equivalent bending moments  $M_n$  which are applied to an element with a wrong length:  $l$  instead of  $l_c$ . It is worth noting that the  $nx$  rev. measured displacements are due to the relative rotation of the cracked element extremity nodes, which is proportional to the product  $M_n \cdot l$  of the identified  $nx$  rev. bending moment component applied to one element of the f.e. model of the rotor, multiplied by its length.

The equivalent bending moment component  $M'_n$ , applied to an equivalent cracked beam element of length  $l_c$ , can therefore be calculated as:

$$M'_n \cdot l_c = M_n \cdot l \quad (5)$$

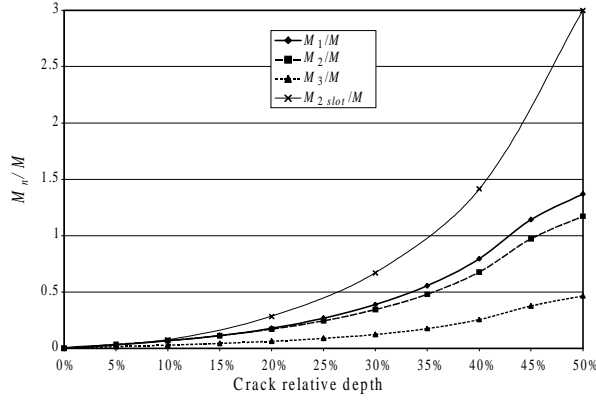


Figure 1. Bending moments ratio on the equivalent cracked beam, as a function of crack relative depth for the  $nx$  rev. component.

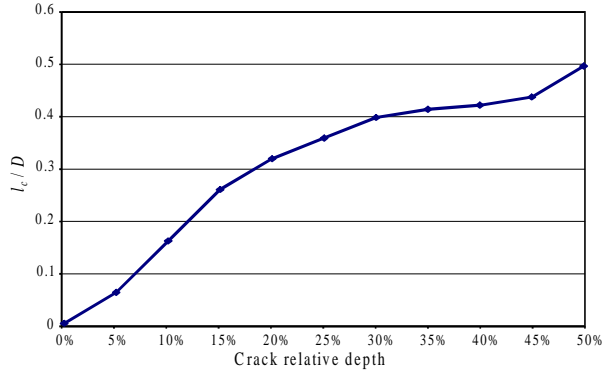


Figure 2. Relationship between the crack relative depth  $p$ , the diameter  $D$  and the length  $l_c$  of "equivalent" beam.

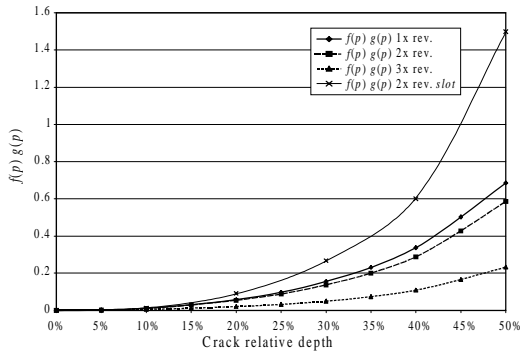


Figure 3. Function for the calculation of the crack depth.

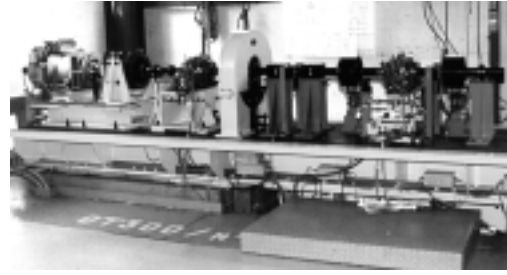


Figure 4. 2-bearing 1-composed shaft test rig of EDF-Electricité de France on rigid foundation.

By assuming that the static bending moment  $M$  applied to the original element of length  $l$  does not change much along the element, the same  $M$  can be considered applied to the element with equivalent length  $l_c$ .

Recalling eq. (3) we can derive:

$$\frac{M'_n}{M} = \frac{M_n \cdot l}{M \cdot l_c} = f(p) \quad (6)$$

and using eq. (4) we get:

$$\frac{M_n \cdot l}{M \cdot D} = f(p) \cdot g(p) \quad (7)$$

Eq. (7), shown in Figure 3 for the  $nx$  rev. components, can then be used for determining, from the known left hand side, the relative depth of the crack.

## 4. EXPERIMENTAL RESULTS

### 4.1 EUROPE Test Rig Description

The EUROPE test rig, shown in Figure 4, is composed by a shaft divided in three parts supported by two equal three lobe oil film bearings. The nominal diameter of the shaft is 70 mm and the overall length is 3.15 m. The distance between the bearings is 1.88 m. The

total mass is 450 kg and the main inertia disk is of 250 kg. In this configuration the 1<sup>st</sup> critical speed is close to 1150 rpm. The supporting structure can be considered as rigid in the speed range 0÷1500 rpm. The proximity probes for the measurements of relative shaft-journal vibrations are close to the bearings, but not inside of them, as usually occurs in real machines.

Since the central part of the rotor can be disassembled, several types of crack can be generated. The crack, considered in this paper to validate the identification procedure, has been started from a notch and made grown up to a depth of 33 mm, which corresponds to a depth of 47% on a shaft of 70 mm of diameter.

The possibility of disassembling of the central part of the rotor has the main advantage to not dismount the entire rotor in order to create a crack. However this leads to some difficulties to have a valid reference case. In fact, by considering a run-down of the uncracked rotor and a run-down of a cracked one, small differences in alignment might be introduced when the central part is coupled to the other extremities. Moreover, the cracked part presents usually a permanent bow due to the fatigue solicitation used to generate the crack (see also §4.3).

## 4.2 Reference Situation

Even if the so-called “*reference situation*” cannot actually be considered as the true reference situation of the same rotor in this test rig, due to the reason previously expressed, nevertheless it has been used to calculate the vibration difference. The measured reference situation is reported in Figure 5 to Figure 10 for the 1x, 2x and 3x rev. components.

From the analysis of the 1x rev. component in Figure 5 and Figure 6, it is evident the critical speed at about 1150 rpm and that the rotor presents a bow which generates around 15  $\mu\text{m}$  at very low speed in bearing 1.

As regards the 2x rev. component in Figure 7 and Figure 8 the second critical speed is rather evident at about 1/2 of the critical speed, but also a peak at about 1100 rpm that indicates a non linear effect of the oil film can be recognized. The relatively high value of the 2x rev. component in the second bearing (about 14  $\mu\text{m}$ ) at low speed, which remains the main component over all the speed range as is also shown by the phase trend, indicates a geometrical error of the shaft (journal ovalization) in the bearing. The phase difference of 180° between horizontal and vertical components is typical for ovalization errors. The 3x rev. component has very reduced amplitude in both bearings (about 1  $\mu\text{m}$  and 4  $\mu\text{m}$  respectively) and is mainly due to some noise, however a smaller peak at about 1/3 of the critical speed is recognizable.

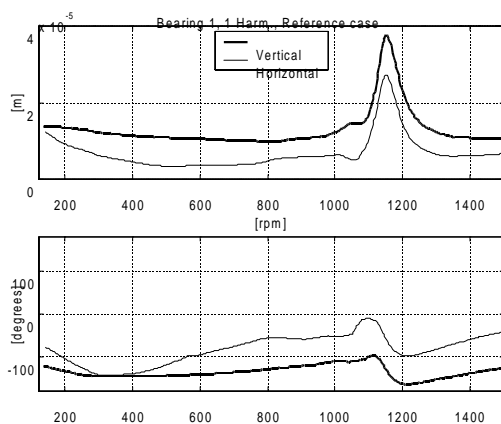


Figure 5. Reference case: 1x rev. vibration components for bearing 1.

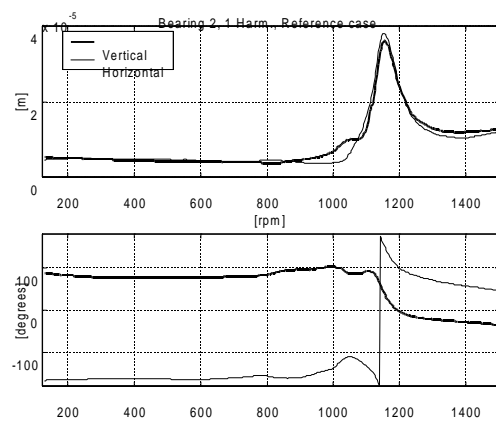


Figure 6. Reference case: 1x rev. vibration components for bearing 2.

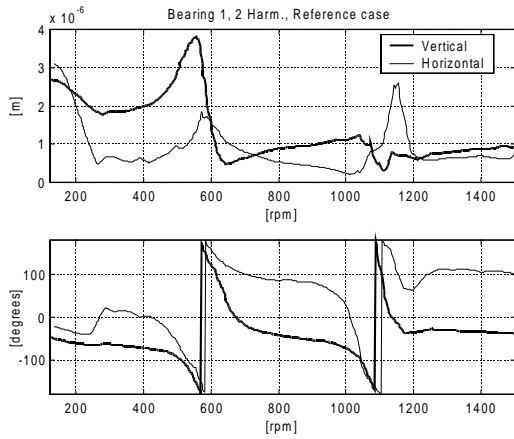


Figure 7. Reference case: 2x rev. vibration components for bearing 1.

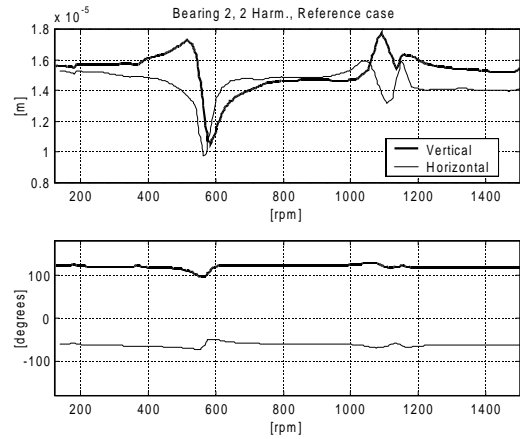


Figure 8. Reference case: 2x rev. vibration components for bearing 2.

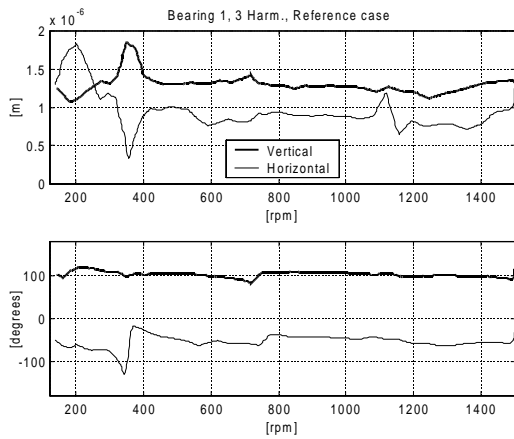


Figure 9. Reference case: 3x rev. vibration components for bearing 1.

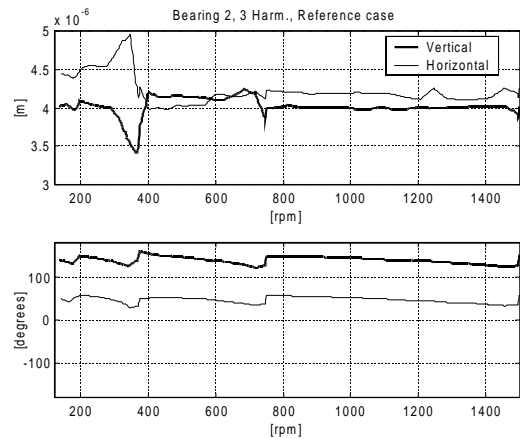


Figure 10. Reference case: 3x rev. vibration components for bearing 2.

### 4.3 Cracked Rotor

The experimental measures obtained with a crack of 47% depth of the diameter in the central section without subtracting the reference case are shown in Figure 11-Figure 16.

From the 1x rev. component (Figure 11 and Figure 12) it can be inferred that the rotor presents a permanent bow which is increased with respect to the reference rotor. As regards the 2x rev. component, the high amplitude (about  $40 \mu\text{m}$ ) of the peak at  $1/2$  critical speed is clearly due to the crack, which produces also a high resonance amplitude (about  $10 \mu\text{m}$ ) of the 3x rev. component at  $1/3$  critical speed.

By using the measured vibrations due to the crack and subtracting the reference case vibrations, an attempt to identify the position and the depth of the crack has been carried out. The results in Figure 17 show that the location of the crack is precisely identified by all the three harmonic components. Moreover, the 1x rev. component identifies the position with a particularly reduced value of the relative residual. This result has been obtained by processing the experimental data in the following way: first the unbalances on the disks were identified, and then the dynamical behavior due to the unbalances only has been subtracted from measured data in order to obtain the bow induced vibrations. This leads to a very good agreement between the experimental and the simulated behavior for the 1x rev. component as shown in Figure 18 and Figure 19, in which bow and unbalances have been superposed.



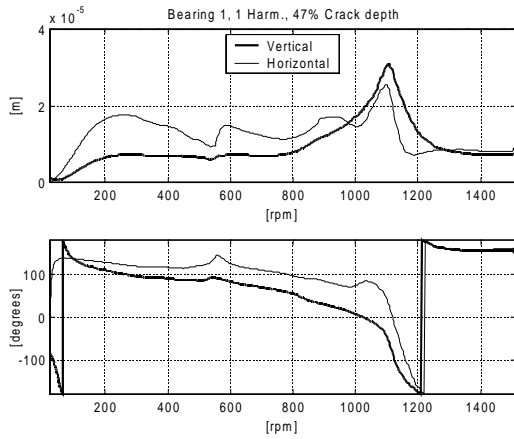


Figure 11. 47% crack: 1x rev. vibration components for bearing 1.

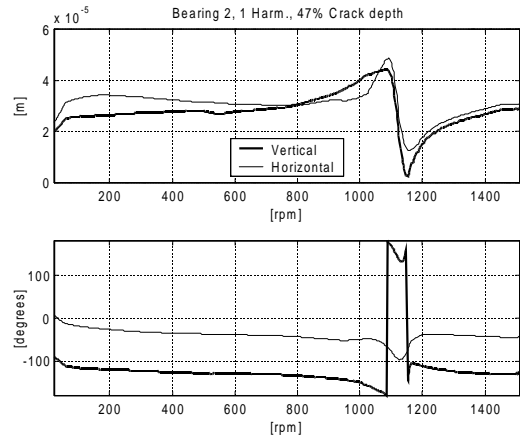


Figure 12. 47% crack: 1x rev. vibration components for bearing 2.

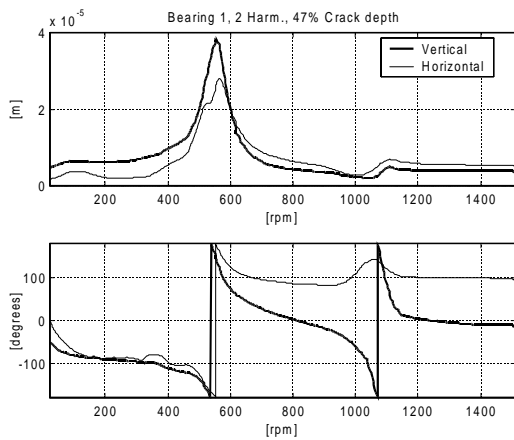


Figure 13. 47% crack: 2x rev. vibration components for bearing 1.

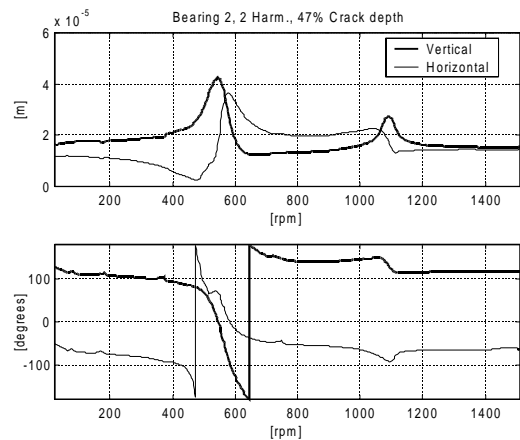


Figure 14. 47% crack: 2x rev. vibration components for bearing 2.

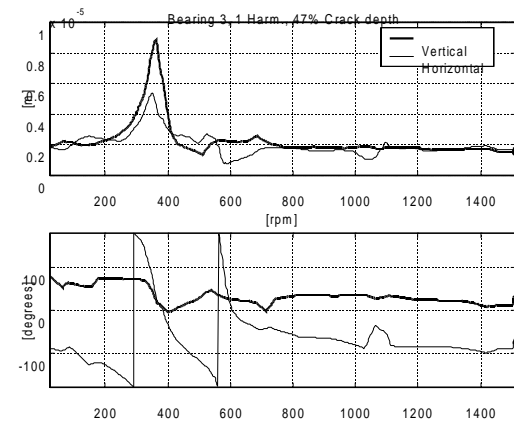


Figure 15. 47% crack: 3x rev. vibration components for bearing 1.

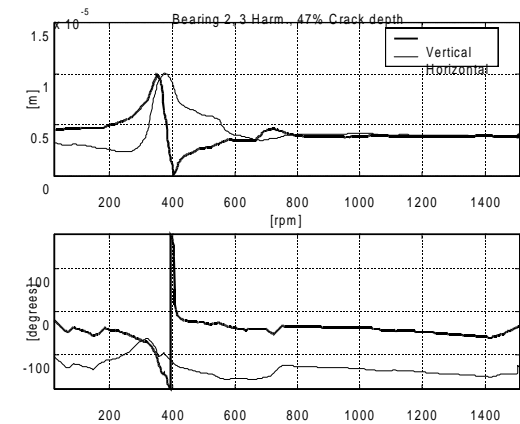


Figure 16. 47% crack: 3x rev. vibration components for bearing 2.

As regards the 2x rev. component, the relative residual can be considered as good, but the most remarkable result is the exact identification of the depth of the crack. Also the simulated behavior in Figure 20 and Figure 21 is good. As concerning the 3x rev. component, the relative residual is quite high, but this can be explained by considering that this component is normally masked by noise. However, the residual curve presents a well defined minimum in

correspondence of the crack even this is not so evident in Figure 17 due to the scale. For this component, the comparison is reported in Figure 22 and Figure 23.

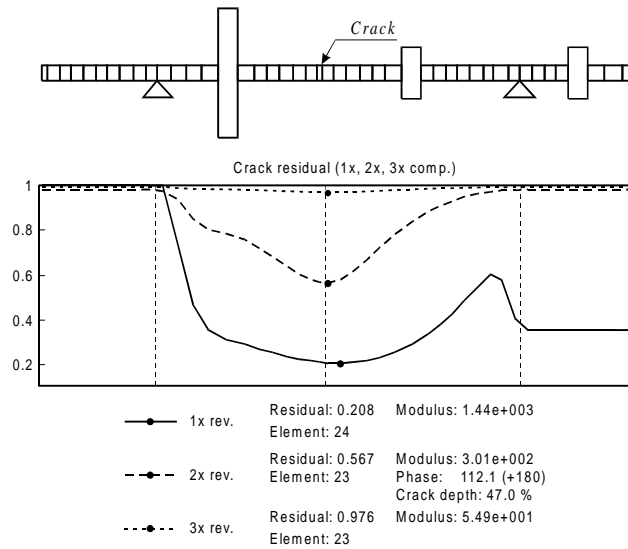


Figure 17. 47% cracked shaft. Relative residuals of the crack identification.

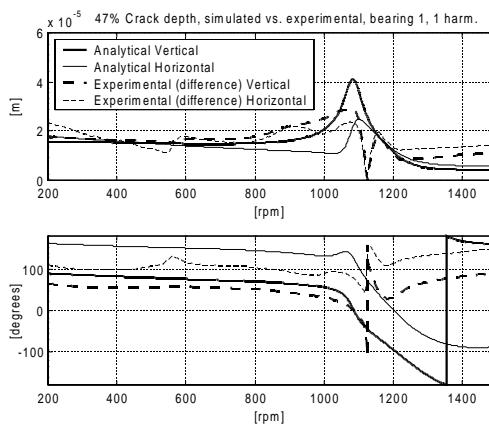


Figure 18. 47% crack: comparison between simulated and experimental (differences) 1x rev. vibration components for bearing 1.

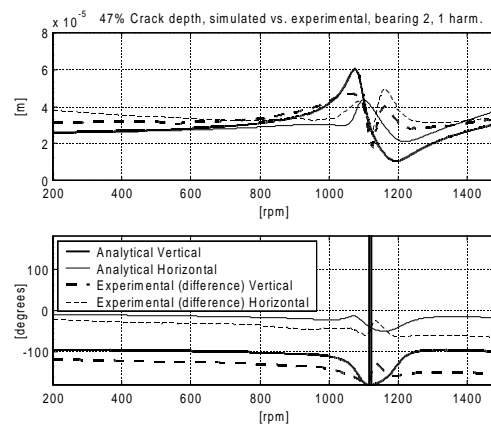


Figure 19. 47% crack: comparison between simulated and experimental (differences) 1x rev. vibration components for bearing 2.

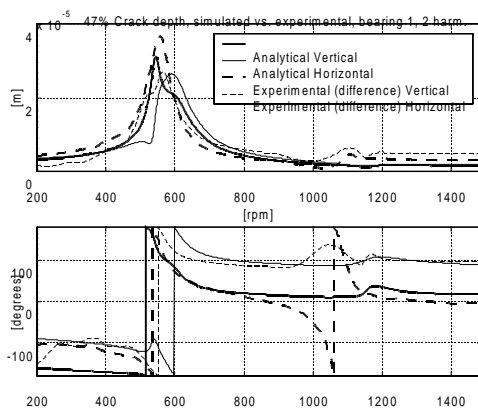


Figure 20. 47% crack: comparison between simulated and experimental (differences) 2x rev. vibration components for bearing 1.

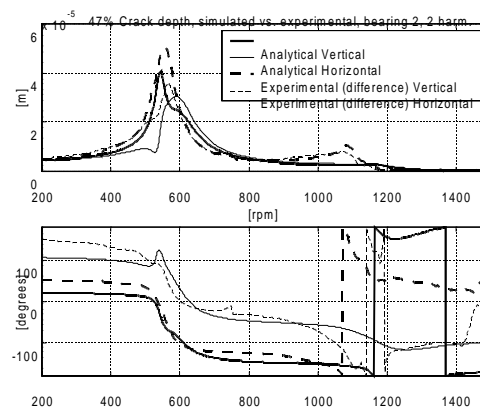


Figure 21. 47% crack: comparison between simulated and experimental (differences) 2x rev. vibration components for bearing 2.

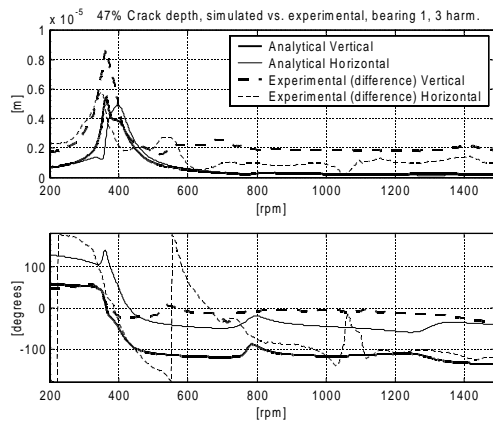


Figure 22. 47% crack: comparison between simulated and experimental (differences) 3x rev. vibration components for bearing 1.

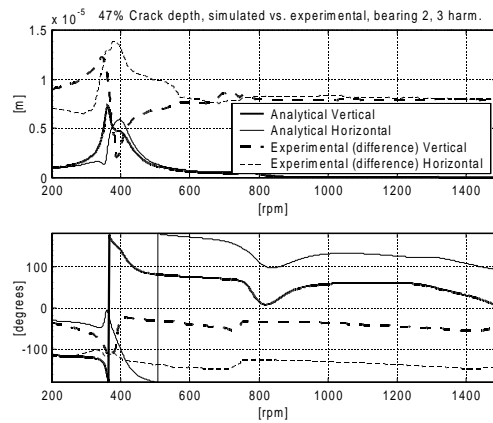


Figure 23. 47% crack: comparison between simulated and experimental (differences) 3x rev. vibration components for bearing 2.

## 5 CONCLUSIONS

These results, along with others referred to other test rigs or to other crack depths on the EUROPE test rig, validate the method proposed by the authors to identify the crack.

## 6 ACKNOWLEDGEMENTS

This work is partially funded by the MURST (Italian Ministry for the University and Scientific Research) Cofinanziamento “IDENTIFICAZIONE DI MALFUNZIONAMENTI IN SISTEMI MECCANICI” for the year 1999.

## 7 REFERENCES

- Allianz, 1987, “ALLIANZ Berichte”, nr. 24 Nov. 1987, ISSN 0569-0692.
- Bachschmid N., Vania A., Tanzi E. and Pennacchi P., 1999, “Identification and Simulation of Faults in Rotor Systems: Experimental Results”, *Proc. of EURO DINAME 99 - Dynamic Problems in Mechanics and Mechatronics*, Wissenschaftszentrum Schloß Reisenburg der Universität Ulm, 11-16 July 1999, Günzburg, Germany, pp. 3-11.
- Bachschmid, N., Vania, A. and Audebert, S., 2000, “A Comparison of Different Methods for Transverse Crack Modelling in Rotor Systems”, *Proc. of ISROMAC-8 Conference*, 26-30 March 2000, Honolulu, Hawaii, ISBN 0-9652469-9-X, pp. 1057-1064.
- Dimarogonas, A.D., 1996, “Vibration of cracked structures. A state of the art review”, *Engineering Fracture Mechanics*, 55, pp.831-857.

## IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS MODAIS DE PLACA

**Silmara Cassola**

**João Antonio Pereira**

**Amarildo Tabone Paschoalini**

UNESP- Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira- Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Brasil, 56 - 15.385.000 - Ilha Solteira, SP, Brasil, [silmara@dem.feis.unesp.br](mailto:silmara@dem.feis.unesp.br)

### **Resumo**

O estudo do comportamento dinâmico de estruturas de laje de concreto é tratado neste trabalho. Estruturas bastante leves e esbeltas estão cada vez mais presentes na construção civil, e são muito susceptíveis aos efeitos de vibrações causadas pelos próprios usuários. Neste caso, o isolamento é bastante complexo, e os níveis de vibrações devem ser controlados pelas próprias características da estrutura, o que torna o conhecimento das suas propriedades dinâmicas uma condição fundamental para o desenvolvimento de projetos que ofereçam não apenas segurança, mas também conforto aos usuários. Este trabalho descreve a proposta de aplicação de uma técnica de ajuste de modelo para o caso de placas.

**Palavras-chave:** Técnica de ajuste de modelo, Elementos finitos, Placas

### **1. INTRODUÇÃO**

O uso de técnicas de pós-tensionamento, de concretos de alta resistência e de técnicas elaboradas de análise estrutural, tem permitido a construção de lajes bastante esbeltas, e ainda atendendo às condições de resistência impostas pelas Normas Técnicas. No entanto, o uso de pisos mais esbeltos leva a uma preocupação imediata com os efeitos de vibrações, pois estas estruturas apresentam pouco amortecimento e frequências naturais baixas, e podem ser facilmente excitadas pelos próprios usuários. O isolamento é bastante complexo, uma vez que as pessoas são a fonte e os sensores da vibração. Neste caso, os níveis de vibrações devem ser controlados pelas próprias características da estrutura o que torna imprescindível o conhecimento dos seus parâmetros dinâmicos (frequências naturais, modos próprios, fator de amortecimento), visto que os efeitos de vibrações em construções tem um efeito psicológico muito acentuado nas pessoas. Quando exposto a vibrações, o ser humano apresenta reações subjetivas que vão desde a simples percepção e desconforto, até apreensão e dor (CEB nº209, 1991). De acordo com Stephenson et al. (1998), há um grande interesse no mundo inteiro no conhecimento da resposta de pisos ao impacto causado pelo uso cotidiano das pessoas, tal como um simples caminhar. Este assunto é particularmente relevante quando se consideram estruturas esbeltas, e as investigações buscam um maior entendimento do comportamento deste tipo de estrutura, e de que maneira suas

características de vibração podem ser relacionadas com o conforto humano, de forma a se evitar as frequências que podem causar desconforto, ainda que não seja necessariamente o tempo todo.

A elaboração de modelos analíticos de estruturas de pisos de lajes de concreto visa conhecer o seu comportamento dinâmico por meio da simulação de diferentes condições de operação e carregamento, sem que se tenha de construir um modelo real para cada condição, o qual é bastante oneroso e complexo. No entanto, a modelagem dinâmica de estruturas de engenharia civil por elementos finitos ainda requer cuidados especiais e várias hipóteses e simplificações, usualmente adotadas neste tipo de análise, podem levar a resultados muito discrepantes em relação às situações reais. Isto é, o modelo analítico pode não representar adequadamente a estrutura real. Portanto, existe a necessidade de se desenvolver modelos mais elaborados, e eventualmente validar o modelo de elementos finitos da estrutura a fim de se obter uma solução mais realística, principalmente quando se deseja definir um modelo de predição confiável e representativo (Cassola e Pereira, 1999). As técnicas de ajuste de modelo têm produzido resultados bastante satisfatórios nesta área.

O processo de ajuste de modelos busca corrigir as imperfeições do modelo analítico, obtido geralmente por elementos finitos, minimizando a diferença dos dados calculados com relação aos dados medidos no modelo real. O principal objetivo é definir um modelo analítico representativo e confiável do modelo experimental.

Este artigo descreve a implementação de um programa de ajuste de modelo utilizando Funções de Resposta em Frequência – FRF(s) - para a modelagem de estruturas do tipo placa. A modelagem por elementos finitos e análise modal experimental é usada neste caso para a definição de um modelo de predição representativo do modelo real para o caso de placas. Técnicas de correlação e comparação de modelos são utilizadas para identificar a discrepância entre os modelos e posteriormente, corrigir o modelo de elementos finitos com base nos dados experimentais.

A proposta é testada com dados simulados numericamente. A fim de definir uma condição mais próxima da condição real de teste, estes dados foram contaminados com ruído gaussiano, distribuição normal com média zero e variância unitária.

## 2. TÉCNICA DE AJUSTE DE MODELO

As técnicas de ajuste de modelo têm sido usadas para a obtenção de um modelo analítico o mais próximo possível do modelo experimental. Vários autores vêm trabalhando nesta área ao longo das últimas décadas. Wang et al (1997), Cantieni et al (1998), Reynolds et al (1998 a), Reynolds et al (1998 b), Papadimitriou et al (1998), Pavic et al (1999), são alguns dos estudos realizados abordando técnicas de ajuste de modelo nos problemas de vibração em engenharia civil.

A metodologia proposta envolve basicamente três etapas. Na primeira etapa, com base no sistema físico, como por exemplo a estrutura de uma laje, são derivados o modelo experimental, por meio da análise modal experimental (AME), e o modelo analítico, pelo método dos elementos finitos (MEF). Baseado nestes modelos são obtidos os parâmetros modais (frequências naturais, amortecimento modal e modos próprios) experimentais e os parâmetros modais analíticos, respectivamente, por meio do programa de ajuste de modelo **PRO**gram **MO**del **U**pdating - **PROMU**. Numa segunda etapa, estes parâmetros são comparados com critérios, por meio de técnicas de correlação de parâmetros, pode-se verificar se os modelos são correlacionados ou não. Se os modelos são correlacionados, tem-se um modelo analítico representativo do sistema físico, e todo estudo efetuado por meio deste modelo apresentará

resultados compatíveis com a realidade. Por outro lado, se os modelos não são correlacionados, a utilização do modelo analítico para estudar o comportamento do sistema pode levar a resultados não realísticos. Neste caso, e como terceira etapa, o uso de técnicas de ajuste de modelo pode levar a uma melhor representação do modelo analítico, e conseqüentemente a resultados mais realísticos com relação ao comportamento do sistema. Para tal, assume-se que o modelo experimental é o correto e procede-se à correção dos parâmetros do modelo analítico com base nos dados experimentais. Dependendo da estratégia matemática utilizada na formulação do problema e do tipo de parâmetros utilizados no ajuste, os métodos são classificados em diferentes categorias (Mortershead and Friswell, 1993, Lin and Ewins, 1994, Natke et al, 1997, Friswell et al, 1998). Neste trabalho o problema de ajuste será formulado com base nas Funções de Resposta em Frequência - FRF(s) medidas (Larsson e Sas, 1992, Pereira, 1996), e as variáveis de ajuste podem ser selecionadas dentre os parâmetros físicos e/ou geométricos do modelo.

A discrepância entre os modelos é avaliada com base em um balanço de força e a diferença entre os dados analíticos e experimentais é descrita como uma função resíduo. O resíduo obtido neste caso é definido em função dos parâmetros do modelo analítico (matriz de rigidez dinâmica  $[Z^A(\{p\})]$ ) e dos dados experimentais (FRF(s)), conforme mostra esquematicamente a Expressão (1). Para uma perfeita correlação entre os modelos os valores de  $\{\Delta p\}$  são nulos, no entanto, em situações práticas isto não ocorre visto que os dados experimentais não estão perfeitamente correlacionados com os dados analíticos. A solução do problema é estimada neste caso por meio do cálculo da correção dos p-parâmetros do modelo que minimize a discrepância entre os modelos.

$$\{\varepsilon\} = \mathcal{E}([Z^A(p_1 + \Delta p_1, p_2 + \Delta p_2, \dots, p_m + \Delta p_m)] \{H^x(\omega_i)\}) \equiv \{0\} \quad (1)$$

A equação do balanço de força é definida pela diferença da força atuando no modelo experimental e a correspondente força necessária para produzir uma resposta do modelo analítico igual à resposta experimental. A Equação 2 mostra de forma simplificada, após a linearização com relação aos parâmetros de ajuste, o resíduo com relação aos parâmetros medidos e aos parâmetros calculados por elementos finitos (Larsson and Sas, 1992 e Pereira et al., 1994).

$$\{\varepsilon(\omega_k)\} = [Z_k(\{p_0\})] \{H_k\}_j + \sum_{i=1}^{n_p} \frac{\partial [Z_k(\{p\})]}{\partial p_i} \Delta p_i \{H_k\}_j - \{1\}_j \quad (2)$$

Um conjunto de equações de ajuste é definido com base na seleção de n-pontos de frequência ( $\omega_i$ ) e a solução do problema consiste em encontrar  $m$  mudanças nos parâmetros analíticos que minimizam a diferença entre os modelos. Os p-parâmetros podem representar qualquer propriedade física ou geométrica do modelo, eles podem ser um parâmetro de um elemento, no caso dos elementos ajustados independentemente, ou um parâmetro de um grupo de elementos, quando alguns elementos são ajustados proporcionalmente.

Em geral, os critérios adotados para comparar os modelos levam a um conjunto de equações não lineares em relação aos parâmetros de ajuste selecionados  $\{p\}$ . Dependendo do tipo de parâmetros selecionados, a solução das equações torna-se muito complexa ou pode não existir. A linearização destas equações, para a maioria dos sistemas físicos, é uma suposição válida nas faixas de frequências de interesse para análises de vibração. Uma solução aproximada do

problema é obtida por meio da linearização da Expressão (2) nos p-parâmetros, conduzindo a um sistema de equações lineares, como mostra a Expressão (3):

$$\{\varepsilon\} = [S]\{\Delta p\} - \{B\} \quad (3)$$

na qual os elementos da matriz sensibilidade  $[S]$  e do vetor diferença  $\{B\}$  são conhecidos. Eles são obtidos com base na matriz de rigidez dinâmica do modelo analítico e nas funções de resposta em frequência medidas na estrutura para n-pontos de frequência selecionados, ou seja, os  $\omega_{i's}$ . Os elementos do vetor  $\{\Delta p\}$  são incógnitas a serem estimadas. A solução do sistema de equações linearizadas fornece um modelo analítico corrigido. Se a discrepância entre os modelos não for ainda suficientemente pequena, o processo é iterativamente repetido.

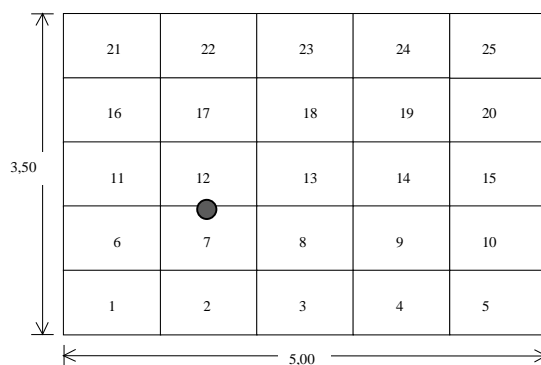
A seguir é discutida a aplicação da proposta para um exemplo simulado.

### 3. APLICAÇÃO DA PROPOSTA PARA A ESTRUTURA DE PLACA

O modelo analítico da placa foi gerado por programa computacional de elementos finitos para análise dinâmica implementado pelos autores. O programa considera elementos isoparamétricos, quadriláteros, quadráticos da família Lagrangeana (9 nós) com integração numérica consistente, isto é, 3x3 (m=9) pontos de integração na superfície média, pois de acordo com Paschoalini (1995) o elemento da família Lagrangeana apresenta melhor desempenho do que o elemento da família Serendipity na análise dinâmica.

As dimensões laterais da placa estudada são 5.00 m x 3.50 m, e coincidem com as direções x e y respectivamente. O modelo é definido para uma malha 5x5 (25 elementos), 121 nós (5 gl(s) por nó), sendo 40 nós totalmente restringidos, ou seja, todos os lados estão engastados, e portanto a estrutura possui 405 graus de liberdade. Os dados de entrada são as dimensões da placa, suas propriedades geométricas (espessura) e as propriedades do material (módulo de elasticidade, coeficiente de poisson e densidade), condições de contorno e incidências nodais.

O modelo experimental, neste caso, é um modelo simulado e foi definido com base neste modelo inicial de elementos finitos introduzindo pequenas variações na espessura dos elementos, ou seja, a espessura varia entre 0.018 e 0.022 m, o que representa pequena irregularidade no piso. A Figura 1 mostra as dimensões da placa e a malha de elementos finitos.



**Figura 1:** Elementos da Placa

Os dados “experimentais” são obtidos assumindo que apenas um número reduzido de graus de liberdade e modos próprios são disponíveis no modelo experimental. Foram utilizadas apenas as FRF(s) relacionadas com os deslocamentos na direção z, isto representa considerar apenas

20% dos graus de liberdade do modelo analítico da estrutura. As FRF(s) são definidas numa faixa de frequência de 5 Hz a 26 Hz, para uma excitação aplicada na direção  $z$  (perpendicular à superfície da placa) como indicado. As FRF(s) foram contaminadas por ruído gaussiano a fim de definir uma condição mais próxima da condição real de teste.

O modelo analítico a ser comparado com o modelo “experimental” é definido considerando que todos os elementos possuem a mesma espessura, 0.020 m. E ainda, é introduzida uma variação significativa em uma propriedade da estrutura, que consiste no aumento em 45% da espessura do elemento 23. Isto acarreta um aumento nas frequências naturais do modelo analítico em relação ao modelo “experimental”, e diferenças nos modos próprios.

A fase de correlação dos dados pressupõe uma base de comparação compatível para os modelos, na qual os ngl(s) analíticos e “experimentais” devem ser geometricamente e numericamente correspondentes. Como os modelos são derivados do mesmo modelo inicial de elementos finitos, a compatibilidade geométrica (topologia) dos modelos é perfeita, e a diferença entre o número de graus de liberdade entre os modelos é corrigida por meio da redução do modelo analítico (método da redução dinâmica). Uma vez definida a compatibilidade dos modelos, as respostas e parâmetros modais são comparados visando definir a correlação dos mesmos.

A Tabela 1 e a Figura 2 mostram a discrepância entre os modelos. O primeiro e o terceiro modos apresentam as maiores diferenças de frequência. O primeiro modo apresenta uma grande diferença de frequência, 5.422%, mas o MAC-valor está acima de 98%, o que significa que o primeiro modo de vibrar os modelos não foram afetados significativamente. O contrário pode ser observado no quarto modo, o qual apresenta pequena diferença de frequência e o menor valor de MAC, 94.3%. Outras técnicas de comparação e correlação foram utilizadas, mostrando a discrepância entre os modelos, no entanto, em virtude das limitações de espaço, os resultados não são apresentados.

**Tabela 1** - Comparação das FRF(s) dos modelos “experimental” e analítico

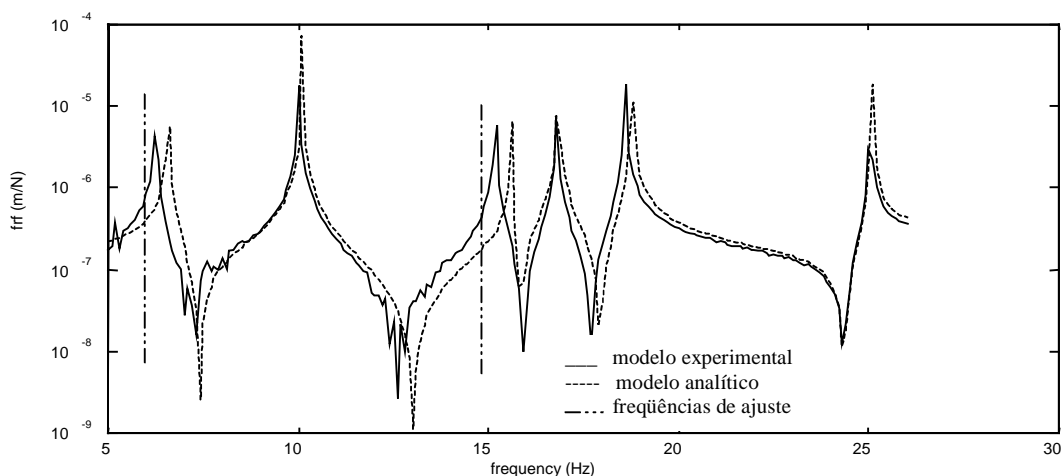
Modo Exp.	Modo Ana.	F <sub>x</sub> (Hz)	F <sub>a</sub> (Hz)	Df (%)	MAC (%)
1	1	6.24	6.57	5.422	99.9
2	2	10.02	10.10	0.797	99.7
3	3	15.18	15.59	2.717	95.5
4	4	16.78	16.83	0.296	94.3
5	5	18.60	18.78	0.967	98.9
6	6	25.04	25.09	0.221	98.1

A Figura 2 mostra a superposição das FRF(s) (excitação no nó 48 na direção  $z$ , como indicado na Fig. 1, e resposta no nó 13 - centro do elemento 1, na direção  $z$ ) antes e depois do ajuste. A Figura mostra ainda o efeito do ruído introduzido nos dados experimentais. Como pode ser observado, a FRF “experimental” (traço contínuo) apresenta pequenas oscilações de amplitude, o que ocorre com frequência em medições. A seguir, passou-se para o processo de ajuste, visando corrigir a discrepância entre os modelos.

Para o processo de ajuste, foi escolhido o parâmetro espessura, para todos os elementos, pois este é um parâmetro bastante susceptível a erros de modelagem. As frequências de ajuste foram selecionadas graficamente, em regiões da curva de receptância medida próxima das frequências naturais, e abaixo dos valores desta (Fig. 2), o que evita variações bruscas de diferença entre as



receptâncias durante as iterações, que levariam a problemas numéricos durante o processo de ajuste.

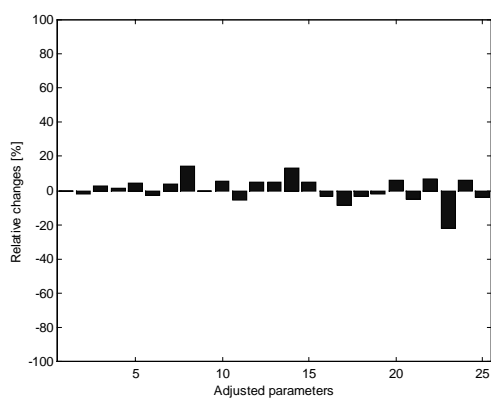


**Figura 2:** Superposição das FRF(s) medidas no centro do elemento 1

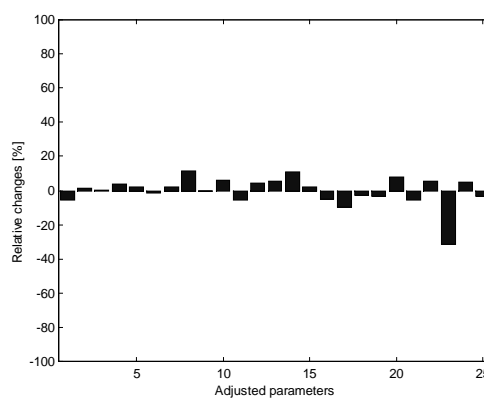
A Tabela 2 mostra os resultados da correlação entre o modelo analítico ajustado e o modelo “experimental”, e a Figura 3 mostra o gráfico da variação dos parâmetros corrigidos. Os valores das espessuras do modelo analítico, inicialmente igual a 0.020 sofrem aumento ou redução de 5% a 10%, ou seja, dentro da faixa de 0.018 a 0.022. O parâmetro com a perturbação significativa é claramente localizado e corretamente estimado após algumas iterações.

**Tabela 2** - Comparação das FRF(s) dos modelos “experimental” e analítico ajustado

Modo Exp.	Modo Ana.	Fx (Hz)	Fa (Hz)	Df (%)	MAC (%)
1	1	6.24	6.24	-0.002	100.0
2	2	10.02	10.03	0.155	100.0
3	3	15.18	15.18	0.005	99.8
4	4	16.78	16.79	0.071	100.0
5	5	18.60	18.60	0.003	99.8
6	6	25.04	25.05	0.048	99.8



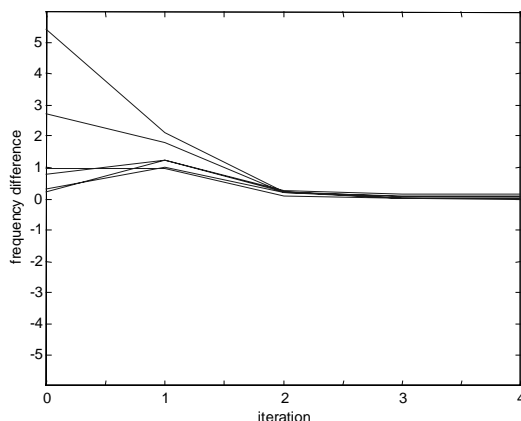
(a) primeira iteração



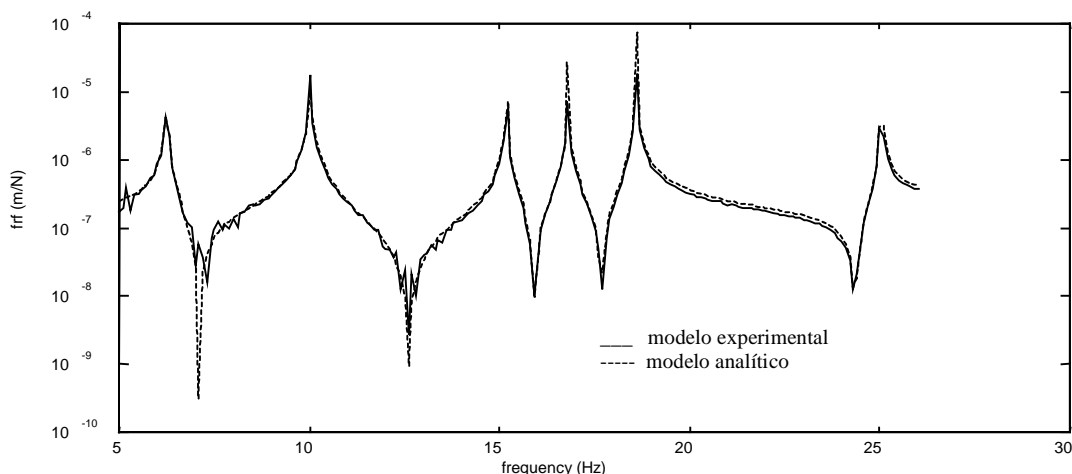
(b) quarta iteração

**Figura 3:** Evolução da variação dos parâmetros

Com 4 iterações, a diferença de frequência entre os modelos “experimental” e analítico é praticamente nula, como mostram a Figura 4 e a Figura 5, e os modos apresentam-se perfeitamente correlacionados (Tabela 2).



**Figura 4:** Diferença das frequências naturais dos modelos experimental e analítico



**Figura 5:** Superposição das FRF(s) medidas no centro do elemento 1

#### 4. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi discutido o processo de ajuste de modelos utilizando diretamente as FRF(s) do modelo para estrutura do tipo placa. O modelo de elementos finitos foi ajustado baseado em dados experimentais de análise modal, tendo em vista a importância de se definir um modelo analítico representativo quando se deseja estudar as características dinâmicas de um sistema, especialmente quando o objetivo é prever seu comportamento dinâmico. A introdução de ruído nos dados “experimentais” simulados permitiu a geração de dados mais condizentes com aqueles obtidos em um experimento, o que permitiu avaliar a metodologia para condições mais próximas das condições de teste. Os resultados mostraram-se satisfatórios. A próxima etapa do trabalho será utilizar dados experimentais obtidos em laboratório para validar a metodologia.

## ***Agradecimentos***

Os autores agradecem à Fundação de Apoio à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP pelo apoio financeiro para o desenvolvimento deste trabalho.

## **5. REFERÊNCIAS**

- Cantieni, R., Pietrzko, S. and Deger Y., 1998, “Modal investigation of an office building floor”, proceedings of the XVI-IMAC.
- Cassola, S., and Pereira, J.A., 1999, “Caracterização dos Parâmetros Dinâmicos de Estruturas Metálicas do Tipo *Steel Joist*”, proceedings of the XV COBEM.
- Comitê Euro-International du beton – Bulletin d’Information n° 209 ,1991–“Vibration problems in structures” - CEB n° 209/1991- Viena.
- Mottershead, J. E. and Friswell, M. I., 1993, “Model updating in structural dynamics: a survey”, *Journal of Sound and Vibration*, 167(2), pp 347-375.
- Friswell, M. J. and Mottershead, J. E., 1998, Editorial, *Mechanical Systems and Signal Processing*, MSSP, 12(1), 1-6.
- Larsson, P. O. and Sas, P., 1992, “Model updating based on forced vibration testing using numerically stable formulations”, proceedings of the X-IMAC.
- Lin, R. M. and Ewins, D. J., 1994, “Analytical model improvement using frequency response functions, *Mechanical System and Signal*” Processing, 8(4), pp 437-458.
- Natke, H. G. et al, 1997, “Some recent advances in model updating”, proceedings of DETC’97, ASME Design Engineering Technical Conferences, 16th Biennial Conf. on Mechanics Vib. and Noise: Sacramento-USA. sept/97, paper DETC97/VIB-4142.
- Papadimitriou, C., Levine-West, M. and Milman, M., 1998, “Application of a Finite Element Model Updating Methodology on the IPEX-II Structure,” proceedings XVI – IMAC.
- Paschoalini, A. T., 1995, “Estudo comparativo do comportamento dinâmico do elemento isoparamétrico de placas das famílias Serendipity e Lagrangeana”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, Brasil.
- Pavic, A., Reynolds, P., 1999, “Experimental assessment of vibration serviceability of existing office floors under human-induced excitation”, *Experimental Techniques*, september/october 1999, pp 41-45.
- Pereira, J. A., et al., 1994, “Model updating and failure detection based on experimental FRF’s: case study on a space frame structure”, proceedings of the 19<sup>th</sup> ISMA, pp 669-681.
- Pereira, J. A., 1996, “Structural damage detection methodology using a model updating procedure based on frequency response functions - FRF(s)”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, Brasil.
- Reynolds P. et al., 1998(a), “Modal testing, FE analysis and FE model correlation of a 600 tonne post-tensioned concrete floor”. XXIII-International Seminar on Modal Analysis.
- Reynolds, P., Pavic, A. and Waldron, P., 1998(b), “Modal testing of a 150-tonne concrete slab incorporating a false floor system”, proceedings of the XVI-IMAC.
- Stephenson, A. C. and Humphreys, 1998, “Quantification of Steel Floor Vibration and its Relationship to Human Comfort”, *Journal of Constructional Steel Research*, 46: pp 1-3, paper n° 256.
- Wang, M. L., Heo, G. and Satpathi, D., 1997, “Dynamic Characterization of a Long Span Bridge: a Finite Element Based Approach”, proceedings Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 16: pp 503-512

# UTILIZAÇÃO DE TÉCNICA DE PROCESSAMENTO DE SINAIS PARA MELHORAR O DESEMPENHO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS

**Edmilson R. O. Santos,**

**Edison Righeto,**

**João A. Pereira**

**Vicente L. Jr ,**

Universidade Estadual Paulista-UNESP, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – FEIS, Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira-SP – Brasil.

Email: oliveira@dem.feis.unesp.br

## **Resumo**

Uma das ferramentas que tem sido bastante investigada para localização e detecção de falhas em sistemas mecânicos são as Redes Neurais Artificiais-RNA. No entanto esta ferramenta depende enormemente do padrão de entrada utilizado durante o processo de treinamento da rede. Se o padrão de entrada não for adequado, as vantagens da aplicação de RNA poderão ser perdidas. A Transformada Wavelet (TW) é uma técnica que possui excelentes características de localização tempo-frequência e, proporciona maiores informações sobre as características do sinal. Portanto, em algumas aplicações, a utilização da TW na escolha do padrão de entradas do sinal poderá melhorar a eficiência da rede neural. A proposta deste trabalho é introduzir a Transformada Wavelet como um meio alternativo de extrair as características mais representativas dos dados de vibração e, utiliza-las como padrões de entrada no treinamento de Rede Neural Artificial. Neste caso, as informações a respeito das condições de funcionamento do sistema serão obtidas a partir dos coeficientes da TW afim de fornecer uma representação mais compacta dos sinais, quando comparado com sistemas convencionais como análise de Fourier.

**Palavras-chave:** Transformada Wavelet, Redutor, Redes Neurais Artificiais.

## **1. INTRODUÇÃO**

O monitoramento e diagnose de máquinas e equipamentos é uma área emergente em engenharia. Ela envolve obter dados reais os quais informam as condições de operação da máquina. Em máquinas rotativas tais como redutores, ventiladores, e outras, os sinais de vibração são comumente usados para monitoramento. O controle da variação dos níveis do sinal é uma boa indicação do estado do sistema, porque o perfil de vibração pode mudar devido ao aparecimento de falha no sistema. Muitas técnicas já demonstraram um variado grau de sucesso em identificação de falhas utilizando sinais de vibração. Mas a maior parte destas técnicas não são adequadas para sinais transientes. Uma das mais recentes técnicas de processamento de sinais, Transformada Wavelet , tem-se mostrado mais adequada. A TW de um sinal temporal é uma expansão em termos de uma família de funções geradas a partir de uma única função base “wavelet mãe” por dilatação e translação. O termo dilatação significa expandir ou comprimir a “wavelet mãe” de forma que esta função proporcione uma visão mais detalhada ou não do sinal. Já a translação é uma forma que função Wavelet, alterada pela

dilatação, utiliza para percorrer o sinal por toda sua duração. A aplicação da TW para diagnosticar falhas em máquinas já foi utilizada em diversas situações, como por exemplo nos trabalhos dos seguintes autores: Hazarika *et al.* (1997), Lee e White (1997), Newland (1993), Paya *et al.* (1997) e Pettrilli *et al.* (1995). Embora, uma inspeção visual de certas características da análise espectral seja adequada para identificar falhas, um método menos subjetivo e confiável é necessário para a diagnose do sinal de vibração, especialmente quando o avanço da falha é pequeno ou existem múltiplas falhas no sistema (Paya, *et al.* 1997). O problema de detecção de falhas neste caso é essencialmente um reconhecimento de padrão; dados do sistema sem defeito devem ser distinguíveis dos dados de um sistema com falha. Redes neurais artificiais são técnicas computacionais para identificação de padrões através de modelos matemáticos inspirados nos neurônios biológicos dos organismos inteligentes (Wasserman, 1989). As RNAs são bem conhecidas por suas capacidades de identificar e classificar, sendo que nos últimos anos tem atraído a atenção de muitos pesquisadores, principalmente no campo da engenharia elétrica e controle. A proposta deste trabalho é introduzir a Transformada Wavelet como um meio alternativo de extrair características a partir de dados de vibração ocasionados por falhas de um redutor e, assim, servir como um padrão de entrada para o treinamento de uma rede neural artificial. Um padrão de entrada com informações mais específicas, através do emprego da análise Wavelet, poderá melhorar o desempenho do sistema de monitoramento da condição de operação das máquinas. O tipo de rede usada no presente estudo foi a rede neural artificial supervisionada de multi camadas, com o método de treinamento retro propagação. Os dados utilizados na avaliação da metodologia proposta foram dados simulados gerados a partir de um modelo matemático com base em parâmetros reais de um redutor.

## 2. TRANSFORMADA WAVELET

A transformada Wavelet (TW) é definida de forma semelhante a transformada de Fourier (TF),

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(\omega) e^{i\omega t} d\omega, \quad (1)$$

e

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-i\omega t} dt. \quad (2)$$

A Eq. (2) é chamada de transformada de Fourier da função  $f(t)$  e a Eq. (1) é chamada de transformada de Fourier inversa. A TF converte os dados no domínio do tempo para o domínio de frequência através de senos e cosenos como funções base, e estas apresentam características médias da função  $f(t)$ . A TW é definida de maneira similar a TF. Entretanto, em lugar de utilizar harmônicos, a TW utiliza uma família de funções geradas a partir de uma única função base chamada de “wavelet mãe”, a qual pode ser expandida/comprimida e transladada ao longo do tempo de duração do sinal. Assim, com essa família de funções pode-se ter uma visão mais detalhada ou não de  $f(t)$ .

A TW converte dados no domínio do tempo para o domínio tempo-escala, onde pode ser visualizado características localizadas do sinal original. A Eq. (3) expressa uma família de funções que pode ser utilizadas para decompor a função temporal, cujo o parâmetro real  $a > 0$  permite uma expansão ou compressão e o parâmetro  $b$  a translação da função base:

$$w_{(a,b)} = a^{-1/2} W\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (3)$$

$W(t)$  representa a wavelet mãe. Uma função  $f(t)$ ,  $t \in [0, T]$ , pode ser decomposta em uma soma de wavelets em um número finito de escalas como:

$$f(t) = w_0 + \sum_{j=0}^{\infty} \sum_{k=0}^{2^j-1} w_{2^j+k} W(2^j t - kT), \quad (4)$$

e

$$w_0 = \int_0^T f(t) dt, \quad (5)$$

$$w_{2^j+k} = \int_0^T f(t) W(2^j t - kT) dt. \quad (6)$$

O parâmetro  $j$  descreve os diferentes níveis das wavelets. O parâmetro  $k$  é responsável pela posição das wavelets em cada nível, por isso ele cobre o intervalo de  $k=0$  à  $k=2^j-1$ . O comprimento dos dados a ser transferidos do domínio do tempo deve ser potência de dois (isto é  $2^n$ ). Existem muitos tipos de wavelets mas, para o presente estudo será utilizado a Daubechies (db4), (Daubechies, 1992).

### 3. REDES NEURAIS ARTIFICIAIS

As RNAs são inspiradas em sistemas nervosos biológicos, portanto, elas são compostas de elementos que desempenham, de uma forma análoga, as funções mais elementares dos neurônios biológicos. Modelos de redes neurais tem um maior potencial em áreas tais como reconhecimento de voz e imagem onde muitas hipóteses são colocadas em paralelo, altas velocidades computacionais são requeridas e, os sistemas disponíveis estão longe de igualar o desempenho humano. Modelos de redes neurais exploram muitas hipóteses competindo simultaneamente e utilizando maciçamente redes paralelas compostas de muitos elementos computacionais conectados por ligações com ponderações variáveis. Os elementos computacionais ou nós utilizados em modelos de redes neurais são funções não lineares.

O nó mais simples tem entradas ponderadas e passa as informações para o próximo nível através de uma função de ativação. O desenvolvimento das redes levou a utilização de vários tipos de funções de ativação. As principais são: degrau, rampa, logística, tangente hiperbólica e gaussiana (Wasserman, 1989). Modelos de redes neurais são especificados pela configuração da rede, características nodais e, treinamento ou aprendizado de regras. Estas regras especificam um conjunto inicial de ponderações e indica como a ponderação deve ser adaptada durante o uso para melhorar o seu desempenho. Tanto a escolha da configuração da rede, como as regras de treinamento são tópicos ainda em desenvolvimento.

Os métodos de treinamento de uma rede neural podem ser divididos em duas categorias: aprendizado supervisionado, e aprendizado não supervisionado. O primeiro tipo de aprendizado é o mais comum e empregado nos diversos tipos de redes neurais existentes. O aprendizado supervisionado consiste em apresentar a rede neural uma série de dados de entrada e as respectivas saídas esperadas. Um algoritmo será empregado para ajustar os pesos

das conexões entre os neurônios pelo cálculo do erro, isto é, a diferença entre a saída esperada e aquela efetivamente calculada. Entre os algoritmos para o cálculo destaca-se o algoritmo de retro propagação do erro.

Este primeiro método de treinamento é denominado de supervisionado pois é necessário apresentar a rede as respostas esperadas. Uma desvantagem deste tipo de aprendizado é a necessidade de se dispor de conjunto de dados de treinamento. Dependendo do tamanho da rede serão necessários vários casos de treinamento para que todos os pesos sejam obtidos de maneira ideal. Outro tipo de treinamento é denominado não supervisionado. Neste caso, não é necessário apresentar à rede as respostas esperadas. No treinamento não supervisionado os pesos são ajustados para que as entradas similares produzam saídas similares. O algoritmo de treinamento extrai regularidades estatísticas do conjunto de dados de treinamento.

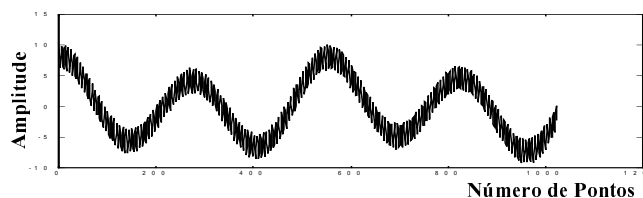
#### 4. SINAIS DE VIBRAÇÃO SIMULADOS

O principal objetivo deste estudo é demonstrar a aplicabilidade da metodologia proposta para o reconhecimento das condições de operação de um sistema utilizando dados reais. Entretanto, afim de testar a potencialidade e limitações do método, será avaliado inicialmente com sinais simulados para um redutor com um par de redução. Os sinais utilizados são classificados por famílias (cada uma delas com 8 sinais), as quais representam sinais normais e defeituosos. Cada família representa uma condição do redutor, e o que difere um sinal do outro, em cada família, é o efeito causado pela introdução de um ruído branco no sinal. Os sinais propostos estão definidos para um tempo de aquisição de 0.128 s e amostrados com 1024 pontos. Os sinais simulados utilizam dados de um redutor de engrenagens helicoidais de um único par de redução, Tab. 1.

**Tabela 1.** Características geométricas do redutor

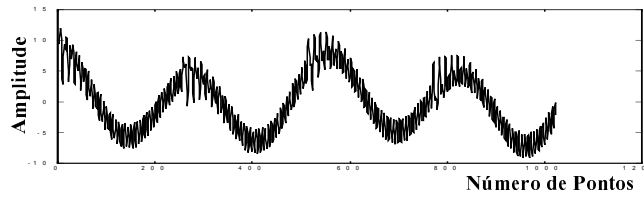
Número de dentes do pinhão	44
Número de dentes da coroa	95
Frequência do eixo de entrada	30 (Hz)
Frequência do eixo de saída	14 (Hz)
Frequência de engrenamento	1320 (Hz)

Cada sinal da família de sinais normais é constituído da frequência de engrenamento, frequência de giro (pinhão) e 5% de ruído branco, Fig. 1.



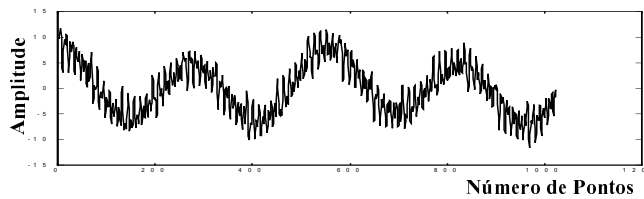
**Figura 1.** Sinal Normal

Um sinal da família de sinais defeituosos (1) tem as mesmas características de um sinal normal, frequência de engrenamento, frequência de giro (pinhão), 5% de ruído branco, e adicionalmente um impulso a cada 256 pontos (ou 0.032 s) representando o efeito de um dente quebrado, Fig. 2.



**Figura 2.** Sinal Defeituoso (1)

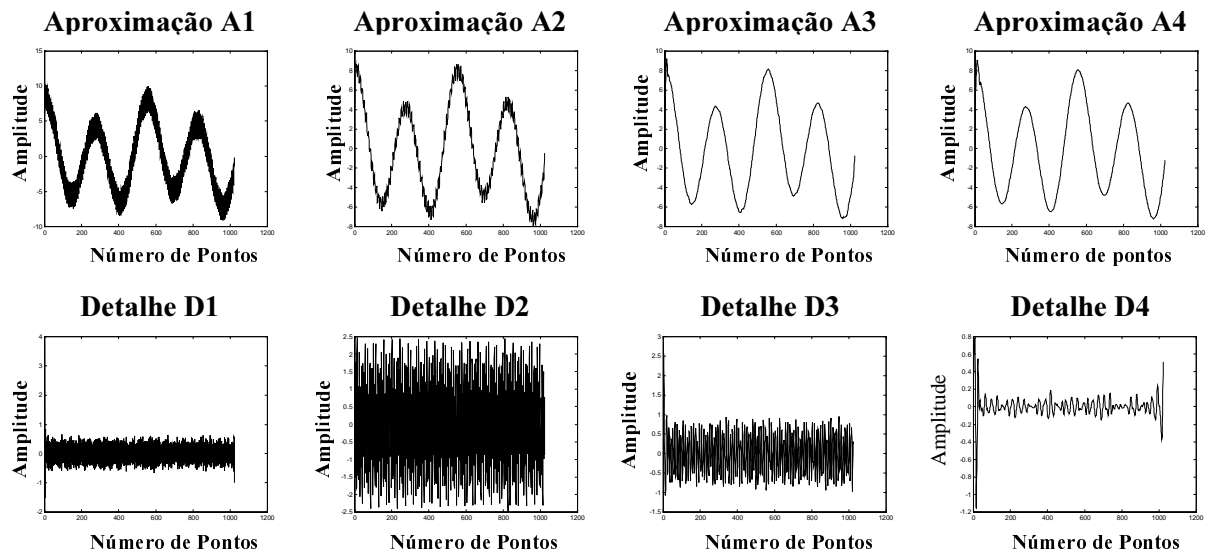
Um sinal da família de sinais defeituosos (2) tem as mesmas características de um sinal normal, frequência de engrenamento, frequência de giro (pinhão), 5% de ruído branco, e adicionalmente um impulso a cada 64 pontos (ou 0.008 s) representando um defeito de rolamento, Fig. 3.



**Figura 3.** Sinal Defeituoso (2)

## 5. METODOLOGIA

As famílias de sinais simulados são pré processadas via transformada wavelet discreta (DWT), ou seja, cada sinal de uma família é decomposto em 8 componentes, Fig. 4. Parte dessas componentes são responsáveis pelas baixas frequências (aproximações) e as outras pelas altas frequências (detalhes).



**Figura 4.** Decomposição de um sinal normal pela DWT

Mediante a seleção do nível e do tipo de wavelet pode-se decompor os sinais com mais ou menos componentes e também com maior ou menor resolução. Um sinal da família de sinais normais decomposto foi escolhido como referência para estabelecer a correlação entre seus componentes e os componentes dos demais, e também em relação aos componentes das



outras famílias (defeituosos (1) e (2)). Assim, a correlação entre pares de sinais decompostos geram vetores com dimensão  $8 \times 1$ , os quais são utilizados como entrada da RNA. Esses vetores representam quanto um sinal assemelha-se com o sinal escolhido como referência. Parte desses vetores foram utilizados para o treinamento da RNA (arquivos Aq1, Aq1.3 e Aq2.6) e os demais, como relacionado na tab. 2, foram utilizados para testar a capacidade de reconhecimento da rede. A RNA supervisionada de multi camadas, utilizou o algoritmo de treinamento retro propagação, com função tangente hiperbólica. A camada intermediária foi estabelecida através de tentativas, e assim pela experiência adquirida chegou-se a 10 neurônios com o melhor desempenho para o treinamento da RNA. Afim de simplificar os resultados de classificação ou distinção entre tipos diferentes de falhas, as saídas designadas para cada situação são as seguintes:

1. sinal normal  $\Rightarrow$  saída 0;
2. sinal defeituoso (1)  $\Rightarrow$  saída 0.5;
3. sinal defeituoso (2)  $\Rightarrow$  saída 1.0 .

## 6. RESULTADOS

Na tab. 2 estão todas as respostas da RNA para os vários testes de reconhecimento dos vetores não utilizados durante o treinamento. Para o primeiro bloco referente aos sinais normais, pode-se observar que as respostas da RNA foram as esperadas (aproximadamente zero). As respostas da RNA para o segundo e terceiro bloco, também foram muito satisfatórias, ou seja, os arquivos que apresentam as piores resposta ainda mostram uma identificação próxima do esperado, ou seja, apenas uma diferença de 2% e 3% respectivamente.

**Tabela 2.** Arquivos utilizados para testar a RNA

<b>Famílias de Sinais</b>	<b>Arquivos</b>	<b>Saída da Rede</b>
<b>N O R M A I S</b>	<b>Aq2</b>	0.0007
	<b>Aq3</b>	0.0023
	<b>Aq4</b>	0.0004
	<b>Aq5</b>	0.0007
	<b>Aq6</b>	0.0023
	<b>Aq7</b>	0.0004
	<b>Aq8</b>	0.0005
	<b>D E F E I T O (1)</b>	<b>Aq1.1</b>
<b>Aq1.2</b>		0.5186
<b>Aq1.4</b>		0.5077
<b>Aq1.5</b>		0.5196
<b>Aq1.6</b>		0.5186
<b>Aq1.7</b>		0.5077
<b>Aq1.8</b>		0.5146

<b>D E F E I T O (2)</b>	<b>Aq2.1</b>	0.9735
	<b>Aq2.2</b>	0.9783
	<b>Aq2.3</b>	0.9794
	<b>Aq2.4</b>	0.9730
	<b>Aq2.5</b>	0.9684
	<b>Aq2.7</b>	0.9786
	<b>Aq2.8</b>	0.9789

Os resultados apresentados mostram que a TW é uma ferramenta de pré processamento de sinais de vibração muito eficiente, e que estes dados podem ser utilizados como entradas para uma RNA com objetivo de melhorar o desempenho desta na identificação dos tipos de falhas. Embora, não foi feito uma comparação direta com outros tipos de ferramentas, um trabalho desenvolvido por Petrilli *et al.* (1995), mostrou que RNAs que utilizavam sinais pré processados pela TW para o seu treinamento obteve uma convergência muito mais rápida do que os mesmos sinais pré processados pela FFT. Isto ocorre porque a capacidade da DWT em analisar transientes e guardar informações importantes do sinal permiti associar as falhas com os respectivos componentes, assim a RNA pode ter informações mais precisas e consequentemente um melhor diagnóstico.

## 7. CONCLUSÃO

Os resultados apresentados e discutidos neste trabalho mostram que o desempenho da DTW como um pré processador dos sinais de vibração foi satisfatório e também demonstra que ela pode ser utilizada como ferramenta para detectar ocorrências de variações bruscas.

A análise via DWT requer uma familiaridade do usuário com a técnica, pois para processamento do sinal deve-se determinar primeiro qual tipo de wavelet é mais adequada para que a extração das característica importantes do sinal sejam a melhor possível. O tipo de wavelet utilizada foi a db4, a qual também mostrou-se ser eficiente no processamento de sinais em outros trabalhos.

Uma combinação da DWT e RNA é uma técnica eficaz e adequada para o monitoramento contínuo de máquinas. O próximo passo será utilizar a técnica para a detecção de falhas utilizando dados experimentais.

## 8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pelo apoio financeiro para desenvolvimento do trabalho.

## 9. REFERÊNCIAS

- Daubechies, I., 1992, “Ten Lectures on Wavelets”, CBMS – NSF Regional Conference Series In Applied Mathematics SIAM, Philadelphia.
- Hazarika, N, Chen, J. Z., Tsoi, A. C. and Sergejew, A., 1997, “ Classification Of EEG Signals Using The Wavelet Transform”, Elsevier, Signal Processing, Vol. 59, pp. 61-72.

- Lee, S-K., White, P. R., 1997, “ Fault Identification for Rotating Machinery Using Adaptive Signal Processing and Time-Frequency Analysis”, Proceedings of DETC’97, Sacramento, California.
- Newland, D., 1993, “Wavelet Analysis of Vibration”, The 16<sup>th</sup> Annual Energy Sources Technology Conference and Exhibition, Structural Dynamics and Vibration, Houston, Texas, USA, 31 january – 4 february.
- Paya, B. A., Esat, I. and Badi, M. N. M., 1997, “Artificial Neural Network Based Fault Diagnostics of Rotating Machinery Using Wavelet Transforms as a Preprocessor”; Mechanical System and Signal Processing, Vol. 11, N<sup>o</sup>: 5, pp: 751-765.
- Petrilli, O., Paya, B., Esat, I. I. and Badi, M. N. M., 1995, “ Neural NetWork Based Fault Detection Using Different Signal Processing Techniques As Pre-Processor”, Structural Dynamics and Vibration, ASME, Vol. 70.
- Staszewski, W. J., Worden, K., 1993, “Classification of Faults in Spur Gears”, The World Congress on Neural Networks, Portland Oregon, 11 – 15.
- Wasserman, Philip D., 1989, “ Neural Computing Theory And Practice”.

# IDENTIFICATION OF EXCITATION FORCES USING AN INVERSE STRUCTURAL MODEL

**Leandro Afonso da Silva**

**Domingos Alves Rade**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Caixa Postal 593, 38400-902, Uberlândia, MG, Brazil. E-mail: lafonso@mecanica.ufu.br, domingos@ufu.br

## **Abstract**

This work focuses the indirect identification of excitation forces from dynamic time responses of mechanical systems. A methodology is studied based on the use of a discrete-time inverse state-space model. The inverse model is obtained starting from the direct model by interchanging input and output vectors. Once the inverse model is built, the excitation forces are estimated by recursive resolution of the state and output difference equations. The paper is organized as follows: after preliminary remarks concerning the methods which have been used for force identification, the basic formulation leading to the inverse structural model is presented. Some inherent characteristics concerning the stability of the inverse system are discussed. The results of some numerical simulations are finally presented to evaluate the operational features, robustness and accuracy of the method.

**Key-words:** Indirect force identification, Inverse problems, Difference equations

## **1.INTRODUCTION**

The estimation of dynamic forces acting on a mechanical system is an important problem that has been treated with only partial success. Methods for such estimation fall into two categories: direct methods and indirect methods. The direct methods are based on the placement of force transducers into the load paths at the point where the force is applied. However, there are many situations in which it is not easy to obtain an accurate description of the excitation conditions using such methods. For example, it can be difficult to measure directly the forces exerted during a shock load. Furthermore, internal forces generated within machinery, or those that are transmitted from machinery to foundation, are generally difficult to be characterized from direct measurements. Under these circumstances it would be beneficial if the forces could be computed indirectly using measured response data together with some form of mathematical model of the structural system. These computed forces could then be used in subsequent studies involving similar types of excitation conditions. In general, the indirect approach to force estimation, characterized as an inverse problem, possesses some inherent difficulties, such ill-posedness and numerical ill-conditioning (Starkey & Merril, 1989). This has made work in this area slow and the gains modest.

Several force identification techniques, operating either in time domain or in frequency domain, have been proposed and are documented in the literature (Stevens, 1987). Most of frequency domain methods are based on the inversion of the frequency response function (FRF) matrix for each frequency line in the band of interest. This methodology demonstrated

to suffer from severe ill-conditioning, mainly at frequencies associated with the natural frequencies of the structure (Starkey & Merrill, 1989). These techniques also prohibit real-time or near real-time force estimation.

Time domain techniques are more recent developments. The *Sum of Weighted Accelerations Technique (SWAT)* (Bateman *et al.*, 1992) has been successfully applied to a variety of different real world impact and collision problems. This method is based on the modal equilibrium equations written for the rigid body modes of system. Due to its features, *SWAT* can only be applied to unconstrained structures and is only capable of providing the resulting forces and moments about the center of mass of the structure, while the actual spatial distribution of the forces remains unknown. A modal approach has also been focused by (Genaro, 1997), enabling to circumvent those drawbacks. Time domain deconvolution has been used by Kammer (1996), Genaro (1997) and Silva & Rade (1999). According to this procedure, the excitation forces are identified by solving a linear system of equations obtained by inverting the discrete-time multi-input-multi-output convolution integral, which has the matrix of input response functions (IRFs) as its kernel.

In this paper a method operating in the time domain is proposed and evaluated. According to this method, an inverse structural model is obtained from the direct model by exchanging the roles of the input and output vectors. Once the inverse system is built, the excitation forces are estimated by recursive resolution of the state and output difference equations. An application to a simple numerically simulated structure is presented to illustrate the main features and capabilities of the identification method.

## 2. FORMULATION OF THE METHOD

Consider a linear self-adjoint viscously damped mechanical system of  $N$  degrees-of-freedom, described by the equations of motion in the standard matrix form:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

Pre-multiplying equation (1) by  $[M]^{-1}$  and introducing the relation  $\{f(t)\} = [B_2]\{u(t)\}$ , one has:

$$\{\ddot{x}(t)\} = -[M]^{-1}[C]\{\dot{x}(t)\} - [M]^{-1}[K]\{x(t)\} + [M]^{-1}[B_2]\{u(t)\} \quad (2)$$

where  $[B_2]_{(N \times f)}$  is the matrix defining the locations of the  $f$  excitation forces contained in vector  $\{u(t)\} \in \mathbb{R}^f$ . A continuous time state-space representation of system (2) is given by the following equations:

$$\{\dot{w}(t)\} = [A]\{w(t)\} + [B]\{u(t)\} \quad (3)$$

$$\{y(t)\} = [C]\{w(t)\} + [D]\{u(t)\} \quad (4)$$

where:

$$\{w(t)\} = \begin{Bmatrix} \{x(t)\} \\ \{\dot{x}(t)\} \end{Bmatrix} \in \mathbb{R}^{2N} \text{ is the state vector ; } \{y(t)\} \in \mathbb{R}^s \text{ is the vector of system outputs}$$

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{2N \times 2N} \text{ is the system matrix}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} [0] \\ [M]^{-1}[B_2] \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{2N \times f} \text{ is the input influence matrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} [C_d] & -[C_a][M]^{-1}[K] \\ [C_v] & -[C_a][M]^{-1}[K] \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{s \times 2N} \text{ is the outputs influence matrix}$$

$$[D] = [C_a][M]^{-1}[B_2] \in \mathbb{R}^{s \times f} \text{ is a direct transmission matrix}$$

$[C_a]$ ,  $[C_v]$  and  $[C_d]$  are matrices that supply the positions of sensors for acceleration, velocity and displacement respectively.

All real systems operate in continuous time. However, they are sampled discretely in time resulting in a discrete time representation which is governed by the difference equations (Kwakernaak & Sivan, 1976):

$$\{w(k+1)\} = [A_{\text{dis}}] \{w(k)\} + [B_{\text{dis}}] \{u(k)\} \quad (5)$$

$$\{y(k)\} = [C_{\text{dis}}] \{w(k)\} + [D_{\text{dis}}] \{u(k)\} \quad (6)$$

where  $k$  indicates the appropriate time step.

The system given by equations (3) to (6), containing  $N$  states,  $f$  inputs and  $s$  outputs is named *direct system* in discrete time. Integration of the state equations or recursive resolution of the difference equations allow to obtain the response of the system to a set of excitation forces.

From here on, the discrete-time model will be used. Equations (5) and (6) can be manipulated to exchange the roles of input and output vectors, yielding the equations of the *inverse structural system* in the form (Horta & Sandridge, 1992):

$$\{w(k+1)\} = [\tilde{A}] \{w(k)\} + [\tilde{B}] \{y(k)\} \quad (7)$$

$$\{u(k)\} = [\tilde{C}] \{w(k)\} + [\tilde{D}] \{y(k)\} \quad (8)$$

in which the inverse system plant, input influence, output influence, and direct throughput matrices are defined as:

$$[\tilde{A}] = [A_{\text{dis}}] - [B_{\text{dis}}][D_{\text{dis}}]^+ [C_{\text{dis}}] \quad ; \quad [\tilde{B}] = [B_{\text{dis}}][D_{\text{dis}}]^+$$

$$[\tilde{C}] = -[D_{\text{dis}}]^+ [C_{\text{dis}}] \quad ; \quad [\tilde{D}] = [D_{\text{dis}}]^+ \quad ; \quad [D_{\text{dis}}]^+ = ([D_{\text{dis}}]^T [D_{\text{dis}}])^{-1} [D_{\text{dis}}]^T$$

The vector of excitation forces  $\{u(k)\}$  is obtained from equation (8), given the measured output vector  $\{y(k)\}$  and the state vector  $\{w(k)\}$ , obtained through the recursive resolution of the equation (7).

In the equations above it can be observed that for the inverse system to exist, the Moore-Penrose pseudo-inverse,  $[D_{dis}]^+$ , must be computed. This requires that the number of sensors  $s$  be greater than the number of force inputs  $f$ . Moreover,  $[D_{dis}]$  must be full column rank. As a result, taking into account the nature of the matrix  $[D_{dis}]$ , equations (7) and (8) can be used for calculating the excitation forces, provided that the position of the sensors and the locations of the inputs are coincident (collocated input and outputs).

For structural systems with sensors positioned at different locations than those where the forces are applied (called *non-collocated* systems) it can be shown (Hashemi & Hammond, 1996) that the direct system possesses non-minimum phase zeros. In this form, the inverse system matrix  $[\tilde{A}]$  can be unstable. This means that some of the transmission zeros of the discrete direct system are outside the unit circle, or for the continuous representation, they are located in the right half complex plane. These zeros can be directly related to the eigenvalues of the inverse system. According to Williams (1989) the transmission zeros are defined as the values of the Laplace variable for which it is possible to apply a nonzero input and get an identically zero output at the sensor locations, for suitable set of initial conditions  $w(0)$ . Therefore, if the input is assumed in the form  $u = \mu e^{\psi t}$ , then  $\psi$  is said to be a transmission zero of the direct system (5) and (6) if:

$$\begin{bmatrix} [A_{dis}] - \psi[I] & [B_{dis}] \\ -[C_{dis}] & -[D_{dis}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{w(0)\} \\ \mu \end{Bmatrix} = [Q] \begin{Bmatrix} \{w(0)\} \\ \mu \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (9)$$

For a non trivial solution to exist, the determinant of  $Q$  must vanish. In the case where  $[D_{dis}]$  is full rank,  $|Q|$  can be written as:

$$|Q| = |[D_{dis}]| \left| [A_{dis}] - [B_{dis}][D_{dis}]^{-1}[C_{dis}] - \psi[I] \right| = |[D_{dis}]| \left| [\tilde{A}] - \psi[I] \right| \quad (10)$$

which produces the condition:

$$\left| [\tilde{A}] - \psi[I] \right| = 0 \quad (11)$$

This last equation corresponds to the characteristic equation of the inverse system, implying that  $\psi$  is also an eigenvalue of the inverse system, as previously stated. Williams (1989) can be consulted for more details on transmission zeros of structures.

In the case of non-collocated inputs and outputs, matrix  $[D_{dis}]$  drops rank and the Moore-Penrose pseudo-inverse,  $[D_{dis}]^+$  can not be computed. To circumvent this problem, Kammer and Stelzner (1999) suggested the use of a non-causal inverse system, where the estimate of the input force at time  $k$  is expressed as a function of the response at a future time  $k+1$ . Consider a system for which all the sensors and force inputs are non-collocated. For such a system, the direct throughput matrix is the zero matrix, producing:

$$\{w(k+1)\} = [A_{dis}]\{w(k)\} + [B_{dis}]\{u(k)\} \quad (12)$$

$$\{y(k)\} = [C_{\text{dis}}] \{w(k)\} \quad (13)$$

Output equation (13) must be stepped forward in time before inversion can take place:

$$\{y(k+1)\} = [C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}] \{w(k)\} + [C_{\text{dis}}] [B_{\text{dis}}] \{u(k)\} \quad (14)$$

The direct system given by equations (12) and (13) is non-causal. The associated inverse system takes the form:

$$\{w(k+1)\} = \left[ [A_{\text{dis}}] - [B_{\text{dis}}] ([C_{\text{dis}}] [B_{\text{dis}}])^+ [C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}] \right] \{w(k)\} + [B_{\text{dis}}] ([C_{\text{dis}}] [B_{\text{dis}}])^+ \{y(k+1)\} \quad (15)$$

$$\{u(k)\} = -([C_{\text{dis}}] [B_{\text{dis}}])^+ [C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}] \{w(k)\} + ([C_{\text{dis}}] [B_{\text{dis}}])^+ \{y(k+1)\} \quad (16)$$

Equations (12) to (16) can be generalized for a number  $\ell$  of forward time steps, yielding:

$$\text{Direct system} \begin{cases} \{w(k+1)\} = [A_{\text{dis}}] \{w(k)\} + [B_{\text{dis}}] \{u(k)\} & (17) \\ \{y(k+\ell)\} = [C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^\ell \{w(k)\} + [C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^{\ell-1} [B_{\text{dis}}] \{u(k)\} & (18) \end{cases}$$

$$\text{Inverse system} \begin{cases} \{w(k+1)\} = [\tilde{A}] \{w(k)\} + [\tilde{B}] \{y(k+\ell)\} & (19) \\ \{u(k)\} = [\tilde{C}] \{w(k)\} + [\tilde{D}] \{y(k+\ell)\} & (20) \end{cases}$$

where:

$$[\tilde{A}] = \left[ [A_{\text{dis}}] - [B_{\text{dis}}] ([C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^{\ell-1} [B_{\text{dis}}])^+ ([C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^\ell) \right]$$

$$[\tilde{B}] = [B_{\text{dis}}] ([C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^{\ell-1} [B_{\text{dis}}])^+$$

$$[\tilde{C}] = -([C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^{\ell-1} [B_{\text{dis}}])^+ [C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^\ell$$

$$[\tilde{D}] = ([C_{\text{dis}}] [A_{\text{dis}}]^{\ell-1} [B_{\text{dis}}])^+$$

The vector of excitation forces  $\{u(k)\}$  can be obtained from equation (20), given the measured output vector  $\{y(k+\ell)\}$  and the state vector  $\{w(k+1)\}$ , obtained through the recursive resolution of the equation (19).



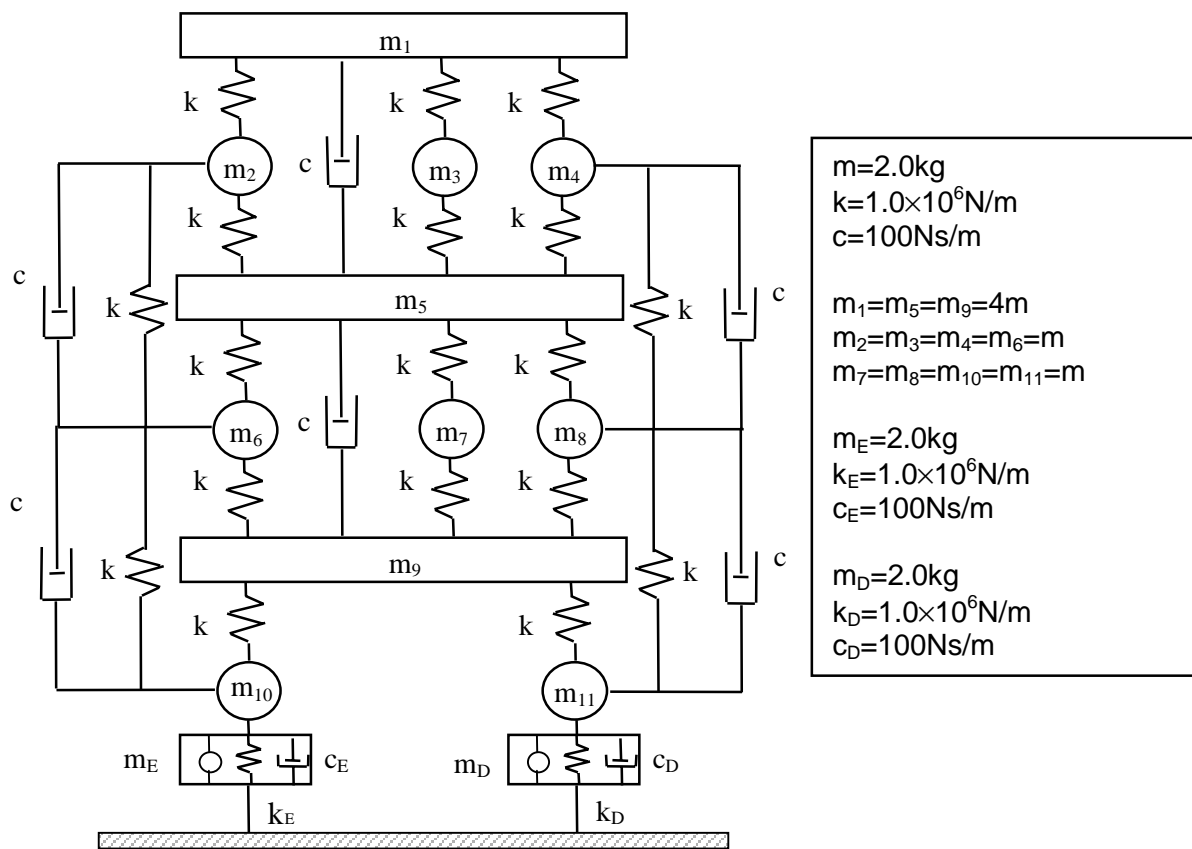
### 3. NUMERICAL EXAMPLES

#### 3.1 Force identification with non-collocated inputs and outputs

In this first example, a test-system with 11 d.o.f. (Figure 1) was used to identify the excitation forces under the assumption of non-collocated inputs and outputs. The excitation forces given by equation (21) and (22) was assumed to be applied at masses numbers 1 and 6. The acceleration time responses were assumed to have been measured at masses numbers 8 and 11.

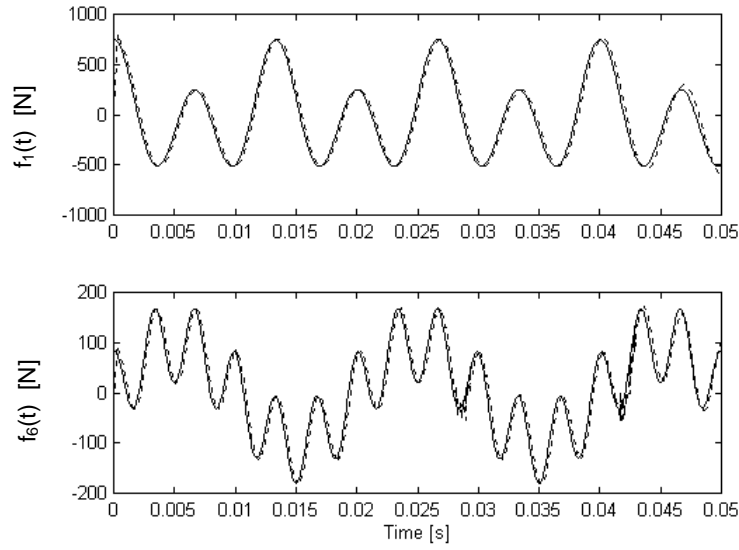
$$f_1(t) = 500 \cos(2\pi 150t) + 250 \cos(2\pi 75t) \quad (21)$$

$$f_6(t) = 100 \sin(2\pi 150t) + 80 \cos(2\pi 300t) \quad (22)$$



**Figure 1.** Characteristics of the 11 d.o.f. test-system

Null initial conditions were assumed and accelerations were observed in the interval  $[0-0.05s]$ , with a time step  $\Delta t = 5.00 \times 10^{-5} s$ . The acceleration response was first simulated obtained by using equations (3) and (4), corresponding to the continuous-time system. The vector of excitation forces was then obtained from equation (20), using the acceleration response and the state vector calculated from equation (21), with progress  $\ell = 3$ . Figure 2 depicts the identified forcing functions as compared to the exact ones. As can be seen, fairly accurate identification could be achieved.

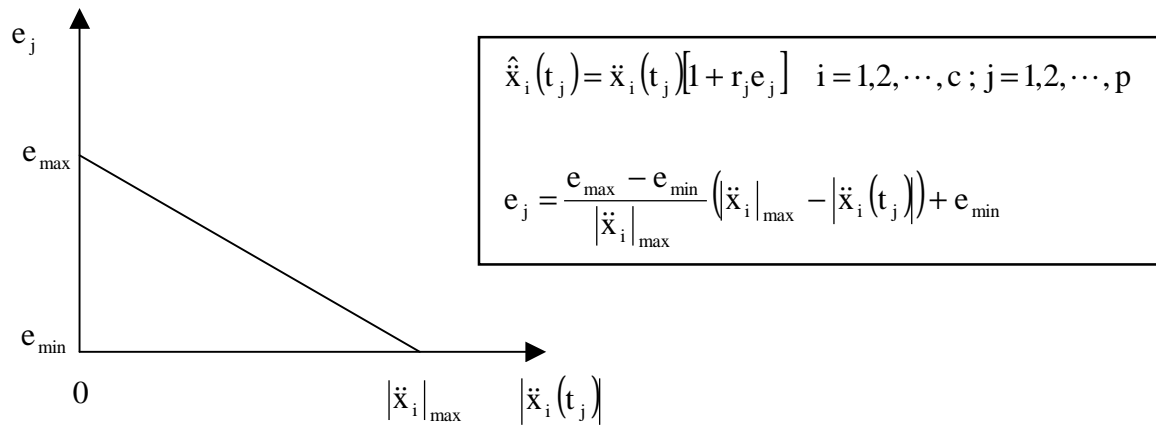


**Figure 2.** Exact (solid line) and reconstructed (dotted line) input forces

### 3.2 Evaluation of the sensitivity of the identification method with respect to modeling errors and measurement noise.

Clearly, the success of the force identification procedure depends on the accuracy of the model employed and the level of measurement noise corrupting the output signals. Thus, this second example aims at analyzing the effect of uncertainties introduced in the mass and stiffness distributions of the model and random disturbances introduced in the acceleration time responses.

Consider a single excitation force given by,  $f_1(t) = 200 \cos(2\pi 360t) + 100 \sin(2\pi 450t)$ , applied at mass number 1 of the test-system shows in Figure 1. The acceleration time response was computed from the exact continuous-time model given by (3) and (4). For the purpose of input identification, it was assumed that the response was measured only at mass number 1 (collocated input and output). This response was then polluted by random perturbations simulating experimental noise. The model used for noise is such that, for a given sensor, the maximum random error in a given time instant is inversely proportional to the amplitude of the accelerations at that time. This model is described in Figure 3, where  $\hat{\ddot{x}}_i(t_j)$  indicates the corrupted acceleration of the  $i$ -th sensor at time  $t_j$ ,  $\ddot{x}_i(t_j)$  is the corresponding noise-free acceleration,  $r_j$  is a real number from a uniformly distributed random sequence in the range  $[-1; 1]$ . Moreover,  $|\ddot{x}_i|_{\max}$  indicates the maximum amplitude of the acceleration in the whole time history and  $e_{\max}$  and  $e_{\min}$  denote the maximum and minimum values assumed for the random errors, respectively. The values adopted for these two parameters are:  $e_{\max} = 10\%$ ,  $e_{\min} = 2\%$ . The responses are measured at mass number 1 too.



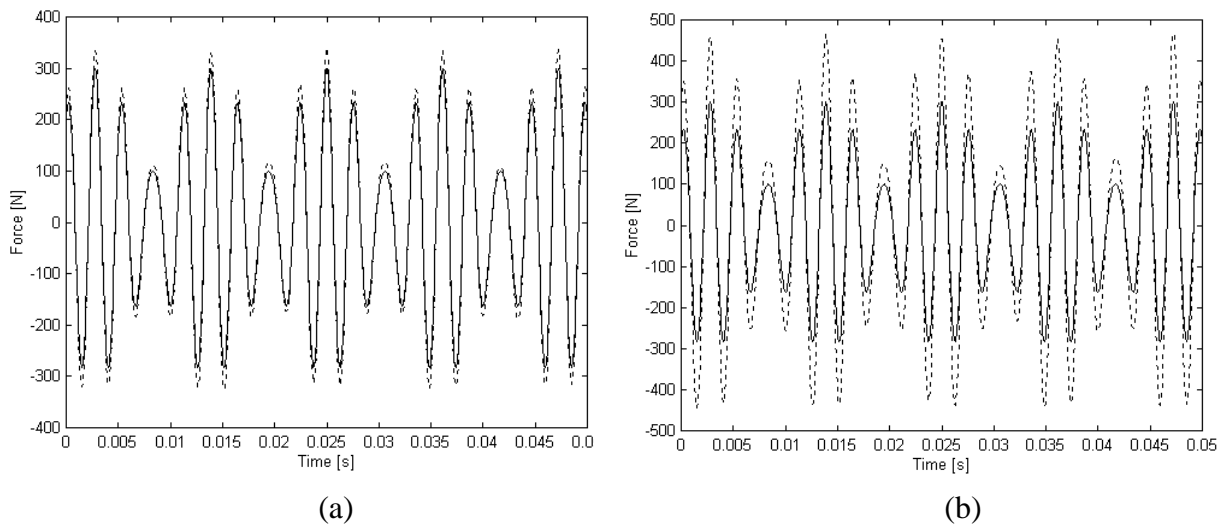
**Figure 3.** Model of the noise affecting the accelerations responses.

Modeling errors were simulated as random disturbances in some of the elements (arbitrarily chosen) of the exact mass and stiffness matrix of the system. These errors were introduced using uniformly distributed random sequences, generated in the range  $[1-\epsilon_{\max}; 1+\epsilon_{\max}]$ . Two different levels of disturbances were considered, corresponding the  $\epsilon_{\max} = 20\%$  and  $50\%$ . The resulting effect of the introduction of these disturbances can be evaluated with the aide of Table 1. To simulate a practical situation where the damping matrix is not available, the model used for force identification was assumed to be undamped ( $[C]=0$ ).

As can be seen in Figure 4, force estimates tend to be less accurate for higher levels of modeling errors. For moderate levels of measurement and model uncertainties, fairly accurate results could be obtained, indicating that the estimates are reasonably robust with respect to the combined uncertainties in the case of collocated inputs and outputs. Some numerical tests have shown that the method seems to be less robust in the case of non-collocated inputs and outputs.

**Table 1.** Values and locations of the modifications introduced in the model.

Perturbed element	Exact value	Perturbed value ( $\epsilon_{\max} = 20\%$ )	Perturbed value ( $\epsilon_{\max} = 50\%$ )
<b>m(1,1)</b>	8 kg	8.90 kg	11.97 kg
<b>m(5,5)</b>	8 kg	8.54 kg	6.52 kg
<b>m(9,9)</b>	8 kg	9.46 kg	4.99 kg
<b>k(1,3)</b>	$1 \times 10^6$ N/m	$1.05 \times 10^6$ N/m	$7.83 \times 10^5$ N/m
<b>k(2,5)</b>	$1 \times 10^6$ N/m	$1.18 \times 10^6$ N/m	$1.16 \times 10^6$ N/m
<b>k(4,5)</b>	$1 \times 10^6$ N/m	$1.04 \times 10^6$ N/m	$1.24 \times 10^6$ N/m
<b>k(6,9)</b>	$1 \times 10^6$ N/m	$1.12 \times 10^6$ N/m	$1.11 \times 10^6$ N/m
<b>k(8,9)</b>	$1 \times 10^6$ N/m	$9.54 \times 10^5$ N/m	$9.41 \times 10^5$ N/m



**Figure 4.** Exact (solid line) and reconstructed (dotted line) input forces.  
(a) 20% error ; (b) 50% error

#### 4. CONCLUSIONS

A method intended for the identification of excitation forces from the time domain responses and a analytical model of the mechanical system has been presented. The basic formulation of the method has been adapted to circumvent the difficulty in constructing an inverse system in the case of non-collocated inputs and outputs. The results obtained from simple numerical simulations demonstrated that the method has the potentiality of providing reasonably accurate force estimates in the presence of moderate levels of measurement noise and modeling uncertainties. The authors are currently evaluating the performance of the method when applied to experimentally tested structures.

#### 5. ACKNOWLEDGMENTS

L. A. Silva gratefully acknowledges the support of the Brazilian Ministry of Education through the award of a CAPES scholarship.

#### 6. REFERENCES

- Bateman, V. I., Carne, T. G. and Mayes, R. L., 1992, "Force Reconstruction Using a Sum of Weighted Accelerations Technique", Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference, UC/SEM, pp. 291-298.
- Genaro, G., 1997, "Identification of Excitation Forces from Time Domain Responses", M.Sc. Dissertation, Federal University of Uberlândia, Brazil.
- S., Hashemi and J. K., Hammond, 1996, "Recognition and Inversion of Non-Minimum Phase Systems Using  $L_1$  &  $L_2$  Norms", Identification in Engineering Systems, Proceedings of the Conference Held at Swansea.
- Horta, L. G. and C. A. Sandridge, 1992, "On-Line Identification of Forward/Inverse System for Adaptive Control Applications", AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, pp. 1639-1649.

- Kammer, D. C., 1996, "Input Force Reconstruction Using a Time Domain Technique", AIAA Journal, AIAA-96-1201-CP, pp. 21-30.
- Kawkemaak, H. and Sivan, R., 1972, "Linear Optimal Control Systems", Wiley-Interscience, a division of John Wiley & Sons, Inc.
- Silva, L. A. and Rade, D. A., 1999, "Time Domain-Based Identification of Mechanical Characteristics of Supporting Elements", Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference, Orlando, USA, em CD-ROM.
- Starkey, J. M. and Merrill, G. L., 1989, "On the Ill-Conditioned Nature of Indirect Force Measurement Techniques", The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis", Vol. 4, No 3, pp. 103-108.
- Steltzner, A. D. and Kammer, D. C., 1999, "Input Force Estimation Using an Inverse Structural Filter", Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference, Orlando, USA, em CD-ROM.
- Stevens, K. K., 1987, "Force Identification Problems-An Overview", Proceedings of the SEM Conference on Experimental Mechanics, pp. 838-844.
- Williams, T., 1989, "Transmission-Zero Bounds for Large Space Structures, with Applications", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, 12(1), pp. 33-38.

# FORMULAÇÃO GENÉRICA E VERIFICAÇÃO DE UM MÉTODO PARA SIMULAÇÃO E IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA

*Natanael Victor de Oliveira*

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciência e Tecnologia, PRAI, UFPB, Campus-II  
CEP 58109-970 Campina Grande, Brasil - E: mail:natanael@dem.ufpb.

**Resumo.** Procura-se, neste trabalho, desenvolver e apresentar uma formulação genérica para resolução de modelos matemáticos de sistemas mecânicos de finitos graus de liberdade. Em seguida, desenvolve-se, também, uma formulação matemática genérica para se verificar a eficiência do método de resolução que está associado ao processo inverso - problema de identificação de parâmetros. No método resolução do sistema de equações diferenciais para a obtenção dos sinais de deslocamentos no domínio do tempo - solução pseudo-exata, trabalha-se a priori com a versão dos sinais de deslocamentos no domínio complexo. Por este método, o suficiente é montar as matrizes de massa, rigidez e amortecimento, não havendo restrição com relação à matriz de massa, que poderá ser cheia, o que ocorre quando do modelamento via elementos finitos. Os resultados de simulação e verificação, através do problema inverso, mostraram-se potencialmente satisfatórios.

**Palavras-Chave:** Formulação, Genérica, Simulação, Identificação, Pseudo-exata

## 1. INTRODUÇÃO.

A análise e simulação prévia do comportamento dinâmico de sistemas e estruturas em geral, na engenharia, constituem-se num processo ou procedimento inevitável, como meio de monitorar a eficiência antecipada de aproximação do comportamento global de sistemas mecânicos e/ou de estruturas reais. Como exemplos clássicos, podemos citar estudos científicos no trato de pesquisas na área espacial, onde a análise prévia do comportamento de naves espaciais, lançamento de mísseis terra-ar, lançamento de satélites para observação da terra, visando o seu controle e monitoramento, são uma realidade. Mais especificamente, na engenharia mecânica, principalmente em simulação de sistema mecânicos, onde procura-se abordar o monitoramento, análise, processamento de sinais e controle de vibrações, controle de trajetórias de robôs manipuladores, identificação de parâmetros, modelamento de rotores de usinas hidroelétricas - dinâmica de rotores e estruturas em geral. As equações do movimento de sistemas mecânicos com finitos graus de liberdade podem ser resolvidas no domínio do tempo por métodos de aceleração generalizada tais como; Diferença Central, Houbolt, Wilson  $\theta$ , Newmark; Runge-Kutta de 4<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup> ordem, entre outros, pela transformação do sistema de equações diferenciais na forma de estado. A escolha do método que melhor se adapta ao processo de simulação, para testar métodos de identificação de parâmetros, depende essencialmente de fatores, como por exemplo, escolha do passo de integração, problemas de

instabilidade numérica inerentes ao método a ser escolhido, introdução de amortecimento fictício no sistema, etc. Estes fatores apresentam efeitos cruciais no processo de simulação do sistema e, em particular, no processo de identificação de parâmetros (Mariano & Oliveira, 1997). Neste trabalho procura-se desenvolver um método genérico, como alternativa, para simulação e identificação de sistemas mecânicos. Em seguida verifica-se o método de solução através do problema inverso.

## 2. FORMULAÇÃO GENÉRICA PARA O PROCESSO DE SIMULAÇÃO.

A formulação genérica para o processo de simulação de um sistema de vários graus de liberdade pode ser dada pelo sistema de equações diferenciais na forma matricial da equação eq.(1), (Meirovitch, 1975).

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

onde  $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K]$  representam as matrizes de massa, amortecimento e rigidez respectivamente;  $\{F\}$  é o vetor força de excitação;  $\{x\}$ ,  $\{\dot{x}\}$  e  $\{\ddot{x}\}$  são os vetores deslocamento, velocidade e aceleração do sistema, respectivamente.

Supondo o vetor força de excitação modelado na forma,

$$F(t) = Re \left[ \sum_{n=1}^{\infty} F_{\alpha} e^{i\omega t} \right] \quad (2)$$

onde  $\{F_{\alpha}\}$  são as amplitudes do vetor força de excitação, que poderá assumir valores constantes ou uma série temporal modelada a partir de sínteses de sinais periódicos, ou, se num processo estocástico, uma série de números pseudo-aleatórios, etc (...).

A solução do sistema de equações diferenciais em regime permanente da eq.(1), é da forma,

$$x(t) = Re \left[ \sum_{n=1}^{\infty} X(\omega) e^{i(\omega t)} \right] \quad (3)$$

onde  $X(\omega)$  são amplitudes complexas do vetor solução.

A forma do vetor solução da eq.(3), em se tratando de um sistema não conservativo, caso geral e genérico, pode ser dado na forma da eq.(4),

$$x(t) = Re \left[ \sum_{n=1}^{\infty} |X(\omega)| e^{i(\omega t - \phi)} \right] \quad (4)$$

As derivadas sucessivas da eq.(3), no sistema de equações diferenciais em (1), conduz a um sistema de equações lineares no domínio complexo na forma da eq. (5),

$$[[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]]\{X(\omega)\} = \{F_{\alpha}\} \quad (5)$$

A solução do sistema de equações lineares no domínio complexo da eq.(5), é obtida para cada componente em frequências discretas do vetor força de excitação. A formulação genérica, vetor solução do sistema de equações diferenciais em forma matricial da eq.(1), sendo dadas pelo grupo de equações (6) e (7) na forma,

$$[[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]]_{m \times m} \{X(\omega)\}_{m \times 1} = \{F_{\alpha m}\}_{m \times 1} \quad (6)$$

$$x_m(t) = R_e \left[ \sum_{n=1}^{\infty} |X_m(\omega)| e^{i(\omega t - \phi_m)} \right] \quad (7)$$

onde  $m = 1(1)f$ ;  $f$  o número de graus de liberdade;  $\phi_m$  os ângulos de fase entre os vetores força de excitação e respostas;  $\omega$  a frequência do vetor força de excitação. Ao conjunto de equações dadas pelas expressões (6) e (7), passamos a denominar de solução pseudo-exata,

### 3. FORMULAÇÃO GÊNÉRICA PARA O PROCESSO DE IDENTIFICAÇÃO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA.

A formulação genérica para o processo de identificação de parâmetros de um sistema de  $n$  graus de liberdade, massa, mola, amortecedor viscoso, utilizando-se os coeficientes de Euler-Fourier da excitação (força) e respostas (deslocamentos), pode ser dado pelo sistema de equações lineares na forma da eq.(8).

$$\begin{bmatrix} [n\omega_o x^s_{nm}]_{N \times f} & [n\omega_o x^c_{nm}]_{N \times f} \\ [-n\omega_o x^c_{nm}]_{N \times f} & [n\omega_o x^s_{nm}]_{N \times f} \end{bmatrix}_{2N \times 2f} \times \begin{bmatrix} [C]^t \\ [K]^t \end{bmatrix}_{2 \times 2f} = \begin{bmatrix} F^c_{nm} + (n\omega_o)^2 Mx^c_{nm} \\ F^s_{nm} + (n\omega_o)^2 Mx^s_{nm} \end{bmatrix}_{2N \times f} \quad (8)$$

A equação (8), em notação compacta, pode ser representada pelo sistema de equações lineares na forma  $A\phi = b$ , onde:  $A =$  Matriz retangular  $2N \times 2f$  contendo as componentes reais e imaginárias dos deslocamentos;  $\phi =$  Matriz retangular  $2 \times 2f$  contendo os coeficientes de rigidez e amortecimento a serem estimados, e, portanto, desconhecida;  $b =$  Matriz retangular de ordem  $2N \times f$  contendo os coeficientes de Euler-Fourier das forças de inércia e das forças aplicadas (excitação),  $s$  e  $c$  parte imaginária e real dos coeficientes de Euler-Fourier,  $m = 1(1)f$ ,  $n = 1(1)N$  onde  $f$  é o número de graus de liberdade do sistema,  $N$  o número de pontos em frequência pelo qual se deseja amostrar os sinais de deslocamento, forças de inércia e forças de excitação;  $\omega_o$ , a frequência fundamental do vetor força de excitação a ser gerado e que é obtida a partir de um critério, (Oliveira, 1997).

O estimador por mínimos quadrados dos parâmetros desconhecidos de  $\phi$  fornece  $\hat{\phi}_{MQ} = [A^T A]^{-1} A^T b$ , que é a equação para o processo de identificação. Maiores considerações e discussões em (Pederiva, 1983), e, mais recentemente, (Mariano & Oliveira, 1997), no qual se procura identificar o sistema, utilizando-se vários tipos de integradores.

### 4. MODELO FÍSICO E MATEMÁTICO.

Para testar e analisar o método de simulação e identificação, procurou-se utilizar o modelo de um sistema físico, figura 1, com o cálculo dos respectivos autovalores, dados na tabela 1.

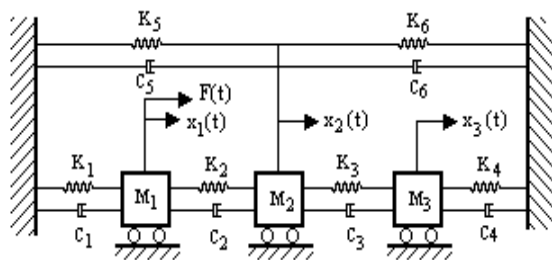


Figura 1 – Configuração do modelo físico

Tabela 1. Cálculo dos autovalores

$\lambda_{1,2}$	$-3.15 \pm 177.20i$
$\lambda_{3,4}$	$-6.30 \pm 259.08i$
$\lambda_{5,6}$	$6.56 \pm 418.74i$

Os elementos das matrizes de massa, amortecimento e rigidez da eq.(1), utilizando-se o modelamento a partir da equação de Lagrange, são dados respectivamente por:



$$M_{11} = M_1, M_{22} = M_2, M_{33} = M_3$$

$$C_{11} = (C_1 + C_2); C_{12} = -C_{21}; C_{13} = -C_{31}; C_{22} = (C_2 + C_3 + C_5 + C_6); C_{23} = C_{32} = -C_3; C_{33} = (C_3 + C_4)$$

$$K_{11} = (K_1 + K_2); K_{12} = -K_{21}; K_{13} = -K_{31}; K_{22} = (K_2 + K_3 + K_5 + K_6); K_{23} = K_{32} = -K_3; K_{33} = (K_3 + K_4)$$

## 5. MÉTODO PARA SIMULAÇÃO E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS.

Na figura 2, apresenta-se uma sequência para verificação do método de resolução,

### PROCEDIMENTOS PARA VERIFICAÇÃO DA SIMULAÇÃO E IDENTIFICAÇÃO

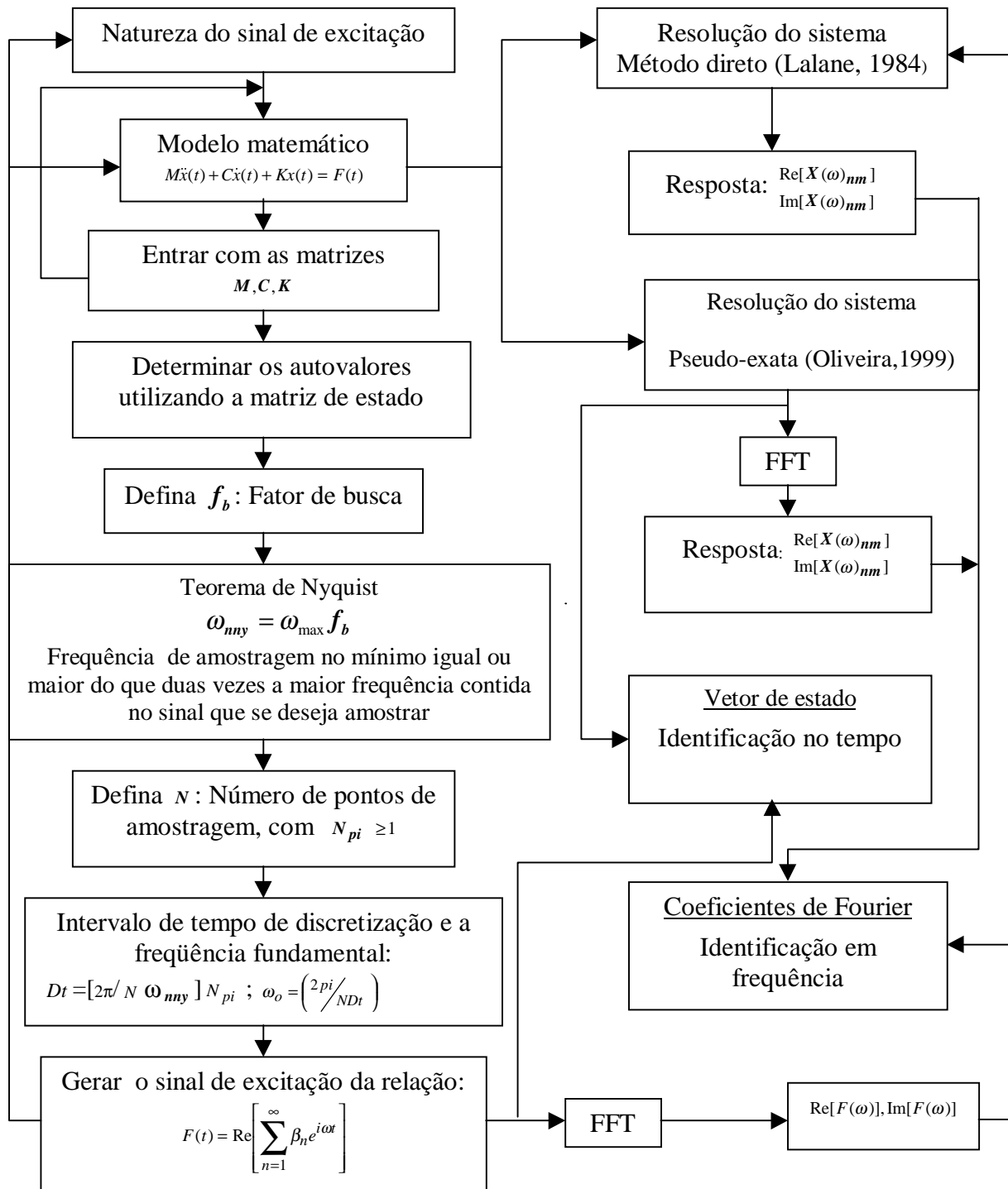


Figura 2 - Sequência para simulação e identificação

onde: **1.** Calculam-se os autovalores do sistema. **2.** Identifica-se a maior frequência, se natural ou amortecida, e fá-la igual a  $\omega_{m\acute{a}x}$ . **3.** Define-se um número fixo para  $f_b \geq 2$ . **4.** Define-se o número de amostras  $N$ , que se deseja representar o sinal, e, em seguida, define-se inicialmente ( $N_{Pi} = N/2$ ). **5.** Determina-se o intervalo de tempo de discretização a partir da relação dada por ( $Dt = [2\pi / (N\omega_{m\acute{a}x} f_b)] / N_{Pi}$ ). **6.** Determina-se a frequência fundamental a partir da relação dada por ( $\omega_o = 2\pi / NDt$ ). **7.** Gera-se o sinal de excitação utilizando-se a frequência fundamental calculada no item 6. Maiores discussões em (Oliveira, 1997).

## 6. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO.

Para exemplificar, a título de ilustração e manipulação das equações (6), (7), procura-se excitar o sistema num primeiro momento na massa  $M_1$ . Como a matriz de massa é diagonal, as equações para o processo de simulação são dadas na forma das eqs.(9) e (10).

$$\begin{bmatrix} [(K_{11} - M_{11}\omega^2) + i\omega C_{11}] & (K_{12} + i\omega C_{12}) & (K_{13} + i\omega C_{13}) \\ & [(K_{22} - M_{22}\omega^2) + i\omega C_{22}] & (K_{23} + i\omega C_{23}) \\ & & [K_{33} - M_{33}\omega^2 + i\omega C_{33}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1(\omega) \\ X_2(\omega) \\ X_3(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \beta_n \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$x_1(t) = Re \left[ \sum_{n=1}^{\infty} |X_1(\omega)| e^{i(\omega t - \phi_1)} \right]; x_2(t) = Re \left[ \sum_{n=1}^{\infty} |X_2(\omega)| e^{i(\omega t - \phi_2)} \right]; x_3(t) = Re \left[ \sum_{n=1}^{\infty} |X_3(\omega)| e^{i(\omega t - \phi_3)} \right] \quad (10)$$

Os vetores  $X_1(\omega)$ ,  $X_2(\omega)$  e  $X_3(\omega)$ , são obtidos diretamente a partir dos sistema de equações lineares no domínio complexo da Eq. (9), com a excitação (força) agindo na massa  $M_1$ , onde  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  na eq. (10) são os ângulos de fase entre a excitação(força) e respostas (deslocamentos) e  $F_{\alpha 1} = \beta_n$  se constituindo numa série temporal com o vetor força de excitação, obtido a partir de síntese de sinais periódicos (Shroeder, 1970), com  $\omega = n\omega_o$  e  $n = 1(1)N$ , a frequência fundamental para gerar a excitação. A formulação apresentada pelo grupo de eqs. (9) e (10), passamos a denominar de solução pseudo-exata, e se constitui numa forma alternativa para simular sistemas mecânicos no domínio do tempo e em frequência sem precisar, necessariamente, de usar métodos de integração numérica.

Nas figuras 3 a 8, apresentam-se curvas de respostas em frequência e no tempo, na qual se tomam os sinais de deslocamentos nas massas  $M_1$ ,  $M_2$  e  $M_3$ .

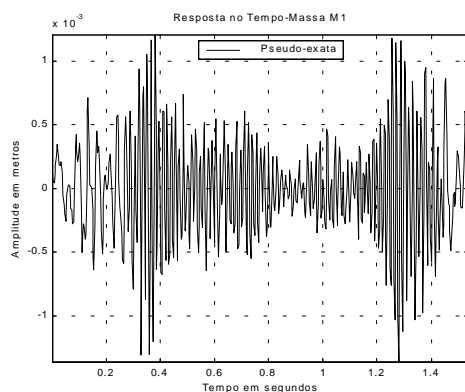


Figura 3 – Resposta em deslocamento em M1

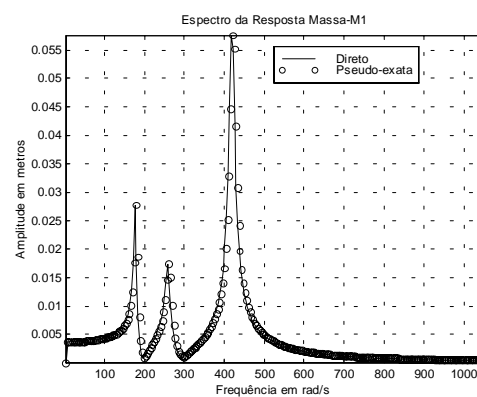


Figura 4 -Espectro da resposta em M1

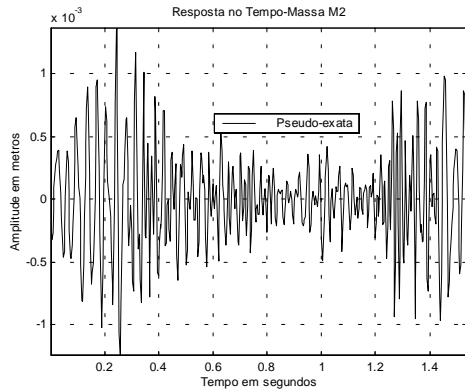


Figura 5 – Resposta em deslocamento em M2

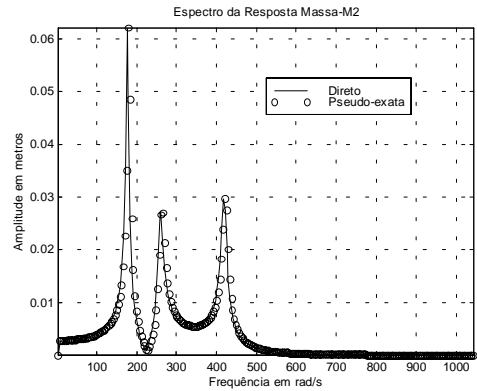


Figura 6 -Espectro da resposta em M2

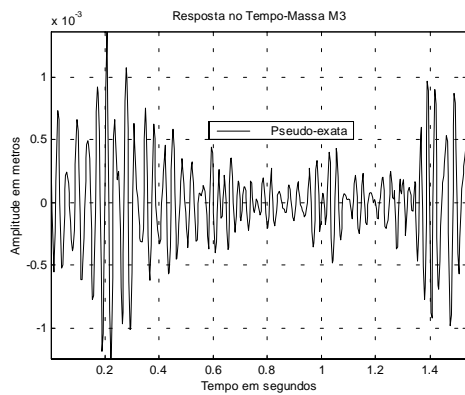


Figura 7 – Resposta em deslocamento em M3

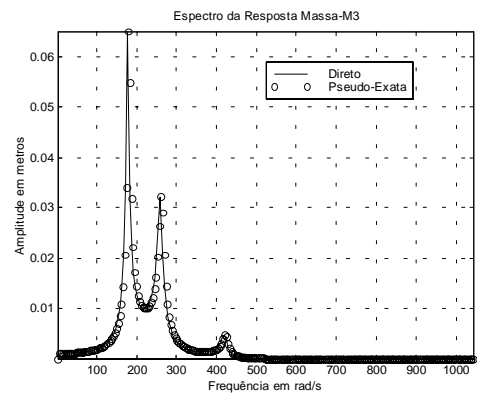


Figura 8 -Espectro da resposta em M3

Daí, para o fator de busca igual a 2.5, podem-se localizar as três frequências naturais amortecidas, referentes aos três picos de amplitudes máximas dos sinais de deslocamentos correspondentemente às oscilações das três massas no domínio da frequência, o que se encontra em sintonia com as componentes imaginárias dos autovalores calculados na tabela 1. Maiores discussões com relação a escolha do fator de busca, (Oliveira, 1999).

## 7. VERIFICAÇÃO DO MÉTODO DE SIMULAÇÃO E DISCUSSÕES

A verificação da consistência do método de simulação, utilizando-se o grupo de equações (9) e (10), passa sem perda de generalidades, pelo problema inverso, isto é, o problema de identificação de parâmetros. Como a matriz de massa é diagonal, as equações para o processo de identificação é dada na forma da eq.(11). Como se pode observar, para montagem daquele sistema de equações lineares, o suficiente é definir a ordem do modelo, isto é, o número de graus de liberdade do sistema, monitorar as coordenadas relacionadas a cada modo de vibração e resolver o sistema para os parâmetros que se deseja estimar e/ou identificar. A vantagem desta formulação é que não há restrição com relação à matriz de massa, que poderá ser cheia, o que ocorre, em geral, quando se modela o sistema via elementos finitos. Daí, a partir do conhecimento destas matrizes, a montagem e solução das equações 6, 7 e 8, serem imediatas.

$$\begin{bmatrix}
\omega_o x^s_{11} & \omega_o x^s_{12} & \omega_o x^s_{13} & \omega_o x^c_{11} & \omega_o x^c_{12} & \omega_o x^c_{13} \\
2\omega_o x^s_{21} & 2\omega_o x^s_{22} & 2\omega_o x^s_{23} & 2\omega_o x^c_{21} & 2\omega_o x^c_{22} & 2\omega_o x^c_{23} \\
\cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
n\omega_o x^s_{n1} & n\omega_o x^s_{n2} & n\omega_o x^s_{n3} & n\omega_o x^c_{n1} & n\omega_o x^c_{n2} & n\omega_o x^c_{n3} \\
\cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\
-\omega_o x^c_{11} & -\omega_o x^c_{12} & -\omega_o x^c_{13} & \omega_o x^s_{11} & \omega_o x^s_{12} & \omega_o x^s_{13} \\
-2\omega_o x^c_{21} & -2\omega_o x^c_{22} & -2\omega_o x^c_{23} & 2\omega_o x^s_{21} & 2\omega_o x^s_{22} & 2\omega_o x^s_{23} \\
\cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
-n\omega_o x^c_{n1} & -n\omega_o x^c_{n2} & -n\omega_o x^c_{n3} & n\omega_o x^s_{n1} & n\omega_o x^s_{n2} & n\omega_o x^s_{n3}
\end{bmatrix}_{2N \times 2f} \times \begin{bmatrix}
C_{11} & C_{21} & C_{31} \\
C_{12} & C_{22} & C_{32} \\
C_{13} & C_{23} & C_{33} \\
K_{11} & K_{21} & K_{31} \\
K_{12} & K_{22} & K_{32} \\
K_{13} & K_{23} & K_{33}
\end{bmatrix}_{2 \times 3f} =$$

$$\begin{bmatrix}
F^c_{11} + (\omega_o)^2 M_{11} x^c_{11} & (\omega_o)^2 M_{22} x^c_{12} & (\omega_o)^2 M_{33} x^c_{13} \\
F^c_{21} + (2\omega_o)^2 M_{11} x^c_{21} & (2\omega_o)^2 M_{22} x^c_{22} & (2\omega_o)^2 M_{33} x^c_{23} \\
\cdot & \cdot & \cdot \\
F^c_{n1} + (n\omega_o)^2 M_{11} x^c_{n1} & (n\omega_o)^2 M_{22} x^c_{n2} & (n\omega_o)^2 M_{33} x^c_{n3} \\
\cdots & \cdots & \cdots \\
F^s_{11} + (\omega_o)^2 M_{11} x^s_{11} & (\omega_o)^2 M_{22} x^s_{12} & (\omega_o)^2 M_{33} x^s_{13} \\
F^s_{21} + (2\omega_o)^2 M_{11} x^s_{21} & (2\omega_o)^2 M_{22} x^s_{22} & (2\omega_o)^2 M_{33} x^s_{23} \\
\cdot & \cdot & \cdot \\
F^s_{n1} + (n\omega_o)^2 M_{11} x^s_{n1} & (n\omega_o)^2 M_{22} x^s_{n2} & (n\omega_o)^2 M_{33} x^s_{n3}
\end{bmatrix}_{2N \times f} \quad (11)$$

Se no processo de identificação dos parâmetros, a estimação for consistente, isto é, os erros nos coeficientes de rigidez e amortecimento forem muito próximos de zero, problema inverso, a solução do vetor resposta se aproxima do valor exato. Daí, ficam estabelecidos a potencialidade e validade do método de resolução proposto, como alternativa.

Na tabela 2, os resultados de identificação dos parâmetros dos elementos das matrizes de rigidez e amortecimento são com efeito todos consistentes, o que mostra a potencialidade do método. Os resultados de identificação de parâmetros apresentados, neste trabalho, vêm, de forma oportuna, validar ainda mais a formulação matemática para o processo de identificação no domínio da frequência para um sistema de dois graus de liberdade eixo-rotor-mancal-hidrodinâmico, inicialmente proposta por (Burrows & Sahinkay, 1982).

A generalização para sistemas com multi-graus-de-liberdade é apresentada na eq. (8), que poderá ser indistintamente utilizada, tanto para sistemas convencionais e/ou clássicos, como para sistemas dinâmicos rotativos-(dinâmica de rotores). Num procedimento experimental, o suficiente seria definir o modelo matemático do sistema, a ordem do modelo (número de graus de liberdade) e, concomitantemente, definir e/ou monitorar as coordenadas dos pontos de medição. Em seguida, utilizar a formulação genérica para o processo de identificação de parâmetros dada pela eq.(8). Uma outra formulação genérica para o processo de simulação e identificação das matrizes de rigidez e amortecimento estrutural, encontra-se em desenvolvimento.

Tabela 2. Coeficientes de rigidez e amortecimento identificados

Rigidez( N/m)	Teórica	Estimada	Erros em (%)
<i>K11</i>	75000	7,5000e+004	-3,8805e-014
<i>K12</i>	-25000	-2,5000e+004	1,4552e-014
<i>K13</i>	0	-8,6911e-013	Inf
<i>K21</i>	-25000	-2,5000e+004	2,4738e-013
<i>K22</i>	37000	3,7000e+004	-5,8994e-014
<i>K23</i>	-10000	-1,0000e+004	-7,2760e-014
<i>K31</i>	0	-4,4073e-011	Inf
<i>K32</i>	-10000	-1,0000e+004	1,8190e-014
<i>K33</i>	25000	2,5000e+004	-1,4552e-014
Amortecimento(N.s/m)	Teórico	Estimado	Erros em (%)
<i>C11</i>	4	4,0000	3,5527e-013
<i>C12</i>	-2	-2,0000	1,5543e-013
<i>C13</i>	0	-1,7773e-015	-1,7773e-015
<i>C21</i>	-2	-2,0000	-6,6613e-014
<i>C22</i>	8	8,0000	-1,7773e-015
<i>C23</i>	-2	-2,0000	-8,8818e-014
<i>C31</i>	0	-1,8829e-014	Inf
<i>C32</i>	-2	-2,0000	-6,2172e-013
<i>C33</i>	4	4,0000	-2,2204e-014

## 8. CONCLUSÃO.

Apresentou-se, neste trabalho, uma formulação genérica alternativa para simulação dinâmica de modelos físicos de sistemas mecânicos. A verificação e potencialidade do método de simulação proposto, que é verificado através do problema inverso, isto é, uma formulação genérica que trata do problema de identificação de parâmetros no domínio da frequência, é apresentada. Os resultados de simulação e verificação do método são mostrados, respectivamente, nas figuras de 3 a 8, e na tabela 2.

## 9. REFERÊNCIAS.

- Burrows, C. R. & Sahinkay, M. N., 1982, "Frequency domain estimation of linearized oil-film coefficients", Trans ASME, Lubrication. 210-215.
- Lalane, M., 1984, "Mechanical vibrations for engineers", New York.
- Oliveira, N.V., 1997, "The criterion conjunction utilizing the Nyquist theorem for the dynamics simulation of the mechanical systems". 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. Bauru-São Paulo-Brazil, Paper COB: 962-CD/ROM.
- Oliveira, N.V., 1999, "Analysis of the criterion in conjunction with the Nyquist Theorem for the parameters identification of the mechanical system", 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. Águas de Lindóia-São Paulo-Brazil, Paper AAADCJ CD/ROM.
- Shroeder, M. R., 1970, "Synthesis of low-peak factor signals and binary sequences low auto-correlation", IEEE, Transactions on Information and Theory.
- Mariano, V & Oliveira, N.V., 1997, "Numerical Valuation Integration Methods Applied to a External Perturbations Identification". 14 th Brazilian Congress of Mechanical Engineering. Bauru-São Paulo-Brazil. Paper COB: 964-CD/ROM.
- Pederiva, R., 1983, "Identificação de sistemas mecânicos no domínio do tempo: Alguns aspectos práticos". Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas, SP.
- Meirovitch, L., 1975, "Elements of vibration analysis", Mc.Graw-Hill Kogakusha, Inc.

# PROJETO ÓTIMO DE ABSORVEDORES DINÂMICOS DO TIPO VIGA PARA A ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÕES MULTIDIRECIONAIS

**Sebastião Simões Cunha Jr.** e-mail: [simoes@mecanica.ufu.br](mailto:simoes@mecanica.ufu.br)

**Domingos Alves Rade** e-mail: [domingos@ufu.br](mailto:domingos@ufu.br)

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica.

Av. João Naves de Ávila 2160 – Bloco M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

## Resumo

Este trabalho mostra uma metodologia de projeto ótimo de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações (ADV) do tipo viga para atenuação simultânea de vibrações de translação e de rotação de sistemas estruturais planos. Utiliza-se uma técnica de acoplamento de sub-estruturas baseada em funções de resposta em frequência (FRFs), onde as FRFs da estrutura acoplada (estrutura primária + ADV) são calculadas a partir das FRFs destas duas sub-estruturas. As FRFs da estrutura acoplada são utilizadas para definir índices de desempenho relacionados com os níveis de vibração do sistema dentro de uma dada banda de frequência. Estes índices, que traduzem uma combinação dos níveis de vibrações de translação e de rotação, são otimizados utilizando Algoritmos Genéticos (AGs), tendo como variáveis de projetos as propriedades físicas e/ou geométricas do ADV. Na primeira parte deste trabalho apresentam-se a formulação básica da técnica de acoplamento de sub-estruturas, a definição dos índices de desempenho e uma breve revisão dos AGs. Por fim, tem-se um exemplo de simulação numérica ilustrando a metodologia proposta.

**Palavras-chave:** Absorvedor Dinâmico de Vibrações, Controle de vibrações, Otimização

## 1. INTRODUÇÃO

Na sua forma mais simples, absorvedores dinâmicos de vibrações (ADVs) são dispositivos de parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento que, uma vez acoplados a uma dada estrutura, dita *estrutura primária*, são capazes de absorver a energia vibratória no ponto de conexão.

Desde sua invenção por Frahm no início do século (Frahm,1911), os ADVs têm sido extensivamente utilizados para atenuar vibrações em diversos tipos de máquinas e estruturas. Além do ADV de Frahm, constituído de um sistema de 1 GDL com amortecimento viscoso também têm sido utilizados sistemas estruturais discretos de vários GDL (Ram & Elhay,1996) e sistemas contínuos (Cunha Jr., 1999). Um estudo abrangente da teoria e aplicações práticas dos ADVs é apresentado por Koronev & Reznikov (1993). Uma síntese dos principais estudos recentes de ADVs passivos, semi-ativos e ativos é apresentada por Sun *et al.* (1995).

Dentre os ADVs contínuos, aqueles do tipo viga vêm sendo estudados por diversos autores. Snowdon & Nobile (1980) analisaram o desempenho de diferentes configurações de ADVs acoplados tanto a sistemas de 1 GDL quanto a sistemas contínuos. ADVs viscoelásticos do tipo viga foram considerados por Freitas & Espíndola (1993) no contexto de uma teoria geral de projeto ótimo de sistemas absorvedores. Cunha Jr & Rade (1999) propuseram uma metodologia de projeto ótimo de ADVs do tipo viga para atenuação de vibrações em uma única direção empregando uma técnica de acoplamento de sub-estruturas.

Em sua configuração básica, um ADV é capaz de absorver o movimento vibratório segundo uma única coordenada espacial. Contudo, em problemas mais complexos, envolvendo sistemas vibratórios contínuos multidimensionais, é desejável a atenuação simultânea das vibrações (translacionais e rotacionais) em diversas direções. Neste contexto, o presente trabalho apresenta um estudo da viabilidade de uma técnica de projeto ótimo de ADVs multidirecionais modelados como vigas de Euler-Bernoulli. A metodologia apresentada permite sintonizar o absorvedor para a atenuação de vibrações harmônicas, numa dada banda de frequência, em duas direções distintas, simultaneamente. O procedimento proposto consiste no emprego de uma técnica de acoplamento de sub-estruturas baseada em FRFs, que permite obter as FRFs da estrutura acoplada (estrutura primária + ADV), a partir das FRFs de cada uma das duas sub-estruturas. As FRFs da estrutura composta, expressas em função de parâmetros físicos e/ou geométricos do ADV, são empregadas para definir índices de desempenho relacionados com os níveis da resposta harmônica dentro de uma banda de frequência pré-definida.

Os parâmetros ótimos do ADV são então obtidos através da minimização destes índices, empregando como ferramenta de otimização os Algoritmos Genéticos.

Uma característica importante da metodologia proposta é a de que ela permite operar com FRFs experimentais da estrutura primária, evitando assim o emprego de modelos analíticos que podem ser imprecisos, notadamente no caso de configurações estruturais complexas. Contudo, as incertezas proporcionadas pela presença de ruídos experimentais devem ser convenientemente considerados. Um estudo incluindo o emprego de FRFs experimentais é apresentado por Rade & Steffen (1999).

No que segue, apresenta-se a formulação pertinente à técnica de acoplamento de sub-estruturas baseada em FRFs, seguida da definição dos índices de desempenho e uma breve revisão sobre os Algoritmos Genéticos. Então, um exemplo numérico baseado em simulação por elementos finitos é apresentado com o objetivo de evidenciar as principais características da metodologia proposta.

## 2. TÉCNICA DE ACOPLAMENTO DE SUB-ESTRUTURAS BASEADA EM FRFs

Nesta seção é apresentada a formulação de uma técnica de acoplamento de sub-estruturas baseada em FRFs. Esta formulação, originalmente proposta por Crowley *et al.* (1984), foi recentemente adaptada por Rade & Steffen (1999) ao problema de otimização de parâmetros de ADVs de 1 GDL.

Dadas as FRFs das duas sub-estruturas A e B, mostradas na Figura 1, deseja-se determinar as FRFs da estrutura acoplada C, resultante da conexão das sub-estruturas através de um conjunto de coordenadas de conexão. Para cada configuração, as equações para a flexibilidade dinâmica são dadas por:

$$\{X_A(\omega)\} = [H_A(\omega)]\{F_A\} \quad (1)$$

$$\{X_B(\omega)\} = [H_B(\omega)]\{F_B\} \quad (2)$$

$$\{X_C(\omega)\} = [H_C(\omega)]\{F_C\}, \quad (3)$$

onde,  $\{X_A\}$ ,  $\{X_B\}$  e  $\{X_C\}$  representam os vetores das amplitudes das respostas harmônicas,  $\{F_A\}$ ,  $\{F_B\}$  e  $\{F_C\}$  são os vetores das forças de excitação e  $[H_A(\Omega)]$ ,  $[H_B(\Omega)]$  e  $[H_C(\Omega)]$  são as matrizes de flexibilidade dinâmica de A, B e C respectivamente.

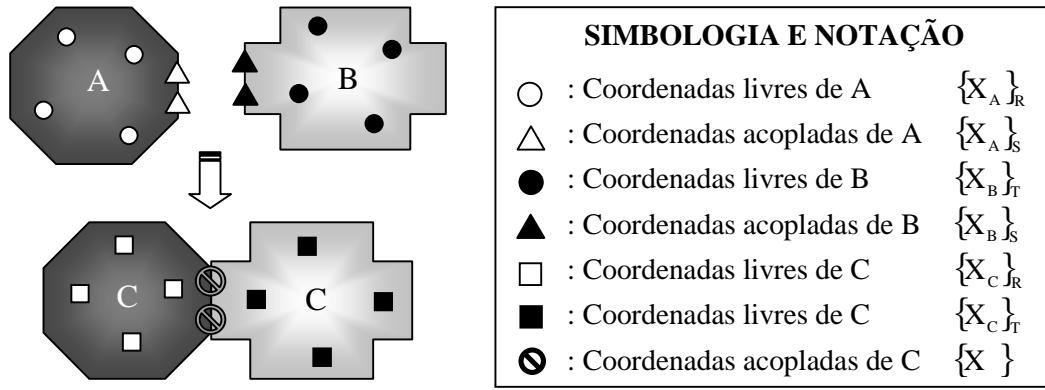


Figura 1. Acoplamento de sub-estruturas.

Utilizando o particionamento de coordenadas mostrado na Figura 1, as equações (1) a (3) são re-escritas como segue (para simplificação, a dependência da frequência é omitida):

$$\begin{Bmatrix} \{X_A\}_R \\ \{X_A\}_S \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [H_A]_{RR} & [H_A]_{RS} \\ [H_A]_{SR} & [H_A]_{SS} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{F_A\}_R \\ \{F_A\}_S \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{Bmatrix} \{X_B\}_S \\ \{X_B\}_T \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [H_B]_{SS} & [H_B]_{ST} \\ [H_B]_{TS} & [H_B]_{TT} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{F_B\}_S \\ \{F_B\}_T \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{Bmatrix} \{X_C\}_R \\ \{X_C\}_S \\ \{X_C\}_T \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [H_C]_{RR} & [H_C]_{RS} & [H_C]_{RT} \\ [H_C]_{SR} & [H_C]_{SS} & [H_C]_{ST} \\ [H_C]_{TR} & [H_C]_{TS} & [H_C]_{TT} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{F_C\}_R \\ \{F_C\}_S \\ \{F_C\}_T \end{Bmatrix} \quad (6)$$

O acoplamento das duas sub-estruturas é garantido impondo o equilíbrio de forças e a compatibilidade dos deslocamentos nas coordenadas de conexão:

$$\{X_A\}_S = \{X_B\}_S = \{X_C\}_S \quad (7)$$

$$\{F_A\}_S + \{F_B\}_S = \{F_C\}_S \quad (8)$$

Introduzindo as equações (7) e (8) nas equações (4) a (6), após algumas manipulações algébricas, obtém-se o seguinte conjunto de equações:

$$[H_C]_{RR} = [H_A]_{RR} - [H_A]_{RS} ([H_A]_{SS} + [H_B]_{SS})^{-1} [H_A]_{SR} \quad (9)$$

$$[H_C]_{RS} = [H_C]_{SR}^T = [H_A]_{RS} ([H_A]_{SS} + [H_B]_{SS})^{-1} [H_B]_{SS} \quad (10)$$

$$[H_C]_{RT} = [H_C]_{TR}^T = [H_A]_{RS} ([H_A]_{SS} + [H_B]_{SS})^{-1} [H_B]_{ST} \quad (11)$$

$$[H_C]_{SS} = [H_A]_{SS} ([H_A]_{SS} + [H_B]_{SS})^{-1} [H_B]_{SS} \quad (12)$$

$$[H_C]_{ST} = [H_C]_{TS}^T = [H_A]_{RS} ([H_A]_{SS} + [H_B]_{SS})^{-1} [H_B]_{ST} \quad (13)$$



$$[H_C]_{TT} = [H_B]_{TT} - [H_B]_{TS} ([H_A]_{SS} + [H_B]_{SS})^{-1} [H_B]_{ST} \quad (14)$$

No contexto do problema aqui examinado, a sub-estrutura A pode ser considerada como a estrutura primária e a sub-estrutura B como sendo o ADV, de modo que a estrutura C representa a estrutura acoplada (primária + ADV).

### 3. PROJETO ÓTIMO DE ADVs EM UMA DADA BANDA DE FREQUÊNCIA

#### 3.1. Índices de desempenho

Foi mostrado na seção anterior, como as FRFs da estrutura acoplada podem ser expressas em termos das FRFs da estrutura primária e do ADV. Uma vez definida a banda de frequência de interesse e as coordenadas onde as vibrações serão atenuadas, estas FRFs podem ser usadas para construir índices de desempenho, relacionados com os níveis de vibração do sistema acoplado dentro da banda de frequência de interesse. Assim, estes índices são otimizados objetivando a determinação dos parâmetros ótimos do ADV. Assumindo que o ADV seja representado por um modelo matemático (do tipo elementos finitos), as variáveis de projeto são definidas como sendo os parâmetros físicos e/ou geométricos do modelo. Cabe salientar que restrições de projeto podem ser impostas aos valores destas variáveis.

Para ilustração, considere um caso onde uma força harmônica  $F_i$  é aplicada na coordenada  $i$ , devendo a resposta na coordenada  $j$  ser minimizada sobre uma banda de frequência  $\omega_L \leq \omega \leq \omega_U$ , através da conexão de um ADV em uma das coordenadas. Para esta situação, alguns índices de desempenho podem ser definidos:

$$J_1(\{P\}) = \frac{1}{p} \sum_{j=1}^p Q_k \text{abs}[H_{ij}(\omega_k, \{P\})] \quad (15)$$

$$J_2(\{P\}) = \max\{\text{abs}[H_{ij}(\omega_j, \{P\})]\} \quad (16)$$

onde  $p$  é o número de linhas de frequência na banda de interesse,  $\{P\}$  designa o vetor das variáveis de projeto e  $Q_j$ ,  $j=1$  to  $p$  representa fatores de ponderação atribuídos a cada linha de frequência.

Diferentes procedimentos de otimização podem ser utilizados para a otimização dos índices de desempenho. Neste trabalho serão utilizados os Algoritmos Genéticos (Goldberg,1989), devido à sua reconhecida robustez em relação à existência de mínimos locais, em comparação com os algoritmos tradicionais de otimização (Silva,1999). Uma síntese dos princípios fundamentais dos AGs é apresentada na seção seguinte.

#### 3.2. Uma Introdução aos Algoritmos Genéticos

Os AGs são um conjunto de procedimentos computacionais de busca e otimização, baseados na genética dos organismos biológicos. Os AGs foram inventados por Holland na década de 60 e um estudo abrangente sobre o tema foi realizado por Goldberg (1989).

Os AGs operam sobre uma população de indivíduos, geralmente representados por cadeias binárias, gerada aleatoriamente sobre o espaço de busca, onde cada indivíduo representa uma possível solução do problema. A cada indivíduo, é atribuído um índice de aptidão, quantificado pelo valor da função objetivo a ele associado. No processo de evolução da população, é dada uma maior probabilidade de reprodução aos indivíduos mais bem

adaptados. A evolução é feita através de três operadores fundamentais, realizados de forma aleatória (Goldberg, 1989):

- *seleção*: escolha dos indivíduos para reprodução, em quantidades proporcionais ao seu índice de aptidão.
- *cruzamento*: troca de material genético entre indivíduos da população.
- *mutação*: modificação do conteúdo genético da população.

A principal característica dos AGs é a de que eles operam simultaneamente com um amplo conjunto de pontos do espaço de busca, e não com um único ponto, como é o caso dos métodos convencionais de otimização. Além disso, a aplicabilidade dos AGs não é limitada pela necessidade de computar os gradientes e pela existência de descontinuidades na função objetivo, uma vez que são requeridos apenas os valores desta função, avaliados para cada indivíduo da população. É reconhecido, contudo, que os AGs requerem, em geral, maior esforço computacional que os métodos tradicionais de otimização.

#### 4. EXEMPLO NUMÉRICO

Afim de ilustrar o método proposto, é apresentado um exemplo de simulação numérica utilizando estruturas simuladas por elementos finitos.

A estrutura primária, ilustrada na Figura 2, consiste de uma viga bidimensional simplesmente apoiada, cujo modelo de EF é constituído de 30 elementos de viga de Euler-Bernoulli, cada um contendo 2 nós e 3 GDL por nó, perfazendo um total de 93 graus de liberdade. As características físicas e geométricas deste sistema são dadas pela Tabela 1. Os valores das 6 primeiras freqüências naturais são fornecidos na Tabela 2.

Admitindo uma única força excitadora aplicada segundo a direção transversal no nó A, pretende-se atenuar simultaneamente as respostas vibratórias de translação (direção  $y$ ) e de rotação (direção  $\theta$ ) da estrutura primária neste mesmo nó, mediante o acoplamento do ADV tipo viga (BCD), o qual é constituído de 20 elementos bidimensionais de viga de Euler-Bernoulli. As características físicas e geométricas do ADV são dadas na Figura 3 e na Tabela 3. É importante ressaltar que a conexão das duas sub-estruturas no ponto A é feita através das duas coordenadas segundo as quais deseja-se atenuar a vibração.

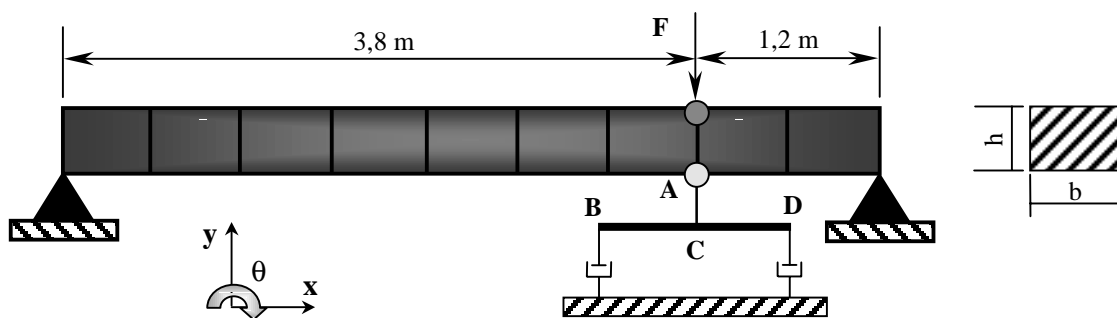


Figura 2. Características do sistema acoplado.

Tabela 1. Características físicas e geométricas do modelo de EF da estrutura primária.

Propriedade	Valor
densidade	2700 kg/m <sup>3</sup>
módulo de Young	7,0×10 <sup>10</sup> N/m <sup>2</sup>
área da seção transversal (b x h)	5,0 cm × 15,0 cm
massa total (m <sub>A</sub> )	101,25 kg

Tabela 2. Valores de algumas frequências naturais da estrutura primária.

Modo	Frequência [Hz]	Modo	Frequência [Hz]
1	1,85	4	32,60
2	8,00	5	51,25
3	18,55	6	73,75

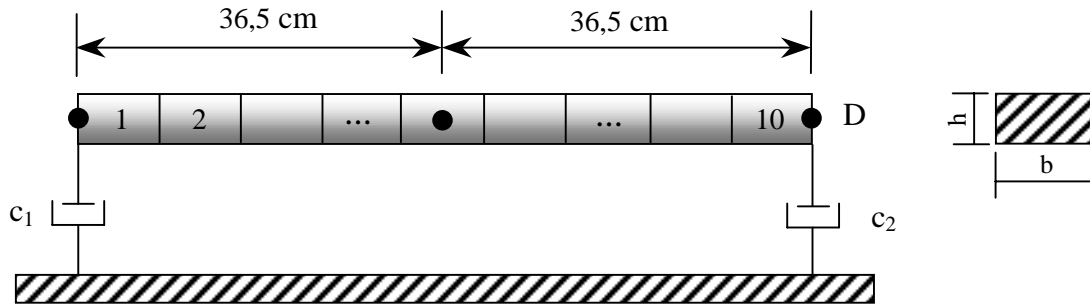


Figura 3 – Características do modelo de EF do ADV dividido em 10 macro-elementos.

Tabela 3. Características físicas e geométricas do modelo inicial do ADV.

Propriedades	Valor
densidade	$\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$
módulo de Young	$E = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
seção transversal (b×h)	36,6 mm × 11,4 mm
coeficientes de amortecimento viscoso	$c_1 = 10 \text{ Ns/m}$ ; $c_2 = 10 \text{ Ns/m}$
massa total ( $m_B$ )	$m_B = 2,54 \text{ kg}$

Para o projeto ótimo do ADV, adota-se a seguinte estratégia: cada par de elementos vizinhos do ADV são agrupados em um único macro-elemento. Estes macro-elementos são numerados a partir do lado esquerdo do ADV como mostrado na Figura 3. A cada macro-elemento é designada uma variável de projeto  $\alpha_i^h$ ,  $i = 1$  a 10, que são fatores adimensionais multiplicativos que modificam as alturas das seções transversais dos respectivos macro-elementos. Assim, estas variáveis traduzem modificações da inércia e da rigidez à flexão dos macro-elementos. Definem-se também as variáveis  $\alpha_i^c$ ,  $i = 1$  a 2, como sendo fatores modificadores dos coeficientes de amortecimento viscoso do ADV. Tem-se, neste exemplo, um total de 12 variáveis de projeto.

As principais características dos procedimentos de otimização são:

- **banda de frequência:**  $[47 - 56 \text{ Hz}]$ , contendo a quinta frequência natural da estrutura primária.
- **restrições de projeto:**
  - $0,5 \leq \alpha_i^h \leq 9$ ,  $i = 1$  a 10
  - $0,5 \leq \alpha_i^c \leq 9$ ,  $i = 1$  a 2
  - $m_B \leq 10\%$  de  $m_A$
- **índice de desempenho:**  $J = \max\{20 \log_{10}(\text{abs}[H_{yy}^A(\omega)]/1 \times 10^{-6})\} + \max\{20 \log_{10}(\text{abs}[H_{y0}^A(\omega)]/1 \times 10^{-6})\}$

• **Algoritmos Genéticos:**

- *tamanho da população: 50*
- *probabilidade de mutação: 1%*
- *probabilidade de cruzamento: 90%*
- *número máximo de gerações: 30*

Na expressão do índice de desempenho definidas acima,  $H_{yy}^A(\omega)$  e  $H_{y\theta}^A(\omega)$  designam, respectivamente, a FRFs pontual e cruzada relacionando as coordenadas de translação e de rotação no ponto A do sistema acoplado.

Os valores ótimos das variáveis de projeto estão dispostos na Tabela 4. Na Figura 4 são confrontadas as amplitudes das FRF de interesse, antes e após o acoplamento do ADV, sendo destacada a banda de frequência adotada na otimização. Como pode ser observado, dentro desta banda, foi obtida substancial redução dos níveis de vibração em ambas direções, com a remoção dos picos de ressonância.

Tabela 4. Valores ótimos das variáveis de projeto.

Variável	Valor	Variável	Valor
$\alpha_1^h$	4,15	$\alpha_7^h$	1,20
$\alpha_2^h$	8,50	$\alpha_8^h$	4,45
$\alpha_3^h$	8,65	$\alpha_9^h$	6,55
$\alpha_4^h$	1,15	$\alpha_{10}^h$	6,70
$\alpha_5^h$	1,90	$\alpha_1^c$	6,30
$\alpha_6^h$	1,80	$\alpha_2^c$	2,80

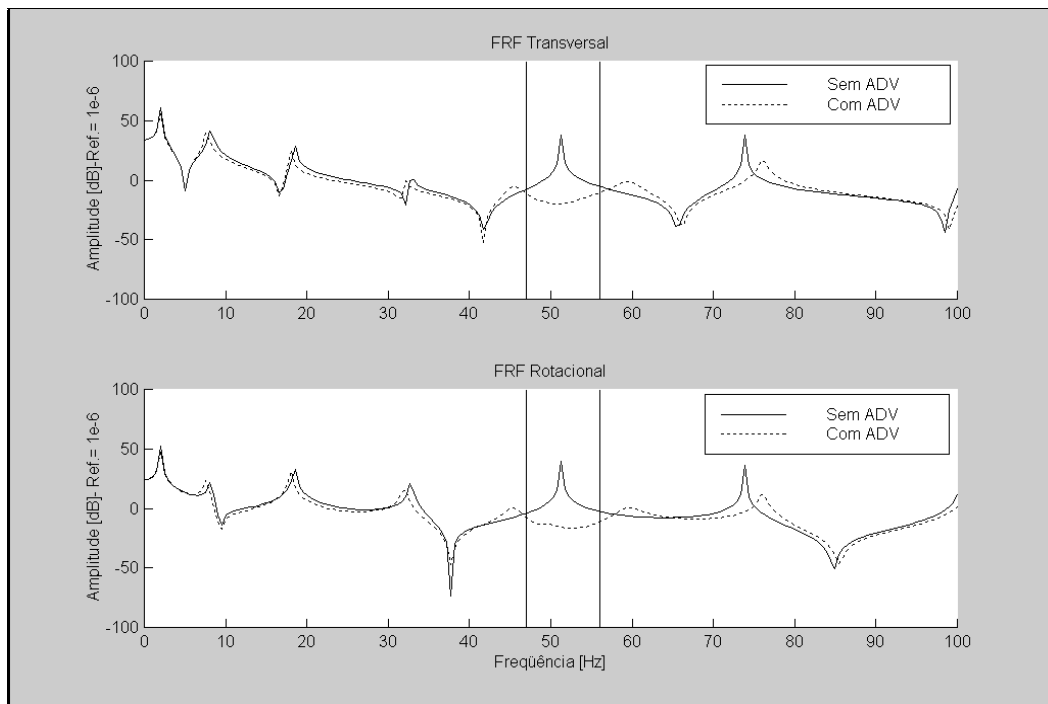


Figura 4. FRFs  $H_{AA}^{yy}(\omega)$  e  $H_{AA}^{y\theta}(\omega)$  antes e após o acoplamento do ADV.

## 5. CONCLUSÕES

Foi mostrada uma metodologia de projeto ótimo de absorvedores dinâmicos de vibrações constituídos por estruturas contínuas para a atenuação simultânea de vibrações de translação e rotação em sistemas bidimensionais.

Embora o estudo tenha sido limitado a ADVs do tipo viga, devido à sua facilidade de projeto e realização física, a metodologia pode ser facilmente estendida a outros tipos de elementos estruturais, tais como placas.

Os primeiros testes numéricos levam a concluir que o método é eficiente, permitindo tratar, numa abordagem bem geral, o problema de otimização de ADVs, contemplando a conexão através de uma ou várias coordenadas, além de diferentes tipos de amortecimento. Além disso, o método pode operar tanto com FRFs provenientes de modelos analíticos quanto FRFs obtidas experimentalmente. Neste segundo caso, evitam-se os erros de modelagem, embora deva-se tratar o problema de ruído presente nas FRFs experimentais.

A avaliação dos índices de desempenho requer pequeno esforço computacional, uma vez que as FRFs da estrutura primária são calculadas uma única vez e o cálculo das FRFs da estrutura acoplada requer a inversão de matrizes de pequena dimensão.

Os Algoritmos Genéticos se mostraram bastante eficientes e robustos, respondendo, contudo, pela maior parte do esforço computacional do método de projeto.

Como desenvolvimentos futuros, prevê-se a inclusão de material viscoelástico na estrutura do ADV e o projeto de ADVs para a atenuação simultânea em várias bandas de frequência descontínuas.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cunha Jr, S. S., 1999, “Estudo numérico e teórico de absorvedores dinâmicos de vibração”, dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.
- Cunha Jr, S. S., Rade, D. A., “A Model Updating-Based Method for the Optimum Design of Beamlike Dynamic Vibration Absorbers, 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, SP, 1999.
- Frahm, H., 1911, “Device for Damping Vibrations of Bodies”, US Patent 989, 958.
- Freitas, F. L.; Espíndola, J. J., “Noise and Vibration Reduction with Beam-like Dynamic Neutralizers, 12<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Brasília, DF, 1993.
- Goldberg, D. E., “Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning”, Reading, MA, Addison Wesley PUB. Co, 1989.
- Koronev, B. G., Reznikov, L. M., 1993, “Dynamic Vibration Absorbers. Theory and Technical Applications”. John Wiley & Sons.
- Rade, D. A. and Steffen Jr., V., 1999, “Optimization of Dynamic Vibration Absorbers Over a Frequency Band”, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference, Kissimee, FL, pp.188-193.
- Ram, Y. M., Elhay, S., 1996, “The theory of a Multi-Degree-of-Freedom Dynamic Absorber”, Journal of Sound and Vibration, vol. 195, n°4, pp. 607-615.
- Silva, L. A., 1999; “Estudo Avaliativo de Algoritmos Genéticos aplicados à Problemas de Identificação em Elastodinâmica”, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, MG.
- Snowdon, J. C.; Nobile, M. A., “Beamlike Dynamic Vibration Absorbers”, Acoustic, vol. 44, pp. 98-108, 1980.
- Sun. J. Q.; Jolly, M. R.; Norris, M. A., “Passive, Adaptative and Active Tuned Vibration Absorbers – A Survey”, Transactions of the ASME, vol. 117, pp. 234-242, June 1995.

# MÉTODOS DE DETECÇÃO E ANÁLISE DE SINAIS DE VIBRAÇÃO UTILIZANDO FATOR DE CRISTA E CURTOSE PARA DEFEITOS EM ROLAMENTOS

**Antonio Almeida Silva & Cícero da Rocha Souto**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Aprígio Veloso, 882, 58.109-970, Campina Grande, PB, Brasil.

E-mail: [almeida@dem.ufpb.br](mailto:almeida@dem.ufpb.br) / [cicero@dem.ufpb.br](mailto:cicero@dem.ufpb.br)

## Resumo

Para a caracterização de sinais temporais induzidos por defeitos mecânicos que geram forças de excitação impulsivas periódicas, indicadores específicos tais como o valor *rms*, fator de crista e curtose tem sido usados. O valor *rms*, que caracteriza apenas a energia do sinal, e não a sua forma, não permite informar sobre a origem da excitação. Já os indicadores fator de crista e curtose são bastante usados no monitoramento de máquinas rotativas como suporte para a manutenção preditiva, especialmente na detecção de falhas em rolamentos. O problema é que nem sempre estes indicadores são utilizados de forma correta, podendo levar a interpretações pouco confiáveis. Através de um modelo simples, as propriedades e limitações destes indicadores são demonstradas e ilustradas com exemplos físicos reais. Os sinais de vibração são analisados por técnicas no domínio do tempo e da frequência e a validação do modelo é conduzida a partir de sinais reais medidos após o surgimento de defeitos pontuais localizados em rolamentos.

**Palavras-chave:** Detecção de falhas, Manutenção preditiva, Sinais de vibrações.

## 1. INTRODUÇÃO

Nos sistemas mecânicos rotativos, é bastante comum o desenvolvimento de falhas em componentes devido aos problemas a que estes são expostos como desalinhamentos e desbalanceamentos, montagens inadequadas, lubrificação deficiente, sobrecargas imprevistas, desgastes por contaminação e fadiga dos elementos. Estes fatores justificam as razões pelas quais verifica-se o constante interesse pela implantação de manutenção preditiva por análise de vibrações em instalações industriais. Em geral, o procedimento consiste basicamente na aquisição dos sinais de vibração através de sensores, seguido da análise destes sinais a partir de técnicas e indicadores que podem detectar o surgimento e desenvolvimento de falhas nos componentes. No caso de sinais temporais induzidos por defeitos mecânicos que geram forças de excitação impulsivas periódicas, indicadores como o valor *rms*, fator de crista e curtose tem sido usados em sistemas de monitoramento, embora nem sempre de forma correta. Neste trabalho, procura-se validar um modelo proposto por Pachaud *et al.* (1997) que permite uma melhor compreensão das propriedades e limitações destes indicadores bem como verificar a sua sensibilidade em relação à frequência de rotação quando aplicados em situações físicas reais, como no caso de defeitos localizados nas pistas de rolamentos.

## 2. MODELO DE RESPOSTA DE VIBRAÇÃO

Uma resposta vibratória de ressonância pode ser modelada por um sistema de 1 gdl com amortecimento viscoso. As respostas impulsivas do sistema podem ser representadas pela função  $s$  (Figura 1), definida por

$$s(t) = A e^{-t/\tau} \sin(2\pi f_L t) \quad (1)$$

onde:

$\tau = Q/\pi f_o$  representa o tempo de relaxação;

$f_L = f_o \sqrt{1 - 1/4Q^2}$  é a frequência de vibração livre;

$f_o$  é a frequência de ressonância;

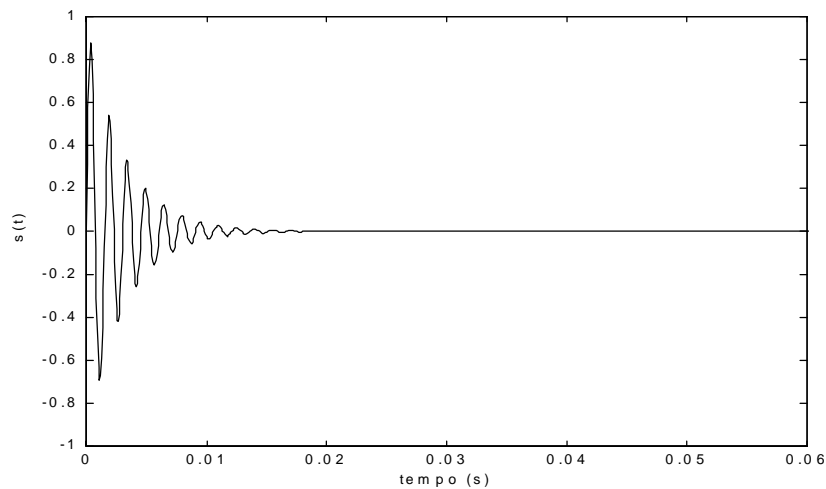
$Q > 1/2$  é o fator de qualidade.

A transformada de Hilbert permite o cálculo do envelope do sinal:

$$env(t) = \sqrt{s^2(t) + \tilde{s}^2(t)} = A e^{-t/\tau} \quad (2)$$

onde:

$$\tilde{s}(t) = H[s(t)] = -A e^{-t/\tau} \cos(2\pi f_L t).$$



**Figura 1.** Resposta ao impulso do sistema de 1 gdl com amortecimento.

## 3. FATOR DE CRISTA

### 3.1 Envelope do fator de crista de um sinal

Para modelar o envelope de resposta à uma excitação através de uma sequência de funções de impulso de passo constante  $T_d$ , considere o sinal representado pela função  $env'$  definida por (Figura 2a):

$$env'(t) = env(t) * \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT_d) \quad (3)$$

Neste caso, o fator de crista do sinal pode ser escrito como:

$$Fc[env'] \approx \frac{Pico[|env(t)|]}{\sqrt{\frac{1}{T_d} \int_0^{\infty} env^2(t) dt}} = \sqrt{\frac{2\pi}{Q}} \sqrt{\frac{f_o}{f_d}} = \sqrt{2} \sqrt{\frac{T_d}{\tau}} \quad (4)$$

onde  $f_d = 1/T_d$  é a frequência de repetição dos impulsos.

### 3.2 Resposta do fator de crista de um sinal

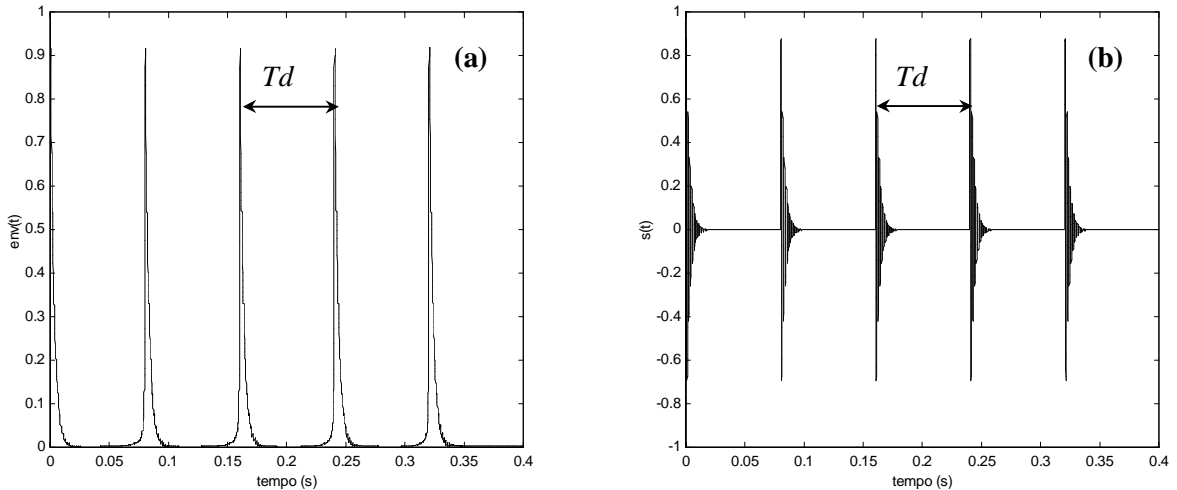
De maneira análoga, considerando a resposta do sistema definida pela função (Figura 2b):

$$s'(t) = s(t) * \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT_d) \quad (5)$$

O fator de crista do sinal é entretanto igual a

$$Fc[s'] = Fc(Q) \sqrt{\frac{f_o}{f_d}} = 2k(Q) \sqrt{\frac{T_d}{\tau}} \quad (6)$$

As expressões dos coeficientes  $k(Q)$  e  $Fc(Q)$  são listadas no apêndice A.



**Figura 2.** Envelope da resposta (a) e resposta de excitação impulsiva periódica (b).



Os fatores de crista dos sinais representados pelas funções  $s'$  e  $env'$  são relacionadas por

$$Fc[s'] = \sqrt{2} k(Q) Fc[env'] \quad (7)$$

Estas relações mostram que o fator de crista da resposta do sinal é:

- situada entre  $1,4 \sqrt{T_d/\tau} < Fc[s'] < 2 \sqrt{T_d/\tau}$  ;
- $Fc[s']$  é proporcional à relação  $\sqrt{f_o/f_d}$  , logo é inversamente proporcional à  $\sqrt{f_{rot}}$  ;
- situada entre  $1 Fc[env] < Fc[s'] < \sqrt{2} Fc[env]$ .

Notar que para  $T_d = 3\tau$  , o valor de  $Fc[s']$  fica entre 2,49 e 3,46. Para um sinal do tipo aleatório, observa-se que a amplitude de pico se situa entre 3 e 5 vezes o valor *rms*. Logo, o fator de crista deste sinal deve-se situar entre 3 e 5. Assim, o fator de crista como indicador de defeito induzido por forças de natureza impulsiva periódica só deve ser capaz de detectar este tipo de defeito se seu valor for superior a 5.

## 4 CURTOSE DO SINAL

### 4.1 Curtose do sinal de resposta

A curtose do sinal de resposta é dada por

$$Kt[s'] \approx \frac{\frac{1}{T_d} \int_0^{\infty} s^4(t) dt}{\left[ \frac{1}{T_d} \int_0^{\infty} s^2(t) dt \right]^2} = k(Q) \frac{f_o}{f_d} = \frac{6Q^2 T_d}{4Q^2 + 3\tau} \quad (8)$$

Neste caso, o valor da curtose do sinal de resposta é:

- situado entre  $1,26 T_d/\tau < Kt(s') < 1,5 T_d/\tau$  ;
- proporcional ao quociente  $f_o/f_d$  ;
- inversamente proporcional à  $f_{rot}$  e não independente, conforme sugerido nos trabalhos de Dyer & Stewart (1978) e Rush (1979).

Notar que para  $T_d = 3\tau$  , o valor de curtose se situa entre 3,8 e 4,5. Para um sinal do tipo aleatório,  $Kt = 3$  . Na prática, a curtose como indicador de defeitos induzidos por choques só é capaz de identificar defeitos se o seu valor for de no mínimo 3,5 (Pachaud *et al.*,1997).

### 4.2 Curtose do envelope do sinal

A curtose do envelope do sinal, pode ser definida por:

$$Kt[env'] \approx \frac{\frac{1}{T_d} \int_0^{\infty} env^4(t) dt}{\left[ \frac{1}{T_d} \int_0^{\infty} env^2(t) dt \right]^2} = \frac{\pi f_o}{Q f_d} = \frac{T_d}{\tau} \quad (9)$$

A partir das equações (8) e (9), a curtose destes dois sinais estão relacionadas pela seguinte expressão:

$$Kt[env'] = \frac{4Q^2 + 3}{6Q^2} Kt[s'] \quad (10)$$

O valor da curtose do envelope do sinal é:

- igual ao quociente do período de repetição do choque pelo tempo de relaxação, isto é  $Kt(env') = T_d/\tau$ ;
- situado entre  $0,66 Kt(s') < Kt(env') < 0,79 Kt(s')$ , dependendo do fator de qualidade.

## 5 COMPARAÇÃO ENTRE O FATOR DE CRISTA E CURTOSE

Tem sido observado que o fator de crista e a curtose são indicadores sensíveis à forma do sinal. Estes tem sido usados na detecção e evolução de defeitos gerados por choques periódicos tais como em rolamentos, dentes de engrenagens, etc. Neste caso se mostra interessante comparar estes dois indicadores e sua sensibilidade no acompanhamento da evolução destes defeitos.

### 5.1 Caso do sinal de resposta

A partir das Eq. (6) e (8) o fator de crista e a curtose do sinal estão relacionados por

$$Kt[s'] = Kt_1[Q]Fc^2[s'] \quad (11)$$

onde os valores de  $Kt_1(Q)$  são decrescentes com o aumento do fator de qualidade, e varia entre 0,610 ( $Q=2$ ) e 0,375 ( $Q=50$ ), conforme expressões do apêndice A.

Esta relação leva às seguintes conclusões:

- a curtose é um indicador mais sensível às variações na velocidade de rotação que o fator de crista. Observa-se uma redução de 2 para a curtose, para  $\sqrt{2}$  no fator de crista;
- a curtose é um indicador mais sensível que o fator de crista na detecção da presença de sinais impulsivos periódicos, uma vez que é proporcional ao quadrado do fator de crista;
- a curtose é um indicador mais sensível que a amplitude *rms* do sinal, pois é uma função da quarta potência deste;
- a habilidade da curtose para detectar defeitos induzidos por forças impulsivas periódicas é muito maior que o fator de crista porque requer um período de choque mínimo  $2,5\tau < T_d < 3\tau$  enquanto o fator de crista requer pelo menos  $T_d > 13\tau$ .

É interessante comparar o quociente entre o fator de crista e a curtose de um sinal real contaminado por ruído aleatório, de modo a definir novos indicadores:

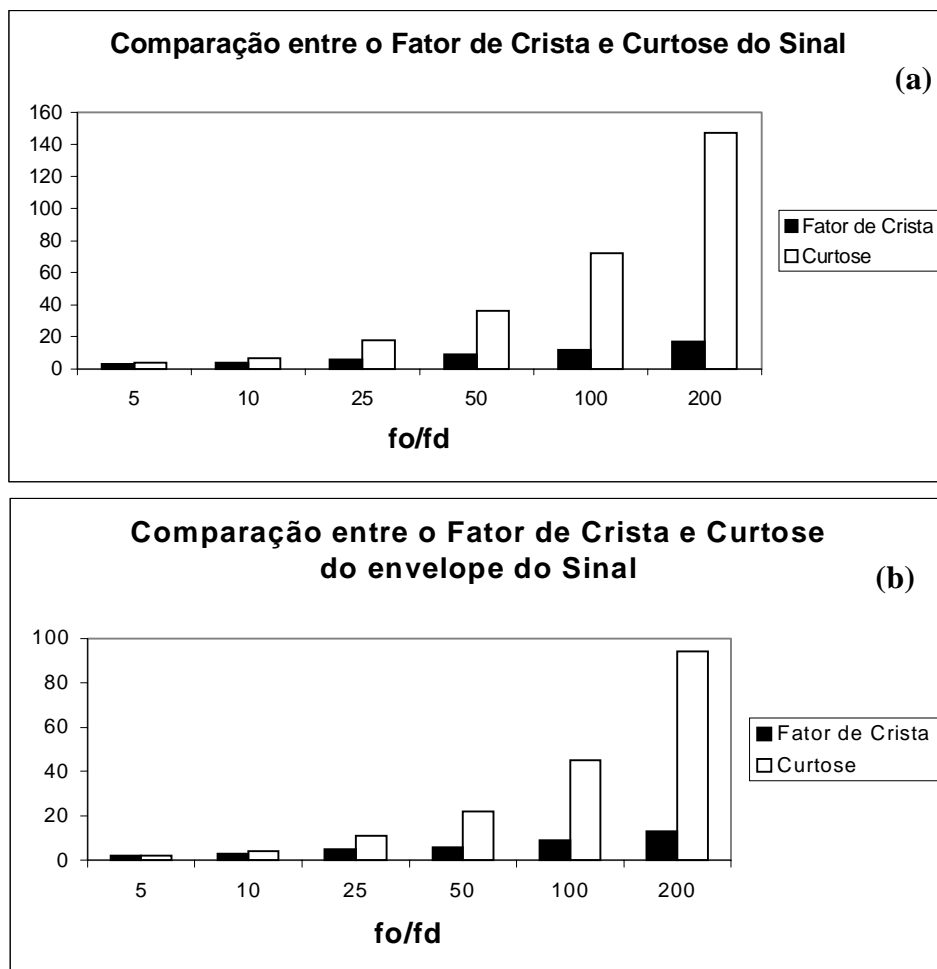
$$Kt = \frac{Kt_{real}}{3}; \quad Fc = \frac{Fc_{real}}{5} \quad (12)$$

## 6. RESULTADOS DO MODELO SIMULADO

As Figuras 3a e 3b ilustram as diferenças de sensibilidade entre o fator de crista e a curtose do sinal e de seu respectivo envelope para diferentes relações  $f_o/f_d$  (ver Tabela 1). Os valores foram obtidos usando um sinal do tipo resposta à uma excitação periódica, conforme a Figura 1, com frequência de ressonância de 663 Hz e fator de qualidade  $Q=6,4$ . Os valores foram calculados a partir das equações (7) e (11), e mostram que para valores crescentes da relação  $f_o/f_d$  ocorre maior diferença de sensibilidade em favor da curtose, conforme previsto pelo modelo.

**Tabela 1.** Comparação de parâmetros obtidos pelo modelo simulado.

$f_o/f_d$	SINAL			ENVELOPE		
	rms	Fc	Kt	rms	Fc	Kt
5	0.3170	2.7899	3.5206	0.4474	2.0364	2.5126
10	0.2249	3.9433	7.0779	0.3176	2.8909	4.3007
25	0.1423	6.2286	17.8768	0.2011	4.5712	10.8014
50	0.1006	8.8086	35.9135	0.1423	6.4438	22.2602
100	0.0711	12.0081	72.0096	0.1006	9.1622	45.5042
200	0.0503	16.9917	146.8535	0.0711	13.2638	93.7177



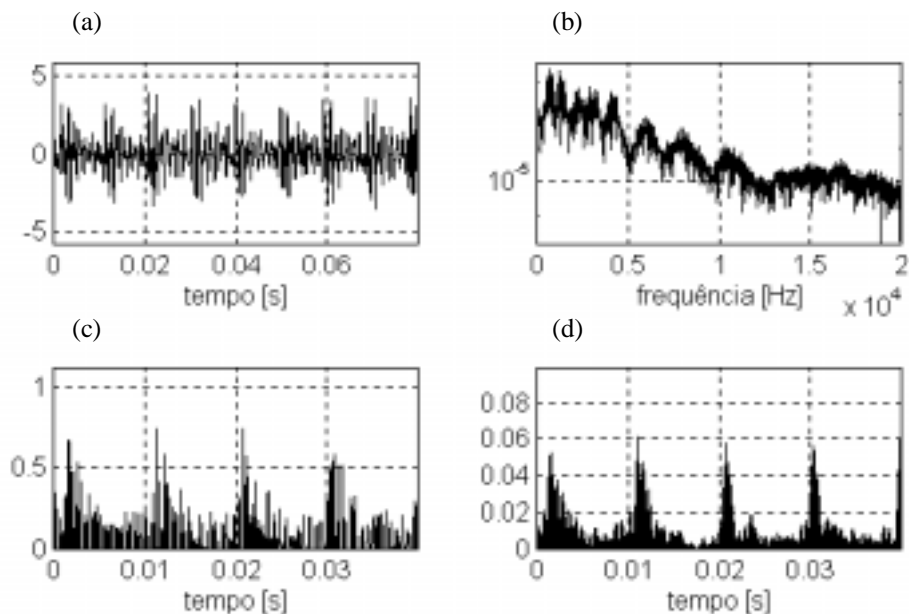
**Figura 3.** Comparação de sensibilidades entre o fator de crista e a curtose.

## 7. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para comprovar o desempenho destes indicadores na prática, foram analisados alguns sinais de vibração obtidos de um banco de ensaios com rolamentos de esferas FAG E-20, onde foram produzidas falhas do tipo riscos transversais na pista externa estacionária, com tamanhos variando de 1 a 3 mm<sup>2</sup>. A aquisição dos sinais foi feita através de um analisador de Fourier, modelo TEKTRONIX 2630, com aquisição no tempo de 4096 pontos e faixa útil de análise de 0 a 20 kHz (Silva, 1999).

A Figura 4a mostra um bloco de sinal obtido de um acelerômetro B&K 4371 montado sobre o mancal de teste, para o eixo girando a 1500 rpm e frequência característica do defeito de 105 Hz. A Figura 4b representa o espectro do sinal em frequência, onde observa-se várias faixas de ressonâncias que podem ter sido excitadas pelos choques das esferas sobre a falha. As Figuras 4c e 4d apresentam os sinais de envelope no tempo obtidos após filtragem do sinal (largura de banda 2000 Hz) em torno das frequências 2500 e 7500 Hz, respectivamente. Os valores de curtose obtidos dos dois envelopes foram de 4,58 e 7,38. As figuras mostram claramente que a regularidade da forma do envelope melhorou com o aumento da frequência de ressonância, o que também comprova as discussões anteriores obtidas do modelo.

A Tabela 2 mostra o efeito da escolha das faixas de frequências no cálculo do fator de crista e curtose, onde nota-se que a curtose se mostrou mais sensível que o fator de crista. Neste caso, os indicadores são mais eficientes nas faixas de frequências mais altas (> 5 kHz).



**Figura 4.** Sinal no tempo (a); Espectro FFT (b); Envelopes do sinal  $f_o = 2500$  e  $7500$  Hz (c,d).

**Tabela 2.** Valores do fator de crista e curtose para várias faixas de frequências.

Frequência (kHz)	Valor rms	Fator de crista	Curtose
0-20	0,548	3,517	3,675
0-5	0,547	3,479	3,674
5-10	0,003	5,691	8,743
10-15	0,005	5,637	8,877
15-20	0,002	7,034	13,398

## 8. CONCLUSÕES

O estudo mostra que o fator de crista da resposta do sinal induzido pela resposta da ressonância devido uma excitação periódica impulsiva é proporcional à  $\sqrt{T_d/\tau}$  e que a curtose é proporcional ao  $F_c^2$ . A habilidade do fator de crista na identificação da existência de excitação por choques periódicos requer que o período de repetição dos choques seja no mínimo  $13\tau$ , enquanto que a curtose requer apenas  $3\tau$ . Portanto, a curtose é um indicador mais sensível que o fator de crista. Por outro lado, a curtose é extremamente sensível ao ruído, e na prática é necessário uma filtragem do sinal para manter o desempenho do indicador. Além disso, ao contrário do que alguns pesquisadores concluíram (Dyer & Stewart, 1978), (Rush, 1979), a curtose é um indicador que depende da frequência de rotação.

Quanto à sensibilidade, considerando que o sinal medido por um acelerômetro está constituído de respostas de muitas ressonâncias, a medida ou cálculo destes indicadores sobre uma larga faixa de frequências reduz sua sensibilidade devido a efeitos de mascaramentos, e capacidade de detecção de defeitos. A solução consiste em medir ou calcular estes indicadores sobre um certo número de bandas mais estreitas de frequências.

## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Dyer, D. and Stewart, R. M. , 1978, “Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis”, Transactions of ASME - Journal of Mechanical Design, v. 100, n. 2, pp. 229-235.
- Pachaud, C., Salvetat, R. and Fray, C. , 1997, “Crest factor and Kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces”, Mechanical Systems and Signal Processing, v. 11, n. 6, pp. 903-916.
- Rush, A. A. , 1979, “Kurtosis, a crystal ball for maintenance engineers”, Iron and Steel International, pp. 23-27.
- Silva, A. A. , 1999, “Detecção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos”, Tese (Doutorado), Universidade de São Paulo – Escola de Engenharia de São Carlos, s586d.

### APÊNDICE A – Valores dos coeficientes em função do fator de qualidade Q

$F_c[Q] = \sqrt{\frac{4\pi}{Q}} = k(Q)$
$k(Q) = \sqrt{\frac{4Q^2}{4Q^2 - 1}} \sin(\alpha) e^{-\frac{\alpha}{2Q} \sqrt{\frac{4Q^2}{4Q^2 - 1}}}$
$K_t[Q] = \frac{6\pi Q}{4Q^2 + 3}$
$K_{t_1}[Q] = \frac{3}{8} \frac{4Q^2 + 1}{4Q^2 + 3} \sin(\alpha) e^{-\frac{\alpha}{2Q} \sqrt{\frac{4Q^2}{4Q^2 - 1}}}$
$\alpha = \arctan(2Q);$

# CONTROLE DE VIBRAÇÃO DE VIGAS FLEXÍVEIS USANDO ATUADORES DE LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA

## **Edson Paulo da Silva**

Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil.  
e-mail: dasilva@vesper.demec.ufmg.br

## **Alexandre Luiz Amarante Mesquita**

Universidade Federal do Pará, Departamento de Engenharia Mecânica, R. Augusto Corrêa 01, 66075-110, Belém, PA, Brasil.  
e-mail: amarante@sc.usp.br

## **Resumo**

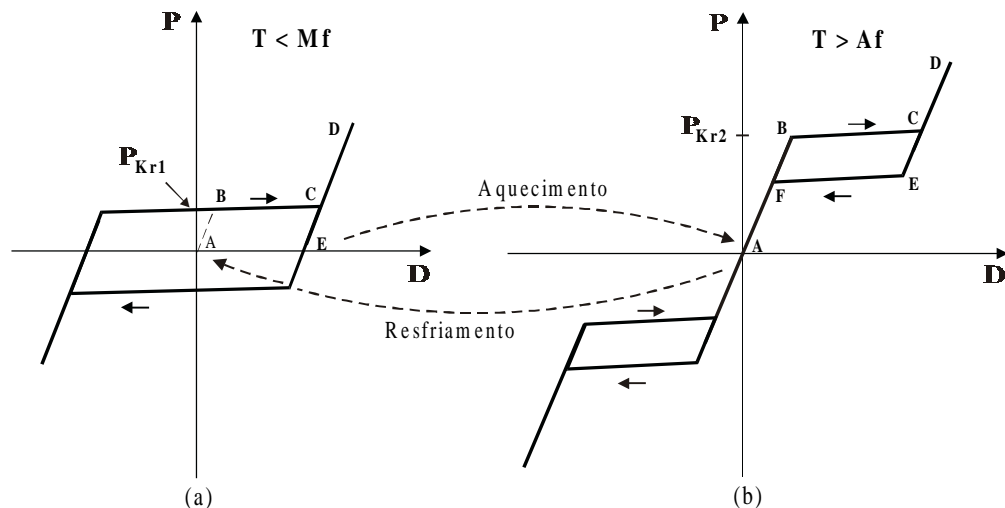
Os atuadores baseados nas ligas com memória de forma têm se revelado uma alternativa bem atrativa para sistemas onde grandes forças, grandes deformações e baixas frequências são requeridas. Neste trabalho, exemplifica-se o emprego de tais atuadores para o controle ativo e passivo de vibração de uma viga flexível. Os atuadores consistem, basicamente, de fios de NiTi fixados sobre a superfície da viga. Dada uma deflexão inicial na viga, os fios são então estrategicamente aquecidos por uma corrente elétrica, e resfriados pelo ar ambiente, de forma a suprimir mais rapidamente a vibração da viga. Dois tipos de atuadores são apresentados: um explorando o efeito memória de forma, para o controle ativo, e outro explorando o efeito pseudoelástico, para controle passivo. São comparados o tempo necessário para a supressão da deflexão e sua amplitude no tempo, com e sem os atuadores. Os resultados obtidos ilustram a potencialidade destes atuadores como meio viável de amortecer vibrações.

**Palavras - chave:** Memória de forma, Pseudoelasticidade, Atuadores, Controle ativo, Controle passivo.

## **1. INTRODUÇÃO**

As ligas com memória de forma - *Shape Memory Alloys* – *SMA*s - são materiais metálicos capazes de assumir uma forma previamente definida, quando sujeitos a certas temperaturas. Esta dependência da temperatura está associada ao fato de que tais ligas assumem diferentes fases cristalinas em função da temperatura. A Figura 1 ilustra esquematicamente num diagrama carga x deformação o comportamento das ligas com memória de forma. Abaixo de uma determinada temperatura característica denominada  $M_f$  (*martensite finish*), o material se encontra numa fase martensítica, a qual é caracterizada nessas ligas por suas inúmeras variantes, as quais possuem diferentes orientações cristalográficas (Wayman, 1975; Shimizu & Tadaki, 1987; Otsuka & Wayman, 1998). Se esta estrutura for submetida a um nível de tensão suficientemente alto, veja Figura 1a, observa-se, após um comportamento inicialmente elástico (A→B), um processo de deformação a um nível carga  $P_{Kr1}$  praticamente constante (B→C). Após atingir um determinado estado de deformação (ponto C), também característico

para cada liga, o material volta a se comportar elasticamente (C→D). Caso o carregamento seja mantido, o material atinge um determinado nível de tensão, a partir do qual se comportará plasticamente. Após o descarregamento (D→E), o corpo mantém a sua configuração deformada (ponto E), como numa deformação plástica. A este comportamento dá-se o nome de *quasiplasticidade* (Müller, 1992), e ele está associado a um processo de reorientação das diferentes variantes da martensita, as quais sob uma tensão suficientemente alta têm suas diferentes orientações convertidas na direção de apenas uma delas, de onde então surge a relativa enorme deformação quasiplástica (Wayman, 1975; Shimizu & Tadaki, 1987; Otsuka & Wayman, 1998).



**Figura 1.** Comportamento termomecânico das ligas com memória de forma: a) Quasiplasticidade. b) Pseudoelasticidade - Esquemático.

Acima de uma outra temperatura característica denominada  $A_f$  (*Austenite finish*), essas ligas se encontram numa outra fase denominada austenita. Se esta estrutura for submetida a uma determinada carga  $P_{Kr2} > P_{Kr1}$ , veja Figura 1b, observa-se novamente, após um comportamento inicialmente elástico (A→B), um processo de deformação a um nível de tensão praticamente constante (B→C), após o qual observa-se novamente um comportamento elástico (C→D). Com o descarregamento, o corpo retorna à configuração original, porém a um nível de tensão mais baixo (D→E→F→A). Este comportamento é denominado pseudoelasticidade. Elástico porque o corpo retorna à configuração original, e pseudo porque durante os processos de carregamento e descarregamento ele percorre uma histerese. Esse comportamento é também conhecido por *superelasticidade*. Ao comportamento pseudoelástico está associada uma transformação de fase martensítica mecanicamente reversível induzida por tensão (Wayman, 1975; Shimizu & Tadaki, 1987; Otsuka & Wayman, 1998).

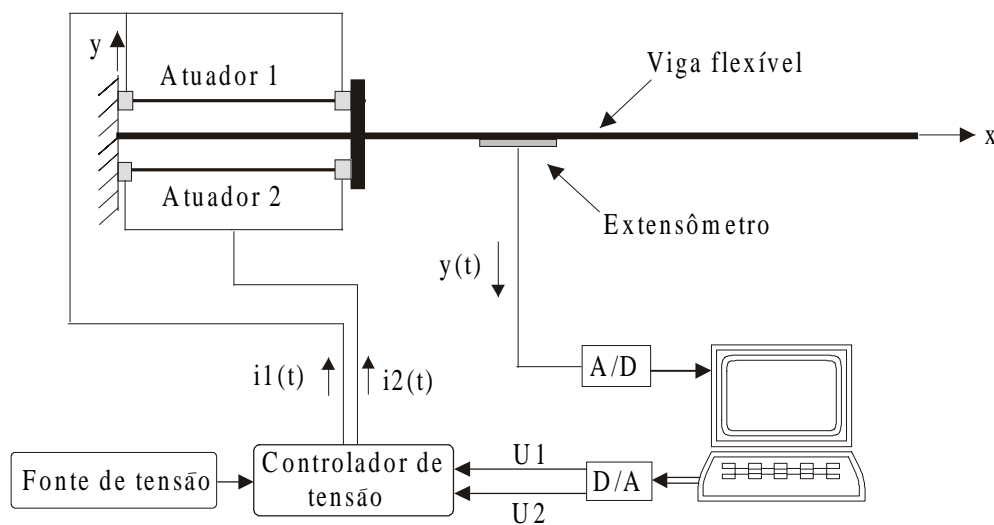
Se o corpo deformado quasiplasticamente for aquecido acima de  $A_f$ , observa-se que ele muda de forma, assumindo uma configuração previamente imposta por determinados tratamentos termomecânicos (E na Figura 1a → A na Figura 1b). À esta mudança de forma, ou ao "desaparecimento" da deformação quasiplástica com o aquecimento dá-se o nome de efeito memória de forma. Este processo está associado à transformação da fase martensítica reorientada para a austenítica. Essa mudança de forma se deve ao fato de que acima de  $A_f$ , e num estado livre de tensões – ponto A na Figura 1b - a austenita é a única fase termodinamicamente estável, e por isso ela se estabelece (Wayman, 1975; Shimizu & Tadaki,

1987; Otsuka & Wayman, 1998). Como exemplos de ligas com memória de forma, pode-se citar, entre outras, CuZnAl, CuAlNi, NiTi, NiTiCu, FePt, FePd e FeMnSi (Eucken, 1992). Tanto na quasiplasticidade quanto na pseudoelasticidade as deformações reversíveis podem chegar em algumas ligas a 10%, sendo 7% típico para as ligas NiTi (Wayman & Duerig, 1990).

Além da mudança de forma como explicado anteriormente, com a transformação da martensita para a austenita algumas ligas chegam a ter seu módulo de elasticidade triplicado (Wayman, 1975; Shimizu & Tadaki, 1987; Otsuka & Wayman, 1998). Somente esta variação do módulo de elasticidade possibilita o desenvolvimento de aplicações muito interessantes, principalmente em estruturas adaptativas para o controle de propriedades dinâmicas. No presente trabalho, será explorado tanto o efeito memória de forma quanto o pseudoelástico para exemplificar o emprego de ligas com memória de forma para o controle ativo e passivo de vibração fazendo-se uso de uma viga flexível.

## 2. APARATO EXPERIMENTAL

Para a realização dos experimentos, foi usado o aparato experimental mostrado esquematicamente na Figura 2. A viga engastada é constituída de uma barra de aço com espessura de 0,5 mm e largura de 16 mm. O seu comprimento é de 240 mm. Os atuadores constam basicamente de dois fios de NiTi de 0,29 mm de diâmetro e 53 mm de comprimento fixados opostamente na extremidade engastada da viga



**Figura 2.** Aparato experimental – Esquemático.

A deformação no centro da viga é medida por meio de um extensômetro e enviado a um computador através de um conversor A/D. A partir do sinal  $y(t)$  do extensômetro, determina-se a deflexão na extremidade livre da viga. Esta deflexão é utilizada neste trabalho como entrada para o sistema de controle. Aqui este sinal é comparado com a deflexão desejada para a viga, ou seja, uma pequena tolerância  $\delta$  em torno da posição de repouso da viga. O erro é então usado para ativar os atuadores 1 e 2, de acordo com as estratégias de controle apresentadas a seguir. Para a aquisição e tratamento dos sinais é utilizado o pacote Matlab/Simulink/Reallink32. O aquecimento dos fios com memória de forma é realizado através de uma fonte de tensão controlada por um controlador de tensão, ou seja, controla-se a tensão e a corrente se instala por si própria, de acordo com a resistência elétrica do fio, e a tensão induzida segundo a lei de Ohm. No caso do controle ativo as tensões  $U_1(t)$  e  $U_2(t)$ , e



consequentemente as correntes  $i_1(t)$  e  $i_2(t)$  respectivamente são funções do erro e calculadas por um controlador. No atuador pseudoelástico elas são constantes e têm valores grandes o suficiente para manter os fios a uma temperatura superior a  $A_f$ , ou seja, para mantê-los no estado austenítico. Tanto na aquisição de dados quanto nos cálculos de controle trabalha-se com uma frequência de 2 kHz.

### 3. CONTROLE ESTRUTURAL USANDO LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA

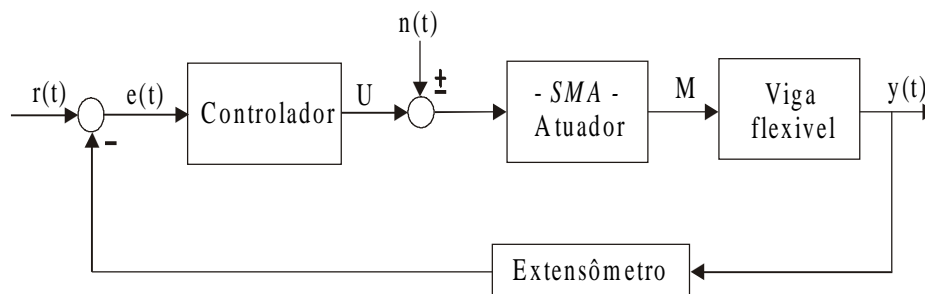
Partindo dos efeitos memória de forma e pseudoelásticos, Jia e Rogers (1989) propõem dois conceitos para o controle estrutural: sintonização ativa de propriedades (*APT – Active Properties Tuning*) e sintonização ativa de energia de deformação (*ASET – Active Strain Energie Tuning*). No caso da sintonização ativa de propriedades, o elemento com memória de forma é instalado como reforçador numa estrutura composta. Uma vez que o módulo de elasticidade dessas ligas varia enormemente com o aquecimento, controlando-se o aquecimento pode-se, portanto, controlar tanto a rigidez quanto a resistência da estrutura como um todo. O segundo princípio, sintonização de energia de deformação, baseia-se no mesmo mecanismo. Aqui, entretanto, os elementos com memória de forma são pré-deformados antes da instalação na estrutura. Dessa forma, tem-se mais um parâmetro que é a tensão de recuperação de forma gerada durante o aquecimento.

Schetky (1992) associa a esses dois princípios o controle ativo de forma (*ASC – Active Shape Control*). O elemento com memória de forma é pré-deformado e montado a uma certa distância do eixo neutro da estrutura. Quando energizados, os momentos gerados na recuperação de forma dos atuadores deformam a estrutura. Semelhantemente aos dois casos anteriores, pode-se controlar a forma da estrutura controlando-se o aquecimento dos atuadores.

Todos os três princípios aqui brevemente expostos podem também ser explorados instalando-se os atuadores diretamente sobre a estrutura cujas propriedades dinâmicas ou forma deve ser influenciada (Da Silva, 1999).

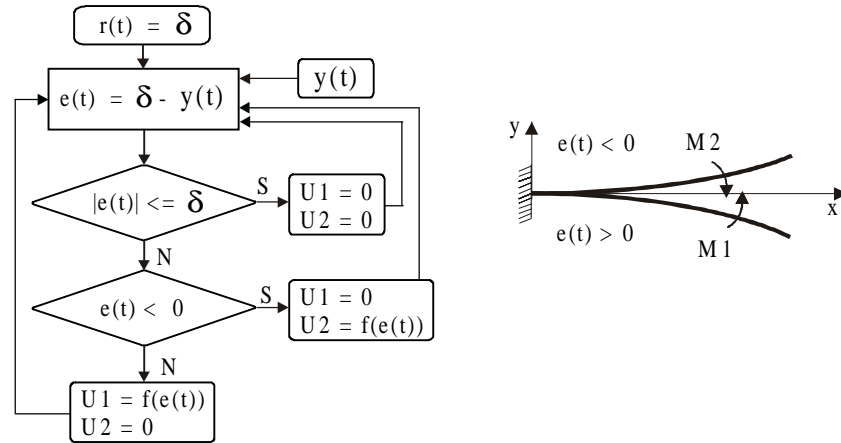
#### 3.1 Controle ativo de vibração - Atuador com memória de forma

Aqui explora-se o efeito memória forma seguindo, basicamente, o princípio *ASET*, entretanto os atuadores são fixados diretamente sobre a superfície da estrutura, figura 2. As entradas do sistema de controle, o qual é mostrado na Figura 3, são a deflexão da viga, aqui denominada  $y(t)$ , e o valor desejado para a deflexão  $r(t)$ . A saída do controlador é uma tensão elétrica  $U(t)$ , a qual deve ser induzida no fio, a qual permite o fluxo de uma corrente elétrica que por sua vez aquece o fio pelo efeito Joule.



**Figura 3.** Diagrama de blocos do sistema de controle ativo.

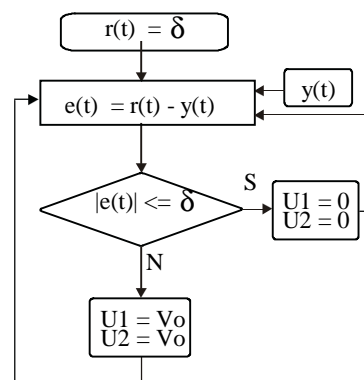
A estratégia de controle é ilustrada na Figura 4. Se o módulo do erro  $e(t)$  for menor ou igual à tolerância  $\delta$ , ambos os atuadores são desenergizados. Se a viga for flexionada no sentido positivo de  $y$ ,  $e(t) < 0$  e o atuador 2 é energizado, o qual gera o momento  $M2$  que tende a fletir a viga no sentido oposto. Caso contrário, ou seja,  $e(t) > 0$ , o atuador 1 é ativado enquanto o 2 é desativo. O momento  $M1$  tende então a flexionar a viga no sentido positivo de  $y$ .



**Figura 4.** Estratégia de controle ativo – Atuador com memória de forma.

### 3.2 Controle passivo - Atuador pseudoelástico

Nesse atuador explora-se o efeito pseudoelástico, ou seja, basicamente o que se descreve no conceito *APT*. Entretanto, os elementos pseudoelásticos não são empregados como reforçadores numa estrutura composta, mas sim, fixados diretamente sobre a estrutura, veja Fig. 2. Os fios são mantidos constantemente aquecidos a uma temperatura superior à  $A_f$ , estando assim num estado austenítico. Ao ser imposta a deflexão inicial na viga, o atuador 2 é deformado pseudoelasticamente, enquanto o atuador 1 está também no estado austenítico porém livre de tensão e deformação. Quando a viga é deixada vibrar, o atuador 2 tende a defletir a viga no sentido oposto ao da deflexão inicial, enquanto o atuador 1 nenhuma influência exerce sobre o sistema. Abaixo da posição de repouso da viga, ocorre o oposto, ou seja, o atuador 1 tende a flexionar a viga na direção positiva do eixo  $y$  enquanto o atuador 2 se encontra num estado livre de tensão e deformação, não influenciando o comportamento da viga. Este processo se repete até que a deflexão da viga seja menor do que tolerância  $\delta$  em torno da posição de repouso.

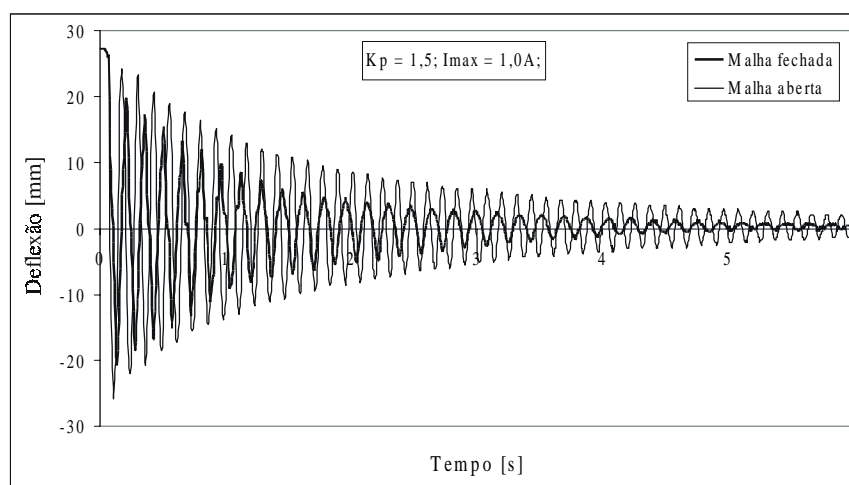


**Figura 5.** Estratégia de controle passivo – Atuador pseudoelástico.

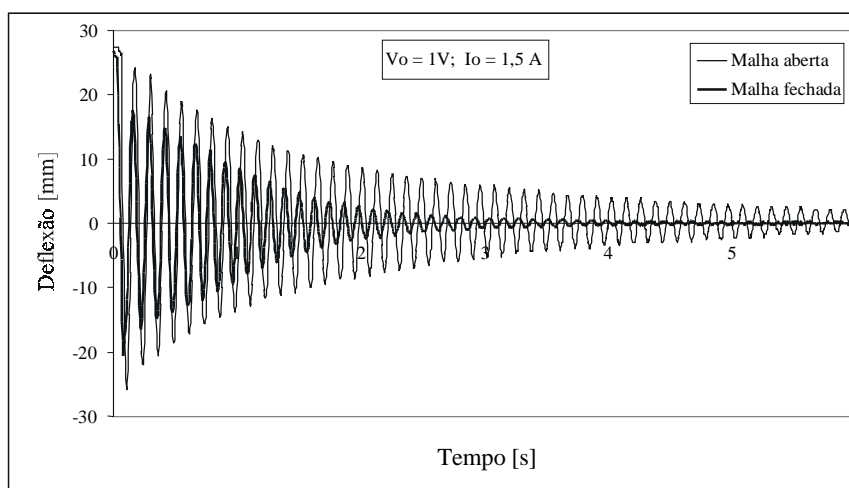
#### 4. EXPERIMENTOS E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos com os atuadores apresentados anteriormente. Tendo em vista o objetivo maior do trabalho que é mostrar como se pode usar ligas com memória de forma para o controle de vibração, menor atenção foi dada ao estudo de diferentes estratégias de controle e à variação de parâmetros.

Para o controle ativo foi empregado um controlador proporcional com um ganho de  $K_p=1,5$ . O valor máximo da tensão elétrica induzida é de 2V, para a qual é permitida uma corrente elétrica máxima de 1A. A Figura 6, mostra a resposta obtida com esses dados em comparação com a resposta do sistema em malha aberta. A Figura 7 mostra o resultado obtido com o atuador pseudoelástico sendo aquecido com uma corrente elétrica de 1,5A e uma tensão de 1V. A temperatura do atuador neste caso é de aproximadamente 96°C. Em ambos experimentos tem-se  $\delta = 2,0\text{mm}$ .



**Figura 6.** Resposta sob controle ativo –  $K_p=1,5$ .



**Figura 7.** Resposta sob controle passivo –  $I_{max} = 1,0\text{A}$ .

Em ambos os casos, observa-se uma considerável atenuação da deflexão. Como pode-se observar claramente pelas Figuras 6 e 7, o atuador pseudoelástico apresenta um melhor resultado, suprimindo a deflexão da viga mais rápida e intensamente do que no caso do

atuador com memória de forma. O desempenho deste último pode ser melhorado com o emprego de atuadores mais eficientes, tema este que será tratado em futuros trabalhos.

## **5. CONCLUSÕES**

Os conceitos básicos empregados no uso de ligas com memória de forma para o controle estrutural são brevemente introduzidos. Apresentou-se então como é possível amortecer vibração em uma viga flexível ativa e passivamente usando um atuador com memória de forma e um pseudoelástico, respectivamente. O atuador pseudoelástico apresenta melhores resultados, atenuando a deflexão da viga no tempo mais rápida e intensamente. Os resultados obtidos com ambos atuadores ilustram a potencialidade das ligas com memória de forma para o controle de vibração.

## **6. AGRADECIMENTOS**

O primeiro autor agradece ao DAAD e o segundo ao PICDT-CAPES pelo apoio financeiro aos seus respectivos projetos de doutorado.

## **7. BIBLIOGRAFIA**

- Da Silva, E. P., 1999, "An Adaptive Flexible Beam Actuated by Shape Memory Alloy". To appear in the Journal of Intelligent Material Systems and Structures.
- Eucken, S., (Editor), 1992, "Progress in Shape Memory Alloys", Ed. DGM – Informationsgesellschaft, Oberursel, Germany.
- Jia, J., and Rogers, C. A., 1989, "Formulation of a Mechanical Model for Fiber Reinforced Composites with Embedded SMA Actuators", Proceedings of 8<sup>th</sup> Biennial Conference on Failure Prevention and Reliability, Montreal, Canada, pp. 203-210.
- Müller, I., 1992, "Thermoelastic properties of shape memory alloys", European Journal of Mechanics A/Solids, Vol. 11, Special issue, pp. 173-184.
- Otsuka, K., Wayman, C. M., 1998, "Shape Memory Materials", Editores Otsuka, K., Wayman, C. M., Ed. Cambridge University Press, pp. 27-49.
- Schetky, L. McD., 1992, "The Role of Shape Memory Alloys in Smart/Adaptive Structures", Mat. Res. Soc. Symp. Proc. Vol. 246, Editores C. T. Liu, H. Kunsmann, K. Otsuka and M. Wuttig, pp. 299-307.
- Shimizu, K., Tadaki, T., 1987, "Shape Memory Alloys", Editor Funakubo, H., Ed. Gordon and Breach Science Publishers, pp. 1-60.
- Wayman, C. M., 1975, "Shape Memory Effects in Alloys", Editor Perkins. J., Ed. Plenum Press, NY, pp. 1-27.
- Wayman, C. M., Duerig, T. W., 1992, "Engineering Aspects of Shape Memory Alloys", Editores Duerig, T.W., Melton, K. N., Stöckel, D., Wayman, C. M., Ed. Butterworth-Heinemann, pp. 3-20.

# DESENVOLVIMENTO DE UM ATUADOR PARA ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL ACÚSTICA

**Gustavo Dalben Rossetto**

**Belisário Nina Huallpa**

**José Roberto de França Arruda**

Universidade Estadual de Campinas, Laboratório de Vibroacústica, Departamento de Mecânica Computacional da Faculdade de Engenharia Mecânica, CEP 13083-970, Caixa Postal 6122, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [dalben@fem.unicamp.br](mailto:dalben@fem.unicamp.br)

## Resumo

O estudo do comportamento acústico de cavidades tem sido cada vez mais alvo de estudos que visam otimizar dimensões e materiais utilizados na busca de uma qualidade acústica determinada. Nesse sentido, o desenvolvimento de atuadores acústicos torna-se fundamental para a obtenção de melhores modelos experimentais. Neste trabalho é apresentado um atuador de alta impedância, com dimensões pequenas, e que funciona como monopólo quando em um campo livre. As características do atuador são verificadas com testes em uma sala de medidas acústicas (ambiente que simula um campo livre), onde microfones colocados em várias posições confirmam o funcionamento do atuador como o de um monopólo. Para melhor compreensão do funcionamento deste atuador numa cavidade, foi feito um estudo numa caixa onde as funções de resposta em frequência são teoricamente conhecidas. O atuador gera a excitação acústica e um microfone percorre várias posições na caixa. Resultados analíticos, numéricos e experimentais são comparados.

**Palavras chaves:** Atuadores acústicos, monopólo, análise modal, cavidades, campo livre.

## 1. INTRODUÇÃO

Em princípio, um alto-falante pode ser usado como fonte de velocidade de volume. Entretanto, existem algumas exigências que devem ser atendidas tais como o nível sonoro e a faixa de frequência do som produzido, o padrão de diretividade (omnidirecional), e a independência da velocidade de volume produzido com relação ao ambiente acústico (i.e. a impedância acústica deve ser alta). Baseando-se em [4], foi desenvolvido um atuador que atende aos compromissos apresentados acima. Este atuador promove a excitação acústica a partir de um alto-falante conectado a um tubo com bocal (figura 1) instrumentado com um microfone. Este tubo apresentará ondas estacionárias características e, para altas frequências, dependendo de seu comprimento comparado ao comprimento de onda do som, sua função de transferência não será simples. Se o diâmetro interno do tubo é pequeno, o amortecimento causado pelo atrito com as paredes vai suavizar a resposta em frequência. No caso de alto-falantes normais,

projetados para radiar em um campo praticamente livre com baixa impedância, o tubo vai apresentar uma impedância muito maior, e a eficiência do alto-falante cônico radiando neste tubo de diâmetro pequeno vai ser muito baixa. Felizmente existem alto-falantes especiais projetados para trabalharem em alta impedância que são as unidades “*horn-drive*”. Conectando este tipo de alto-falante em um tubo de diâmetro pequeno, teremos uma fonte sonora de relativamente alta impedância com pequenas dimensões. Dependendo do comprimento do tubo, sua frequência característica vai gerar picos e vales, mas que serão suavizados pelo amortecimento das paredes do tubo. Além do mais, essas unidades “*horn-drive*” possuem normalmente alta potência e a perda de alguma eficiência não inviabiliza seu uso.

É muito importante que a velocidade de volume da fonte sonora seja, numa larga faixa de frequência, independente do ambiente acústico. E isso é esperado da fonte que estamos apresentando porque a impedância interna do tubo com pequeno diâmetro será sempre maior que a impedância de radiação, mesmo quando colocado em ambientes confinados. Neste trabalho, a formulação do cálculo da velocidade da fonte (“*source strength*”) será apresentada e o atuador acústico será testado numa cavidade de seção retangular. Resultados numéricos (Método dos Elementos Finitos), analíticos e experimentais serão comparados, e vantagens e desvantagens deste novo atuador apontadas.



**Figura 1** – Bocal construído

## 2. FORMULAÇÃO

O campo de pressão gerado por um monopólio em campo livre [2] é:

$$p(r,t) = i\rho_0ck \frac{Q}{4\pi r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (1)$$

A força da fonte ( $Q$ ) pode ser escrita como função da amplitude complexa da pressão a uma distância  $r$  e representa a velocidade de volume:

$$Q = \hat{p}(r) \frac{4\pi r}{i\rho_0ck} \quad (2)$$

Como no caso do monopólio as ondas acústicas são esféricas (omnidirecional), pode-se escrever uma função de transferência para um determinado raio a partir da fonte sonora:

$$\hat{H} = \frac{\hat{p}(r)}{\hat{p}(0)} \quad (3)$$

A força da fonte é rescrita:

$$Q = \hat{p}(0) \cdot \hat{H} \cdot \frac{4\pi r}{i\rho_0 c k} = \hat{p}(0) \cdot \hat{H} \cdot \frac{4\pi r}{i\rho_0 \omega} \quad (4)$$

Para se obter a aceleração de volume necessária para a construção das FRFs (Funções de Resposta em Frequência), basta multiplicar a equação 4 por  $i\omega$ . A aceleração de volume resulta:

$$a_{volume} = i\omega \times Q = \frac{4\pi r}{\rho_0} \cdot \hat{H} \cdot \hat{p}(0) \quad (5)$$

A comprovação da fonte sonora como monopólo em campo livre será baseada na manipulação dos auto-espectros da fonte, do ponto distante  $r$  da fonte, e deste ponto em relação à fonte. Essas definições estão apresentadas a seguir:

Auto-espectro da fonte:

$$G_{00} = \langle \hat{p}(0)^* \cdot \hat{p}(0) \rangle \quad (6)$$

Auto-espectro no ponto distante  $r$ :

$$G_{rr} = \langle \hat{p}(r)^* \cdot \hat{p}(r) \rangle \quad (7)$$

Auto-espectro no ponto  $r$  em relação à fonte:

$$G_{r0} = \langle \hat{p}(r)^* \cdot \hat{p}(0) \rangle \quad (8)$$

onde  $\langle \ \rangle$  denota a esperança matemática, aproximada pela média, e  $*$  o par conjugado.

A função de transferência pode ser escrita como:

$$\hat{H} = \frac{G_{r0}}{G_{rr}} \quad (9)$$

As amplitudes complexas da pressão em  $r$  e de seu conjugado são:

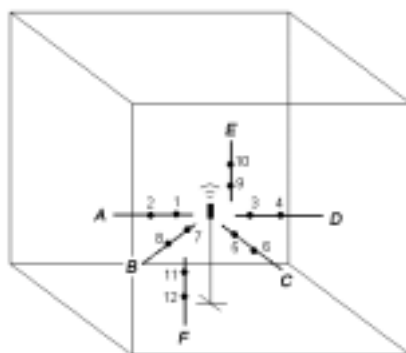
$$\hat{p}(r) = \hat{H} \cdot \hat{p}(0) \quad (10)$$

$$\hat{p}(r)^* = \hat{H}^* \cdot \hat{p}(0)^* \quad (11)$$

O auto-espectro do ponto distante  $r$  da fonte resulta:

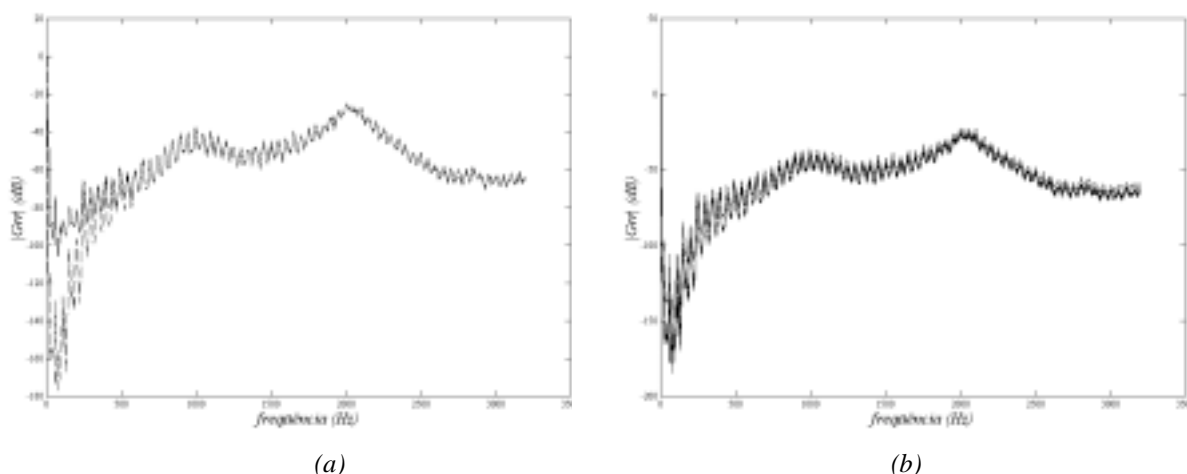
$$G_{rr} = \langle \hat{p}(r)^* \cdot \hat{p}(r) \rangle = |\hat{H}|^2 G_{00} \quad (12)$$

Medições feitas em uma sala de medições acústicas, cuja frequência de corte é de aproximadamente 400Hz, posicionando um microfone de eletreto em várias posições, comprovaram o comportamento de monopólo da fonte. A figura 2 mostra as posições do microfone para as medições dos auto-espectros. As posições ímpares estão a 20cm da fonte sonora, e as posições pares a 40cm.



**Figura 2** – Posições de medição

Foram feitos os cálculos dos auto-espectros  $G_{rr}$  a partir da medição do microfone da fonte e comparados com as medições do microfone afastado da fonte. A figura 3(a) apresenta os resultados para a posição 7 e a figura 3(b) a comparação dos auto-espectros calculados em diferentes pontos distantes 20cm da fonte. A partir da frequência de corte da sala, os auto-espectros são bastante coincidentes, confirmando a hipótese de comportamento de monopólio da fonte sonora.



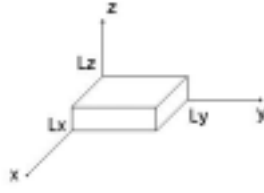
**Figura 3** – (a) Comparação dos valores calculado[- -] e medido[—] do auto-espectro na posição 7  
(b) Comparação de auto-espectros calculados em vários pontos distantes 20cm da fonte

Uma função de transferência  $\hat{H}$  para uma distância de 20cm à fonte foi então gerada para uma faixa de frequência de 0 a 2kHz. Obtida esta função de transferência, a velocidade de volume pode ser calculada a partir dos valores medidos pelo microfone do atuador.

### 3. APLICAÇÃO NUMA CAVIDADE DE SEÇÃO RETANGULAR

O atuador desenvolvido foi testado numa cavidade de seção retangular (figura 6) em que uma de suas dimensões ( $z$ ) é menor que as outras duas ( $x$  e  $y$ ). As dimensões utilizadas para  $L_x$ ,  $L_y$  e  $L_z$  foram, respectivamente, 19,9cm, 25,4cm e 3cm. As pequenas dimensões utilizadas se justificam pela busca de um desacoplamento entre a estrutura e o fluido. Com essa pequena cavidade foi possível construir uma estrutura suficientemente rígida para que apenas os fenômenos acústicos fossem estudados.





**Figura 6** – cavidade de seção retangular

Quanto à geometria da cavidade, por tratar-se de um caso que possui solução analítica [2], ela permitiu avaliar e validar não só o funcionamento do novo atuador como também um modelo obtido pelo MEF.

### 3.1 Solução analítica

Em [2] é desenvolvida uma solução analítica por superposição modal. Cada modo  $r$  ( $l, m, n$ ) é caracterizado por índices ligados ao número de onda nas três direções ortogonais:

$$p_r = \sum_r A_r \phi_r \quad (13)$$

onde

$$\phi_r = \cos(k_{xl}x) \cos(k_{ym}y) \cos(k_{zn}z) \quad (14)$$

Os números de onda ( $k_{xl}$ ,  $k_{ym}$  e  $k_{zn}$ ) são determinados pelas condições de contorno de velocidades nulas nas paredes ( $\vec{n} \cdot \vec{u} = 0$ ;  $\vec{n}$  denotando o vetor normal às paredes). Substituindo esta expressão da pressão na equação homogênea da onda

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (15)$$

obtem-se as frequências naturais circulares de cada modo ( $l, m, n$ ):

$$\omega_{lmn} = c \sqrt{\left(\frac{l\pi}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m\pi}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_z}\right)^2} \quad (16)$$

Aplicando a superposição modal [1] na equação não-homogênea da onda

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\frac{\partial G}{\partial t} \quad (17)$$

constrói-se a Função de Resposta em Frequência analítica do sistema com a fonte colocada no ponto  $(x_0, y_0, z_0)$  do domínio:

$$FRF(x, y, z, \omega) = \rho \cdot \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\phi_r(x_0, y_0, z_0) \phi_r(x, y, z)}{\mu_r (\omega_r^2 - \omega^2)} \quad (18)$$

onde

$$\mu_r = \frac{I_r}{c^2} \quad \text{e} \quad I_r = \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \int_0^{L_z} \phi_r^2 dx dy dz \quad (19)$$

### 3.2 Modelo de Elementos Finitos

A distribuição de pressão na cavidade é aproximada por elementos finitos [3] usando-se elementos triangulares lineares bidimensionais (figura 7). A análise bidimensional é justificada para uma faixa de frequência de 0 a 5.717Hz, quando começam a existir modos na direção de menor comprimento da cavidade.

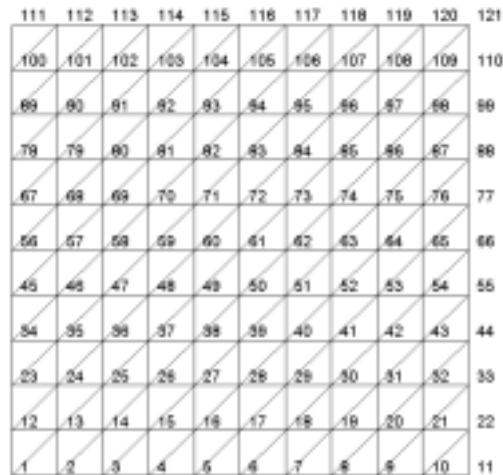


Figura 7 – Malha de Elementos Finitos

A equação dinâmica homogênea do sistema de equações pode ser escrita como:

$$[E]\{\ddot{p}\} + [H]\{p\} = \{0\} \quad (20)$$

onde  $[E]$  é a matriz de compressibilidade e  $[H]$  a matriz volumétrica. Construídas essas matrizes, os autovalores  $\omega_r$  e os autovetores  $\{\psi_r\}$  são facilmente obtidos. Uma simples rotina foi implementada em MATLAB<sup>®</sup> para resolver este problema. As Funções de Resposta em Frequência são calculadas diretamente por superposição modal [1]:

$$FRF(i, j, \omega) = \rho_{ar} \left( [H] - \omega^2 [E] \right)_{ij}^{-1} \quad (21)$$

Os índices  $i$  e  $j$  na equação 22 representam os nós de resposta e excitação do sistema, respectivamente.

### 4. MONTAGEM EXPERIMENTAL

A montagem experimental está apresentada esquematicamente na figura 8. A caixa envolvendo a cavidade foi construída em madeira, exceto na tampa superior, que foi construída em acrílico para facilitar a visualização da posição do microfone. Dois microfones, um na saída do atuador e outro percorrendo o interior da cavidade, foram utilizados (microfones de eletreto com sensibilidade nominal de 25mV/Pa). A movimentação do microfone no interior da cavidade foi feita com 3 fios de nylon fixados ao microfone e saindo para o exterior da caixa por pequenos orifícios feitos em suas paredes laterais.

O alto-falante utilizado é o NOVIK DRIVER ND 2500 do tipo “horn-drive”. Sua impedância nominal é de 8Ω a 1.200Hz com potência de 50W RMS acima de 500Hz e 70W RMS acima de 1.200Hz. Sua faixa de resposta em frequência é de 330Hz a

7.600Hz. Um tubo de 12,7mm de diâmetro interno e 3m de comprimento conectou o alto-falante ao bocal instrumentado.

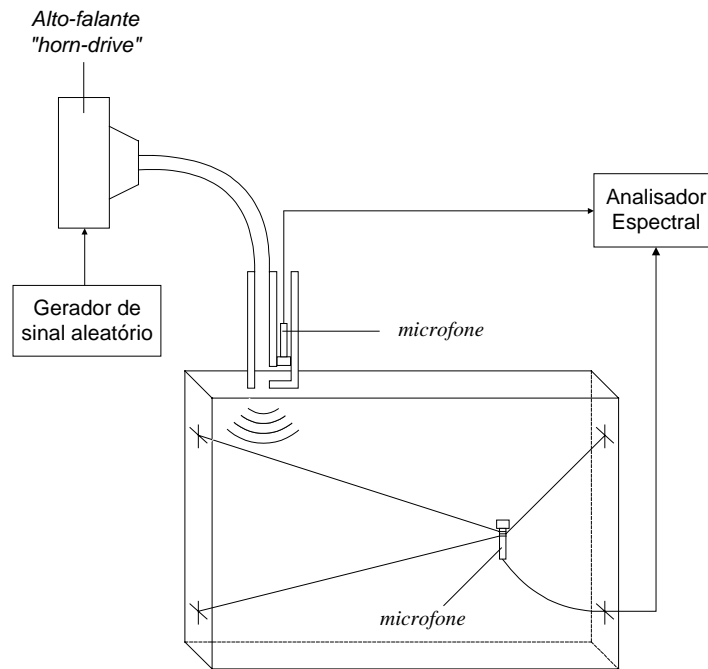


Figura 8 – Montagem experimental

## 5. RESULTADOS

A figura 9 mostra a comparação entre as Funções de Resposta em Frequência (FRFs) analítica (equação 19), numérica (equação 22) e experimental nos nós 54 e 103 com o sistema sendo excitado no nó 112 (ver figura 7). Excetuando uma região de baixa frequência (0 a 200Hz) em que o tipo de alto-falante utilizado (“horn-drive”) não tem boa eficiência, os resultados apresentaram bastante similaridade. Foi necessária a inserção de um amortecimento artificial nos modelos analítico e numérico para que a comparação pudesse ser feita com o modelo experimental, que tem dissipação de energia pelo atrito do ar nas paredes, as frestas entre as placas de madeira e os pequenos orifícios utilizados para a passagem do cabo do microfone e dos fios de nylon que posicionavam este microfone.

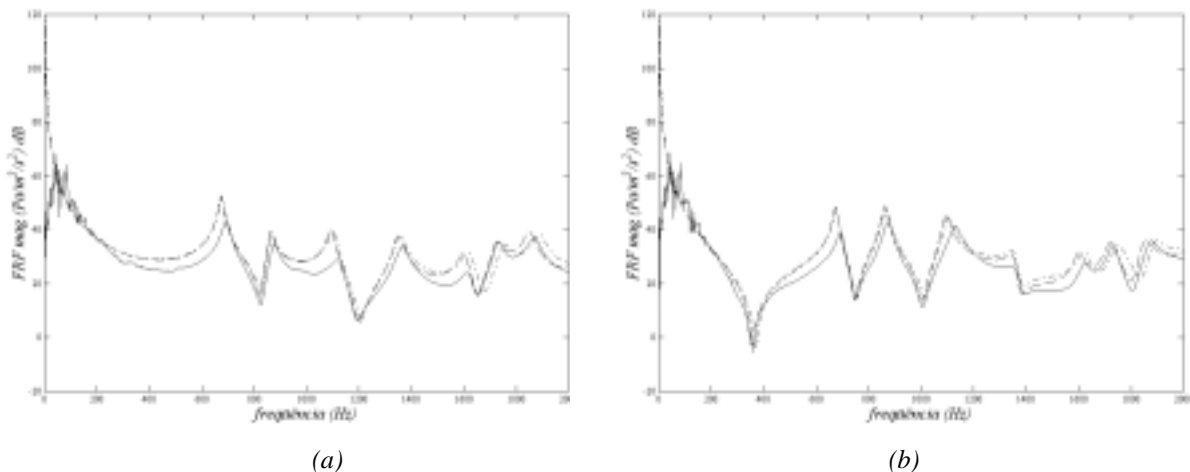


Figura 9 – Comparação das FRFs analítica[- -] , numérica (MEF) [-.] e experimental[—] nos nós (a) 54 e (b) 103

A tabela 1 mostra uma comparação entre as frequências naturais obtidas experimentalmente com as dos modelos analítico e numérico, sendo os parâmetros modais experimentais extraídos utilizando-se o método da exponencial complexa [1]. Os resultados são bastante próximos, mas as frequências naturais experimentais se afastam um pouco do modelo analítico devido às imprecisões de construção e à presença dos orifícios. Outra fonte de imprecisão é o ruído dos dados experimentais, principalmente devido à função de transferência  $\hat{H}$  de calibração. As diferenças existentes entre os modelos analítico e numérico a partir de 1.000Hz se devem à discretização do domínio. A utilização de um número maior de elementos tende a diminuir essas diferenças.

*Tabela 1 – Comparação entre as frequências naturais*

<i>Modo</i>	<i>Analítico (Hz)</i>	<i>MEF (Hz)</i>	<i>Experimental (Hz)</i>	<i>Erro Experimental/ Analítico (%)</i>
<b>1</b>	675,2	675,9	695,2	2,96
<b>2</b>	861,8	865,3	875,0	1,53
<b>3</b>	1.094,8	1.102,8	1.128,1	3,04
<b>4</b>	1.350,4	1.355,9	1.368,9	1,37
<b>5</b>	1.602,0	1.621,3	1.623,5	1,34
<b>6</b>	1.723,6	1.751,9	1.731,3	0,45
<b>7</b>	1.851,1	1.889,1	1.875,9	1,34

## 6. CONCLUSÕES

Um atuador acústico de pequenas dimensões e alta impedância foi desenvolvido. Ele foi testado numa cavidade de seção retangular, que possui solução analítica. Uma solução numérica por elementos finitos foi construída e as Funções de Resposta em Frequência analítica, numérica e experimental foram comparadas. Os resultados apresentaram boa similaridade. A alta impedância da cavidade devido às suas pequenas dimensões não criou dificuldades ao atuador, que comprovou assim não estar limitado aos meios acústicos práticos em que atua. As medições em baixa frequência apresentaram bastante ruído e desvio significativo com relação à solução analítica devido à baixa eficiência do alto-falante do tipo “*horn-drive*” na faixa de frequência de 0 a 330Hz.

## 7. AGRADEIMENTOS

Os autores são gratos ao CNPq e à FAPESP pelo apoio financeiro.

## 8. REFERÊNCIAS

- [1] Ewins, D. J., “*Modal Testing and Practice*”, RSP/John Wiley & sons (1984).
- [2] Kinsler, Lawrence E.; Frey, Austin R.; Coppens, Alan B.; Sanders, James V., “*Fundamentals of Acoustics*”, third edition, John Wiley & sons (1982).
- [3] Kwon, Young W.; Bang, Hyochoong, “*The Finite Element Method using Matlab*”, CRC Press (1997).
- [4] Van Tol, F. H.; Verheij, J. W., “*Loudspeaker for reciprocal measurements of near field sound transfer functions on heavy road vehicle engines*”, TNO Institute of Applied Physics (1993).

## ESTABELECIMENTO DE LIMITES DE VIBRAÇÃO EM GRUPOS DIESEL-GERADORES

**Erb Ferreira Lins**

**Manoel José dos Santos Sena**

**Mauro Guerreiro Veloso**

**José Américo Braga Dutra**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66000-000, Belém, PA, Brasil. E-mail: [lme@amazon.com.br](mailto:lme@amazon.com.br), [Erb@ufpa.br](mailto:Erb@ufpa.br)

### Resumo

O sistema de geração de energia termelétrica, baseado em unidades diesel-geradores, é bastante difundido na Região Amazônica, principalmente em áreas de difícil acesso ou ainda não abastecidas pela malha energética proveniente das grandes usinas hidrelétricas. O fornecimento ininterrupto de energia é o principal objetivo das termelétricas, principalmente quando tal sistema abastece regiões economicamente importantes. Assim, o programa de manutenção das usinas deve ser responsável por manter os equipamentos em condições operacionais satisfatórias o maior período possível, evitando falhas inesperadas e aumentando os intervalos de intervenção no sistema. Neste trabalho, será apresentado um esquema para estabelecer limites de vibração em grupos diesel-geradores com objetivo de diagnosticar possíveis falhas. O programa é fundamentado na análise dos valores globais de vibração utilizando métodos estatísticos e, posteriormente, dos espectros de vibração das máquinas que apresentaram valores acima dos valores limites. Também serão apresentados diversos casos históricos que demonstram o sucesso da técnica aplicada.

**Palavras-chave:** Vibração, Manutenção Preditiva, Motores Diesel, Geradores Elétricos.

### 1. INTRODUÇÃO

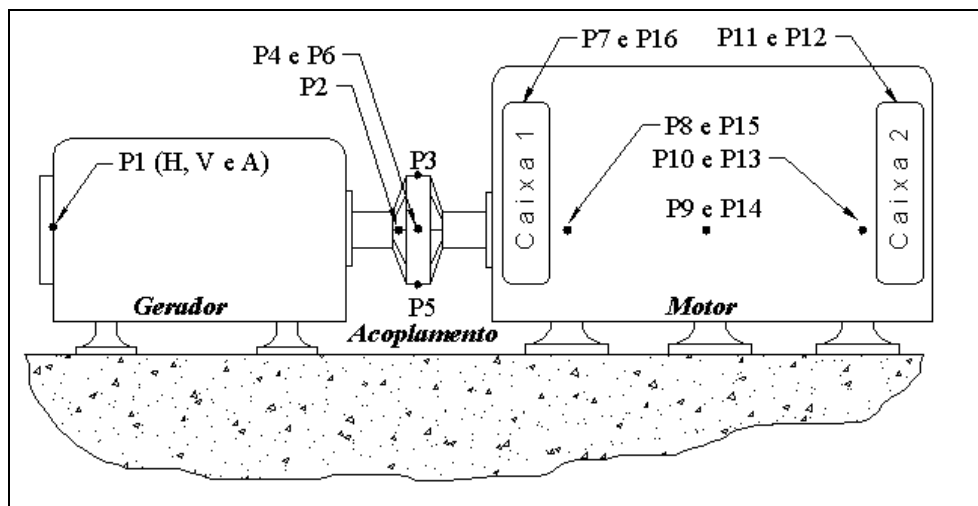
O objetivo deste trabalho foi de implantar um programa de manutenção preditiva nas unidades diesel-geradoras que compõe as usinas pertencentes a GUASCOR do Brasil LTDA, estabelecidas no estado do Pará, com o propósito de reduzir a incidência de falhas inesperadas nessas unidades geradoras, e conseqüentemente aumentar a confiabilidade do sistema e a redução dos custos operacionais.

Inicialmente, foram feitas medições em pontos previamente estabelecidos de acordo com a norma ISO 10816-6, recomendações técnicas de outros fabricantes como Caterpillar e GM, assim como solicitações dos engenheiros da GUASCOR.

Deste modo, o projeto implantado pretende através de medições periódicas com intervalos definidos e de acordo com a curva de tendência do nível de amplitude global estabelecido versus tempo (que será traçada no decorrer das medições) auxiliar a manutenção de forma a evitar falhas entre os intervalos de manutenção preventiva, e possibilitar maior conhecimento das máquinas e até propor mudanças, com segurança, nos intervalos de manutenção preventiva.

## 2. PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO

Para assegurar a uniformidade das medições de tal forma que possibilite a comparação das medições realizadas entre máquinas semelhantes, foi estabelecida uma padronização quanto as posições e direções de tomadas de medição. A figura 1 mostra, de forma resumida, o croqui e a localização de cada ponto sobre o gerador e motor, os quais são descritos a seguir. Além disso as medições subsequentes devem ser efetuadas com as máquinas nas mesmas condições operacionais das medições anteriores.



**Figura 1.** Localização dos pontos de medição no conjunto Diesel-Gerador.

No gerador: Ponto 1 nas direções horizontal (H), vertical (V) e axial (A), medidas tomadas em velocidade (V) mm/s pico, sendo que no ponto 1 horizontal (H), também foi feita medição em envelope (E) de aceleração G's. No ponto 2 horizontal (H) foi feita somente medição em envelope (E) G's.

No acoplamento: Foram medidos os pontos P3, P4, P5 e P6 na direção axial (A) defasados 90° no sentido dos ponteiros do relógio, começando pelo ponto 3, lado superior do acoplamento, as medições foram feitas em mm/s pico.

No motor: pontos P8, P9 e P10 do lado direito do motor e pontos P13, P14 e P15 no lado esquerdo do motor, na linha de centro do virabrequim e próximos aos mancais principais sobre a carcaça do motor. As medições foram feitas em mm/s pico, a referência é olhando do gerador para o motor.

As caixas de engrenagem foram denominadas de caixas 1 direita e esquerda (próxima ao gerador), caixa 2 direita e esquerda (próxima a bomba d'água), as medidas foram feitas em envelope de aceleração em G's. Logo os pontos P7 e P11 foram medidos no lado direito do motor e os pontos P12 e P16 foram medidos no lado esquerdo do motor, a referência também é a máquina sendo observada do gerador para o motor

Foram ainda monitorados os pontos sobre os cabeçotes dos motores sendo as medições realizadas em envelope (E) de aceleração G's.

## 3. DISCUSSÃO E RESULTADOS

Como critério de avaliação da condição de operação da máquina, foram comparados os níveis globais para cada equipamento com os valores limites avaliados para cada ponto de medição nas diversas máquinas, descartando-se do cálculo do valor os pontos de medição que apresentaram valores superior aos observados em outras máquinas

Para os geradores, foram realizadas medições com o equipamento com e sem carga, tendo o propósito de distinguir os problemas elétricos dos mecânicos. A classificação do grau de severidade é realizada levando em consideração níveis globais de velocidade avaliados para uma faixa de frequência de 2,0 a 1000 Hz, e o valor médio calculado para cada ponto equivalente, não contabilizando para efeito de cálculo os valores atípicos

Analisando os resultados das medições descritos nas tabelas dos níveis globais de vibração constatou-se que alguns equipamentos e auxiliares apresentam níveis globais de velocidade e envelope muito acima dos valores limites avaliados. Assim, para identificar a origem do problema, nesses equipamentos, foi necessário uma análise do espectro amplitude x frequência, no qual podem ser identificadas as frequências correspondentes às amplitudes mais significativas, as quais estão associadas aos diversos componentes

A fim de auxiliar na identificação das fontes de vibração e deste modo realizar um diagnóstico preciso são apresentados a seguir as frequências significativas de cada equipamento que compõe a unidade geradora

**Tabela 1.** Frequência significativas para um grupo Diesel-Gerador.

	<b>Frequência [Hz]</b>	<b>Origem</b>	<b>Harmônicas [Hz]</b>
Motor Diesel	15	Frequência de queima. A amplitude depende da rigidez do motor, da rigidez torsional da árvore de manivelas, posição dos cilindros, pressão de compressão.	30, 45, 60, 75, 90, 105, 120, 135, 150
	30	Inércia do motor, desbalanceamento. A amplitude aumenta com a rotação do motor.	15, 60, 90, 120, 150
	45	Todas as frequências de ordem 1/2 são devidas à frequência de queima	15, 90, 135, 180
	60	Desbalanceamento rotativo, inércia. As forças de inércia (e conseqüentemente a amplitude) crescem com a rotação	15, 30, 120, 180
	90	Queima, inércia. A amplitude aumenta com a rotação.	15, 45, 180
	120	Vibrações devido ao torque na árvore de manivelas	15, 30, 60
	135	Vibrações devido ao torque na árvore de manivelas	15, 45
	150	Inércia e torque	15, 30
Gerador Elétrico	30	Frequência de rotação do gerador, desbalanceamento mecânico, forças de precessão devido ao desalinhamento entre rotor e estator	60, 90, 120
	60	Frequência de alimentação da rede, Forças magnetomotrizes do estator	30, 120, 180, 240
	120	A força magnetomotriz do rotor é um caso especial apresentando-se na frequência mínima igual ao triplo da frequência de alimentação	180, 240, 300, 360

Os resultados obtidos mostram que as frequências de excitação mais importantes para os motores de combustão interna estão na faixa de 2 a 300 Hz, todavia, os motores incluem diversos equipamentos auxiliares (bombas d'água, caixa de engrenagens etc.), o que implica em uma faixa de análise de 2 a 1000 Hz necessária para identificar problemas nesses equipamentos.

Nos espectros de amplitude x velocidade são descritos na legenda o nível de vibração do ponto em análise, a frequência e a ordem do mesmo. A ordem fundamental é a do motor com rotação de 30 Hz (1800 rpm), que é apresentada em todos os espectros mostrados.

#### 4. ANÁLISE ESTATÍSTICA

É possível através da análise estatística encontrar um valor para o limite do sintoma vibração através de dados coletados de várias máquinas. Pode-se escrever a expressão de Neuman-Pearson que estabelece o valor limite do sintoma, sob a forma

$$A = P_g \int_{S_l}^{\infty} p(s) ds \quad (1)$$

A probabilidade de execução de reparo desnecessário depende do nível da falha ou da probabilidade de condições defeituosas para um dado grupo de máquinas,

$$A = K.P_f = K(1 - P_g) \quad (2)$$

onde  $K$  é o coeficiente de segurança ou de reserva, que pode ser tomado entre 1 e 3 para falhas comuns e entre 3 e 10 para falhas com conseqüências graves.

Caso se tenha a densidade da probabilidade do sintoma  $S$  para máquinas em condições satisfatórias de operação,  $p(S)$ , pode-se verificar concomitantemente a distribuição dos parâmetros, com o valor médio do sintoma.

$$\bar{S} = \int S.p(S).ds \quad (3)$$

e seu desvio padrão

$$\sigma_s = \left[ \int (S - \bar{S})^2 . p(S). ds \right]^{1/2} \quad (4)$$

Quando o valor de  $p(S)$  não é conhecido pode-se calcular seus parâmetros a partir de dados obtidos num grupo qualquer de máquinas ou numa população arbitrária como, por exemplo, através das expressões:

$$S = \frac{1}{N} \sum_1^N S_n \quad (5)$$

$$\sigma_s = \frac{1}{N} \left[ \sum_1^N (S_n - S)^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

Conhecendo os valores acima é possível avaliar o valor limite do sintoma vibro-acústico  $S_l$  devendo ser usados apenas os parâmetros que são finitos e representativos da situação real do grupo de máquinas em consideração. Para isto, tome-se a expressão (1) e coloque-a na forma

$$P_g = \int_{S_l}^{\infty} p(S) ds = P_g . p(S \geq S_l) = A \quad (7)$$



Tal integral significa a probabilidade do valor de  $S_l$  exceder  $S$ . Esta probabilidade residual pode ser calculada perfeitamente pela expressão de Chebyshev ou pela sua última estimativa em consideração, pode-se escrever:

$$p(S \geq S_l) \leq \frac{S}{S_l} \quad (8)$$

substituindo este valor na expressão (2) tem-se

$$\left. \begin{aligned} \frac{S_l}{S} &\leq \frac{P_g}{A} = \frac{P_g}{K.P_f} \\ S &\leq \bar{S} \cdot \frac{P_g}{A} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Considerando a expressão de Chebyshev e supondo que os parâmetros de probabilidade de distribuição não variam quando as variáveis estão centradas, que é semelhante a um deslocamento da origem, pode-se escrever

$$\begin{aligned} P(S \geq S_l) &= P(S - \bar{S} \geq S_l - \bar{S}) \\ S - \bar{S} &> 0 \\ S_l - \bar{S} &> 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Substituindo-se a distância  $S_l - \bar{S}$  pelo desvio padrão  $\sigma_s$  e tomando-se um número arbitrário  $Z$  calcula-se, de conformidade com a expressão de Chebyshev

$$P(S - \bar{S} \geq Z\sigma_s) \leq \frac{1}{2Z^2} \quad (11)$$

Utilizando tal valor na expressão de Neuman-Pearson, obtém-se

$$\frac{S_l - \bar{S}}{\sigma_s} \leq \sqrt{\frac{P_g}{2.A}} \quad (12)$$

Para a equação (12) tem-se que

$S_l = \text{valor limite}$

$\bar{S} = \text{valor médio}$

$\sigma_s = \text{desvio padrão}$

$P_g = \text{nível do desempenho}$

## 5. ESTUDO DE CASOS

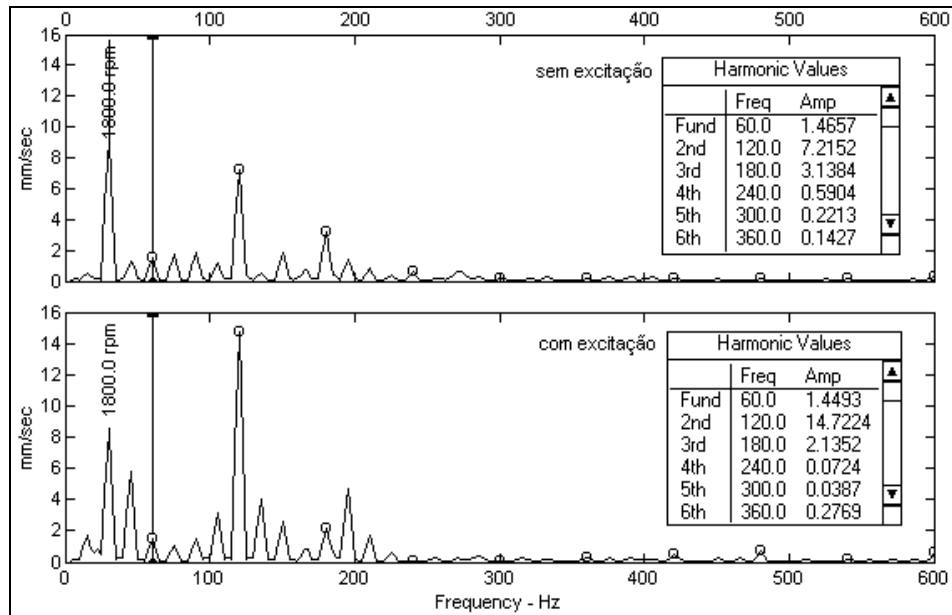
A análise dos valores globais de vibração foi feita através das tabelas, em que podem ser vistos os valores das medições para os geradores sem carga e com carga e o resultado do valor limite estabelecido pela equação (12) para cada ponto da unidade geradora.

Alguns estudos de caso para os geradores são mostrados a seguir. No primeiro caso, a identificação de um possível defeito teve início com a análise dos valores globais de vibração de diversos pontos no equipamento, através da comparação com os valores limites encontrados. Na tabela 2 pode ser visualizados esses dados.

**Tabela 2.** Níveis globais de vibração em um dos geradores

MEDIÇÕES SOBRE O GERADOR										
PONTO	G1- S.E.	G2- S.E.	G3- S.E.	G4- S.E.	LIMITE S.E.	G1	G2	G3	G4	LIMITE
P1HV mm/s	<b>17,4</b>	<b>12,4</b>	8,4	8	10,06	<b>17,3</b>	<b>17</b>	<b>16,4</b>	10,6	13,16
P1VV mm/s	<b>13</b>	<b>13,8</b>	5,6	5,9	11,15	<b>19,9</b>	<b>14,1</b>	10,2	9,1	13,60
P1AV mm/s	6,2	8,3	4,9	6,7	6,90	9	<b>12,2</b>	8,9	10,5	10,89
P1HE G's	19,1	19	10,6	14,7	23,11	30,5	23,7	17,9	16,7	30,55
P2HE G's	<b>76,7</b>	52,5	30,9	40,1	59,32	<b>86,2</b>	53,2	75,6	74,4	82,80

Na figura 3 é apresentado o espectro amplitude x freqüência de um segundo gerador que possuía nível global na direção vertical de 19,2 mm/s, cujo espectro amplitude x freqüência apresenta amplitude significativa na freqüência de 120 Hz, que corresponde a 2 vezes a freqüência de alimentação (60Hz) e harmônicas, que pode ser decorrente de um desequilíbrio na força eletromagnética ou decorrente da influência do desbalanceamento mecânico sobre as partes elétricas. Observa-se no espectro a duplicação da amplitude de vibração na freqüência igual a 2 vezes a freqüência da rede elétrica quando da aplicação da carga. Como pode ser notado na legenda todos os harmônicos também aumentam de maneira significativa.



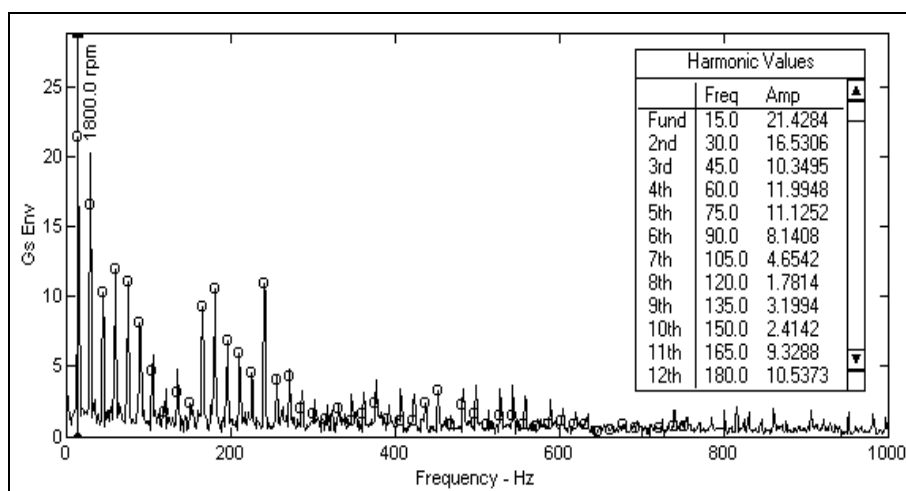
**Figura 2.** Espectro de um gerador que apresenta problemas de origem eletromagnética

Durante a análise de vibração nos cabeçotes constatou-se que o nível global de vibração de algumas máquinas estava muito acima dos nível máximo avaliado. O espectrograma desses pontos apresentou altas amplitudes de vibração, quando comparado com máquinas em perfeito estado de funcionamento, principalmente na faixa de freqüência de 15 Hz e harmônicos, indicando problemas de combustão. O espectro de duas máquinas que apresentaram essa anormalidade são apresentados a seguir, bem como a tabela de níveis globais de vibração que indicou tal anomalia.

**Tabela 3.** Níveis globais de vibração para os cabeçotes de 3 motores. Nota-se a discrepância observada entre o níveis da máquina 2 e 1.

MEDIÇÕES SOBRE O CABEÇOTE					
Ponto	UNID	M1	M2	M3	LIMITE
C1VE	G's	56,3	100,5	97,3	116,70
C2VE	G's	65,2	<b>162,2</b>	83,3	139,38
C3VE	G's	69,9	107,8	136,2	118,87
C4VE	G's	56,4	<b>142,7</b>	143,7	128,86
C5VE	G's	66,2	122,9	118,5	126,37
C6VE	G's	37,8	78,2	128,5	130,73
C7VE	G's	65,7	<b>153</b>	182,7	136,31
C8VE	G's	40,2	73,8	103,1	128,05
C9VE	G's	54,1	<b>147,9</b>	83,9	117,59
C10VE	G's	76,6	103,4	128,4	134,49

Na averiguação desses cabeçotes, constatou-se que apresentavam problemas diversos como bicos descalibrados, válvulas e câmara de combustão carbonizadas e, num caso extremo, a cabeça de uma das válvulas entrou em contato direto com a parte superior do êmbolo, marcando-o.



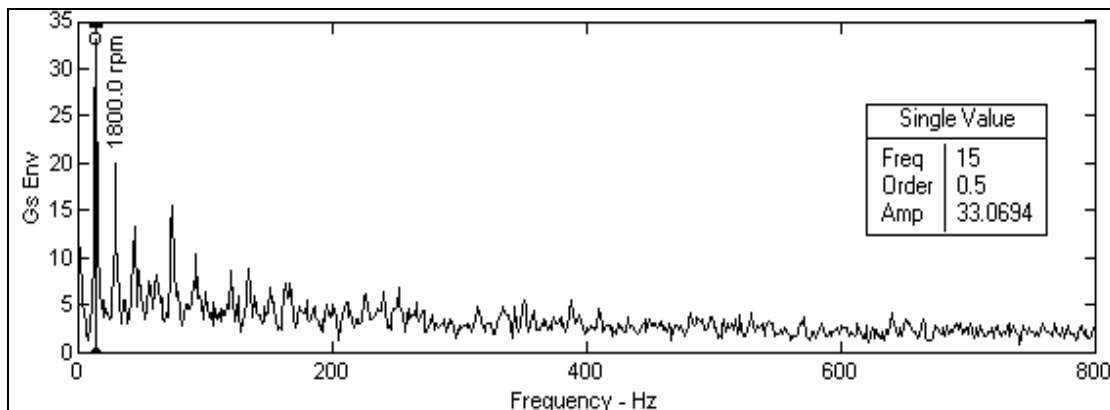
**Figura 3.** Espectro de vibração em um cabeçote que apresenta problemas de combustão, ressaltando a presença dos harmônicos da frequência fundamental de 15 Hz.

Encontraram-se anomalias no valor global de vibração no ponto 11 da caixa de engrenagens numa determinada máquina, cujo valores globais estão discriminados na tabela abaixo.

**Tabela 4.** Valores globais de vibração de quatro pontos sobre a caixa de engrenagens.

MEDIÇÕES SOBRE AS CAIXAS DE ENGRANAGEM								
Ponto	UNID	M1	M2	M3	M4	M5	M6	LIMITE
P7CX1DE	G's	181,3	120,8	174,3	<b>250,3</b>	215,4	155,3	212,10
P16CX1EE	G's	164,4	168	148,3	174,4	148,1	91,9	177,11
P11CX2DE	G's	194,6	89,7	104	<b>234,1</b>	162,2	134,5	207,74
P12CX2EE	G's	174,6	159,6	91,5	<b>247,6</b>	94,3	175,9	191,09

Procedendo-se a análise do espectro **correspondente** verificou-se que apresentava alto índice de vibração, com amplitude significativa, na frequência de 15 Hz, conforme mostrado na figura à seguir.



**Figura 4.** Espectro de uma caixa de engrenagens defeituosa

Foi sugerida à equipe de manutenção a abertura da caixa para averiguação da causa da anomalia, na qual foi constatado que havia um problema quanto a fixação da engrenagem intermediária à caixa, visto que os parafusos de fixação estavam folgados e um deles fraturado. Se a operação da máquina tivesse continuado até o desprendimento total dos parafusos, os danos seriam consideráveis haja vista a velocidade de rotação do conjunto de engrenagens.

## 6. CONCLUSÃO

A análise de vibração empregada ao conjunto de unidades diesel-geradoras da GUASCOR LTDA provou ser de grande valia, permitindo um melhor conhecimento dos equipamentos utilizados. Os resultados mostrados demonstram que a análise de vibração, aliada ao conhecimento do comportamento dinâmico dos equipamentos sob avaliação, é uma ferramenta de baixo custo e grande precisão para a avaliação do estado desses equipamentos. Os defeitos encontrados, se não detectados à tempo poderiam ter acelerado a depreciação das máquinas, aumentando de maneira significativa os custos de operação e manutenção. O número de amostras razoável permitiu o estabelecimento de limites de vibração que agilizou consideravelmente o processo de análise. Apesar dos importantes resultados demonstrados da aplicação da técnica, uma estimativa mais exata do estado de conservação das unidades diesel-geradoras ainda está para ser executada: quando um conjunto de diversas medições ao longo do tempo for estabelecido será possível traçar o gráfico de tendência dos equipamentos, estimando a vida útil ainda restante.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Wowk, V., 1991, Machinery Vibrations, Ed. McGraw Hill, New York, United States, 358p.
- Bigret R., Féron, J. L., 1995, Diagnostic - Maintenance Disponibilité des Machines Tourneantes, Tese de Doutorado, Ed. Masson, Paris, France, 468p.
- Arquès, P., 1996, Diagnostic Prédictif De L'état Des Machines, Paris, France, 265p.
- Nepomuceno, L. X., 1985, Manutenção preditiva em instalações industriais, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, 521p.

# MODELAGEM P-ADAPTATIVA DA DINÂMICA DE PÓRTICOS PLANOS

**Horacio Valadares Duarte**

Departamento de Engenharia Mecânica- UFMG  
Av. Antonio Carlos, 6627 - Campus Pampulha  
CEP 31270-901 - Belo Horizonte, MG, Brasil

**Renato Pavanello**

Departamento de Mecânica Computacional - FEM - UNICAMP  
C.P. 6122 - CEP 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

## Resumo

Neste trabalho apresenta-se o equacionamento e os resultados obtidos para o problema de vibrações livres em pórticos planos. Foi usado o método  $p$  na aproximação por elementos finitos, desenvolvida uma família de funções de forma para os deslocamentos transversais e de rotação, e utilizada outra família de funções de forma para deslocamento longitudinal. Este procedimento possibilita o emprego do estimador de erro na norma da energia (Friberg et al., 1987) para problemas de autovalores. Desta forma os resultados são obtidos para um erro máximo aceitável previamente estipulado em uma faixa de frequências de interesse. Os resultados obtidos por este método são comparados aos resultados numéricos obtidos de programas de elementos finitos com elementos convencionais.

**Palavras-chave:** Método de Elementos Finitos, Pórticos, Autovalores e Autovetores, Estimador de Erros, Análise p-adaptativa

## 1. INTRODUÇÃO

O procedimento tradicional para estimar o erro em problemas de elementos finitos convencionais é o de variar a malha até que os valores para frequência não se alterem com o número de elementos, seja o problema estático ou dinâmico. Algumas estruturas se apresentam em configurações em que é difícil uma maior discretização como é o caso da treliça. Nestes casos o procedimento tradicional para verificar a convergência na faixa de frequências de interesse fica comprometido. A metodologia aqui descrita conhecida como método  $p$ -adaptativo pode ser aplicada a diferentes tipos de estruturas bidimensionais simples: barras, treliças, vigas e pórticos. Como o procedimento é adaptativo há a necessidade de se estimar o erro associado ao elemento de forma a aumentar a ordem do

polinômio hierárquico apenas nos elementos onde é realmente necessário.

Em problemas de autovalor e autovetor é usada a norma da energia como técnica de estimar o erro (Noor et al., 1987). Para minimizar o número de operações e viabilizar o processo p-adaptativo foi empregado o estimador proposto por (Friberg, 1986).

A família de funções de forma empregada na discretização das equações dinâmicas na direção longitudinal foi proposta por (Babuška e Sazbó, 1991). Para as funções de forma físicas na direção transversal foram usadas as funções tradicionais (Cook et al., 1989) que satisfazem as exigências de continuidade da função e de sua derivada nos nós. As funções de forma de ordem mais elevada para esta direção foram desenvolvidas objetivando satisfazer a continuidade nos nós e diagonalizar os termos hierárquicos ou de mais alta ordem na matriz de rigidez. Este procedimento permite maior rapidez no processamento do estimador de erro (Babuška e Sazbó, 1991).

Na seção de formulação são apresentados as equações que descrevem o comportamento dinâmico do pórtico bidimensional, as funções de forma empregadas, discutido o estimador sua formulação e implementação (Friberg et al., 1987). Em seguida são apresentados os resultados numéricos obtidos pelo método  $p$  e por elemento finitos convencionais. Na seção de análise de resultados é feita uma comparação entre os métodos.

## 2. FORMULAÇÃO PARA PÓRTICO

A equação que descreve a vibração de uma barra na direção longitudinal é escrita como:

$$AE \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + A\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0; \quad (1)$$

sendo  $A$  a área da seção do elemento de pórtico,  $E$  o módulo de elasticidade,  $\rho$  a densidade do material e  $u$  indica o deslocamento nesta mesma direção. A expressão que descreve a flexão é:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( EI \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} \right) + A\rho \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} = 0; \quad (2)$$

sendo  $I$  o momento de inércia da seção transversal em relação a linha neutra. Aqui  $s$  representa o deslocamento na direção normal. Será considerado que os elementos têm área, densidade e momento de inércia constantes. Multiplicando as equações por uma função de ponderação  $v$ , integrando sobre o comprimento  $l$  e aplicando Green e considerando apenas as condições de Dirichlet do problema, obtém-se a forma fraca das equações diferenciais acima:

$$AE \int_0^l \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial x} dx - \omega^2 A\rho \int_0^l uv dx = 0; \quad (3)$$

$$EI \int_0^l \frac{d^2 s}{dx^2} \frac{d^2 v}{dx^2} dx - \omega^2 \int_0^l (A\rho sv) dx = 0. \quad (4)$$

O próximo passo é fazer a aproximação por elementos finitos. Para tal é necessário que se defina as funções de forma.

## 2.1. Formulação das Funções de Forma para Pórtico

As funções de forma físicas para interpolação linear do deslocamento longitudinal no espaço isoparamétrico  $-1 < \xi < 1$  são as expressões  $N_1^b$  e  $N_2^b$  na primeira coluna da Equação 5. Nas duas últimas colunas desta equação estão as funções de forma físicas empregadas na discretização Equação 4, respectivamente as funções de forma para deslocamento transversal e rotação (Cook et al., 1989).

$$\begin{aligned} N_1^b &= \frac{1}{2}(1 - \xi) & N_1^v &= \frac{1}{4}(2 - 3\xi + \xi^3) & N_2^v &= \frac{L}{8}(1 - \xi - \xi^2 + \xi^3) \\ N_2^b &= \frac{1}{2}(1 + \xi) & N_3^v &= \frac{1}{4}(2 + 3\xi - \xi^3) & N_4^v &= \frac{L}{8}(-1 - \xi + \xi^2 + \xi^3) \end{aligned} \quad (5)$$

As funções de forma de ordem mais elevada aqui usadas serão consideradas em dois grupos. Um para a equação que descreve a dinâmica do sistema na direção longitudinal e outro grupo para os movimentos transversais ou de flexão. Para a direção longitudinal foi empregada a família desenvolvida por (Babuška e Sazbó, 1991), obtida a partir dos polinômios de Legendre. Os polinômios de Legendre  $P(\xi)$  pertencem a uma das famílias que exibem propriedades de ortogonalidade no domínio  $-1 \leq P(\xi) \leq 1$  e são empregados na definição de funções de forma de ordem elevada. Para o caso específico as funções são definidas garantindo que sejam nulas em  $\xi = -1$  e  $\xi = 1$  onde os valores nodais já foram atribuídos pelas funções de forma físicas. Uma exigência adicional para reduzir o esforço computacional no processo de estimação do erro é que a integral do produto das derivadas entre funções hierárquicas de ordem ou graus diferentes se anulem. Esta exigência significa que a matriz de rigidez terá os termos convencionais gerados pelas funções de forma físicas, todos os outros elementos gerados pelas funções de forma hierárquicas são nulos, exceto na diagonal. Para a direção longitudinal:

$$N_k^b(\xi) = \frac{1}{\sqrt{2(2j-1)}} [P_j(\xi) - P_{j-2}(\xi)]; \quad (6)$$

nesta expressão  $N_k^b$  é a  $k$ -ésima função de forma hierárquica de ordem ou grau  $j$  e  $P_j$  é o polinômio de Legendre de ordem  $j \geq 2$ .

Para a equação de flexão ou para direção transversal, as funções de forma internas e suas derivadas devem ser nulas em  $\xi = \pm 1$ , pontos onde já foram atribuídos valores pelas funções de forma físicas (condição de continuidade  $C^0$  e  $C^1$ ). Usando as propriedades dos polinômios de Legendre com as limitações impostas pelo problema físico propõe-se as seguintes funções de forma internas ou hierárquicas para o problema:

$$N_n^v(\xi) = \frac{1}{\sqrt{8(2j-3)}} \left[ \frac{P_j(\xi) - P_{j-2}(\xi)}{(2j-1)} - \frac{P_{j-2}(\xi) - P_{j-4}(\xi)}{(2j-5)} \right] \quad (7)$$

A ordem do polinômio  $j$  deve ser  $j \geq 4$ . A família de funções de forma proposta também vai gerar uma matriz de rigidez que terá apenas termos hierárquicos nulos fora da diagonal principal. Outra consideração que deve ser feita é em relação à mudança de coordenadas do referencial local para o global. O procedimento de mudança de coordenadas é feito de maneira convencional sobre os termos físicos. Os termos resultantes da integração do produto de funções de forma físicas por funções de forma hierárquicas devem sofrer mudanças de coordenada. Os termos resultantes do produto de funções hierárquicas apenas não necessitam desta transformação.

## 2.2. Formulação do Estimador de Erro para Pórtico

Uma vez discretizado o domínio e aplicada a aproximação por elementos finitos a solução do sistema passa a ser o problema de autovalor:

$$[[K] - \omega^2[M]] \{u\} = \{0\}$$

onde  $u = \{u_1, w_1, \theta_1, u_2, w_2, \theta_2, a_1, \dots, a_i\}^T$ , sendo  $u$  o deslocamento longitudinal,  $w$  o deslocamento transversal e  $\theta$  a rotação no nó,  $a_i$  o coeficiente do  $i$ -ésimo termo hierárquico,  $[M]$  a matriz de massa e  $[K]$  a matriz de rigidez. A solução deste tipo de problema leva aos chamados autovalores  $\omega^2 = [\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_3^2, \dots, \omega_n^2]^T$  e aos vetores de deslocamento relativo chamados de modos de vibrar do sistema  $\Phi = [\phi_1, \phi_2, \phi_3, \dots, \phi_n]$ .

Para a  $i$ -ésima frequência pode-se mostrar que (Babuška et al., 1989)

$$\frac{\omega_n^2 - \omega_{\epsilon x}^2}{\omega_{\epsilon x}^2} = \|\varepsilon_n\|_E^2 \quad (8)$$

sendo  $\|\varepsilon_n\|_E$  o erro na norma da energia para um elemento com funções de forma definidas por polinômios hierárquicos de ordem  $n$ . Define-se também

$$\varepsilon_{n,m} = (\|\phi(n, m) - \phi(n)\|_E)^{\frac{1}{2}}$$

$$\varepsilon_{n,m}^2 = \|\phi_{\epsilon x} - \phi(n)\|_E^2 - \|\phi_{\epsilon x} - \phi(n, m)\|_E^2$$

$$\lim_{m \rightarrow \infty} (\varepsilon_{n,m})^2 = \|\phi_{\epsilon x} - \phi(n)\|_E^2 = \|\varepsilon_n\|_E^2$$

uma vez que formalmente:

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \|\phi_{\epsilon x} - \phi(n, m)\|_E^2 = 0$$

Isto é, o modo próprio genérico  $\phi(n, m)$  é a solução do problema considerando apenas um elemento particular que teve o grau hierárquico elevado de  $n$  para  $n+m$ . O refinamento  $p$  é equivalente à prática de refinar a malha, sendo a dirença básica que para o refinamento  $p$  a matriz original é preservada, acrescentando-se apenas as linhas e colunas contendo as equações dos graus hierárquicos adicionais do elemento. Portanto, o procedimento é de elevar o grau hierárquico  $n$  de um elemento para  $n+m$  e comparar a solução obtida com a solução anterior representada pelo modo próprio por  $\phi(n)$ . Quando  $m \rightarrow \infty$  a solução é a exata para o elemento. Caso a solução esteja muito distante da exata uma pequena alteração no grau hierárquico implica em um drástica mudança nas soluções do problema  $\phi(n, m)$  e  $\phi(n)$ . É nesta constatação que se baseia o método.

Um dos problemas que surgem com o estimador de erro como o delineado acima, é o cálculo dos autopares. O método baseia-se no cálculo do erro para cada elemento pela alteração no grau hierárquico. Para uma malha com  $k$  elementos a estimativa de erro para a  $i$ -ésima frequência será o somatório da estimativa de erro de cada elemento para esta frequência alterando o grau hierárquico de  $n_i$  para  $n_i + m_i$ . Isto significa que para a  $i$ -ésima frequência os autopares serão calculados tantas vezes quanto forem os elementos ou  $k$  vezes. Como o interesse é estimar o erro em uma faixa de frequências, este procedimento será repetido tantas vezes quantas forem as frequências. Como a determinação de autovalores é uma operação que toma muito tempo de processamento o procedimento se tornaria



inviável mesmo para uma malha pequena. O processo de estimar o erro só é factível se for factível estimar os autopares. O estimador implementado foi o de (Friberg, 1986), neste estimador o incremento do grau hierárquico  $m$  é de 1 o que simplifica muito na manipulação das matrizes. O erro estimado para a  $i$ -ésima frequência de um elemento genérico é dado então por:

$$\eta_{n+1} = \frac{\{[K_{n+1,n} - \lambda_i(n)M_{n+1,n}]\{\phi_n\}\}^T \{[K_{n+1,n} - \lambda_i(n)M_{n+1,n}]\{\phi_n\}\}}{k_i [K_{n+1,n+1} - \lambda_i(n)M_{n+1,n+1}]} \quad (9)$$

sendo  $K_{n+1,n}$  e  $M_{n+1,n}$  a matriz de rigidez e de massa acrescidas de uma linha com os termos hierárquicos  $n + 1$  para o elemento em consideração.  $K_{n+1,n+1}$  e  $M_{n+1,n+1}$  são matrizes  $1 \times 1$  contendo os termos hierárquicos da diagonal,  $\lambda_i(n)$  e  $\phi_n$  é o  $i$ -ésimo autopar para o elemento em questão. O termo  $k_i$  é definido como  $k_i = \phi_i^T K_{n,n} \phi_i$ . Observa-se desta forma que o problema de autovalor e autovetor será resolvido uma única vez por iteração, o que torna o processo adaptativo viável.

### 3. RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS

Inicialmente o programa foi testado para problemas simples com resultados teóricos disponíveis: barra e viga engastadas em uma das extremidades. Para a barra empregou-se as seguintes propriedades físicas, módulo de elasticidade  $E = 1.0N/m^2$ , densidade  $\rho = 1.0Kg/m^3$  com dimensões físicas  $l = 1m$ ,  $A = 1m^2$ . As 8 primeiras frequências naturais calculadas com erro relativo máximo  $1,0 \times 10^{-2}$  são confrontados com resultados teóricos na Tabela 1. Para este caso foi empregado um único elemento. Na segunda coluna estão os resultados usando a técnica de elementos finitos, na terceira coluna encontram-se os resultados teóricos exatos, na quarta coluna apresenta-se o erro estimado e na quinta o erro absoluto calculado. Resultados obtidos após 7 iterações.

**Tabela 1:** Frequências em Hertz para os 8 primeiros modos da barra.

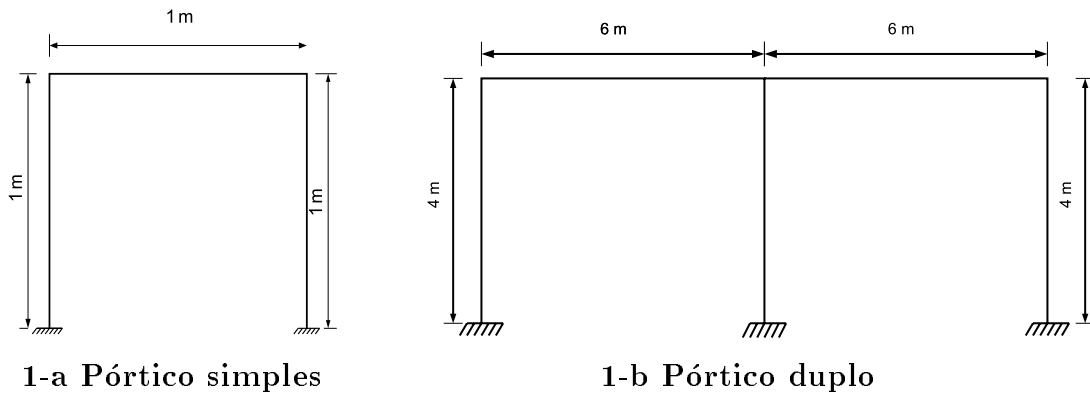
índice i	frequências MEF versão $p$	frequências teóricas	erro(%) $\eta_i$	erro(%) $\varepsilon_i$
1	2.5000e-01	2.5000e-01	0	0
2	7.5000e-01	7.5000e-01	0	0
3	1.2500e+00	1.2500e+00	0	0
4	1.7501e+00	1.7500e+00	0.007	0.003
5	2.2505e+00	2.2500e+00	0.043	0.022
6	2.7533e+00	2.7500e+00	0.233	0.119
7	3.2533e+00	3.2500e+00	0.147	0.103
8	3.7672e+00	3.7500e+00	0.741	0.459

As mesmas propriedades, dimensões físicas e número de elementos são usadas no caso da viga. O momento de inércia empregado foi  $I = 1m^4$  uma vez que aqui estamos interessados apenas na validação teórica. Os resultados estão na Tabela 2 para erro relativo máximo  $1,0 \times 10^{-2}$ . Na segunda coluna estão os resultados usando a técnica de elementos finitos, na terceira coluna encontram-se os resultados teóricos exatos, na quarta coluna apresenta-se o erro estimado e na quinta o erro absoluto calculado.

**Tabela 2:** Primeiras 8 Frequências naturais em Hertz para viga.

índice $i$	frequências MEF versão $p$	frequências teóricas	erro(%) $\eta_i$	erro(%) $\varepsilon_i$
1	5.5959e-01	5.5959e-01	0	-0
2	3.5069e+00	3.5069e+00	0	0
3	9.8194e+00	9.8194e+00	0	0
4	1.9242e+01	1.9242e+01	0	0
5	3.1809e+01	3.1809e+01	0.001	0
6	4.7519e+01	4.7517e+01	0.011	0.006
7	6.6385e+01	6.6366e+01	0.052	0.028
8	8.8407e+01	8.8357e+01	0.085	0.057

Em seguida foi feito um teste empregando como exemplo um pórtico simples tipo portal como mostrado na Figura 1-a. Usou-se as mesmas propriedades físicas empregadas para viga e para barra com área  $A$  da seção transversal de  $1m^2$  e momento de inércia  $I = 1m^4$  constantes ao longo das seções com dimensão  $1m \times 1m \times 1m$ . Foram empregando 12 elementos uniformes. Os resultados são mostrados na Tabela 3 para erro relativo máximo  $1,0 \times 10^{-2}$ . Os resultados são comparados aos resultados obtidos pelo método de elementos finitos convencional com 160 elementos uniformes. Na segunda coluna estão os resultados usando a técnica de elementos finitos p-adaptativo após 2 iterações. Na terceira coluna encontram-se os resultados empregando a técnica de elementos finitos com 160 elementos. Na quarta coluna apresenta-se o erro obtido do estimador e na quinta o erro relativo percentual a partir dos valores tabelados.



**Figura 1:** Dimensões Principais dos Pórticos Empregados nos Exemplos.

O último teste compara os resultados obtidos do programa MEFLAB<sup>1</sup> para um pórtico duplo com as seguintes características:  $A = 0.04m^2$ ,  $I = 1.3333 \times 10^{-4}m^4$ ,  $\rho = 2500 Kg/m^3$ ,  $E = 7.8 \times 10^{10}$ . As dimensões são dadas na Figura 1-b. O programa com o estimador empregou malha com 12 elementos uniformes, o programa MEFLAB usou elementos convencionais e uma malha uniforme com 176 elementos. Na segunda coluna estão os resultados usando a técnica de elementos finitos adaptativo após 4 iterações para

<sup>1</sup>MEFLAB é um programa de Elementos finitos escrito em Matlab e desenvolvido no Departamento de Mecânica Computacional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp

**Tabela 3:** Primeiras 8 Frequências naturais em Hertz para pórtico simples.

índice $i$	frequências MEF versão $p$	frequências MEF-160e	erro(%) $\eta_i$	erro(%) relativo
1	1.7108e-01	1.7108e-01	0.001	-0.004
2	2.6952e-01	2.6952e-01	0.002	-0.004
3	4.5804e-01	4.5804e-01	0.029	0.021
4	5.7089e-01	5.7075e-01	0.081	0.024
5	6.2839e-01	6.2830e-01	0.058	0.015
6	7.4360e-01	7.4298e-01	0.214	0.081
7	9.3928e-01	9.3791e-01	0.364	0.147
8	1.0437e+00	1.0399e+00	0.866	0.372

um erro máximo aceitável de  $1,0 \times 10^{-2}$ . Na terceira coluna encontram-se os resultados para o mesmo pórtico empregando o programa MEFLAB com 176 elementos. Na quarta coluna apresenta-se o erro obtido do estimador e na quinta o erro relativo calculado a partir dos valores tabelados.

**Tabela 4:** Primeiras 15 Frequências naturais em Hertz para pórtico duplo.

índice $i$	frequências MEF versão $p$	frequências MEFLAB 176e	erro(%) $\eta_i$	erro(%) relativo
1	7.8661e+00	7.8651e+00	0	0.012
2	2.0551e+01	2.0548e+01	0.002	0.012
3	2.6085e+01	2.6081e+01	0.002	0.012
4	5.4204e+01	5.4190e+01	0.029	0.026
5	5.7257e+01	5.7241e+01	0.034	0.028
6	6.3218e+01	6.3190e+01	0.067	0.045
7	8.0627e+01	8.0574e+01	0.107	0.065
8	8.1475e+01	8.1442e+01	0.059	0.040
9	1.3687e+02	1.3677e+02	0.107	0.076
10	1.4706e+02	1.4692e+02	0.145	0.091
11	1.7327e+02	1.7307e+02	0.169	0.111
12	1.8068e+02	1.8035e+02	0.268	0.183
13	1.8874e+02	1.8836e+02	0.260	0.203
14	2.2710e+02	2.2672e+02	0.277	0.168
15	2.4091e+02	2.3975e+02	0.868	0.484

#### 4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Aqui será considerado que o estimador de erro consegue captar corretamente o erro real se o erro estimado for maior que o erro real mantendo-se dentro da mesma ordem. Este comportamento é exibido nas tabelas da seção anterior para modos de ordem mais elevada, onde os erros maiores são esperados. Também chama a atenção a incapacidade

do estimador de prever corretamente o erro para baixas frequências cujos erros relativos são muito menores do que erro máximo aceitável. Parte deste comportamento pode ser explicado pelo método se basear em uma série de simplificações para torna-lo operacional. Obviamente isto não é exatamente um problema se o objetivo do estimador é manter o erro abaixo de um determinado valor prescrito e não conhecer o seu valor exato.

## 5. CONCLUSÕES

Pelos dados apresentados o estimador funcionou corretamente e as funções de forma propostas foram aprovadas nos testes numéricos realizados. Deve-se ponderar que as malhas empregadas eram uniformes e que a relação entre o número de elementos da malha original e o número de iterações não foi analisado. Entretanto chama a atenção a diferença entre o número de iterações que foram realizadas para que fosse alcançado o erro arbitrado na faixa de interesse entre os diferentes problemas. Para a viga e a barra ambas com 1 elemento foram necessárias 7 iterações, no caso do pórtico simples e duplo(ambos com 12 elementos) foram necessárias apenas 2 e 4 iterações respectivamente. Estes dados indicam que há uma relação ótima entre discretização da malha e a ordem do grau hierárquico  $p$  e ou o número de iterações.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES e a FAPESP pelo apoio parcial a realização deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS

- Babuška, I., Guo, B. Q., Osborn, J. E., 1989, Regularity and Numerical Solutions of Eigenvalue Problems with Piecewise Analytic Data & SIAM J. Numer. Anal., vol. 26 No.6 , pp. 1534-1560.
- Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E., 1989, Concepts and Application of Finite Element Analysis, McGraw-Hill, London.
- Friberg, O., 1986, An Error Indicator for the Generalized Eigenvalue Problem Using The Hierarchical Finite Element Method & Intern. J. N. Methods in Eng., vol. 23, pp. 91-98.
- Friberg, O., Möller P., Makovička, D., Wiberg N. E., 1987, An Adaptive Procedure for Eigenvalue Problems Using The Hierarchical Finite Element Method & Intern. J. N. Methods in Eng., vol. 24, pp. 319-335.
- Noor, A. K., Babuška , I., 1987, Quality Assessment and Control of Finite Element Solutions & Finite Elements Analysis and Desing, vol. 3, pp. 01-26.
- Sazbó, B., Babuška, I., 1991, The Finite Element Analysis, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Zienkiewicz, O. C., 1971, The Finite Element Method, McGraw-Hill, London.

# **DETECÇÃO DE DEFEITOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS UTILIZANDO REDES NEURAIS E SINAIS DE VIBRAÇÃO TRATADOS UTILIZANDO WAVELET**

**FRANCISCO PAULO LÉPORE NETO**

**MARCELO BRAGA DOS SANTOS**

**ADEMYR GONÇALVES DE OLIVEIRA**

Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Mecânica

Bloco 1-M - Campus Santa Mônica, Uberlândia - MG, CEP: 38406-907

flepore@mecanica.ufu.br, mbsantos@mecanica.ufu.br, ademyr@mecanica.ufu.br

## **RESUMO**

Neste trabalho forças de excitações aplicadas em maquina rotativas são caracterizadas utilizando redes neurais treinadas a partir dos sinais de vibração experimentais. A técnica de decomposição wavelet foi utilizada para promover a redução do numero de parâmetros capazes de representar os sinais utilizados para o treinamento das redes neurais. Os resultados obtidos são comparados com os sinais compactados através da análise dos autovalores da matriz de covariância dos dados.

**PALAVRAS CHAVE :** Wavelets, Redes Neurais, Rotores.

## **1.0- INTRODUÇÃO**

A maior parte da literatura referente a dinâmica estrutural contém como premissa a linearização do seu modelo. Indicativos disto são os termos "frequências naturais" e "modos de vibrar" que são propriedades de sistema lineares. Na prática, todos os sistemas vibratórios contém não-linearidades, o que pode distanciar os resultados experimentais e teóricos do sistema linear "equivalente". Neste contexto, a rede neural é uma ferramenta robusta pela sua capacidade de mapear qualquer não linearidade e não requer modelagem formal do sistema a ser tratado.

Neste trabalho forças de excitações aplicadas em maquina rotativas são caracterizadas utilizando redes neurais treinadas a partir dos sinais de vibração experimentais. A técnica de decomposição wavelet foi utilizada para promover a redução do numero de parâmetros capazes de representar os sinais utilizados para o treinamento das redes neurais. A fonte excitadora é caracterizada quanto ao seu ponto de aplicação, amplitude e frequência. Foram consideradas excitações por força de desbalanceamento, excitação por força assíncrona e excitação por força magnética.

A eficiência e o desempenho computacional do processo de aprendizado de redes neurais são avaliados para os sinais de entrada compactados pela técnica de decomposição em wavelets. Os resultados obtidos são comparados com os de Oliveira (1999) que aplicou uma técnica estatística de compactação de sinais, baseada na análise dos autovalores da matriz de covariância dos dados.

## 2.0 - FUNDAMENTOS DA COMPACTAÇÃO DE DADOS UTILIZANDO WAVELETS.

No uso de redes neurais a definição de sua arquitetura e de seu treinamento são etapas que dependem diretamente da quantidade e da qualidade do dados utilizados. A qualidade dos dados é importante principalmente em redes neurais de classificação e em aplicações de identificação de forças de excitação em sistemas mecânicos complexos.

Os dados obtidos a partir de sinais de vibração possuem uma quantidade elevada de informações, apresentando em geral um elevado grau de redundância. Os mesmos sinais ainda podem estar contaminados por ruído o que pode acarretar no insucesso do treinamento da rede neural.

O uso de wavelets para o tratamento de sinais aplicados como dados de entrada em redes neurais permite a identificação de informações específicas, a eliminação da redundância dos dados e a remoção do ruído. A representação dos sinais através dos parâmetros da wavelet conduz a uma grande compactação destes sinais. Estas características são extremamente úteis em aplicações de redes neurais.

A escolha da wavelet mãe dentre uma grande quantidade de funções disponíveis é uma tarefa importante, pois a wavelet mãe determina quais os padrões de ondas presentes no sinal podem ser representados. Portanto o grau de compactação, o número de wavelets, a precisão na representação dos sinais e as informações a serem identificadas são parâmetros fundamentais na escolha da wavelet mãe. (Lépure e Santos, 1999)

Neste trabalho os tipos de excitação estudadas, desbalanceamento, forças magnéticas aplicada no rotor e força assíncrona nos mancais, são fontes que produzem vibrações de característica estacionária. Para esta classe de problemas a wavelet utilizada pode ser escrita como (Santos, 1999) :

$$\psi_{f,\xi,\phi} = \frac{e^{-\frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}2\pi f * t} \cos(2\pi f * t + \phi)}{\sqrt{\int_0^T \left( e^{-\frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}2\pi f * t} \cos(2\pi f * t + \phi) \right)^2 dt}} \quad (1)$$

A wavelet mãe definida na equação 1, respeita as condições de ortogonalidade e ortonormalidade. Permitindo uma representação unívoca do sinal. (Santos, 1999)

Através do algoritmo “Matching Pursuit” (Mallat and Zhang, 1993) acoplado a algoritmos de otimização “Simulated Annealing Modificado” (Santos, 1999) e gradiente descendente, os sinais de vibração são decompostos em sucessivas wavelets, geradas a partir da wavelet mãe escrita na equação 1 segundo a equação seguinte :

$$R_f^n = \langle R_f^n, \psi_{\gamma_n} \rangle \psi_{\gamma_n} + R_f^{n+1} \quad \begin{matrix} n = 0, \dots, m \\ \gamma_n = f_n, \xi_n, \phi_n \end{matrix} \quad (2)$$

A função  $\psi_{f,\xi,\phi}$  é determinada através dos algoritmo de otimização onde as variáveis de projeto são respectivamente frequência, coeficiente de decaimento e fase. A função objetivo é definida como :

$$k_n = \frac{\left| \langle R_f^n, \psi_{\gamma_n} \rangle \right|}{\|R_f^n\|} \quad (3)$$

A decomposição é encerrada quando a equação seguinte não é satisfeita :

$$k(R_f^n) > E[k(R_w)] \quad \text{para} \quad 0 \leq n \leq m \quad (4)$$

Na equação 4 o termo  $E[k(R_w)]$  representa o índice de correlação médio entre as wavelets da família utilizada e um sinal proveniente de um ruído branco.

Após a decomposição dos sinais, os parâmetros que geraram as wavelets são utilizados como dados de entrada na rede neural. Deve-se portanto notar que o nível de compactação dos dados é extremamente alto, uma vez que escolhida a wavelet mãe adequada esta pode gerar uma família de três ou quatro wavelets capazes de representarem o sinal, reduzindo os dados de entrada na rede neural sem a perda de informações. (Santos, 1999)

### 3 -CONCEITOS BÁSICOS DE REDES NEURAIIS.

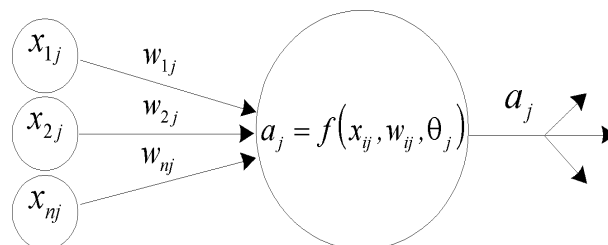


Figura 1 - Modelo gráfico de um neurônio

Redes neurais são modelos computacionais que podem ser tratados como um dispositivo "caixa preta" que aceita uma entrada e produz uma saída. São potencialmente eficazes nas tarefas de remoção de ruído, classificação, reconhecimento e complementação de padrões

Uma rede neural compõe-se de um conjunto de unidades de processamento ou neurônios, uma regra de propagação que determina como que as informações percorrem os neurônios, e uma função de ativação que produzirá um valor de saída do neurônio a partir de um conjunto de valores de entrada e um valor de offset.

O neurônio é elemento responsável pelo processamento numérico da rede, atua de forma isolada dos demais, realiza apenas operações matemáticas pré-definidas, só tem acesso às informações locais e produz somente um valor de saída

As sinapses ou ligações entre neurônios são caminhos lógicos por onde os sinais fluem de um neurônio para outro. Cada sinapse, tem um peso característico que amplifica ou atenua o sinal transportado como mostra a figura (1).

As funções de ativação são expressões matemáticas que convertem os dados de um domínio para outro. A maioria das redes neurais empregam funções de ativação simples (Oliveira, 1999): linear, degrau, rampa, sigmoideal e gaussiana.

A topologia das redes neurais, determina a maneira como a rede neural está organizada: o número de camadas, o tipo de ligação entre os neurônios e como os dados fluem através dela. Numa rede neural unidirecional (feed-forward networks) os dados entram na rede pela camada de entrada, percorrem as camadas invisíveis, onde são processados e saem pela camada de saída da rede. Nesta arquitetura nenhum neurônio recebe sinal de outro da mesma camada, e tão pouco de uma camada subsequente.

### 3.1 - O ALGORITMO BACK-PROPAGATION

Rumelhart (Rumelhart, Hinton e Williams 1986) propuseram um algoritmo que permite ajustar os pesos das sinapses a partir da camada de entrada para as camadas invisíveis. O erro de cada camada invisível é obtido retrocedendo os erros a partir da camada de saída. Por essa razão este algoritmo é denominado back-propagation learning rule. Esse algoritmo pode ser considerado uma generalização da regra delta para funções de ativação não-lineares e para uma rede neural multicamadas (Oliveira,1999).

O treinamento das redes neurais é obtido ajustando os pesos das ligações entre os neurônios através de um método de otimização. A variação dos pesos é proporcional ao erro residual calculado para cada camada da rede. A constante de proporcionalidade é a taxa de aprendizagem. Uma evolução desse método considera parte da informação do gradiente da iteração passada, o que permite o otimizador se libertar de mínimos locais pouco significantes. Esta parcela é denominada termo de inércia.

O elevado custo computacional de treinamento pode ser provocado valores inadequados da taxa de aprendizagem e do fator de inércia. A maioria dos métodos avançados de treinamento, baseados no método de Back-propagation, têm algum dispositivo de ajuste automático da taxa de aprendizagem.

Alem disso o número adequado de neurônios é decisivo para o seu treinamento. Muitos neurônios implica em elevado custo computacional de treinamento e rede neural de baixa eficiência. Poucos neurônios implica em instabilidade numérica do processo de treinamento.

A quantidade e a representatividade dos dados apresentados a rede durante o seu treinamento é fator essencial para a obtenção de uma rede neural de qualidade.

### 4.0 - ESTUDO DE CASOS.

A partir de uma bancada experimental de máquinas rotativas mostrada na figura 2, serão estudados três tipos de excitações: excitação por desbalanceamento, excitação por força assíncrona de natureza magnética aplicada no disco e excitação assíncrona aplicada nos mancais.

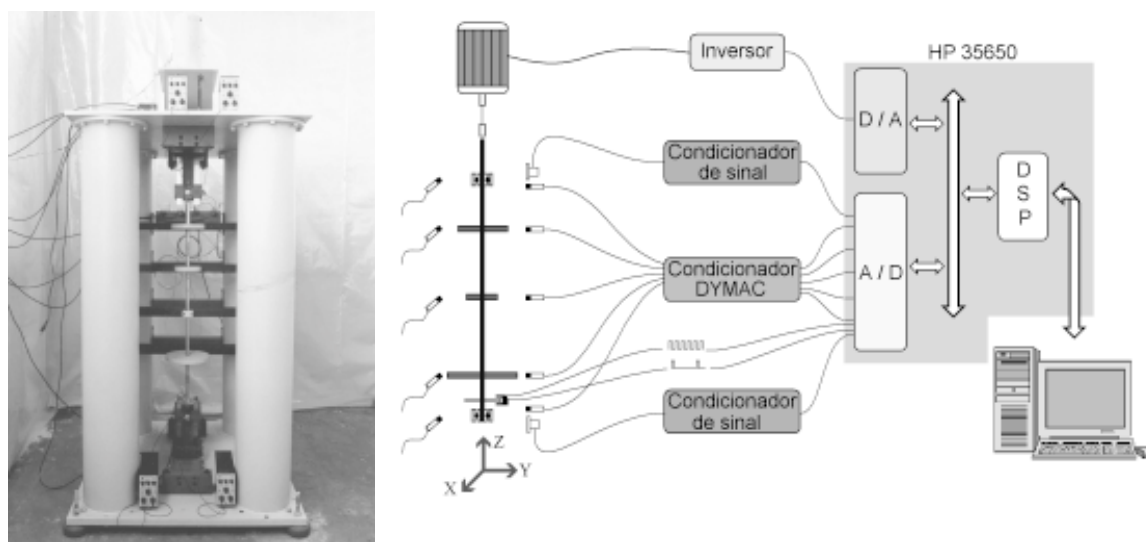


Figura 2- Bancada de Ensaio com os sensores posicionados.

Os sinais de vibração foram obtidos utilizando sensores de posição, DIMAC, posicionados nos discos e numerados de 1 à 3. No monitoramento das vibrações dos mancais foram utilizados acelerômetros tipo 4367 B&K, numerados de 4 à 5. Os sinais foram adquiridos simultaneamente utilizando uma unidade de aquisição HP 36650 conectada a uma estação de trabalho HP 700i.



Em cada ensaio os sinais de deslocamento no domínio do tempo foram adquiridos simultaneamente pelos sensores, com a rotação de regime permanente. A frequência de aquisição foi ajustada para 2.56 vezes a frequência de excitação.

Nos sinais compactados utilizando-se wavelets, a energia RMS retida pela decomposição foi sempre superior a 92%. O nível de compactação dos dados é alto, pois o número de wavelets necessárias para representar o sinal, com 2048 pontos amostrados, não foi superior a 15, resultando em no máximo 45 parâmetros de entrada para a rede.

Em cada um dos casos estudados foi treinada uma rede neural específica determinando-se sua característica. Para cada um dos casos estudados foram realizados 60 experimentos, dos quais 20 foram reservados para a qualificação das redes neurais. Todas as redes neurais utilizaram como função de ativação a função sigmoideal nas camadas de entrada e intermediária. Na camada de saída a função de ativação utilizada foi a linear.

Os parâmetros ajustados no otimizador, durante o treinamento das redes, são mostrados na tabela 1.

Tabela 1- Parâmetros de controle do treinamento.

Casos Estudados	Taxa de Aprendizado	Incremento da Taxa de Aprendizado	Decremento da Taxa de Aprendizado	Momentum	Razão de Erros	Erro Máximo Admissível
Desbalanceamento	0.001	1.04	0.70	0.30	1.03	0.001
Excitação Assíncrona nos Mancais	0.001	1.03	0.60	0.40	1.04	0.001
Excitação por Forças Magnéticas	0.001	1.04	0.70	0.30	1.03	0.001

É importante salientar que a definição dos parâmetros de controle do otimizador utilizado no treinamento das redes neurais não segue uma regra definida, dependendo da experiência do usuário.

Utilizou-se o erro médio quadrático ( $E_p$ ) para avaliar a diferença entre os valores obtidos pelas redes neurais, no tratamento dos experimentos reservados à sua qualificação, e os valores reais. Este erro é escrito na equação seguinte, onde  $E_i$  é o quadrado do erro em cada experimento :

$$E_p \equiv 100 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n E_i^2 \quad (5)$$

A montagem do banco de dados de entrada nas redes neurais  $[P]$  é feita a partir dos parâmetros das wavelets que decompõem o sinal. A alocação dos parâmetros na matriz  $[P]$  segue o mesmo procedimento, dado pela equação 6, em todos os casos estudados.

$$[P] = \begin{bmatrix} \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal 1}} & \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal 1}} & \vdots & \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal 1}} \\ \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal 2}} & \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal 2}} & \vdots & \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal 2}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal N}} & \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal N}} & \vdots & \left. \begin{matrix} \{freq\} \\ \{fase\} \\ \{ampl\} \end{matrix} \right\}_{\text{canal N}} \\ \text{experimento 1} & \text{experimento 2} & & \text{experimento p} \end{bmatrix} \quad (6)$$

#### 4.1 - DESBALANCEAMENTO

A excitação por desbalanceamento foi obtida alterando o valor da massa de desbalanceamento, a sua posição angular em relação a posição de referência e o disco na qual foi instalada.

A matriz  $[T]$ , dada na equação 7, refere-se à saída desejada que é composta pelo identificador do disco e, o valor do desbalanceamento:

$$[T] = \begin{bmatrix} \left. \begin{matrix} \{disco\} \\ \{desbal\} \end{matrix} \right\}_{\text{experimento 1}} & \left. \begin{matrix} \{disco\} \\ \{desbal\} \end{matrix} \right\}_{\text{experimento 2}} & \vdots & \left. \begin{matrix} \{disco\} \\ \{desbal\} \end{matrix} \right\}_{\text{experimento p}} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Na tabela 2 são mostrados os dados obtidos na qualificação da rede neural. Os sensores posicionados nos discos, 1 e 3, são ligeiramente mais sensíveis que aqueles posicionados nos mancais.

Isoladamente treinou-se uma rede neural, com dados compactados utilizando-se wavelet, que possuía a seguinte arquitetura:  $4 \times 8 \times 2$ . Esta rede neural apresentou um índice  $E_p$  de 4.76%.

Tabela 2- Qualificação das redes de diagnóstico de desbalanceamento.

Sensores	Arquitetura	Dados de magnitude e fase na frequência de rotação		Dados compactados - wavelet	
		$E_p$ % (amplitude)	Localização: Taxa média de acerto %	$E_p$ % (amplitude)	Localização: Taxa média de acerto %
[1,3]	4x12x2	3.05	100	3,98	100
	4x20x2	11.87	100	12,74	100
[4, 5]	4x12x2	3.21	100	4,01	100
	4x20x2	12.37	100	13,56	100

#### 4.2 - EXCITAÇÃO ASSÍNCRONA NOS MANCAIS.

Através de um gerador de sinais, tipo 1049 B&K, gerou-se um sinal harmônico com frequência e amplitudes definidas. O sinal é amplificado através de um amplificador de potência, tipo 2712 B&K, que alimenta um excitador magnético tipo 4808 B&K. Por meio de uma haste flexível, na qual é acoplada uma célula de carga o mancal é excitado.

A matriz  $[T]$  refere-se à saída desejada que é composta pelo identificador do mancal, amplitude e frequência de excitação, como mostra a equação 8:

$$[T] = \left[ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{l} \text{mancal} \\ \text{amplit} \\ \text{freq} \end{array} \right\}_1 \left\{ \begin{array}{l} \text{mancal} \\ \text{amplit} \\ \text{freq} \end{array} \right\}_2 \cdots \left\{ \begin{array}{l} \text{mancal} \\ \text{amplit} \\ \text{freq} \end{array} \right\}_p \end{array} \right] \quad (8)$$

A tabela 3 mostra uma comparação entre os resultados obtidos por redes neurais treinadas com dados (no domínio do tempo) compactados via wavelet e redes treinadas por dados (domínio da frequência) compactados pelo método estatístico (Oliveira,1999).

Nesta tabela é verificada a eficiência da compactação de dados utilizando wavelets através da redução da arquitetura da rede e dos índices  $E_p$ . Destaca-se que as redes com arquiteturas de 6x6x3 e 9x12x3 não foram treinadas com sucesso usando os dados compactados pelo método estatístico.

Tabela 3- Qualificação das redes de diagnóstico de excitação assíncrona dos mancais.

Sensores utilizados	Compactação Método Estatístico			Compactação Método Wavelet	
	Arquitetura da rede neural	Taxa de redução dos dados [%]	Ep % (amplitude e frequência)	Arquitetura da rede neural	Ep % (amplitude e frequência)
[1,3]	10x30x3	30	4,48	6x6x3	1,6
[1,2,3]	20x40x3	30	38,2	6x6x3	4,1
[4,5]	10x20x3	30	9,2	6x6x3	2,1
[1,2,3,4,5]	40x50x3	40	---	9x12x3	9,8

### 4.3 - EXCITAÇÕES POR FORÇAS MAGNÉTICAS

As excitações de natureza magnética foram aplicadas ao disco central com o auxílio de um gerador de sinais e um excitador acoplado a uma base magnética. O sinal da força aplicada ao rotor foi monitorado por uma célula de carga situada entre a base magnética e o excitador.

Esta rede neural deverá fornecer a frequência principal de excitação e a sua amplitude pico a pico. A matriz alvo  $[T]$  é dada pela equação 9:

$$[T] = \left[ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{l} \text{amplit} \\ \text{freq} \end{array} \right\}_1 \left\{ \begin{array}{l} \text{amplit} \\ \text{freq} \end{array} \right\}_2 \cdots \left\{ \begin{array}{l} \text{amplit} \\ \text{freq} \end{array} \right\}_p \end{array} \right] \quad (9)$$

Na tabela 4, observa-se que o sinal unicamente do sensor 2 foi capaz de levar à identificação da amplitude e frequência da força excitadora, uma vez que os pontos de excitação e de medição são coincidentes.

É verificada também uma grande redução nas arquiteturas da rede e nos erros médios quadráticos, quando foram utilizados dados compactados através de wavelets.

Tabela 4- Qualificação das redes neurais de identificação de excitação magnética.

Sensores	Compactação Método Estatístico			Compactação Método Wavelet	
	Taxa de redução dos dados [%]	Arquitetura da rede neural	Ep [%] (amplitude e frequência)	Arquitetura da rede neural	Ep % (amplitude e frequência)
[2]	10	27x54x2	7,81	6x6x2	4,26
[1,3]	10	45x90x2	2,66	6x6x2	1,92
[1,2,3]	0	70x140x2	2,54	6x9x2	3,65
[4,5]	40	30x150x2	2,82	6x6x2	2,16

## 5- CONCLUSÕES

O método de compactação utilizando decomposição do sinal por wavelets permitiu o treinamento de redes com arquiteturas bem menores que aquelas treinadas utilizando o método de compactação estatístico, sem prejuízo da sua eficiência.

Considerando o conjunto de dados reservados para a validação, as redes neurais os reconheceram na sua totalidade com um índice  $E_p$  inferior à 5%. Isto não implica que não exista um experimento que a rede neural o reconheça com baixa eficiência.

A remoção do ruído e das informações redundantes através da decomposição em wavelets levou a um esforço computacional menor no treinamento das redes neurais. Estas propriedades do método de compactação utilizando wavelets possibilitou o treinamento de redes neurais, as quais não foi possível treinar quando utilizou-se os dados compactados pelo método estatístico.

## 6- AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

## 7- BIBLIOGRAFIA

Rumelhart, D. E.; Hinton, G. E. e Williams, R. J., 1986, "Learning representations by back-propagations errors", Nature 323. pp. 533 - 536.

Oliveira, A. G., 1999, "Técnicas de Caracterização de Excitações em Máquinas Rotativas", Tese de doutorado, UFU. Uberlândia.

Lépore, F. P. e Santos, M. B., 1999, "Modal Parameters Extraction Using Wavelets", XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Aguas de Lyndóia, SP Brasil. Proc. in CDROM.

Santos, M. B., 1999, "Uma Contribuição a Análise de Sinais Utilizando Wavelets", Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia MG, Brasil.

Mallat, S. G. and Zhang, Z., 1993, "Matching Pursuit with Time Frequency Dictionaries", IEEE Transactions on Signal Processing, Vol. 41, No 12, pp. 3397-3415.

## 6. CONCLUSÕES

Uma nova concepção de ADV ativo foi proposta, oferecendo a possibilidade de atenuação de vibrações harmônicas com frequência qualquer, garantindo ainda a estabilidade. Desta forma, a configuração proposta permite contornar as limitações dos ADVs passivos. A formulação desenvolvida conduz à interpretação dos ganhos de controle de realimentação em deslocamento e velocidade como variações de rigidez e amortecimento do ADV, o que permite estender, ao ADV ativo, as técnicas clássicas de projeto de ADVs passivos. Os exemplos numéricos apresentados, enfocando análises tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência, ilustraram situações em que o ADV ativo proposto mostrou-se bastante eficiente na atenuação de vibrações.

Dando continuidade a este trabalho, os autores estão atualmente desenvolvendo estudos visando a extensão da formulação a sistemas primários de vários graus de liberdade e a validação experimental empregando testes realizados em laboratório. Nesta validação, fatores adicionais deverão ser considerados, tais como a dinâmica do atuador e o atraso na atuação de controle.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Cunha Jr., S.S., 1999, “Estudo Teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, M.G., Brasil, 99p.

Den Hartog, J.P., 1956, “Mechanical Vibrations”, 4<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill Book Co. Inc., New York, US, 436p.

Frahm, H., 1911, “Device for Damping Vibration of Bodies”, US Patent, 989.958.

Ogata, K., 1993, “Engenharia de Controle Moderno”, Ed. Prentice-Hall do Brasil, R. Janeiro, Brasil, 781p.

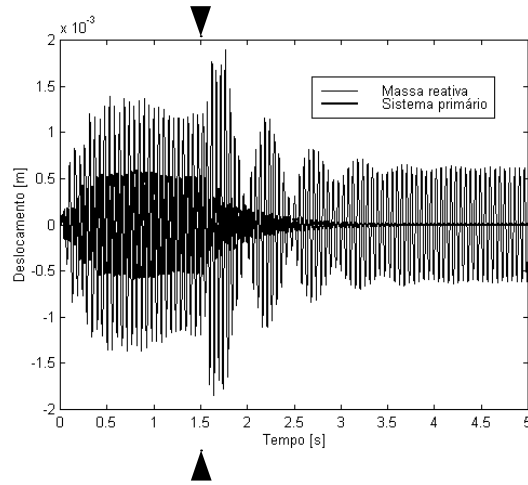
Stephens, L.S., Rouch, K.E. and Tewani, S.G., 1991, “Theory for an Active Dynamic Vibration Absorber”, Structural Vibration and Acoustics, Vol. 34, pp.89-94.

Sun, J.Q., Jolly, M.R. e Norris, M.A., 1995, “Passive, Adaptive and Active Tuned Vibration Absorbers - A Survey”, Transactions of the ASME, Vol. 117, pp.234-242.

Olgac, N. and Holm-Hansen, B., 1995, “Tunable Active Vibration Absorber: The Delayed Resonator”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 117, pp.513-519.

Olgac, N. and Hosek, M., 1997, “Active Vibration Absorption Using Delayed Resonator With Relative Position Measurement”, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 119, pp.131-136.

houve substancial redução das amplitudes de vibração do sistema primário e ainda uma atenuação do movimento da massa reativa.



**Figura 5.** Deslocamentos no tempo do sistema primário e massa reativa.

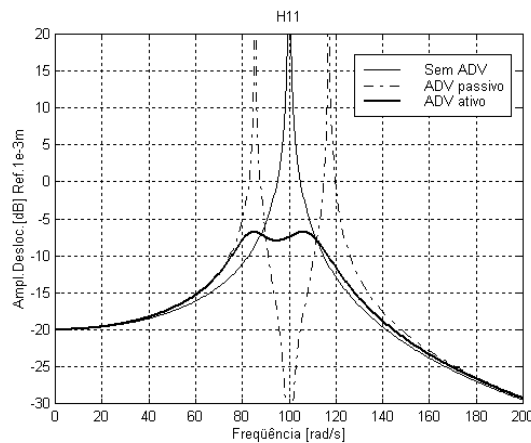
***Terceiro exemplo: Otimização do ADV ativo. Análise no domínio da frequência.***

Este exemplo visa ilustrar a sintonização ótima do ADV ativo proposto, conforme procedimento focado na Seção 4. Admitindo o mesmo sistema adotado nos exemplos anteriores, mas sem amortecimento no sistema primário, buscam-se os valores dos parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  que proporcionarão a sintonização ótima do ADV. Empregando as Equações (14) e (15), são obtidos os seguintes valores ótimos dos ganhos de controle:

$$\gamma_{ot} = \left( \frac{\omega_1}{1+\mu} \right)^2 m_2 - k_2 = -173,55 \text{ N/m} \quad (17)$$

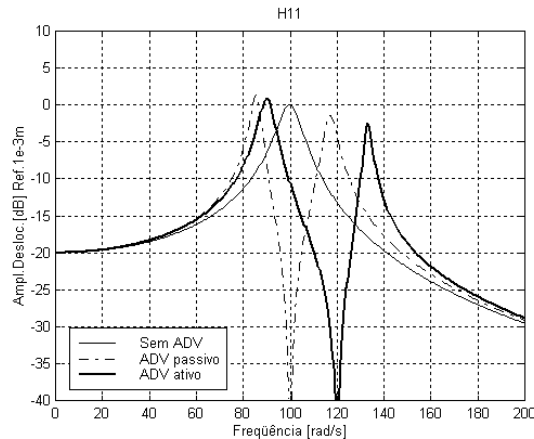
$$\beta_{ot} = 2 \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \omega_1 m_2 - c_2 = 3,36 \text{ Ns/m} \quad (18)$$

A Figura 6 mostra as curvas de resposta em frequência do sistema primário para os casos sem ADV, com ADV passivo e com ADV ativo ótimo, podendo-se observar, para este último, a maior atenuação das máximas amplitudes em toda a banda de frequência considerada.



**Figura 6.** Amplitudes de deslocamento do sistema primário (sintonização ótima).

A Figura 3 mostra ainda a FRF pontual do sistema primário com ADV ativo, podendo-se observar o aparecimento de um zero coincidente com a frequência de excitação.

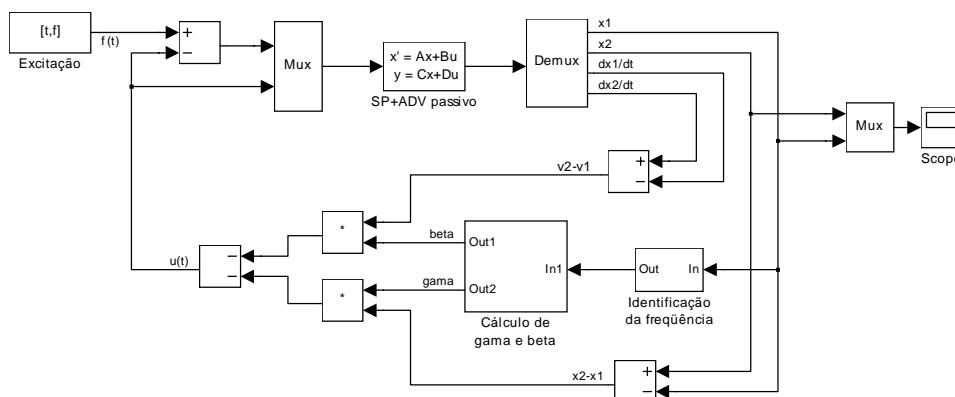


**Figura 3.** Amplitudes de deslocamento do sistema primário (sintonização constante).

**Segundo Exemplo: Sintonização do ADV ativo por alocação de zero. Análise no domínio do tempo.**

Uma das características mais interessantes do ADV ativo é a possibilidade de sintonização em tempo real. Para tanto, é necessária a detecção da frequência da excitação harmônica, seguida do cálculo dos ganhos de controle que sintonizam o ADV de acordo com a Equação (9).

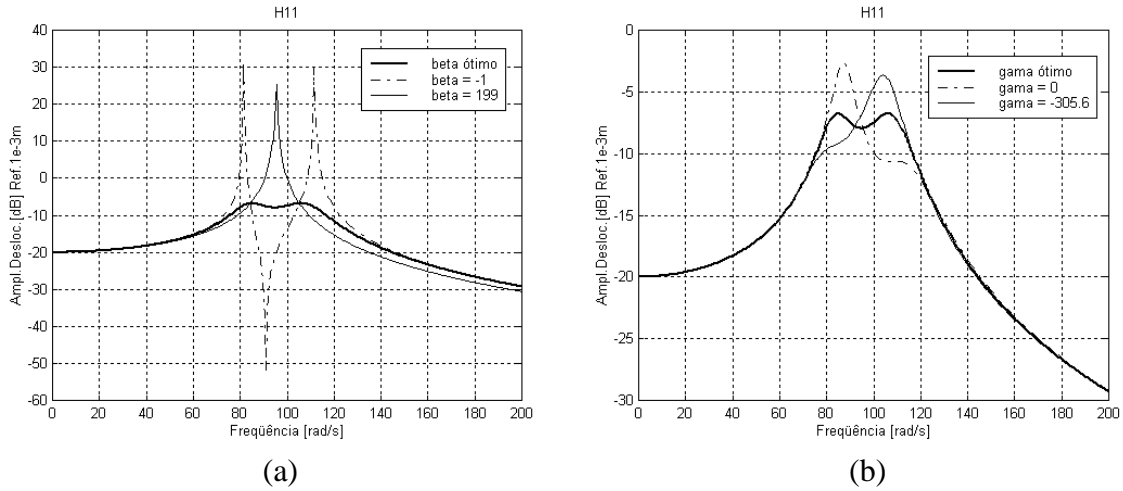
Visando ilustrar este procedimento, é apresentado na Figura 4 o diagrama de blocos de um programa computacional implementado em ambiente SIMULINK™ para MATLAB®. Neste modelo o sistema primário+ADV passivo é representado em equações de estados, tendo como saídas o deslocamento e a velocidade do sistema primário e da massa reativa. A frequência de excitação é identificada através do sinal de deslocamento do sistema primário e alimenta o cálculo dos parâmetros de controle  $\beta$  e  $\gamma$ , adotando-se  $\alpha = 0$ . A detecção da frequência é baseada na determinação do período da resposta em regime permanente. Neste exemplo, foi adotado como sistema teste o mesmo utilizado no primeiro exemplo.



**Figura 4.** Modelo para simulação de sintonização em tempo real.

A Figura 5 mostra as respostas temporais da massa primária e da massa reativa. Está indicado o instante de tempo em que a frequência de excitação é detectada e no qual o ADV é sintonizado de acordo com (9). Pode-se claramente observar que após a sintonização do ADV

A Figura 2(a) mostra algumas curvas típicas de amplitudes de deslocamento do sistema primário para sintonização ótima ( $\gamma_{ot}$ ), observando-se a influência dos fatores de amortecimento e a existência dos pontos invariantes. A Figura 2(b) mostra a influência da sintonização considerando o fator de amortecimento ótimo ( $\beta_{ot}$ ). Observa-se que na situação ótima a FRF assume inclinações nulas em ambos os pontos invariantes, os quais se posicionam a amplitudes aproximadamente iguais.



**Figura 2.** Amplitudes de deslocamento do sistema primário.  
**(a)**  $\gamma_{ot}$ , vários fatores de amortecimento; **(b)**  $\beta_{ot}$ , várias sintonizações.

## 5. EXEMPLOS NUMÉRICOS

*Primeiro Exemplo: Sintonização do ADV ativo por alocação de zero. Análise no domínio da frequência.*

Neste exemplo será ilustrada a possibilidade de sintonização do ADV ativo a uma frequência excitadora qualquer, conforme desenvolvimento apresentado na Seção 3.

Será adotado um sistema vibratório primário com  $m_1 = 1$  kg,  $k_1 = 10.000$  N/m, e  $c_1 = 10$  Ns/m. Para este sistema a frequência natural não amortecida é  $\omega_1 = 100$  rad/s.

Os parâmetros do ADV passivo são escolhidos para uma sintonização com a frequência natural do sistema primário ( $\omega_{2p} = \omega_1 = 100$  rad/s). São adotados os seguintes valores para os parâmetros físicos do ADV:  $m_2 = 0,1$  kg,  $k_2 = 1.000$  N/m,  $c_2 = 0$ .

Admitindo que o sistema primário seja submetido a uma excitação de frequência  $\Omega = 120$  rad/s, nota-se na Figura 3 que o ADV passivo fica mal sintonizado e a amplitude de oscilação do sistema primário para este valor de frequência resulta ser maior do que aquela que o sistema apresentaria se não houvesse o ADV.

Adicionando ao sistema um elemento com realimentação de controle em deslocamento ( $\alpha = 0$  ;  $\beta = 0$  ;  $\gamma \neq 0$ ), determina-se o valor do ganho  $\gamma$  de modo a garantir a sintonização do ADV ativo com a frequência de excitação ( $\omega_{2a} = \Omega = 120$  rad/s), de acordo com a Equação (9).

Assim, obtém-se:

$$\gamma = \omega_{2a}^2 m_2 - k_2 = 440 \text{ N/m} \quad (16)$$



#### 4. SINTONIZAÇÃO ÓTIMA DO ADV ATIVO

Den Hartog (1956) propôs uma técnica de projeto ótimo de ADVs passivos aplicados a sistemas primários não amortecidos, baseada na existência dos chamados *pontos invariantes* da FRF pontual relativa ao sistema primário. Para uma dada razão de massas  $m_2/m_1$  o método visa a determinação dos parâmetros de rigidez e amortecimento do ADV de modo a minimizar a máxima amplitude da resposta harmônica.

Considerando o caso do ADV ativo aplicado a um sistema primário sem amortecimento ( $c_1 = 0$ ), partindo de (8) podem-se expressar as amplitudes da resposta harmônica em termos de um conjunto de parâmetros adimensionais sob a forma:

$$\left( \frac{X_1 k_1}{F_0} \right)^2 = \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \left[ \mu g^2 \left( f^2 - \frac{\alpha}{ma + \alpha} \right) - (g^2 - 1)(g^2 - f^2) \right]^2} \quad (10)$$

em que  $X_1$  designa a amplitude da resposta do sistema primário e:

$$\begin{cases} \mu = m_2 / m_1 & \omega_2^2 = (k_2 + \gamma) / (m_2 + \alpha) & \omega_1^2 = k_1 / m_1 \\ f = \omega_2 / \omega_1 & g = \Omega / \omega_1 & \zeta = (c_2 + \beta) / [2(m_2 + \alpha)\omega_1] \end{cases} \quad (11)$$

A Equação (10) é semelhante à equação desenvolvida por Den Hartog para ADVs passivos. Contudo, a presença do parâmetro  $\alpha$  nesta equação implica a inexistência de pontos invariantes da FRF. Neste caso, a otimização dos parâmetros do ADV, tendo os ganhos de controle como variáveis de projeto, somente pode ser feita com o emprego de procedimentos numérico-computacionais. Visando a perfeita adaptação à técnica de otimização de Den Hartog, será considerado o caso particular de realimentação apenas com os sinais de velocidade e deslocamento ( $\alpha = 0$ ). Conforme discussão apresentada na Seção 2, os parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  funcionam como variações de amortecimento e rigidez introduzidas no absorvedor. Regulando-se apenas estes dois parâmetros pode-se conseguir a sintonização ótima para o ADV.

O procedimento de otimização baseado nos pontos invariantes conduz às seguintes expressões para os parâmetros ótimos em função da razão de massas (Den Hartog, 1956):

$$f_{ot} = \frac{1}{(1 + \mu)} \quad (\text{sintonização ótima}) \quad (12)$$

$$\zeta_{ot} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \quad (\text{fator de amortecimento ótimo}) \quad (13)$$

Associando as definições (11) com as Equações (12) e (13), chega-se às seguintes expressões para os ganhos ótimos:

$$\gamma_{ot} = \left( \frac{\omega_1}{1 + \mu} \right)^2 m_2 - k_2 \quad (14)$$

$$\beta_{ot} = 2 \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)^3}} \omega_1 m_2 - c_2 \quad (15)$$

$$\begin{cases} a_0 = m_2\alpha + m_1(m_2 + \alpha) \\ a_1 = (m_1 + m_2)(c_2 + \beta) + c_1(m_2 + \alpha) \\ a_2 = k_1(m_2 + \alpha) + c_1(c_2 + \beta) + (k_2 + \gamma)(m_1 + m_2) \\ a_3 = c_1(k_2 + \gamma) + k_1(c_2 + \beta) \\ a_4 = k_1(k_2 + \gamma) \end{cases}$$

A aplicação do *critério de estabilidade de Routh* (Ogata, 1993), conduz à seguintes condições de estabilidade: a) todos os coeficientes da equação característica devem ser positivos ; b) as seguintes desigualdades devem ser satisfeitas:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{a_1 a_2 - a_0 a_3}{a_1} > 0 \\ c_1 &= \frac{b_1 a_3 - a_1 a_4}{b_1} > 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Com base neste critério, a estabilidade é assegurada quando as seguintes condições são satisfeitas pelos ganhos de controle:

$$\alpha > \frac{-m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \quad (5)$$

$$\beta > -c_2 \quad (6)$$

$$\gamma > -k_2 \quad (7)$$

### 3. SINTONIZAÇÃO DO ADV ATIVO POR ALOCAÇÃO DE ZERO

A partir das equações de movimento apresentadas na seção anterior, e admitindo uma excitação harmônica do tipo  $f(t) = F_0 e^{i\Omega t}$ , obtém-se a Função de Resposta em Frequência (FRF) pontual relativa à massa 1 (sistema primário):

$$H_{11}(\Omega) = \frac{-(m_2 + \alpha)\Omega^2 + (c_2 + \beta)i\Omega + k_2 + \gamma}{a_0\Omega^4 - a_1i\Omega^3 - a_2\Omega^2 + a_3i\Omega + a_4} \quad (8)$$

Considerando inicialmente o ADV não amortecido e sem realimentação em velocidade ( $c_2 = \beta = 0$ ), observa-se que a FRF acima possui um zero, correspondente a uma frequência de anti-ressonância dada por:

$$\Omega^2 = \omega_{2a}^2 = \frac{k_2 + \gamma}{m_2 + \alpha} \quad (9)$$

Assim, é possível anular as vibrações harmônicas a uma frequência  $\Omega$  qualquer, mediante a sintonização do ADV através do ajuste dos ganhos de realimentação  $\gamma$  e/ou  $\alpha$  de modo a satisfazer a relação (9) e as condições de estabilidade (5) e (7).

Com base no exposto, pode-se interpretar a técnica de controle como um procedimento de *alocação do zero* da FRF  $H_{11}(\Omega)$  mediante a escolha adequada dos ganhos de realimentação.

sinais de deslocamento, velocidade e aceleração relativos entre a massa reativa e o sistema primário, que pode ser escrita como:

$$u(t) = -[\alpha(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + \beta(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \gamma(x_2 - x_1)] \quad (1)$$

sendo  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  denominados *ganhos de realimentação* de aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente.

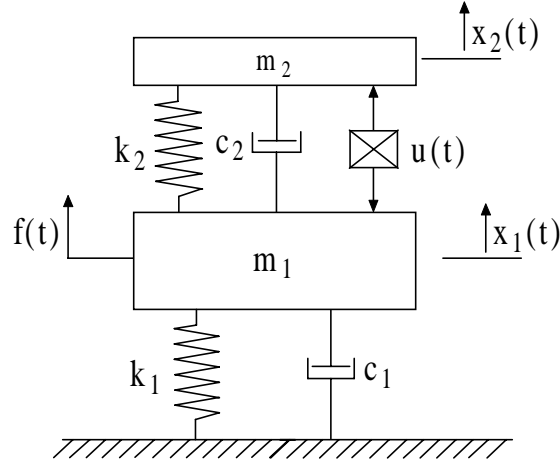


Figura 1 – Sistema primário com ADV ativo.

Para o sistema em questão as equações de movimento são:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

em que:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 + \alpha & -\alpha \\ -\alpha & m_2 + \alpha \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 + \beta & -(c_2 + \beta) \\ -(c_2 + \beta) & c_2 + \beta \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + \gamma & -(k_2 + \gamma) \\ -(k_2 + \gamma) & k_2 + \gamma \end{bmatrix} \quad \{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} \quad \{F(t)\} = \begin{Bmatrix} f(t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Pode-se observar nas equações do movimento que os parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  atuam como coeficientes de amortecimento e rigidez acrescentados aos elementos passivos do absorvedor, permitindo aumentar ou diminuir o valor efetivo destes parâmetros. Esta interpretação não se aplica ao parâmetro  $\alpha$  uma vez que ele intervém também nos termos fora da diagonal da matriz de inércia do sistema, o que descaracteriza sua atuação como simples acréscimo à massa do ADV.

Desenvolvendo as equações acima e passando ao domínio de Laplace obtém-se a equação característica do sistema:

$$a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 = 0 \quad (3)$$

na qual:

podem ser implementadas, incluindo os absorvedores múltiplos e os absorvedores constituídos por elementos estruturais contínuos.

Classicamente, o projeto ótimo de um ADV puramente passivo, que conduz à escolha dos valores dos parâmetros de inércia, amortecimento e rigidez, é baseado na hipótese de que a excitação seja harmônica com uma frequência fixa (Den Hartog, 1956). Embora os ADVs passivos apresentem as vantagens de não requerer energia e não causar instabilidade, é largamente reconhecido que estes dispositivos têm sua aplicabilidade limitada na medida em que perdem sua eficiência quando a frequência da excitação é variada (Sun *et al.*, 1995)

Várias formas de se contornar esta limitação vêm sendo estudadas, incluindo o desenvolvimento de ADVs adaptativos e ativos. Os ADVs adaptativos são aqueles cujos parâmetros físicos de massa, rigidez e amortecimento são ajustáveis, conferindo ao dispositivo a possibilidade de sintonização em uma gama maior de frequências. Por outro lado, os ADVs ativos dispõem de um elemento ativo (atuador) colocado paralelamente aos elementos passivos que suportam a massa do absorvedor, sendo a força exercida pelo atuador calculada através de uma estratégia de controle previamente estabelecida. Uma revisão de algumas das principais contribuições à teoria e prática dos ADVs passivos, adaptativos e ativos é apresentada por Sun *et al.* (1995).

No que diz respeito aos ADVs ativos, Stephens *et al.* (1991) propõem uma configuração cujo atuador é realimentado por uma combinação dos sinais de velocidade e aceleração do sistema primário. Naquele trabalho é estudada a estabilidade do sistema de controle, são estabelecidas as equações para definição da condição ótima de operação, e curvas de desempenho do ADV são obtidas numericamente em função da razão de massas para vários valores dos ganhos de realimentação. No entanto, observa-se que o tipo de realimentação adotado não possibilita a sintonização do ADV para uma frequência de excitação qualquer.

Olgac e Holm-Hansen (1995) propõem um novo conceito de ADV ativo denominado Ressonador Defasado (*Delayed Resonator*), que usa um atuador realimentado com o sinal de deslocamento da massa reativa defasado no tempo. Mais tarde Olgac e Hosek (1997), iriam expandir o conceito do ressonador defasado com a utilização de medidas relativas de posição. Estes se mostraram eficientes na atenuação de vibrações, com a vantagem de terem uma faixa de estabilidade teoricamente semi-infinita. Contudo, a análise de estabilidade e de desempenho é dificultada pelo fato de que as funções de transferência envolvem expressões transcendentais.

No presente trabalho é proposta uma nova concepção de ADV ativo utilizando uma realimentação dada por uma combinação linear dos sinais de deslocamento, velocidade e aceleração relativos entre a massa reativa e o sistema primário. Conforme será visto, esta configuração permite obter uma ampla faixa de sintonização dentro da qual é assegurada a estabilidade.

Nas seções seguintes são desenvolvidas as equações do movimento para o conjunto sistema primário+absorvedor, seguindo-se uma análise de estabilidade. É também apresentado o equacionamento para a sintonização do absorvedor com uma frequência de excitação qualquer e para a sintonização ótima no domínio da frequência, através da variação dos ganhos de realimentação. Por fim, os procedimentos de sintonização e a eficiência do absorvedor ativo são avaliados através de exemplos numéricos.

## 2. EQUAÇÕES DE MOVIMENTO E ANÁLISE DE ESTABILIDADE

O sistema mostrado na Figura 1 consiste de um sistema primário de um grau de liberdade ( $m_1, c_1, k_1$ ) excitado por uma força designada por  $f(t)$ . Ao sistema primário é acoplado um ADV ( $m_2, c_2, k_2$ ) com um elemento ativo que exerce uma força dada por uma combinação dos

# TEORIA E AVALIAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES ATIVO

**Rodrigo França Alves Marques**

**Domingos Alves Rade**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica

Caixa Postal 593, CEP 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil

E-mail: [rmarques@mecanica.ufu.br](mailto:rmarques@mecanica.ufu.br), [domingos@ufu.br](mailto:domingos@ufu.br)

## Resumo

O assunto abordado neste trabalho é o da atenuação de vibrações estruturais com o uso de absorvedores dinâmicos de vibrações. Objetivando conferir a estes dispositivos a capacidade de auto-sintonização, propõe-se a inclusão de um atuador entre a estrutura primária e a massa reativa, sendo a força de atuação expressa como uma combinação linear de medidas relativas de deslocamento, velocidade e aceleração. Inicialmente são desenvolvidas as equações do movimento para o conjunto sistema primário+absorvedor, seguindo-se uma análise de estabilidade. É também apresentado o equacionamento para a sintonização do absorvedor com uma frequência de excitação qualquer e para a sintonização ótima no domínio da frequência através da variação dos ganhos de realimentação, sendo os valores dos parâmetros físicos do ADV mantidos fixos. Os procedimentos de sintonização e a eficiência do absorvedor ativo são finalmente avaliados mediante a apresentação de exemplos numéricos.

**Palavras-chave:** Controle de vibrações, Absorvedor dinâmico de vibrações

## 1. INTRODUÇÃO

As estruturas de construção civil, máquinas e equipamentos industriais estão frequentemente sujeitos a vibrações mecânicas que podem comprometer seu correto funcionamento, ou ainda conduzir a falha prematura ou desconforto de operadores e usuários. Nestas situações, depara-se com o problema de controlar os níveis de vibração, de modo a assegurar condições satisfatórias de operação, segurança e conforto. Várias estratégias de atenuação de vibrações de sistemas mecânicos vêm sendo estudadas, incluindo desde técnicas simples baseadas na introdução de materiais amortecedores passivos, até o uso de sofisticados sistemas de controle ativo em malha fechada. Neste contexto, o emprego de absorvedores dinâmicos de vibrações (ADVs), cuja invenção é devida a Frahm (1911), tem-se revelado uma estratégia eficiente e econômica, tendo sido objeto da atenção de engenheiros e pesquisadores, tanto no âmbito acadêmico quanto no industrial.

Na sua forma mais simples um ADV é um dispositivo de parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento que, uma vez acoplado à estrutura primária, cujas vibrações deseja-se atenuar, é capaz de absorver a energia vibratória nos pontos de conexão. Conforme mostrado no estudo realizado por Cunha Jr. (1999), configurações mais complexas de ADVs

# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FLUXO DE POTÊNCIA EM PLACAS DE MINDLIN

**Paulo Sérgio Lima Alves**

**José Roberto de França Arruda**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica Computacional, C.P. 6122, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil.

E-mail: psl@fem.unicamp.br; arruda@fem.unicamp.br

## Resumo

O fluxo de potência foi estimado numericamente usando a resposta dinâmica de uma placa de Mindlin modelada com elementos de nove nós. O elemento utilizado apresenta os três modos de corpo rígido e é livre do fenômeno de travamento. A formulação do fluxo de potência utilizada é mesma utilizada usualmente na estimativa experimental, a qual é baseada na teoria clássica de placas. Os fluxos de potência ativa e reativa foram simulados numericamente considerando um exemplo com uma placa de alumínio discretizada com dez elementos em cada direção ortogonal e submetida a uma excitação e fixa em um ponto. Os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento usados para simular a fixação do excitador eletrodinâmico na placa e o ponto de fixação resiliente, os quais representam a fonte e o sorvedouro de energia, respectivamente, foram considerados no modelo de elementos finitos. O mapa do fluxo de potência ativa permitiu a identificação da excitação e do ponto de fixação resiliente da placa. O divergente da potência reativa foi também estimado. O mapa do fluxo de potência reativa permitiu a identificação do modo operacional de vibração.

**Palavras-chave:** Fluxo de Potência, Intensidade Estrutural, Potência Ativa, Potência Reativa, Placa de Mindlin.

## 1. INTRODUÇÃO

O fluxo de potência, ou intensidade estrutural, é uma ferramenta alternativa para a análise de vibrações em estruturas. É uma quantidade vetorial complexa definida como o produto da força pela respectiva velocidade. O fluxo de energia correspondente a parte real, denominada ativa, tem origem na região onde a estrutura é excitada e aponta na direção onde a energia é absorvida, fornecendo, assim, informações sobre a localização de

fontes e sorvedouros de energia e sobre os caminhos predominantes do fluxo de energia dentro da estrutura. A sua magnitude é obtida através da média temporal do produto da força instantânea por unidade de área pela componente em fase da velocidade. A sua direção é dada pelo vetor unitário normal à superfície de medição. A parte imaginária, denominada de potência reativa, porém, está associada à reflexão da energia injetada. Através dela, podem ser obtidas informações sobre a presença de campo próximo e modo de vibração (Gavric, Carniel e Pavic, 1990).

Os métodos utilizados para a estimativa do fluxo de potência podem ser classificados em quatro tipos principais, dependendo da frequência de análise e da sua aplicação teórico-experimental (Hambric, 1990): métodos experimentais, método dos elementos finitos, análise estatística de energia e elementos finitos usando analogia com a equação de condução de calor.

Neste trabalho, o fluxo de potência é estimado utilizando a resposta dinâmica obtida através de um modelo de elementos finitos de placas de Mindlin com 9 nós e livre do fenômeno de travamento. A formulação utilizada para o cálculo do fluxo de potência é a mesma usualmente aplicada na estimativa experimental (Pascal, Loyau e Mann, 1990), a qual é função apenas do grau de liberdade de flexão e é baseada na teoria clássica de placas.

## 2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO FLUXO DE POTÊNCIA EM PLACAS

Sabe-se que para a obtenção experimental do fluxo de potência em placas mede-se apenas a deflexão. Os graus de liberdade de rotação utilizados no modelo de Mindlin não são medidos. Desta forma, a equação utilizada para a estimativa do fluxo de potência é baseada na teoria clássica de placas em que, de modo análogo ao modelo de viga de Bernoulli-Euler, a inércia de rotação e a deformação por cisalhamento são consideradas nulas. A equação de movimento (Doyle, 1996) é obtida a partir da equação de equilíbrio de um elemento infinitesimal de placa e utilizando as leis constitutivas da elasticidade para obtenção dos tensores de tensão e deformação (Chen e Saleebs, 1994):

$$D\nabla^2[\nabla^2 w(x, y, t)] + \rho h \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} = F(t) \delta(x - x_o, y - y_o) \quad (1)$$

onde  $\rho$  é a densidade,  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$  o Laplaciano,  $F(t) \delta(x - x_o, y - y_o)$  a força externa aplicada no ponto  $(x_o, y_o)$ ,  $w$  o deslocamento fora do plano,  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$  a rigidez de flexão,  $E$  o módulo de elasticidade,  $h$  a espessura da placa e  $\nu$  o coeficiente de Poisson.

Supondo uma resposta harmônica, a solução da eq.(1) é dada por:

$$w(x, y, t) = (A_1 e^{-ik_x x} + B_1 e^{ik_x x}) (A_2 e^{-ik_y y} + B_2 e^{ik_y y}) e^{i\omega t} \quad (2)$$

onde  $w$  é o deslocamento fora do plano,  $A_1$  e  $B_1$  correspondem às amplitudes dos termos propagativos na direção  $x$ ,  $A_2$  e  $B_2$  na direção  $y$  e  $k_x$  e  $k_y$  os respectivos número de onda para os quais vale a seguinte relação:  $k_x^2 + k_y^2 = k^2$ .

Substituindo a solução dada em (2) na eq.(1), obtém-se o número de onda  $k$ :

$$k^4 = \frac{\omega^2 \rho h}{D} \quad (3)$$

A expressão do fluxo de potência é obtida somando-se o momento  $M$  e a força de cisalhamento  $Q$ , ou seja:

$$\begin{aligned} P_x(x, y) &= Q_x \dot{w} + M_{xy} \dot{\theta}_x + M_x \dot{\theta}_y \\ P_y(x, y) &= Q_y \dot{w} + M_{yx} \dot{\theta}_y + M_y \dot{\theta}_x \end{aligned} \quad (4)$$

Substituindo as expressões de  $M$  e  $Q$  utilizadas na obtenção da eq.(1) (Doyle, 1996), e passando a eq.(4) para o domínio da frequência, obtém-se a seguinte equação para o cálculo do fluxo de potência em placas (Pascal, Loyau e Carniel, 1993):

$$\begin{aligned} P_x(x, y, \omega) &= \frac{-iD}{2\omega} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 \dot{W}) \dot{W}^* - \left( \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial y^2} \right) \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial x} - \left( (1 - \nu) \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial y} \right) \right\} \\ P_y(x, y, \omega) &= \frac{-iD}{2\omega} \left\{ \frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 \dot{W}) \dot{W}^* - \left( \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x^2} \right) \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial y} - \left( (1 - \nu) \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial x} \right) \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

onde  $W$  é a amplitude complexa de  $w$ ,  $\omega = 2\pi f$ ,  $i = \sqrt{-1}$ .

A potência ativa é definida pela seguinte expressão:

$$\vec{I}(x, y, \omega) = \frac{1}{2} \Re \{ F(\omega) V(\omega)^* \} \quad (6)$$

Aplicando a eq.(6) em (5) e sabendo que  $\Re\{iZ\} = -\Im\{Z\}$ :

$$\vec{I}(x, y, \omega) = \frac{D}{2\omega} \Im \left\{ \nabla (\nabla^2 \dot{W}) \dot{W}^* - \nabla^2 \dot{W} \nabla \dot{W}^* - \frac{(1 - \nu)}{2} \nabla \times \nabla \times (\dot{W} \nabla \dot{W}^*) \right\} \quad (7)$$

onde  $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j}$  é o gradiente.

Considerando a hipótese de ondas propagativas e independentes e utilizando a relação  $\nabla^2 \dot{W} = -k^2 \dot{W}$ , a eq.(7) se reduz a:

$$\vec{I}(x, y, \omega) = \sqrt{D\rho h} \Im \left\{ \dot{W} \nabla \dot{W}^* \right\} \quad (8)$$

A potência reativa é definida pela expressão:

$$P_R = \frac{1}{2} \Im \{ F(\omega) V(\omega)^* \} \quad (9)$$

A expressão da potência reativa é obtida aplicando a eq.(9) em (5) e sabendo que  $\Im\{iZ\} = \Re\{Z\}$ :



$$\begin{aligned}
P_{R_x}(x, y, \omega) &= \frac{-D}{2\omega} \Re \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 \dot{W}) \dot{W}^* - \left( \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial y^2} \right) \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial x} - \left( (1 - \nu) \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial y} \right) \right\} \\
P_{R_y}(x, y, \omega) &= \frac{-D}{2\omega} \Re \left\{ \frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 \dot{W}) \dot{W}^* - \left( \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x^2} \right) \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial y} - \left( (1 - \nu) \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \dot{W}^*}{\partial x} \right) \right\}
\end{aligned} \tag{10}$$

É importante observar que a potência reativa total não pode ser obtida a partir da eq.(8) substituindo a parte imaginária pela parte real, pois tal substituição resulta na expressão da componente da potência ativa devida as forças  $Q_x$  e  $Q_y$ , conforme pode ser visto considerando o primeiro termo da eq.(10) e substituindo  $\nabla^2 \dot{W} = -k^2 \dot{W}$ :

$$\vec{P}_R^{Q_x, Q_y} = \sqrt{D\rho h} \Re \left\{ \nabla \dot{W} \dot{W}^* \right\} = \sqrt{D\rho h} \Re \left\{ \dot{W} \nabla \dot{W}^* \right\} \tag{11}$$

### 3. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A modelagem de placas utilizando a teoria de Kirchhoff (Clássica) resulta em frequências naturais mais altas por ser um modelo menos preciso, o qual despreza a deformação por cisalhamento. Desta forma, foi utilizado o modelo de placas de Mindlin (1951), no qual a deformação de cisalhamento e a inércia de rotação são consideradas não nulas e a linha reta normal à superfície neutra permanece reta após a deformação, porém não mais perpendicular à mesma. As equações de movimento para este modelo são dadas por Doyle (1996):

$$\begin{aligned}
q + Gh \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\partial w}{\partial x} - \psi_x \right] + Gh \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{\partial w}{\partial y} - \psi_y \right] &= \rho h \ddot{w} \\
\frac{1}{2} D \left[ (1 - \nu) \nabla^2 \psi_x + (1 + \nu) \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial \psi_x}{\partial x} + \frac{\partial \psi_y}{\partial y} \right) \right] + Gh \left[ \frac{\partial w}{\partial x} - \psi_x \right] &= \rho I_p \ddot{\psi}_x \\
\frac{1}{2} D \left[ (1 - \nu) \nabla^2 \psi_y + (1 + \nu) \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial \psi_x}{\partial x} + \frac{\partial \psi_y}{\partial y} \right) \right] + Gh \left[ \frac{\partial w}{\partial y} - \psi_y \right] &= \rho I_p \ddot{\psi}_y
\end{aligned} \tag{12}$$

onde  $w$  é o deslocamento normal,  $\psi_x$  e  $\psi_y$  são as rotações das linhas normais à superfície neutra,  $h$  a espessura da placa,  $\rho$  a densidade do material,  $G = E/2(1 + \nu)$  e  $I_p = h^3/12$ .

Interpolando  $\psi_x$ ,  $\psi_y$  e  $w$  através das variáveis nodais  $w_i$ ,  $\theta_{xi}$  e  $\theta_{yi}$ :

$$\begin{bmatrix} w \\ \psi_y \\ \psi_x \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 \\ 0 & 0 & -N_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{bmatrix} \tag{13}$$

onde  $N$  são as funções de forma e  $n$  o número de nós por elemento.

A deformação de cisalhamento  $\gamma$  e a curvatura  $\kappa$  são dadas por:

$$\gamma = \begin{bmatrix} \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial w}{\partial x} + \psi_x \\ \frac{\partial w}{\partial y} + \psi_y \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n B_{ci} \begin{bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{bmatrix} \tag{14}$$

$$\boldsymbol{\kappa} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \psi_x}{\partial x} \\ \frac{\partial \psi_y}{\partial y} \\ \frac{\partial \psi_x}{\partial y} + \frac{\partial \psi_y}{\partial x} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^n B_{fi} \begin{bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{bmatrix} \quad (15)$$

onde

$$B_{fi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -N_{i,x} \\ 0 & N_{i,y} & 0 \\ 0 & N_{i,x} & -N_{i,y} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$B_{ci} = \begin{bmatrix} N_{i,x} & 0 & N_i \\ N_{i,y} & -N_i & 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$

A energia de deformação é obtida a partir de um elemento infinitesimal de área  $da = dx dy$ :

$$\Pi = \frac{1}{2} \iint (\boldsymbol{\kappa}^T D_f \boldsymbol{\kappa}) da + \frac{1}{2} \iint (\boldsymbol{\gamma}^T D_c \boldsymbol{\gamma}) da \quad (18)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \iint (d^T B_f^T D_f B_f d) da + \frac{1}{2} \iint (d^T B_c^T D_c B_c d) da \quad (19)$$

onde

$$d = [ w_1 \quad \theta_{x1} \quad \theta_{y1} \quad \dots \quad w_n \quad \theta_{xn} \quad \theta_{yn} ]^T \quad (20)$$

$$D_f = D \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$D_c = \frac{Eh}{2(1-\nu)} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

As matrizes de rigidez de flexão e cisalhamento são obtidas através do princípio dos trabalhos virtuais  $\delta\Pi = 0$ , logo:

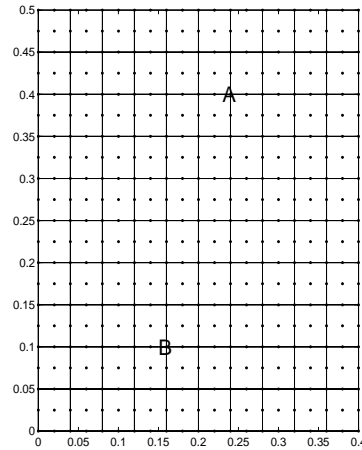
$$K_f = \iint B_f^T D_f B_f da \quad (23)$$

$$K_c = \iint B_c^T D_c B_c da \quad (24)$$

Sabe-se, que na aplicação da teoria de Mindlin em placas finas utilizando a formulação isoparamétrica, a integração completa da matriz de rigidez leva ao aparecimento de tensões de cisalhamento espúrias e ao fenômeno de travamento da malha. Uma solução para este problema é a modificação do polinômio de interpolação da deformação de cisalhamento de modo que a integração completa não leve ao enrijecimento da estrutura. Neste trabalho, foi utilizado o polinômio obtido por Donea e Lamain (1987), o qual permite a integração completa para obtenção da matriz de rigidez. Desta forma, os três modos de corpo rígido, fundamentais na obtenção da resposta do estrutura, são obtidos.

#### 4. RESULTADOS

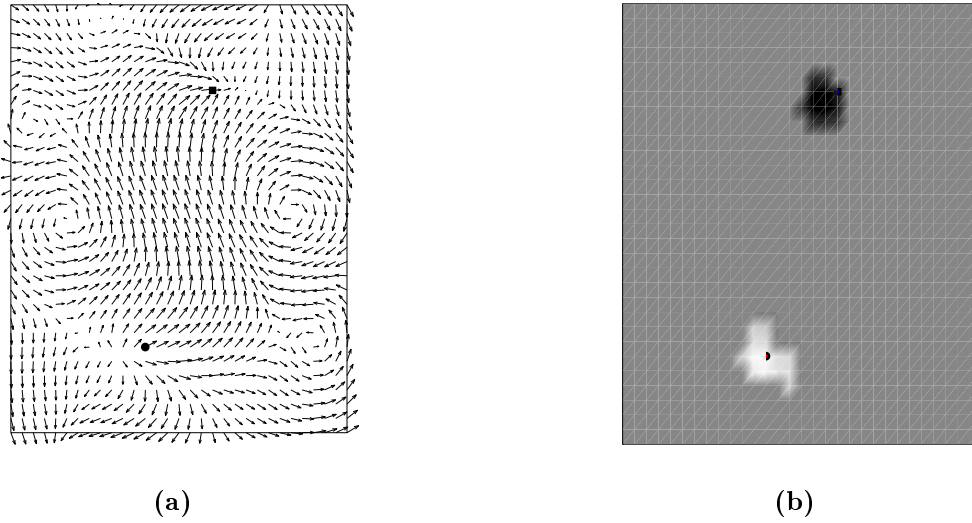
Para a simulação numérica do fluxo de potência é considerada uma placa de alumínio de  $0,4 \times 0,5 \times 0,001m$ . A modelagem é feita utilizando o elemento de placa de Mindlin com nove nós por elemento. São utilizados 10 elementos nas direções vertical e horizontal para a discretização da estrutura. A excitação é aplicada através de uma força unitária (representada pelo ponto 'A' na fig.1), possibilitando a entrada de energia no sistema. Os parâmetros do sorvedouro de energia (massa, rigidez e amortecimento) correspondentes ao ponto de fixação resiliente da placa (representado pelo ponto 'B' na fig.1) foram utilizados no modelo. A adição de massa no ponto de aplicação da excitação para simular o efeito da utilização de um excitador eletrodinâmico foi também considerada. A influência dos modos de ordem elevada foi incluída na obtenção da resposta da estrutura devido a sua importância na estimativa do fluxo de potência (Szwerc, Hambric e Erickson, 1988).



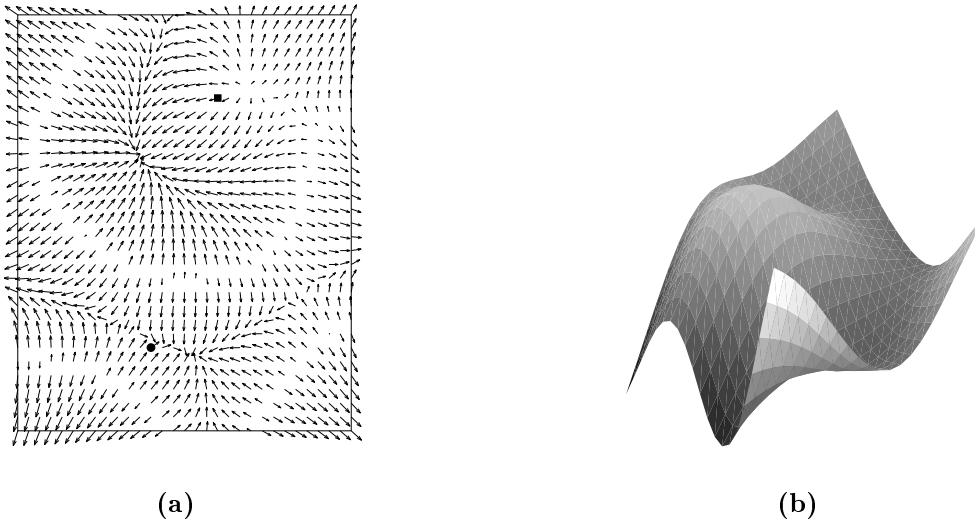
**Figure 1:** Discretização utilizada na placa mostrando ponto onde a placa é presa com suporte resiliente ('A') e o ponto de aplicação da excitação ('B').

A fig.2(a) mostra o mapa vetorial do fluxo de potência ativa. O divergente deste mapa (fig.2(b)) representa a variação do fluxo em cada ponto. A parte clara representa uma variação positiva indicando a presença da fonte e a parte escura uma variação negativa representado o sorvedouro de energia.

O mapa do fluxo de potência devido a  $Q_x$  e  $Q_y$  indica a posição das linhas nodais, permitindo a identificação do modo operacional de vibração (Alves e Arruda, 2000). Desta forma, para a estimativa do fluxo de potência reativa foi utilizada a eq.(11). O mapa obtido e o modo operacional correspondente são mostrados na fig.3.



**Figure 2:** Potência ativa (a) e divergente (b) em  $74Hz$ .



**Figure 3:** Potência reativa (a) e modo operacional da placa (b) em  $74Hz$ .

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho a teoria de placas de Mindlin foi utilizada na obtenção da resposta dinâmica da estrutura por ser mais precisa. O modelo foi obtido considerando elementos de nove nós sem travamento. Para a simulação numérica do fluxo de potência foi utilizada uma expressão já validada experimentalmente a qual é baseada na teoria clássica de placas. Observou-se que o mapa de fluxo de potência ativos obtidos permitiu a identificação da fonte e sorvedouro de energia. A parte reativa, por outro lado, permitiu a identificação do modo operacional de vibração através das linhas nodais. Este tipo de análise encontra aplicação na localização de fontes e sorvedouros de energia em estruturas para controle de vibração e ruído.

## Agradecimentos

Os autores são gratos à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelo apoio dado a este projeto.

## REFERÊNCIAS

- Alves, P. S. L. e Arruda, J. R. F. (2000), Power flow estimation using pulse espi, *in* 'Proc. of the 4th Int. Conf. on Vibration Measurements by Laser Techniques: Advances and Applications', Ancona, Italy. A ser publicado.
- Chen, W.-F. e Saleebs, A. F. (1994), *Constitutive equations for engineering materials*, John Wiley & Sons.
- Donea, J. e Lamain, L. G. (1987), 'A modified representation of transverse shear in  $c^0$  quadrilateral plate elements', *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* **63**, 183–207.
- Doyle, J. F. (1996), *Wave Propagation in Structures: a spectral analysis approach*, 2nd ed, John Wiley & Sons.
- Gavric, L., Carniel, X. e Pavic, G. (1990), Structure-born intensity fields in plates, beams and plate-beam assemblies, *in* 'Proc. of the 3rd Int. Congress on Intensity Techniques', Senlis, France, pp. 223–230.
- Hambric, S. A. (1990), 'Power flow and mechanical intensity calculations in structural finite element analysis', *J. of Vibration and Acoustics* **112**, 542–549.
- Mindlin, R. D. (1951), 'Influence of rotatory inertia and shear on flexural motions of isotropic, elastic plates', *ASME Journal of Applied Mechanics* **18**, 31–38.
- Pascal, J. C., Loyau, T. e Carniel, X. (1993), 'Complete determination of structural intensity in plates using laser vibrometers.', *Journal of Sound and Vibration* **161**(3), 527–531.
- Pascal, J. C., Loyau, T. e Mann, J. A. (1990), Structural intensity from spatial fourier transformation and bahim acoustical holography method., *in* 'Proc. of the 3rd Int. Congress on Intensity Techniques', Senlis, France, pp. 197–204.
- Szwerc, R. P., Hambric, S. A. e Erickson, M. J. (1988), A comparison of experimental and finite element structural intensities on an aluminum ribbed panel, *in* 'Noise-Con', pp. 359–364.

# IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS E RECONSTRUÇÃO DE FORÇA ATRAVÉS DO MÉTODO DAS FUNÇÕES ORTOGONAIS

**Ricardo Pereira Pacheco** (*rpacheco@mecanica.ufu.br*)

**Valder Steffen Jr.** (*vsteffen@mecanica.ufu.br*)

**Domingos Alves Rade** (*domingos@ufu.br*)

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica  
38400-902, Uberlândia-MG, Brasil

## Resumo

A identificação de parâmetros estruturais e forças de excitação em sistemas mecânicos pode ser realizada utilizando-se o método das funções ortogonais. Neste método, os sinais temporais envolvidos na equação de movimento do sistema são expandidos em séries de funções ortogonais. Integrando-se a equação diferencial de movimento e utilizando-se a propriedade de integração das séries ortogonais, através da matriz operacional de integração, obtém-se uma equação algébrica que permite identificar os parâmetros estruturais ou as forças de excitação do sistema. Um programa computacional desenvolvido para aplicar este método permite escolher entre seis tipos de funções ortogonais: séries de Fourier, polinômios de Legendre, polinômios de Jacobi, séries de Chebyshev, funções Block-Pulse e funções de Walsh. A viabilidade de aplicação do método das funções ortogonais na identificação de sistemas contínuos é realizada a partir do estudo de uma barra em vibração transversal, modelada por elementos finitos.

**Palavras-chave:** identificação, funções ortogonais, domínio do tempo

## 1. INTRODUÇÃO

A identificação de parâmetros de sistemas é um assunto que se encontra dentro de uma área mais ampla, qual seja a dos problemas inversos. Na área de Engenharia Mecânica, a identificação de parâmetros, tanto modais (frequências naturais, fatores de amortecimento modais e modos de vibrar) como estruturais (matrizes de inércia, de amortecimento e de rigidez), têm sido usados em ajuste de modelos de elementos finitos, controle, detecção de falhas, dentre outros.

Outro problema pertencente à classe dos problemas inversos que tem sido objeto de estudo é o da identificação de forças de excitação a partir de respostas dinâmicas. Isto pode ser de grande valia quando não se tem acesso ao local de aplicação da força, ou este é desconhecido, ou quando a introdução de um transdutor de força poderia modificar significativamente as características dinâmicas da estrutura (Genaro and Rade, 1998).

Vários tipos de funções ortogonais têm sido utilizados para análise, identificação e controle de sistemas dinâmicos, tais como: funções Walsh, polinômios de Laguerre, funções Block-Pulse, polinômios de Legendre, séries de Chebyshev, polinômios de Jacobi, séries de Fourier e polinômios de Hermite (Pacheco and Steffen, 1999a).

Neste trabalho, alguns tipos de funções ortogonais foram utilizados para identificação de parâmetros modais e reconstrução de forças de excitação. A aplicação de uma propriedade para integração de funções ortogonais no domínio do tempo, permite transformar a equação

diferencial de movimento que rege o sistema, numa equação algébrica cuja solução nos permite determinar os parâmetros desejados ou as forças de excitação, de acordo com o caso estudado.

Apresenta-se, na seqüência, uma breve descrição das funções ortogonais, a formulação da técnica de identificação e alguns casos, nos quais aplica-se a técnica de identificação do domínio do tempo ao problema da vibração transversal de barras modeladas por elementos finitos.

## 2. FUNÇÕES ORTOGONAIS

Um conjunto de funções ortogonais  $\{\phi_i(t)\}$ ,  $i = 1, 2, 3, \dots$  é dito *ortogonal* no intervalo  $[a, b]$  se:

$$\int_a^b \phi_m(t) \phi_n(t) dt = K_{mn}, \quad \text{onde: } \begin{cases} K_{mn} = 0 & \text{se } m \neq n \\ K_{mn} \neq 0 & \text{se } m = n \end{cases}$$

Se  $K_{mn}$  for o delta de Kronecker, o conjunto de funções  $\{\phi_i(t)\}$  é denominado *ortonormal*. A seguinte propriedade para integrações sucessivas no domínio do tempo, de uma base vetorial de funções ortonormais truncada com  $r$  termos, se verifica:

$$\underbrace{\int_0^t \dots \int_0^t}_{n \text{ vezes}} \{\phi(\tau)\} (d\tau)^n \equiv [P]^n \{\phi(t)\} \quad (1)$$

onde:  $[P] \in \mathfrak{R}^{r,r}$  é uma matriz quadrada com elementos constantes, chamada matriz operacional

$$\{\phi(t)\} = \{\phi_0(t) \quad \phi_1(t) \quad \dots \quad \phi_{r-1}(t)\}^T \text{ é a base vetorial da série ortogonal}$$

Uma breve descrição das funções ortogonais utilizadas neste trabalho pode ser encontrada em Pacheco *at al.* (1999).

## 3. TÉCNICA DE IDENTIFICAÇÃO NO DOMÍNIO DO TEMPO

A técnica de identificação proposta pode ser formulada para utilizar qualquer um dos três tipos possíveis de resposta de sistemas mecânicos: deslocamento, velocidade ou aceleração, tanto de sistemas livres como de sistemas forçados. Em razão da formulação para estes três tipos de resposta serem muito semelhantes, será apresentada apenas a formulação em termos do deslocamento.

### 3.1 Identificação de Parâmetros

A equação do movimento para um sistema com  $N$  g.d.l. é dada por:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

onde  $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K] \in \mathfrak{R}^{N,N}$  são, respectivamente, as matrizes de inércia, amortecimento e rigidez,  $\{x(t)\} \in \mathfrak{R}^{N,1}$  é o vetor dos deslocamentos e  $\{f(t)\} \in \mathfrak{R}^{N,1}$  é o vetor das forças de excitação.

Integrando a Eq. (2) duas vezes no intervalo  $[0, t]$ , obtém-se:

$$\begin{aligned} & [M] \left( \{x(t)\} - \{x(0)\} - \{\dot{x}(0)\}t \right) + [C] \left( \int_0^t \{x(\tau)\} d\tau - \{x(0)\}t \right) + \\ & + [K] \int_0^t \int_0^t \{x(\tau)\} d\tau^2 = \int_0^t \int_0^t \{f(\tau)\} d\tau^2 \end{aligned} \quad (3)$$

onde  $\{x(0)\}$  e  $\{\dot{x}(0)\}$  são os vetores das condições iniciais de deslocamento e velocidade, respectivamente.

Os sinais  $\{x(t)\}$  e  $\{f(t)\}$  podem ser expandidos em séries de funções ortogonais truncadas com  $r$  termos, como se segue:

$$\{x(t)\} = [X]\{\phi(t)\} \quad \{f(t)\} = [F]\{\phi(t)\} \quad (4)$$

onde:  $[X] \in \mathfrak{R}^{N,r}$  é a matriz dos coeficientes da expansão de  $\{x(t)\}$   
 $[F] \in \mathfrak{R}^{N,r}$  é a matriz dos coeficientes da expansão de  $\{f(t)\}$

Substituindo a Eq. (4) na Eq. (3) e aplicando a propriedade para integração dada pela Eq. (1), o seguinte sistema de equações algébricas é obtido:

$$[H][J] = [E] \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{onde: } [H] &= \begin{bmatrix} [M] & -[M]\{x(0)\} & -[M]\{\dot{x}(0)\} - [C]\{x(0)\} & [C] & [K] \end{bmatrix} \\ [J] &= \begin{bmatrix} [X]^T & \{e\} & [P]^T \{e\} & [P]^T [X]^T & [P]^T {}^2[X]^T \end{bmatrix}^T \\ [E] &= [F][P]^2 \end{aligned}$$

Nesta equação,  $\{e\} \in \mathfrak{R}^{r,1}$  é um vetor constante cuja forma depende da escolha particular da série ortogonal: para as funções Block-Pulse,  $\{e\} = \{1 \ 1 \ \dots \ 1\}^T$ ; para as séries de Fourier, Chebyshev, Legendre, Jacobi e Walsh,  $\{e\} = \{1 \ 0 \ \dots \ 0\}^T$ .

Resolvendo-se o sistema (5) para a matriz  $[H]$  obtém-se o modelo estrutural do sistema, representado pelas matrizes  $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K]$ , e as condições iniciais. Uma solução computacionalmente estável para (5) pode ser conseguida através do método dos mínimos quadrados combinado com a técnica da decomposição em valores singulares.

Se as respostas livres são utilizadas, um sistema de equações similar a (5) é obtido, com:

$$\begin{aligned} [H] &= \begin{bmatrix} \{x(0)\} & \{\dot{x}(0)\} + [M]^{-1}[C]\{x(0)\} & -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \end{bmatrix} \\ [J] &= \begin{bmatrix} \{e\} & [P]^T \{e\} & [P]^T [X]^T & [P]^T {}^2[X]^T \end{bmatrix}^T \end{aligned}$$



$$[E] = [X]$$

Como se pode ver nas equações acima, não é possível identificar, separadamente, as matrizes  $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K]$  quando as respostas livres são utilizadas. Porém, independentemente do tipo de resposta, sempre é possível formar a seguinte matriz de estado cujas auto-soluções fornecem as frequências naturais, os fatores de amortecimento modais e os modos complexos de vibração do sistema:

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix} \in \mathfrak{R}^{2N, 2N}$$

Devido a restrições práticas, geralmente é impossível usar um número de sensores igual ao número de modos que contribuem para a resposta. Assim, a fim de se criar um modelo matemático superdimensionado a partir de um número reduzido de instrumentação, uma técnica denominada *Técnica das Estações Transformadas* tem sido utilizada, juntamente com o conceito de *Fator de Confiança Modal (FCM)*. O FCM é usado para separar os modos estruturais dos modos computacionais. Detalhes são dados em Pacheco and Steffen (1999b).

### 3.2 Identificação de Força

A metodologia para identificação de força é similar àquela apresentada na seção anterior para identificação de parâmetros modais. Considerando-se que as matrizes  $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K]$  são conhecidas, é necessário apenas rearranjar a Eq. (5) para estimação da matriz  $[F]$ , a qual contém os coeficientes das forças de excitação. Neste caso, as matrizes em (5) são dadas por:

$$[H] = \begin{bmatrix} [F] \parallel [M]\{x(0)\} \parallel [M]\{\dot{x}(0)\} + [C]\{x(0)\} \\ [P]^T \parallel \{e\} \parallel [P]^T \{e\} \end{bmatrix}^T$$

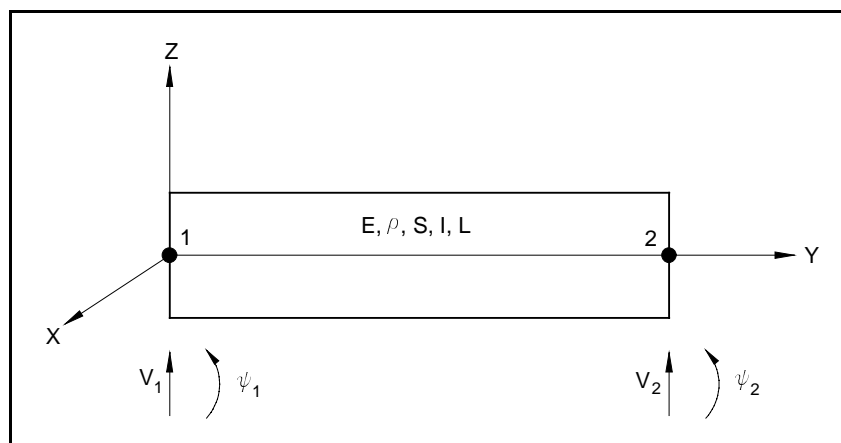
$$[E] = [M][X] + [C][X][P] + [K][X][P]^2$$

Resolvendo o sistema (5) para a matriz  $[H]$ , é possível identificar as condições iniciais e os coeficientes da expansão das forças de excitação.

O método das estações transformadas não pode ser aplicado a sistemas sujeitos a excitação, já que sua formulação é obtida a partir das equações do movimento livre. Em função disto, torna-se necessário conhecer a resposta em todos os g.d.l. do modelo, o que representa grande restrição à aplicação das funções ortogonais para o problema de identificação de forças.

## 4. ESTUDO DE BARRAS EM FLEXÃO POR ELEMENTOS FINITOS

Aqui a formulação utilizada para barras em flexão seguiu Lalanne *at al.* (1983). Neste caso, consideram-se barras do tipo Bernoulli-Euler, ou seja, os efeitos secundários de cisalhamento transversal e inércia de rotação são desprezados. Cada elemento de barra possui dois nós e cada nó tem 2 g.d.l.: uma translação e uma rotação, como mostra a Figura 1.



**Figura 1** – Elemento de barra em flexão

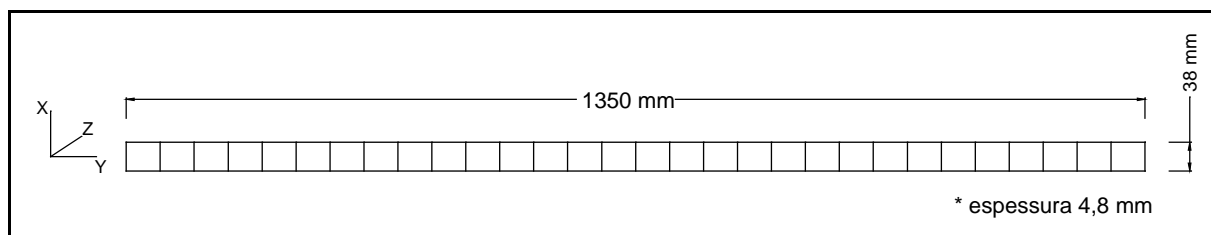
As propriedades físicas e geométricas do elemento de barra são representadas pelo módulo de elasticidade normal (E), densidade ( $\rho$ ), área da seção transversal (S), módulo de inércia de área em relação ao eixo X (I) e pelo comprimento do elemento (L).

O vetor de deslocamento nodal é dado por:

$$\delta = [v_1 \quad \psi_1 \quad v_2 \quad \psi_2]^T \quad (6)$$

## 5. APLICAÇÕES

Nas simulações numéricas utilizou-se uma barra de alumínio de seção transversal retangular em vibração de flexão, com condições de contorno livres. Tal barra foi modelada por elementos finitos utilizando-se 30 elementos. O modelo físico da estrutura é mostrado na figura abaixo.



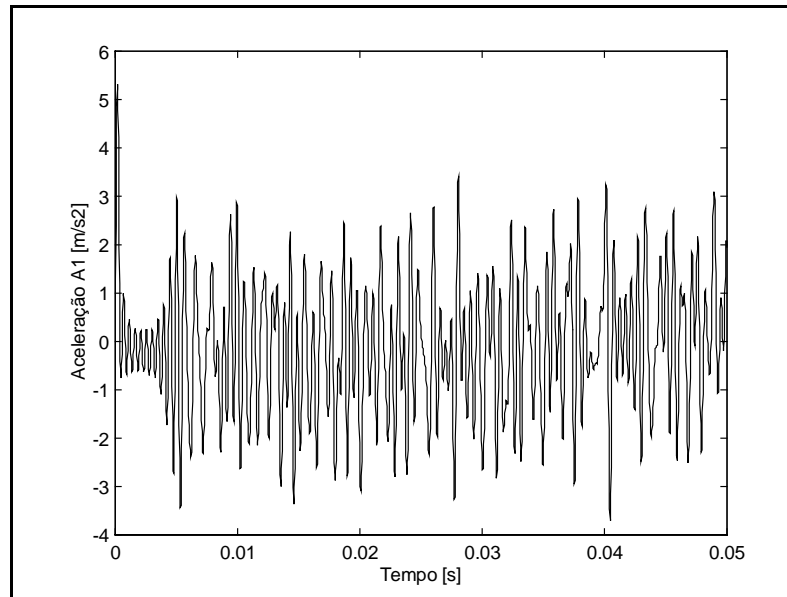
**Figura 2** – Modelo físico da barra

### 5.1 Identificação de Parâmetros Modais

A partir do modelo paramétrico global da estrutura, calculou-se a resposta do sistema, levando-se em conta a contribuição dos 20 primeiros modos e 2048 pontos no intervalo de 0 a 0,05 s, com a condição inicial  $\dot{x}_3(0) = 1 \text{ m/s}$ . A Figura 3 mostra a aceleração do nó 1 na direção Z, ao longo do tempo.

Para o processo de identificação, utilizaram-se as respostas de aceleração dos nós 1, 2, 3 e 4, e foram criadas mais 20 estações transformadas ou assumidas. Utilizou-se a série de Fourier com 81 termos na expansão ( $r=81$ ). Os resultados com as frequências naturais ( $f$ ) e os fatores de amortecimento ( $\xi$ ) exatos e identificados são apresentados na Tabela 1. Os valores

exatos foram obtidos através da solução do problema de auto-valores definido a partir do modelo elementos finitos acima mencionado.



**Figura 3** – Aceleração do nó 1 na direção Z

**Tabela 1** – Parâmetros modais exatos e identificados

MODO	$f_e$ [Hz]	$f_i$ [Hz]	$\xi_e$	$\xi_i$
1	0,0	0,0	-	-
2	0,0	0,0	-	-
3	13,5	13,5	0,00	0,00
4	37,2	37,3	0,00	0,01
5	72,9	72,9	0,00	0,00
6	120,5	120,5	0,00	0,00
7	180,0	180,0	0,00	0,00
8	251,4	251,4	0,00	0,00
9	334,7	334,7	0,00	0,00
10	429,8	429,8	0,00	0,00
11	536,9	536,9	0,00	0,00
12	655,8	655,8	0,00	0,00
13	786,7	786,7	0,00	0,00
14	929,6	929,6	0,00	0,00
15	1084,5	1084,5	0,00	0,00
16	1251,6	1251,6	0,00	0,00
17	1430,9	1430,9	0,00	0,00
18	1622,6	1622,5	0,00	0,00
19	1826,7	1826,6	0,00	0,00
20	2043,5	2043,4	0,00	0,00

Obs.: Os sub-índices  $e$  e  $i$  indicam, respectivamente, valores exatos e identificados.

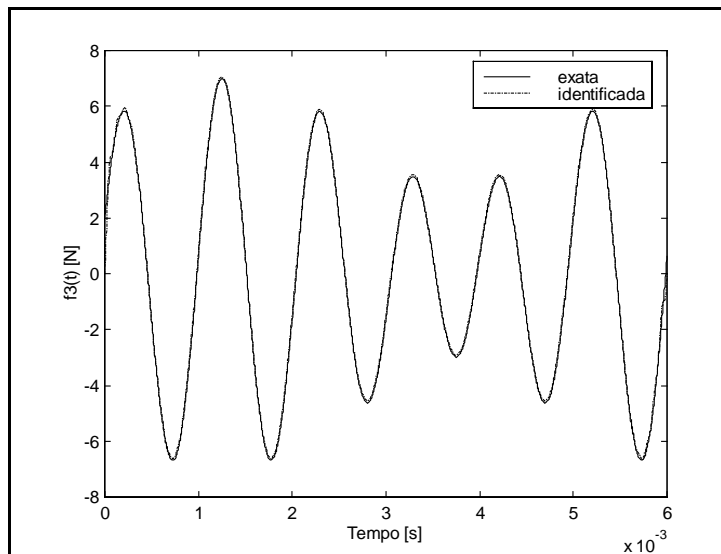
## 5.2 Identificação de Forças Excitadoras

Para o problema de identificação de força, foi aplicada uma excitação periódica com dois harmônicos no nó 2 definida por:

$$f_3(t) = 5 \sin(2000 \pi t) + 2 \cos(1600 \pi t) \text{ [N]}$$

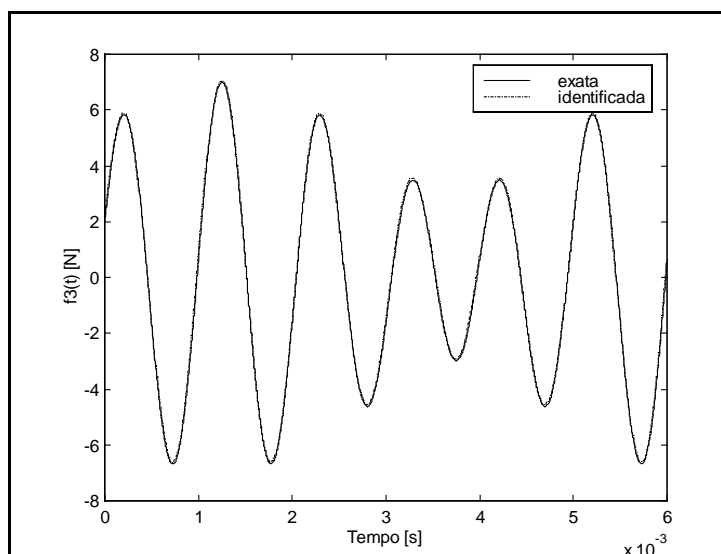
Através do método de Runge-Kutta de 4ª ordem, as respostas utilizadas no processo de identificação foram geradas no intervalo [0 ; 0,006] s. Neste caso o sinal de saída usado foi o da velocidade.

A Figura 4 apresenta o gráfico da força identificada através das séries de Fourier (r=151). O erro relativo cometido comparando-se com o valor RMS do sinal foi de 3,4%.



**Figura 4** – Forças exata e identificada – séries de Fourier

O resultado obtido fazendo-se a expansão com as funções Block-Pulse (r=512) é mostrado na Figura 5. O erro em relação ao valor RMS foi de 2,7%.



**Figura 5** – Forças exata e identificada – funções Block-Pulse

Ao se introduzir ruído nos sinais de resposta, observa-se que o método utilizado é relativamente robusto. Foi possível observar que até 3% de ruído aleatório sobre os sinais de resposta, implicaram em erros inferiores a 5% nos resultados apresentados. Para níveis superiores de ruído, pode ser empregada a técnica das variáveis instrumentais (Seibold, 1997).

## 6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, mostrou-se como as funções ortogonais podem ser empregadas para a identificação de parâmetros modais e reconstrução de força em sistemas mecânicos.

Os resultados obtidos mostram que este método de identificação no domínio do tempo pode ser aplicado a estruturas contínuas modeladas por elementos finitos e indicam a viabilidade de aplicação em estruturas reais.

Pretende-se, na seqüência deste trabalho, realizar um procedimento experimental visando a identificação modal de uma barra com as mesmas características da que foi utilizada nas simulações apresentadas.

No caso de identificação de força, talvez a aplicação de algum método de redução de modelos ajude a contornar o problema relacionado à necessidade de se instrumentar todos os g.d.l. envolvidos.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Genaro, G., Rade, D. A., 1998, Input Force Reconstruction in the Time Domain, Proc. (in CD) of the 16<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference, Santa Barbara - CA, USA.
- Lallane, M., Berthier, P., Hagopian, J. D., 1983, “Mechanical Vibrations for Engineers”, John Wiley and Sons, Northern Ireland, 266 p.
- Pacheco, R. P., Steffen Jr., V., 1999a, “Using Orthogonal Functions for Time Domain Identification”, Proc. of the 6th Pan-American Congress of Applied Mechanics and 8th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, Rio de Janeiro, Brazil, vol. 8, pp. 1469-1472
- Pacheco, R. P., Steffen Jr., V., 1999b, “On Time Domain Identification Using Orthogonal Functions”, Proc. (in CD) of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences – DETC’99 – Design for the Next Millenium, Las Vegas-NV, 12-16 Sept.
- Pacheco, R. P., Steffen Jr., V., Rade, D. A., 1999, “Time Domain-Based Identification of Modal Parameters and Excitation Forces Using Orthogonal Functions”, Proc. (in CD) of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, Brazil, 21-26 Nov.
- Seibold, S., 1997, “Identification of Physical Parameters Using an Instrumental Variables Technique”, MSSP – Mechanical Systems and Signal Processing, 11(3), pp. 425-439

# UTILIZAÇÃO DE OBSERVADORES DE ESTADO E ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS NA LOCALIZAÇÃO DE FALHAS

**Gilberto Pechoto de Melo**

**Gilson Ferreira de Lemos**

**Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos**

UNESP/Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica.  
Av. Brasil Centro 56, CEP 15385-000. Ilha Solteira, S.P. E-mail: gilberto@dem.feis.unesp.br

## Resumo

Em alguns sistemas mecânicos, há a necessidade de um monitoramento constante, devido às suas particularidades e probabilidades de falhas maiores. Com o auxílio de modelos teóricos bem definidos, alguns métodos de identificação de parâmetros, observadores de estado e auxílio à decisão é possível monitorar os parâmetros dos sistemas, fazendo-se assim uma supervisão periódica evitando possíveis falhas ou sanando-as o mais rápido possível. Neste trabalho, desenvolve-se uma metodologia para detecção e localização de falhas utilizando uma combinação das propostas feitas por Ibrahim, Fourier e Luenberger, através da resposta transiente de sistemas. Ibrahim e Fourier apresentam técnicas de identificação de parâmetros no domínio do tempo e Luenberger apresenta os observadores de estado, que podem reconstruir os estados não medidos ou os valores provenientes de pontos de difícil acesso no sistema. Neste caso, pode-se detectar falhas nestes pontos sem fazer suas medidas, podendo monitorá-las através das reconstruções dos estados

**Palavras-chave:** Identificação de Parâmetros, Detecção de Falhas, Observadores de Estado, Séries de Fourier

## 1. INTRODUÇÃO

A ciência tem dedicado especial atenção nos últimos anos à construção de modelos matemáticos capazes de representar o comportamento dinâmico dos mais variados tipos de sistemas. Particularmente, no caso dos sistemas mecânicos vibratórios, tem-se que descrever matematicamente seu comportamento dinâmico, partindo de modelos físicos preestabelecidos. Desta forma, escreve-se as chamadas equações do movimento, com base nas leis básicas que regem os fenômenos envolvidos. A análise dinâmica, feita em seguida, depende da integração de tais equações, o que pode ser feito tanto por métodos analíticos como numéricos. Assim, passa-se a conhecer a resposta do sistema a diferentes tipos de excitação, sendo possível, daquilo que se aprendeu na análise, elaborar recomendações de projeto, penetrando-se dentro da engenharia propriamente dita. Entretanto, é comum, nas equações diferenciais representativas dos Sistemas dinâmicos, alguns ou vários parâmetros serem desconhecidos, geralmente pela impossibilidade ou inviabilidade de obtenção de seus valores através de medidas diretas das grandezas físicas que eles representam dentro do modelo. É dentro do contexto acima que recorre-se a técnicas de identificação de parâmetros como visto em Ibrahim (1973 e 1977) e (Melo & Steffen, 1994), onde procura-se determinar os valores desconhecidos, pela manipulação dos sinais de excitação e de resposta e das variáveis de estado do sistema. Em anos recentes, tem-se desenvolvido vários métodos para a

identificação de parâmetros de sistemas dinâmicos utilizando funções ortogonais. Os processos de identificação a partir destes tipos de funções começam com a construção de uma matriz operacional para a integração de vetores de bases ortogonais, o que permite a conversão de um conjunto de equações diferenciais em um conjunto de equações algébricas que é então resolvido para se obter os parâmetros desconhecidos, sendo que o método utilizado neste trabalho via funções ortogonais emprega funções de Fourier e opera no domínio do tempo.

Há aproximadamente duas décadas que o problema de detecção de falhas tem sido estudado extensivamente na literatura, basicamente utilizando técnicas através de observadores de estado e/ou métodos de estimação de parâmetros verificados em Luenberger (1971 e 1979) e Isermann (1995). Quanto a utilização destas metodologias utilizando modelos em sistemas de controle ou para detecção de falhas em sensores e instrumentos, pode-se mencionar algumas mais utilizadas: observadores de Luenberger, observadores dedicados, detecção através de filtros, consistência de espaço, observadores robustos para entradas desconhecidas citados em Minamide *et al* (1997) e em Huh & Stein (1994 e 1995). Neste trabalho a detecção de falhas é verificada em sistemas transientes utilizando as técnicas de Ibrahim, Fourier e Observadores de Estado.

## 2. MÉTODOS UTILIZADOS PARA DETECÇÃO DE FALHAS

### 2.1 Método dos Observadores de Estado

Para um sistema linear, invariante no tempo tem-se:

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{u(t)\} + [G]\{w(t)\} \quad (2.1)$$

$$\{y(t)\} = [C_{me}]\{x(t)\} + [D]\{u(t)\} + \{v(t)\} \quad (2.2)$$

Onde  $[A] \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ,  $[B] \in \mathbb{R}^{n \times p}$ ,  $[C_{me}] \in \mathbb{R}^{k \times n}$ ,  $[D] \in \mathbb{R}^{k \times p}$ ,  $[G] \in \mathbb{R}^{n \times i}$ ;  $n$  a ordem do sistema,  $p$  o número de entradas ( $u$ ),  $k$  o número de saídas ( $y$ ) e  $i$  o número de entradas ruidosas ( $w$ ).  $w$  e  $v$  têm a seguinte matriz de covariância:  $E(w) = E(v) = [0]$ ;  $E(ww') = [Q]$ ;  $E(vv') = [R]$  e  $E(wv') = [0]$ , onde  $[Q] \in \mathbb{R}^{i \times i}$  e  $[R] \in \mathbb{R}^{k \times k}$

Um Observador de Estado para este sistema é dado por:

$$\{\bar{\dot{x}}(t)\} = [A]\{\bar{x}(t)\} + [B]\{u(t)\} + [L] (\{y(t)\} - \{\bar{y}(t)\}) \quad (2.3)$$

$$\{\bar{y}(t)\} = [C_{me}]\{\bar{x}(t)\} \quad (2.4)$$

onde  $[L]$  é a matriz do observador (Bhattacharayya, 1995). O erro de estimação de estado fica:

$$\{e(t)\} = \{\bar{x}(t)\} - \{x(t)\} \quad (2.5)$$

e o erro de estimação na saída (resíduo):

$$\{\varepsilon(t)\} = \{\bar{y}(t)\} - \{y(t)\} \quad (2.6)$$

Substituindo as equações (2.1), (2.2), (2.3) e (2.4) em (2.5) e (2.6) tem-se:

$$\{\dot{e}(t)\} = ([A] - [L][C_{me}])\{e(t)\} + [L][D]\{u(t)\} + [L]\{v(t)\} - [G]\{w(t)\} \quad (2.7)$$

### 2.1.1 Índices de Performance e Condicionamento das Matrizes dos Observadores

O objetivo é analisar índices de performance, obtidos através da teoria de norma de matrizes, que avaliem os efeitos que levam um observador de estado a se tornar mal condicionado e determinar um índice principal que seja utilizado como referência. Os índices de performance são índices obtidos através da análise da norma da matriz dos autovetores do sistema analisado. Se o valor deste Índice é próximo da unidade, o Sistema é dito bem condicionado, caso contrário é dito mal condicionado. Este mal condicionamento das matrizes acarreta em uma sensibilidade elevada em relação a perturbações e erros de ordem numérica na resolução do sistema de equações diferenciais (Ge & Fang, 1988).

Simplificando-se a equação (2.7) para análise transiente quanto aos ruídos presentes tem-se:

$$\{\dot{e}(t)\} = ([A] - [L][C_{me}]) \{e(t)\} = [A_2] \{e(t)\} \quad (2.8)$$

onde  $[A_2] = [A] - [L][C_{me}]$ . Para caracterizar o modo transiente do observador para o erro de estimação inicial desconhecido  $e(0) = x(0) - \bar{x}(0)$ , a matriz do observador  $[A_2]$  pode ser decomposta utilizando o método de decomposição de valores singulares, (Huh & Stein, 1994):

$$[A_2] = [U_{A_2}] [\Sigma_{A_2}] [V_{A_2}]^T \quad (2.9)$$

$[U_{A_2}]$  e  $[V_{A_2}]$  são as matrizes singulares esquerda e direita respectivamente, definidas como:

$$[U_{A_2}] = [\{u_1\} \{u_2\} \{u_3\} \dots \{u_n\}]_{A_2} \quad [V_{A_2}] = [\{v_1\} \{v_2\} \{v_3\} \dots \{v_n\}]_{A_2}$$

$$[\Sigma_{A_2}] = \text{Diag}[\{\sigma_1\} \{\sigma_2\} \{\sigma_3\} \dots \{\sigma_n\}]_{A_2}$$

Utilizando as equações (2.8) e (2.9) e Huh & Stein, 1995, pode-se descrever o índice  $k_2[A_2]$ , que é a condição da matriz do observador  $[[A] - [L][C_{me}]$  em termos da norma  $L_1$ :

$$k_1[R] = \|R\|_1 \|R^{-1}\|_1 \quad (2.10)$$

## 2.2 MÉTODO DE IBRAHIM

Esse método de identificação é desenvolvido no domínio do tempo e são utilizadas as seguintes equações de movimento:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (2.11)$$

onde  $[M]$  é a matriz massa,  $[C]$  amortecimento e  $[K]$  rigidez. Em equações de estado tem-se:

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} + [B]\{F(t)\} \quad (2.12)$$

$$\{x(t)\} = \begin{bmatrix} \{X(t)\} \\ \{\dot{X}(t)\} \end{bmatrix}; \quad [A] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1}[C] \end{bmatrix}; \quad [B] = \begin{bmatrix} [0] \\ [M]^{-1} \end{bmatrix}. \text{Na resposta livre tem-se:}$$

$$\{\dot{x}(t)\} = [A]\{x(t)\} \quad (2.13)$$



Os parâmetros desconhecidos em [A], são determinados notando que em qualquer instante de tempo, a equação (2.13) é satisfeita. Assim tomando as velocidades, acelerações e deslocamentos em dois instantes de tempo a equação resultará em um sistema de equações diferenciais de coeficientes constantes. Pós multiplicando-a por  $\{x(t)\}^{-1}$ , tem-se:

$$[A] = \{\dot{x}(t)\}\{x(t)\}^{-1} \quad (2.14)$$

### 2.3 MÉTODO DAS SÉRIES DE FOURIER

O método de identificação utilizando as Séries de Fourier pode ser resumido em três etapas fundamentais:

- 1) Expansão da excitação e da resposta em séries de Fourier.
- 2) Integração das equações do movimento e emprego de uma matriz operacional para integração das séries de Fourier.
- 3) Estimativa dos parâmetros pelo método dos mínimos quadrados.

Para sistemas mecânicos com vários (n) graus de liberdade, o movimento pode ser representado pela equação matricial (2.13), onde

$\{x(t)\}^T = \{ \{x_1(t)\} \quad \{x_2(t)\} \quad \{x_3(t)\} \dots \{x_n(t)\} \}$  é o vetor dos deslocamentos;

$\{f(t)\}^T = \{ \{f_1(t)\} \quad \{f_2(t)\} \quad \{f_3(t)\} \dots \{f_n(t)\} \}$  é o vetor das forças de excitação e

A equação de movimento (2.11) pode ser rearranjada utilizando-se formulação de estado, e integrando duas vezes segue:

$$\begin{bmatrix} \int_0^t \{x(\tau)\} d\tau \\ 0 \\ \{x(t)\} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{x(0)\} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \{x(0)\} \\ \{\dot{x}(0)\} \end{bmatrix} t + [A] \begin{bmatrix} \int_0^t \int_0^\tau \{x(\tau)\} d\tau^2 \\ 0 \\ \int_0^t \{x(\tau)\} d\tau \end{bmatrix} - [A] \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{x(0)\} \end{bmatrix} t = [B] \left\{ \int_0^t \int_0^\tau \{f(\tau)\} d\tau^2 \right\} \quad (2.15)$$

Expandindo  $\{x_i(t)\}$  e  $\{f_i(t)\}$ ,  $i=1,n$  em séries de Fourier tem-se:

$$\{x_i(t)\} = \{X_i\} \{\Phi(t)\}$$

$$\{f_i(t)\} = \{F_i\} \{\Phi(t)\}, i = 1, n \quad (2.16)$$

Onde  $\Phi(t)$  é formada por funções linearmente independentes e ortogonais em  $(0,T)$ :

$$\{\Phi(t)\} = \{\Phi_0(t), \Phi_1(t), \dots, \Phi_r(t), \Phi_1^*(t), \dots, \Phi_r^*(t)\} \text{ onde}$$

$$\Phi_n(t) = \cos(2z\pi/T), z=0,1,2,3,\dots,r, \quad \text{e} \quad \Phi_n^*(t) = \sin(2z\pi/T), z=0,1,2,3,\dots,r$$

e r o número de termos retidos na série de Fourier. Desta forma é possível escrever:

$$\{x(t)\}_{nx1} = [X]_{n \times r}^T \{\Phi(t)\}_{r \times 1} \text{ e}$$

$$\{f(t)\}_{nx1} = [F]_{n \times r}^T \{\Phi(t)\}_{r \times 1} \quad (2.17)$$

sendo  $r_2 = 2r+1$  onde  $[X] = [ \{X_1\} \quad \{X_2\} \quad \dots \quad \{X_n\} ]$  e  $[F] = [ \{F_1\} \quad \{F_2\} \quad \dots \quad \{F_n\} ]$

Substituindo-se as equações (2.17) na equação (2.15) tem-se:

$$\begin{bmatrix} \int_0^t [X]^T \{\Phi(\tau)\} d\tau \\ [X]^T \{\Phi(t)\} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \{x(0)\}t \\ \{x(0)\} + \{\dot{x}(0)\}t \end{bmatrix} + [A] \begin{bmatrix} \int_0^t \int_0^t [X]^T \{\Phi(\tau)\} d\tau^2 \\ \int_0^t [X]^T \{\Phi(\tau)\} d\tau \end{bmatrix} - [A] \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{x(0)\} \end{bmatrix} t = \\ [B] \left\{ \int_0^t \int_0^t [F]^T \{\Phi(\tau)\} d\tau^2 \right\} \quad (2.18)$$

A seguir, a propriedade integral do vetor  $\{\Phi(t)\}$  das séries ortogonais é aplicada à equação (2.18).

$$\int_0^t \dots \int_0^t \{\Phi(\tau)\} (d\tau)^n = [P]^n \{\Phi(t)\} \quad (2.19)$$

onde  $[P]$  é uma matriz operacional de integração (Melo & Steffen, 1994). Tem-se, portanto:

$$\begin{bmatrix} [X]^T [P] \\ [X]^T \end{bmatrix}_{2N \times r_2} - \begin{bmatrix} \{x(0)\} \{j_1\}^T [P] \\ \{x(0)\} \{j_1\}^T + \{\dot{x}(0)\} \{j_1\}^T [P] \end{bmatrix}_{2n \times r_2} + [A] \begin{bmatrix} [X]^T [P]^2 \\ [X]^T [P] \end{bmatrix}_{2n \times r_2} \\ - [A] \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{x(0)\} \end{bmatrix}_{2n \times r_2} \{j_1\}^T [P] = [B] [F]^T [P]^2_{n \times r_2} \quad (2.20)$$

onde  $\{j_1\}^T_{r_2} = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \dots 0]$  Da equação (2.20) tem-se:

$$[A] [D] - [B] [G] = [E] \quad (2.21)$$

onde  $[G] = [[F]^T [P]^2]_{n \times r_2}$ ,  $[D] = \begin{bmatrix} [X]^T [P]^2 \\ [X]^T [P] - \{x(0)\} \{j_1\}^T [P] \end{bmatrix}_{2n \times r_2}$  e

$$[E] = \begin{bmatrix} (\{x(0)\} \{j_1\}^T - [X]^T) [P] \\ \{x(0)\} \{j_1\}^T + \{\dot{x}(0)\} \{j_1\}^T [P] - [X]^T \end{bmatrix}_{2n \times r_2} \quad \text{Tem-se, portanto:}$$

$$[J]^T [H]^T = [E]^T \quad (2.22)$$

onde  $[H] = [[A] \quad \vdots \quad -[B]]_{2n \times 3n}$  e  $[J] = \begin{bmatrix} [D] \\ [G] \end{bmatrix}_{3n \times r_2}$

Utilizando uma estimativa através do método dos mínimos quadrados para a matriz  $[H]^T$  tem-se os parâmetros do sistema:

$$[H]^T = ([J][J]^T)^{-1}[J][E]^T \quad (2.23)$$

### 3. SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

#### 3.1 Sistema Massa - Mola - Amortecedor - 3 Graus de Liberdade

Na figura abaixo é apresentado um Sistema massa - mola - amortecedor.

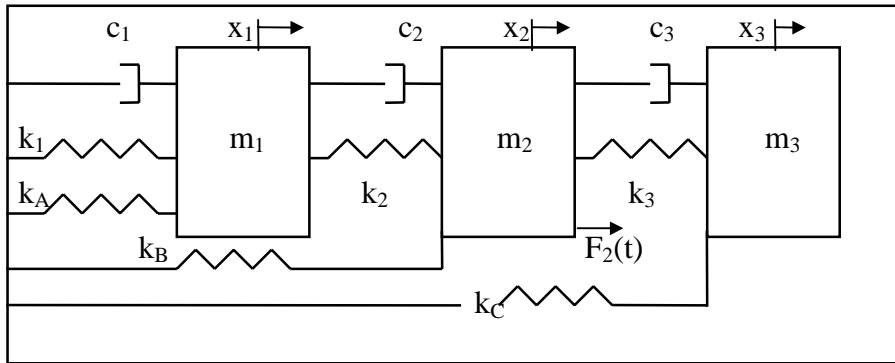


Figura 3.1 - Sistema Massa - Mola - Amortecedor com 3 Graus de Liberdade

As equações de movimento são:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1(t) + c_2 \dot{x}_2(t) + (c_1 + c_2) \dot{x}_1(t) + (k_A + k_1 + k_2) x_1(t) - k_2 x_2(t) &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - c_2 \dot{x}_1(t) + (c_2 + c_3) \dot{x}_2(t) - c_3 \dot{x}_3(t) + (k_B + k_2 + k_3) x_2(t) - k_2 x_1(t) - k_3 x_3(t) &= F_2(t) \\ m_3 \ddot{x}_3(t) - k_3 x_2(t) - c_3 \dot{x}_2(t) + c_3 \dot{x}_3(t) + k_3 x_3(t) + k_C x_3(t) &= 0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Os valores numéricos para o sistema analisado são:

$$k_1=35877\text{N/m}; k_A=12000\text{N/m}; c_1=40\text{Ns/m}; m_1=3\text{Kg}$$

$$k_2=49711\text{N/m}; k_B=10000\text{N/m}; c_2=70\text{Ns/m}; m_2=2\text{Kg}$$

$$k_3=56628\text{N/m}; k_C= 5000\text{N/m}; c_3=30\text{Ns/m}; m_3=1\text{Kg}$$

Os valores de  $x_1(t)$ ,  $x_2(t)$ , e  $x_3(t)$  foram gerados através do método numérico de Runge-Kutta.

#### A – Método das Séries de Fourier

Os valores dos parâmetros físicos teóricos e identificados são apresentados na tabela 3.1, juntamente com os parâmetros identificados quando é simulada uma redução de 10% na rigidez  $K_2$ . A diferença relativa é referente aos valores teóricos e o método com falha na rigidez.

	Teórico	Fourier sem falha	Fourier 90% $K_2$	Dif. Relativa%
Freq.Nat. $f_1$ (Hz)	51.28	51.11	50.83	0.01
Freq.Nat. $f_2$ (Hz)	31.89	31.92	31.00	2.79
Freq.Nat. $f_3$ (Hz)	15.52	15.48	15.32	1.28
$K_1$ (N/m)	35877.00	35422.21	35678.44	0.05
$K_2$ (N/m)	<b>49711.00</b>	<b>50016.54</b>	<b>44877.32</b>	<b>9.72</b>
$K_3$ (N/m)	56628.00	57137.88	57117.97	0.08
$C_1$ (Ns/m)	40.00	38.95	39.01	2.47
$C_2$ (Ns/m)	70.00	68.26	69.03	1.38
$C_3$ (Ns/m)	30.00	29.68	29.59	1.37

Tabela 3.1 - Valores dos Parâmetros Identificados e Teóricos– Método das Séries de Fourier

## B – Método de Ibrahim

	Teórico	Ibrahim sem falha	Ibrahim 90% K <sub>2</sub>	Dif. Relativa%
Freq.Nat.f <sub>1</sub> (Hz)	51.28	51.18	50.42	0.01
Freq.Nat.f <sub>2</sub> (Hz)	31.89	31.87	31.09	2.44
Freq.Nat.f <sub>3</sub> (Hz)	15.52	15.50	15.34	1.03
K <sub>1</sub> (N/m)	35877.00	35755.73	35688.53	0.19
<b>K<sub>2</sub> (N/m)</b>	<b>49711.00</b>	<b>49815.32</b>	<b>43945.88</b>	<b>11.78</b>
K <sub>3</sub> (N/m)	56628.00	56784.91	57327.02	0.09
C <sub>1</sub> (Ns/m)	40.00	38.43	38.67	0.08
C <sub>2</sub> (Ns/m)	70.00	69.45	68.38	1.54
C <sub>3</sub> (Ns/m)	30.00	29.83	29.19	2.14

Tabela 3.2 - Valores dos Parâmetros Identificados e Teóricos - Método de Ibrahim

O sistema mecânico apresentado na figura 3.1 é excitado apenas com condições iniciais de deslocamento e velocidade para uma análise transiente do comportamento do observador de estado utilizado na detecção e localização de falhas. Foram utilizados 512 pontos amostrados, em um intervalo de tempo total de 0.7 segundos. Os valores das condições iniciais foram:  $x_1(0) = 0.025\text{m}$ ,  $x_2(0) = 0.000$ ,  $x_3(0) = 0.000$ ,  $\dot{x}_1(t) = 3.000\text{ m/s}$ ,  $\dot{x}_2(t) = 0.000\text{ m/s}$  e  $\dot{x}_3(t) = 0.000\text{ m/s}$ .

## C – Método dos Observadores de Estado

A equação de medidas é  $[C_{me}] = [1\ 0\ 0]$  com  $x_2$ ,  $x_3$  não mensuráveis. Utiliza-se somente os valores de  $x_3(t)$ , considerando-se  $x_1(t)$  o único valor existente e  $x_2(t)$  e  $x_3(t)$  reconstruídos através dos observadores de estado. Neste caso são considerados elementos sujeitos a falhas:  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$ . Provocando uma falha em  $K_2$ , através de uma diminuição de 10% de sua rigidez, obtém-se os valores da tabela 3.3 que são as diferenças dos valores RMS sistema real e dos observadores global e robustos aos parâmetros sujeitos a falhas.

	Sistema Real sem falhas	Sistema Real com 90 % k <sub>2</sub>
Observador Global	.3805020E-07	.4352630E-03
Observador Robusto a k <sub>1</sub>	.3399298E-03	.4539927E-03
<b>Observador Robusto a k<sub>2</sub></b>	<b>.2587215E-03</b>	<b>.2875644E-05</b>
Observador Robusto a k <sub>3</sub>	.1324463E-03	.1687948E-03
Observador Robusto a c <sub>1</sub>	.1997163E-03	.1334900E-03
Observador Robusto a c <sub>2</sub>	.5394031E-04	.2891130E-03
Observador Robusto a c <sub>3</sub>	.4774402E-04	.2619044E-03

Tabela 3.3 - Diferença dos Valores RMS de  $x_3(t)$  - Falhas em  $k_1$ ,  $k_2$  e  $k_B$

A 1.<sup>a</sup> coluna da tabela 3.3 apresenta a diferença entre valores RMS do deslocamento do sistema real sem falhas e dos observadores global e robustos aos parâmetros. A análise é feita com o parâmetro  $k_2$  em falha ( 2.<sup>a</sup> coluna ). Na 1.<sup>a</sup> coluna e 1.<sup>a</sup> linha da tabela 3.3, verifica-se que a diferença do valor RMS de  $x_3(t)$  entre o observador global e o sistema real sem falhas é da ordem de  $10^{-7}$ , aumentando para  $10^{-3}$  quando provocada falha no parâmetro  $k_2$ . Neste caso, há um distanciamento das curvas e consegue-se somente detectar que existe alguma falha no sistema, mas não se consegue localizar a mesma. Na 2.<sup>a</sup> linha da tabela 3.3 ( 1.<sup>a</sup> e 2.<sup>a</sup> colunas), a diferença dos valores RMS de  $x_3(t)$  entre o observador robusto a  $k_1$  e o sistema real sem falhas é da ordem de  $10^{-3}$ , permanecendo na mesma ordem de grandeza quando provocada uma redução de 10% no parâmetro  $K_2$ . Quando é analisado o observador robusto a  $k_2$ ,

verifica-se que a ordem de grandeza caiu de  $10^{-3}$  para  $10^{-5}$ , havendo grande probabilidade da falha estar no parâmetro  $K_2$ , mas todos os elementos sujeitos a falhas devem ser analisados. A análise continua da mesma forma até a verificação de todos os parâmetros sujeitos a falhas ( $k_3$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$ ). No caso específico, foi encontrado somente o parâmetro  $k_2$  com aproximação tão significativa de curvas, pois nos outros parâmetros as diferenças dos valores RMS entre os observadores robustos a  $k_1$ ,  $k_3$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  e  $c_3$  e o sistema real sem falhas permaneceram praticamente inalteradas, quando comparados com os valores obtidos com o sistema real com falha em  $k_2$ . No caso dos observadores robustos a  $k_C$  e  $c_2$  aconteceu um afastamento das curvas ( da ordem de  $10^{-4}$  para  $10^{-3}$ ).

#### 4. CONCLUSÕES

Foram analisadas duas metodologias de identificação de parâmetros no domínio do tempo e uma de observadores de estado para detecção e localização de falhas em sistemas mecânicos. As três metodologias apresentaram resultados bastante satisfatórios. Através dos resultados obtidos, pode-se concluir que o método dos observadores de estado apresenta maior rapidez na análise e acompanhamento da curva de tendências de falhas, tendo em vista que uma pequena diminuição da rigidez provoca uma alteração significativa na amplitude do movimento. Uma análise interessante a ser feita em trabalhos futuros seria verificar, em um sistema experimental, qual das metodologias responderia mais rapidamente a alterações gradativas de rigidez.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bhattacharayya S. P., 1995, "The Structure of Robust Observers", IEEE Transactions of Automatic Control, vol.AC-21, pp. 581-588.
- Ge, W. & Fang, C. Z., 1988, "Detection of Faulty Components via Robust Observation", International Journal of Control, vol.47, n.2, pp. 581-599.
- Hou, M. & Muller, P. C., 1995, "Design of a Class of Luenberger Observers for Descriptor Systems", IEEE Transactions on Automatic Control, vol.40, n.º.1, pp 133-135.
- Huh, K. & Stein, J. L.,1995, "Well-conditioned Observer Design for Observer-Based Monitoring Systems", Transactions of the Asme, vol. 117, pp 592-599.
- Huh, K. & Stein, J. L., 1994, "A Quantitative Performance Index for Observer-Based Monitoring Systems", Journal of Dynamic Systems, and Control, vol. 116, pp 487-497.
- Ibrahim, S. R. and Mikulcik, E. C.,1973; "A Time Domain Modal Vibration Test Technique", The Shock and Vibration Bulletin,47: pp 21-37.
- Ibrahim, S. R. and Milkulcik, E. C.;1977, "A Method for the Direct Identification of Vibration Parameters from Free Response", The Shock and Vibration Bulletin, 47: 183-198.
- Isermann, R., 1995, "Fault Detection and Diagnosis - Methods and Applications", Proceedings of 2<sup>nd</sup> International Symposium of Acustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques, Senlis (France), vol. 2, pp 777-792/5.
- Luenberger, d. G., 1971, "An Introduction to Observers", IEEE Transactions on Automatic Control, vol ac16, n.º.6, pp. 596-602.
- Luenberger, d. G., 1979, "Introduction to Dynamic Systems". Theory, Models, & Applications, New York, Chichester, Toronto, John Wiley & Sons, 445p.
- Melo, G. P. & Steffen JR., V.,1994, "Mechanical Systems Identification Through Fourier Series Time-Domain Technique", RBCM, Vol. XV, n.º. 2, pp. 124-135.
- Minamide, N.; Fujisaki, Y. & Shimizu, A., 1997, "A Parametrization of All Observers for Descriptor Systems", International Journal of Control, vol. 66, n.5, pp 767-777.

**Agradecimentos: FAPESP, CNPq e FUNDUNESP**

## **DETECÇÃO DE FALHAS EM CAIXAS DE CÂMBIO VIA ANÁLISE TEMPO-FREQÜÊNCIA DE SINAIS DE VIBRAÇÃO**

**Tobias Anderson Guimarães**

**Marcus Antonio Viana Duarte**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: tobiasg@mecanica.ufu.br, mvduarte@mecanica.ufu.br

### **Resumo**

Componentes transientes de sinais de vibração, geradas por defeitos em dentes de engrenagens, podem ser extraídas por meio de representações tempo-freqüência. Usando a Transformada de Wavelet Contínua (CWT), não é necessário estimar o tempo de duração da componente transiente durante a sua identificação, pois uma análise multiresolução é empregada. Já a Distribuição Pseudo Wigner (PWD), utiliza a vantagem da freqüência instantânea do sinal coincidir exatamente com a curva obtida de cada componente no plano tempo-freqüência, apesar da presença de termos cruzados de interferência. Neste sentido, a Distribuição de Choi-Williams (CWD) consegue manter grande parte das propriedades de interesse da PWD com redução significativa da interferência. Estuda-se a aplicabilidade destas técnicas, em sinais de vibração medidos em caixas de câmbio para detecção da característica transiente provenientes de falhas em dentes de engrenagens, contendo diversos harmônicos da freqüência de rotação.

**Palavras-Chave:** Distribuições tempo-freqüência, Engrenagens, Identificação

### **1) INTRODUÇÃO**

Vibração de engrenagens, é usualmente dominada por harmônicos da freqüência de engrenamento, devido ao erro geométrico do perfil dos dentes que se acoplam periodicamente submetidos à deflexões durante o carregamento. O aumento de deflexão, causado por uma falha inicial localizada em um único dente, reflete-se como uma série de pulsos superpostos ao sinal periódico e espaçados entre si pelo inverso da freqüência de rotação da engrenagem defeituosa. A diminuição drástica da rigidez à flexão do material do dente causado por uma falha distribuída e, excentricidades do diâmetro primitivo da engrenagem são fontes comuns de modulação em amplitude. Em todos estes casos, o Cepstrum de Potência tem mostrado ser de grande valia na detecção do período de repetição da família de bandas laterais presentes no espectro, informando exatamente, o período de modulação associado ao defeito (Randall, 1982).

O caráter transiente e não estacionário da vibração de deflexão provocada por defeitos em dentes de engrenagens, pode entretanto, ser precisamente identificada sabendo-se em quais instantes de tempo existem determinadas componentes de frequência. A natureza multiresolução da Transformada de Wavelet que varia a largura da janela de análise para a decomposição do sinal, resulta em uma alta sensibilidade na detecção de variações locais de curta duração somados à eventos de baixa frequência e longa duração comuns em vibrações de engrenagens. A relação analítica exata da variação entre a frequência e o tempo representada pela frequência instantânea do sinal, obtida via Distribuição de Wigner-Ville, permite identificar facilmente efeitos de modulação em amplitude, frequência, bem como, componentes impulsivas (Qu and Meng, 1991). Sua principal deficiência no entanto, está na geração de termos cruzados de nenhum significado físico para cada par de diferentes componentes do sinal e, infelizmente, sinais de vibração de engrenagens são dominados por harmônicos da frequência de engrenamento, gerando padrões complicados de difícil interpretação. Esta limitação é superada na Distribuição de Choi-Williams, que realiza uma filtragem destes termos de interferência (Choi and Williams, 1989).

É vasto na literatura o número de publicações tratando do estudo de detecção de falhas em dentes de engrenagens em que, as frequências de rotação das engrenagens condutora e conduzida apresentam uma diferença apreciável. Dificuldades ocorrerão, se a relação de transmissão do par de engrenagens de interesse, possuir uma relação de transmissão próxima da unidade, devido à proximidade entre as frequências de rotação dos eixos de entrada e saída comuns em caixas de câmbio veiculares. Neste trabalho, as ferramentas tempo-frequência descritas anteriormente e analisadas à seguir, foram aplicadas em sinais de vibração de aceleração medidos em caixas de câmbios automotivas, contendo uma falha local em um dos dentes do par de engrenagens com estas características.

## 2) FERRAMENTAS TEMPO-FREQÜÊNCIA

### 2.1) Transformada de Wavelet Contínua

A necessidade de um conhecimento “à priori” do sinal  $s(t)$ , para a definição de uma largura apropriada da janela de análise, é o principal inconveniente da Transformada de Fourier de Curta Duração, que obtêm as propriedades tempo-frequência do sinal via modulação em frequência. Para superar esta limitação, a Transformada de Wavelet Contínua (CWT) dada na equação (1), varia a largura de uma janela, obtendo-se diferentes resoluções para decompor o sinal em uma família de funções geradas à partir do seu protótipo  $\psi(t)$ , deslocada no tempo e dilatada por um fator de escala  $r$ , resultando na seguinte integral de convolução:

$$CWT(t,r) = \frac{1}{|r|} \int_{-\infty}^{\infty} s(\tau) \psi^* \left( \frac{\tau - t}{r} \right) d\tau \quad (1)$$

Por ser uma transformação linear, a CWT possui propriedades similares à Transformada de Fourier. Pela definição acima, frequência é inversamente proporcional ao fator de escala e assim, a CWT proporciona uma maior precisão na localização temporal e perda de informações relacionadas com a frequência do sinal em altas frequências e, inversamente, boa resolução em frequência e pobre resolução temporal em baixas

freqüências, de acordo com o princípio da incerteza. Altas escalas correspondendo à wavelet  $\psi(t)$  dilatada, realiza uma extração das características globais das componentes de baixa freqüência de  $s(t)$  e baixas escalas (altas freqüências com  $\psi(t)$  comprimida) faz uma caracterização minuciosa (de dentro para fora) de detalhes escondidos internamente em  $s(t)$  (Wang and McFadden, 1996).

Apesar de não se constituir propriamente uma base de funções ortogonais, a wavelet Morlet, devido à sua envoltória Gaussiana (mínimo produto tempo largura de banda de acordo com o princípio da incerteza) com oscilação harmônica, tem sido aplicada com êxito na extração de informações transientes de curta duração de sinais (Wang and McFadden, 1996). Wavelets na forma real, introduzem oscilações no plano tempo-escala gerada por sua natureza ondulatória, sendo preferível o seu uso na forma complexa. Outra vantagem do uso da Wavelet Morlet, é a possibilidade de definição de uma relação exata entre escala e freqüência. Se o número de divisões das larguras de banda usada na decomposição do sinal, é a constante de proporcionalidade do logaritmo na base 2 do fator de escala contínuo ( $r$ ) e a dilatação de  $\psi(t)$ , então, analisando a escala correspondente à freqüência de um sinal senoidal, pode-se “rotular” o eixo escala com valores de freqüência.

Quanto maior for a similaridade (correlação) entre o sinal  $s(t)$  e a família de Wavelets escolhida para uma dada aplicação, maiores serão os coeficientes Wavelets calculados pela CWT e vice-versa. Particularmente no caso da Wavelet Morlet, quanto menor a diferença entre as freqüências de  $s(t)$  e de  $\psi(t)$  correspondente à uma determinada escala, maiores serão os valores da CWT. Geralmente, a semelhança entre a forma da envoltória da componente transiente gerada por defeitos em dentes de engrenagens com a envoltória Gaussiana da Wavelet Morlet, torna este tipo de Wavelet, interessante em aplicações de detecção de características desta natureza (Wang and McFadden, 1996).

## 2.2) Distribuição Pseudo Wigner

A Função Densidade Espectral de Potência dada pela magnitude ao quadrado do sinal no domínio da freqüência ( $|S(\omega)|^2$ ) e definida como a Transformada de Fourier da sua função de autocorrelação ( $R(\tau)$ ), mede fisicamente, a densidade de energia do sinal por unidade de freqüência ( $\omega$ ). Estatisticamente,  $|S(\omega)|^2$  representa a função densidade de probabilidade da amostra representando  $S(\omega)$ . Se  $R(\tau)$  é calculada para cada instante de tempo  $t$ , então a Transformada de Fourier do modelo de uma função de autocorrelação instantânea  $R(t, \tau)$  mostrada na equação (2), define a Distribuição de Wigner-Ville (WVD) representada na equação (3) (Cohen, 1995):

$$R(t, \tau) = x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \quad (2)$$

$$WVD(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R(t, \tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (3)$$

Como o sinal  $x(t)$  entra duas vezes no cálculo, a WVD é dita ser uma Transformação Bilinear ou quadrática e deste modo, a densidade de energia do sinal por unidade de tempo e freqüência é calculada diretamente pela equação (3). Desta forma, ao contrário da CWT, não é possível reconstituir inteiramente o sinal à partir da sua WVD, que é de natureza



quadrática. Sob o ponto de vista de identificação, a propriedade mais atraente da WVD, é o fato da frequência instantânea do sinal, corresponder exatamente à curva do plano tempo-frequência. Na realidade,  $x(t)$  que é a representação analítica complexa de  $s(t)$ , possui como parte real o próprio sinal original e como parte imaginária a Transformada de Hilbert de  $s(t)$ . Como  $R(\tau, t)$  é uma função de variável complexa, por definição, tem-se que a WVD será sempre uma quantidade real.

Uma alternativa interessante para se atenuar os termos de interferência, consiste na aplicação de uma janela de análise no cálculo da função de autocorrelação instantânea ( $R(\tau, t)$ ) utilizada na WVD, pois  $R(\tau, t)$ , considera que todos os pontos do sinal em instantes de tempo no passado  $x(t-\tau/2)$  e no futuro  $x(t+\tau/2)$  possuem pesos iguais. O efeito da janela é justamente aplicar pesos maiores à  $R(\tau, t)$  quanto mais próximos estiverem  $x(t+\tau/2)x^*(t-\tau/2)$  do instante de tempo  $t$ , dando uma maior ênfase aos efeitos locais das componentes situadas nas vizinhanças de  $x(t)x^*(t)$  ( $\tau \rightarrow 0$ ). Quanto menor a largura da janela no domínio do tempo, menos importância será dada às componentes do sinal distantes de  $t$ , com a conseqüente redução da interferência, surgindo a chamada Distribuição Pseudo Wigner (PWD) definida na equação (4) (Cohen, 1995):

$$PWD(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) h\left(\frac{\tau}{2}\right) h^*\left(\frac{-\tau}{2}\right) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (4)$$

Onde  $h(\tau/2)$  representa a janela de análise escolhida. Produto no domínio do tempo equívale à convolução no domínio da frequência e assim, a PWD é a convolução entre a WVD do sinal e a WVD da janela de análise, que exerce o papel de um filtro somente no domínio da frequência visando atenuar os termos de interferência (Qu and Meng, 1991). Entretanto, no caso de duas componentes harmônicas presentes ao longo de todo o intervalo de duração do sinal, nunca se terá uma total atenuação dos termos cruzados de interferência, por menor que seja a largura da janela de análise usada na PWD.

### 2.3) Distribuição de Choi-Williams

A Transformada inversa de Fourier da função de autocorrelação instantânea do sinal ( $R(t, \tau)$ ), define uma nova ferramenta tempo-frequência chamada Função de Ambigüidade  $A(\theta, \tau)$ . Cada distribuição tempo-frequência particular, relaciona-se unicamente com uma função do núcleo bidimensional  $\phi(\theta, \tau)$  das variáveis tempo  $\tau$  e frequência  $\theta$  no domínio de ambigüidade, a qual multiplicada por  $A(\theta, \tau)$ , define a função de ambigüidade generalizada ( $M(\theta, \tau)$ ), característica de cada representação tempo-frequência. A Transformada de Fourier bidimensional de  $M(\theta, \tau)$ , permite generalizar em uma única equação, toda forma de Distribuição tempo-frequência definindo a classe geral de Cohen  $C(t, \omega)$  (Cohen, 1995):

$$C(t, \omega) = \frac{1}{4\pi^2} \iiint x\left(t + \frac{u}{2}\right) x^*\left(t - \frac{u}{2}\right) \phi(\theta, \tau) e^{-j(\tau\omega + t\theta - u\theta)} du d\tau d\theta \quad (5)$$

A CWT, WVD e PWD são ambos membros da equação acima possuindo núcleos específicos com as integrais estendendo-se de  $-\infty$  à  $\infty$  (Cohen, 1995). É notado que os auto

termos de  $A(\theta, \tau)$  devido à cada componente individual do sinal, ocupam uma região do domínio de ambigüidade das variáveis  $\theta$  e  $\tau$  passando pela origem e inversamente, os termos cruzados preenchem um espaço neste mesmo domínio não interceptando a origem mantendo-se à uma distância constante deste ponto (Choi and Williams, 1989). O papel da função da núcleo é justamente controlar ou ponderar o domínio de  $A(\theta, \tau)$  de acordo com as propriedades de interesse da representação. Por isto, com o intuito de enfatizar os auto termos da Distribuição tempo-freqüência e atenuar o efeito dos termos de interferência, é esperado que o núcleo  $\phi(\theta, \tau)$  aplique pesos maiores à  $A(\theta, \tau)$  quando  $\theta$  e  $\tau$  estiverem próximos da origem e simultaneamente, menores pesos possíveis à  $A(\theta, \tau)$ , quando  $\theta$  e  $\tau$  estiverem distantes da origem, resultando na função de ambigüidade generalizada.

A Distribuição de Choi-Williams (CWD) que utiliza uma função do núcleo do tipo exponencial ( $\phi(\theta, \tau) = \exp(-\theta^2 \tau^2 / \sigma)$ ), intercepta a origem do plano de ambigüidade e ao mesmo tempo, se anula para valores distantes deste ponto, obtendo-se boa resolução dos auto termos no plano tempo-freqüência com redução considerável tanto de forma quanto de magnitude dos termos cruzados. O parâmetro  $\sigma$  realiza a distribuição dos pesos (fatores de ponderação), sendo o responsável pela relação de compromisso entre a concentração de resolução e o grau de atenuação desejado da interferência. Inserindo o núcleo exponencial na equação (5) e integrando sobre a variável  $\theta$ , tem-se que (Cohen, 1995):

$$CWD(t, \omega) = \frac{1}{4\pi^{3/2}} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{\tau^2 / \sigma}} \exp\left[-\frac{(u-t)^2}{4\tau^2 / \sigma} - j\tau\omega\right] x\left(u + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(u - \frac{\tau}{2}\right) du d\tau \quad (6)$$

E quando  $\sigma \rightarrow \infty$ , a CWD tende para a WVD, visto que o núcleo exponencial  $\phi(\theta, \tau) = \exp(-\theta^2 \tau^2 / \sigma) \rightarrow 1$ . Para sinais com componentes de freqüência variando lentamente no tempo, mesmo utilizando baixos valores para o parâmetro  $\sigma$ , observa-se uma grande atenuação dos termos de interferência sem prejudicar a concentração de resolução tempo-freqüência das componentes do sinal (Choi and Williams, 1989). Espera-se portanto, que os termos de interferência gerados pelos diversos harmônicos da freqüência de rotação sejam minimizados, facilitando na detecção do padrão transiente provocado pelo defeito.

### 3) METODOLOGIA EXPERIMENTAL

No sistema de engrenagens da caixa de câmbio automotiva em estudo, as engrenagens de dentes helicoidais e retos do eixo primário responsáveis por movimentos de marcha à frente e ré respectivamente, transmite a potência ao par correspondente do eixo secundário, mostrados na figura 1. Como todas as engrenagens excluído o par transmitindo potência, estão girando na mesma freqüência, diferentes harmônicos da rotação não pertencentes ao par de engrenagens da marcha engatada, podem aparecer no Espectro do sinal vibratório.

Os sinais de aceleração de vibração foram adquiridos usando um acelerômetro da Brüel & Kjaer modelo 4317 fixado na carcaça, ligado a um condicionador de sinais e uma placa A/D, com o sistema operando em vazio à rotação constante. Após a amostragem dos sinais no domínio do tempo, realizou-se uma filtragem passa baixa com um filtro digital do tipo Butterworth de 6<sup>a</sup> ordem, com uma freqüência de corte igual à 1/4 da freqüência de aquisição. Em todos os casos, a freqüência de rotação constante do sistema de acionamento do câmbio operando em regime permanente, foi de 35.8 Hz.

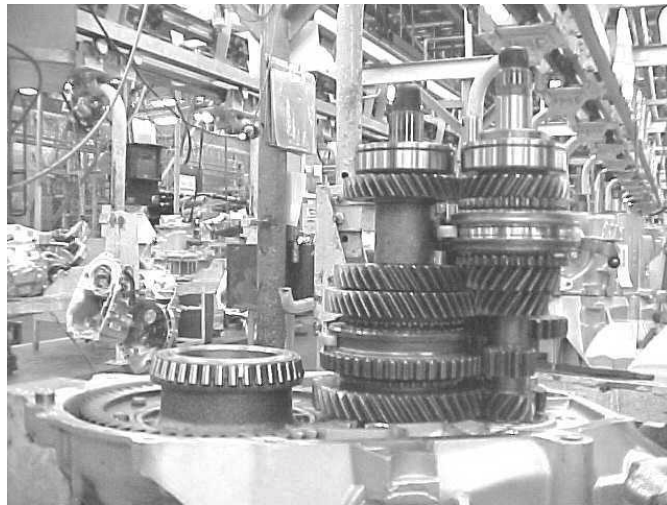


Figura 1 – Fotografia dos eixos primário e secundário da caixa de câmbio veicular.

#### 4) DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

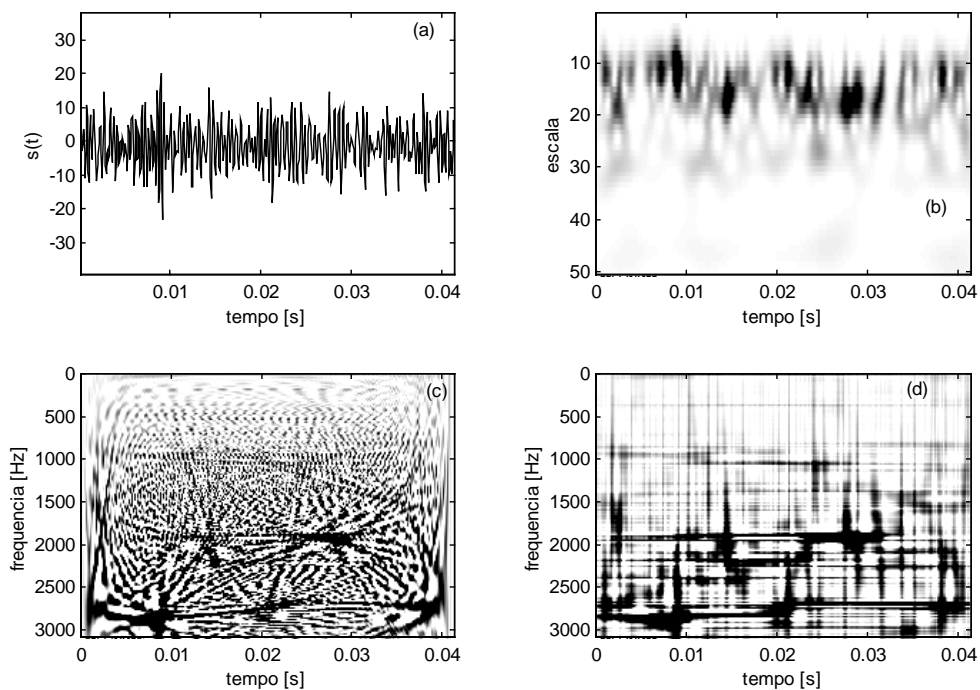


Figura 2 – (a) Sinal no tempo do câmbio sem defeito; (b)  $|CWT|^2$ ; (c) PWD usando uma janela Kaiser-Bessel de largura igual ao tamanho do sinal; (d) CWD para  $\sigma = 0.05$ .

A Transformada de Wavelet Contínua (CWT) do sinal da figura 2(a) mostrado na figura 2(b), ilustra a presença de vários picos distribuídos de forma aleatória causados possivelmente, por ruídos e pela variação entre os dentes das engrenagens. Foi utilizado 12 vezes por oitava para divisão das larguras de banda das Wavelets, com os picos distribuídos numa região de escalas indo de 10 até 20. Os detalhes das componentes de alta e baixa frequência do sinal são complementemente exibidos, devido à alta sensibilidade da CWT à variações transientes. As características transientes dos harmônicos próximos de interesse (27, 29, 33 e 37) correspondentes às escalas de 12 à 18, mesmo aumentando o número de vezes por oitava, acabam no entanto, sendo mascaradas, visto que cada escala, consegue cobrir apenas uma dada região de frequências.

À princípio, a propriedade da frequência instantânea da Distribuição Pseudo Wigner mostrado na figura 2(c), resolveria o problema de resolução para a detecção das características transientes destes harmônicos mas, os termos de interferência gerados pela natureza multicomponente do sinal impede a sua utilização. Estes termos de interferência no entanto, são drasticamente reduzidos na Distribuição de Choi-Williams mostrada na figura 2(d), uma vez que as componentes de frequência do sinal não estão mudando rapidamente com o tempo, já que os sinais foram adquiridos com o câmbio operando em rotação constante. Torna-se possível portanto, visualizar os harmônicos 14 e 37 da rotação da engrenagem conduzida, tanto quanto os múltiplos 5, 27, 29 e 33 da velocidade da engrenagem de 35 dentes. De fato, enquanto a CWD tem melhor resolução que a CWT, a CWT possui maior sensibilidade à variações de amplitude do sinal.

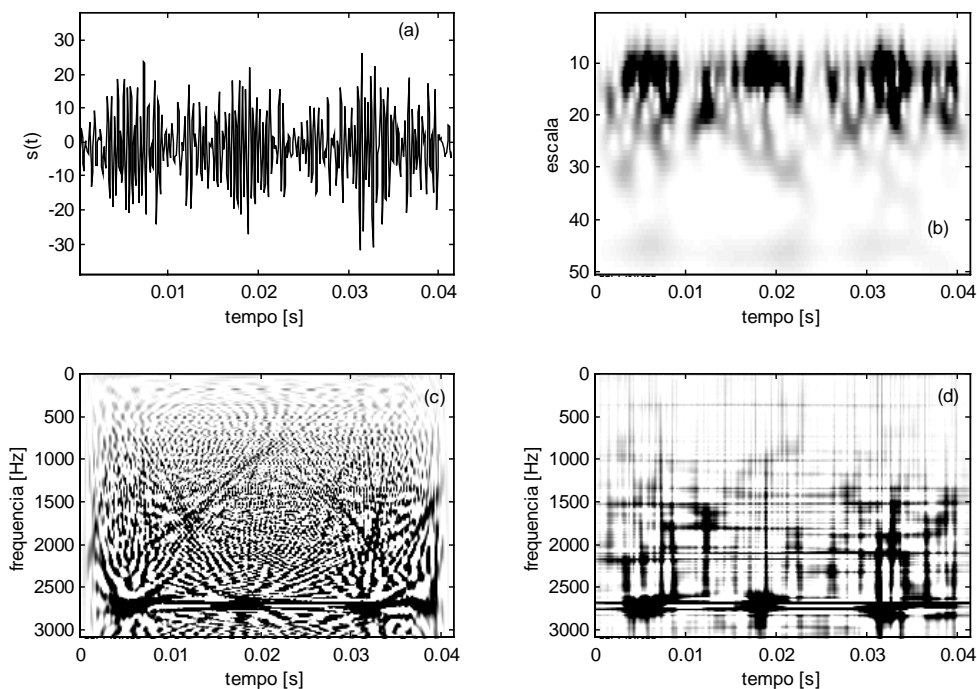


Figura 3 – (a) Sinal no tempo do câmbio com falha na engrenagem de 35 dentes; (b)  $|CWT|^2$ ; (c) PWD usando janela Kaiser de tamanho igual ao sinal; (d) CWD para  $\sigma = 0.05$ .

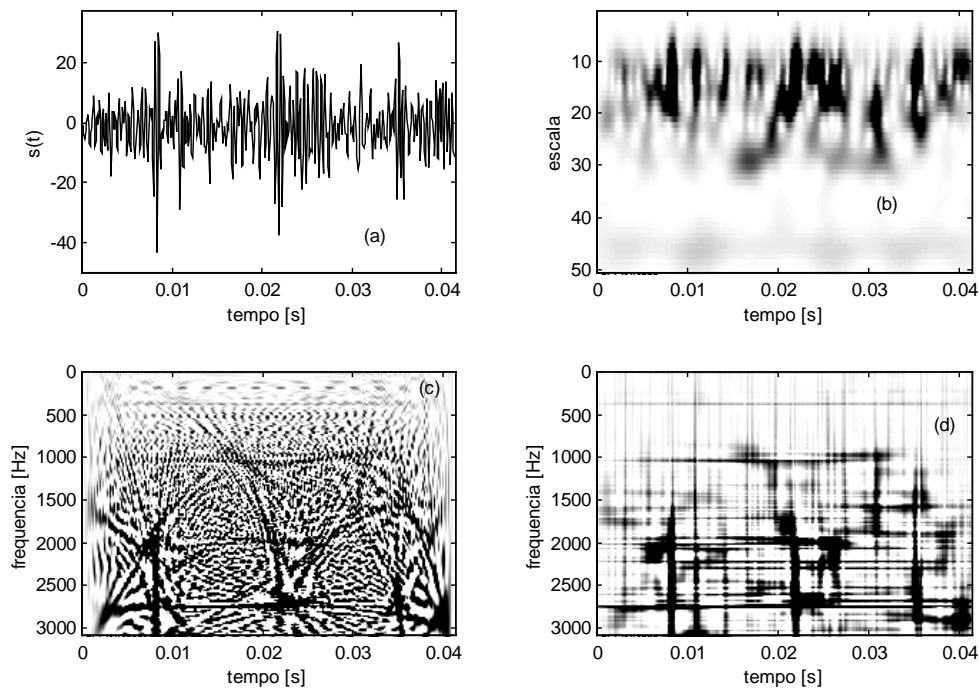


Figura 4 – (a) Sinal no tempo do câmbio com falha na engrenagem de 34 dentes; (b)  $|CWT|^2$ ; (c) PWD usando janela Kaiser de tamanho igual ao sinal; (d) CWD para  $\sigma = 0.05$ .

A Transformada de Wavelet Contínua dos sinais das figuras 3(a) e 4(a), ilustrada nas figuras 3(b) e 4(b) utilizando uma Wavelet Morlet com 12 vezes por oitava, apresenta nas duas situações, um padrão de repetição definido quando comparado à figura 2(b), das características transientes provocadas pelo defeito na escala de 13, que cobre o harmônico de ordem 37 da rotação das engrenagens de 35 e 34 dentes. A CWT da vibração da engrenagem de 35 dentes, ilustra componentes transientes semelhantes localizadas em aproximadamente 0.0058, 0.0188 e 0.0318 s, equiespaçados de 0.013 s, que está associado ao período de rotação da engrenagem, onde o conteúdo de frequências destas componentes está variando com o tempo. Análise semelhante é feita na CWT da vibração da engrenagem defeituosa de 34 dentes mas, neste caso, as componentes transitórias apresentando um padrão parecido geradas pela falha, estão situadas em aproximadamente 0.0085, 0.0220 e 0.0355 s, varrendo as escalas de 9 à 20. Apesar da presença de termos cruzados na PWD mostrada nas figuras 3(c) e 4(c), é possível identificar em ambos os casos, as componentes transientes causadas pela falha, juntamente com o 37<sup>o</sup> harmônico dominante da frequência de rotação das engrenagens de 35 e 34 dentes. Utilizando a Distribuição de Choi-Williams ilustrada nas figuras 3(d) e 4(d), observa-se nitidamente, a presença dos harmônicos de ordem 5, 27, 29, 37 e 38 da rotação da engrenagem condutora, bem como, os múltiplos de ordem 14, 31, 34, 35 e 37 da frequência rotativa da engrenagem de 34 dentes, devido à redução substancial dos termos de interferência. Além disto, verifica-se claramente, o mesmo padrão transiente observado na CWT para ambas as situações. É interessante observar, que a vibração transiente gerada pelo defeito na engrenagem de 34 dentes, excitou uma banda de frequências maior com um período de duração inferior, quando comparado à CWD mostrado na figura 3(d).

## **5) CONCLUSÕES**

A alta concentração de resolução tempo-freqüência, aliada à uma redução drástica dos termos de interferência, foi o diferencial para a grande performance da CWD como ferramenta de identificação de falhas em dentes de engrenagens, conseguindo detectar em todos os casos, tanto o padrão transiente gerado pelo defeito, como os diversos harmônicos da freqüência de rotação. As características transitórias das componentes geradas pela falha no dente da engrenagem foram perfeitamente identificadas usando a CWT, mas não foi possível diferenciar os diversos harmônicos provenientes da fonte do defeito. E no tocante a aplicação da PWD, a presença de termos cruzados dificultando na distinção do padrão transiente dos diversos harmônicos, demonstra a sua limitação para sistemas de engrenagens contendo somente um número reduzido de freqüências dominantes.

## **6) AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à Fiat Automóveis S/A., ao disponibilizar o banco de dados necessário a realização da pesquisa.

## **7) REFERÊNCIAS**

- Choi, H. I. and Williams, W. J., 1989, “Improved Time-Frequency Representation of Multicomponent Signals Using Exponential Kernels, IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing”, Vol. 37, No. 6, pp. 862 – 871.
- Cohen, L., 1995, “Time-Frequency Analysis”, Ed. Englewood Cliffs, Prentice Hall.
- Qu, L. and Meng, Q., 1991, “Rotating Machinery Fault Diagnosis Using Wigner Distribution”, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 3, pp. 155 – 166.
- Randall, R. B., 1982, “A New Method of Modeling Gear Faults”, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 259 – 267.
- Wang, W. J. and McFadden, P. D., 1996, “Application of Wavelets to Gearbox Vibration Signals For Fault Detection”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 192, pp. 927 – 939.

# TRANSIENT VIBRATION RESPONSE OF A CYLINDRICAL THIN-WALLED VESSEL

**João Carlos Menezes**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Mecânica, CTA - ITA - IEMP, São José dos Campos - SP - Brasil - 12228-900, Email: menezes@mec.ita.cta.br

## Abstract

In this work, the mathematical analysis of the transient motion of a cylindrical vessel is presented. The vessel is supposed to be axisymmetric and the thin shell theory is used in the derivation of the equations of motion of the shell. The Finite Element Method is used in the solution of the shell, and curved elements of varying meridian's curvature are adopted. A solution of the shell dynamic equations is obtained through displacement functions which depict the several possible circumferential modes in terms of sines and cosines of  $n\theta$ , where  $n$  is an integer and  $\theta$  is the circumferential angular coordinate. Finally, the Newmark procedure is adopted to solve the vibration problem in the time domain. Typical results of the transient analysis are presented and the natural frequencies of the combined circumferential and meridional modes show good agreement compared to results obtained with the NASTRAN Finite Element software.

**Key words:** Vibrations, Thin Shells, Finite Elements

## 1. SHELL EQUATIONS

The thin shell theory used in this work may be classified as a bending theory and assumes the presence of all the internal stress components except for shear stresses normal to the neutral surfaces, which are neglected. In using this theory to obtain the shell equations of motion, some assumptions and fundamental references have to be considered: (a) The material of the shell is homogeneous, isotropic and linearly elastic, following Hookes's law; (b) The geometry of the shell is axisymmetric; (c) The strain-displacement and the stress-strain relationships are based on Novozhilov (1970); (d) The shell element used is a two node axisymmetric element of varying meridional curvature (curved element); (e) The displacement functions follow the approach of Ross *et al.*(1983,1986,1987); (f) The strain-displacement relationships of Novozhilov (1970) are:

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{w}{R_{\phi}} \quad (1)$$

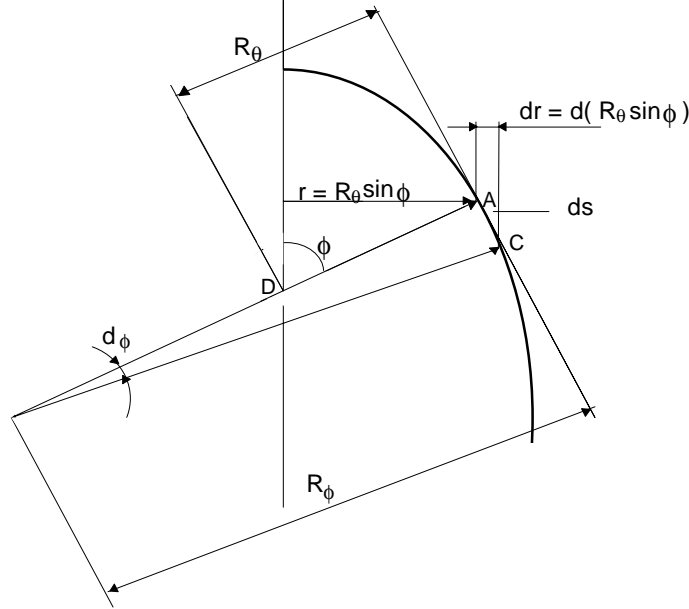
$$\varepsilon_{\theta} = \frac{1}{r} \left( \frac{\partial v}{\partial \theta} + u \cos \phi + w \sin \phi \right) \quad (2)$$

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \left( r \frac{\partial v}{\partial s} - v \cos \phi + \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) \quad (3)$$

$$k_\phi = -\frac{\partial^2 w}{\partial s^2} + u \frac{\partial^2 \phi}{\partial s^2} + \frac{1}{R_\phi} \frac{\partial u}{\partial s} \quad (4)$$

$$k_\theta = -\frac{1}{r} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} - \frac{\sin \phi}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \left( \frac{\partial w}{\partial s} - \frac{u}{R_\phi} \right) \cos \phi \right] \quad (5)$$

$$k_{\phi\theta} = \frac{2}{r} \left( -\frac{\partial^2 w}{\partial s \partial \theta} + \frac{\cos \phi}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \sin \phi \frac{\partial v}{\partial s} - \frac{\sin \phi \cos \phi}{r} v + \frac{1}{R_\phi} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) \quad (6)$$



**Figure 1.** Shell of revolution. meridional profile

where  $\theta$  is the circumferential angle,  $\phi$  is the meridional angle,  $r$  is the circumferential radius of the shell,  $R_\phi$  is the meridional radius of the shell,  $s$  is a distance along the meridian,  $\epsilon_\theta$  is the circumferential strain,  $\epsilon_\phi$  is the meridional strain  $\epsilon_{\phi\theta}$  is the shear strain in the  $\phi\theta$  plane,  $k_\theta$  is the circumferential curvature,  $k_\phi$  is the meridional curvature,  $k_{\phi\theta}$  is the twist in the  $\phi\theta$  plane,  $u$  is the meridional displacement of the shell,  $v$  is the circumferential displacement of the shell, and  $w$  is the displacement perpendicular to meridian of the shell.

The assumed displacement functions according to Ross (1983) are:

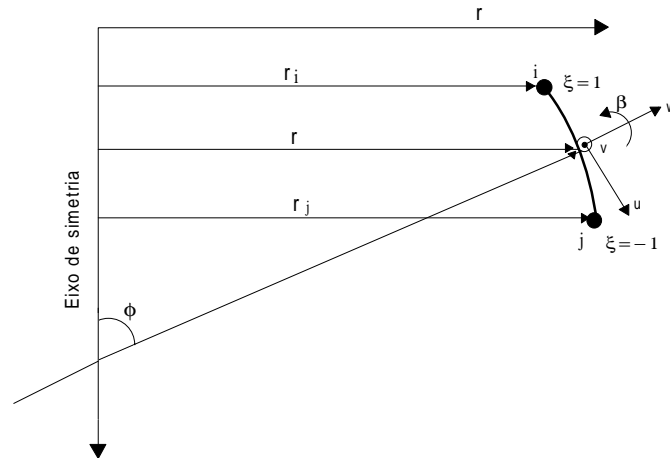
$$u = \frac{(1 - \xi)}{2} u_i \cos(n\theta) + \frac{(1 + \xi)}{2} u_j \cos(n\theta) \quad (7)$$

$$v = \frac{(1 - \xi)}{2} v_i \sin(n\theta) + \frac{(1 + \xi)}{2} v_j \sin(n\theta) \quad (8)$$

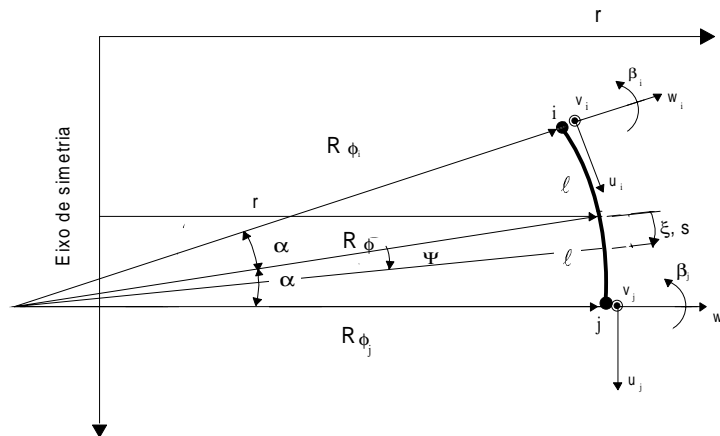


$$w = \frac{(2-3\xi+\xi^3)}{4} w_i \cos(n\theta) + \frac{(1+\xi)(1-\xi)^2}{4} \ell \beta_i \cos(n\theta) + \frac{(2+3\xi-\xi^3)}{4} w_j \cos(n\theta) + \frac{(1-\xi)(1+\xi)^2}{4} \ell \beta_j \cos(n\theta) \quad (9)$$

where  $\beta$  is the rotational displacement of the shell,  $n$  is the circumferential wave number,  $\ell$  is half the shell element meridional length,  $\xi = \frac{s}{\ell}$  is the local element coordinate which varies from +1 (node  $i$ ) to -1 (node  $j$ ) and  $u_i, v_i, w_i, \beta_i, u_j, v_j, w_j, \beta_j$ , are nodal displacement values at nodes  $i$  and  $j$ , respectively.



**Figure 2.** Curved element of varying meridional curvature. Representation of normalised coordinate and node identification. (Component  $v$  is orthogonal to  $w$  and  $u$  and outward from the plane of the figure).



**Figura 3.** Curved element of varying meridional curvature. Representation of geometrical parameters. (Component  $v$  is orthogonal to  $w$  and  $u$  and outward from the plane of the figure).

The displacements  $u$ ,  $v$ ,  $w$  and  $\beta$  are assumed to have relative directions as shown in Figure 3. They may be expressed as a matrix product of the shape functions  $[N]$  and the nodal displacement vector  $\{U_k\}$  as,

$$\{U\} = [N]\{U_k\} \quad (10)$$

where

$$\{U\}^T = [u \quad v \quad w] \quad (11)$$

$$\{U_k\}^T = [u_i \quad v_i \quad w_i \quad \beta_i \quad u_j \quad v_j \quad w_j \quad \beta_j] \quad (12)$$

$$[N] = \begin{bmatrix} n_{11} & n_{12} & \dots & n_{18} \\ n_{21} & & & \\ n_{31} & \dots & \dots & n_{38} \end{bmatrix} \quad (13)$$

The displacement functions given by Equations (7), (8) and (9) may be replaced in Equations (1) to (6) to give,

$$\{\varepsilon\} = [B]\{U_k\} \quad (14)$$

where

$$\{\varepsilon\}^T = \{\varepsilon_\phi \quad \varepsilon_\theta \quad \varepsilon_{\phi\theta} \quad k_\phi \quad k_\theta \quad k_{\phi\theta}\} \quad (15)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{18} \\ b_{21} & & & \\ \vdots & & & \\ b_{61} & b_{62} & \dots & b_{68} \end{bmatrix} \quad (16)$$

The relations between forces, moments and deformations can be expressed for the axisymmetric case in a matrix notation as

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (17)$$

$$\{\sigma\}^T = [N_\phi \quad N_\theta \quad N_{\phi\theta} \quad M_\phi \quad M_\theta \quad M_{\phi\theta}] \quad (18)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \dots & d_{16} \\ d_{21} & & & \\ \vdots & & & \\ d_{61} & d_{62} & \dots & d_{66} \end{bmatrix} \quad (19)$$

where  $N_\phi$  and  $N_\theta$  are direct forces per unit length parallel to  $\phi$  (meridional) and  $\theta$  (circumferential) axes respectively,  $N_{\phi\theta}$  is the shear force per unit length parallel to  $\phi$  axis on face with  $\theta$  as normal,  $M_\phi$  and  $M_\theta$  are bending moments per unit length about  $\phi$  and  $\theta$  axes respectively and  $M_{\phi\theta}$  is the twisting moment per unit length about  $\phi$  axis on face with  $\theta$  as normal.

## 2. SOLUTION OF THE SHELL MATRIX DIFFERENTIAL EQUATIONS

The shell matrix differential equations may be represented as

$$[M]\{\ddot{c}\}+[K]\{c\}=\{R\} \quad (20)$$

where  $\{c\}$ ,  $\{\dot{c}\}$  and  $\{\ddot{c}\}$  are a generalised definition of displacement, velocity and accelerations vectors respectively. To solve the matrix differential equations above, the Newmark scheme may be employed (Wood, 1990). In Newmark scheme, the first derivative  $\{\dot{c}\}$  and the function  $\{c\}$  itself are approximated at the (n+1)th time step by the following expressions

$$\{\dot{c}\}^{n+1}=\{c\}^n+(1-\alpha)\{\dot{c}\}^n+\alpha\{\ddot{c}\}^{n+1}\Delta t \quad (21)$$

$$\{c\}^{n+1}=\{c\}^n+\{\dot{c}\}^n\Delta t+\left[\left(\frac{1}{2}-\beta\right)\{\ddot{c}\}^n+\beta\{\ddot{c}\}^{n+1}\right](\Delta t)^2 \quad (22)$$

where  $\alpha$  e  $\beta$  are parameters that control the accuracy and atability of the scheme. The choice  $\alpha=\frac{1}{2}$  and  $\beta=\frac{1}{4}$  is known as the “constant-average-accelerations method [7].

Rearranging Equation (48) and replacing  $\{c\}^{n+1}$  and  $\{\ddot{c}\}^{n+1}$  in Equation (46) one arrives at

$$[\bar{K}]\{c\}^{n+1}=\{\bar{R}\} \quad (23)$$

where

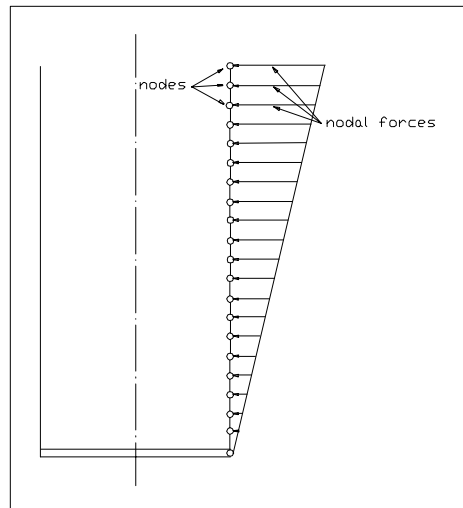
$$[\bar{K}]=[K]+a_0[M] \quad (24)$$

$$\{\bar{R}\}=\{R\}^{n+1}+[M](a_0\{c\}^n+a_1\{\dot{c}\}^n+a_2\{\ddot{c}\}^n) \quad (25)$$

where

$$a_0=[\beta(\Delta t)^2]^{-1} \quad ; \quad a_1=a_0\Delta t \quad ; \quad a_2=\frac{1}{2\beta}-1 \quad (26)$$

## 3. SIMULATIONS OF AN INITIAL DISPLACEMENT

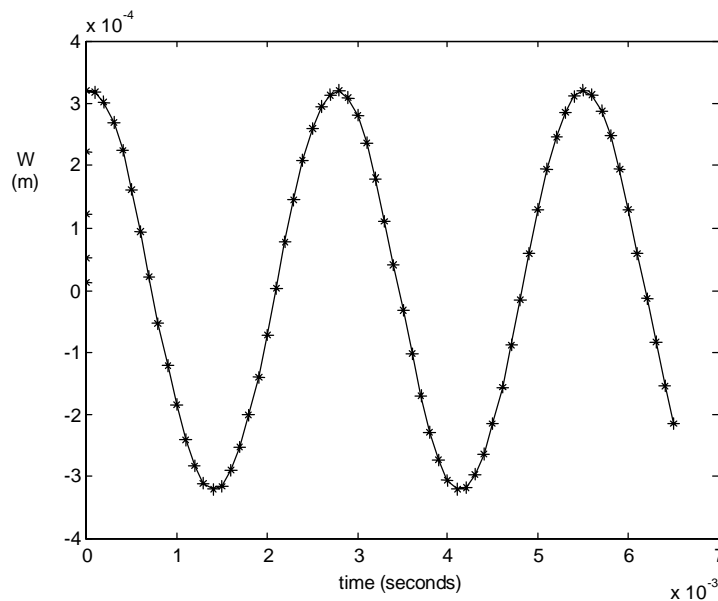


**Figure 4.** Linearly varied loads applied on the cylindrical vessel along the meridional direction.

Preliminary tests with the shell program have shown that the meridional mode shape is very much dependent on the type of excitation. If one applies an initial concentrated load at the top of the wall, all meridional modes will be excited simultaneously. Consequently, the identification of a natural frequency becomes more difficult and a decoupling procedure had to be considered. In order to stimulate a “pure” beam-type mode, several forms of external load were tested and the one which best reproduces the shape of this mode is a triangularly distributed force. The load is linearly varied from zero at the button, to a maximum value at the top of the shell. These forces are applied on the wall for a certain number of iterations to create an initial displacement. Then velocities and accelerations are set equal to zero and with a stored strain energy, the shell is released to vibrate.

#### 4. NUMERICAL RESULTS

A certain model of a thin walled cylindrical vessel was select for the purpose of comparison. The cylinder was fixed at the button end and kept free at the top end. The adopted geometrical and physical properties of the material were: (a) Circumferential radius of the shell = 0.1 m; (b) Longitudinal length of the cylinder = 0.4m; (c) Shell thickness = 0.0005 m; (d) Elasticity modulus =  $2.07 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ; (e) Density =  $7800 \text{ kg/m}^3$ ; (f) Poison ratio = 0.3; (g) Number of elements = 40.



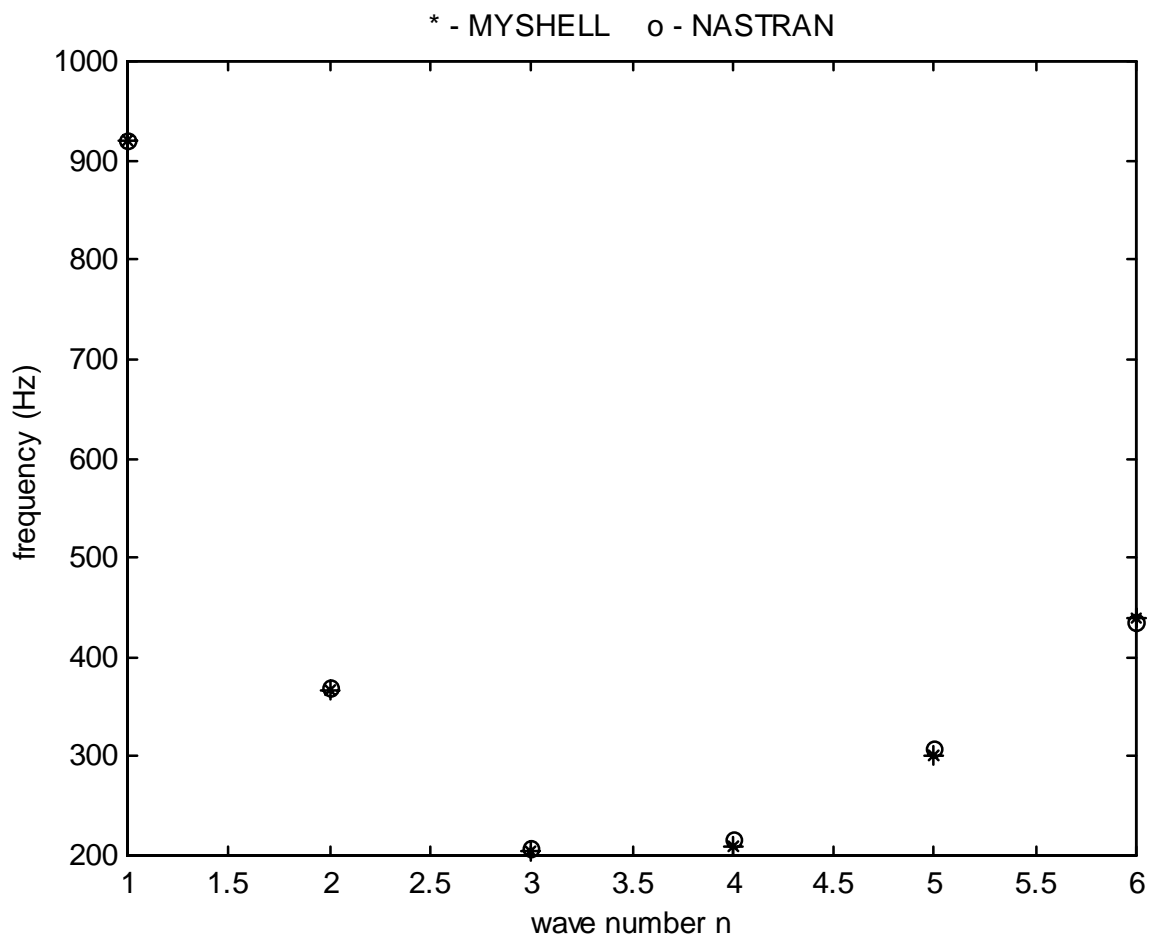
**Figure 5.** Displacement  $w$  versus time for wave number  $n = 2$ .

A typical result of the transient analysis is shown in Figure 5 which shows the time history of the normal displacement  $w$  at the top of the cylinder. The figure corresponds to a case where  $n = 2$ , where a predictable undamped response is obtained. From this kind of analysis, estimates of the natural frequencies of the shell were made. The time when the first cross-over of the curve with the time axis occurs is taken as a reference. When the first lower half cycle is completed, the time of the second cross-over is recorded. Assuming that the characteristic period of the oscillatory motion remains unchanged, the period of the first lower half cycle can be doubled and inverted for the calculation of the frequency.

A model, with the same geometrical and physical properties cited above, was created with help of NASTRAN software. NASTRAN mesh was built considering 12 rectangular four noded elements in the meridional direction and 18 elements in the circumferential direction . In order to compare results, 6 cases were select and simulated with the present theory and the NASTRAN software. The cases chosen were the circumferential numbers 1, 2, 3, 4, 5 and 6, coupled with the first meridional mode. The results of both methods are presented in Table 1 and Figure 6.

**Table 1.** Natural frequencies obtained by the present theory (Myshell) and NASTRAN

Wave number n	Natural frequency (Hz) – Myshell	Natural Frequency (Hz) – NASTRAN
1	919,41	921,36
2	366,95	369,05
3	205,61	207,88
4	209,96	215,32
5	301,53	307,36
6	440,09	434,21



**Figure 6.** Natural frequencies of obtained with the present theory and NASTRAN

## 5. COMMENTS AND CONCLUSIONS

The purpose of this work was to present further details and make a more precise comparison of the proposed theory with a widely used finite elements software. Details of the Newmark method applied to the finite elements matrix equations of motion were presented. A method for obtaining a free undamped vibration motion through an initial and appropriate excitation was depicted.

As one can see in Figure 5 the cylinder response to an initial triangular distributed load reveals a consistent succession of constant periods of the vibration cycles with no amplitude reduction, as predicted by the theory. Furthermore, the natural frequencies obtained through the present theory and the NASTRAN finite element software were compared and showed a good degree of correlation.

Although one can use a known finite element software, as NASTRAN, to solve a shell vibration problem, it should be emphasised that in coupled problem, as in fluid-structure interaction problems (Menezes *et al.*, 1993, 1995, 1997) such softwares still present limitations.

## 6. REFERENCES

- Agrassar, A.D. e Menezes, J.C., “Vibração de Tubos de Parede Fina Conduzindo Fluido Viscoso em Fluxo Axial” - Congresso Ibero Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia - XVI CILANCE, Curitiba, pp. 994-953, Nov.,Dez. 1995.
- Aguiar, D. S. e Menezes, J. C., “Dinâmica de cascas cilíndricas contendo fluido com fluxo circular: Solução do problema em regime permanente” – XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – XIV COBEM, Bauru, SP, dezembro de 1997.
- Menezes, J.C. e Mistry,J., "Vibration Tests of Liquid Storage Thin Cylindrical Vessels", Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, Vol. - XV, No 1, 1993.
- Mistry, J. and Menezes, J.C., "Vibration of Cylinders Partially-Filled With Liquids" - Journal of Vibration and Acoustics - ASME , Vol. 117, pp. 87-93, 1995.
- Novozhilov, V.V., “Thin Shell Theory”, Wolters-Noordhoff Publishing, Groningen, 1970.
- Reddy, J. N., “Applied Functional Analysis and Variation Methods in Engineering”, McGraw-Hill Book Co., 1986.
- Ross, C.T.F. and Jonhs , T ., , “Vibration of Submerged Hemi-Ellipsoidal Domes”, J. Sound Vib.,Vol.91, N°3 , pp.363-373, 1983.
- Ross, C.T.F. and Jonhs , T., “Vibration of Hemi-Ellipsoidal Axisymmetric Domes Submerged in Water”, Proc.Inst. Mech.Engrs.,Vol.200, N°C6 , pp.389-398, 1986.
- Ross, C. T. F. and Jonhs ,E. and Jonhs, T., “Vibration of Thin-Walled Domes Under External Water ”, J. Sound Vib.,Vol.114, N°3 , pp.453-463, 1987.
- Ross, C. T. F. and Mackney, M. D. A., “Deformation and Stability Studies of Thin-Walled Domes Under Uniform External Pressure”, J. of Strain Analysis, Vo. 18, NO 3, 1983.
- Wood, W. L., “Practical Time-Stepping Schemes”, Oxford University Press, 1990.

## CHAOTIC MOTIONS OF A SIMPLE PORTAL FRAME

**Reyolando M.L.R.F. Brasil**

**José Manoel Balthazar**

Departamento de Engenharia de Estruturas e Fundações, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, C P 61548, CEP 05424-930, São Paulo, S P, Brasil. e-mail: rmlrdfbr@usp.br

### **Abstract**

This paper presents a simple portal frame structure of nonlinear behavior under internal resonance conditions. The equations of motion of a simplified two degree of freedom model are obtained via a Lagrangian approach. Free undamped and resonant forced damped vibrations are analyzed for several energy levels to show the onset of chaotic motions in both cases. Poincaré Maps and Lyapunov exponents are obtained and commented upon. Possible application to real civil engineering structures is suggested.

**Key words:** Nonlinear Dynamics, Structures, Chaos

### **1. INTRODUCTION**

This paper is concerned with the study of free and forced nonlinear vibrations of structures under internal and external resonance conditions for several energy levels. We search for examples of practical civil engineering problems for which chaotic motions may occur.

The nonlinear vibrations of frames have been investigated by a number of researchers. As early as 1970, Barr and McWannell (1970) studied a frame under support motion, but nonlinear elastic forces were not taken into account. Yet, these are extremely important and affect qualitatively and quantitatively the analysis. Brasil and Mazzilli (1990) studied the related problem of a framed machine foundation of similar geometry. They recast the problem, considering both inertial and elastic nonlinear effects, including that of the geometric stiffness of the columns and geometric imperfections, such as the elastic deformations of the frame, before the excitation would come into action. Some other studies of nonlinear oscillations of other portal frames under a single ideal harmonic excitation will be found in several papers by Brasil and Mazzilli (1993, 1995). Another study of a structure under several ideal harmonic loads is presented by Brasil (1999). An extension to the non ideal case (limited power supply) will be found in Brasil and Mook (1994).

Here, another related problem of considerable practical importance is presented. A simple portal frame with two vertical columns and a horizontal pinned beam is considered. If linear behavior should be adopted, the two first vibration modes, anti-symmetrical (sway) and symmetrical, respectively, would be uncoupled. In our model, consideration of the shortening of the bars due to bending render a set of two coupled nonlinear equations of motion derived via a Lagrangian approach. Next, the physical and geometrical characteristics of the frame are chosen to tune the natural frequencies of these two modes into a 1:2 internal resonance.

Modal saturation and energy transference due to internal coupling and external resonance are observed at certain levels of excitation.

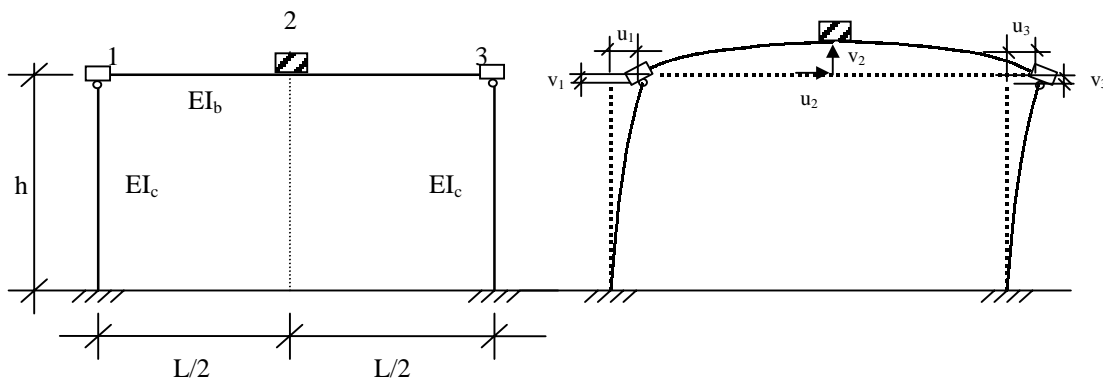
To study the possible onset of chaotic motions, two cases are considered.

- a) Undamped free vibrations with initial conditions exciting each one of mode separately. As the system level of energy increases, the other mode is set into motion due to the internal coupling with regular interchange of energy between the modes. Further increase of energy will cause irregular motions (chaos).
- b) Damped forced vibrations due to ideal harmonic excitation resonant with each one of the modes separately. As the system level of energy increases, the other mode is set into motion due to the internal coupling with regular interchange of energy between the modes. Further increase of energy will cause irregular motions (chaos).

## 2. PROBLEM DEFINITION

### 2.1 The Model

The portal frame in Fig. 1 is considered in the analysis. It has two columns clamped at their bases with height  $h$  and cross section moment of inertia  $I_c$ , with concentrated masses  $m$  at their tops. The horizontal beam is pinned to the columns with length  $L$  and cross section moment of inertia  $I_b$ . A linear elastic material is considered whose Young modulus is  $E$ . The structure will be modeled as a two-degree-of-freedom system.  $q_1$  is related to the horizontal displacement in the sway mode (with natural frequency  $\omega_1$ ) and  $q_2$  to the mid-span vertical displacement of the beam in the first symmetrical mode (with natural frequency  $\omega_2$ ). The stiffness related to these modes are  $k_c$  and  $k_b$ , respectively. Geometric nonlinearity comes from shortening due to bending of the columns and beam, given by  $\Delta h$  and  $\Delta L$ . In the forced vibration case, an unbalanced motor, with total mass  $M$ , is placed at the mid-span of the beam. The angular velocity of its rotor is given by  $\Omega$  rendering an harmonic excitation. Coefficients of modal linear viscous damping  $c_1$  and  $c_2$  may be adopted.



**Figure 1.** The model portal frame

The two non dimensional generalized coordinates of this model are chosen to be

$$q_1 = \frac{u_2}{h}, q_2 = \frac{v_2}{L} \quad (1)$$



where  $u_2$  is the lateral displacement of  $M$  in the sway mode, and  $v_2$  is its vertical displacement in the first symmetric mode.

The linear stiffness of the columns and of the beam associated to these modes can be evaluated by a Rayleigh-Ritz procedure, rendering:

$$k_c = \frac{3EI}{h^3} \quad k_b = \frac{48EI}{L^3} \quad (2)$$

The geometric nonlinearity is introduced by considering the shortening due to bending of the columns and of the beam as:

$$\Delta h = \frac{1}{2}C(hq_1)^2 \quad \Delta l = \frac{1}{2}B(hq_2)^2 \quad (3)$$

were, by the same Rayleigh-Ritz consideration as before,

$$C = \frac{6}{5h} \quad B = \frac{24}{5L} \quad (4)$$

## 2.2 The Equations of Motion

To derive the equations of motion, the generalized Lagrange's Equations will be used. The kinetic energy and the total potential energy (including the work of the conservative forces) are, respectively,

$$T = \frac{1}{2}\{(2m+M)h^2\dot{q}_1^2 + (ML^2)\dot{q}_2^2\} \quad (5)$$

$$V = M g L q_2 + (k_c - m g C)h^2 q_1^2 + \left(\frac{1}{2}k_b L^2\right)q_2^2 + \left(\frac{1}{2}k_b C h^2 L\right)q_1^2 q_2 \quad (6)$$

rendering, for damped forced vibrations the following two equations

$$\ddot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = -2\mu_1 \dot{q}_1 - \alpha_1 q_1 q_2 + \frac{E_1(t)}{(2m+M)h^2} \quad (7)$$

$$\ddot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = -2\mu_2 \dot{q}_2 - \alpha_2 q_1^2 - \frac{g}{L} + \frac{E_2(t)}{ML^2} \quad (8)$$

where

$$\omega_1^2 = \frac{2(k_1 - m g C)}{2m+M}, \quad \omega_2^2 = \frac{k_2}{M}, \quad \mu_1 = \frac{c_1}{(2m+M)h}, \quad \mu_2 = \frac{c_2}{ML}, \quad \alpha_1 = \frac{k_2 CL}{2m+M}, \quad \alpha_2 = \frac{k_2 C h^2}{2ML}$$

$E_1(t)$  and  $E_2(t)$  are time ideal forcing functions to be defined in each case.

### 3. NUMERICAL SIMULATIONS

In order to search for possible irregular oscillations in this model, numerical simulations are carried out and their results presented in this section. To that end, Equations 7 and 8 are transformed into a set of four first order differential equations. Next, they are numerically integrated using a Runge-Kutta algorithm and Poincaré Maps (PM) are presented to characterize the geometry of the dynamics of this model. Lyapunov Exponents (LE) are also calculated to confirm possible chaotic motions.

#### 3.1 Free Undamped Vibrations

Here, damping is neglected and no forcing functions are considered, leading to free vibrations resulting of several initial conditions. These change the level of energy imparted to the system and may excite directly only one of the two modes. Nevertheless, due to internal resonance, this energy may be passed back and forward between the modes.

First, initial conditions are set to directly excite only the first (sway) mode at a relatively low level of energy. Figure 2a presents the related PM in the  $q_1 \times q_1'$  plane (with  $q_2=0$  and  $q_2' > 0$ ). If the energy imparted to the system is increased, a certain point is reached so that this same PM, shown in Fig. 2b, displays a chaotic character, confirmed by the LE calculation.

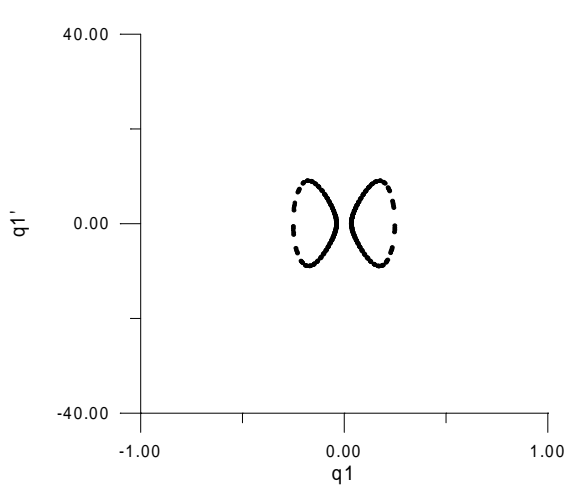


Figure 2a

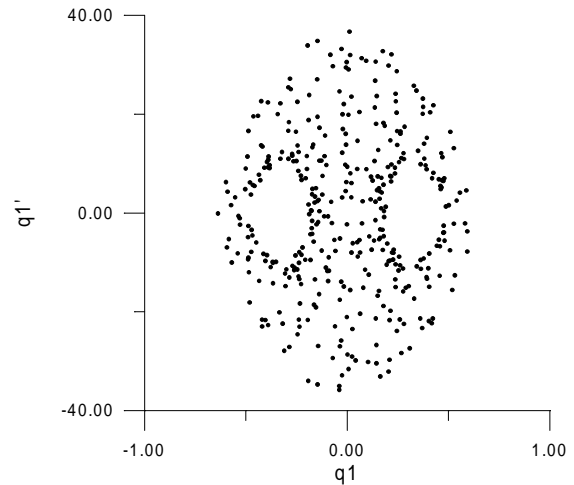
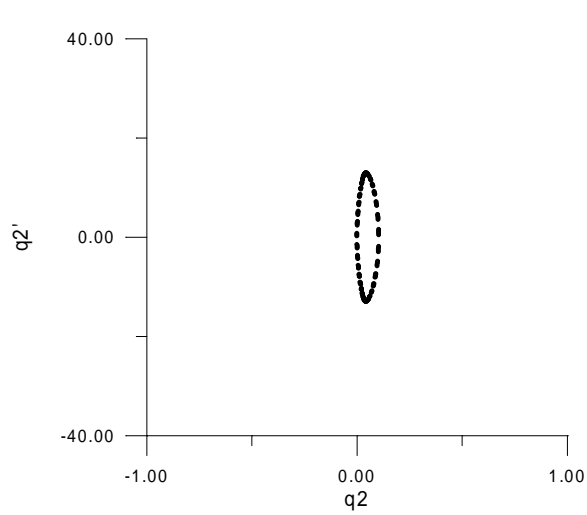


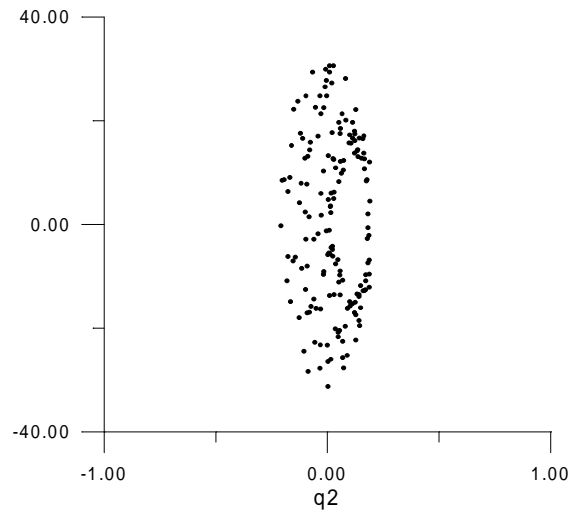
Figure 2b

It is interesting to note that Poincaré Maps in the  $q_2 \times q_2'$  plane (with  $q_1=0$  and  $q_1' > 0$ ) for this case, shown in Figures 3a and 3b, for the same two levels of energy, present chaotic motions too.

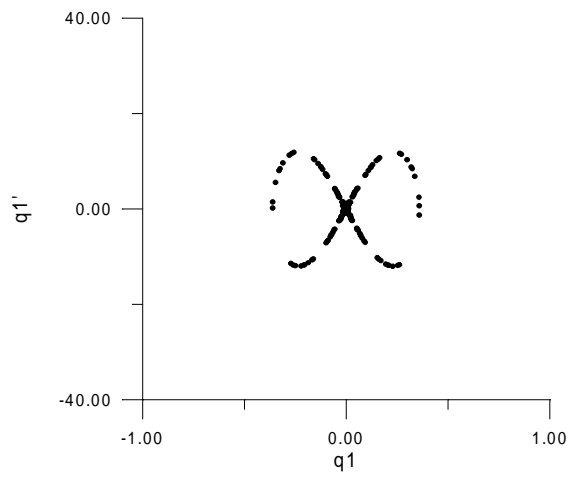
Next, initial conditions are set to directly excite only the second (symmetric) mode at a relatively low level of energy. Figure 4a presents the related PM in the  $q_1 \times q_1'$  plane (with  $q_2=0$  and  $q_2' > 0$ ). If the energy imparted to the system is increased, a certain point is reached so that this same PM, shown in Fig. 4b, displays a chaotic character, confirmed by the calculation of the LE.



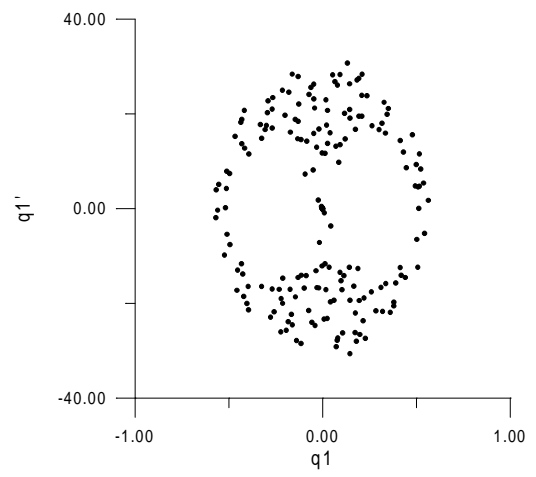
**Figure 3a**



**Figure 3b**

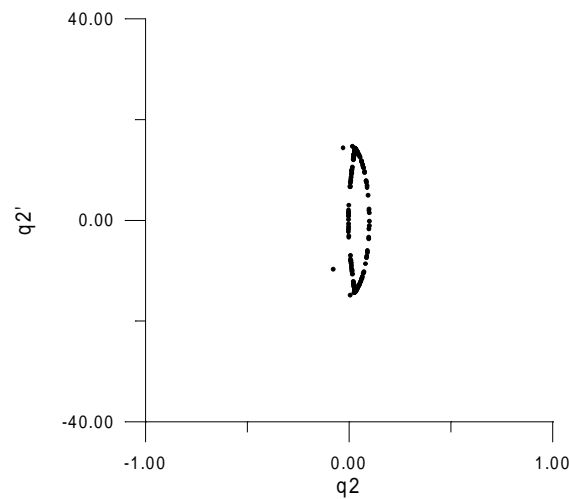


**Figure 4a**

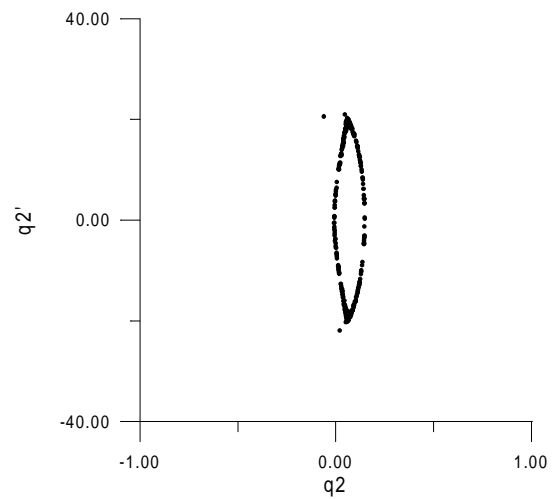


**Figure 4b**

It is surprising to note that Poincaré Maps in the  $q_2 \times q_2'$  plane (with  $q_1=0$  and  $q_1' > 0$ ) for this case, shown in Figures 5a and 5b, for the same two levels of energy, do not present chaotic motions.



**Figure 5a**



**Figure 5b**

### 3.2 Damped Forced Vibrations

Now linear viscous damping is adopted and harmonic forcing functions are considered with fixed  $\Omega$  frequency and may be made to be resonant with only one of the two modes. Nevertheless, due to internal resonance, energy may be passed back and forward between the modes. Amplitude of these functions are also increased gradually, searching for chaotic motions.

First, we set  $\Omega \cong \omega_1$  to directly excite only the first (sway) mode at a relatively low amplitude. Figure 6a presents the related PM in the  $q_1 \times q_1'$  plane (with  $q_2=0$  and  $q_2' > 0$ ). If the amplitude is increased, a certain point is reached so that this same PM, shown in Fig. 6b, displays a chaotic character, confirmed by the calculation of the LE.

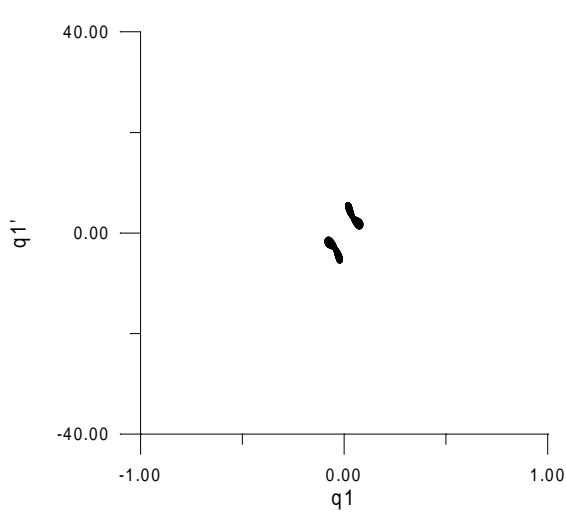


Figure 6a

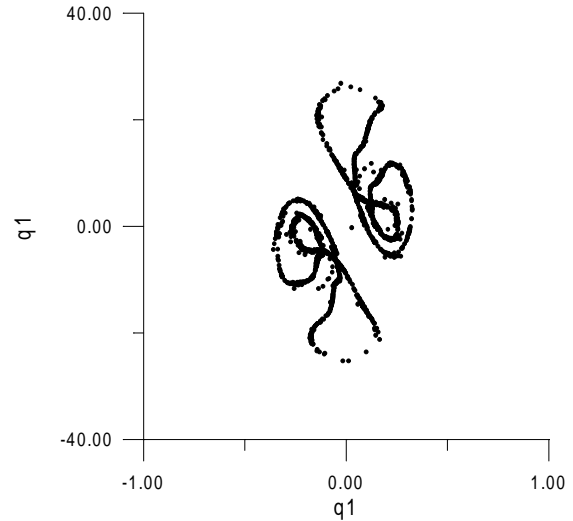


Figure 6b

It is interesting to note that Poincaré Maps in the  $q_2 \times q_2'$  plane (with  $q_1=0$  and  $q_1' > 0$ ) for this case, shown in Figures 7a and 7b, for the same two amplitude levels, also present chaotic motions.

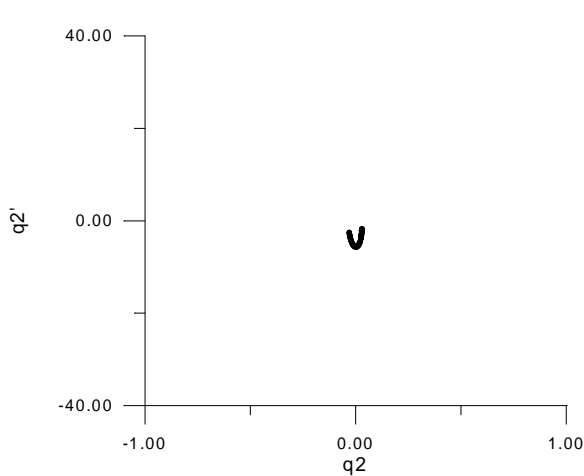


Figure 7a

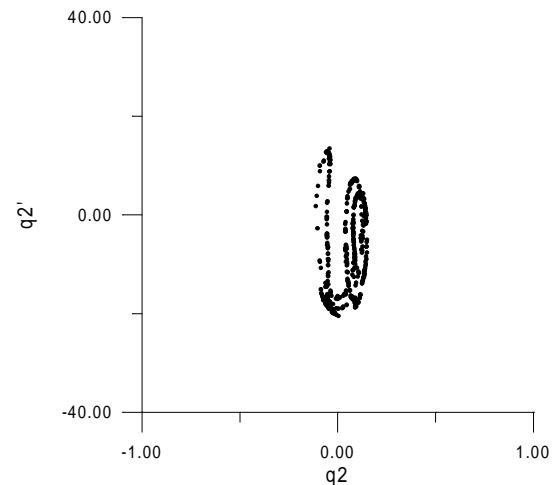


Figure 7b

Next, we set  $\Omega \cong \omega_2$  to directly excite only the second (symmetric) mode at a relatively low amplitude. Figure 8a presents the related PM in the  $q_1 \times q_1'$  plane (with  $q_2=0$  and  $q_2' > 0$ ), showing only two plotted points for the steady state regime. If the amplitude is increased, as shown in the MP of Fig. 8b, the same two point pattern is observed, with no chaotic motions.

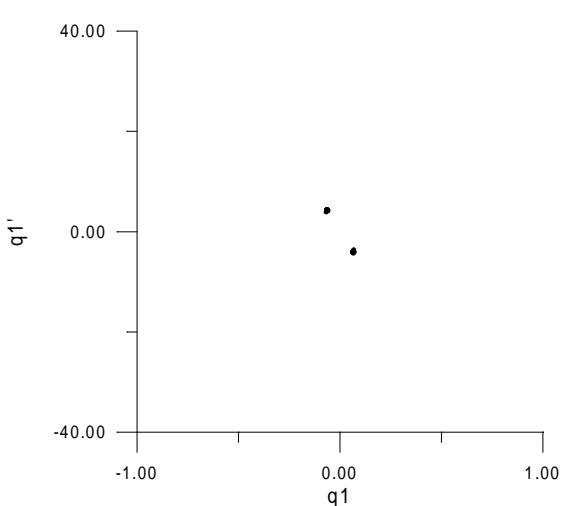


Figure 8a

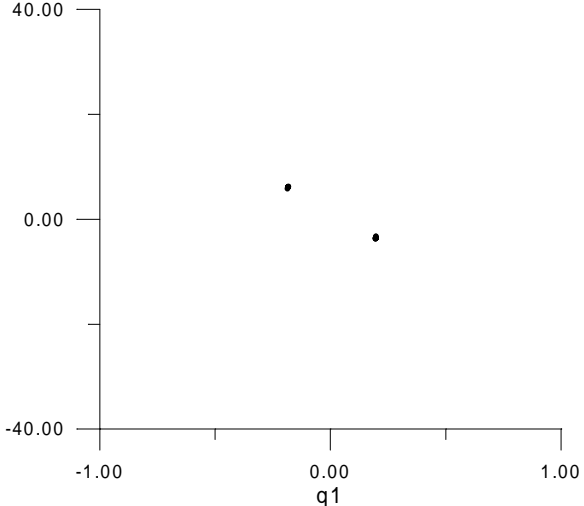


Figure 8b

Similarly, we note that Poincaré Maps in the  $q_2 \times q_2'$  plane (with  $q_1=0$  and  $q_1' > 0$ ) for this case, shown in Figures 9a and 9b, for the same two amplitude levels, present only periodic motions.

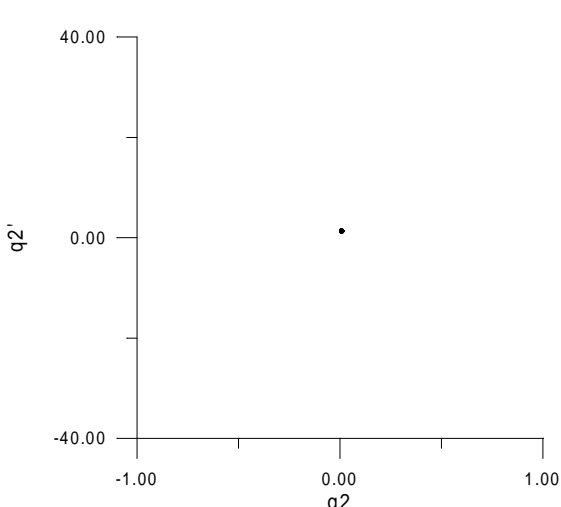


Figure 9a

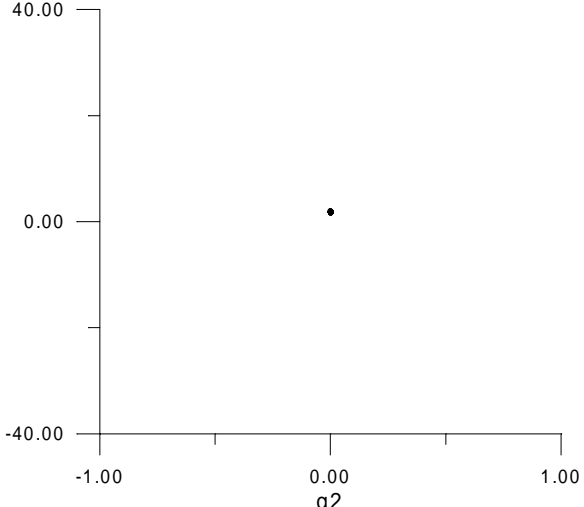


Figure 9b

**4. CONCLUSIONS**

A two degree of freedom model of a simple portal frame of geometric nonlinear behavior was studied for free and forced vibrations. Conditions of internal resonance were set, allowing for exchange of energy between the modes. The increase of the level of energy imparted to the system lead to chaotic motions in certain situations, as shown via Poincaré Maps and the calculation of Lyapunov exponents. Extension of this work for non ideal sources of energy is in its way and will be reported in the future.

## 5. ACKNOWLEDGEMENTS

The authors acknowledge financial support by FAPESP and CNPq, both Brazilian research funding agencies. They also thank the Department of Structural and Foundations Engineering of the Polytechnic School of the University of São Paulo and the Applied Mathematics Department of the State University of São Paulo at Rio Claro, Brazil.

## 6. REFERENCES

- Barr, A.D.S., and D.C. McWannell,D.C., 1971, Parametric instability in structures under support motion, *Journal of Sound and Vibration*, **14**, No. 4, 491-509.
- Brasil, R.M.L.R.F., and Mazzilli, C.E.N., 1990, Vibrações Não-Lineares em Fundações Aporticadas de Máquinas. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseno en Ingeniera* **6**, No. 1, 147-158.
- Brasil, R.M.L.R.F. and Mazzilli, C.E.N., 1993, A general FEM formulation of nonlinear dynamics applied to accessing the static loading effect upon the dynamic response of planar frames. *Applied Mechanics Reviews* **46**, No. 11, 110-117.
- Brasil, R.M.L.R.F., 1997, Multiple Scales Analysis of Nonlinear Oscillations of A Portal Frame Foundations for Several Machine, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, **21**, No. 4, 641-654.
- Brasil, R.M.L.R.F. and D. T. Mook, 1994, Vibrations of a Portal Frame Excited by a Non-Ideal Motor, in: *Proceedings of the Fifth Conference on Nonlinear Vibrations, Stability, and Dynamics of Structures*, Blacksburg, VA, USA.
- Mazzilli, C.E.N. and Brasil, R.M.L.R.F., 1995, Effect of Static Loading on the Nonlinear Vibrations of a Three-Time Redundant Portal Frame: analytical and Numerical Studies, *Nonlinear Dynamics* **8**, 347-366.

# ESTUDOS COMPARATIVOS DE FREQUÊNCIAS NATURAIS DE PLACAS TRIANGULARES E RETANGULARES MONTADAS EM BALANÇO

**Américo Tetuo Miyazima**

**Araildo Lima da Silva**

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Departamento de Mecânica, 12500-000, Av. Ariberto Pereira da Cunha 333, Guaratinguetá, SP, Brasil. E-mail:[americo@iem.efei.br](mailto:americo@iem.efei.br)

**Paulo Shigueme Ide**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Mecânica, 35700-000, Av. BPS 1303, Itajubá, MG, Brasil.

## RESUMO

O presente trabalho é um estudo de uma placa triangular e outra retangular em balanço, de comportamento linear, a fim de se compararem as frequências naturais obtidas pelo método de elementos finitos via resíduos ponderados com resultados experimentais. Para se realizar os ensaios experimentais foram construídas bancadas numa base de concreto para impor a condição de engastamento rígido e indeslocável. As placas em estudo possuem dimensões: triangular, no eixo x 0,80 m, eixo y 0,70 m e espessura 0,003 m; retangular, no eixo x 0,72 m, eixo y 0,70 m e espessura 0,003 m. O material da placa utilizada é de aço. Fixando-se a placa triangular em balanço na base de concreto, e utilizando um analisador de frequência interligado a um acelerômetro e com a excitação feita com uso de um martelo apropriado, foram levantadas as frequências naturais. Repetiu-se o ensaio também para a placa retangular o mesmo procedimento. Os resultados obtidos pelo método de elementos finitos em estudo, foram comparados com resultados obtidos pelos ensaios. Comparou-se também com resultados obtidos pelo software comercial ANSYS, os dois casos de placas apresentaram excelentes resultados.

**Palavras-chave:** Elementos finitos, Frequências naturais, Placas

## 1. INTRODUÇÃO

O Método dos Elementos Finitos é um procedimento para discretização dos contínuos da Física Matemática. A solução analítica de equações diferenciais é substituída por uma aproximação constituída de uma superposição de funções coordenadas, cujos parâmetros são determinados e aplicando-se o Método dos Resíduos Ponderados. Para que o estudo de método numérico tenha confiabilidade em seus resultados, comparou-se com resultados obtidos através de ensaios experimentais e também com o software comercial ANSYS para mostrar a eficiência do método utilizado e do programa desenvolvido em linguagem Pascal.

## 2. EQUAÇÃO DIFERENCIAL DO MOVIMENTO DAS PLACAS

### 2.1 Hipóteses

No desenvolvimento da equação diferencial do movimento serão admitidas as seguintes hipóteses:

- a - Pequenas deformações e deslocamentos;
- b - Retas normais ao plano médio da placa permanecem normais a esse plano após a deformação;
- c - O valor da tensão  $\sigma_z$  - tensão normal ao plano da placa - é desprezível quando comparado aos valores de  $\sigma_x$  e  $\sigma_y$ ;
- d - Carregamentos somente normais ao plano médio da placa indeformada.

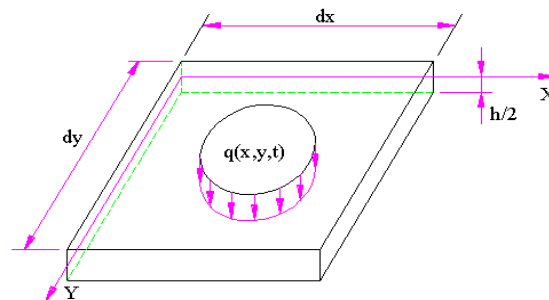
### 2.2 Relações deslocamentos-deformações

Da teoria da elasticidade linear, tem-se:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \text{e} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (1)$$

### 2.3 Esforços solicitantes

Figura 1 mostra um elemento de placa de espessura  $h$  e de dimensões  $dx$  e  $dy$ , onde os eixos  $x$  e  $y$  estão situados no plano neutro da placa. O carregamento dinâmico  $q(x,y,t)$  presente na figura considerada é transversal à placa e possui dimensão de força por unidade de área.



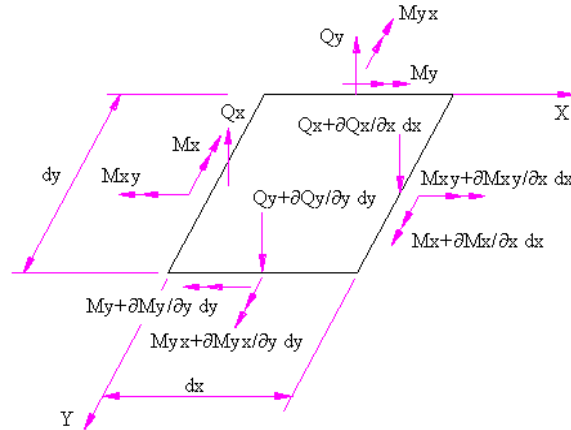
**Figura 1.** Carregamento dinâmico de um elemento de placa.

Fazendo-se o equilíbrio, obtém-se:

$$M_x = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right), \quad M_y = -D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right), \quad M_{xy} = +D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

$$\text{e } M_{yx} = -D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad \text{onde } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2)$$





**Figura 2.** Esforço cortante e momentos atuando sobre um elemento de placa.

## 2.4 Equilíbrio de um elemento de placa

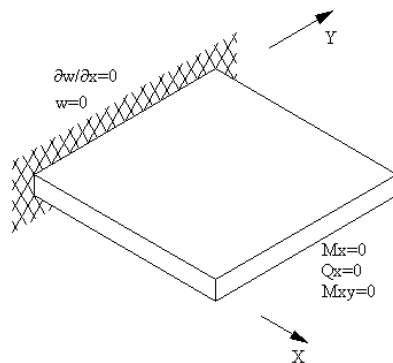
Equilíbrio dos esforços na direção z,

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q(x, y, t) = h\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (3)$$

Substituindo a Eq. (2) na Eq. (3), resulta-se:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q(x, y, t) - h\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}}{D} \quad (4)$$

## 2.5 Condições de contorno da placa



**Figura 3.** Condições de contorno para uma placa em balanço.

## 3. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS VIA RESÍDUOS PONDERADOS

### 3.1 Método dos resíduos ponderados

A aplicação do método dos elementos finitos exige, como condição prévia, a transformação da equação diferencial do movimento em uma equação integral equivalente. Para isso considerando a função  $\gamma = \gamma(x, y)$ , arbitrária no espaço e no tempo, contínua e duas

vezes derivável no domínio da placa e tal que, ao longo de Cd, em qualquer instante, ocorra:  $\gamma=0$  e  $\frac{\partial\gamma}{\partial n}=0$ ; donde  $\frac{\partial\gamma}{\partial x}=\frac{\partial\gamma}{\partial y}=0$  em Cd.

Multiplicando ambos lados da Eq. (3) pela função  $\gamma$  e integrando no domínio da placa resulta:

$$\iint_{\Omega} \gamma \left[ \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q(x, y, t) - h\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right] dx dy = 0 \quad (5)$$

Integrando na região de contorno, resulta:

$$\begin{aligned} \iint_{\Omega} \left[ \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x^2} M_x - 2 \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x \partial y} M_{xy} + \frac{\partial^2 \gamma}{\partial y^2} M_y \right] dx dy + \int_{C\sigma} \gamma W n ds - \int_{C\sigma} \frac{\partial \gamma}{\partial n} M n ds = \\ \iint_{\Omega} \gamma \left[ h\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - q(x, y, t) \right] dx dy \end{aligned} \quad (6)$$

Supondo-se uma solução aproximada para o deslocamento da placa  $\bar{w}(x,y)$ , os esforços  $M_x$ ,  $M_y$  e  $M_{xy}$  poderão ser calculados através da Eq. (2). Adotando-se a solução aproximada  $\bar{w}$ , a Eq. (3), não será satisfeita:

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + q(x, y, t) - h\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = R \neq 0 \quad (7)$$

onde R = resíduo no ponto de coordenadas (x,y).

### 3.2 Discretização da função peso e hipótese de Galerkin

Aplicando-se uma discretização pelo Método dos Elementos Finitos e adotando uma solução aproximada ( $\bar{w}$ ) para o deslocamento transversal da placa ( $w(x,y,t)$ ), da seguinte forma:

$$\bar{w} = \sum_{j=1}^n (w_j N_{j1} + \alpha_j N_{j2} + \beta_j N_{j3}) + \sum_{j=n+1}^m (w_j N_{j1} + \alpha_j N_{j2} + \beta_j N_{j3}) \quad (8)$$

onde w é o deslocamento transversal,  $\alpha$  e  $\beta$  são rotações nos pontos nodais, e N são funções de interpolação.

A hipótese de Galerkin, é quando, as funções de ponderação serão as mesmas utilizadas para funções de forma.

### 3.3 Formulação matricial

Substituindo a Eq. (8) na Eq. (2), e por sua vez na Eq. (6), resulta:

$$\underline{KX} + \underline{M}\ddot{X} = \underline{F} \quad (9)$$

onde

$$\underline{K} = D \iint_{\Omega} \left\{ \left( \frac{\partial^2 N}{\partial x^2} \right) \left( \frac{\partial^2 N^t}{\partial x^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 N}{\partial y^2} \right) \left( \frac{\partial^2 N^t}{\partial y^2} \right) + \gamma \left[ \left( \frac{\partial^2 N}{\partial x^2} \right) \left( \frac{\partial^2 N^t}{\partial y^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 N}{\partial y^2} \right) \left( \frac{\partial^2 N^t}{\partial x^2} \right) \right] + 2(1-\nu) \left( \frac{\partial^2 N}{\partial x \partial y} \right) \left( \frac{\partial^2 N^t}{\partial x \partial y} \right) \right\} dx dy \quad (10)$$

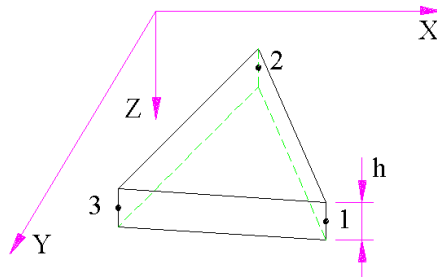
$$\underline{M} = h\rho \iint_{\Omega} NN^t dx dy \quad (11)$$

$$\underline{F} = - \iint_{\Omega} Nq dx dy - \int_{C\sigma} NVnds + \int_{C\sigma} \frac{\partial N}{\partial n} Mnds \quad (12)$$

## 4. ELEMENTOS FINITOS PARA PLACAS

### 4.1 Elemento triangular

A numeração nodal é anti-horária e a espessura (h) é constante ao longo do domínio do elemento.



**Figura 4.** Sistema de coordenadas e numeração de nós.

### 4.2 Matriz de rigidez

A obtenção da matriz de rigidez demanda um trabalho considerável, Joseph *et al* (1979), por meio de manipulação algébrica obteve-se a expressão da matriz de rigidez. Utilizou-se a propriedades do material  $E = 210 \times 10^9$  Pa e  $\nu = 0,3$ .

$$\underline{K}^e = \frac{1}{8A_{123}^3} Q^t U Q$$

### 4.3 Matriz de massa

Substituindo-se o vetor de interpolação N, na Eq. (10), obtém-se a matriz de massa do elemento triangular em estudo. Utilizou-se a propriedade do material  $\rho = 7830$  Kg/m<sup>3</sup>.

## 5. MODOS NATURAIS DE VIBRAÇÃO

Um modo natural de vibração é aquele onde todos os pontos do domínio do problema considerado executam um movimento harmônico simples de mesma frequência e fase, na ausência do correngamento externo. Logo:

$$\iint_{\Omega} \left[ \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x^2} M_x - 2 \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x \partial y} M_{xy} + \frac{\partial^2 \gamma}{\partial y^2} M_y \right] dx dy = -\omega^2 \iint_{\Omega} \gamma h \rho V dx dy \quad (13)$$

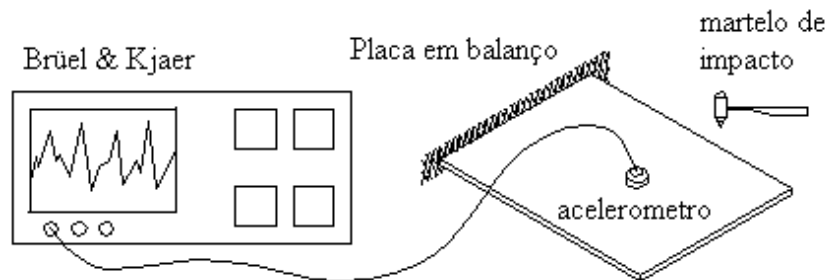
Na forma matricial:

$$\underline{K} \underline{X} - \omega^2 \underline{M} \underline{X} = \underline{0} \quad (14)$$

As frequências naturais foram obtidas utilizando o método de Jacobi.

## 6. ESQUEMA DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Uma placa triangular (geometria triângulo retângulo) é fixada numa base de concreto para impor a condição de fixação rígida e indesejável. Aplicou-se o mesmo procedimento para placa retangular. Um aparelho que medem as frequências naturais foi instrumentado como se mostra na Figura 5, e excitou-se a placa utilizando um martelo de impacto. Após alguns segundos o aparelho registra frequências naturais que estão citadas nas Tabelas 1 e 3.



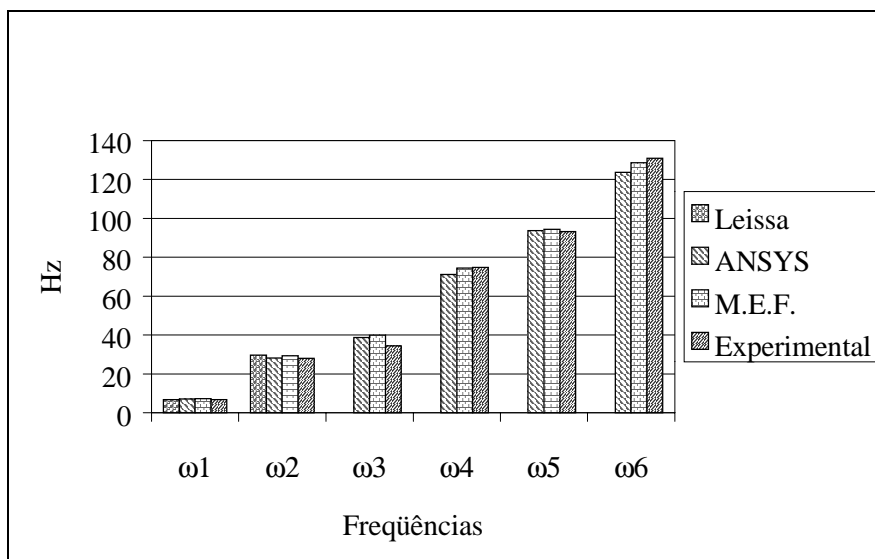
**Figura 5.** Esquema para obter frequências naturais experimentalmente.

## 7. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados de frequências naturais obtidos pelo Método de Elementos Finitos (M.E.F.) utilizou-se divisão de malhas 4x4 em casos de placas triangular e retangular, foram comparados com fontes de Leissa (1969), ANSYS, e ensaio experimental.

**Tabela 1.** Frequências naturais - Placa triangular

Frequências (Hz)	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$	$\omega_6$
Leissa	6,88	29,69	-	-	-	-
ANSYS	7,20	28,24	38,64	71,17	93,70	123,69
M.E.F.	7,31	29,39	40,11	74,50	94,39	128,65
Experimental	6,80	28,00	34,40	74,80	93,20	131,00



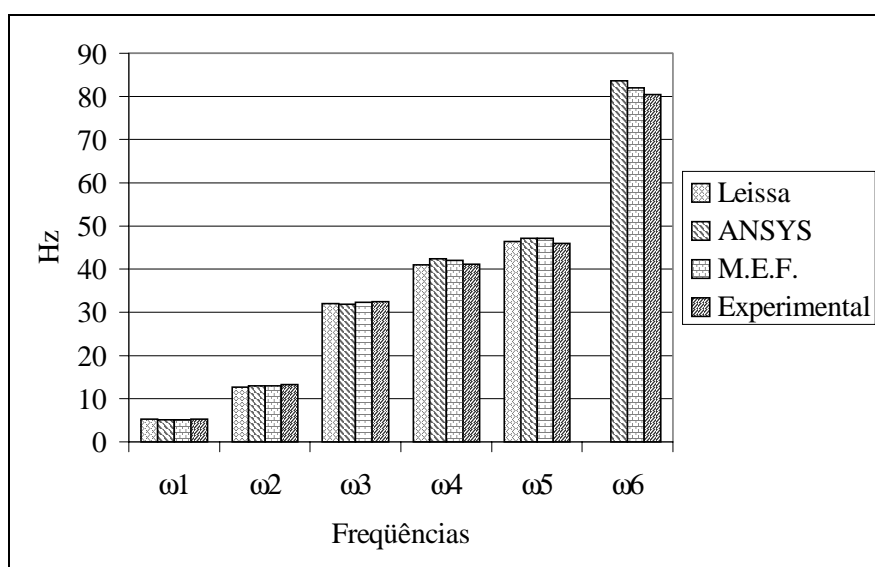
**Figura 6.** Frequências naturais de Placa triangular em balanço.

**Tabela 2.** Desvio percentual – Placa Triangular

(%)	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$	$\omega_6$
M.E.F. x Leissa	7,50	1,02	-	-	-	-
M.E.F. x ANSYS	1,50	3,91	3,66	4,47	0,73	3,86
M.E.F. x Exper.	6,98	4,73	14,24	0,40	1,26	1,83

**Tabela 3.** Frequências naturais - Placa retangular

Frequências (Hz)	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$	$\omega_6$
Leissa	5,20	12,72	31,98	40,96	46,49	-
ANSYS	5,17	13,01	31,93	42,41	47,15	83,59
M.E.F.	5,17	13,03	32,26	42,06	47,12	82,05
Experimental	5,20	13,20	32,40	41,20	46,00	80,40



**Figura 7.** Frequências naturais de Placa retangular em balanço.

**Tabela 4.** Desvio percentual – Placa Retangular

(%)	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$	$\omega_6$
M.E.F. x Leissa	0,58	2,38	0,87	2,62	1,34	-
M.E.F. x ANSYS	0,00	0,15	1,02	0,83	0,06	1,88
M.E.F. x Exper.	0,58	1,30	0,43	2,04	2,38	2,01

## 8. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve a preocupação de mostrar que o método de elementos finitos (via resíduos ponderados), aplicado numa placa em balanço, possuem uma precisão muito boa de frequências naturais como se mostram nas Tabelas 2 e 4. O maior desvio percentual apresentado no caso de placa triangular foi na primeira e terceira frequências em relação Leissa e Experimental. Em relação ANSYS apresentaram desvios bem comportados ficando abaixo de 5%.

O desvio percentual para o caso de placa retangular, apresentaram de uma forma mais uniforme, ficando abaixo de 3%. Em particular com relação ao ANSYS, ficaram abaixo de 2%. Portanto o método de elementos finitos em estudo apresentaram frequências naturais extremamente confiáveis principalmente para o caso de placa retangular.

## 9. REFERÊNCIAS

- Bathe, K. J., 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis., Englewood Cliffs, N.J., Prince Hall.
- Caughey, T. K., 1960, Classical Normal Modes in Damped Linear Dynamic Systems., J. Applied Mechanics, vol. 27, 269-271 p.
- Clough, R. W. & Penzien, J., 1975, Dynamics of Structures., McGraw-Hill, London.
- Costa, H. B., 1986, Elementos Finitos (via resíduos ponderados) na Resolução do Problema de Segunda Ordem das Placas., Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, Brasil.
- Garzeri, F. J., 1991, Elementos Finitos (via resíduos ponderados) na Análise Dinâmica de Placas de Comportamento Linear., EPUSP, São Paulo.
- Gorman, D. J., 1982, Free Vibration Analysis of Rectangular Plates., Elsevier North Holland, New York.
- Joseph, K. T. & Rao, S., 1979, A Fast Algorithm for Triangular Plate Bending Element., Int. J. Num. Meth. Eng., vol. 14, 1100-1103 p.
- Leissa, A. W., 1969, Rectangular Plates in Vibration of Plates, NASA SP-160, Washington, 41-160 p.
- Timoshenko, S. P. & Woinowsky-Krieger, S., 1959, Small Deflections of Laterally Loaded Plates in Theory of Plates and Shells., McGraw-Hill, London, 79-104p.
- Zienkiewicz, O.C., 1977, Bending of Thin Plates, In: The Finite Element Method. 3 ed. McGraw-Hill, London, 226-267p.

# **ESTUDO COMPARATIVO ENTRE O MÉTODO DE DETECÇÃO DE ENVELOPES E O USO DE WAVELETS PARA A AVALIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE ROLAMENTOS.**

**Francisco Paulo Lépore Neto**

**Marcelo Braga dos Santos**

**Hemerson Bovi**

Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Mecânica

Bloco 1-M - Campus Santa Mônica, Uberlândia - MG, CEP: 38406-907

flepore@mecanica.ufu.br, mbsantos@mecanica.ufu.br, hbovi@mecanica.ufu.br

## **Resumo**

Neste trabalho são apresentadas as técnicas de detecção de envelopes e de decomposição em wavelets. É feita uma comparação da eficiência destes métodos, determinando-se em quais situações é aconselhada a aplicação de uma ou outra metodologia. Estas técnicas são validadas através de suas aplicações em sinais simulados e em sinais obtidos em uma bancada de laboratório.

**Palavras Chave:** Wavelet, Envelope, Rolamento, Bandas de Alta Frequência.

## **1. Introdução**

O desempenho de máquinas rotativas é dependente de uma série de componentes, dentre os quais pode-se destacar os rolamentos. Tais componentes apesar de seu baixo custo são importantes no desempenho destas máquinas, pois uma falha nos rolamentos pode acarretar danos em componentes mais importantes. (Bovi e Lépore, 1999)

Com a evolução tecnológica tornou-se necessário a aplicação de metodologias precisas na identificação de falhas em rolamentos, dentre as quais destacam-se a análise do espectro de vibração, detecção de envelopes e recentemente o uso de transformadas tempo-frequência. (Santos e Lépore, 1999)

Neste trabalho são apresentadas as técnicas de detecção de envelopes e de decomposição em wavelets. É feita uma comparação da eficiência destes métodos, determinando-se em quais situações é aconselhada a aplicação de uma ou outra metodologia.

Em uma análise prévia do sinal de vibração são determinadas as bandas de frequência onde as informações a respeito dos defeitos em rolamentos sobrepõem-se às influências de outras fontes de excitação, como por exemplo o desbalanceamento e o desalinhamento.

Estas técnicas são aplicadas à sinais simulados computacionalmente, onde são incluídos os efeitos de modulação em amplitude pelas frequências naturais do caminho de propagação entre o defeito e ponto de medida, e a modulação em amplitude gerada pela variação de carga ao longo dos elementos móveis do rolamento.

Em uma bancada de laboratório são ensaiados rolamentos com defeitos introduzidos artificialmente na pista interna e externa. Os sinais adquiridos são utilizados para a validação destas metodologias de análise em aplicações práticas.

## 2 Análises de Bandas de Alta Frequência

Em sinais de vibração adquiridos em máquinas rotativas, tem-se um espectro rico em informações, nele estão presentes sinais provenientes de fenômenos como desbalanceamentos, desalinhamentos, defeitos em rolamentos, entre outros.

Os sinais provenientes dos rolamentos são os que possuem menor amplitude quando comparada às produzidas pelos demais defeitos. Para determinar-se falhas nos rolamentos deve-se analisar as bandas de alta frequência, onde se localizam as frequências naturais referentes ao caminho de propagação entre a fonte de excitação e o ponto de medida das vibrações.

Esta análise é baseada no conceito de que forças transitórias são capazes de excitar as frequências naturais de uma estrutura. Como a passagem de um elemento rolante por uma região defeituosa do rolamento gera forças de natureza impulsiva, é razoável admitir que estas forças irão excitar preferencialmente as frequências naturais do caminho de propagação da vibração entre o defeito e o ponto de medida. Desta maneira nestas bandas de frequências os sinais de vibração provenientes do rolamento serão amplificados.

Geralmente estas frequências se localizam acima de  $1000\text{ Hz}$ , portanto a filtragem do sinal nestas regiões do espectro permite isolar os sinais provenientes do rolamento, uma vez que os demais defeitos se encontram em frequências próximas a frequência de rotação do eixo que são inferiores a  $1000\text{ Hz}$ . (Braun, 1986)

Devido a modulação em amplitude do trem de pulsos, com as frequências naturais, são notadas no espectro bandas laterais em torno destas frequências. Estas bandas laterais são portanto portadoras de informações a respeito das condições de operação do rolamento, de tal maneira que um aumento em suas amplitudes é um indicativo do aumento da severidade do defeito no rolamento, uma vez que o ganho fornecido pela estrutura pode ser considerado invariante. (Braun, 1986)

Neste trabalho utiliza-se a análise em bandas de alta frequência como uma pré análise para a aplicação da técnica de detecção de envelopes, largamente utilizada na identificação de defeitos de origem impulsiva. (Bovi e Léopore, 1998).

Após a filtragem do sinal na banda de interesse este é retificado, e posteriormente é utilizado um filtro passa baixo com frequência de corte ligeiramente acima da maior frequência de repetição do trem de pulsos originado pelos defeitos.

Este procedimento permite conservar apenas o contorno do sinal, caracterizado pelas baixas frequências. Esta metodologia é preferida em detrimento ao uso da transformada de Hilbert devido ao seu melhor rendimento computacional.

Deve-se notar que esta técnica é extremamente dependente dos parâmetros de amostragem do sinal, principalmente quando é necessário não apenas detectar a presença do defeito, mas também a evolução da severidade das falhas presentes nos rolamento. Baixas resoluções em frequência irão acarretar erros na estimativa do espectro comprometendo a sensibilidade do método.

Em geral devido a necessidade em se analisar frequências altas, a aquisição deve se dar com um número elevado de pontos, afim de reduzir a níveis satisfatórios a resolução em frequência do espectro.

Realizar um elevado número de médias é um procedimento adequado uma vez que ocorrerá uma redução dos erros aleatórios na estimativa do espectro, bem como uma redução do nível de ruído no sinal sob análise. (Bendat and Piersol, 1986)

Estas limitações aumentam o tempo de análise e requerem uma quantidade razoável de memória para o processamento destes sinais, uma vez que a quantidade de pontos por amostra e o número de amostras são elevados.



### 3. Detecção de Falhas em Rolamentos Utilizando Wavelets

O uso de wavelets no monitoramento das condições de operação de máquinas tem se expandido principalmente devido a capacidade desta técnica de tratar sinais não estacionários e de detectar padrões de onda localizados ao longo do sinal amostrado. (Liu and Ling, 1999)

Neste trabalho utiliza-se uma wavelet desenvolvida a partir da resposta ao impulso de um sistema mecânico, este desenvolvimento é baseado na característica da resposta do mancal de rolamento a excitações do tipo impulsivas oriundas dos defeitos em seus componentes. (Lépre e Santos, 1999)

A wavelet mãe utilizada possui duas propriedades matemáticas importantes para o tratamento de sinais : ortogonalidade e ortonormalidade. Estas duas características são determinantes para a precisão e pela representação unívoca do sinal ( Santos, 1999). Esta função é escrita na equação seguinte:

$$\psi_{f,\phi,\xi,\tau} = \begin{cases} \frac{e^{(-\alpha)} \cos(\beta + \phi)}{\sqrt{\int_{t_0}^T (e^{(-\alpha)} \cos(\beta + \phi))^2 dt}} & t \geq \tau \\ 0 & t < \tau \end{cases} \quad \begin{cases} \alpha = -\frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} 2\pi * f * (t - \tau) \\ \beta = 2\pi * f * (t - \tau) \end{cases} \quad (1)$$

Utilizando a família de wavelets geradas a partir da wavelet mãe definida na equação 1 o sinal é decomposto segundo o algoritmo “*Matching Pursuit*” escrito na equação abaixo :

$$R_f^n = \langle R_f^n, \psi_{\gamma_n} \rangle \psi_{\gamma_n} + R_f^{n+1} \quad n = 0, \dots, m \quad (2)$$

O termo  $R_f^0$  refere-se ao sinal adquirido, e o conjunto  $\gamma$  aos parâmetros da wavelet mãe.

A determinação das funções  $\psi_{\gamma}$  que melhor se adaptam ao sinal, é realizada através de um algoritmo de otimização, onde as variáveis de projeto são os parâmetros da wavelet mãe respectivamente frequência, fase, coeficiente de decaimento e instante de tempo de início do pulso. A função objetivo é descrita como abaixo :

$$k_n = \frac{|\langle R_f^n, \psi_{\gamma_0} \rangle|}{\|R_f^n\|} \quad (3)$$

O algoritmo de otimização utilizado é uma combinação entre o algoritmo “*Simulated Annealing*” modificado (Santos, 1999) e o método do gradiente descendente. Esta metodologia foi adotada devido ao mal condicionamento numérico da função  $k$ , que exige algoritmos de otimização menos susceptíveis a presença de mínimos locais.

O término do algoritmo de decomposição é determinado quando os valores dos índices de correlação  $k_n$  se reduzirem a valores próximos daqueles obtidos na análise de um sinal tipo ruído branco com o mesmo dicionário (Mallat, 1993). Esta relação é escrita na equação abaixo :

$$k(R_f^n) > E[k(R_w)] \quad (4)$$

Através dos parâmetros das funções  $\psi$ , que decompõem o sinal, são calculadas as propriedades do trem de pulso, determinando assim as condições de operação do rolamento.

Neste trabalho utiliza-se a análise de bandas de alta frequência como um pré processamento do sinal afim de reduzir o espaço de busca referente a variável  $f$ , este procedimento reduz o número de iterações do algoritmo de otimização e um aumento da eficiência do método.

O uso da decomposição em wavelets não requer sinais amostrados com alta resolução, porém o custo computacional é maior que do método de detecção de envelopes. O uso da decomposição em wavelets é justificado pela baixa susceptibilidade do método a presença de ruído, sua capacidade em detectar padrões de ondas específicos e pequenas variações de amplitude dos padrões de onda.

O custo computacional da decomposição em wavelets é decorrente da necessidade de se realizar a integral de convolução para determinar o parâmetro  $\tau$ . Na metodologia proposta, o cálculo da integral de convolução é feito utilizando a transformada de Fourier. Este procedimento para uma amostra de tamanho  $n$ , reduz o número de operações de  $n^2$  para  $2 \cdot \log_2 n$ , levando a um aumento da eficiência do algoritmo.

#### 4. Simulação Numérica e Bancada experimental.

Devido a cinemática do movimento de um rolamento o defeito em cada um de seus componentes, elementos rolantes, pistas interna e externa, são facilmente isolados através da frequência de repetição dos pulsos produzidos pela passagem de um elemento rolante pela região defeituosa.

Para um rolamento de uma carreira de esferas, as equações que definem as frequências de repetição dos pulsos determinadas pela análise cinemática do mancal, são :

$$f = |f_c - f_i| \quad \text{Defeito na pista Interna}$$

$$f = |f_c - f_o| \quad \text{Defeito na Pista Externa}$$

$$f_c = 0.5f_r(1-\gamma) + 0.5f_o(1+\gamma) \quad (5)$$

$$\gamma = \left( \frac{d_b}{d_p} \right) \cos \psi$$

Na equação 5,  $f_r$ ,  $f_i$  e  $f_o$  correspondem as frequências de rotação da pista móvel, pista interna e pista externa respectivamente. Os termos  $d_b$ ,  $d_p$  e  $\psi$  são, respectivamente, o diâmetro do elemento rolante, o diâmetro primitivo do rolamento e o ângulo de contato entre as pistas e os elementos rolantes.

Com as frequências de repetição dos pulsos determinadas pode-se escrever um modelo matemático que representa a forma de onda gerada por um defeito em um rolamento (Braun, 1986) :

$$x_i(t) = \sum_j g_i(t - jT_i)U(t - jT_i)$$

$$g_i(t) = A_i e^{\left( \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \omega_d t \right)} \cos(\omega_d t + \phi) \quad (6)$$

Na equação 6,  $\omega_d$ ,  $\phi$  e  $\xi$  são propriedades físicas do caminho de propagação do pulso originado ao ponto de medida. O termo  $U(t-j*T)$  corresponde a um pulso de amplitude unitária e período de repetição correspondente as frequências da equação 5.

Deve-se notar que na equação (6) existe somente uma frequência portadora do trem de pulsos, pode-se acrescentar ainda um segundo efeito de modulação em amplitude, este efeito é dependente da posição em que se encontra a falha, uma vez que este é dependente da carga aplicada ao rolamento.

Este efeito de modulação em amplitude é devido à distribuição de carga não uniforme ao longo das pistas do rolamento. Esta distribuição de carga gera pulsos de amplitude diferentes quando a falha passa por regiões submetidas à cargas diferentes. Este efeito somente será notado quando a falha estiver em um elemento móvel do rolamento.

Quando considera-se o efeito de modulação em amplitude a expressão que descreve a onda gerada pelo rolamento é descrita pela equação seguinte :

$$x_i(t) = \sum_j g'_i(t - jT_i)U(t - jT_i) \quad \left\{ \begin{array}{l} Q_\theta = Q_{\max} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\theta) \right]^n \\ \theta = 2\pi f_r t \end{array} \right. \quad (7)$$

$$g'_i(t) = \begin{cases} g_i Q_\theta & t/T \leq \theta_{\max} \\ 0 & t/T > \theta_{\max} \end{cases}$$

Neste trabalho utiliza-se a equação (7) para gerar sinais de defeitos em rolamentos numericamente. Estes sinais são utilizados posteriormente para a análise do desempenho de ambos os métodos propostos, detecção de envelopes e decomposição em wavelets.

Na bancada experimental foram ensaiados rolamentos FAG 6306, que possui diâmetro primitivo de 53.1 mm e o diâmetro dos elementos rolantes de 12.5 mm. Nos rolamentos ensaiados foram introduzidos artificialmente defeito na pista interna e externa separadamente. Os defeitos consistiam de um risco longitudinal ao longo de toda pista. A posição dos defeitos introduzidos foi escolhida devido a possibilidade em se estudar a influência da modulação em amplitude provocada pela variação de carga.

A rotação do eixo foi controlada através de um inversor de frequência SIEMENS modelo MICROMASTER 6SE3112-1EA40 com potência de 0.5 Hp, que permite variar a velocidade de rotação do eixo entre 0 e 60 Hz. Os rolamentos foram ensaiados sob diversas condições de carga radial aplicada. Na figura 1 é mostrado um diagrama esquemático da bancada utilizada para os ensaios.

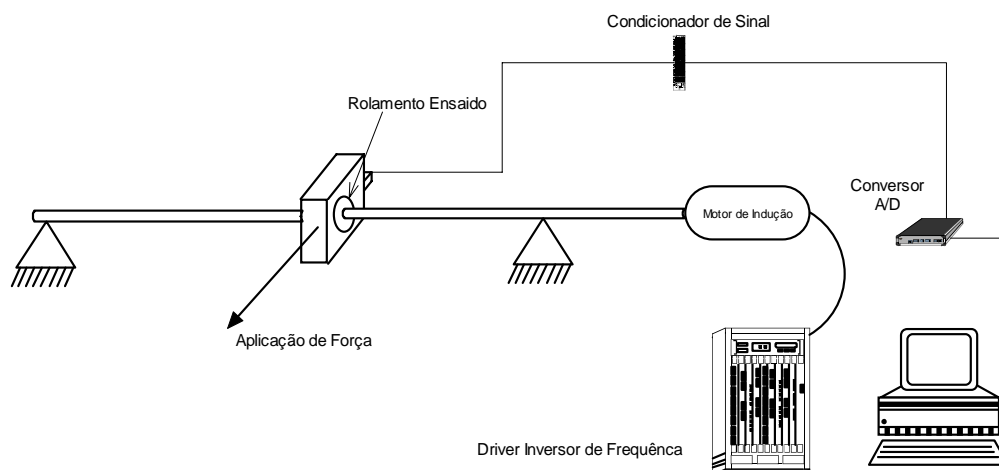


Figura 1- Diagrama esquemático da bancada para ensaios de rolamentos

Os sinais foram adquiridos utilizando um acelerômetro tipo 4367 B&K, e armazenados em computador utilizando um conversor A/D Win30DS4 Uei-Daq. Utilizando-se um condicionador de sinais acoplado ao acelerômetro, os sinais são filtrados analogicamente afim de se evitar o aparecimento de frequências fantasmas.

O rolamento foi montado ao eixo com uma pré carga inferior a recomendada pelo fabricante, tal montagem permite ampliar o efeito de modulação em amplitude pela carga. Esta pré carga faz com que nos testes onde o defeito está localizado na pista interior, móvel, o impulso gerado pelas esferas tenha amplitudes pouco maiores que o ruído de fundo. Esta metodologia permite avaliar a sensibilidade dos procedimentos de identificação propostos à presença de ruído de fundo na detecção de sinais com baixas amplitudes.

Na tabela 1 é mostrada a capacidade da decomposição em wavelets de detectar pequenas variações na amplitude dos pulsos. O valor da média refere-se ao aumento observado em todo trem de pulsos gerados pela equação (7). Nota-se que o desvio padrão do aumento das amplitudes é maior quando adiciona-se um ruído branco ao sinal, isto deve-se a modulação em amplitude pela variação de carga que gera alguns pulsos com amplitudes da ordem do ruído adicionado.

Tabela 1- Sensibilidade do método de decomposição em wavelets ao aumento da severidade dos defeitos gerados pela equação 7

Níveis de Força Impulsiva	Nível de Ruído Adicionado ao Sinal	Média	Desvio Padrão
1.05*Referência	Nulo	5.0001	0.0009
	10%	4.5621	2.9429
1.10*Referência	Nulo	10.0001	0.0002
	10%	8.5416	3.5693
1.15*Referência	Nulo	15	0.0002
	10%	14.8294	3.8889
1.20*Referência	Nulo	20	0.0003
	10%	17.7550	4.1603

Os sinais adquiridos na bancada de laboratório foram amostrados com uma frequência de aquisição de 20 KHz, e 16384 pontos por amostra. No método de detecção de envelopes foi utilizada um média no domínio da frequência de 60 amostras. Para a decomposição em wavelets utilizou-se sinais adquiridos com 20 KHz de frequência de amostragem e 2048 pontos por amostra.

Na figura 2 e na figura 3 são mostrados o espectro de envelopes e a decomposição em wavelets, após a filtragem na banda de alta frequência utilizada na detecção de envelopes, para rolamentos com defeito na pista externa e interna respectivamente. Nos ensaios realizados foram aplicados ao rolamento 20.463 Kgf de carga.

As rotações aplicadas nos ensaios são 15 Hz e 30 Hz para os rolamentos com defeito na pista interna e externa respectivamente, resultando em uma frequência de repetição dos pulsos de 75.18 Hz e 91.75 Hz para os dois casos.

Na figura 2 nota-se que ambos os métodos estudados são capazes de detectar a presença do defeito no rolamento, no gráfico do espectro de envelopes é notado um pico em 91 Hz correspondente ao defeito na pista interna, no sinal decomposto em wavelets os pulsos produzidos pelo defeito são identificados no sinal e possuem uma frequência de repetição de 91.74 Hz.

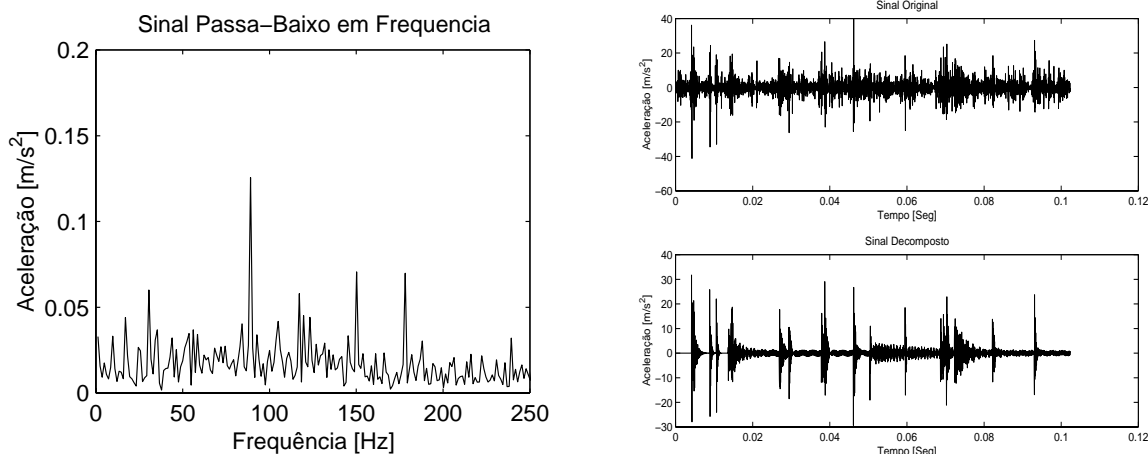


Figura 2- Espectro do envelope e o sinal decomposto em wavelets para um rolamento com defeito na pista externa

As amplitudes dos pulsos são obtidas diretamente, no espectro de envelopes pela amplitude do pico correspondente e no sinal decomposto em wavelets nas amplitudes dos pulsos.

Na detecção de defeitos na pista interna do rolamento, mostrado na figura 3, nota-se que o espectro de envelopes não possui resolução suficiente para identificar o defeito. Isto deve-se a baixa amplitude dos pulsos, provocada pela modulação em amplitude originada da variação da carga ao longo da pista móvel.

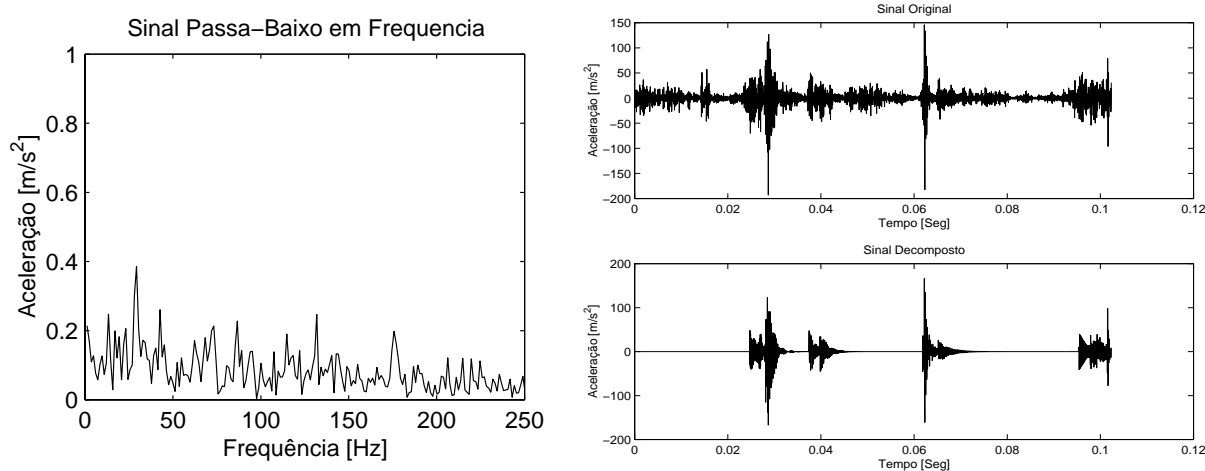


Figura 3- Espectro do envelope e o sinal decomposto em wavelets para um rolamento com defeito na pista interna

Para este caso o envelope detecta os pulsos de maior amplitude, aqueles originados na região de maior carregamento, resultando em picos próximos à frequência de rotação do eixo. A decomposição em wavelets por sua vez detecta a frequência de repetição dos pulsos, 74.394 Hz, devido a sua capacidade em detectar no sinal padrões de onda bem definidos.

## 5. Conclusões

O uso do procedimento de filtragem do sinal nas bandas de alta frequência centradas nas frequências naturais do caminho de propagação do defeito ao ponto de medida, possibilitou uma melhora no desempenho computacional da decomposição em wavelets, tanto pela redução do espaço de busca quanto pela eliminação prévia dos sinais oriundos de outras fontes de vibração.

A técnica de detecção de envelopes em bandas de alta frequência, mostrou-se robusta e com baixo custo computacional sendo indicada quando o defeito localiza-se na pista fixa do rolamento, onde não ocorre a modulação em amplitude pela variação da carga.

O uso da decomposição em wavelets mostrou-se mais eficaz para a detecção de defeitos localizados na pista interna do rolamento. Esta metodologia, é pouco sensível à presença de ruídos de fundo sendo capaz de identificar inclusive os pulsos de menor amplitude. As simulações da Tabela 1 indicam que a decomposição em wavelets é eficiente também na detecção de pequenas variações na severidade do defeito.

A técnica de detecção de envelopes quando comparada à de decomposição em wavelets tem um menor custo computacional, porém exige que os sinais sejam adquiridos com altas taxas de amostragem e um elevado número de pontos. A técnica de decomposição em wavelets apesar de apresentar um elevado custo computacional mostrou-se eficiente, mesmo com poucos pontos amostrados.

## **6. Agradecimentos**

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

## **7. Bibliografia**

Bendat, J. and Piersol, A.G., 1986, "Random Data Analysis and Measurements Procedures", 2ª Edition, John Wiley and Sons, USA.

Braun, S., 1986, "Mechanical Signature Analysis : Theory and Applications", Academic Press.

Lépore, F. P. e Bovi, H., 1999, "Análise das Bandas de Altas Frequências utilizadas na Detecção de Defeitos em Rolamentos", XV Cong. Brasileiro de Engenharia Mecânica, Brasil, Proc. in CDROM

Lépore, F. P. e Bovi, H., 1998, "Aplicação da Técnica de Análise de Bandas de Alta Frequência na Detecção de Falhas em Rolamentos", V Cong. de Engenharia Mecânica do Norte-Nordeste, Fortaleza, CE Brasil, Vol. 1, pp.181-188.

Lépore, F. P. e Santos, M. B., 1999, "Identificação de Falhas em Rolamentos utilizando Wavelets", IV Congresso Ibero-Americano de Ingenieria Mecanica - CIDIM 99, Santiago Chile, Vol. 2, pp. 299-304

Liu, B. and Ling, S. F., 1999, "On The Selection of Informative Wavelets for Machinery Diagnosis", Mechanical System and Signal Processing, Vol. 13, pp. 145-162.

Mallat, S. G., 1993, "Matching Pursuits with Time-Frequency Dictionaries", IEEE Transactions on Signal Processing, Vol. 41, No 12, pp. 3397-3415

Santos, M. B., 1999, "Uma Contribuição a Análise de Sinais utilizando Wavelets", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, M.G. Brasil.

## CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES EM PONTES RODOVIÁRIAS

**Pablo Anibal Lopez-Yanez**

**Judas Tadeu Gomes de Sousa**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Tecnologia, Pós-graduação em Mecânica, 58059-900, João Pessoa, PB, Brasil. E-mail: [jtgsousa@openline.com.br](mailto:jtgsousa@openline.com.br)

### Resumo

Neste artigo, apresenta-se um estudo sobre o controle ativo das vibrações das pontes rodoviárias submetidas a ação do tráfego dos veículos. O modelo estrutural do sistema principal é baseado no método dos elementos finitos e o carregamento proposto consiste de uma carga concentrada que percorre toda a extensão da ponte com velocidade constante. Para o controle da ponte, projetou-se um sistema de controle ativo baseado nas técnicas de controle ótimo quadrático. Os resultados das simulações, na presença ou não do controle, mostram o comportamento do sistema ao longo do tempo o que permite uma melhor escolha dos parâmetros de controle.

**Palavras-chave:** Pontes Rodoviárias, Atuadores, Controle Ótimo

### 1. INTRODUÇÃO

Vigas de pontes em geral são elementos flexíveis e portanto estão sujeitas a vibrações provocadas pela passagem dos veículos ou pela ação do vento. Esta situação pode afetar a integridade da estrutura ou, também, causar desconforto dos usuários dessa via de acesso. Mecanismos de controle ativo podem ser empregados para reduzir os efeitos nocivos destas oscilações, entretanto sempre existe a dificuldade de se encontrar atuadores de potência e velocidade de resposta adequados às massas envolvidas e ao tempo de excitação.

O controle ativo das vibrações em pontes, provocadas pela ação do tráfego de veículos, tem sido objeto de estudo de vários pesquisadores. Como exemplos dos trabalhos publicados nessa área, pode-se mencionar as pesquisas realizadas por Abdel-Rohman & Leipholz (1978), (1980) e Abdel-Rohman & Nayfeh (1987). Todos estes trabalhos demonstram a eficiência do controle das oscilações transversais em vigas de pontes utilizando-se um sistema de tirantes e atuadores.

No presente artigo, investiga-se a eficiência da aplicação de técnicas de controle ótimo na atenuação das vibrações em uma viga simplesmente apoiada submetida a ação do tráfego de veículos, o qual é representado como uma carga concentrada que percorre toda a extensão da ponte com velocidade constante.

## 2. MODELAMENTO DO SISTEMA

### 2.1 Representação gráfica do problema

A estrutura analisada consiste de uma viga de concreto simplesmente apoiada que sofre a ação de um carregamento dinâmico, o qual é representado por uma carga concentrada de amplitude constante, que percorre toda extensão da ponte com velocidade uniforme. Para o controle do sistema principal, definiu-se no meio do vão da ponte um atuador que promove uma força vertical responsável pelo controle das vibrações da ponte (figura 1).

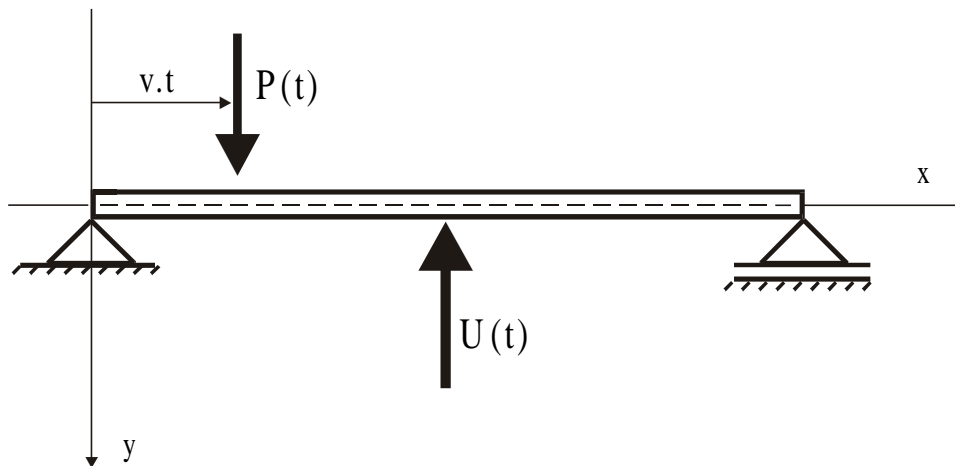


Figura 1

### 2.2 Barras sob flexão

O método de modelamento utilizado para solução desse problema segue a metodologia apresentada por Warburton (1976), baseada no método dos elementos finitos para barras sob flexão. A equação diferencial para um único elemento de viga em flexão, conforme proposto por Lopez-Yanez & Sousa (1997) pode ser escrita como:

$$\begin{Bmatrix} V_i \\ M_i \\ V_f \\ M_f \end{Bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_i \\ v_f \\ \theta_f \end{Bmatrix} + \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{v}_i \\ \ddot{\theta}_i \\ \ddot{v}_f \\ \ddot{\theta}_f \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} V_i^F \\ M_i^F \\ V_f^F \\ M_f^F \end{Bmatrix} \quad (1)$$

sendo,  $l$  o comprimento do elemento,  $A_t$  a área da seção transversal,  $EI$  a rigidez a flexão,  $\rho$  o peso específico,  $V_i$  e  $V_f$  as reações elásticas transversais ao eixo da peça,  $v_i$  e  $v_f$  os deslocamentos transversais  $V_i^F$  e  $V_f^F$  as reações de engaste perfeito,  $M_i$  e  $M_f$  os momentos elásticos,  $\theta_i$  e  $\theta_f$  as rotações, e  $M_i^F$  e  $M_f^F$  os momentos de engaste perfeito, onde os índices são relativos às extremidades inicial e final de uma barra de rigidez a flexão  $EI$ , (Figura 2).



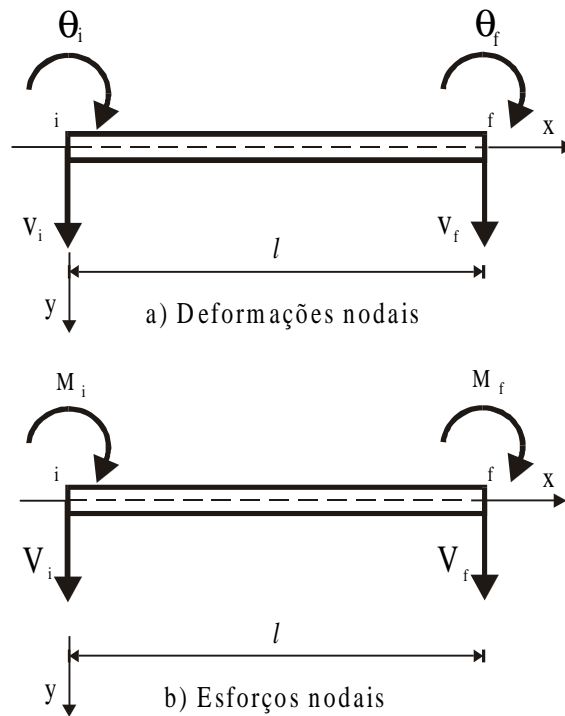


Figura 2

### 2.3 Graus de liberdade do sistema

Para esse problema foram admitidos os seguintes graus de liberdade, figura 3.

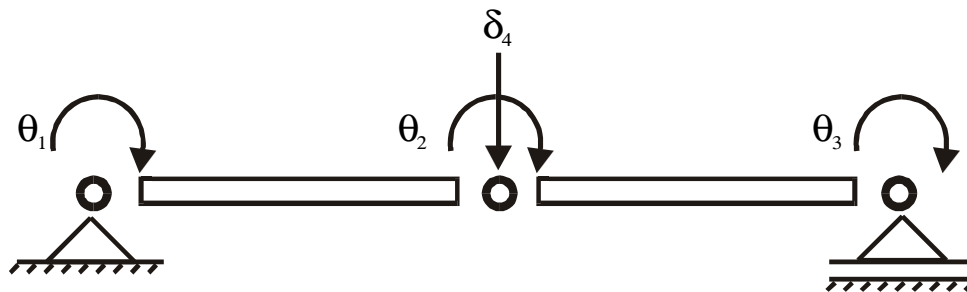


Figura 3

### 2.4 Equações do Movimento

Fazendo a análise do equilíbrio para cada nó, é determinado um sistema de equações diferenciais, representado matricialmente na equação 2, cujos coeficientes são apresentados no APÊNDICE A.

$$[M]\ddot{v}(t) + [K]v(t) = P(t) + U(t) \quad (2)$$

onde M é a matriz de massa, K a matriz de rigidez, v(t) o vetor de deslocamento, P(t) o vetor de carregamento externo, devido ao tráfego de veículos, e U(t) a força de controle.

Para tornar mais realística a simulação, na equação do sistema principal é considerado uma razão de amortecimento modal da ordem de  $\xi = 2\%$  a qual é compatível com o esperado

para este tipo de estrutura (Yang & Giannopoulos, 1978). Desta forma, o movimento da ponte passa ser descrito pela equação 3.

$$[M]\ddot{v}(t) + [D_a]\dot{v}(t) + [K]v(t) = P(t) + U(t) \quad (3)$$

onde  $D_a$  é a matriz de amortecimento do sistema.

### 3. CONTROLE DO SISTEMA

#### 3.1 Sistema na forma de espaço de estados

Segundo Ogata (1993), o conceito de estado de um sistema dinâmico, pode ser definido como sendo o menor conjunto de variáveis tal que o conhecimento destas variáveis em  $t = t_0$ , junto com o conhecimento das entradas no sistema para  $t \geq t_0$ , determina completamente o comportamento do sistema para qualquer instante  $t \geq t_0$ . No problema estudado, o sistema contínuo inicial é discretizado e reduzido a um modelo de parâmetros concentrados (equação 3). Com isto, pode-se obter a forma da equação de estado, ou seja:

$$\dot{x}(t) = [A]x(t) + [B]U(t) + [F]P(t) \quad (4)$$

sendo:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}D_a \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}B_2 \end{bmatrix}; \quad F = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix}; \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \text{ e } x(t) = \begin{bmatrix} v(t) \\ \dot{v}(t) \end{bmatrix} \text{ o vetor de}$$

estado do sistema

#### 3.2 Controle ótimo

Considere o sistema linear invariante no tempo, representado pela equação 5,

$$\dot{x}(t) = [A]x(t) + [B]U(t) \quad (5)$$

onde  $x(t)$  é o vetor de estado de dimensão  $n$ ,  $U(t)$  é o vetor de controle de dimensão  $r$ ,  $A$  é uma matriz constante de ordem  $n \times n$  e  $B$  é também uma matriz constante, mas de ordem  $n \times r$ .

O problema de se projetar um sistema regulador ótimo (Ogata, 1993) resume-se a, dada a lei de controle linear expressa pela equação 6,

$$U(t) = -[Kr]x(t) \quad (6)$$

determinar a matriz constante de realimentação  $Kr$  (de ordem  $r \times n$ ) que minimize o índice de desempenho quadrático (equação 7)

$$J = \int_0^{\infty} (x^T(t)[Q]x(t) + U^T(t)[R]U(t)) \quad (7)$$

onde  $Q$  é uma matriz positiva definida (ou semidefinida) hermitiana ou real simétrica e  $R$  é uma matriz positiva definida hermitiana ou real simétrica.

Existem diferentes técnicas para se encontrar a resposta deste problema, conforme apresentado em Lewis & Syrmos (1995). Neste artigo, a solução encontrada baseia-se no segundo método de Lyapunov (Ogata, 1993).

### 3.3 Determinação da matriz de realimentação

Segundo Ogata (1993), a matriz de realimentação é obtida inicialmente resolvendo a equação algébrica de Riccati, para matriz  $P$  (equação 8).

$$[A]^T [P] + [P][A] - [P][B][R]^{-1} [B]^T [P] + Q = 0 \quad (8)$$

e finalmente substituindo  $P$  na equação 9

$$[K_r] = [R]^{-1} B^T [P] \quad (9)$$

## 4. SIMULAÇÃO

Para simulação do sistema foram consideradas as seguintes características para o modelo: área da seção transversal  $A_t = 0,3160(m^2)$ , rigidez a flexão da viga de concreto,  $EI = 5,19 \times 10^5 (KN.m^2)$ , comprimento total de 30(m) e peso específico  $2500 (Kg/m^3)$ . Já o carregamento dinâmico, consiste de uma carga concentrada com módulo de 225(KN), que se move com uma velocidade constante de 60(Km/h), ao longo vão.

O software MATLAB® utilizado na simulação da ponte também permite, para uma dada equação de estado, a resolução da equação algébrica de Riccati e o cálculo da matriz de realimentação de estado  $K_r$  (Shahian & Hassul, 1993).

As figuras 4 e 5 mostram o formato dos diagramas de blocos para o sistema sem e com a realimentação de estado, respectivamente:

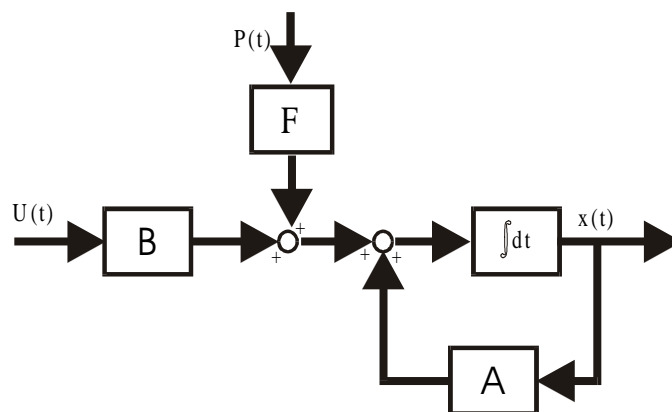


Figura 4

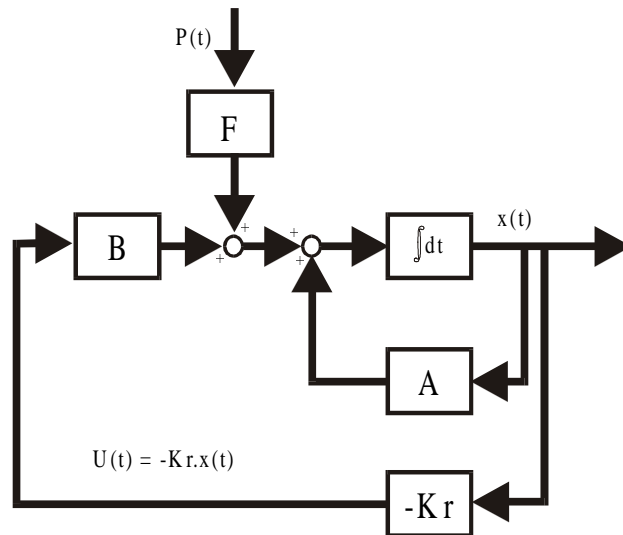


Figura 5

Como resultado da simulação do sistema, pode-se observar (figuras 6 e 7) a variação da deformação  $\delta_4$  ao longo do tempo, respectivamente na ausência ou não do sistema de controle ótimo.

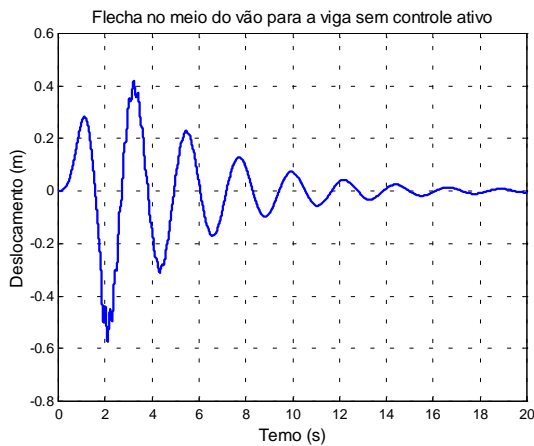


Figura 6 -  $\delta_4$  -----

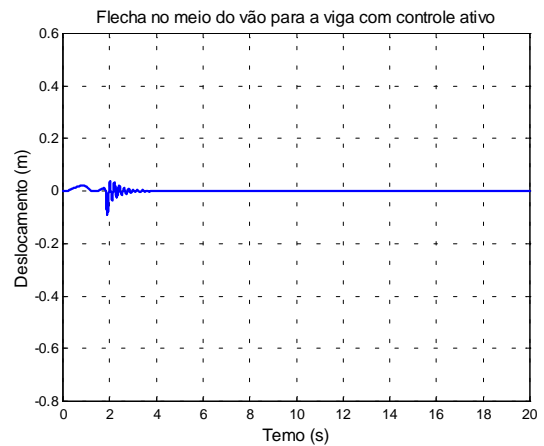


Figura 7 -  $\delta_4$  -----

Para a determinação da matriz de realimentação de estado foram utilizadas as seguintes matrizes no índice de desempenho:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1000 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad e \quad R = 0,001$$

A determinação dos elementos da matriz  $Q$  e  $R$  em geral é feita através de diversas interações (Shahian & Hassul, 1993) e com base na experiência do projetista. Na figura 8, como exemplo do procedimento, podemos acompanhar o comportamento de  $\delta_4$  para diferentes valores do elemento  $Q(4,4)$  da matriz do índice de desempenho.

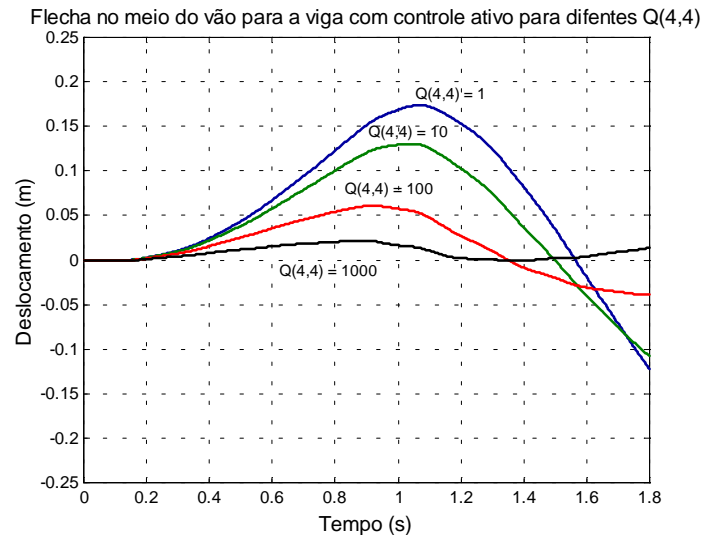


Figura 8

## 5. CONCLUSÕES

Um método para o controle das vibrações transversais de uma estrutura submetida a um carregamento dinâmico é considerado. O sistema principal estudado é uma viga de ponte de vão único simplesmente apoiada, e a excitação usada é uma carga concentrada que percorre o vão da ponte; o dispositivo de controle empregado consiste de um atuador no meio do vão da viga projetado segundo as técnicas de controle ótimo. Os resultados colocados em gráficos mostram a variação no tempo da flecha central da ponte, para os casos da viga sem e com o dispositivo de controle. Outro gráfico mostra a influência das matrizes ponderadoras no controle do sistema. Analisando os dados encontrados, verifica-se uma mudança acentuada no comportamento da estrutura, na presença do controle, aliada a uma considerável redução nas amplitudes máximas alcançadas pelas deformações.

## 6. REFERÊNCIAS

- Abdel-Rohman, M. & Leipholz, H. H., 1978, “Active Control of Flexible Structures”, Journal of the Structural Division, Vol. 104, N<sup>o</sup> ST8, pp. 1251-1266.
- Abdel-Rohman, M. & Leipholz, H. H., 1980, “Automatic Active Control of Structures”, Journal of the Structural Division, Vol. 106, N<sup>o</sup> ST3, pp. 663-677.

- Abdel-Rohman, M. & Nayfeh, A. H. ,1987, “Active Control of Nonlinear oscillations in Bridges”, Journal of Engineering Mechanics, vol.113, pp.355-348.
- Lopez-Yanez, P.A. & Sousa, J.T.G., 1997, “Análise dinâmica de pontes considerando-se um sistema de controle sob a pista”. Proceedings of the XIII CILANCE Congress, Vol IV, Brasília, Brasil, pp 2003-2010.
- Lewis, F.L. & Syrmos, V.L., 1995, “Optimal Control”, Ed. John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 129p.
- Shahian, B. & Hassul, M., 1993, “Control System Design Using MATLAB”, Editora Prentice-Hall International, New Jersey, United States, 367p.
- Ogata, K., 1993, “ Engenharia de Controle Moderno” Editora Prentice-Hall do Brasil, Rio de Janeiro, Brasil, 685p.
- Warburton, G. B., 1976, “The Dynamical Behaviour of Structures”, Editora Pergamon Press, Oxford, England, 167p.
- Yang, J. N. & Giannopolous F., 1978, “Active Control and Stability of Cable-Stayed Bridge”, Journal of the Engineering division, vol.105, pp.667-694.

## 7. APÊNDICE A

Matriz de massa da equação 3

$$[M] = \frac{\rho A_c l}{420} \begin{bmatrix} 4l^2 & -3l^2 & 0 & 13l \\ -3l^2 & 8l^2 & -3l^2 & 0 \\ 0 & -3l^2 & 4l^2 & -13l \\ 13l & 0 & -13l & 312 \end{bmatrix} \quad (A. 1)$$

Matriz de rigidez da equação 3

$$[K] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 4l^2 & 2l^2 & 0 & -6l \\ 2l^2 & 8l^2 & 2l^2 & 0 \\ 0 & 2l^2 & 4l^2 & 6l \\ -6l & 0 & 6l & 24 \end{bmatrix} \quad (A. 2)$$

# EFEITO DA PRÉ-TENSÃO EM PROBLEMAS DE VIBRAÇÕES LIVRES DE SISTEMAS FLUIDO-ESTRUTURA ACOPLADOS

**José Nilton Martini**

Departamento de Engenharia Mecânica UDESC  
Joinville, SC, Brasil

**Renato Pavanello**

Departamento de Mecânica Computacional - FEM - UNICAMP  
C.P. 6122 - CEP 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

**Horacio Valadares Duarte**

Departamento de Engenharia Mecânica- UFMG  
Av. Antonio Carlos, 6627 - Campus Pampulha  
CEP 31270-901 - Belo Horizonte, MG, Brasil

## Resumo

Este trabalho trata da determinação das características modais de uma cavidade acústica constituída por um reservatório esférico de paredes flexíveis contendo fluido pressurizado. Devido à pressão interna, as paredes da cavidade tendem a se deformar originando uma tensão que pode ser significativa sobre os modos de vibrar do sistema acoplado. Através do estudo de casos pode-se estimar a influência da pressão interna sobre os modos acústico-estruturais do sistema. A técnica clássica de elementos finitos é empregada e o acoplamento dinâmico entre fluido e estrutura atende às condições cinemáticas na interface entre os domínios fluido e sólido. A não linearidade geométrica devido à pressão interna foi incorporada pela atualização da matriz de rigidez em processo iterativo.

**Palavras-chave:** Cascas, Fluido-estrutura, Elementos Finitos, Não-linearidade geométrica

## 1. INTRODUÇÃO

Neste trabalho apresenta-se o equacionamento e os resultados obtidos para problemas de interação fluido-estrutura considerando o efeito da pré-tensão. O caso considerado é o de uma casca esférica preenchida com um fluido compressível pressurizado. O modelo proposto é aplicado à um problema bidimensional axi-simétrico.

Será considerada a hipótese de pequenos deslocamentos o que leva a inexistência de escoamento no meio fluido e torna a condição de fluido irrotacional ou não viscoso aceitável.

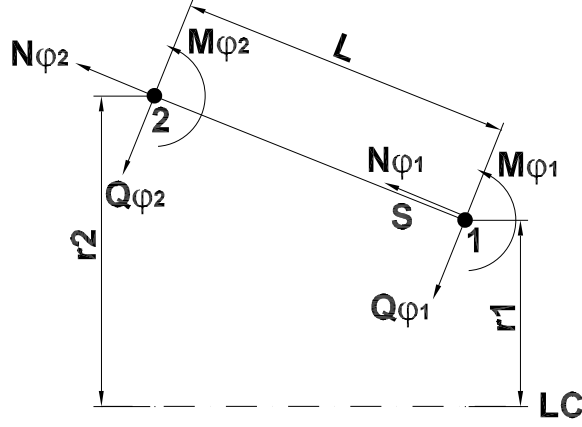


diagrama de esforços no elemento tronco-cônico

**Figura 1:** Elemento axi-simétrico

Desta forma é possível descrever o comportamento do fluido pela equação da onda. Neste trabalho foi usada a equação da onda na formulação de potencial de deslocamento ou formulação linearizada que conduz a um sistema de equações simétrico. Na interface fluido estrutura é considerada a continuidade de velocidades como condição cinemática de acoplamento, procedimento adotado por (Zienkiewicz et al., 1978) e (Morand and Ohyon, 1995).

## 2. FORMULAÇÃO PARA O RESERVATÓRIO ESFÉRICO

Para o caso da esfera pressurizada foi empregada a formulação de casca para a estrutura. A esfera é modelada usando-se elementos tronco-cônicos o que simplifica bastante a formulação (Martini, 1991).

Na Figura 1. estão esquematizados os esforços atuantes na casca tronco-cônica. Na Figura 2. é mostrada a orientação do campo de deformações  $(u, w, \beta)$  no plano  $zs$  ou plano meridional. As três primeiras equações são as equações de equilíbrio dinâmico para um tronco de cone sujeito a uma pré-tensão (Martini, 1991) e (Timoshenko, 1974). Foi empregada a formulação em potencial de deslocamento para o fluido (Martini, 1991) e (Morand and Ohyon, 1995). O sistema de equações que descreve o fenômeno passa a ser escrito como:

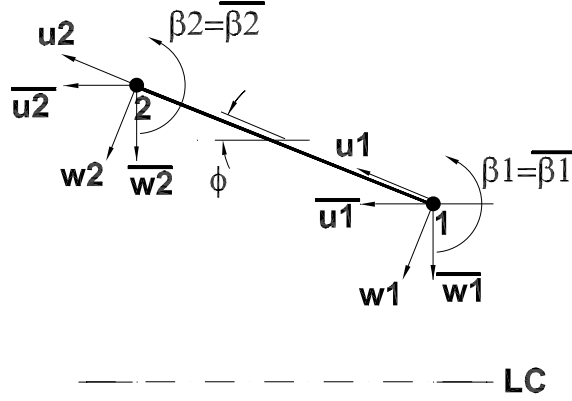
$$\frac{d}{ds}(rN_{\phi}) - N_{\theta} \sin(\phi) - \rho_c r h \ddot{u} = 0 \quad \text{em } \Omega_c \quad (1)$$

$$\frac{d^2}{ds^2}(rQ_{\phi}) + N_{\theta} \cos(\phi) + \frac{d}{ds}(rN_{\phi}^* \frac{dw}{ds}) + pr - \rho_c r h \ddot{w} = 0 \quad \text{em } \Omega_c \quad (2)$$

$$\frac{d^2}{ds^2}(rM_{\phi}) - rQ_{\phi} - M_{\theta} \sin(\phi) + \frac{I_M}{dsd\theta} \ddot{\beta} = 0 \quad \text{em } \Omega_c \quad (3)$$

$$\nabla^2 \Psi + \frac{1}{c^2 \rho_f} p = 0 \quad \text{em } \Omega_f \quad (4)$$





**Figura 2:** coordenadas locais e globais.

$$\rho_f \nabla \frac{\partial^2 \Psi}{\partial t^2} = -\nabla p \quad \text{em } \Omega_f \quad (5)$$

Nas Equações 1, 2 e 3 definidas no domínio sólido  $\Omega_c$ ,  $N^*$  representa a pré-tensão aplicada,  $N_\phi$  e  $N_\theta$  indicam os esforços de tração,  $M_\phi$  e  $M_\theta$  os momentos atuantes nas direções  $\phi$  e  $\theta$  respectivamente. A densidade do material  $\rho_c$  a espessura  $h$  são supostos uniformes e constantes ao longo da casca. O termo  $I_M$  é o momento de inércia do setor circular de raio  $r$ , sendo  $r$  o raio da casca no ponto considerado ( $r = r_0 + s \sin(\phi)$ ). A variável  $u$  é o deslocamento na direção  $s$  e  $w$  o deslocamento na direção  $z$  ver Figura 2. Nas Equações 4 e 5 definidas para o domínio fluido  $\Omega_f$ ,  $p$  é a pressão, a variável  $\Psi$  é definida como potencial de deslocamento do fluido  $u_f = \nabla \Psi$  sendo  $u_f$  o deslocamento da partícula fluida e  $\Psi$  o potencial de deslocamento. Portanto, a equação da onda linearizada passa a ser expressa por duas equações e duas incógnitas, o que aumenta o tempo de processamento mas que permite tornar simétrica a matriz do sistema. Para explicitar as Equações de 1 a 3 na forma integral fraca em função das variáveis de deslocamento  $\{u_c\} = \{u, w\}^T$  foram empregadas as relações tensão deformação da elasticidade linear para cascas tronco-cônicas e as relações entre deformação e deslocamento. As condições de contorno para o problema são:

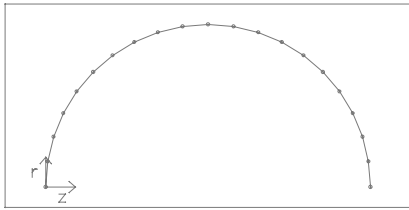
$$\{\nabla \Psi\} \cdot \vec{n} = \{u_c\} \cdot \vec{n} \quad (6)$$

Empregando Galerkin e fazendo a aproximação por elementos finitos chega-se ao seguinte sistema de equações:

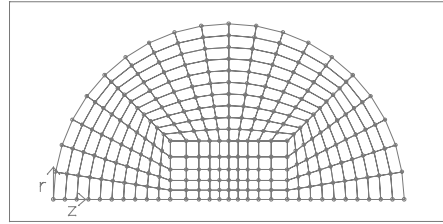
$$\left[ \begin{array}{ccc} K(u) & 0 & L \\ 0 & 0 & H \\ L^T & H & -\frac{1}{c^2 \rho_f} E \end{array} \right] - \omega^2 \left[ \begin{array}{ccc} M & 0 & 0 \\ 0 & \rho_f H & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} u \\ \Psi \\ p \end{array} \right\} = \{0\}$$

No sistema de equações acima  $[K(u)]$  e  $[M]$  são as matrizes de rigidez e de massa estruturais,  $[H]$  e  $[E]$  são as matrizes volumétrica e de compressibilidade do fluido,  $[L]$  é a matriz de interface fluido estrutura. A matriz  $[K(u)]$  incorpora os efeitos da não linearidade geométrica gerada pelo carregamento (Cook et al., 1974), e é da forma  $[K(u)] = [K] + [K_G]$  onde  $[K]$  é a matriz convencional de rigidez da estrutura. A matriz  $[K_G]$  incorpora o aumento da rigidez devido a deformação do vaso. Determina-se o termo  $[K_G]$  de forma

iterativa até que  $[K(u)]$  satisfaça  $[K(u)]\{u\} = \{F\}$ . A matriz  $[F]$  é o carregamento devido a pressão.



Malha empregada para discretizar casca da esfera.



Malha empregada para o fluido.

**Figura 3:** Malhas empregadas para reservatório esférico.

### 3. RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS

Nesta seção são apresentados os resultados da simulação da interação fluido estrutura para a casca esférica, considerando a pré-tensão. As dimensões que caracterizam o problema são: raio da esfera  $r = 1,0m$ , espessura da casca  $e = 1,00 \times 10^{-3}m$ . As propriedades físicas dos materiais foram: módulo de elasticidade  $E = 1.19 \times 10^{11} N/m^2$ , coeficiente de Poisson  $\nu = 0.326$ , densidade do material da casca  $\rho_c = 8910 Kg/m^3$ , densidade do fluido  $\rho_f = 1000 Kg/m^3$  e a velocidade de propagação do som  $c = 1500m/s$ . A malha empregada para o fluido foi uma malha quadrilateral de 276 nós e 250 elementos e para a casca foi empregada malha de 21 nós e 20 elementos. Na figura 3 são mostradas as malhas utilizadas.

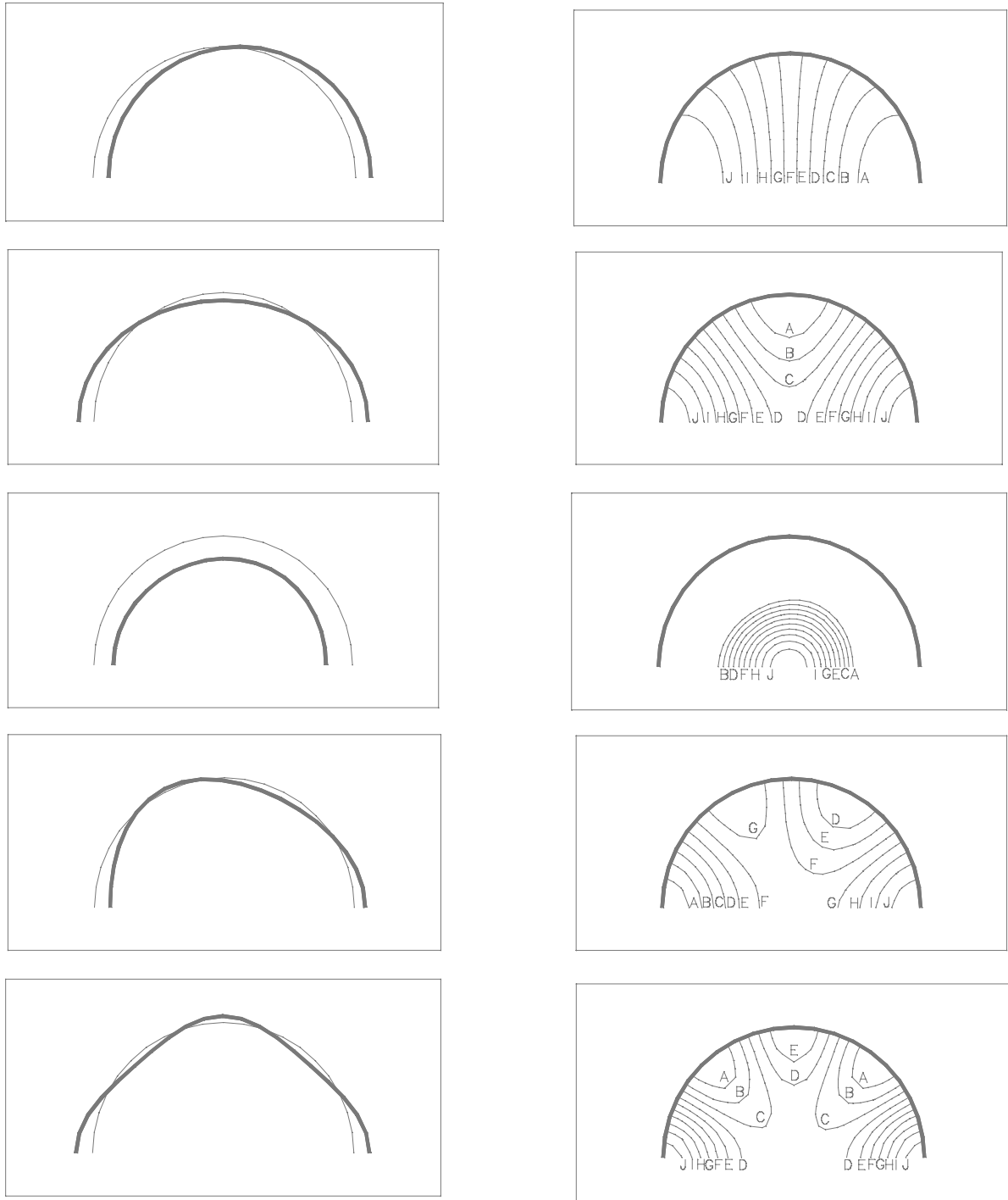
Na tabela 1 estão os resultados comparativos das frequências dos 5 primeiros modos para casca sem fluido ( $SF$ ) com e sem pré-tensão e para simulação da interação fluido estrutura ( $CF$ ) considerando também os casos sem e com pré-tensão ( $SP$  e  $CP$ ).

**Tabela 1:** Frequências em Hertz para os primeiros 4 modos da estrutura esférica.

modo associado	casca $SF$ $SP$	casca $SF$ $CP$	casca-fluido $SP$	casca-fluido $CP$
modo 1	424,0	684,0	66,75	118,5
modo 2	501,1	1000,0	88,75	221,2
modo 3	529,6	1167,1	105,5	336,8
modo 4	540,5	1432,4	120,0	465,0
modo 5	544,3	1633,9	133,1	605,5

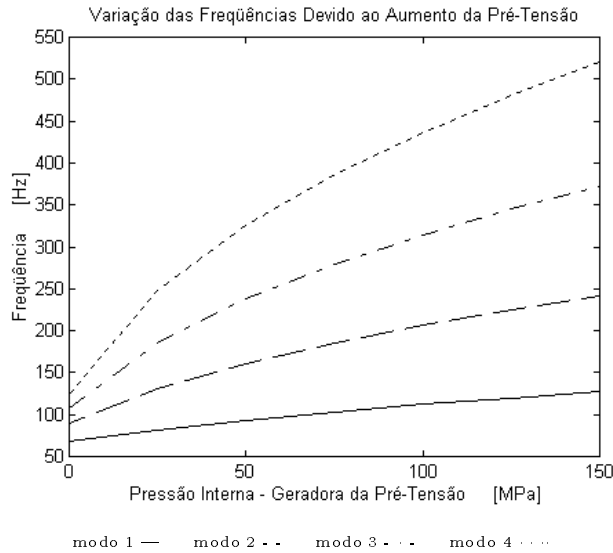
### 4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Na tabela 1 pode-se perceber o aumento das primeiras frequências naturais de vibração quando há pré-tensão atuando na casca. A mesma tabela também mostra a queda das frequências naturais para ambas situações do sistema acoplado o que evidencia o



**Figura 4:** Modos acoplados para reservatório esférico pré-tensionado.

efeito da massa adicional aumentando a inércia do sistema; no caso o fluido é um líquido (Bermúdez et al., 1995). Na Figura 5 mostra-se a variação das frequências naturais do sistema em função da pressão interna do fluido. Observa-se uma influência mais significativa da pré-tensão no modo de maior frequência. Este aumento é devido a forma dos modos. A Figura 4 mostra os modos próprios do sistema acoplado, e pode-se notar que os modos de flexão são mais influenciados pelo efeito da pré-tensão. A Figura 4 também mostra



**Figura 5:** Frequências em função da pressão interna do reservatório esférico.

que os primeiros modos são predominantemente estruturais o que confirma a hipótese de que a massa adicional é responsável pela queda nas frequências do sistema acoplado.

## 5. CONCLUSÕES

A análise acima mostra um comportamento consistente das frequências e modos das estruturas analisadas com o aumento da rigidez geométrica do sistema e do acoplamento destas estruturas com o fluido. Deste tipo de problema uma dificuldade adicional surge devido ao acoplamento de sistemas de comportamento diferentes. A dimensão da malha empregada no trabalho foi dada pela menor dimensão de malha das que apresentaram convergência nos primeiros auto-valores do fluido e da estrutura. Portanto, não foi considerado o caso de malhas adaptativas. Como a matriz de acoplamento introduz novas variáveis ao sistema, o efeito do refinamento de malha sobre este acoplamento não foi analisado. É necessário desenvolver procedimentos, como estimadores para gerar malhas adaptativas e reduzir o custo tanto computacional quanto de preparação e de análise de resultados. A bibliografia na área de métodos adaptativos para modelagem da interação fluido- estrutura ainda é bastante incipiente Makridakis et. al.(1996) e será explorada em artigos futuros.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES e a FAPESP pelo apoio parcial a realização deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS

Bermúdez, A. & Durán, R. & Rodríguez R., 1995, Finite Element Solution of Hydroelastic Vibration Problems, Ciam?, vol. -, n. -, pp. 0-0.

- Coquart L. & Depeursinge C. & Curnier A. & Ohayon R., 1992, A Fluid-Structure Interaction Problem in Biomechanics: Prestressed Vibrations of the Eye by the Finite Element Method, *Journal of Biomechanics*, vol. 26, No. 10, pp. 1105-1118.
- Cook, R. D. & Malkus, D. S. & Plesha, M. E., 1989, *Concepts and Application of Finite Element Analysis*, McGraw-Hill, London.
- Makridakis, CH. & Ihlenburg, F. & Babuška, I., 1996, Analysis and Finite Element Methods for a Fluid-Solid Interaction Problem in one Dimension, *Mathematical Model & Methods in Applied Sciences*, vol. 6, No. 8, pp. 1119-1141.
- Martini, J. A., 1996, *Análise Elasto-Acústica de Cascas Axi-Simétricas*, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, São Paulo, Brasil.
- Morand, H. J. P. & Ohayon, R., 1995, *Fluid Structure Interaction. Applied Numerical Methods*, John Wiley & Sons, England.
- Timoshenko, S. & Woinowsky-Krieger, S., 1959, *Theory of Plates and Shells*, McGraw-Hill, New York.
- Zienkiewicz, O. C. & Newton, R. E., 1969, Coupled Vibrations of a Structure Submerged in a Compressible Fluid, *Proceedings International Symposium on Finite Elements Techniques*, pp. 359-379.
- Zienkiewicz, O. C., 1971, *The Finite Element Method*, McGraw-Hill, London.
- Zienkiewicz, O. C. & Battess, P., 1978, Fluid-Structure Interaction and Wave Forces. An Introduction Treatment, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 13, pp. 1-16.

# MONITORAMENTO DE CONDIÇÃO DE ROLAMENTOS ATRAVÉS DA ANÁLISE CONJUNTA TEMPO-FREQUÊNCIA DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

## **Antonio Almeida Silva**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Aprígio Veloso, 882, 58.109-970, Campina Grande, PB, Brasil.  
E-mail: [almeida@dem.ufpb.br](mailto:almeida@dem.ufpb.br)

## **Mario Francisco Mucheroni**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Dr. Carlos Botelho, 1465, 13.560-250, São Carlos, SP, Brasil.  
E-Mail: [mariofm@sc.usp.br](mailto:mariofm@sc.usp.br)

## **Resumo**

O objetivo deste trabalho é caracterizar a detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos de esferas através da análise conjunta tempo-frequência como suporte para a manutenção preditiva. Os sinais de vibração são analisados por diferentes técnicas no domínio do tempo e da frequência, e por métodos usando representações tempo-frequência baseados na distribuição pseudo-Wigner-Ville (PWVD). Vários estágios de falhas em rolamentos foram produzidos e medidos num banco de ensaios e os resultados experimentais confirmam que o método PWVD é muito eficiente quando comparado com os métodos tradicionais. A validação do modelo é conduzida usando os sinais medidos a partir do surgimento de defeitos pontuais localizados na pista externa de rolamentos.

**Palavras-chave:** Detecção de falhas, Rolamentos, Manutenção preditiva, Vibrações.

## **1. INTRODUÇÃO**

O monitoramento de máquinas a partir da análise de sinais vibratórios já vem sendo bastante utilizado em instalações industriais de médio e grande porte, principalmente em situações onde uma parada imprevista de algum equipamento possa causar prejuízos financeiros ou de natureza ambiental. Por outro lado, detectar falhas e julgar a sua severidade requer conhecimento e habilidade do especialista no domínio das técnicas e na interpretação das medidas físicas realizadas. Dentre as várias técnicas de análise de vibrações destaca-se a análise espectral clássica, baseada na aplicação da transformada de Fourier. É uma ferramenta bastante útil para grande parte dos problemas, especialmente na análise de sinais com características periódicas e estacionárias. Em situações mais complexas, onde tem-se a combinação de mais de uma fonte de excitação somada aos ruídos transmitidos através dos suportes e das fundações das máquinas, os sinais medidos podem apresentar algumas dificuldades de análise, especialmente quando ocorrem mudanças abruptas do sinal no tempo,

efeitos locais transientes ou mesmo quando os sinais apresentam características do tipo não-estacionárias. Nestes casos, faz-se necessário o uso de ferramentas mais poderosas como as distribuições conjuntas tempo-frequência, capazes de prover informações sobre o comportamento de diferentes componentes em frequência de um sinal de vibração para cada instante de tempo (González *et al*, 1996). Dentre as transformadas lineares mais conhecidas estão as transformadas de Fourier de curto tempo (STFT), a transformada de Gabor e a transformada de “wavelets”. Nas representações bilineares estão as distribuições de Wigner-Ville (WVD), Choi-Williams (CWD) e Cohen-Posch (CPD), dentre outras. O uso destas ferramentas pode permitir um melhor entendimento de fenômenos como desgastes, trincas e ressonâncias estruturais em componentes de máquinas, oferecendo subsídios para a manutenção preditiva.

## 2. SINAIS DE VIBRAÇÃO GERADOS POR ROLAMENTOS

Nos sistemas mecânicos rotativos, os rolamentos se apresentam como um dos componentes mais sensíveis ao desenvolvimento de falhas devido aos problemas a que estes são expostos como desalinhamentos e desbalanceamentos, montagens inadequadas, lubrificação deficiente, sobrecargas imprevistas, desgastes por contaminação e fadiga superficial das pistas ou elementos rolantes. Estes fatores justificam as razões pelas quais verifica-se o constante interesse pela manutenção preditiva de rolamentos em instalações industriais. Em condições normais de operação os rolamentos estão sujeitos a várias fontes de excitação gerando sinais que apresentam características relacionadas com o estado do elemento. Inicialmente, quando o rolamento se encontra em bom estado, o sinal se apresenta como um ruído aleatório de banda larga em frequência com baixa amplitude de vibração. Em seguida, com o surgimento e desenvolvimento de uma pequena falha na pista estacionária o sinal obtido mostra alguns transientes periódicos com amplitudes praticamente invariantes no tempo, o que facilita sua análise pelos métodos baseados na aplicação da transformada de Fourier. Porém quando a falha se desenvolve na pista rotativa ou no elemento rolante, o efeito do carregamento e do meio de transmissão irão causar uma modulação na amplitude de vibração gerando um sinal cujo espectro apresenta bandas laterais mistas que dependem da posição angular da falha. Além disso, a presença de ruídos e de outras fontes de vibrações internas da máquina ou transmitidas através das fundações podem aumentar a complexidade dos sinais, dificultando a sua análise. Num estágio mais avançado de falha em rolamentos, o sinal volta a apresentar características típicas de ruído aleatório somado a pequenos transientes. O seu espectro apresenta uma configuração de banda larga em frequências, não permitindo fazer um diagnóstico confiável da frequência característica de defeito. Neste caso, o maior impacto irá dominar o espectro e a sua amplitude se torna alta em relação às amplitudes de vibração medidas quando os rolamentos estavam em bom estado.

## 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA PARA O MODELO DE VIBRAÇÃO

As vibrações geradas por um rolamento novo são de nível baixo e vistas como um ruído aleatório. Porém com o surgimento e desenvolvimento de falhas, as vibrações começam a se modificar e a apresentar frequências características. Neste modelo supõe-se que apenas o modo dominante com frequência central de ressonância  $\omega_c = 2\pi f_c$  é significativo e que os pulsos são gerados em intervalos regulares  $T_d$  correspondentes à frequência característica do defeito  $f_d = 1/T_d$ . A resposta vibratória  $x_i(t)$  do sistema no tempo para uma falha localizada na pista externa estacionária do rolamento é dada por Braun & Datner (1979):

$$x_i(t) = \sum_{k=1}^{\infty} g_i(t - kT_d) U(t - kT_d) \quad (1)$$

onde:

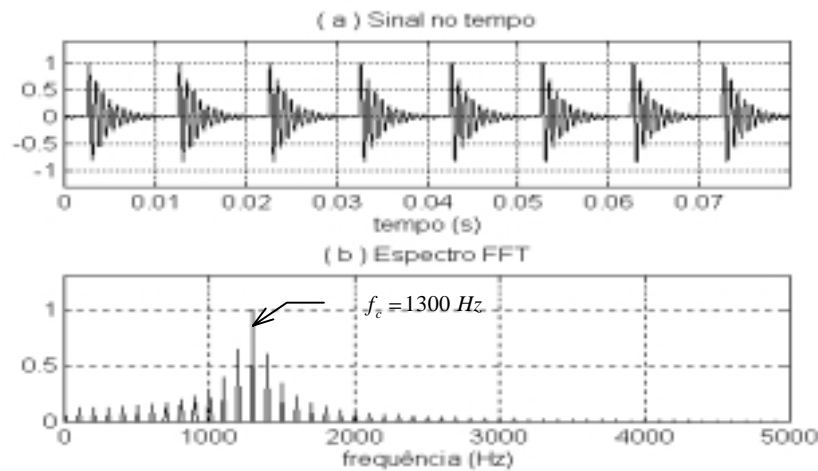
$$g_i(t) = A_i \exp(-\alpha_i t) \sin \omega_c t \quad (2)$$

Nas expressões acima,  $k$  é o índice do período,  $g_i(t)$  é a resposta do impacto induzido pela falha,  $\alpha_i$  é um parâmetro de amortecimento estrutural e  $U(t)$  é a função degrau unitário.

A Tabela 1 mostra os parâmetros geométricos do rolamento de esferas utilizado nos ensaios experimentais e adotado para a simulação do modelo, onde a frequência característica do defeito  $f_e = 105$  Hz, foi obtida da equação deduzida por Braun & Datner (1979). A Figura 1 mostra os sinais simulados nos domínios do tempo e da frequência, gerados a partir do modelo de falha localizada na pista externa do rolamento, utilizando 4096 pontos discretos no tempo, faixa de análise de 0 a 20 kHz e velocidade de rotação do eixo  $f_s = 1500$  rpm (25 Hz). Analisando-se o sinal no tempo visualiza-se a forma e a periodicidade dos impactos, representando a passagem das esferas sobre a falha. Na análise espectral via FFT, mostrada apenas até 5 kHz, destacam-se a frequência central de ressonância  $f_c = 1300$  Hz e as linhas espectrais igualmente espaçadas da frequência característica do defeito  $f_d$ .

**Tabela 1.** Parâmetros do rolamento de teste (FAG E-20).

Terminologia	Parâmetros	Valor adotado
Número de esferas do rolamento	$n_b$	11 esferas
Diâmetro das esferas	$d$	8 mm
Diâmetro no círculo primitivo	$D$	34 mm
Frequência de rotação do eixo	$f_s$	25 Hz
Freq. de defeito na pista externa	$f_e = 4,20 f_s$	105 Hz



**Figura 1.** Falha na pista externa: sinais de vibração simulados.



#### 4. CÁLCULO DAS DISTRIBUIÇÕES TEMPO-FREQUÊNCIA

As distribuições tempo-frequência (TFDs) podem ser expressas em termos do produto bilinear proposto por Cohen (1989). A expressão na forma discreta é obtida por

$$\rho_z(n, k) = \sum_{m=-M}^M \sum_{p=-M}^M G(p, m) z(n+p+m) z^*(n+p-m) e^{-j4\pi mk/N} \quad (3)$$

onde  $n$  e  $k$  são as variáveis discretas representando o tempo e a frequência, e os parâmetros  $m$  e  $p$  são inteiros variando de  $-M$  a  $M$  pontos discretos. Esta equação pode ser reduzida ao produto na forma

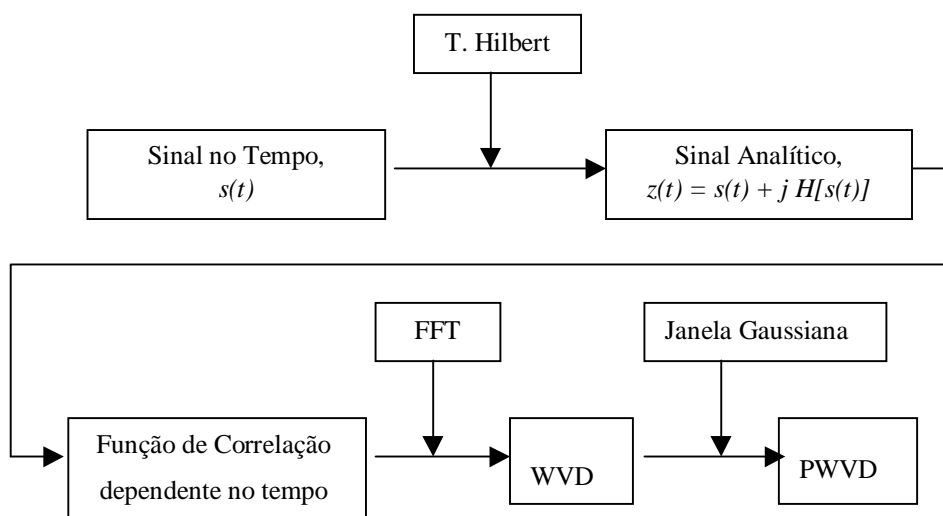
$$\rho_z(n, k) = F_{m \rightarrow k} [G(n, m) * K_z(n, m)] \quad (4)$$

onde  $F_{m \rightarrow k}$  denota a transformada de Fourier discreta no instante de tempo  $m$  para a frequência  $k$ , e o símbolo  $*$  denota a convolução discreta no tempo.

Um procedimento geral para implementação das TFDs baseado nas classes de Cohen pode ser expandido em três passos, conforme Boashash & Reilly (1992):

- i) formar o produto bilinear  $K_z(n, m) = z(n+m) z^*(n-m)$ ;
- ii) convoluir a função  $G(n, m)$  com  $K_z(n, m)$  na direção  $n$  (tempo);
- iii) calcular a transformada de Fourier do produto  $[G(n, m) * K_z(n, m)]$ .

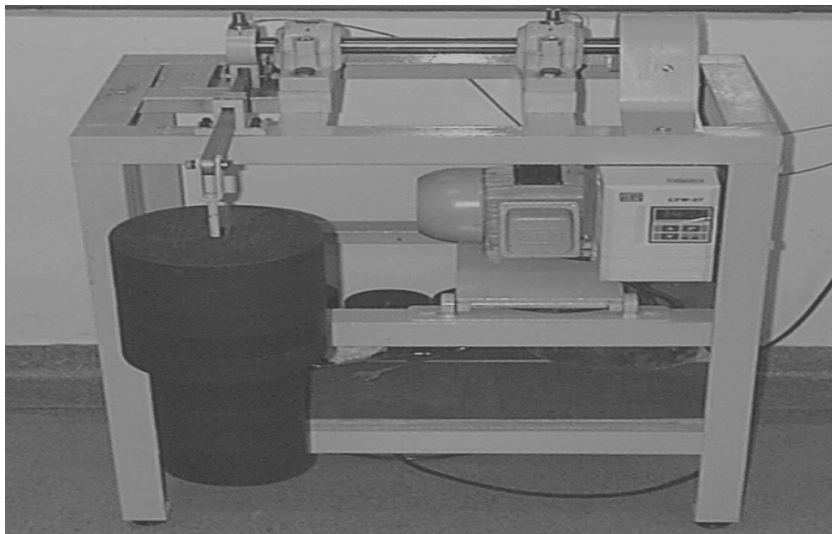
A Figura 2 mostra o diagrama esquemático para o cálculo da PWVD adotada neste trabalho, obtido a partir do sinal no tempo, e implementado conforme o procedimento proposto por Shin & Jeon (1993). Destaca-se que a aplicação da janela Gaussiana no plano tempo-frequência reduz os termos cruzados ou interferências comuns nas distribuições Wigner-Ville (VWD). Uma análise comparativa entre os métodos STFT e PWVD calculados a partir de sinais sintetizados é feita por Silva & Mucheroni (1998).



**Figura 2.** Esquema para o cálculo da PWVD.

## 5. RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

A Figura 3 mostra uma vista geral do banco de ensaios experimentais, onde são observados os principais componentes do conjunto. Com o objetivo de investigar o desempenho dos métodos de análise, inicialmente foram realizadas medidas com o rolamento novo (*c1*) e, em seguida, produzidas falhas do tipo riscos transversais na pista externa com tamanho de falhas crescentes variando de 1 a 3 mm<sup>2</sup>, conforme a Tabela 2. Os riscos foram produzidos por usinagem através de uma caneta odontológica, representando falhas por fadiga superficial na pista externa do rolamento de teste. Nota-se que mesmo para a condição de falha mais severa (*c8*), a área do defeito é inferior aos padrões industriais, conforme recomendações da Timken ( $A_c \cong 6,45 \text{ mm}^2$ ) *apud* Shiroishi *et al* (1997).



**Figura 3.** Vista geral da bancada de ensaios experimentais.

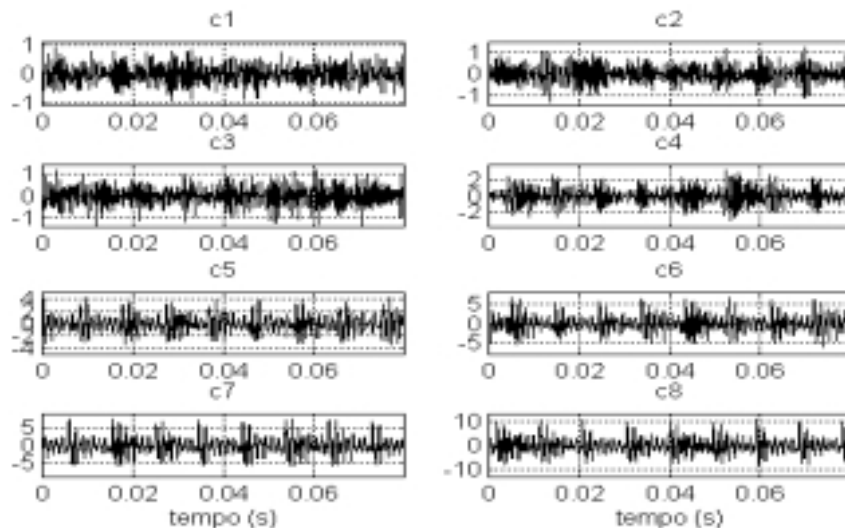
**Tabela 2.** Condições de falhas adotadas.

Condições de falhas	Comprimento do risco, (mm)	Largura do risco (mm)	Área do defeito A (mm <sup>2</sup> )
<i>c1</i>	-	-	-
<i>c2</i>	3,0	0,3	0,9
<i>c3</i>	3,0	0,4	1,2
<i>c4</i>	3,0	0,5	1,5
<i>c5</i>	3,0	0,6	1,8
<i>c6</i>	3,0	0,7	2,1
<i>c7</i>	3,0	0,8	2,4
<i>c8</i>	3,0	1,0	3,0

A aquisição dos sinais de vibração foi feita através de um analisador de Fourier, modelo TEKTRONIX 2630, com aquisição de blocos de sinais de 4096 pontos e faixa útil de análise de 0 a 20 kHz. Na aquisição dos sinais de vibração foram utilizados dois acelerômetros B&K 4371, montados sobre os suportes dos rolamentos de teste. Para condicionamento dos sinais foram usados dois amplificadores de carga, modelo B&K 2626. As amplitudes dos sinais foram calibradas para unidades de aceleração em “g” visando facilitar a sua interpretação.

## 5.1 Análise no domínio do tempo

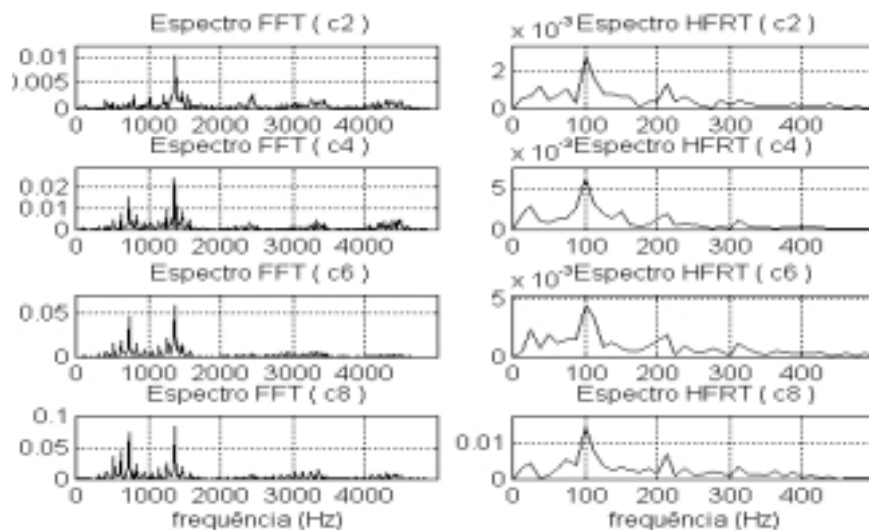
A Figura 4 mostra os sinais medidos no rolamento de teste sujeito a falhas produzidas na pista externa. Observa-se que estes sinais apresentam algumas características semelhantes em relação ao sinal simulado da Figura 1, especialmente nas condições mais severas (*c7* e *c8*). Nota-se ainda, que para algumas condições de falhas incipientes (*c2* a *c4*) a presença de ruídos nas medidas dificulta bastante a identificação dos impactos relacionados com a falha.



**Figura 4.** Falha na pista externa: sinais medidos no tempo.

## 5.2 Análise no domínio da frequência

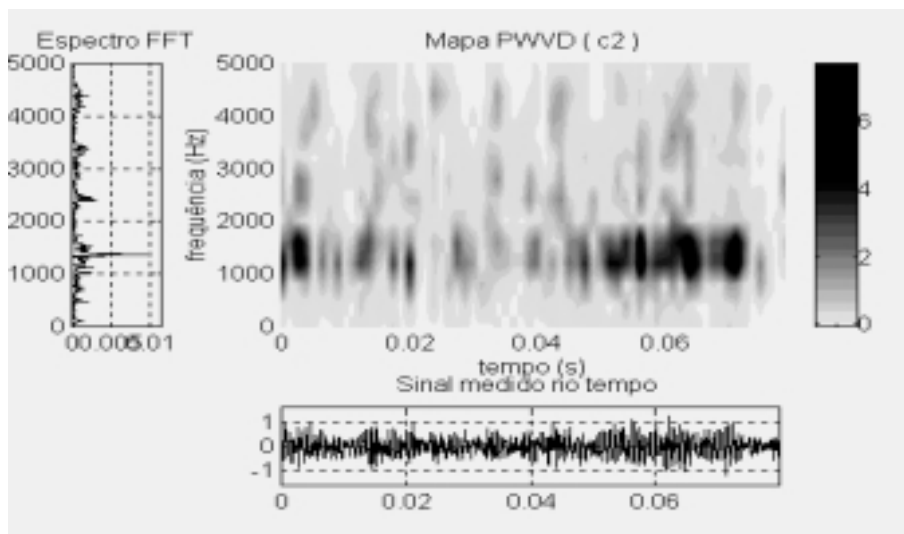
A Figura 5 mostra os espectros FFT e seus espectros do envelope HFRT obtidos a partir dos sinais medidos para quatro condições de falhas. Nos espectros FFT é possível visualizar mudanças progressivas das faixas de frequências excitadas no sentido das frequências mais altas para as mais baixas. Nos espectros do envelope HFRT, obtidos a partir de um filtragem em torno de 1300 Hz, verifica-se que a frequência característica do defeito é facilmente localizada pelo pico principal já a partir da condição *c2*.



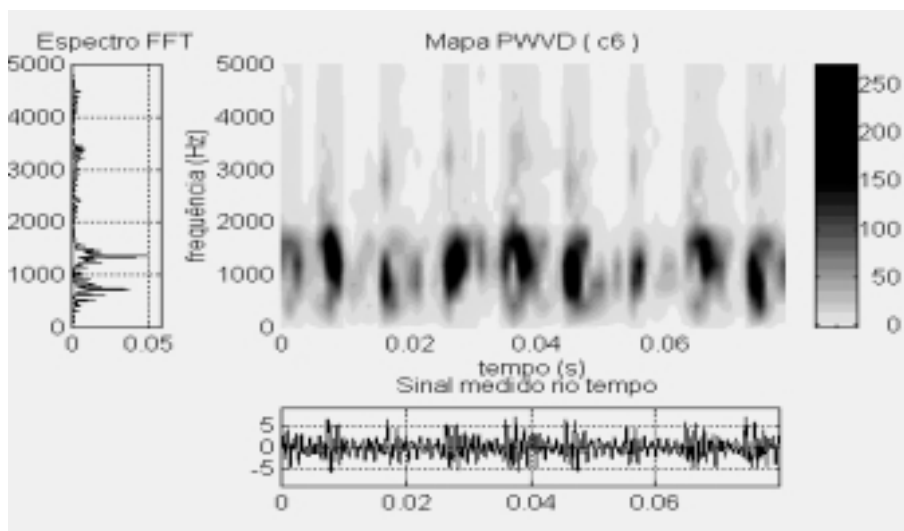
**Figura 5.** Espectros FFT e HFRT em frequência.

### 5.3 Análise conjunta tempo-frequência

As Figuras 6 e 7 mostram os mapas de contorno PWVD para duas condições de falhas ( $c2$  e  $c6$ ) produzidas na pista externa do rolamento de teste. Analisando o mapa PWVD da Figura 6, obtido para uma condição de falha incipiente  $c2$ , nota-se que os impactos devido à falha são representados por manchas ou “spots” concentrados na região de maior densidade espectral. Observa-se manchas em tons mais claros distribuídas de forma irregular no plano tempo-frequência devido à forte presença de ruídos contidos no sinal medido. Analisando o mapa PWVD da Figura 7, obtido para uma condição de falha mais severa  $c6$ , este apresenta uma estrutura de “spots” bem definida, situados na faixa de frequências entre 500 e 2000 Hz, representando bem a repetição dos impactos devido à falha.



**Figura 6.** Mapa PWVD obtido para a condição de falha  $c2$ .



**Figura 7.** Mapa PWVD obtido para a condição de falha  $c6$ .

## 6. CONCLUSÕES

Embora os métodos de análise no domínio do tempo possibilitem o monitoramento do crescimento da falha e sejam utilizados como indicador do nível de alarme em máquinas num programa de manutenção preditiva, estes não permitem por si só o diagnóstico da localização de falhas em rolamentos. Por outro lado, o método de análise em frequência através dos espectros do envelope HFRT se mostrou bastante sensível para detecção e localização de falhas incipientes, embora não apresente boa sensibilidade com o crescimento da falha. Outra dificuldade desta técnica está relacionada com a escolha da faixa de frequência de filtragem mais adequada, que depende do conhecimento “a priori” das frequências de ressonâncias que foram mais excitadas pela falha. Quanto ao método de análise conjunta tempo-frequência através dos mapas de contornos PWVD os resultados se mostraram satisfatórios, apresentando estruturas típicas de captura simultânea das características temporais e espectrais dos sinais medidos, o que a torna uma ferramenta bastante útil na análise de sinais mais complexos.

## 7. AGRADECIMENTOS

O autor gostaria de agradecer ao programa CAPES / PIDCT / UFPB pela concessão da bolsa de pesquisa e à Escola de Engenharia de São Carlos, pela estrutura oferecida no LAMAFE, onde foram realizados todos os ensaios experimentais.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Boashash, B. & Reilly, A. , 1992, “Algorithms for Time-Frequency Signal Analysis”, Chapter 7, *in* Boashash, B. Time-Frequency Signal Analysis – Methods and Applications, Longman Cheshire, Wiley, pp. 163-181.
- Braun, S. & Datner, B. , 1979, “Analysis of Roller / Ball Bearing Vibrations”, Transactions of ASME - Journal of Mechanical Design, v.101, n.1, pp. 118-125.
- Cohen, L. , 1989, “Time-Frequency Distributions – a review”, Proceedings of the IEEE, v.77, n.7, pp. 941-981.
- González, P. S. *et al.*, 1997. “Nuevos metodos para el diagnostico de fallas en maquinas rotatorias mediante analisis de vibraciones”, Chile, Proceedings of VII Congreso Nacional de Ingenieria Mecanica, pp. 181-184.
- Shin, Y. S. & Jeon, J. J. , 1993, “Pseudo Wigner-Ville Time-Frequency Distributions and Application to Machinery Condition Monitoring”, Shock and Vibration, v.1, n.1, pp. 65-76.
- Shiroishi, J. *et al.* , 1997, “Bearing Condition Diagnostics via Vibration and Acoustic Emission Measurements”, Mechanical Systems and Signal Processing, v.11, n.5, pp. 693-705.
- Silva, A. A. & Mucheroni, M. F. , 1998, “Métodos de análise conjunta tempo-frequência aplicados ao monitoramento de condição de máquinas”, Anais do V CEM-NNE 98: Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, v.1, pp. 243-250.

# CONTROLE DE UMA VIGA FLEXÍVEL COM ATUADORES PIEZELÉTRICOS

**Edilson Hiroshi Tamai**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Depto. de Eng. Mecânica, Lab. de Dinâmica de Sistemas e Controle (LDC), 05508-900, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: edhtamai@usp.br

## Resumo

Este trabalho apresenta um estudo do controle de vibração de uma viga flexível rotativa. É possível atuar sobre a viga por meio de um motor elétrico em uma de suas extremidades e de lâminas de material piezolétrico coladas em sua superfície. Três compensadores foram estudados, um que usa abordagem de controle ótimo usando apenas o motor, outro que usa abordagem de controle ótimo usando o motor e o atuador piezolétrico, e um terceiro que realimenta a velocidade modal pelo atuador piezolétrico. O desempenho é medido nos domínios do tempo e da frequência, e os resultados mostram que o atuador piezolétrico é eficiente, sendo que o compensador que aumenta o amortecimento pela realimentação da velocidade modal é equivalente ao compensador que usa controle ótimo, embora este último use menos energia.

**Palavras-chave:** Viga flexível, Atuador piezolétrico, Controle de vibração, Estruturas flexíveis.

## 1. INTRODUÇÃO

Estruturas leves têm sido exigidas no projeto e construção de diversos sistemas de engenharia, como manipuladores robóticos, antenas e apêndices de veículos espaciais, e estruturas e materiais inteligentes. Estas estruturas, porém, não podem mais ser consideradas rígidas, daí o interesse na dinâmica e controle de estruturas flexíveis.

Neste trabalho investiga-se também o uso de materiais piezolétricos para o controle ativo das vibrações elásticas de estruturas, assunto que tem atraído atenção de diversos pesquisadores (Choi, Cho e Park, 1999; Pota e Alberts, 1995; Baz, Poh e Fedor, 1992; Liu e Yang, 1995).

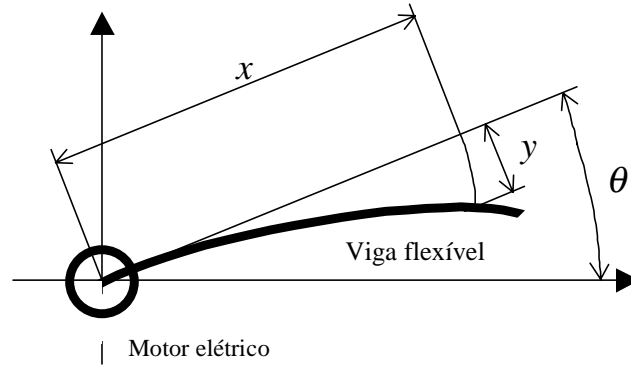
Diferentes abordagens de controle têm sido investigados, como *Quantitative Feedback Theory* (Choi, Cho e Park, 1999),  $H_\infty$ , LQR (*Linear Quadratic Regulator*), LQG-LTR (*Linear Quadratic Gaussian – Loop Transfer Recovery*), estudados por Lim, Maghami, e Joshi (1992), controle independente no espaço modal e realimentação positiva da posição (PPF), (Baz, Poh e Fedor, 1992), controle adaptativo (Gildin e Moscato, 1998), etc.

O objetivo deste trabalho é estudar o ganho de desempenho de um atuador piezolétrico no controle das vibrações elásticas de uma viga flexível rotativa, usando reguladores ótimos (LQR), e uma abordagem em que a velocidade modal é realimentada pelo atuador piezolétrico.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O sistema é composto por uma régua de alumínio articulada em uma das extremidades e livre na outra e que se move no plano horizontal. A extremidade articulada está diretamente acoplada por um cubo ao eixo de um motor elétrico de corrente contínua. Além do motor é

possível atuar sobre a viga usando duas lâminas de material cerâmico piezelétrico (titânio zirconato de chumbo - PZT). Extensômetros elétricos são usados para medir as deformações causadas pelos modos elásticos de vibração e um encoder mede o deslocamento angular do eixo do motor. A bancada experimental existente é o resultado de um projeto de iniciação científica (Benain, Ferreira e Sotelo, 1997), e tem sido usado em pesquisas de graduação e pós-graduação (Gildin e Moscato, 1998), mas neste artigo os resultados referem-se apenas a simulações numéricas.



**Figura 1.** Esquema da viga flexível rotativa.

Devido às dimensões da viga flexível, foi utilizado a abordagem de Euler-Bernoulli, considerando o movimento de corpo rígido (rotação) e três modos elásticos de vibração. O projeto dos sistemas de controle leva em conta apenas a rotação da viga e os dois primeiros modos elásticos (é um modelo de sexta ordem), e o outro modo é usado para a verificação do fenômeno de *spillover*. Adotou-se como condições de contorno o engaste na extremidade ligada ao motor e a outra extremidade livre. As equações resultantes são:

$$J_T \ddot{\theta} + b \dot{\theta} = k_M i \quad (1)$$

$$\mu_j \ddot{q}_j + 2\zeta_j \omega_{nj} \dot{q}_j + \omega_{nj}^2 q_j = \phi_j'(0) \cdot (k_M i - b \dot{\theta}) + k_{aj} V \quad (2)$$

Nas equações anteriores  $J_T$  é a soma das inércias de rotação da viga, do rotor e do cubo de fixação,  $b$  é uma constante que relaciona a velocidade angular com o momento de atrito viscoso no eixo do motor,  $\theta$  é a posição angular do eixo do motor,  $k_M$  é a constante de torque do motor e  $i$  é a corrente elétrica que o aciona. Nas equações que descrevem a dinâmica dos modos elásticos de vibração  $\mu_j$ ,  $\zeta_j$ , e  $\omega_{nj}$  são os parâmetros do modo  $j$ ,  $\phi_j$  é a função de forma do modo  $j$ ,  $k_{aj}$  é um parâmetro relativo ao atuador piezelétrico, e  $V$  é a tensão nele aplicada. O atuador piezelétrico é composto por duas lâminas coladas em lados opostos da viga, e o momento  $M$  aplicado por elas na viga é dado por (Pota e Alberts, 1995):

$$M = E_a d_{31} b_a (t_a + t_b) V \quad (3)$$

Nesta equação  $E_a$  é o módulo de elasticidade do material piezelétrico,  $d_{31}$  é a constante de carga elétrica,  $b_a$  e  $t_a$  são respectivamente a largura e a espessura da lâmina de material piezelétrico, e  $t_b$  é a espessura da viga. Assim o parâmetro  $k_{aj}$  pode ser expresso por:

$$k_{aj} = E_a d_{31} b_a (t_a + t_b) \cdot [\phi_j'(l_1) - \phi_j'(l_2)] \quad (4)$$

As extremidades do atuador piezelétrico sobre a viga localizam-se em  $l_1$  e  $l_2$ .

### 3 SISTEMAS DE CONTROLE

Os sistemas de controle são comparados no tempo e em frequência. Para fazer a avaliação do desempenho usamos gráficos de resposta transitória do deslocamento da extremidade livre da viga devido aos modos elásticos de vibração (para um deslocamento angular finito do eixo do motor), o valor médio da energia modal durante o transitório, e os diagramas de resposta em frequência dos sistemas em malha fechada. A expressão usada para determinar a energia modal é (Baz, Poh, Fedor, 1992):

$$E_j = \omega_{nj}^2 q_j^2 + \dot{q}_j^2 \quad (5)$$

As equações da dinâmica do sistema são reescritas no espaço de estados na forma :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \quad (6)$$

A matriz de ganho do compensador é obtida pela minimização do seguinte índice de desempenho:

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{x}^T \mathbf{Qx} + \mathbf{u}^T \mathbf{Ru}) dt \quad (7)$$

Em um primeiro esquema (compensador A) o projeto é feito usando-se como entrada apenas a corrente elétrica que alimenta o motor, supondo-se disponíveis todas as variáveis de estado.

No segundo esquema (compensador B) de controle a abordagem é a mesma, exceto que se utiliza um atuador piezoeletrico em conjunto com o motor.

No terceiro esquema (compensador C) são usados os mesmos ganhos do compensador B para o motor, mas para o atuador piezoeletrico apenas as velocidades modais são realimentadas.

## 4 SIMULAÇÕES

### 4.1 Valores numéricos adotados

Os valores numéricos adotados derivam da bancada construída por Benain, Ferreira e Sotelo (1997).

Características da viga: módulo de elasticidade  $E = 7,1 \times 10^{10}$  Pa, massa específica  $\rho = 2710$  kg/m<sup>3</sup>, largura  $b_v = 0,0254$ m, espessura  $t_b = 0,001$ m, comprimento  $L = 0,7$ m.

Características do motor:  $k_M = 0,1$  Nm/A, inércia de rotação  $J_M = 1,35 \times 10^{-4}$  kg.m<sup>2</sup>, constante de atrito  $b = 0,0072$  Nms/rad.

Características do atuador piezoeletrico: módulo de elasticidade  $E_a = 6,2 \times 10^{10}$  Pa, largura  $b_a = 0,0254$ m, espessura  $t_a = 0,19 \times 10^{-3}$  m, coeficiente de deformação piezoeletrica  $d_{31} = -1,79 \times 10^{-10}$  m/V, comprimento  $l_a = 0,07$  m, posição do centro da lâmina: a 0,3 m da extremidade ligada ao motor elétrico.

Posição dos extensômetros usados para medir a deformação elástica: um conjunto a 0,02 m da extremidade ligada ao motor, e outro a 0,2 m desta mesma extremidade.



As frequências naturais dos modos de vibração elásticos são:  $\omega_{n1} = 42,6$  rad/s,  $\omega_{n2} = 109,6$  rad/s,  $\omega_{n3} = 206,5$  rad/s. Os coeficientes de amortecimento adotados são:  $\zeta_1 = 0,02$ ,  $\zeta_2 = 0,05$ ,  $\zeta_3 = 0,09$ .

Valores usados na determinação do compensador LQR:

Controlador que usa apenas o motor elétrico:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10 \end{bmatrix}, \mathbf{R} = 1$$

Controlador que usa o motor e o atuador piezelétrico:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \times 10^4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 20 \end{bmatrix}, \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 2,05 \times 10^{-5} \end{bmatrix}$$

Ganhos de realimentação das velocidades modais: primeiro modo,  $k_{v1} = -185$ , segundo modo,  $k_{v2} = +155$ .

A simulação é feita nas seguintes condições: no instante inicial a posição angular da viga é 1 rad e o sistema de controle leva a viga para a origem. Os ganhos adotados para os controladores são tais que para o transitório (entrada degrau) da posição angular da viga não haja sobre-sinal e o tempo de acomodação seja aproximadamente 2 s, e tensão de alimentação do atuador piezelétrico, exigida pelos controladores, não ultrapasse 60V nas condições simuladas.

## 4.2 Resultados

Para comparação foi projetado um sistema de controle que atende os requisitos de sobre-sinal e tempo de acomodação relativos à posição angular do eixo do motor, mas que não considera a vibração elástica. A figura 2 mostra a flecha  $y$  na extremidade livre da viga em relação ao tempo, para uma entrada degrau, conforme explicado anteriormente. Nesta figura temos a curva relativa a este controlador de referência (que não atenua as vibrações elásticas) e as curvas relativas a cada um dos controladores examinados. Calculando o valor médio (no intervalo de 0 a 2 segundos) da somatória das energias dos três modos elásticos temos os seguintes resultados:

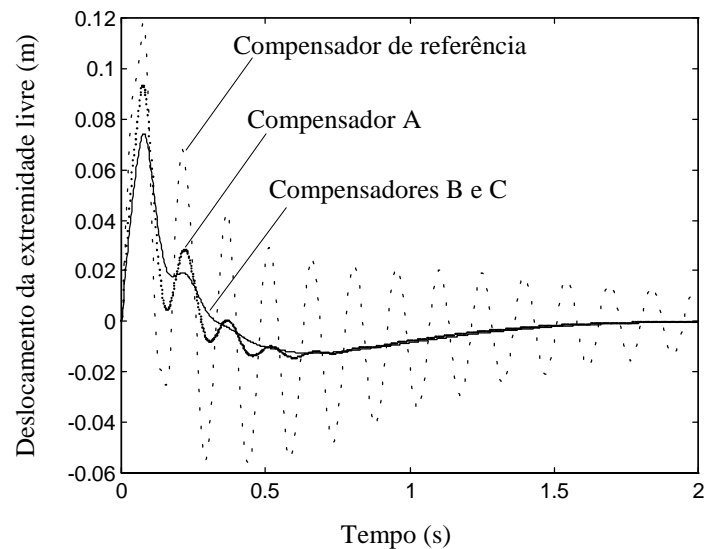
Compensador de referência:  $E = 3,70 \times 10^{-2}$ .

Compensador A:  $E = 8,61 \times 10^{-3}$ .

Compensador B:  $E = 5,94 \times 10^{-3}$ .

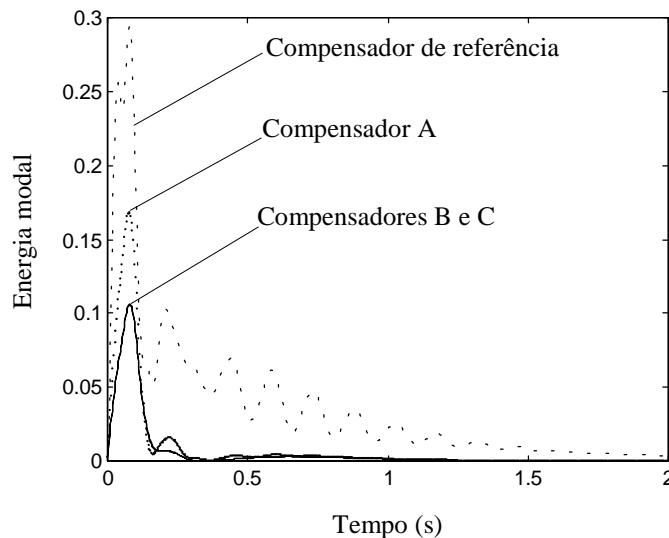
Compensador C:  $E = 5,94 \times 10^{-3}$ .

Embora seja possível que haja uma diferente escolha de ganhos dos compensadores que altere estes resultados, observa-se que o atuador piezelétrico melhora substancialmente o desempenho do sistema, em relação à atenuação das vibrações elásticas.



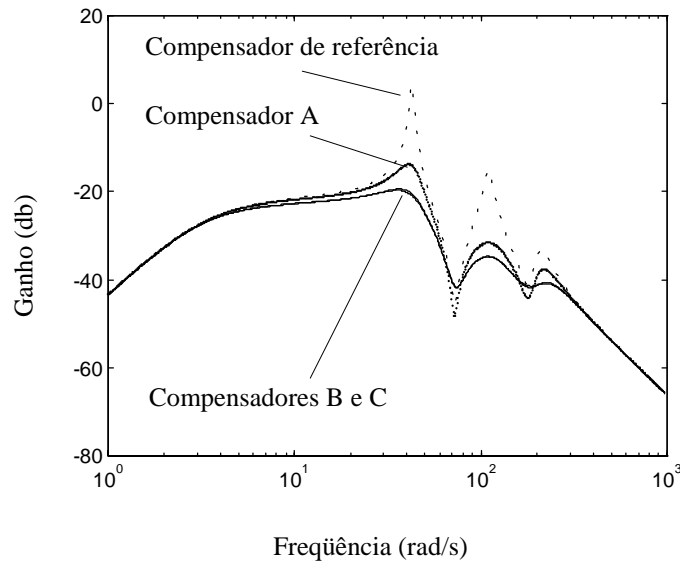
**Figura 2.** Deslocamento da ponta livre para entrada degrau na posição angular (considerando apenas a deformação elástica). Linha tracejada: compensador de referência. Linha pontilhada: compensador A. Linha contínua: compensadores B e C (as curvas estão superpostas).

A figura 3 mostra os gráficos da energia devido à deformação elástica, conforme a expressão (5). Nota-se novamente que a vibração elástica é bastante atenuada pelos compensadores, em particular com o uso adicional do atuador piezelétrico.



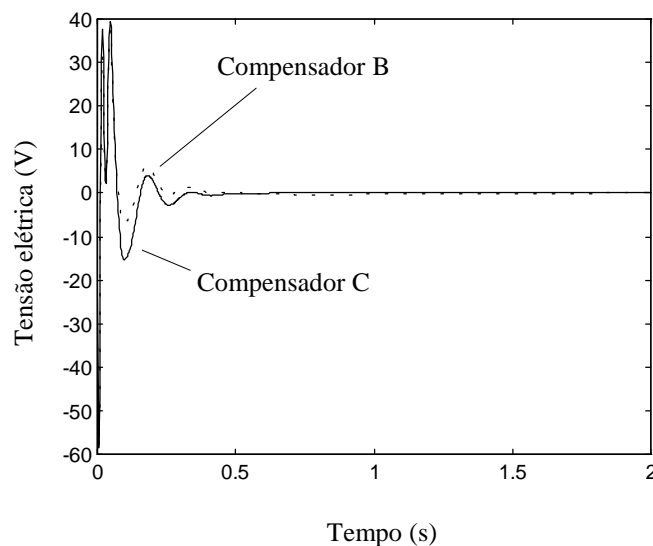
**Figura 3.** Soma das energias dos três modos de vibração elástica. Linha tracejada: compensador de referência. Linha pontilhada: compensador A. Linha contínua: compensadores B e C (as curvas estão superpostas).

A figura 4 mostra a resposta em frequência de malha fechada para cada um dos compensadores analisados. Novamente os compensadores B e C são equivalentes.



**Figura 4.** Resposta em frequência do sistema de malha fechada. Linha tracejada: compensador de referência. Linha pontilhada: compensador A. Linha contínua: compensadores B e C (as curvas estão superpostas).

A figura 5 mostra a tensão aplicada no atuador piezolétrico nos compensadores B e C. A tensão elétrica não ultrapassa 60V nas condições de simulação, conforme um dos requisitos de projeto.



**Figura 5.** Tensão elétrica aplicada no atuador piezolétrico. Linha tracejada: compensador B. Linha contínua: compensador C.

Embora não se possa notar na figura 3, a tensão máxima exigida pelo compensador B é de 59,5 V e a tensão máxima no caso do compensador C é de 58,5 V. Mas a integral da tensão ao quadrado (que é proporcional à energia usada) é 55,0  $V^2s$  para o compensador B e 66,5  $V^2s$  para o compensador C.

## 5 CONCLUSÕES

Foram avaliados três diferentes esquemas de controle de vibração elástica de uma viga flexível rotativa. O uso do atuador piezelétrico mostrou-se efetivo, tanto no caso do compensador projetado usando a abordagem de controle ótimo tanto no compensador em que apenas a velocidade foi realimentada. Também não foram notadas influências negativas devido ao fenômeno de *spillover*, mas simulações numéricas são limitadas ao modelo usado, que, neste trabalho, é bastante simplificado em relação ao sistema real. Todos os compensadores aqui examinados exigem que todas as variáveis de estados estejam disponíveis, o que pode não ser prático, principalmente no caso da medição das velocidades modais. Assim pode ser necessário o uso de um observador de estados, o que aumentaria a complexidade do sistema de controle, e que poderia afetar o desempenho e a estabilidade. Uma alternativa seria empregar o conceito de realimentação positiva da posição, onde é possível aumentar o amortecimento sem ter que realimentar a velocidade. Estas alternativas deverão ser objeto de estudos futuros.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Baz, A., Poh, S. e Fedor, J., 1992, “Independent Modal Space Control With Positive Position Feedback”, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, v.114, n.3, pp. 96–103.
- Benain, J. M., Ferreira, P. R. e Sotelo Jr., J. (orientador), 1997, “Análise Dinâmica de uma Barra Flexível Inteligente”, Trabalho de Formatura, Escola Politécnica da USP, São Paulo, SP, Brasil.
- Choi, S. B., Cho, S. S. e Park, Y. P., 1999, “Vibration and Position Tracking Control of Piezoceramic-Based Smart Structures Via QFT”, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, v.121, n.3, pp. 27–33.
- Gildin, E. e Moscato, L. A. (orientador), 1998, “Desenvolvimento de um Controlador Adaptativo para Manipuladores Flexíveis com Incertezas de Cargas”, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, SP, Brasil, 93p.
- Lim, K.B., Maghami, P.G. e Joshi, S.M., 1992, “Comparison of Controller Designs for an Experimental Flexible Structure”, IEE Control Systems, v.12, n.3, pp. 108-118.
- Liu, Y. C. e Yang, S. M., 1995, “Vibration Control Experiment of a Slewing Flexible Beam”, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, v.117, n.9, pp. 432–435.
- Pota, H. R., Alberts, T. E., 1995, “Multivariable Transfer Functions for a Slewing Piezoelectric Laminate Beam”, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, v.117, n.9, pp. 352–359.

# EXTRAÇÃO DE PARÂMETROS MODAIS: PROGRAMAÇÃO DE ALGUMAS TÉCNICAS ATRAVÉS DO MATLAB

## **Ricardo Teixeira Aguiar Cunha**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 20453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: rteixeir@mec.puc-rio.br

## **Rubens Sampaio**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 20453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: rsampaio@mec.puc-rio.br

## **Edson Luiz Cataldo Ferreira**

Universidade Federal Fluminense, Centro de Estudos Gerais, Departamento de Matemática Aplicada, 24020-140, Niterói, RJ, Brasil. E-mail: ecataldo@mec.puc-rio.br

## **Resumo**

O trabalho consiste no desenvolvimento de um programa para extração de parâmetros modais de estruturas, usando a interface gráfica do MATLAB. A partir de sinais obtidos de acelerômetros o programa permite a obtenção dos fatores de amortecimento, frequências naturais, fase e os  $n$  primeiros modos de vibração. O valor de  $n$  depende do número de acelerômetros utilizados na experiência. Além disso, o programa permite que a curva seja regeada a partir dos parâmetros obtidos. São utilizados três métodos para a extração dos parâmetros modais : método de amplitude-pico, método do ajuste de círculo e método inverso. Para cada um dos métodos o programa permite que se escolha entre amortecimento estrutural e viscoso. Os dados obtidos através de um analisador de sinais são convertidos para que possam ser lidos pelo MATLAB. A partir daí a curva da amplitude da Função Resposta em Frequência é reconstruída e o usuário deve marcar os picos indicando os locais das ressonâncias. Com esses dados, o usuário escolhe o método a ser utilizado para a extração dos parâmetros modais e o tipo de amortecimento. Com isso o programa fornece os parâmetros desejados e também regea a curva, comparando-a com a original (obtida experimentalmente).

**Palavras-chave:** Análise Modal, Vibrações, MATLAB.

## **1. INTRODUÇÃO**

O estudo de vibrações é fundamental para a compreensão e possível controle de muitos fenômenos, em áreas de grande importância como a automação industrial, a pesquisa aeroespacial ou a construção civil. Os testes experimentais podem ser, basicamente, de dois tipos: no primeiro, as medições são feitas numa estrutura em serviço, sem um controle rigoroso das excitações às quais ela está submetida, nem tampouco da influência dos demais elementos estruturais. Dependendo dos objetivos desejados, este teste pode ser já

suficiente e, em alguns casos, talvez o único possível de ser realizado, no caso de tratarem-se de grandes estruturas, como uma turbina de uma usina elétrica ou a arquibancada de um estádio.

No outro tipo de teste, a estrutura é forçada a vibrar por uma excitação conhecida. Este tipo de teste, por contar com condições bem controladas fornece melhores resultados e é chamado “Teste Modal”. A Fig. 1 ajuda a compreender um pouco melhor como funciona esse teste.

Em primeiro lugar, há a estrutura que se deseja estudar, na qual são posicionados transdutores (o mais comum é que sejam usados acelerômetros, mas nada impede que estes sejam substituídos por transdutores de posição ou de velocidade). Um sinal conhecido é, então, fornecido pelo gerador de sinais, e tem sua potência aumentada por um amplificador, alimentando por fim algum mecanismo de excitação (como um *shaker*, por exemplo), que forçará a estrutura a vibrar.

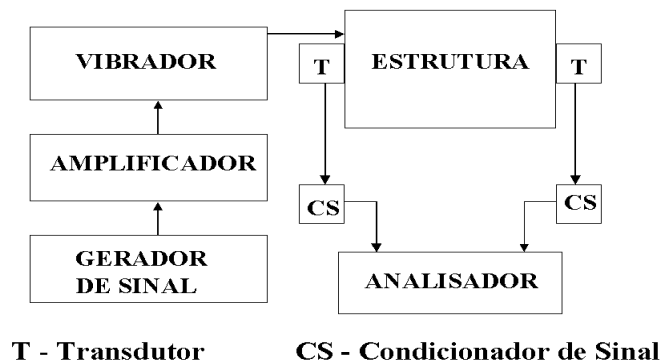


Figura 1: Esquema de montagem experimental.

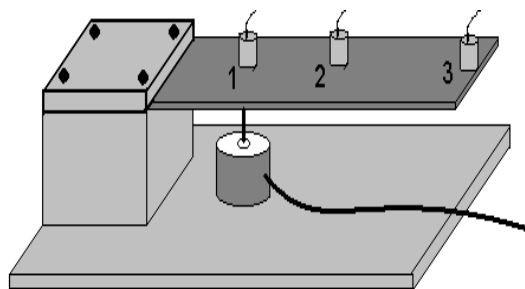


Figura 2: Exemplo de montagem experimental.

Os sinais gerados pelos transdutores são, então, devidamente amplificados pelo condicionador de sinais, e são introduzidos no analisador de sinais, juntamente com o sinal de entrada. Este analisador, então, calculará a FFT (*Fast Fourier Transform*, Transformada Rápida de Fourier), para possibilitar a análise dos dados no domínio da frequência. O passo seguinte, a partir dos dados fornecidos pelo analisador, é extrair os parâmetros modais, isto é, identificar os diversos modos de vibração da estrutura, propor um modelo matemático da estrutura e comparar o comportamento previsto pelo modelo com o observado experimentalmente. É nesta última fase, utilizando os dados provenientes

do analisador, que o programa apresentado é utilizado. Este programa, inserido num programa maior, em fase de desenvolvimento, que contém vários métodos de extração de parâmetros modais: métodos de vários graus de liberdade, métodos no domínio do tempo, entre outros.

## 2. MÉTODOS UTILIZADOS PELO PROGRAMA PARA EXTRAÇÃO DE PARÂMETROS MODAIS

Os métodos que foram utilizados, neste trabalho, para a extração de parâmetros modais são alguns dos métodos de um grau de liberdade, pois consideram que, numa região suficientemente próxima da ressonância, o comportamento da estrutura é dominado pelo modo em questão. A influência dos outros modos ou é desprezada ou é considerada por uma aproximação, o que pode não ser satisfatório em algumas situações. Estes métodos serão apresentados nas seções seguintes, seguindo, basicamente, a notação empregada por Ewins(1984). As Funções Resposta em Frequência (**FRFs**) utilizadas serão apresentadas a seguir.

Consideraremos sempre a força como o sinal de entrada. Assim, se o sinal de saída utilizado for a aceleração, a FRF correspondente será a **inertância** ( $A$ ). Se for utilizada a velocidade, teremos a **mobilidade** ( $Y$ ) e, caso seja usado o deslocamento, a FRF chamar-se-á **receptância** ( $\alpha$ ). Assim, temos:

$$A = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} \quad (1)$$

$$Y = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (3)$$

### 2.1 O método da amplitude de pico

Este é um método bastante simples, e que funciona bem para estruturas cujos modos têm fatores de amortecimento nem tão pequenos que tornem difícil a medição e nem tão grandes que façam significativa a influência dos demais modos.

Para aplicar este método, em primeiro lugar são identificados, no gráfico de amplitude de resposta em frequência, os picos existentes, que correspondem, cada um, a um modo de vibração. A frequência natural,  $\omega_r$ , é tomada como a frequência do pico (para aumentar um pouco a precisão, o programa faz uma pequena interpolação entre os pontos do pico e é tomada como frequência natural aquela na qual a fase é  $\pm 90^\circ$ ).

O valor da amplitude da FRF no pico é chamado de  $|\alpha|$ , e são determinadas duas frequências,  $\omega_a$  e  $\omega_b$ , sendo uma superior e outra inferior à frequência natural, nas quais o valor da amplitude da FRF diminuiu em 3 dB.

O amortecimento do modo em questão pode ser expresso por:

$$\eta_r = (\omega_a^2 - \omega_b^2)/\omega_r^2 \simeq \Delta\omega/\omega_r \quad (4)$$

Para amortecimento viscoso, temos:

$$\xi = \frac{\omega_a - \omega_b}{2\omega_r} \quad (5)$$

Por fim, pode-se obter uma estimativa da constante modal do modo em questão. Temos, assim:

$$|\alpha| = A_r / (\omega_r^2 \eta_r) \quad (6)$$

ou

$$A_r = |\alpha| \omega_r^2 \eta_r \quad (7)$$

## 2.2 O método de ajuste de círculo

Este é um método um pouco mais elaborado do que o apresentado anteriormente, e que utiliza o fato de que, se for traçado o gráfico de resposta em frequência de um sistema de um grau de liberdade na forma de Nyquist, as curvas obtidas se aproximam de círculos. Devido a isto, sistemas com múltiplos graus de liberdade, quando observados em frequências próximas a uma frequência natural, apresentam gráficos em forma de arcos aproximadamente circulares (eles não são perfeitamente circulares devido à influência dos demais modos de vibração). É interessante notar que, se desejamos trabalhar com amortecimento estrutural, a FRF que deve ser usada é a receptância, enquanto que se for usado o modelo de amortecimento viscoso, deve-se usar a mobilidade.

Podemos escrever a FRF (receptância) na forma seguinte:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \sum_{s=1}^N \frac{{}_s A_{jk}}{\omega_s^2 - \omega^2 + j\eta_r \omega_s^2}, \text{ onde } \omega_s \text{ é a frequência natural do modo } s. \quad (8)$$

Esta FRF pode ser reescrita como:

$$\alpha_{jk}(\omega) = \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_r^2 - \omega^2 + j\eta_r \omega_r^2} + \sum_{s=1, s \neq r}^N \frac{{}_s A_{jk}}{\omega_s^2 - \omega^2 + j\eta_s^2} \quad (9)$$

Nas proximidades da frequência natural do modo  $r$ , o segundo termo da equação acima pode ser considerado como aproximadamente independente de  $\omega$ , e a expressão para a receptância pode ser reescrita como:

$$\alpha_{jk}(\omega)_{\omega=\omega_r} = \frac{{}_r A_{jk}}{\omega_r^2 - \omega^2 + j\eta_r \omega_r^2} + {}_r B_{jk} \quad (10)$$

sendo o segundo termo ( ${}_r B_{jk}$ ) constante. Isto não significa que a influência dos outros modos é desprezível, mas apenas que pode ser representada por uma constante, na região próxima à ressonância.

Considerando amortecimento viscoso, utilizamos a FRF (mobilidade):

$$Y(\omega) = \frac{j\omega}{(k - \omega^2 m) + j(\omega c)} \quad (11)$$

ou

$$Re(Y) = \frac{\omega^2 c}{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2} \quad (12)$$

$$Im(Y) = \frac{\omega(k - \omega^2 m)}{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2} \quad (13)$$

Pode-se verificar que esta função realmente descreve um círculo na forma de Nyquist.

## 2.3 O método inverso



O método inverso usa as mesmas suposições do método de ajuste de círculo, utilizando o fato que uma função, quando gera um círculo no plano complexo, seu inverso gerará uma linha reta.

Assim, temos:

$$Y(\omega) = \frac{j\omega}{k - m\omega^2 + j\omega c} = \frac{\omega c + j(m\omega^2 - k)}{\omega} = c + j\left(m\omega - \frac{k}{\omega}\right) \quad (14)$$

Assim,

$$Im\left(\frac{1}{Y(\omega)}\right) = \left(m\omega - \frac{k}{\omega}\right) \quad (15)$$

Pode-se observar, portanto, que o gráfico de  $Im\left(\frac{1}{Y(\omega)}\right)$  é uma reta paralela ao eixo imaginário.

Para aplicar o método, em primeiro lugar temos de aplicar o método dos mínimos quadrados a esta linha reta, o que é muito mais fácil que aplicá-lo a um círculo. O fator de amortecimento pode ser obtido imediatamente pela intersecção da reta com o eixo real.

Depois, aplica-se novamente o método dos mínimos quadrados, agora apenas na parte imaginária dos dados obtidos (Eq. 15). Daí tiraremos os valores de  $m$  e  $k$  para o modo em questão. Uma forma interessante de fazer isto é multiplicar a parte imaginária da FRF por  $\omega$ , de modo a linearizar o problema, como se mostra a seguir:

$$Im\left(\frac{1}{Y(\omega)}\right) = \frac{(m\omega^2 - k)}{\omega} \Rightarrow \omega Im\left(\frac{1}{Y(\omega)}\right) = (m\omega^2 - k) \quad (16)$$

### 3. O PROGRAMA MODAL

Foi desenvolvido um programa em MATLAB, para a extração de parâmetros modais a partir de dados experimentais. Este programa usa, como dados de entrada, um arquivo de extensão *.mat* onde se encontram um par de vetores para cada acelerômetro utilizado: um contendo a receptância do sistema analisado e o outro, as frequências correspondentes. O analisador de sinais utilizado, fabricado pela Hewlett-Packard, fornece um arquivo de extensão *.dat*, que precisa ser convertido para o formato do MATLAB.

A interface é bastante simples: em primeiro lugar, na tela inicial, escolhe-se qual o tipo de análise que se deseja fazer: amplitude de pico, ajuste de círculo ou método inverso.

Em seguida, é exibida uma outra janela, onde pede-se ao usuário que determine o número de pontos em torno da ressonância que serão levados em conta na análise, o tipo de amortecimento que se deseja utilizar (viscoso ou estrutural), o número de acelerômetros presentes, bem como, no caso do método de amplitude de pico, se é desejado que se calculem os vetores de forma. A opção de número de pontos considerados só é oferecida se o método escolhido é o de ajuste de círculo (neste caso, ao menos 6 pontos têm de estar incluídos na análise), ou o método inverso (é exigido aqui um mínimo de 3 pontos, mas deve-se escolher mais). O número de acelerômetros cujas funções resposta em frequência estão incluídas no arquivo de entrada de dados deve ser aqui informado, bem como o tipo de modelo de amortecimento que se deseja utilizar (viscoso ou estrutural).

Logo, pede-se ao usuário que identifique, no gráfico de Amplitude da Função Resposta em Frequência, as frequências naturais, utilizadas para encontrar os valores dos fatores de amortecimento, fase, rigidez, etc.

O programa detecta alguns erros, tais como pontos muito afastados da ressonância no método de ajuste de círculo, e notifica o usuário.

### 3.1. Exemplos de utilização do programa

São apresentados dois exemplos de utilização do programa, sendo um deles com dados gerados, e outro com dados provenientes de experimentos.

#### 3.1.1 Exemplo com dados gerados analiticamente

Foram geradas Funções de Resposta em Freqüência para dois acelerômetros:

$$\alpha_{11}(\omega) = \frac{0.5}{\omega_1^2 - \omega^2 + (j \times 0.01 \times \omega)} + \frac{0.5}{\omega_2^2 - \omega^2 + (j \times 0.03 \times \omega)} \quad (17)$$

$$\alpha_{12}(\omega) = \frac{0.5}{\omega_1^2 - \omega^2 + (j \times 0.01 \times \omega)} - \frac{0.5}{\omega_2^2 - \omega^2 + (j \times 0.03 \times \omega)} \quad (18)$$

Em seguida, usou-se o método de amplitude de pico para analisar estes dados. Os resultados obtidos são mostrados na Tab.1 e na Fig. 3.

Tabela 1: Resultados do Exemplo.

	Acelerômetro 1	Acelerômetro 2	Média
1º modo	15.0398 Hz	15.0398 Hz	15.0398 Hz
$\xi_1$	0.0027863	0.0027879	0.0027871
Fase <sub>1</sub>	+90°	+90°	—
2º modo	69.9503 Hz	69.9503 Hz	69.9503 Hz
$\xi_2$	0.0004633	0.0004638	0.0004636
Fase <sub>2</sub>	+90°	-90°	—

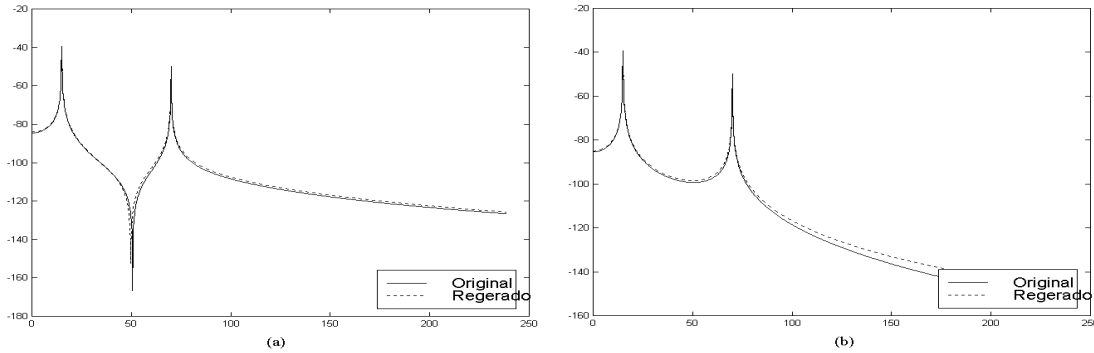


Figura 3: Amplitude da Função Resposta em Freqüência:(a) $\alpha_{11}$ ; (b) $\alpha_{12}$ .

#### 3.1.2 Exemplo com dados provenientes de experimentos

Usou-se, neste caso, dados de uma viga de aço engastada-livre, com comprimento de 51,9 cm, largura de 38,25 mm e espessura de 4,90 mm. Esta viga era excitada por um *shaker* a 13,0 cm do engaste, semelhante à montagem apresentada na Fig. 2, com a única diferença que, neste caso, havia apenas dois acelerômetros, localizados, respectivamente, a 13,0 cm e 39,8 cm do engaste. Os resultados, obtidos através do método de amplitude de pico, são apresentados na Fig. 4.

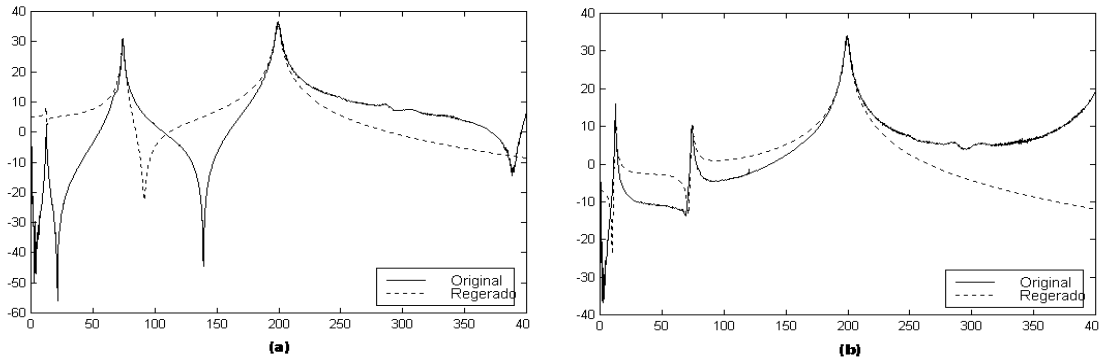


Figura 4: Amplitude da Função Resposta em Freqüência (caso real): (a)Acelerômetro 1; (b)Acelerômetro 2.

#### 4. CONCLUSÕES

Nota-se que, nos casos experimentais, há uma diferença entre os dados originais e os dados regenerados, que parece poder ser corrigida por uma futura inclusão dos termos residuais. Procurou-se, além disso, fazer um programa que pudesse utilizar vários métodos, visto que não há um único método que seja o melhor para todas as situações.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bendat and Piersol, 1971, “Random Data: Analysis and Measurement Procedures”, Wiley-Interscience.
- Bishop, R.E.D. and Gladwell, G.M.L., 1963, “An Investigation into the Theory of Resonance Testing”, Proc Roy Soc Phil Trans, p.255(A)241.
- Ewins, D.J.,1984, “Modal Testing: Theory and Practice”, Research Studies Press.
- Ewins, D.J. and Griffin, J., 1981, “A State-of-the-Art Assessment of Mobility Measurement Techniques — Results for the Mid-Range Structures”, J Sound and Vibration 78(2), pp. 197–222.
- Inman, D.J., 1994, “Engineering Vibration”,Prentice-Hall.
- Sampaio, R., Cataldo, E. e Riquelme, R., 1997, “Introdução ao MATLAB”, apostila.

# AN EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE CHAOTIC MOTION OF A NONLINEAR PENDULUM

**Luiz Fernando Penna Franca**  
**Marcelo Amorim Savi**

Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais  
22.290.270 - Rio de Janeiro - RJ  
E-Mail: savi@epq.ime.eb.br

## Abstract

The experimental analysis of nonlinear dynamical systems furnishes a scalar sequence of measurements and it is interesting to analyze it using state space reconstruction and other techniques related to nonlinear analysis. The noise contamination is unavoidable in cases of data acquisition and, therefore, it is important to recognize the techniques that can be employed for a correct identification of chaos. The present contribution discusses the analysis of chaotic motion of an experimental nonlinear pendulum, considering state space reconstruction, frequency domain analysis and the determination of Lyapunov exponents. A procedure to construct Poincaré map of the signal is presented. Results show that it is possible to identify chaos employing proper procedures without contemplates any kind of filters.

**Key-words:** Chaos, Nonlinear Dynamics, Nonlinear Pendulum.

## 1. INTRODUCTION

An approach to deal with the response of dynamical system is based on the analysis of data derived from an experiment. The experimental analysis of nonlinear dynamical systems furnishes a scalar sequence of measurements. Therefore, a time series associated with system dynamics is available and it is interesting to analyze it using state space reconstruction and other techniques related to nonlinear analysis. The noise contamination is unavoidable in cases of data acquisition and noise suppression is, therefore, essential in signal processing, especially in chaos analysis. Many studies are devoted to evaluate noise suppression and its effects in the analysis of chaos however, there are a small number of reports devoted to the effects of the system noise on chaos (Ogata *et al.*, 1996).

The analysis of nonlinear dynamical systems from time series involves state space reconstruction. The method of time delay method has proven to be a powerful tool to analyze chaotic behavior of dynamical system. Ruelle (1979), Packard *et al.* (1980) and Takens (1981) introduced the basic idea of this method and the main problem arising is the determination of the embedding parameters.

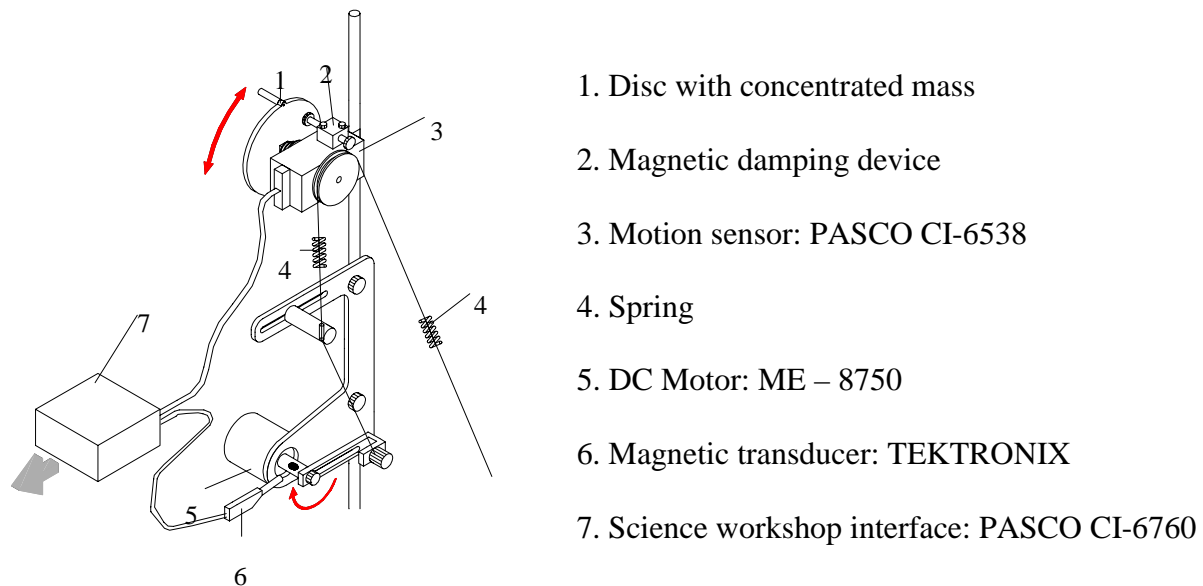
Nonlinear analysis also involves the determination of quantities, known as dynamical invariants, which are important to identify chaotic behavior. Lyapunov exponents and system dimension are some examples. Lyapunov exponents evaluate the sensitive dependence on initial conditions estimating the exponential divergence of nearby orbits. These exponents have been

used as the most useful dynamical diagnostic tool for chaotic system analysis. Signs of the Lyapunov exponents provide a qualitative picture of the system's dynamics and any system containing at least one positive exponent presents chaotic behavior.

The present contribution discusses the analysis of chaotic motion of an experimental nonlinear pendulum, considering state space reconstruction, frequency domain analysis and determination of Lyapunov exponents. In these analyses, it is necessary to present a procedure to construct a Poincaré map of the signal, which is also presented. Since the greater exponent is the most important to diagnose chaotic motion, algorithms proposed by Rosenstein *et al.* (1993) and Kantz (1994) are conceived. Results show that it is possible to identify chaos employing proper procedures without contemplates any kind of filters.

## 2 - EXPERIMENTAL APPARATUS

The experimental data related to the response of the nonlinear pendulum is obtained from an apparatus discussed in this section. Consider a nonlinear pendulum depicted in Figure 1. This pendulum is constructed with a disc where there is a concentrated mass (1) that is connected to a rotary motion sensor (3). The dissipation is provided by a magnetic device (2), which may be adjusted to vary this effect. A motor-string-spring device (4-5) provides the excitation of the pendulum. The signal measurement is done with the aid of two transducers. The rotary motion sensor (3), *PASCO encoder CI-6538*, has 1440 orifices and a precision of  $0.25^0$ . The magnetic transducer (6) is employed in order to generate a frequency signal associated with the forcing frequency of the motor, which is used to construct the Poincaré map of the signal. This apparatus is connected with an A/D interface, *Science Workshop Interface 500 (CI-6760)*, and then to a computer.

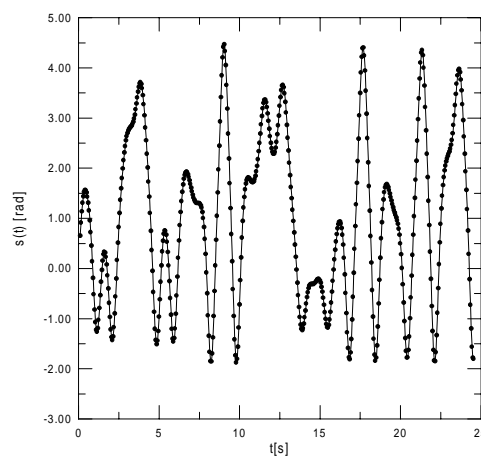


**Figure 1** - Nonlinear pendulum apparatus.

In order to perform the analysis of the nonlinear pendulum, one conceives that the time series is a sequence of angular position measured from the experiment,  $s = x = \theta$ . The apparatus also permits to measure the angular velocity  $y = \dot{\theta}$ , which is used to construct the real phase space ( $x$  versus  $y$ ), employed to perform a visual validation of the reconstructed phase space.

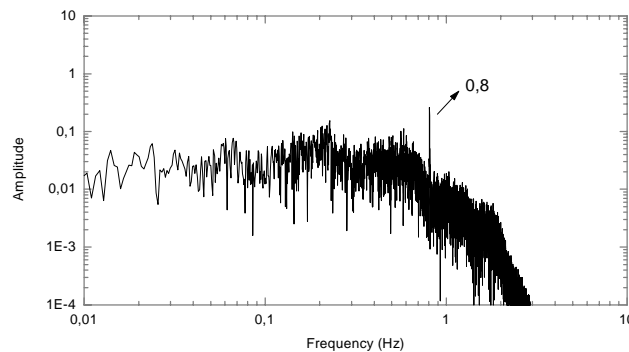
### 3 - CHAOTIC SIGNAL

The experimental pendulum dynamics is analyzed considering a chaotic signal with  $N = 30589$  points, generated with a motor voltage  $V = 4.2V$ , a sample frequency  $\Omega_s = 20Hz$  and a damping parameter  $\zeta = 0.0125$ . The time history evolution of part of the signal is shown in Figure 2.



**Figure 2 - Chaotic Signal.**

Using the Fast Fourier Transform (FFT), it is possible to see that the fundamental frequency  $\Omega_e = 0.8Hz$  is immersed in a continuous spectrum of frequencies. This behavior is typical in chaotic motion, nevertheless, it must be confirmed evaluating dynamical invariants. In this paper, Lyapunov exponents are considered. The forthcoming section contemplates the state space reconstruction.



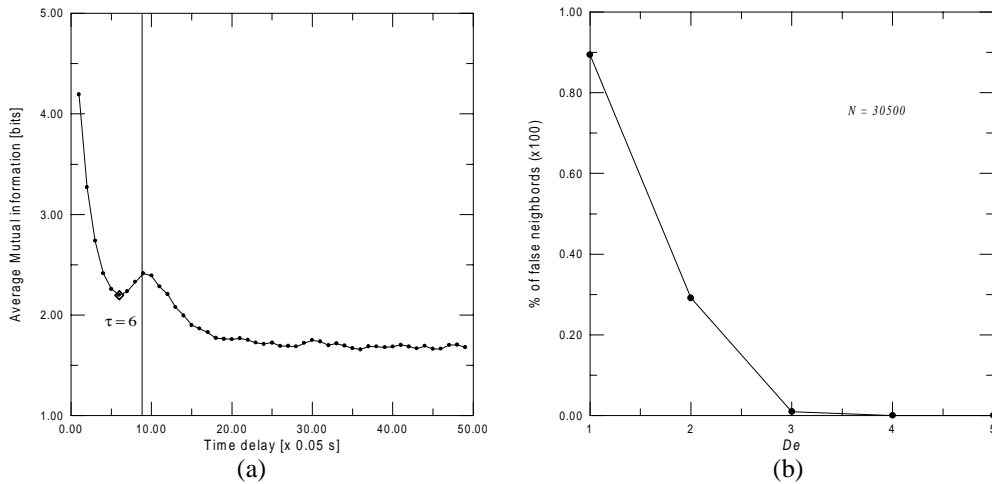
**Figure 3 - FFT of the signal.**

### 3.1 - State Space Reconstruction

The basic idea of the state space reconstruction is that a signal contains information about unobserved state variables which can be used to predict the present state. Therefore, a scalar time series,  $s(t)$ , may be used to construct a vector time series that is equivalent to the original dynamics from a topological point of view. The state space reconstruction needs to form a coordinate system to capture the structure of orbits in state space which could be done using lagged variables,  $s(t+\tau)$ , where  $\tau$  is the time delay. Then, considering an experimental signal,  $s(n)$ ,  $n = 1, 2, 3, \dots, N$ , where  $t = t_0 + (n-1)\Delta t$ , it is possible to use a collection of time lags to create a vector in a  $D_e$ -dimensional space,

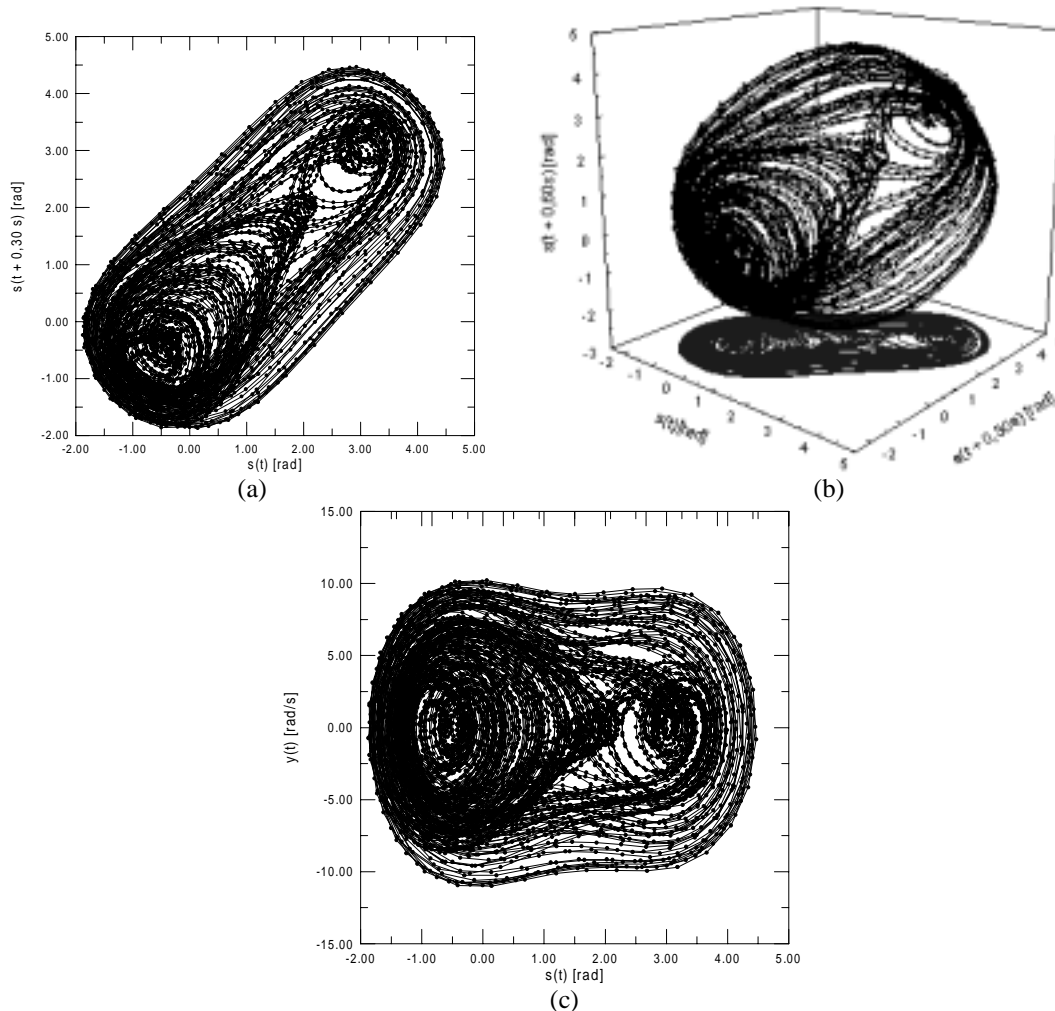
$$u(t) = \{s(t), s(t+\tau), \dots, s(t+(D_e-1)\tau)\}^T \quad (1)$$

The method of delays has become popular for dynamical reconstruction, however, the choice of the delay parameters,  $\tau$  - time delay, and  $D_e$  - embedding dimension, has not been fully developed. Therefore, many researches have been developed to consider the better approaches to estimate delay parameters for different kinds of time series. In this paper, one considers the average mutual information method to determine time delay (Fraser, 1989) and the false nearest neighbors method to estimate embedding dimension (Kennel *et al.*, 1992). Results of this analysis are presented in Figure 4. Figure 4a shows the mutual information versus time delay, and the first minimum of the curve must be used as the time delay, furnishing  $\tau = 6 \times 0.05 = 0.30$ s. Figure 4b presents the curve of the percentage of false neighbor points versus embedding dimension, showing that the embedding dimension needs to be between 3 and 4.



**Figure 4** - Delay parameters: (a) Average mutual information versus  $\tau$ ; (b) % of false neighbors versus  $D_e$ .

After the determination of delay parameters it is possible to reconstruct the phase space. Figure 5a-b presents the reconstructed phase space projected in 2 and 3 dimension while Figure 5c presents the real phase space measured in the experiment. Both spaces are similar from a topological point of view (Takens, 1981), presenting just a small coordinate change from one to another.

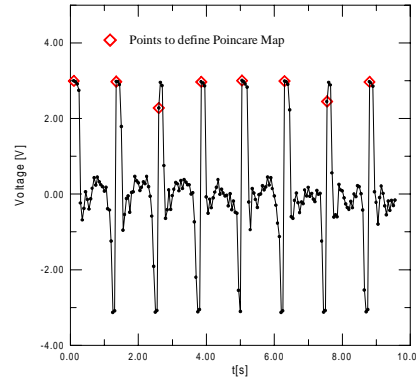


**Figure 5** - Phase Space: (a) Reconstructed, 2-Dim; (b) Reconstructed, 3-Dim; (c) Real.

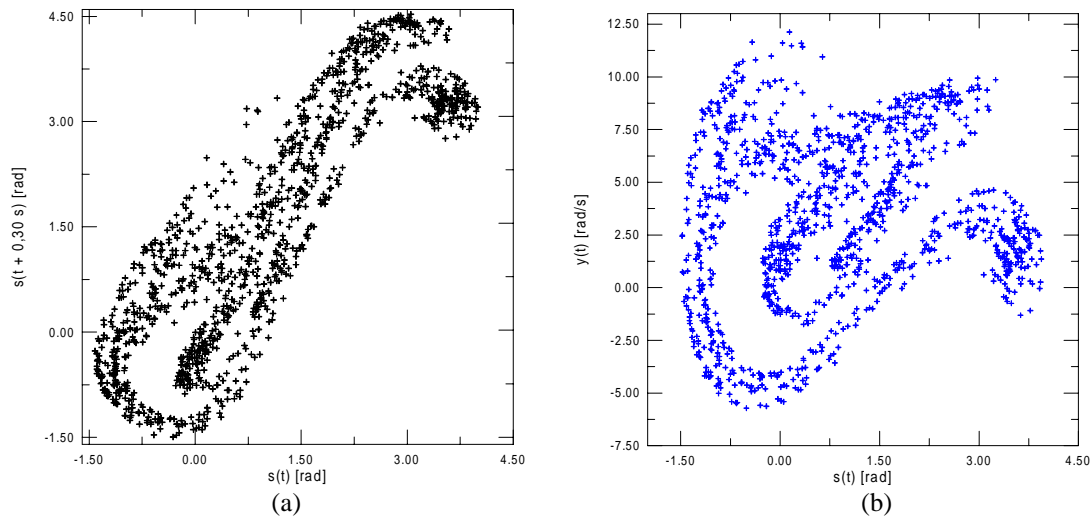
### 3.2 - Poincaré Maps

Poincaré map is an important tool to observe the response of a nonlinear system. Experimentally, this can be done in several ways. Moon (1992) presents a procedure where there is a signal converter, which store sampled data in a computer for display at a later time. Here, a similar procedure is conceived to generate two signals: one associated with the motion and the other associated with the forcing frequency. The forcing frequency signal is generated with the aid of a magnetic transducer, which generates electric pulses when a reference bolt, connected to the motor, passes near it. These pulses are compared with the motion signal and only the measures in these instants are contemplated. Then, a third signal is generated representing the Poincaré Map of the motion. Figure 6 presents the forcing frequency signal showing the points which is used to define the time instant where the motion signal must be considered. The Poincaré map defined by this procedure is presented in Figure 7. Figure 7a shows the reconstructed phase space while Figure 7b the real phase space. A strange attractor is clearly identified in this phase space showing a fractal-like structure. Nevertheless, it is useful to confirm this with the calculation of the dynamical invariants.





**Figure 6** - Forcing frequency signal to define Poincaré Map.



**Figure 7** – Poincaré Map of a chaotic signal: (a) Reconstructed; (a) Real.

### 3.3 - Lyapunov Exponents

Lyapunov exponents evaluate the sensitive dependence on initial conditions by considering the exponential divergence of nearby orbits. Therefore, one needs to evaluate how trajectories with nearby initial conditions diverge. The dynamics of the system transform the  $D$ -sphere of states in a  $D$ -ellipsoid and, when there is a chaotic motion, a complex evolution exists. Mathematically, the Lyapunov exponents considers  $d(t) = d_0 b^{\lambda t}$ , where  $b$  is a reference basis. The signs of the Lyapunov exponents provide a qualitative picture of the system's dynamics. The existence of positive Lyapunov exponents defines directions of local instabilities in the system dynamics.

The determination of Lyapunov exponents of dynamical system with an explicitly mathematical model, which can be linearized, is well established from the algorithm proposed by Wolf *et al.* (1985). On the other hand, the determination of these exponents from time series is quite more complex. Basically, there are two different classes of algorithms: Trajectories, real space or direct method; and perturbation, tangent space or Jacobian matrix method.

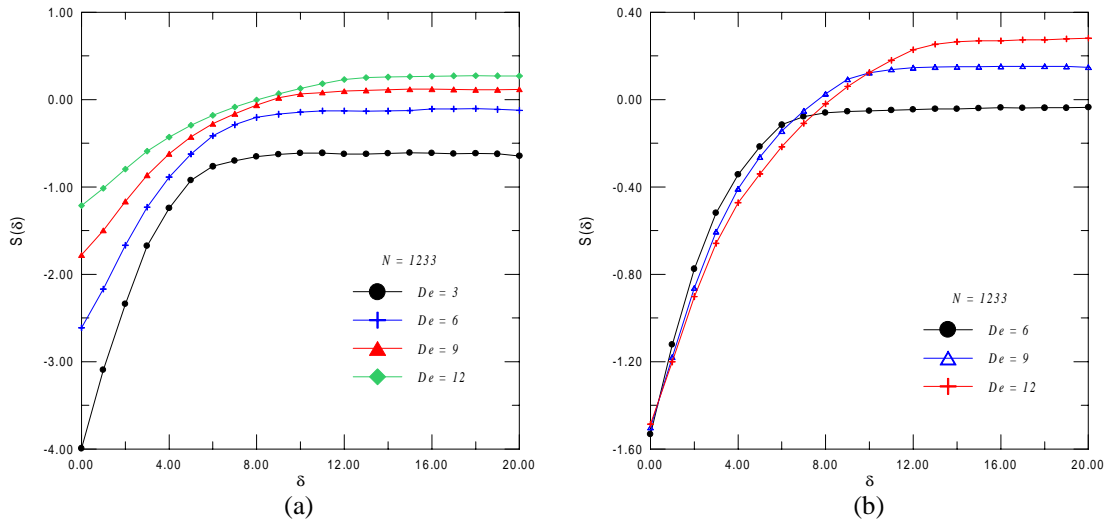
Franca & Savi (2000) shows that algorithms due to Kantz (1994) and due to Rosenstein *et al.* (1993) permit to establish a difference between chaotic and periodic motion, and has no noise sensibility. Therefore, the present contribution considers these algorithms to estimate Lyapunov

exponents. The algorithm proposed by Kantz (1994) uses the same idea of the one proposed by Wolf *et al.* (1985). Kantz (1994) considers that the divergence rate trajectories fluctuates along the trajectory, with the fluctuation given by the spectrum of effective Lyapunov exponents. The average of effective Lyapunov exponent along the trajectory is the true Lyapunov exponent and the maximum exponent is given by

$$\lambda(t) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{1}{\delta} \ln \left( \frac{|u(t+\delta) - u_\varepsilon(t+\delta)|}{\varepsilon} \right) \quad (2)$$

where  $|u(0) - u_\varepsilon(0)| = \varepsilon$  and  $u(t) - u_\varepsilon(t) = \varepsilon v_u(t)$ , with  $v_u(t)$  representing the eigenvectors associated with the maximum Lyapunov exponent,  $\lambda_{\max}$ ;  $\delta$  is a relative time referring to the time index of the point where the distance begin to be greater than  $\varepsilon$ ,  $\delta(0)$ . Rosenstein *et al.* (1993) have proposed a similar algorithm where the distance between the trajectories is defined as the Euclidean norm in the reconstructed phase space and, also, they have used only one neighbor trajectory.

Employing these algorithms to the Poincaré map signal, it is possible to estimate the maximum Lyapunov exponent of the system. Figure 8 presents the curve  $S(\delta)$  versus  $\delta$  predicted by both algorithms using  $\varepsilon = 1.6$  and  $D_e = 3, 6, 9, 12$ . After a linear regression, the algorithm due to Rosenstein *et al.* (1993) furnishes  $\lambda = 0.468 \pm 0.059$  while the algorithm due to Kantz (1994) furnishes  $\lambda = 0.177 \pm 0.024$ . As expected, the system presents a positive exponent. Further studies show that the Rosenstein's algorithm may present problems evaluating periodic signals (Franca, 2000).



**Figure 8** - Chaotic signal:  $S(\delta)$  curves. (a)Rosenstein *et al.*; (b)Kantz;

## 4. CONCLUSIONS

This contribution reports on the analysis of the chaotic motion of an experimental nonlinear pendulum. The phase space reconstruction is done employing the method of delay coordinates and delay parameters are estimated with the average mutual information method to determine time delay and the false nearest neighbors method to estimate embedding dimension.

A procedure to construct the Poincaré Map is developed and presents good results. The FFT analysis shows that the signal may be chaotic, however, it is necessary to evaluate dynamical invariants to assure this conclusion. Lyapunov exponents are used with this aim. The algorithm due to Kantz (1994) and due to Rosenstein *et al.* (1993) permit to identify chaotic motion, and has no noise sensibility. Nevertheless, further studies shows that Kantz's algorithm presents better results.

## 5. REFERENCES

- Franca, L.F.P. & Savi, M.A., 2000, "On the Time Series Determination of Lyapunov Exponents Applied to the Nonlinear Pendulum Analysis", *ICONNE 2000 - Third International Conference on Nonlinear Dynamics, Chaos, Control and Their Applications to Engineering Sciences*, July 31- August 4, 2000, Campos do Jordão - Brazil.
- Franca, L.F.P., 2000, "Analysis of Chaotic Systems from Time Series: Application to Nonlinear Pendulum", M.Sc. Dissertation, IME (in Portuguese).
- Fraser, A.M., 1989, "Reconstructing Attractors from Scalar Time Series: A Comparison of Singular System and Redundancy Criteria", *Physica D*, v.34, pp.391-404.
- Kantz, H., 1994, "A Robust Method to Estimate the Maximal Lyapunov Exponent of a Time Series", *Physics Letters A*, v.185, pp.77-87.
- Kennel, M.B., Brown, R. & Abarbanel, H.D.I., 1992, "Determining Embedding Dimension from Phase-Space Reconstruction Using a Geometrical Construction", *Physical Review A*, v.25, n.6.
- Moon, F.C., 1992, "Chaotic and Fractal Dynamics", John Wiley.
- Ogata, S., Iwayama, T. & Terachi, S. (1997), "Effect of System Noise on Chaotic Behavior in Rossler Type Nonlinear System", *International Journal of Bifurcation and Chaos*, v.7, n.12, pp.2872-2879.
- Packard, N.J., Crutchfield, J.P., Fromer, J.D. & Shaw, R.S., 1980, "Geometry from a Time Series", *Phys. Res. Letters*, v.115, pp.712-716.
- Rosenstein, M.T., Collins, J.J. & De Luca, C.J., 1993, "A Practical Method for Calculating Largest Lyapunov Exponents from Small Data Sets", *Physica D*, v.65, pp.117-134.
- Ruelle, D., 1979, "Ergodic Theory of Differentiable Dynamical Systems", *Math. Inst. Hautes Etudes Sci.*, v.5, n.27.
- Takens, F., 1981, "Detecting Strange Attractors in Turbulence", *Lecture Notes in Mathematics*, v.898, Springer-Verlag, New York, pp. 366-381.
- Wolf, A., Swift, J.B., Swinney, H.L. & Vastano, J.A., 1985, "Determining Lyapunov Exponents from a Time Series", *Physica D*, v.16, pp.285-317.

# DETERMINAÇÃO PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS DAS RESPOSTAS, NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA, DE SISTEMAS DINÂMICOS SUJEITOS A CONDIÇÕES INICIAIS

**Webe João Mansur<sup>1</sup>**

**Marco Aurélio Chaves Ferro<sup>2</sup>**

1 Programa de Engenharia Civil, COPPE/UFRJ, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. Caixa Postal 68506. E-mail: [webe@coc.ufrj.br](mailto:webe@coc.ufrj.br)

2 IME - Instituto Militar de Engenharia, Departamento de Engenharia de Fortificação e Construção, Praça General Tibúrcio 80, Praia Vermelha, 22290-270, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: [ferro@taurus.ime.eb.br](mailto:ferro@taurus.ime.eb.br)

## Resumo

Uma formulação no domínio da frequência foi desenvolvida para o cálculo das respostas de sistemas dinâmicos sujeitos a condições iniciais (deslocamentos ou velocidades). Analisou-se o sistema massa-mola-amortecedor com 1 grau de liberdade e a corda esticada fixa nas extremidades, ambos com amortecimento viscoso. As equações do sistema massa-mola-amortecedor e da corda vibrante (equação da onda) no domínio do tempo foram transportadas para o domínio da frequência com o uso da Transformada Rápida de Fourier (FFT). O método dos elementos finitos foi usado para resolvê-las, obtendo-se os deslocamentos no domínio da frequência. Calculou-se a Transformada Inversa Rápida de Fourier (IFFT) destes deslocamentos determinando-os no domínio do tempo (resposta final). Os resultados foram comparados com outros existentes na literatura e considerados plenamente satisfatórios.

**Palavras-chave :** Dinâmica Estrutural, Domínio da Frequência, Amortecimento Viscoso.

## 1. INTRODUÇÃO

No presente trabalho dois exemplos básicos são considerados. O primeiro retrata o caso clássico do modelo massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade (1 GL) que é o ponto de partida para os demais problemas de vibração. O segundo se refere ao estudo da corda vibrante em uma dimensão (1 D), base para os estudos de propagação de ondas elásticas.

São feitas as suas análises no domínio da frequência quando se consideram condições iniciais não-nulos, quer seja no deslocamento ou na velocidade. A passagem do domínio do tempo para o domínio da frequência é feita usando-se a transformada de Fourier. Com isto o problema pode ser resolvido pelo Método dos Elementos Finitos chegando-se a resposta no domínio da frequência, em termos de deslocamentos. A solução final é calculada ao aplicar-se a transformada inversa de Fourier nesta resposta, obtendo-se o deslocamento no domínio do tempo.

O caso do sistema massa-mola-amortecedor já foi resolvido por Mansur *et al.* (1998), que resolveram o problema usando a transformada implícita de Fourier (ImFT) e linguagem FORTRAN. No presente trabalho foi usada a linguagem MATLAB<sup>®</sup> versão 5, que contém a função FFT (Fast Fourier Transform) incluída em sua biblioteca de funções, assim como a IFFT (Inverse Fast Fourier Transform).

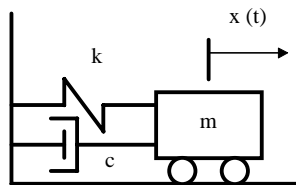
O segundo caso, que trata da corda vibrante no domínio da frequência e com condições iniciais, ainda não havia sido estudado. Para tal, a corda foi discretizada e usado o Método dos Elementos Finitos com o objetivo de resolver a equação da onda no domínio da frequência (Equação de Helmholtz). A programação foi realizada em linguagem MATLAB<sup>®</sup> versão 5.

Para o sistema massa-mola-amortecedor a validação foi feita com a solução analítica. Para o outro foi utilizado um programa (wave.m) proposto por Cooper (1998) disponível na Internet, que resolve a equação diferencial da onda, com condições iniciais, pelo Método das Diferenças Finitas.

## 2. O SISTEMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR COM UM GRAU DE LIBERDADE (1 GL)

### 2.1. No domínio da frequência, sem condições iniciais

Supondo que o sistema massa-mola-amortecedor (1GL) tenha massa  $m$ , constante de rigidez  $k$  e coeficiente de amortecimento  $c$  (ver figura 1), a equação de equilíbrio no domínio do tempo resulta em :



**Figura 1.** O sistema massa-mola-amortecedor com 1 GL.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1)$$

A solução da equação (1) ao se considerar ausência de força externa  $f(t)$  está relacionada com o problema de vibração livre e pode ser encontrada em Clough & Penzien (1993).

A equação (1) pode ser rescrita como :

$$m\ddot{x}(t) + 2m\omega_n \xi \dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2)$$

Aplicando-se a Transformada de Fourier em (2) chega-se a :

$$\left(-\omega^2 m + 2i\omega \xi m \omega_n + k\right) X(\omega) = F(\omega) \quad (3)$$

sendo  $X(\omega)$  e  $F(\omega)$  o deslocamento e a força no domínio da frequência, respectivamente.

O inverso do termo entre parênteses da equação (3) é denominado Função Complexa de Resposta em Frequência (FCRF) ou Função de Transferência e é simbolizada por  $H(\omega)$ . Logo

$$H(\omega) = \left(-\omega^2 m + 2i\omega \xi m \omega_n + k\right)^{-1} \quad (4)$$

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (5)$$

Após se resolver a equação (5) calcula-se a Transformada Inversa de Fourier de  $X(\omega)$  para chegar-se à resposta final, ou seja  $x(t)$ .

Os passos para esta solução são descritos a seguir :

a ) fazer uma extensão periódica do carregamento  $f(t)$ . Uma boa aproximação para este período ( $T_p$ ) foi proposta por Filho (1994) sendo a seguinte :

$$T_p = \frac{4,605}{\xi\omega_n} \quad (6)$$

b ) discretiza-se o período e a força em  $N$  pontos (potência de 2), obtendo-se os vetores :

$$t_n = \{t_0, t_1, t_2, \dots, t_n, \dots, t_{N-2}, t_{N-1}\} \text{ com } n = 0, N-1$$

e  $f_n = \{f_0, f_1, f_2, \dots, f_n, \dots, f_{N-2}, f_{N-1}\}$  com  $n = 0, N-1$ .

c) calcula-se a FFT de  $f_n$ , obtendo-se o vetor  $F_n$ , ou seja :

$$F_n = \{F_0, F_1, F_2, \dots, F_n, \dots, F_{N-2}, F_{N-1}\}$$

d ) o intervalo da discretização da frequência tem um valor máximo (Nyquist), ou seja

$$\omega_{\max} = \frac{\pi}{\Delta t}. \text{ O intervalo entre } 0 \text{ e } \omega_{\max} \text{ é discretizado em } N/2 \text{ pontos.}$$

e ) calcula-se o vetor  $H_n$  para estes  $N/2$  pontos e os que faltam são os seus complexos conjugados, totalizando os  $N$  pontos de  $H_n$ . Apenas os termos  $H_0$  e  $H_{N/2}$  são reais e para os demais existe a seguinte correspondência :

$$H_{N-n} = \text{conj}(H_n) \quad \text{para } n = N/2 + 1, N/2 + 2, N/2 + 3, \dots, N - 1.$$

f) calcula-se o vetor  $X_n$  de dimensão  $N$ , sendo

$$X_n(\omega_n) = H_n(\omega_n)F_n(\omega_n) \quad (7)$$

e  $X_n = \{X_0, X_1, X_2, \dots, X_n, \dots, X_{N-2}, X_{N-1}\}$  (8)

g ) calcula-se a IFFT de  $X_n$  obtendo-se o vetor  $x_n$ , resposta final do sistema sujeito ao carregamento  $f_n$ , ou seja um vetor com dimensão  $N$  e tempo até o período estendido  $T_p$  :

$$x_n = \{x_0, x_1, x_2, \dots, x_n, \dots, x_{N-2}, x_{N-1}\} \quad (9)$$

## 2.2 No domínio da frequência com as condições iniciais

A contribuição do deslocamento inicial  $x(0)=x_0$  ser obtida adicionando-se a ele o efeito de uma força linear estática  $-f_0$ , ou seja :

$$-f_0 = -kx_0 \quad (10)$$

Trata-se a força  $-f_0$  como se fosse uma força externa e procede-se do mesmo modo descrito anteriormente. O período estendido desta força deverá ser tal que a sua influência sobre a resposta final seja desprezível. Como ela é do tipo degrau um período do tipo  $T_p$  da equação (6) é suficiente para que o deslocamento seja considerado constante e igual a  $x(0)$  em  $t = T_p$ . Após este tempo considera-se que o movimento é de vibração livre, o que leva o deslocamento ao repouso após outro período  $T_p$ . Sendo assim, o valor final para o período estendido da força  $-f_0$  é de  $2T_p$ , sendo na primeira metade  $-f_0 = -k x(0)$  e na segunda metade  $-f_0 = 0$ .

A resposta ( $x_d$ ) devida ao deslocamento inicial será a soma do resultado obtido considerando  $-f_0$  como força externa ( $x_{f0}$ ) e um vetor deslocamento inicial  $x_{n0}$ , que tem como valor  $x(0)$  até os  $N/2$  primeiros elementos e os demais nulos. Logo :

$$x_d = x_{f0} + x_{n0} \quad (11)$$

A parte correspondente a velocidade inicial é considerada como a mesma devida a um impulso de intensidade  $m\dot{x}_0$ , logo

$$x_v = m\dot{x}(0)h \quad (12)$$

Sendo assim pode ser considerada uma força externa de valor

$$f_1 = \frac{m\dot{x}(0)}{\Delta t} \delta \quad (13)$$

sendo  $\delta$  um vetor de dimensão N com o primeiro elemento unitário e os demais nulos.

Analogamente ao que foi exposto com relação à  $f_0$  deve ser feito com  $f_1$ , obtendo-se a resposta devida a velocidade inicial ( $x_v$ ).

A solução final correspondente ao sistema massa-mola-amortecedor 1GL, com amortecimento viscoso e com condições iniciais (deslocamentos e velocidades), no domínio da frequência vale :

$$x = x_d + x_v \quad (14)$$

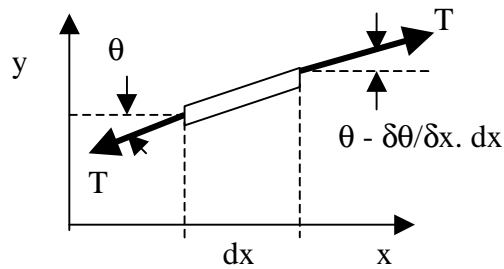
### 3. A CORDA VIBRANTE - EQUAÇÃO DA ONDA EM UMA DIMENSÃO (1-D)

#### 3.1. No domínio do tempo com amortecimento viscoso

Ao se considerar o elemento diferencial da corda esticada como na figura 2 que está fixa em ambas as extremidades, a equação governante do problema é a equação da onda

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (15)$$

onde  $c_0$  é a velocidade de propagação da onda e T é a tensão na corda.



**Figura 2.** Elemento diferencial da corda esticada

Para se considerar a existência de amortecimento viscoso (coeficiente  $\zeta$ ) no sistema deve-se acrescentar um termo na equação (15) que representa uma força dissipativa de energia, segundo Chin (1994), ou seja :

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \zeta \frac{\partial y}{\partial t} - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (16)$$

#### 3.2. No domínio da frequência, sem condições iniciais

Aplicando-se a Transformada de Fourier em (16) obtém-se a seguinte equação, no domínio da frequência :

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} - i\omega\zeta Y + \frac{\omega^2}{c_0^2} Y = F(x, \omega) \quad (17)$$

onde  $Y(x, \omega)$  e  $F(x, \omega)$  são as Transformadas de Fourier de  $y(x, t)$  e  $f(x, t)$ , respectivamente.

A equação (17) pode ser rearranjada, resultando em :

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - i\omega\zeta \right) Y = F(x, \omega) \quad (18)$$

A equação (18) é chamada de equação de Helmholtz generalizada e pode ser resolvida pelo Método dos Elementos Finitos (MEF).

Supondo que o domínio tenha sido discretizado em NE elementos (NN pontos nodais), tem-se :

$$\sum_{i=1}^{NE} \int \left( -\frac{\partial W_i}{\partial x} \frac{\partial Y}{\partial x} + W_i k^2 Y \right) dx = \sum_{i=1}^{NE} \int W_i F dx \quad (19)$$

onde  $\int_E$  significa integração em cada elemento e  $k$  é o número de onda complexo, ou seja

$$k^2 = \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - i\omega\zeta \right) \quad (20)$$

O termo do lado direito da equação (19) pode ser transformado em cargas nodais equivalentes. Os dois termos dentro dos parênteses de (19) geram matrizes de rigidez [K] e de massa [M], respectivamente. Cada elemento de comprimento  $l_e$  tem uma matriz [KE] e outra [ME] (2x2), a ele relacionadas. Logo :

$$[KE] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{l_e} & \frac{1}{l_e} \\ \frac{1}{l_e} & -\frac{1}{l_e} \end{bmatrix} \quad [ME] = \begin{bmatrix} \frac{k^2 l_e}{3} & \frac{k^2 l_e}{6} \\ \frac{k^2 l_e}{6} & \frac{k^2 l_e}{3} \end{bmatrix} \quad (21)$$

Fazendo-se a superposição de todas as matrizes [KE] e [ME] obtém-se as matrizes de rigidez global [K] e de massa global [M], respectivamente.

A solução do problema de elementos finitos é feita pelo seguinte sistema de equações :

$$[A]\{Y\} = \{b\} \quad (22)$$

onde  $[A] = [K] + [M]$  e  $\{Y\}$  é o vetor que contém as incógnitas do problema, ou seja os deslocamentos nos nós. O vetor de termos independentes  $\{b\}$  é formado pelas cargas nodais. As dimensões são as seguintes :  $[A](NN \times NN)$ ,  $\{Y\}(NN \times 1)$  e  $\{b\}(NN \times 1)$ .

Ao se aplicar a FFT em  $f(x,t)$  o período deve ser estendido até  $2T_p$ , como no sistema massa-mola-amortecedor. Como o primeiro modo de vibração é o que mais contribui para o deslocamento pode-se ter uma boa aproximação para  $T_p = \frac{4,605L}{\xi\pi c_0}$  sendo :

$L$  = comprimento da corda;  $c_0$  = velocidade de propagação da onda; e  $\xi$  = taxa de amortecimento viscoso. Mas  $\xi = \frac{c}{c_c} = \frac{\zeta T}{2m \frac{\pi c_0}{L}} = \frac{\zeta T}{2\rho\pi c_0} = \frac{\zeta c_0}{2\pi}$ . Logo :

$$T_p = \frac{9,21L}{\zeta c_0^2} \quad (23)$$

A solução da equação (23) fornece para cada frequência (total de N) um vetor com NN elementos, formando-se a matriz [Y](N x NN). Aplicando-se a Transformada Inversa de Fourier nas colunas de [Y] obtém-se a resposta final [y] que será uma matriz de dimensão (N x NN), sendo cada coluna representativa do deslocamento de um ponto nodal da discretização em elementos finitos. As N linhas significam o tempo estendido até  $2T_p$ .



### 3.3. No domínio da freqüência, com condições iniciais

A contribuição do deslocamento inicial pode ser obtida ao se considerar uma força linear elástica  $\{-f_0\}$ , ou seja :

$$\{-f_0\} = -[K]\{x_0\} \quad (24)$$

onde  $[K]$  = matriz de rigidez global; e  $\{x_0\}$  = vetor de deslocamento inicial.

$\{x_0\}$  deve conter todos os deslocamentos iniciais dos pontos nodais adotados pelo MEF.

A força  $\{f_0\}$  deve ser estendida até  $2T_p$ . Na primeira metade (entre 0 e  $T_p$ ) ela deve ser constante para cada ponto nodal. Na segunda metade, (entre  $T_p$  e  $2T_p$ ) ela deve ser nula. Logo forma-se uma matriz  $[-f_0]$  com os elementos da primeira linha repetidos até a linha  $N/2$ , ou seja o vetor  $\{-f_0\}$  formará cada linha de  $[-f_0]$  até  $N/2$ . Os demais elementos de  $[-f_0]$  serão nulos.

Logo :

$$[-f_0] = \begin{bmatrix} \{-f_0\}^T & \text{N / 2} \\ \{-f_0\}^T & \text{vezes} \\ \vdots & \\ \{0\} & \text{N / 2} \\ \{0\} & \text{vezes} \end{bmatrix} \quad (25)$$

Calcula-se a FFT de  $[-f_0](N \times NN)$  achando-se  $[-F_0](N \times NN)$ . Resolve-se então a equação de Helmholtz generalizada, para cada freqüência :

$$\frac{\partial^2 Y_{f_0}}{\partial x^2} + k^2 Y_{f_0} = [-F_0(k)] \quad (26)$$

Calcula-se uma matriz resposta  $[Y_{f_0}](N \times NN)$  usando-se o MEF. Aplicando-se a IFFT em  $[Y_{f_0}]$  obtém-se a matriz  $[y_{f_0}]$ . A solução final  $[y_d]$  para o caso de deslocamento inicial é a soma de  $[y_{f_0}]$  com a matriz  $[y_{n_0}]$  formada pelo vetor  $\{x_0\}$  repetido até a linha  $N/2$ , sendo as demais nulas. Logo

$$[y_d] = [y_{f_0}] + [y_{n_0}] \quad (27)$$

Quando as condições iniciais forem do tipo velocidade pode ser feita a mesma analogia do sistema massa-mola-amortecedor, ou seja :

$$f_v = \frac{L \dot{x}_0}{c_0^2 \Delta t} \delta \quad (28)$$

A força  $f_v$  deve ser aplicada em cada ponto nodal, formando então a primeira linha da matriz  $[f_v](N \times NN)$ . As demais linhas de  $[f_v]$  serão nulas. Logo :

$$[f_v] = \begin{bmatrix} \{f_v\}^T \\ \vdots \\ \{0\} \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} \text{linha 1} \\ N - 1 \text{ linhas} \end{array} \right. \quad (29)$$

Procede-se então com  $[f_v]$  da mesma forma que foi realizado com  $[-f_0]$ , ou seja calcula-se a FFT de  $[f_v]$  obtendo-se a matriz  $[F_v](N \times NN)$ . Logo :

$$\frac{\partial^2 Y_{f_v}}{\partial x^2} + k^2 Y_{f_v} = [F_v] \quad (30)$$

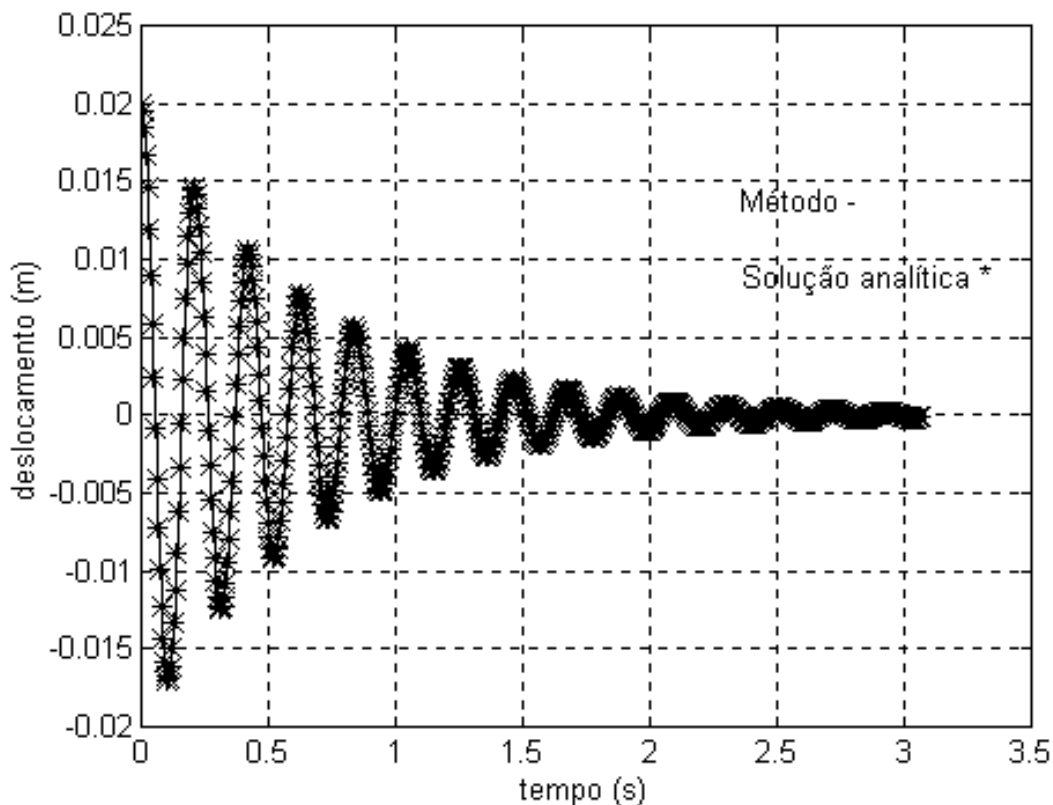
Resolve-se a equação (30) para cada freqüência pelo MEF obtendo-se  $[Y_v](N \times NN)$ . Aplica-se a IFFT em  $[Y_v]$  e chega-se a solução final  $[y_v]$  para o caso da velocidade inicial.

A resposta final considerando-se as condições iniciais (deslocamentos e velocidades) é a soma das parcelas  $[y_d]$  e  $[y_v]$ . Logo :

$$[y_f] = [y_d] + [y_v] \quad (30)$$

#### 4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO

Exemplo 1 : Considera-se um sistema massa-mola-amortecedor  $m = 3 \text{ kg}$ ;  $k = 2700 \text{ N/m}$ . e  $\zeta = 5 \%$ . Tem-se que  $T_p = 3,07 \text{ s}$ . Pode-se adotar então  $2T_p = 6,40 \text{ s}$ , com  $N = 1024$  e  $\Delta t = 0,00625 \text{ s}$ . Sendo o deslocamento inicial  $x_0 = 0,02\text{m}$  e a velocidade inicial  $v_0 = 0,1 \text{ m/s}$  o resultado está mostrado na figura 3 e comparado com a solução analítica.



**Figura 3.** Solução do exemplo 1 : a) Presente Método — ; e b) Analítica \* .

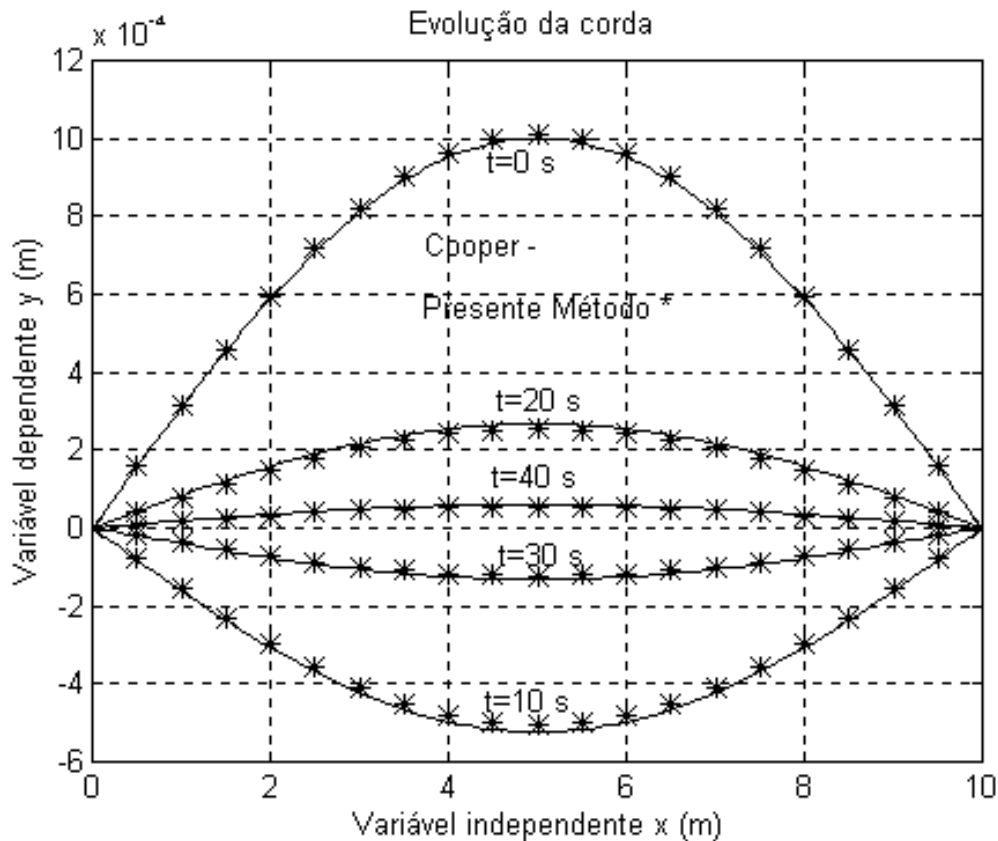
Exemplo 2 : Corda fixa nas extremidades com as seguintes características :  $c_0 = 1 \text{ m/s}$ ;  $L = 10\text{m}$ ;  $\zeta = 0,10$ ; deslocamento e velocidades iniciais obedecendo as seguintes funções, respectivamente :  $x_0 = 10^{-3} \text{ sen}\left(\frac{\pi x}{L}\right)$  e  $v_0 = 10^{-3} \text{ sen}\left(\frac{\pi x}{L}\right)$ . Com isto tem-se  $2T_p = 1842 \text{ s}$ . Para facilitar foi adotado  $2T_p = 2048 \text{ s}$ . A massa para cada ponto nodal vale  $m = \rho l_e$ , sendo as forças nodais  $q = \frac{l_e v_0}{2c_0 \Delta t} \delta$ . O resultado do método foi comparado com o calculado pelo

programa proposto por Cooper [1998], que calcula o problema no domínio do tempo, usando o Método das Diferenças Finitas. A frequência fundamental é a que mais contribui para o

movimento e a que determina o período de oscilação ( $\tau$ ) da corda vibrante. Logo

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2\pi}{\pi/10} = 20 \text{ s}$$

Os resultados obtidos pelo programa de Cooper e pelo método proposto estão mostrados na figura 4 para os tempos de 0, 10, 20, 30 e 40 segundos.



**Figura 4.** Solução do exemplo 2 : a) Presente Método \* ; e b) Cooper — .

## 5. CONCLUSÕES

Ao se observar os exemplos 1 e 2 onde estão plotados os resultados obtidos pelo presente método, a solução analítica para o sistema massa-mola-amortecedor e a solução proposta por Cooper (1998), pode-se concluir que o presente método é plenamente satisfatório.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Brighan, E. O., 1974, "The Fast Fourier Transform", Prentice-Hall, New Jersey.  
 Chin, W. C., 1994, "Wave Propagation in Petroleum Engineering", Gulf Publishing Company, Houston.  
 Clough, R. W. & Penzien, J., 1993, "Dynamics of Structures", McGraw-Hill Inc, New York.

Cooper, J. M., 1998, "Introduction to Partial Differential Equations with MATLAB", Birkäuser, Boston.

Ferreira, W. G. et al, 1999, "A Frequency Domain Method for Nonlinear Dynamic Structural Analysis", Applied Mechanics in the Americas, Vol 8, Eight International Conference on Dynamic Problems in Mechanics.

Ferro, M. A. C., 1997, "Estimativa das Matrizes de Massa, Amortecimento e Rigidez pela Função Complexa de Resposta em Freqüência", Tese de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

Ferro, M. A. C., 1999, "Cálculo das Respostas de Sistemas Dinâmicos Sujeitos a Condições Iniciais, no Domínio da Freqüência", Seminário de Qualificação ao Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

Filho, F. V., 1994, "Análise Dinâmica no Domínio da Freqüência - Sistemas Lineares e Não-Lineares", Conferência de Concurso para Professor Titular, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

Graff, K. F., 1975, "Wave Motion in Elastic Solids", Dover Publications, New York.

Hanselman, D. & Littlefield, B., 1998, "Mastering MATLAB<sup>®</sup> 5 - A Comprehensive Tutorial and Reference", Prentice-Hall, New Jersey.

Wrobel, L. C. et al, 1989, "Métodos Numéricos em Recursos Hídricos - Vol 1", ABRH - Associação Brasileira de Recursos Hídricos, Porto Alegre, RS, Brasil.

# MODELAGEM ACÚSTICA PARA DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE RADIAÇÃO MODAL DO ALOJAMENTO DE UMA CAIXA DE ENGRENAGEM

**Newton Sure Soeiro**

Universidade Federal do Pará, Departamento de Engenharia Mecânica, 66.075-110, Belém-PA, Brasil, E-Mail: [nsoeiro@ufpa.br](mailto:nsoeiro@ufpa.br).

**Samir N. Y. Gerges**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Lab. de Vibração e Acústica, 88.040-900, Florianópolis-SC, Brasil, E-Mail: [gerges@mbox1.ufsc.br](mailto:gerges@mbox1.ufsc.br)

## Resumo

Neste trabalho apresenta-se a formulação matemática do método de elementos de contorno e os procedimentos para a simulação do comportamento vibro-acústico modal de estruturas através dos métodos de elementos finitos e elementos de contorno. Os resultados computacionais apresentados dizem respeito a modelagem de uma placa plana simplesmente apoiada e do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular. A validação do procedimento usado é feita através da comparação dos resultados numéricos com aqueles obtidos pela formulação analítica disponível para placas retangulares simplesmente apoiadas.

**Palavras-chave:** Modelagem Acústica Numérica, Eficiência de Radiação Modal, Caixa de Engrenagem.

## 1. INTRODUÇÃO

O comportamento de vibração estrutural e a radiação acústica a ele relacionado, nos últimos anos, tem merecido muita atenção por parte dos engenheiros. Entretanto, estes problemas são de tratamento matemático analítico difícil, principalmente, quando estão relacionados a uma estrutura complexa, tal como ocorre quando se pretende modelar um alojamento de caixa de engrenagem de uso veicular.

Tradicionalmente, a capacidade de radiação sonora de uma estrutura é caracterizada pela eficiência de radiação acústica. Por outro lado, é um fato conhecido, através da literatura disponível na área de acústica, que a radiação sonora de um corpo elástico, vibrando em regime permanente, está relacionada à distribuição da velocidade de vibração na direção normal da superfície do corpo, sua forma geométrica superficial e do meio ambiente. Assim, existe uma relação próxima entre vibração e som radiado, isto é, a vibração de uma estrutura induz radiação sonora e vice versa.

As propriedades de vibração de uma estrutura são caracterizadas pelos modos de vibração estrutural. Sob certas circunstâncias, a estrutura vibrará segundo uma forma deformada, denominada de forma modal, que não está relacionada a qualquer fator externo e pode refletir as propriedades físicas inerentes à estrutura vibrante. Portanto, devido a relação existente entre vibração estrutural e radiação sonora, pode-se deduzir que existirá uma forma de distribuição de radiação sonora associada com a forma modal de vibração, de tal modo que aquela forma de distribuição está relacionada às características físicas inerentes da estrutura e, assim sendo, fornecerá uma eficiência de radiação modal.

Neste trabalho, apresenta-se os procedimentos para a simulação do comportamento vibro-acústico modal de estruturas através dos métodos de elementos finitos e elementos de contorno, bem como uma validação feita com base em resultados analíticos disponíveis para placas planas. Posteriormente, o procedimento é aplicado para a determinação da eficiência de radiação modal do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular.

## 2. FORMULAÇÃO TEÓRICA E PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

A análise acústica pelo método de elementos de contorno é um procedimento de solução numérica baseado na solução de equações integrais obtidas a partir da aplicação do teorema da divergência ao produto interno da equação diferencial, que governa o problema, e a função de Green. Para o problema acústico, no domínio da frequência, esta equação diferencial é a equação escalar de Helmholtz, dada por:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

onde  $\nabla^2$  é o operador Laplaciano,  $p$  é a pressão acústica e  $k=\omega/c$  é o número de onda acústica.

As possíveis condições de contorno utilizadas são as seguintes:  $p = \bar{p}$  em  $S_1$  (condição de Dirichlet),  $\frac{\partial p}{\partial n} = -i \rho \omega \bar{v}_n$  em  $S_2$  (condição de Neumann) e  $\frac{\partial p}{\partial n} = -i \rho \omega A_n p$  em  $S_3$  (condição de Robin), com  $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3$ , sendo  $\bar{p}$  a pressão sonora na superfície  $S_1$ ,  $\bar{v}_n$  a velocidade normal na superfície  $S_2$  e  $A_n$  a admitância normal na superfície  $S_3$ .

Em acústica, tanto a análise de elementos de contorno direta (aproximação colocacional) quanto a indireta (aproximação variacional) podem ser usadas. As palavras direta/indireta referem-se a escolha da incógnita na superfície do modelo. O método direto usa a pressão e velocidade normal como variáveis de superfície enquanto o método indireto utiliza a descontinuidade de pressão e de velocidade normal através da superfície supostamente fina (diferença entre os dois lados de uma superfície). Estas duas formulações levam à equações integrais diferentes, para o campo de pressão, que são resolvidas usando técnicas diferentes. Por outro lado, as palavras colocacional / variacional referem-se a técnica de solução. Em uma técnica colocacional força-se a solução aproximada satisfazer a equação integral do contorno exata em um número finito de pontos sobre a superfície, enquanto que na técnica variacional, a solução aproximada é obtida minimizando-se um funcional associado com a equação integral do contorno original. Neste trabalho é apresentada a formulação matemática do método indireto que foi o utilizado nas simulações.

### 2.1. Método Indireto (Aproximação Variacional)

A equação integral que forma a base da análise de elemento de contorno indireta, segundo Gardner et al (1996), é obtida em termos de descontinuidade de velocidade ( $\sigma$ , *single layer potencial*) e de pressão ( $\mu$ , *double layer potencial*) através da superfície, como:

$$p(\mathbf{R}) = - \int_S \left[ G(\mathbf{R}', \mathbf{R}) \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}')} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (2)$$

onde  $p$  é a pressão acústica sobre a superfície,  $\partial\{.\}/\partial n(\mathbf{R}')$  é a derivada parcial de uma função em relação a normal para fora do domínio acústico em um ponto  $\mathbf{R}'$  da superfície,  $G$  é a

função de Green e  $\sigma$  e  $\mu$  estão relacionados, respectivamente, à diferença de velocidade de partícula e de pressão acústica através da superfície  $S$  como:

$$\sigma = \frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} = -i\rho\omega(u^+ - u^-) \quad (3)$$

$$\mu = p^+ - p^- \quad (4)$$

Nas Eq. (3) e (4), os sobrescritos  $+$  e  $-$  simbolizam os valores em ambos os lados da superfície  $S$ . A equação integral para a velocidade de partícula normal pode ser obtida da equação integral de pressão como:

$$\frac{\partial p(\mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R})} = -i\rho\omega u = -\int_{S(\mathbf{R}')} \left[ \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R})} \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (5)$$

Embora a formulação indireta seja válida para condições de contorno em geral, a representação aqui é restrita a condições de contorno de velocidade para o propósito da abordagem feita para o problema de determinação da eficiência de radiação acústica. Sob esta condição, a Eq. (5) é reduzida para:

$$-i\rho\omega u(\mathbf{R}) = \int_{S(\mathbf{R}')} \left[ \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (6)$$

A solução da Eq. (2) pode ser obtida pela minimização de um potencial  $J$ , onde:

$$J = \frac{1}{2} \int_{S(\mathbf{R})} \int_{S(\mathbf{R}')} \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \mu(\mathbf{R}) dS(\mathbf{R}') dS(\mathbf{R}) + i\rho\omega \int_{S(\mathbf{R})} u(\mathbf{R}) \mu(\mathbf{R}) dS(\mathbf{R}) \quad (7)$$

Os valores desejados das variáveis de superfície dos elementos de contorno,  $\mu$ , são aqueles que minimizam o funcional definido na Eq. (7). Este funcional pode ser expresso na forma matricial como:

$$J = \frac{1}{2} \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{A} \boldsymbol{\mu} - \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{b} \quad (8)$$

onde os elementos da matriz  $\mathbf{A}$  e do vetor  $\mathbf{b}$  são obtidos da avaliação das integrais aproximando os potenciais  $\sigma$  e  $\mu$  nos nós dos elementos usados na discretização da superfície  $S$ . A equação final do sistema pode ser obtida, a partir da Eq. (8), impondo a condição de estacionariedade em  $\boldsymbol{\mu}$ , isto é  $\mathbf{A}\boldsymbol{\mu} = \mathbf{b}$ . Subseqüentemente, as respostas de velocidade e pressão acústica no campo e eficiência de radiação podem ser avaliadas pelas seguintes expressões:

$$p(\mathbf{r}) = -\int_S \left[ G(\mathbf{R}', \mathbf{r}) \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial n(\mathbf{R}')} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (9)$$

$$\frac{\partial p(\mathbf{r})}{\partial x_j(\mathbf{r})} = -i\rho\omega u_j = -\int_{S(\mathbf{R}')} \left[ \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial x_j(\mathbf{r})} \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial x_j(\mathbf{r})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (10)$$

$$\sigma_{\text{rad}} = \frac{\frac{1}{2} \int_S \text{Re} \{ \mathbf{u} \mathbf{v}_n^* \} dS}{\rho c \int_S |\mathbf{v}_{\text{rms}}|^2 dS} \quad (11)$$

onde  $x_j(\mathbf{r})$ , para  $j = 1$  a  $3$ , são os vetores unitários nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente, na posição  $\mathbf{r}$  e  $u_j$  é a velocidade de partícula na direção  $x_j$  e posição  $\mathbf{r}$ .

## 2.2. Procedimento de Cálculo

O procedimento para a predição da radiação acústica envolve, de um modo geral, como um passo inicial, a determinação da velocidade de superfície da estrutura sob análise, a qual tem origem no carregamento aplicado sobre a mesma. Em seguida, é feito o cálculo da pressão sonora, resolvendo a equação de onda acústica, através de um dos dois métodos descritos anteriormente, com as velocidades de superfície obtidas, na etapa inicial, empregadas como condições de contorno.

Pode-se realizar simulações considerando modelos com ou sem interação fluido-estrutura, sendo que para os problemas aqui apresentados este efeito é negligenciado, pelo fato do comportamento das estruturas não serem afetados de modo significativo pela presença do fluido circundante, uma vez que este fluido não é pesado e nem tão pouco as estruturas muito flexíveis. Assim, o problema é desacoplado e, como tal, os problemas estrutural e acústico são considerados separadamente.

A partir das considerações feitas anteriormente e tendo como objetivo a utilização de programas comerciais, que possibilitem a implementação da formulação teórica apresentada, é possível a obtenção dos deslocamentos da superfície vibrante pelo método de elementos finitos (MEF) através do programa ANSYS, o qual possibilita grandes recursos para a etapa de pré-processamento (geração da malha de elementos) e boas rotinas de solução para o problema de vibração estrutural, e de posse destes deslocamentos na superfície do modelo gerar as condições de contorno necessárias para resolver o problema acústico no SYSNOISE pelo método de elementos de contorno (MEC).

## 3. SIMULAÇÃO DA PLACA SIMPLEMENTE APOIADA

Uma estrutura simples foi modelada para testar a validade do método de modelagem e a eficiência dos programas empregados para sua implementação. O exemplo escolhido para modelagem numérica foi o de uma placa simplesmente apoiada, tendo por base de comparação os resultados das curvas teóricas para a eficiência de radiação modal desenvolvidas por Wallace (1972), quando do estudo de uma placa plana simplesmente apoiada vibrando em um baffle infinito (radiação hemisférica).

Para a obtenção das predições computacionais, um modelo de elementos finitos foi desenvolvido usando o ANSYS. As dimensões da placa foram  $300 \times 300 \times 7$  mm, de modo que a relação de forma ( $7/300 = 0,0233$ ) satisfaz o critério de placa fina e, por este motivo, um elemento de casca com capacidade de membrana e flexão foi selecionado (SHELL63). O modelo teve 900 elementos e 961 nós para uma malha de  $30 \times 30$  elementos. O tamanho da malha foi determinado de forma a se obter um total de elementos por comprimento de onda acústica superior a 6 (seis), para se ter uma precisão aceitável dos resultados a serem obtidos.



Assim, o menor comprimento de onda acústica, que corresponde a frequência mais alta de interesse, determinará o tamanho máximo do elemento.

Os resultados teóricos para as frequências naturais, de uma placa retangular simplesmente apoiada, podem ser obtidos a partir da seguinte equação apresentada por Leissa (1993):

$$f_{m,n} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}} \left( \left( \frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{b} \right)^2 \right) \quad (\text{Hz}) \quad (17)$$

onde a e b são os comprimentos dos lados da placa e m,n = 1,2,3 ... os índices modais correspondentes aos eixos x e y respectivamente. As outras quantidades são o módulo de elasticidade (E), massa específica ( $\rho$ ) e o coeficiente de Poisson ( $\nu$ ), que para uma placa de alumínio, assumem os seguintes valores:  $E = 7,10E+10 \text{ N/m}^2$ ,  $\rho = 2.700 \text{ kg/m}^3$  e  $\nu = 0,33$ .

A tabela 1 apresenta os valores teóricos da frequência natural calculados através da Eq. (17). Aqui, a frequência mais alta de interesse é 3448,49 Hz, o que corresponde a um comprimento de onda acústico de  $\lambda = 343/3448,49 \cong 0,09946 \text{ m}$  (99,46 mm). Portanto, o comprimento máximo de um elemento deverá ser menor do que  $99,46/6 \cong 16,58 \text{ mm}$ , de modo a assegurar a precisão da resposta. Assim, foi assumido um comprimento de elemento de 10 mm, o que permite uma precisão até a frequência cujos índices modais são iguais a 4.

Tabela 1 – Frequências naturais para uma placa quadrada de alumínio.

ÍNDICE	$f_{m,n}$ (Hz)	MEF (Hz)	ERRO (%)*
(1,1)	383.17	383.05	0.03
(1,2)	957.91	957.37	0.06
(1,3)	1915.83	1914.26	0.08
(2,2)	1532.66	1530.69	0.13
(2,3)	2490.57	2485.96	0.19
(3,3)	3448.49	3438.54	0.29

$$* \text{ERRO}(\%) = \left| \frac{\text{MEF} - f_{m,n}}{f_{m,n}} \right| \times 100$$

O modelo de elementos finitos, construído segundo as observações feitas anteriormente, é constituído por nós que apresentam seis graus de liberdade, três translações e três rotações, sendo que os três graus de liberdade de translação, para cada um dos nós ao longo das bordas da placa, foram feitos nulos e, assim, atender as condições de contorno de apoio simples. Uma análise modal deste modelo, feita pelo ANSYS com o algoritmo de extração de autovalor e autovetor de Block Lanczos, produziu as frequências naturais listadas na tabela 1.

Os valores teóricos, mostrados na tabela 1, são todos levemente mais altos do que aqueles determinados por MEF. Normalmente, espera-se que o contrário ocorra, uma vez que no MEF a estrutura ao ser discretizada aumenta artificialmente sua rigidez e, assim sendo, os valores das frequências naturais são sobrestimados. Entretanto, estas discrepâncias foram consideradas aceitáveis, uma vez que o erro foi menor que 1% para as frequências e as formas modais são consistentes com as formas modais teóricas, conforme observado na Fig. 1.

Dando seqüência a simulação, as formas modais e frequências naturais, calculadas pelo ANSYS, foram fornecidas ao SYSNOISE que, assumindo o conjunto dos dados como um campo de deslocamento, converteu estes dados em campo de velocidade. Estas velocidades junto com a geometria da estrutura, aqui representada por uma malha acústica idêntica a malha estrutural, são usadas para resolver um conjunto de equações algébricas lineares para a pressão acústica na superfície da placa e, conseqüentemente, possibilitar a determinação da

eficiência de radiação modal da placa. A tabela 2 lista os valores de eficiência de radiação modal determinados pelo método de elementos de contorno (MEC) juntamente com as previsões de Wallace (1972).

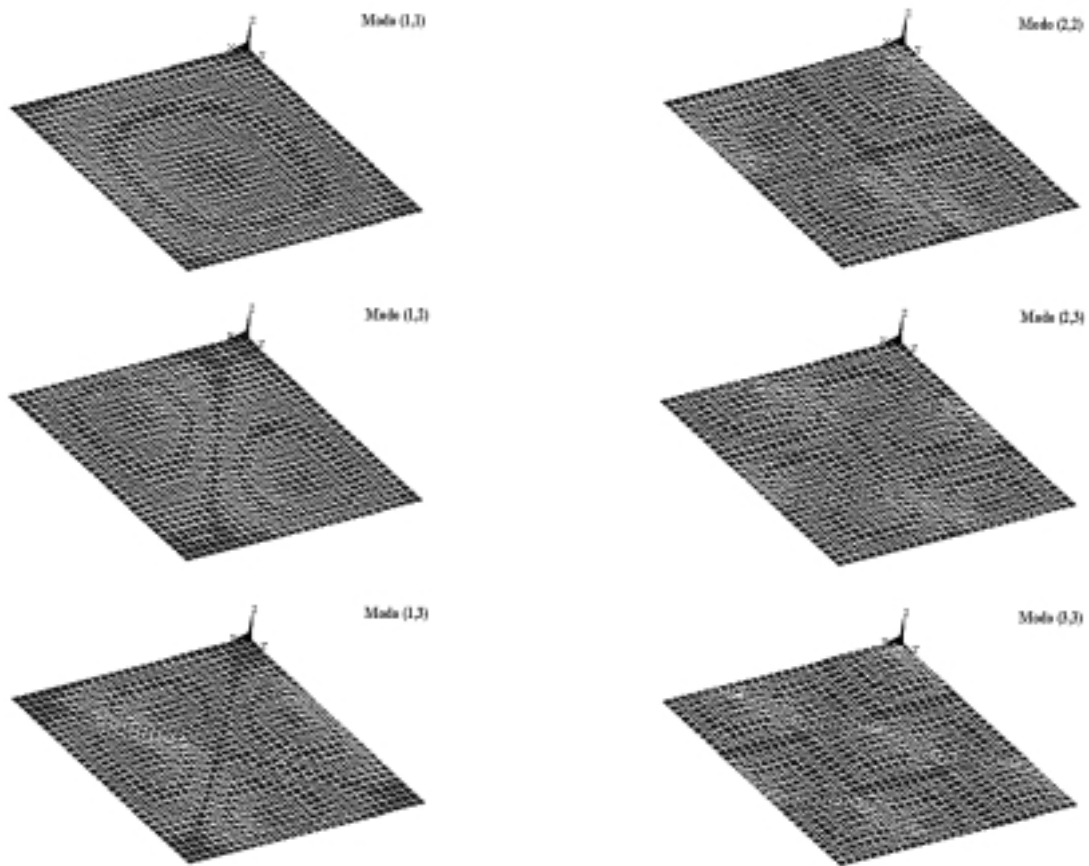


Figura 1- Formas modais para a placa quadrada.

Tabela 6.2 – Eficiência de radiação modal de uma placa quadrada.

ÍNDICE	$k/k_b$	$\sigma_{m,n}$	$\sigma_{rad}$ (BEM)	Dif. (dB)*
(1,1)	0.47	0.40	0.403034	-0.03
(1,2)	0.75	0.75	0.745683	0.03
(1,3)	1.06	1.50	1.529649	-0.09
(2,2)	0.95	1.28	1.273036	0.02
(2,3)	1.21	1.75	1.676474	0.19
(3,3)	1.42	1.50	1.367107	0.40

$$*\text{Dif. (dB)} = 10 \log_{10} (\sigma_{m,n}) - 10 \log_{10} (\sigma)$$

Os valores da eficiência de radiação modal são comparados usando uma relação do número de onda normalizado. Esta relação é dada por  $k/k_b$ , onde  $k$  é o número de onda acústica e  $k_b$  é o número de onda de flexão da placa.

Todos os valores de eficiência de radiação determinados pelo MEC, quando comparados com aqueles preditos por Wallace (1972), apresentam uma diferença inferior a 0,5 dB, o que permite uma validação razoável dos pacotes computacionais e do procedimento de cálculo adotado.

#### 4. SIMULAÇÃO DO ALOJAMENTO DA CAIXA DE ENGRENAGEM

O procedimento usado na modelagem da placa foi também aplicado para simulação do alojamento da caixa de engrenagem, tendo por base a análise modal numérica, validada experimentalmente e apresentada por Soeiro e Gerges (1999). Entretanto, a malha acústica do alojamento tem características diferentes da malha estrutural apresentada naquela análise. Essas diferenças residem no fato da exclusão de todos os elementos de viga BEAM44, usados como elementos de enrijecimento do alojamento, e dos elementos SHELL63, que modelam a parede interna de sustentação dos eixos da caixa de engrenagem, bem como o preenchimento dos furos de passagem dos eixos, localizados nas tampas traseira e dianteira do alojamento, com elementos SHELL63.

Tratando-se da aplicação do MEC para a simulação de um problema exterior, pode ocorrer o problema de não unicidade de solução em algumas frequências denominadas de frequências irregulares. Isto ocorre quando a superfície vibrante é representada por um contorno fechado e a frequência de interesse corresponde à frequência de ressonância acústica do problema interior com condições de contorno invertidas no método direto ou com condições de contorno idênticas no método indireto. A eliminação deste problema é possível e a técnica empregada depende da utilização do método direto ou indireto. Estas formulações podem ser encontradas nos artigos de Schenck (1968) e de Burton e Miller (1971), bem como uma descrição resumida no artigo de Coyette e Rossion (1995). Para o caso do método indireto, o procedimento consiste em simular uma quantidade de amortecimento dentro da superfície de contorno, o que é conseguido através de uma malha de elementos de contorno, para a qual é especificada uma condição de impedância ou de admitância, que para ser efetiva necessita ter um valor positivo para a parte real, de tal modo que o objetivo a ser alcançado é a modificação da forma do problema interior e, assim, a solução seja um campo de pressão nulo nas frequências consideradas. Os elementos desta malha interior, denominados de elementos de impedância singular, fazem parte da malha acústica e precisam respeitar as recomendações de tamanho de elemento e condições de borda livre (*jump* de pressão nulo). Assim, foi usada uma malha com 150 elementos de impedância singular e especificada a condição de admitância de  $\{1/(1,21 \times 343)\}$ , sendo esta malha e posição interna destes elementos mostradas na Fig. 2, juntamente com a malha acústica do alojamento.

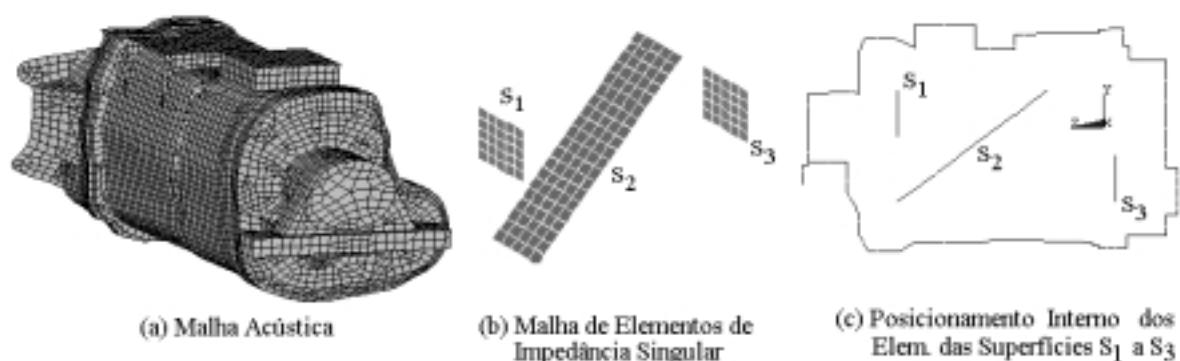


Figura 2 – Malha de elementos de impedância singular e seu posicionamento.

Os valores de eficiência de radiação modal, estimados para os dez primeiros modos do alojamento, são listados na tabela 3. A partir dos valores listados nesta tabela, é possível dizer que a configuração deformada referente a frequência natural de 1639,3 Hz é a que melhor irradia o som entre os dez primeiros modos de vibração do alojamento. A Fig. 3 apresenta os valores de  $\mu$  (*double layer potencial*) na superfície do alojamento, referentes as formas modais associadas com o primeiro e quinto modos de vibração.

Tabela 3 – Valores de eficiência de radiação modal do alojamento

f (Hz)	1050,9	1324,9	1424,9	1541,3	1639,3	1725,3	1861,7	1880,0	1968,5	2042
$\sigma_{rad}$	0,44	0,53	0,65	0,27	0,93	0,74	0,46	0,19	0,51	0,37

## 5 – COMENTÁRIOS FINAIS

Uma boa concordância foi obtida entre os modelos teóricos e computacional, no que diz respeito a determinação de parâmetros vibro-acústicos modais, para uma placa quadrada simplesmente apoiada, o que valida a metodologia usada. Por outro lado, esta metodologia foi usada para prever a eficiência de radiação modal do alojamento de uma caixa de engrenagem de uso veicular e produziu valores de eficiência de radiação modal consistentes. A importância do conhecimento destes valores está no fato de que, para se atenuar a potência sonora radiada pelo alojamento, uma boa indicação seria procurar modificar as formas modais que apresentam os maiores valores de eficiência de radiação, uma vez que o campo de velocidade estrutural na superfície é uma composição destas formas modais.

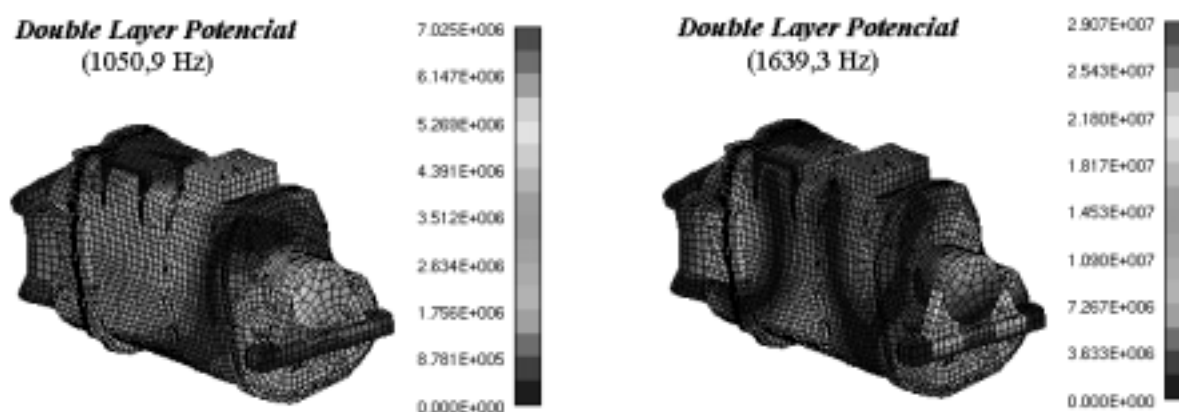


Figura 3 – Valores de  $\mu$  na superfície do modelo para o 1º e 5º modos de vibração.

## 6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Burton, A. J. e Miller, G. F., 1971, “The application of integral equation methods to the numerical solution of some exterior boundary-value problems”, Proc. R. Soc. London, V. 323, pp. 201-220.
- Coyette, J. P. e Rossion, J. P., 1995, “Treatment of irregular frequencies related to boundary elements models”, 2<sup>nd</sup> Worldwide SYSNOISE Users Meeting Proceedings.
- Gardner, K. B. et al, 1996, “Radiation efficiency calculation for verification of boundary element acoustic codes”, Noise Control Eng. J., V. 44 (5), pp. 215-223.
- Leissa, A., 1993, “Vibration of Plates”. Published by the Acoustical Society of America, 353 p.
- Schenck, H. A., 1968, “Improved integral formulation for acoustic radiation problems”, Journal of the Acoustical Society of America, V. 44, N. 1, pp. 41-58.
- Soeiro, N. S. e Gerges, S. N. Y., 1999, “Determinação numérica e experimental do modelo modal de uma caixa de engrenagem de uso veicular”, IX Seminário de Elementos Finitos, SMARTtech, São Paulo, 09 e 10 de novembro.
- Wallace, C. E., 1972, “Radiation Resistance of a Rectangular Panel”, Journal of the Acoustical Society of America, V. 51, N. 3, pp. 946-952, Parte 2.

# CÁLCULO DE RADIAÇÃO ACÚSTICA DE ORIGEM MAGNÉTICA NUM MOTOR ELÉTRICO DE RELUTÂNCIA CHAVEADO

**Newton Sure Soeiro**

Universidade Federal do Pará, Departamento de Engenharia Mecânica, 66.075-110, Belém-PA, Brasil, E-Mail: [nsoeiro@ufpa.br](mailto:nsoeiro@ufpa.br).

**Carlos Guilherme C. Neves**

**Nelson Sadowski**

**Renato Carlson**

Universidade Federal de Santa Catarina, Depto. de Eng. Elétrica, GRUCAD, 88049-900 Florianópolis, SC, BRAZIL E-mail: [guilherm@grucad.ufsc.br](mailto:guilherm@grucad.ufsc.br)

## Resumo

Neste trabalho o acoplamento entre forças magnéticas, vibrações forçadas e ruído é modelado para um Motor Elétrico. O método de elementos finitos é usado para obter as forças magnéticas e as vibrações forçadas. O método de elementos de contorno é usado na determinação das grandezas acústicas.

**Palavras-chave:** Vibrações, Forças magnéticas, Método de elementos finitos, Motor elétrico, Ruído.

## 1. INTRODUÇÃO

Neste trabalho o Método de Elementos Finitos (MEF) e o Método de Elementos de Contorno (MEC) são usados para modelar o acoplamento entre vibrações de origem magnética e ruído. Os resultados obtidos são comparados com medições.

É utilizado um modelo bidimensional para avaliar as forças eletromagnéticas. Portanto, as forças tangenciais e radiais são consideradas constantes ao longo do eixo da máquina, este procedimento só é válido para máquinas elétricas de ranhuras não inclinadas, tais como o Motor de Relutância Chaveado (MRC), usado nesta investigação.

Do ponto de vista mecânico a rigidez varia ao longo do eixo longitudinal em função das características geométricas da estrutura do motor, afetando as vibrações. Então, resultados consistentes só podem ser obtidos se um modelo 3D é empregado, porque este modelamento é capaz de calcular os deslocamentos e acelerações em todos os pontos da estrutura.

Após o cálculo da velocidade em vários pontos da superfície do motor, aplicando o método de elementos finitos 3D, o ruído emitido pelo motor é avaliado. Para determinar o ruído acústico aplicando o MEC condições de contorno do tipo velocidade são geradas e aplicadas à malha de elementos de contorno à qual representa a superfície da máquina elétrica. Comparação entre valores calculados e medidos são apresentados.

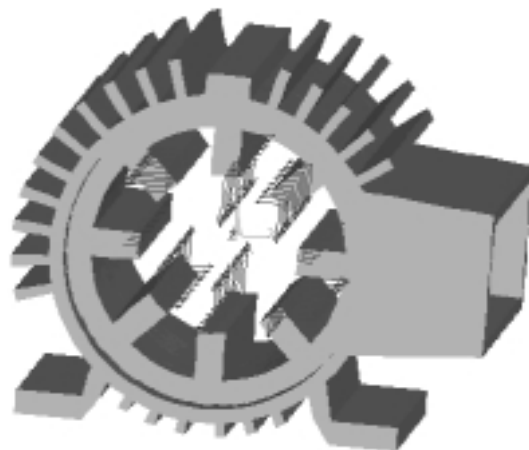
## 2. CÁLCULO DAS FORÇAS E MODELO MECÂNICO

O Tensor de Maxwell é usado neste trabalho para calcular a pressão magnética  $df/ds$ , como segue (Sadowski et all, 1992b):

$$\frac{df}{ds} = \frac{1}{\mu_0} \left[ (\mathbf{n} \cdot \mathbf{B})\mathbf{B} - \frac{1}{2} B^2 \mathbf{n} \right] \quad (1)$$

onde  $\mu_0$  é a permeabilidade do ar,  $\mathbf{n}$  é um vetor normal a superfície do dente estático (aço) e  $\mathbf{B}$  é a indução no entreferro (ar). Para simplificar o problema, as densidades de força ao longo do estator são integradas e supostas concentradas num ponto central da superfície interna do dente estático.

Após uma decomposição harmônica, as forças magnéticas obtidas através do cálculo eletromagnético bidimensional são transferidas ao modelo tridimensional, mostrado na Fig. 1, que representa a estrutura do motor, supondo que estas agem em planos axiais equidistantes. Na mesma figura são apresentados os vetores de força correspondentes à 5ª harmônica de forças.



**Figura 1.** Vetores de força correspondentes à 5ª harmônica aplicados a estrutura do MRC.

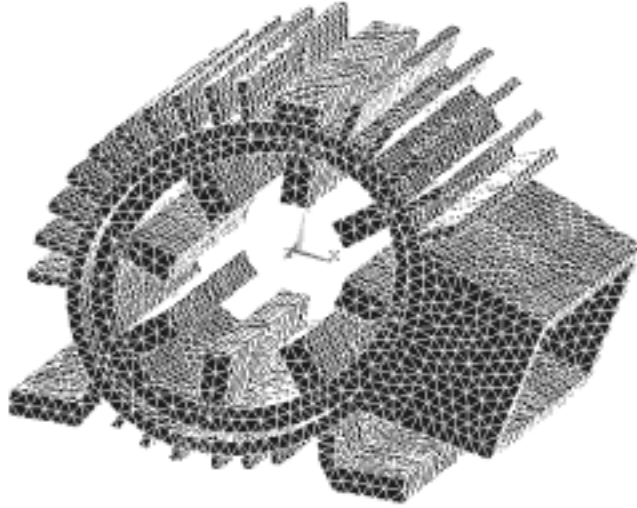
## 3. RESPOSTA FORÇADA

Com as forças e o modelo mecânico, as vibrações forçadas são obtidas usando Método de Superposição Modal. Neste método a resposta de uma estrutura contínua à qualquer força pode ser representada pela superposição das respostas de seus modos individuais. Estas respostas podem ser deslocamentos nodais, velocidades e acelerações.

Como exemplo, a deformação forçada causada pelo 5º harmônico das forças magnéticas (1250 Hz) é apresentada na Fig. 2. Neste trabalho é considerado um amortecimento comum ao calcular deformações mecânicas, como apresentada em (Neves et all, 1999).

## 4. FORMULAÇÃO DO MEC PARA CÁLCULO DE RUÍDO ACÚSTICO

Este método é aplicado para resolver a equação de onda acústica quando o domínio acústico é irregular ou arbitrário. O MEC, só discretiza a superfície da estrutura ou limite de domínio acústico.



**Figura 2.** Deformação causada pelo 5º harmônico das forças magnéticas (1250 Hz).

A pressão sonora em um ponto arbitrário  $p$  de um meio exterior  $\Gamma$ , que envolve uma superfície  $S$ , assumindo vibração harmônica desta superfície, tem que satisfazer a equação de Helmholtz (Kinsler, 1982):

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (2)$$

onde  $\nabla^2$  é o operador laplaciano.

A multiplicação de ambos os lados de (2) pela solução fundamental  $G(x, \xi)$  e a integração do produto sob  $\Gamma$  resulta na equação integral seguinte (Kinsler, 1982).

$$C(\xi)p(\xi) + \int_S p(x) \frac{\partial G(x, \xi)}{\partial n} dS = \int_S \frac{\partial p(x)}{\partial n} G(x, \xi) dS \quad (3)$$

onde  $x$  é um ponto da superfície,  $\xi$  é um ponto sobre  $\Gamma$ ,  $G(x, \xi) = e^{-i(kr)}/4\pi r$  e  $r$  é a distância  $x$  à  $\xi$ .

Dividindo a superfície em  $N$  elementos, cada um com uma superfície  $S_j$  ( $j=1, N$ ) e posicionando  $\xi$  em um nó  $\ell$ , (3) pode ser discretizada, dando:

$$C(\xi_\ell)p(\xi_\ell) + \sum_{j=1}^N \int_{S_j} p(x) \frac{\partial G}{\partial n}(x, \xi_\ell) dS = \sum_{j=1}^N \int_{S_j} \frac{\partial p(x)}{\partial n} G(x, \xi_\ell) dS \quad (4)$$

A equação (4) que relaciona as pressões superficiais às velocidades normais pode ser escrita na forma de matriz (Ciskowski, 1992):

$$[H]\{p_s\} = [B]\{v_n\} \quad (5)$$

onde  $[H]$  e  $[B]$  são matrizes (cheias, complexas e não simétricas) onde  $\{p_s\}$  e  $\{V_n\}$  são vetores pressão superficiais e velocidades normais nos nós, respectivamente. As matrizes  $[H]$  e  $[B]$  dependem da frequência de excitação e da forma da estrutura.

A partir de (5) e de condições de contorno adequadas (envolvendo um determinado valor de velocidade normal na superfície de contorno, correspondente ao comportamento vibratório da estrutura), as pressões nodais superficiais  $\{p_s\}$  podem ser calculadas. O conhecimento destas pressões e das velocidades normais permite criar uma representação discreta da pressão  $p_f$  em qualquer ponto do meio exterior  $\Gamma$ :

$$p_f = \{h_f\}^T \{p_s\} + \{b_f\}^T \{V_n\} \quad (6)$$

onde  $\{h_f\}$  and  $\{b_f\}$  são os coeficientes de influência que dependem da geometria do modelo e das frequências de excitação.

Obtido o  $p_f$ , o nível de pressão sonora pode ser calculado:

$$L_p = 20 \log \frac{P_f}{P_{ref}} \quad [\text{dB}] \quad (7)$$

onde  $p_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ N / m}^2$ .

A potência sonora irradiada por uma estrutura vibrante pode ser obtida a partir das pressões superficiais  $\{p_s\}$  e das velocidades normais  $\{V_n\}$  na superfície de contorno  $S$  através de:

$$W_{rad} = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_S \{p_s\}^T \{V_n\}^* ds \right\} \quad (8)$$

onde  $\text{Re}\{\}$  refere-se a parte real enquanto que o asterisco refere-se ao complexo conjugado e  $ds$  é a superfície incremental.

A discretização em elementos de contorno permite formular a potência irradiada como a soma das contribuições de cada elemento de superfície  $S_j$ :

$$W_{rad} = \sum_{j=1}^m W_{rad_j} \quad (9)$$

onde  $m$  é o número de elementos de contorno (elementos superficiais triangulares ou retangulares):

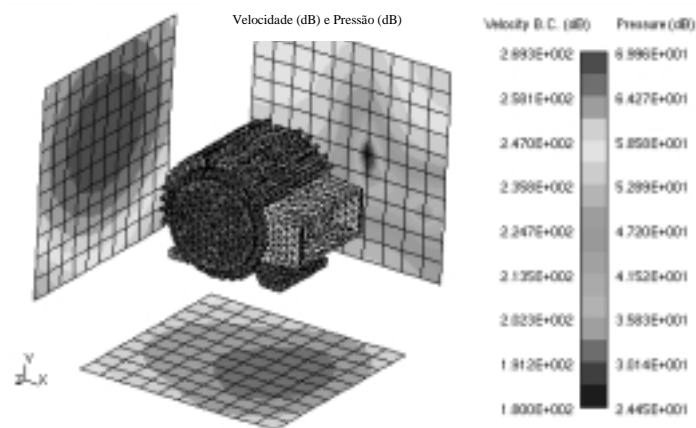
$$W_{rad_j} = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_{S_j} p_{s_j} V_{n_j}^* ds \right\} \quad (10)$$



Os resultados estruturais que geram as condições de contorno são obtidos nos nós de uma malha estrutural (com elementos tetraédricos e hexaédricos) diferente da malha acústica, mas ambas possuem a mesma geometria. Neste caso, um algoritmo de interpolação é usado para transferir os resultados para a malha acústica.

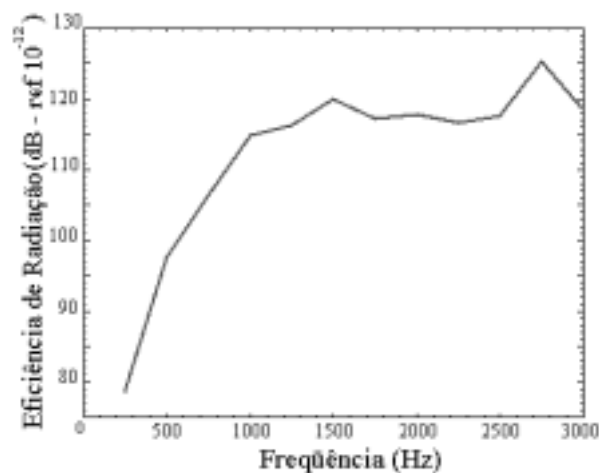
## 5. RESULTADOS

Como exemplo de cálculos acústicos aplicando o MEC, apresentamos na Fig. 3 a pressão sonora e as condições de contorno de velocidade causadas pela 5ª harmônica (1250 Hz) das forças magnéticas (este resultado foi calculado considerando uma distância de 0,3 metros da fonte, para fins de ilustração). A Figura 4 mostra a eficiência de radiação como função das frequências de excitação.

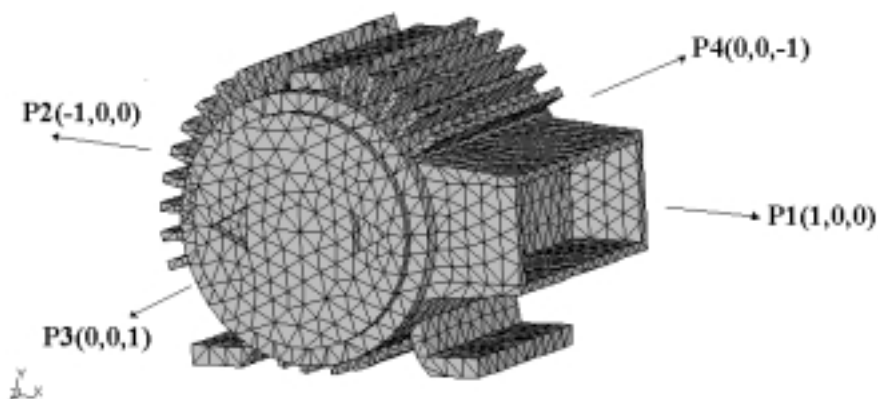


**Figura 3.** Campo de pressão sonora para a 5ª harmônica (1250 Hz) das forças magnéticas.

As tabelas I, II, III e IV comparam os níveis de pressão sonora calculados com os valores medidos nos pontos 1, 2, 3 e 4 (mostrado na Fig. 4, a qual representa a malha acústica) para as frequências de excitação de 1250 Hz, 1500 Hz e 1750 Hz, respectivamente, considerando a distância de 1 metro da fonte e a velocidade de 2500 rpm.



**Figura 4.** Eficiência de radiação em função da frequência



**Figura 4.** Malha acústica e localização dos pontos de medição.

Observando as tabelas 1 e 2 nota-se que os valores calculados através do MEC e os valores medidos são relativamente próximos nos pontos 1 e 2, para as frequências de 1250 Hz e 1750 Hz, entretanto para a frequência de 1500 Hz os valores medidos são bem superiores aos calculados. Estes valores elevados provavelmente são causados por fenômenos de origem aerodinâmica, tais como os efeitos de turbulência, já que para esta frequência em particular não são observados picos de vibração importantes. A frequência associada com este tipo de ruído aerodinâmico é dada pelo produto do número de dentes do rotor pela velocidade rotacional do mesmo em rps, neste caso ( $6 \times 250 = 1500$  Hz) [Engelmann, 1995].

**Tabela 1.** Valores de pressão sonora no ponto 1

Frequência (Hz)	Pressão sonora calculada [dB(A)]	Pressão sonora medida [dB(A)]
1250	55.06	54.01
1500	46.04	65.81
1750	57.30	55.08

**Tabela 2.** Valores de pressão sonora no ponto 2

Frequência (Hz)	Pressão sonora calculada [dB(A)]	Pressão sonora medida [dB(A)]
1250	59.10	60.00
1500	39.30	69.13
1750	65.01	61.00

Observando as tabelas 3 e 4 nota-se que os valores de pressão sonora medidos são muito maiores do que os calculados através do MEC. Provavelmente, estes valores elevados são provocados por fenômenos de origem aerodinâmica, tais como, ventilação, transmissão de vibrações dos rolamentos para as tampas do motor e também por fenômenos de origem magnética, como vibrações causadas por forças magnéticas de cabeça de bobina. Todos estes efeitos, os quais predominam na direção perpendicular às tampas do motor, não são incorporados na modelagem apresentada neste artigo.

**Tabela 3.** Valores de pressão sonora no ponto 3

Frequência (Hz)	Pressão sonora calculada [dB(A)]	Pressão sonora medida [dB(A)]
1250	21.05	52.00
1500	39.80	59.25
1750	36.42	47.00

**Tabela 4.** Valores de pressão sonora no ponto 4

Frequência (Hz)	Pressão sonora calculada [dB(A)]	Pressão sonora medida [dB(A)]
1250	21.05	52.00
1500	39.80	59.25
1750	36.42	47.00

## 6. CONCLUSÕES

Uma rotina de cálculo de ruído acústico em máquinas elétricas baseada no método de elementos de contorno foi apresentada e aplicada a um MRC 8/6 pólos. Considerando a complexidade de todo o procedimento de cálculo, podemos considerar que estes resultados validam esta análise de previsão de ruído acústico causado por forças magnéticas.

## 7. REFERÊNCIAS

- Engelmann, R. H, Middendorf, W. H, *Handbook of Electric Motors*, Marcel Dekker Inc., New York, 1995.
- Ciskowski, R. D. and Brebbia, C. A., “Boundary Element Methods in Acoustic”, *Computational Mechanics Elsevier Applied Science*, Southampton Boston, 1991.
- Kinsler, L. E., *Fundamentals of Acoustics*, John Wiley & Sons, 1982.
- Neves, C. G. C., Carlson, R., Sadowski, N., Bastos, J. P. A., Soeiro, N. S., “Forced Vibrations Calculation in a Switched Reluctance Motor Taking into Account the Viscous Damping”, Conference Record of the IEEE-IEMDC - International Electric Machines and Drives Conference, Seattle (USA), pp. 110-112, May 1999.
- Sadowski, N., Lefèvre, Y., Lajoie-Mazenc, M., Cros, J., “Finite element torque calculation in electrical machines while considering the movement”, *IEEE Trans. on Magn.*, vol. 28, N.2, pp. 1410-1413, March 1992.
- Sadowski, N., Lefèvre, Y., Lajoie-Mazenc, M. and Bastos, J. P. A., “Sur le calcul des forces magnétiques,” *Journal de physique III*, France, pp. 859-870, 1992.

# DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE DE *FLUTTER* EM ASA DE AERONAVES ULTRALEVES DE CONSTRUÇÃO MISTA

**Jens Peter Theodor Geiger Wentz**

**Eduardo Bauzer Medeiros**

**Maria Lúcia Machado Duarte**

Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627, CEP 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brasil.

E-mail: bauzer@vesper.demec.ufmg.br

## Resumo

O uso de novos materiais leves, flexíveis, e mais resistentes, favoreceu o desenvolvimento de aeronaves mais eficientes. Este fato introduziu porém novos desafios para o projetista, principalmente na área de aeroelasticidade. Fenômenos aeroelásticos tem portanto sido objeto de pesquisa base, particularmente em aeronaves de transporte e militares. Em função da relação custo/benefício aeronaves leves tem recebido menor atenção, com efeitos aeroelásticos avaliados através de normas que geralmente conduzem a um superdimensionamento. Este trabalho considera o primeiro passo no projeto aeroelástico de uma aeronave ultraleve com alto desempenho, utilizando-se a asa da aeronave CB-9 “Curumim”, submetida a um ensaio para a determinação de sua velocidade crítica de *flutter*. Os principais parâmetros são discutidos considerando-se seu potencial uso em projetos futuros e suas implicações no envelope de vôo da aeronave.

**Palavras-chave:** Aeronave leve, Aeroelasticidade, *Flutter*, Vibrações

## 1. INTRODUÇÃO

Durante a década de 40, com o aumento da velocidade média das aeronaves e da carga transportada, em conjunto com novas concepções de projeto, as estruturas aeronáuticas tornaram-se mais flexíveis e com menor amortecimento. Como resultado, uma “nova” classe de fenômeno começou a ser objeto de preocupação: os fenômenos aeroelásticos. Nos anos seguintes, iniciou-se um grande esforço de pesquisa com o objetivo de entender e controlar estes fenômenos. Na década de 60, os engenheiros aeronáuticos desenvolveram asas com o dobro da esbeltez de 40 anos antes, pois já possuíam todo o conhecimento necessário para entender e controlar o problema (Bisplinghof & Ashley, 1962). Na mesma década surgiam também normas (British Civil Airworthiness Requirements, 1969) que viriam a prevenir o fenômeno de *flutter* em aeronaves convencionais através de cálculos relativamente simples, porém simplificados e sem boa precisão.

A introdução de técnicas de construção mistas, utilizando uma combinação de materiais tradicionais e modernos, tem cada vez mais exigido melhores técnicas de cálculo aeroelástico. Felizmente, o presente desenvolvimento dos recursos computacionais, tem permitido um tratamento mais preciso nos modelos aeroelásticos disponíveis.

No cenário da aviação leve, uma situação peculiar começa a tomar forma devido ao au-

mento do número de aeronaves construídas por particulares e a queda na produção de aeronaves de fabricantes grandes. Esta situação se deu devido ao alto preço e pouco avanço tecnológico das aeronaves leves dos grandes fabricantes. A partir desta situação, é de suma importância a adaptação e desenvolvimento dos cálculos aeroelásticos para aeronaves leves, antes apenas desenvolvidos para aeronaves de transporte e militares, devendo ser o mesmo de tecnologia acessível aos pequenos fabricantes.

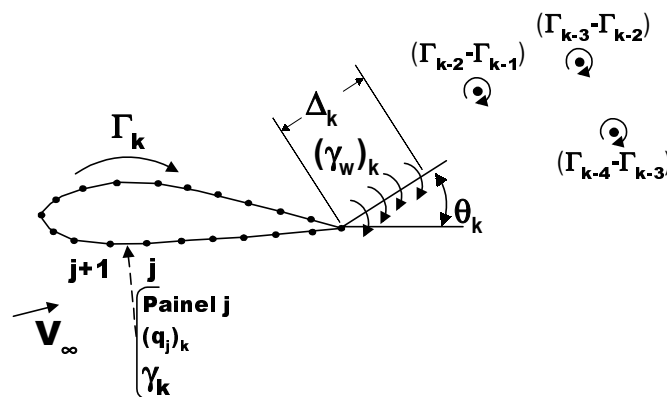
## 2. MODELO CLÁSSICO DE FLUTTER

O *flutter* clássico de uma aeronave é definido como uma oscilação auto excitada, envolvendo um acoplamento inercial, elástico e aerodinâmico. A descrição geral do fenômeno é útil no estudo do profundor. Entretanto, é possível e recomendável que se considere a asa em combinação com o profundor. Procedimentos mais exatos são exemplificados na literatura (Huang, 1987), (Lu & Huang, 1992) e (Luton & Mook, 1993). Contudo, o objetivo do presente trabalho é descrever um procedimento ligeiramente menos preciso, porém mais simples e de menor custo (CEA,1999).

### 2.1 Um modelo aerodinâmico

O valor da excitação aerodinâmica é geralmente expresso como função de  $L$  (sustentação),  $M'$  (arfagem) e  $T$  (articulação). Esta última não será considerada no presente trabalho onde o *aileron* é considerado como fixo e integrado à asa. Supõe-se que o fluxo de ar é bidimensional, e para este problema em particular, por se tratar de aeronave leve, o fluxo de ar também é considerado, com boa aproximação, incompressível e não-viscoso.

As forças aerodinâmicas atuando no perfil com o fluxo permanente são função da circulação, requerendo um esforço moderado para a resolução. Para o caso de superfícies alares oscilantes, entretanto, as forças de inércia aerodinâmicas e a sustentação quase permanente aparecem como o resultado da aceleração do aerofólio. Portanto, a determinação precisa da contribuição quase não permanente pode ser de difícil obtenção. Como toda mudança na circulação produz uma emissão de vórtices no bordo de fuga, a solução completa do fluxo instável é excessivamente complexa para os objetivos do presente texto. Além disto, a presença de vórtices contra rotativos faz com que o fluxo em um certo instante seja perturbado pela circulação anterior (ver Figura 1 abaixo). É interessante, portanto, introduzir outra metodologia (Jones & Platzer, 1996) que oferece resultados muito próximos, conforme descrito pela eq. (1).



**Figura 1.** Representação esquemática da esteira não permanente (Jones & Platzer, 1996)

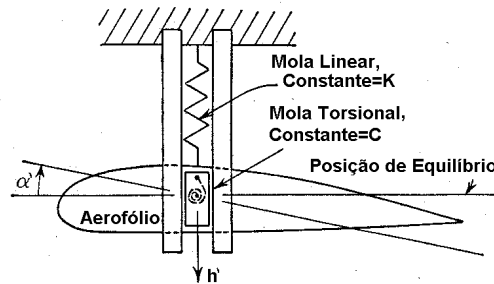
$$\Delta_k (\gamma_w)_k + \Gamma_k = \Gamma_{k-1} \quad (1)$$

Como primeira aproximação é razoável supor-se que a mudança na circulação  $\Gamma$  e, por

consequência, da emissão de vórtice, são contínuos e senoidais. A folha de vórtices resultante produz velocidades verticais na vizinhança do aerofólio, originando uma força periódica que é função da intensidade do vórtice. Esta força pode ser representada por  $U=U_0e^{i(kx/(b+\theta))}$  (CEA, 1999), onde  $s$  é a distância da folha de vórtices em  $t=0$  e  $k=b\omega/V_\infty$ , sendo  $\omega$  a frequência circular da oscilação, ou seja, a frequência de *flutter*,  $b$  a semicorda e  $V_\infty$  a velocidade de deslocamento do aerofólio.

## 2.2. Dinâmica Estrutural

Um modelo simplificado clássico para a asa é mostrado na Figura 2. A asa (o corpo) é representado por um perfil rígido suportado por uma suspensão flexível composta por duas molas. Uma mola é equivalente a rigidez torcional e outra equivalente a rigidez flexural.



**Figura 2.** Modelo simplificado de *flutter* clássico

O trabalho clássico desenvolvido por Theodorsen (Scanlan & Rosenbaum, 1951) indica que as propriedades médias podem ser obtidas na posição de 75% da meia-envergadura. Usando-se as equações de Lagrange de movimento, conforme as simplificações mencionadas, encontra-se que:

$$mh' + S_\alpha\alpha' + m\omega_h^2h' = -L' \quad (2)$$

$$S_\alpha h' + I_\alpha\alpha' + I_\alpha\omega_\alpha^2\alpha' = M' \quad (3)$$

onde  $S_\alpha$  é momento estático,  $h'$  e  $\alpha'$  são as acelerações verticais e rotacionais respectivamente,  $I_\alpha$  é o momento de inércia sobre o eixo elástico,  $\omega_h$  e  $\omega_\alpha$  são as frequências naturais,  $m$  é a massa da asa por unidade de envergadura,  $L'$  e  $M'$  são a sustentação e momento, respectivamente, por unidade de envergadura.

### 2.2.3. Resolução de *Flutter* Bidimensional

O problema de *flutter* clássico pode ser modelado por uma asa de alongamento infinito, movendo-se com oscilações de pequena amplitude, à velocidade constante, em um fluido incompressível e não viscoso. Para simulação da asa real constatou-se também que a utilização das propriedades a 75% da envergadura e com alongamento infinito poderiam representar razoavelmente, ainda que de forma conservativa, a asa real.

Ao resolver o problema de *flutter* clássico bidimensional é possível utilizar-se o sistema clássico equações lineares mostrados nas eqs. (9), onde  $h$  é a deflexão (m) do centro de rotação (eixo elástico), positivo para baixo,  $\alpha$  é a deflexão angular (rad) do perfil em torno do centro de torção, positivo quando o bordo de ataque sobe, e  $\beta$  é a deflexão angular (rad) do aileron em torno do seu ponto de articulação, positivo quando o bordo de ataque do aileron está para cima.

$$\bar{A}h/b + \bar{B}\alpha + \bar{C}\beta = 0 \quad (9a)$$

$$\bar{D}h/b + \bar{E}\alpha + \bar{F}\beta = 0 \quad (9b)$$

$$\bar{G}h/\bar{b} + \bar{H}\alpha + \bar{I}\beta = 0 \quad (9c)$$

Para que exista solução desse sistema de equações que não a solução trivial  $h/b = \alpha = \beta = 0$ , o determinante da matriz de coeficientes deve ser igual a zero, conforme mostrado na eq. (10), resultando em um problema de autovalor (determinante de estabilidade).

$$\begin{vmatrix} \bar{A} & \bar{B} & \bar{C} \\ \bar{D} & \bar{E} & \bar{F} \\ \bar{G} & \bar{H} & \bar{I} \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

Se o *aileron* for considerado rígido em relação à asa, o determinante simplifica-se a:

$$\begin{vmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ \bar{D} & \bar{E} \end{vmatrix} = 0 \quad (11)$$

onde:

$$\bar{A} = \mu \left[ 1 - \left( \frac{\omega_\alpha}{\omega} \right)^2 \left( \frac{\omega_\alpha}{\omega_h} \right) (1 + igh) \right] + L_h \quad (12)$$

$$\bar{B} = \mu x \alpha + L_\alpha - L_h \left( \frac{1}{2} + a \right) \quad (13)$$

$$\bar{D} = \mu x \alpha + \frac{1}{2} - L_h \left( \frac{1}{2} + a \right) \quad (14)$$

$$\bar{E} = \mu r \alpha^2 \left[ 1 - \left( \frac{\omega_\alpha}{\omega} \right)^2 (1 + ig\alpha) \right] - \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2} + a \right) + M_\alpha - L_\alpha \left( \frac{1}{2} + a \right) + L_h \left( \frac{1}{2} + a \right)^2 \quad (15)$$

e  $L_\alpha$ ,  $L_h$ , e  $M_\alpha$  são coeficientes aerodinâmicos de força e momento e  $\mu = m/\pi b^2$ .

Os coeficientes aerodinâmicos podem ser determinados pelos cálculos da circulação permanente e transiente, usando como exemplo o método dos painéis de esteira (*Panel Wake Method*) (Jones & Platzer, 1996), (CEA, 1999). Outras técnicas como o método de “*Vortex Lattice*” também produz resultados satisfatórios. Há também um método simples como alternativa efetiva, muito interessante para projetos simples de aeronaves leves, avaliado pelo laboratório da USAF (Scanlan & Rosenbaum, 1951). Esta referência apresenta na forma tabular, em função do parâmetro  $k$ , as raízes da equação característica, tendo como incógnitas as frequências naturais. Alguns métodos simplificados tem sido empregados para a determinação média destas frequências. Entretanto, a maioria destes métodos são válidos para técnicas construtivas convencionais, e inadequados para os ultraleves modernos. Eles são apenas úteis na fase inicial de projeto. Entretanto, como os dados podem não ser suficientes, é recomendável confirmar os parâmetros na asa do primeiro protótipo. Este é o procedimento utilizado no presente trabalho.

### 3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A figura 3 mostra a aeronave CB-9 Curumim, utilizada neste estudo, e que foi projetada e construída no Centro de Estudos Aeronáuticos da Universidade Federal de Minas Gerais.



**Figura 3.** Vista frontal da aeronave CB-9 durante ensaio com a asa na aeronave

O procedimento experimental aqui apresentado é parte do programa de teste do Curumim e consiste dos seguintes passos:

### 3.1. Determinação estática da posição dos eixos de torção e flexão

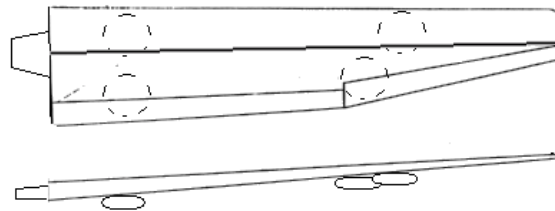
O primeiro passo foi determinar estaticamente a posição dos eixos de torção e flexão, utilizando-se um transferidor ótico, níveis e pesos suspensos por roldanas para se aplicar as cargas de ensaio. Em seguida efetuaram-se as medidas para a primeira avaliação da resposta dinâmica.

### 3.2. Ensaio no solo para determinação das frequências naturais e amortecimento da asa.

A medição das propriedades dinâmicas foram realizadas sob três condições básicas, citadas abaixo. Em todos os casos, a asa foi excitada simplesmente por uma deflexão ou torção, sendo então solta de forma a vibrar livremente. Este método foi escolhido pelo seu baixo custo, dispensando o uso de excitador. Os acelerômetros foram fixados à asa com utilização de adesivo de baixa aderência (aceitável para a faixa considerada), de forma a não se danificar o revestimento da asa.

#### 3.2.1. Ensaio “livre-livre”

O ensaio livre foi simulado sob câmaras de pneus, conforme croqui mostrado na Figura 4.



**Figura 4.** Croqui do ensaio livre

O teste de flexão foi executado em todas as interseções das 14 nervuras com a longarina. Supôs-se que a interseção da nervura com a longarina era o ponto que melhor representava a estrutura em análise devido a maior rigidez nestes pontos, além de ser na região da longarina que se localiza o eixo de torção. A opção por fazer os testes em todas as 14 nervuras foi feita para se ter um rastreamento dos pontos que produzem resultados mais visíveis.

Após o mapeamento feito no teste de flexão observou-se que os melhores resultados tinham sido obtidos nas nervuras próximas à ponta, e nas nervuras próximas à raiz da asa, sendo estes os pontos usados nas outras medições.

O teste de torção foi efetuado em duas posições diferentes. Primeiramente nas duas nervuras próximas a raiz e em seguida nas duas nervuras próximas a ponta.

No primeiro caso, um dos acelerômetros foi afixado no bordo de ataque da nervura mais próxima a raiz, e o outro, num primeiro momento, no bordo de fuga da mesma nervura. Posteriormente este segundo acelerômetro foi fixado no bordo de fuga da nervura antecessora. Essa mudança foi feita para se verificar o comportamento da torção em nervuras diferentes. A colocação dos acelerômetros nos bordos foi definida por serem os pontos da estrutura mais distantes do eixo de torção, onde melhor seria avaliada a resposta de torção.

Quando o teste do torção foi repetido nas duas nervuras próximas a ponta, um dos acelerômetros foi fixado no bordo de ataque da nervura mais próxima a ponta, e o outro, no bordo de fuga da mesma nervura. Posteriormente, este segundo acelerômetro foi fixado no bordo de fuga da nervura antecessora. Esta mudança foi feita novamente para se verificar o comporta-



mento da torção em nervuras diferentes. Detectou-se após este ensaio que o comportamento de torção não difere muito quando se posiciona os acelerômetros em nervuras diferentes. Portanto, este procedimento foi abandonado nas medições da asa na aeronave.

### 3.2.2. Asa na aeronave

O ensaio na aeronave foi efetuado nas duas semi asas utilizando o que já havia sido observado no ensaio livre, ou seja, tanto o ensaio de torção e flexão se deram nas nervuras próximas a raiz e a ponta. O ensaio de flexão foi feito com o acelerômetro na interseção nervura-longarina e o ensaio de torção com os acelerômetros afixados nos bordos de ataque e fuga na região da nervura. Posteriormente foi feito um teste de torção no intradorso da nervura próxima a ponta da semi asa direita, onde notou-se que os resultados não apresentaram qualquer diferença quanto aos resultados dos testes no extradorso; sendo portanto abandonado.

### 3.2.3 Asa na aeronave, sendo a aeronave apoiada sobre cavaletes

Como notou-se uma grande flexibilidade do trem de pouso, durante os ensaios na aeronave, decidiu-se por apoiá-la sobre cavaletes, para anular este efeito. Foram feitos os mesmos ensaios da asa na aeronave sem cavaletes, excetuando-se pelos ensaios no intradorso e na empenagem horizontal.

## 4 ANÁLISE E RESULTADOS

### 4.1. Determinação estática da posição dos eixos de torção e flexão

Efetuando o procedimento descrito no item 3.1, chegou-se ao seguinte resultado:

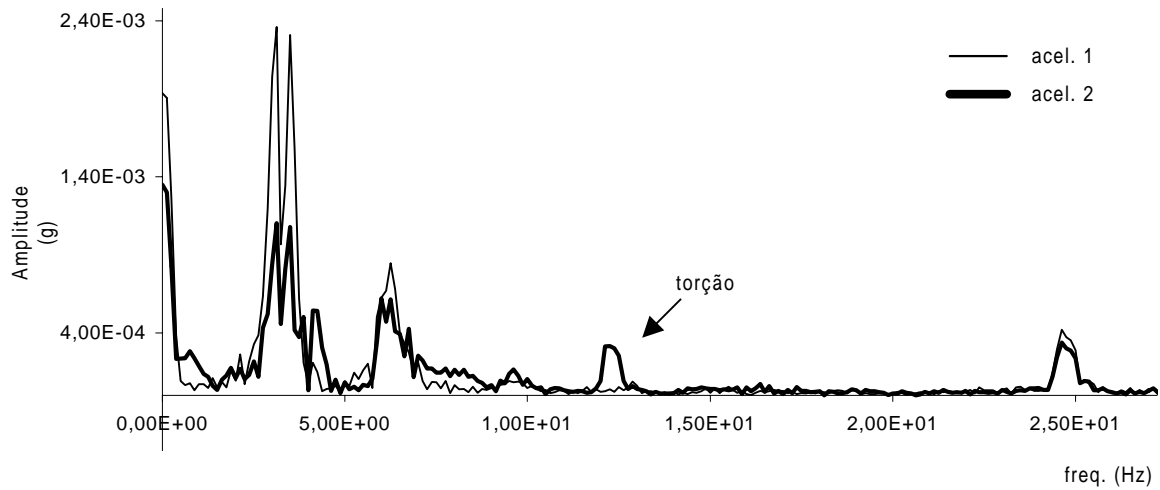
$x_a := 0.3$	Distância do centro de massa ao centro aerodinâmico
$\mu := 387$	Razão de massa
$a := -0.3$	Distância do centro de massa ao centro de torção
$r_x := \sqrt{0.3}$	Raio de Giração

### 4.2. Ensaio no solo para a determinação das frequências naturais e amortecimento da asa.

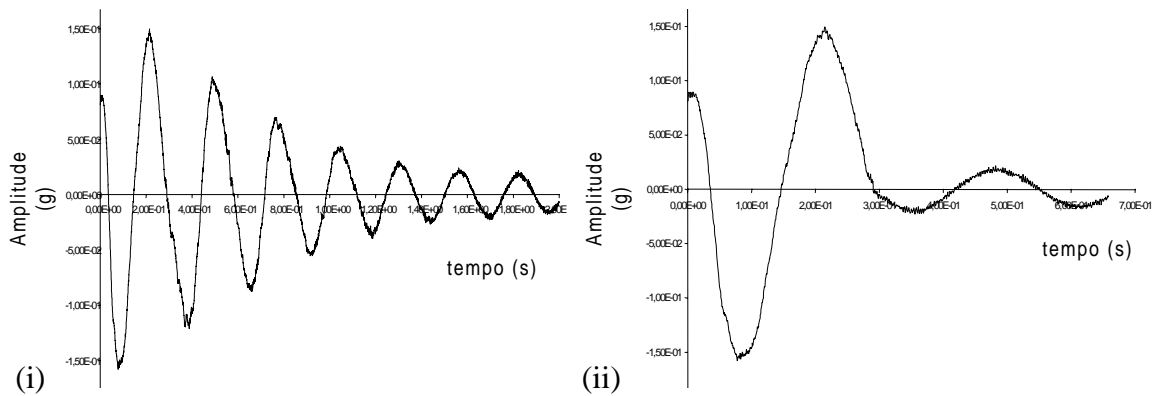
Os dados referentes à flexão, para o caso da simulação como corpo livre, foram obtidos do espectro linear de frequências. Deste, através da frequência de pico máximo obteve-se o valor da frequência natural a flexão. A partir da curva no tempo, obteve-se o amortecimento pelo método de decremento logarítmico utilizando-se o método de mínimos quadrados para o ajuste da curva exponencial (Duarte, 1990). O sinal de torção pura foi obtido também do espectro linear de frequência observando-se picos com diferença de fase de  $180^\circ$  (Duarte, 1990).

No caso das análises de torção ocorreram problemas em função da grande rigidez da caixa de torção fazendo com que a relação sinal ruído para a leitura de torção não fosse muito favorável. Na verdade em apenas dois ensaios foi possível detectar-se a torção (como exemplificado na Figura 5). Cabe acrescentar-se que neste caso ocorreu ainda uma indicação no sistema do bordo de ataque, que contém a caixa de torção, o que facilitou a leitura dos dados. Resultados obtidos em trabalho anterior também sugerem que o valor encontrado para esta aeronave esteja correto (CEA, 1999).

Devido aos problemas apresentados acima, não foi possível uma curva no tempo com dados apenas de torção. O amortecimento à torção foi estimado como se a amplitude do último pico da curva de flexão fosse transferida para o segundo pico de torção, sendo mostrado na Figura 6, possibilitando a partir desta formulação obter o amortecimento à flexão em relação ao amortecimento em torção.

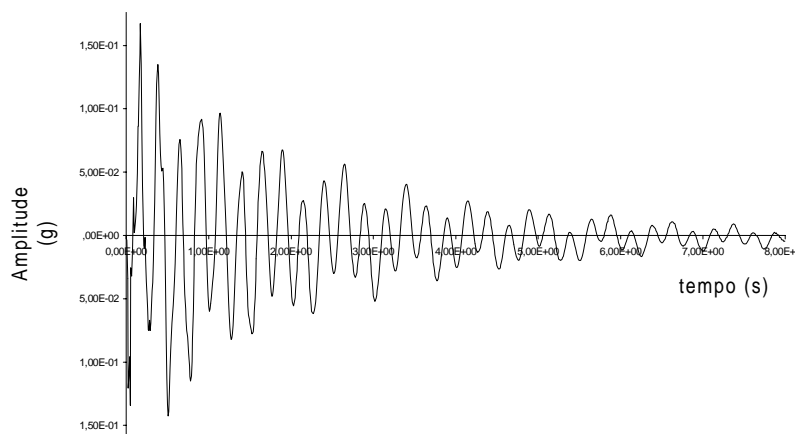


**Figura 5.** Espectro de frequência do ensaio livre de torção



**Figura 6.** Curva no tempo do ensaio livre de (i) flexão e (ii) torção

No caso do ensaio na aeronave encontrou-se graves problemas devido a flexibilidade da fuselagem o que provocava uma modulação na curva do tempo, conforme exemplificado na Figura 7.



**Figura 7.** Curva no tempo do ensaio da aeronave em flexão

Mesmo com a aeronave sobre cavaletes, a modulação do sinal continuava, sendo difícil a separação dos dados correspondentes à asa, dos dados correspondentes à fuselagem. Este problema de flexibilidade encontra-se no momento em estudo.

Para a aeronave CB-9 “Curumim” os resultados encontrados foram:

$\omega_h = 3.625 \times 2\pi \Rightarrow$  Frequência de Flexão (a partir da equação (4))

$\omega_\alpha = 12.4 \times 2\pi \Rightarrow$  Frequência de Torção (a partir da equação (4))

$v \cong 49.8 \text{ m/s} \cong 100 \text{ kt} \Rightarrow$  Velocidade Crítica de Flutter (a partir da equação (22))

## 5. CONCLUSÃO

Um método para a determinação do *flutter* de asa clássico foi descrito. Este método é adequado para aeronaves empregando várias técnicas e materiais, oferecendo vantagens adicionais em termos de custo de teste e equipamentos de simulação. Exceto pelas simplificações, este método foi aplicado numa aeronave ultraleve com bons resultados uma vez que a velocidade de *flutter* calculada se encontrou dentro dos parâmetros esperados.

Os inconvenientes ocorridos na medição de torção, terão que ser melhor estudados, sendo que no momento está se pensando na utilização de técnicas de extensimetria. Além disto para a próxima asa a ser fabricada, os extensômetros já poderão ser colocados no interior da asa durante sua fabricação. O presente trabalho encontra-se ainda em fase de desenvolvimento, onde uma segunda etapa deverá incluir ensaios em vôo, com auxílio de técnicas extensiométricas. Os resultados aqui apresentados seriam a primeira etapa dos ensaios em vôo. Após esta primeira avaliação os ensaios em vôo poderiam ser realizados com maior segurança, uma vez que a análise pode ser considerada bastante satisfatória em termos de resultados e custos.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) pelo financiamento desta pesquisa. Os autores agradecem também ao Prof. Cláudio Pinto de Barros, projetista da aeronave CB-9 que viabilizou esta pesquisa com seus projetos.

## 7. REFERÊNCIAS

- Bisplinghof R.L. & Ashley H. *Principles of Aeroelasticity*, Dover Publications Inc, New York, 1962.
- British Civil Airworthiness Requirements. *Flutter Prevention and Structural Stiffness*, Chapter K3-9, Structures, 1969.
- CEA-UFMG (Centro de Estudos Aeronáuticos da Universidade Federal de Minas Gerais), *Avaliação Aeroelástica Inicial da Aeronave Ultraleve Curumim*, Relatório interno CEA-UFMG, Belo Horizonte, 1999.
- Duarte, M.L.M., *Estudo da Influência da Taxa de Amortecimento na Modelagem Reduzida via Teoria da Semelhança*, Dissertação de Mestrado, COPPE-UFRJ, Eng. Civil, 1987.
- Huang, X.J. *Active Control of Aerofoil Flutter*, AIAA Journal, vol. 25, No.8, 1987.
- Jones, K.D. & Platzer M.F. *Time Domain Analysis of Low Speed Airfoil Flutter*, AIAA Journal, vol. 34, No.5, 1996.
- Joint Airworthiness Requirements, *Flutter*, JAR-VLA 629, JAA *Airworthiness and Maintenance Documents*, 1996.
- Kapania, R.K. & Bergen Jr., F.D. *Shape Sensitivity Analysis of Flutter Response of a Laminated Wing*, AIAA Journal, vol. 29, No.4, 1991
- Luton, J.A. & Mook, D.T. *Numerical Simulations of Flutter and its Suppression by Active Control*, AIAA Journal, vol. 31, No.12, 1993
- Scanlan R.H. & Rosenbaum R. *Introduction to the Study of Aircraft Vibration & Flutter*, The McMillan Company, New York, 1951.
- Sousa, L.F.B. *Cálculo de Flutter do Curumim*, Relatório Interno CEA-UFMG, Belo Horizonte, 1993.

# ANÁLISE DA DINÂMICA DE UM SISTEMA DE ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES COM APLICAÇÃO DE MATERIAIS PIEZOELÉTRICOS

**Leonardo Cosme de Oliveira**

**Fernando Alves Rochinha**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, C.P. 68503, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail : faro@serv.com.ufrj.br

## Resumo

Este trabalho apresenta a elaboração de um modelo de sistema de isolamento de vibrações, cujo movimento é descrito por dois graus de liberdade. A idéia principal é estudar a aplicação de elementos (pastilhas ou pilhas) feitos de material piezoelétrico em conjunto com elementos passivos convencionais, tais como molas e amortecedores, para realizar a supressão de vibrações. Utiliza-se no modelo um circuito elétrico de aterramento, capaz de variar a rigidez do elemento piezoelétrico e introduzir um efeito de amortecimento, através da dissipação de energia pela resistência de carga. O elemento piezoelétrico se comporta como um material viscoelástico, cujas propriedades podem ser alteradas de modo a maximizar a eficiência do isolamento de vibrações. As equações da dinâmica do sistema de isolamento são elaboradas. Simula-se a resposta do sistema de isolamento para estímulos harmônicos e impulsivos, e estuda-se a variação da transmissibilidade em função da resistência utilizada no circuito de aterramento.

**Palavras-chave:** Isolamento de Vibrações, Sistemas Passivos, Piezoeletricidade

## 1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é elaborar um modelo para análise de um sistema de isolamento de vibrações, que poderá servir de base para o projeto de equipamentos capazes de proteger aparatos sensíveis das vibrações de fontes externas. O amortecimento de vibrações mecânicas é um assunto que merece destaque na área de Engenharia Mecânica, porque possibilita a redução do risco de fadiga dos materiais usados para confecção de elementos mecânicos, além de evitar a propagação destas vibrações para meios adjacentes, o que pode causar desde ligeiro desconforto até danos estruturais. O principal problema de projeto a ser resolvido é a escolha correta dos parâmetros físicos do sistema, tais como massas e constantes elásticas e de amortecimento, que façam com que o sistema gere uma resposta adequada.

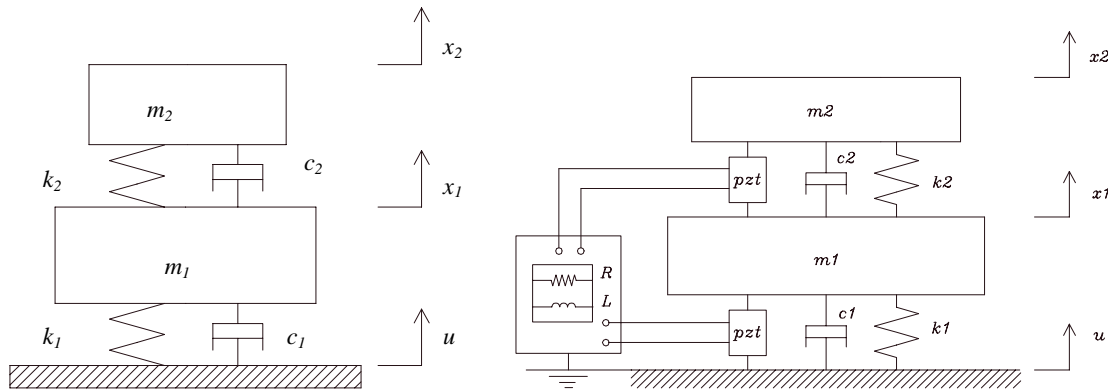
Uma técnica de controle e isolamento de vibrações que vêm sendo estudada recentemente é a da utilização de atuadores, feitos de materiais piezoelétricos, ligados a circuitos de aterramento. Neste caso, parte da energia da vibração será acumulada no atuador piezoelétrico e no circuito de controle, e posteriormente dissipada na forma de calor. Logo, o amortecimento gerado pelo material piezoelétrico pode ser modelado como a conversão de energia mecânica devido à deformação em energia elétrica, e posterior dissipação desta energia por uma resistência.

Pode ser demonstrado que uma configuração adequada do circuito de aterramento é um pré-requisito para que se obtenha propriedades de amortecimento nos materiais piezoelétricos. Para descrição deste amortecimento há modelos baseados na variação da rigidez do material piezoelétrico, quando este se encontra em curto-circuito, aterrado por um resistor ou em circuito aberto. Neste tipo de modelo, um circuito elétrico equivalente é utilizado para descrever o comportamento eletro-mecânico dos materiais piezoelétricos, e então determinar o valor ótimo dos parâmetros do circuito de aterramento, ou seja, o valor da resistência de carga para um circuito RC, e os valores da resistência e da indutância, para um circuito RLC.

No presente trabalho será feita uma descrição das propriedades dos materiais piezoelétricos e será elaborado um modelo para descrever o comportamento desses materiais quando conectados em circuitos elétricos de aterramento. Serão mostrados exemplos da aplicação desses materiais em sistemas de isolamento de vibrações, e tendo como base um modelo de dois graus de liberdade, serão obtidas as respostas do sistema de isolamento acrescido de atuadores piezoelétricos para estímulos harmônicos e transientes.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA DE ISOLAMENTO COM 2 GRAUS DE LIBERDADE

Nesta análise será elaborado um modelo de dois graus de liberdade para descrever o movimento do sistema de isolamento. Serão considerados os deslocamentos verticais  $x_1(t)$  e  $x_2(t)$ , da massa sísmica (de massa  $m_1$ ) e da bancada de teste (de massa  $m_2$ ) em relação a posição de equilíbrio. Na Figura 1 são mostrados os esquemas do modelo de sistema de isolamento, sendo o primeiro composto apenas por molas e amortecedores e o segundo já incluindo os atuadores piezoelétricos:



**Figura 1.** Modelos de 2 graus de liberdade para o sistema de isolamento

A partir do somatório de forças que agem nas massas  $m_1$  e  $m_2$ , na direção vertical, obtêm-se as equações de movimento para o sistema sem os atuadores:

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_2(x_2 - x_1) - k_1 x_1 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_1 \dot{x}_1 + k_1 u + c_1 \dot{u} \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (2)$$

onde  $u(t)$  é o deslocamento vertical da superfície de fixação. Conhecendo as equações de movimento, Pode-se determinar a evolução temporal do movimento do sistema considerado, através da integração das mesmas, e também determinar os modos de vibração do sistema.

Estas equações também podem ser escritas na forma matricial, ou seja, como uma combinação de matrizes de massa, amortecimento e rigidez, como segue:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix} \quad (3)$$

onde  $F_1$  e  $F_2$  são as forças externas atuantes em cada massa:

$$\begin{aligned} F_1(t) &= k_1 u(t) + c_1 \dot{u}(t) \\ F_2(t) &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

As forças externas consideradas serão somente aquelas causadas pelo movimento da superfície de fixação do sistema de isolamento. Quando o movimento do sistema é harmônico, é conveniente reescrever as equações de movimento no domínio da frequência. Aplicando a transformada de Laplace nas eqs.(1) e (2), obtêm-se expressões para os deslocamentos do sistema em função de  $U(s)$ , ou seja, as funções  $X_1(s)/U(s)$  e  $X_2(s)/U(s)$ :

$$\frac{X_1(s)}{U(s)} = \frac{[c_1 s + k_1][m_2 s^2 + c_2 s + k_2]}{[m_1 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)][m_2 s^2 + c_2 s + k_2] - [c_2 s + k_2]^2} \quad (5)$$

$$\frac{X_2(s)}{U(s)} = \frac{[c_1 s + k_1][c_2 s + k_2]}{[m_1 s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2)][m_2 s^2 + c_2 s + k_2] - [c_2 s + k_2]^2} \quad (6)$$

onde  $s$  é a variável de Laplace. As funções de transferência (5) e (6) serão úteis para determinar algumas medidas de desempenho do sistema, tais como a transmissibilidade e as amplitudes de resposta para estímulos diversos.

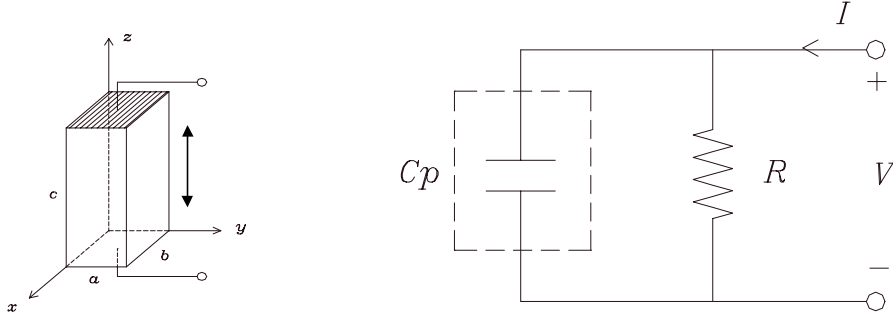
### 3. APLICAÇÃO DE ATUADORES PIEZOELÉTRICOS AO MODELO DE DOIS GRAUS DE LIBERDADE

Um material piezoelétrico utilizado como parte de um sistema de isolamento de vibrações certamente estará sujeito a solicitações com frequência variável. Desta forma, é importante verificar como as características do material variam com a frequência de operação. Uma característica relevante é a impedância interna do atuador piezoelétrico. A partir da resolução das equações de movimento de um bloco piezoelétrico submetido a esforços harmônicos uniaxiais, é possível determinar como a frequência de operação influencia o valor de sua impedância interna.

Quando o atuador piezoelétrico funciona no modo 33, a tensão atuante e o campo elétrico terão componentes não nulas apenas na direção 3. A equação que descreve o comportamento de um material piezoelétrico neste modo é:

$$\begin{bmatrix} D_3 \\ S_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_3^T & d_{33} \\ d_{33} & s_{33}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_3 \\ T_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

onde  $E_3$  e  $D_3$  são as componentes dos vetores campo elétrico e deslocamento elétrico na direção 3 e  $T_3$  e  $S_3$  são as componentes normais de tensão e deformação na direção 3. A matriz que relaciona essas variáveis é composta pelas constantes piezoelétricas  $d_{33}$  e  $\varepsilon_3^T$  e pela flexibilidade  $s_{33}^E$ . Na Figura 2 é mostrado o elemento piezoelétrico e o circuito de aterramento utilizado no modelo.



**Figura 2.** Elemento piezoelétrico no modo 33 e o circuito de aterramento resistivo

Através do desenvolvimento da eq.(7) e utilizando as leis do eletromagnetismo mostrado obtém-se a seguinte expressão para a impedância interna do atuador piezoelétrico:

$$Z = \frac{1}{sC_p^T} = \frac{1}{j\omega C_p^T} \quad (8)$$

A rigidez do atuador piezoelétrico será uma função da resistência de carga, das propriedades do piezoelétrico, e da frequência de excitação:

$$k_3^{SH}(s) = \frac{k_3^E (RC_p^T s + 1)}{RC_p^T s [1 - k_{33}^2] + 1} \quad (9)$$

onde  $k_{33}$  é o coeficiente de acoplamento eletromecânico do material piezoelétrico. Pode-se mostrar também que o valor do resistor R para o qual o fator de amortecimento é máximo é o mesmo valor da impedância interna Z do piezoelétrico.

É possível agora verificar como o sistema de isolamento descrito com o modelo de 2 graus de liberdade se comporta quando atuadores piezoelétricos são montados em conjunto com as molas e os amortecedores que interligam as massas  $m_1$  e  $m_2$  entre si e com a superfície de fixação, conforme mostrado na pela Figura 1. As equações de movimento (1) e (2) serão reescritas de modo a incluir as forças exercidas pelos atuadores piezoelétricos:

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(u - x_1) + k_2(x_2 - x_1) + c_1(\dot{u} - \dot{x}_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F_{p1} - F_{p2} \quad (10)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F_{p2} \quad (11)$$

As forças aplicadas pelos atuadores piezoelétricos terão as seguintes expressões:

$$F_{p1}(s) = k_3^E (U(s) - X_1(s)) \left( \frac{RC_p^T s + 1}{RC_p^T s (1 - k_{33}^2) + 1} \right) \quad (12)$$

$$F_{p2}(s) = k_3^E (X_2(s) - X_1(s)) \left( \frac{RC_p^T s + 1}{RC_p^T s (1 - k_{33}^2) + 1} \right) \quad (13)$$

Aplicando a transformada de Laplace nas eqs. (10) e (11) e substituindo as eqs.(12) e (13) obtemos as seguintes expressões:

$$\left[ m_1 s^2 + (c_1 + c_2)s + k_1 + k_2 + k_3^E \frac{P_1(s)}{Q_1(s)} \right] X_1(s) - \left[ c_2 s + k_2 + k_3^E \frac{P_2(s)}{Q_2(s)} \right] X_2(s) = \left[ c_1 s + k_1 + k_3^E \frac{P_1(s)}{Q_1(s)} \right] U(s) \quad (14)$$

$$\left[ m_2 s^2 + c_2 s + k_2 + k_3^E \frac{P_2(s)}{Q_2(s)} \right] X_2(s) - \left[ c_2 s + k_2 + k_3^E \frac{P_2(s)}{Q_2(s)} \right] X_1(s) = 0 \quad (15)$$

onde os termos  $P_1(s)$ ,  $P_2(s)$ ,  $Q_1(s)$  e  $Q_2(s)$  são:

$$P_1(s) = P_2(s) = k_3^E (RC_p^T s + 1) \quad (16)$$

$$Q_1(s) = Q_2(s) = RC_p^T s (1 - k_3^2) + 1$$

O deslocamento  $X_2$  da bancada de teste é a variável mais relevante para avaliar medidas de desempenho do sistema de isolamento. Resolvendo simultaneamente as eqs. (14) e (15) para  $X_2(s)$ , obtem-se a função de transferência que relaciona a entrada  $U(s)$  com a saída  $X_2(s)$ , como indicado abaixo:

$$\frac{X_2(s)}{U(s)} = \frac{[C(s)P_1(s) + Q_1(s)] \cdot [D(s)P_2(s) + Q_2(s)]}{[A(s)B(s) - D(s)^2]Q_1(s)Q_2(s) + [A(s) + B(s) - 2D(s)]Q_1(s)P_2(s) + B(s)P_1(s)Q_2(s) + P_1(s)P_2(s)} \quad (17)$$

onde os termos  $A(s)$ ,  $B(s)$ ,  $C(s)$  e  $D(s)$  são:

$$A(s) = m_1 s^2 + (c_1 + c_2)s + k_1 + k_2$$

$$B(s) = m_2 s^2 + c_2 s + k_2 \quad (18)$$

$$C(s) = c_1 s + k_1$$

$$D(s) = c_2 s + k_2$$

A função de transferência também pode ser escrita em relação à força externa  $F(s)$  aplicada ao sistema de isolamento. Esta força relacionada com o deslocamento da superfície de fixação  $U(s)$  da forma:

$$F(s) = (c_1 s + k_1) \cdot U(s) \quad (19)$$

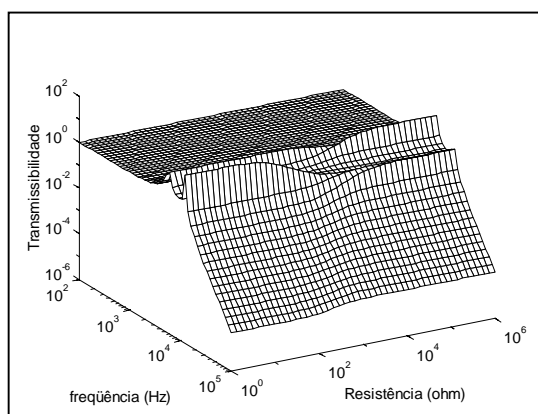
Neste ponto é interessante investigar como varia a transmissibilidade do sistema em função dos valores da frequência de operação  $\omega$  e do resistor de carga  $R$ . Para simulação da resposta do sistema de dois graus de liberdade com atuador piezoelétrico será considerado um sistema com circuito de aterramento RC com os atuadores montados entre a mesa de teste e a massa sísmica, o que simplifica a função de transferência, fazendo  $P_1(s) = k_3^E$  e  $Q_1(s) = 1$ . Será considerada somente a ação das forças dos atuadores piezoelétricos, com  $k_1 = k_2 = c_1 = c_2 = 0$ . As constantes piezoelétricas terão os valores mostrados na Tabela 1.



**Tabela 1.** Constantes piezoelétricas utilizadas na simulação

Constante	Valor	Unidade
$d_{33}$	$580 \times 10^{12}$	m/V
$\epsilon_{33}/\epsilon_0$	3250	1
$k_{33}$	0.74	1
$S_{33}^E$	$16.7 \times 10^{-12}$	$m^2/N$

Na Figura 3 é apresentado o gráfico da transmissibilidade. Nota-se que para resistências na faixa de  $10^3 \Omega$  há uma queda dos picos de transmissibilidade nas frequências de ressonância. Logo o sistema mostra-se eficaz para reduzir a transmissibilidade nas ressonâncias. Entretanto, devido à complexidade da função de transferência, seria necessário utilizar métodos analíticos sofisticados para relacionar os valores da resistência de carga ótima com os valores dos parâmetros construtivos do sistema.



**Figura 3.** Transmissibilidade com  $k_{33} = 0.74$

#### 4. RESPOSTA DO SISTEMA PARA ESTÍMULOS TRANSIENTES

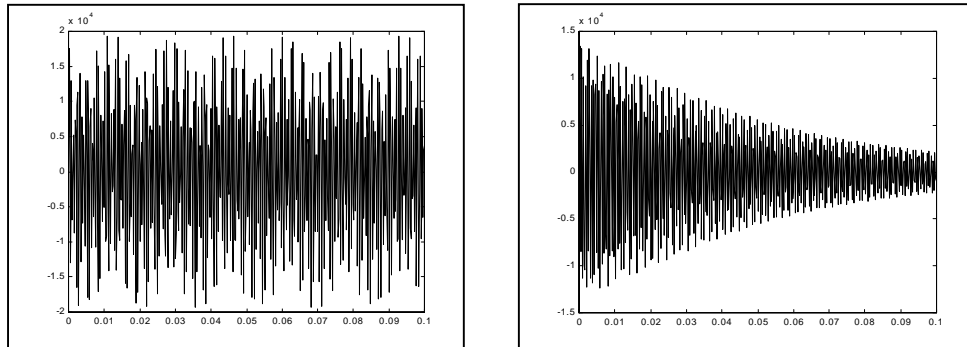
Os estímulos harmônicos permanentes produzidos por máquinas rotativas ou alternativas geralmente são os mais comuns de se encontrar em ambientes sujeitos a vibração. Entretanto, se um sistema de isolamento apresenta um desempenho razoável quando submetido a estímulos permanentes, isto não significa que o sistema terá bom desempenho para estímulos transientes. Desta forma, é de grande importância verificar como o sistema de isolamento responde a estímulos transientes. Como bons exemplos de estímulos transientes temos o impulso ou impacto, e as forças geradas por um motor com desbalanceamento, desde sua partida até atingir a rotação final.

Geralmente, para que um sistema de isolamento tenha uma resposta com pequenas amplitudes quando submetido a um impacto, é desejável que ele possua um grande fator de amortecimento. Pode-se então investigar se os atuadores piezoelétricos fornecem o amortecimento suficiente para reduzir a amplitude e o tempo de decaimento da resposta do sistema, quando este é submetido a estímulos transientes.

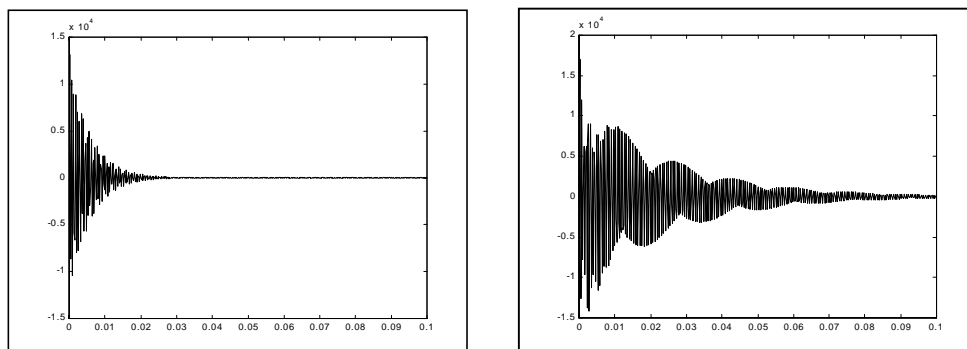
A simulação será feita considerando a configuração obtida com atuadores montados entre a bancada de teste e a massa sísmica e entre esta última e a superfície de fixação. Por simplificação será considerado apenas um circuito de aterramento, conectado ao atuador piezoelétrico montado entre a massa sísmica e a bancada de teste. A resposta impulsiva

$X2(s)/U(s)$  em função do tempo (em segundos) para essa configuração é apresentada nas Figuras 4 a 6 com a resistência variando de 0 a  $100\text{ M}\Omega$ .

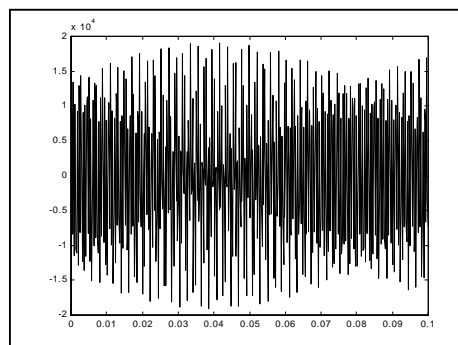
A partir dos gráficos apresentados constata-se que com a variação crescente da resistência de carga, a resposta do sistema quando excitado por um impulso tende a decair mais rápido, passando por um mínimo, e depois tende a aumentar. O menor tempo de decaimento é conseguido quando a resistência de carga assume seu valor ótimo, ou seja, igual à impedância do piezoelétrico. Desta forma, verifica-se que os atuadores piezoelétricos são capazes de adicionar ao sistema de isolamento um amortecimento suficiente para reduzir significativamente a amplitude e aumentar a estabilidade do sistema, para uma entrada impulso.



**Figura 4.** Resposta do sistema de 2 g.l. com  $R = 10^0\ \Omega$  e  $R = 10^3\ \Omega$



**Figura 5.** Resposta do sistema de 2 g.l. com  $R = 10^5\ \Omega$  e  $R = 10^7\ \Omega$



**Figura 6.** Resposta do sistema de 2 g.l. com  $R = 10^8\ \Omega$

## 5. CONCLUSÕES

Um modelo de sistema de isolamento de vibrações com 2 graus de liberdade foi apresentado, tendo como base a utilização de materiais piezoelétricos ligados a circuitos elétricos de aterramento, funcionando como elementos de adição de amortecimento estrutural. Foi constatado que os materiais piezoelétricos são capazes de alterar as frequências naturais e o amortecimento de sistemas de isolamento, e que as características do sistema podem sintonizadas para um ponto ótimo, qualquer que seja a frequência da excitação externa, através da utilização de um circuito de aterramento resistivo com o valor adequado da resistência de carga. Foi feito o cálculo da transmissibilidade e da resposta com estímulos transientes, e através dos resultados obtidos constatou-se que este sistema é capaz de reduzir o nível da transmissibilidade, e ainda a amplitude e o tempo de acomodação da resposta para estímulos transientes. Devido a complexidade deste sistema, o valor ótimo da resistência de carga dependerá das constantes do piezoelétrico e dos parâmetros construtivos do sistema de isolamento. Uma proposta para extensão deste trabalho seria a análise de um sistema de isolamento com controle ativo, capaz de adaptar-se a variações de frequência da fonte de vibração, e comandar atuadores piezoelétricos de forma a reduzir a vibração com a máxima eficiência.

## 6. REFERÊNCIAS

- Davis, C.L., Lesieutre, G. and Dosch, J., 1996, “A tunable electrically shunted piezoceramic vibration absorber”, Department of Aerospace Engineering, The Pennsylvania State University, University Park.
- Dorf, Richard C., Bishop and Robert, H., 1997, “Modern Control Systems”, 7<sup>th</sup> edition, Addison-Wesley Publishing Company.
- Gardonio P., S.J. Elliott and Pinnington, R.J., 1997, ”Active Isolation of Structural Vibration on a multiple degree of freedom system, Part I: The dynamics of the system”, Journal of Sound and Vibration, 207(1), pp. 61-93.
- Hagood N.H. and Flotow, A.von, 1990, “Damping of Structural Vibrations with Piezoelectric Materials and Passive Electrical Networks”, Journal of Sound and Vibration, 146(2), pp. 243-268.
- Law H.H., Rossiter P.L., Simon G.P. and Koss, L.L., 1996 , “Characterization of Mechanical Vibration Damping by Piezoelectric Materials”, Journal of Sound and Vibration, 197(4), pp. 489-513.
- Matuti, A.C., 1999, “Propagação de Energia em Sistemas de Isolamento de Vibrações”, Tese de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 140p.

# IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS MATERIAIS E ESTRUTURAIS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA

**João Morais da Silva Neto** ([joaoneto@emc.ufsc.br](mailto:joaoneto@emc.ufsc.br))

**José João de Espíndola** ([espindol@mbox1.ufsc.br](mailto:espindol@mbox1.ufsc.br))

Universidade de Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica  
Florianópolis - SC, Caixa Postal: 476, Tel.: 55(0)48-331-9278

## Resumo

Este trabalho apresenta uma nova metodologia para se determinar a rigidez equivalente de seções retas de vigas e o respectivo fator de perda. Entre essas estruturas, enfatizam-se cabos utilizados nas linhas de transmissão elétrica. Para se mensurar tais parâmetros, fez-se uso de três modelos matemáticos. O primeiro é um modelo com dois graus de liberdade. O segundo é baseado no método dos modos assumidos. O terceiro e último, no método dos elementos finitos. Um dispositivo muito semelhante a um neutralizador de Stockbridge foi utilizado nos experimentos. Este dispositivo é aqui chamado PED (Pêndulo Elástico Duplo). Funções Resposta em Frequências (FRF) foram obtidas dos PED's e ajustadas ao modelo teórico obtido através da modelagem. Uma função objetivo, definida a partir do modelo teórico, é minimizada por meio de técnicas de otimização não-linear. Os resultados numéricos dos três modelos são comparados e discutidos.

**Palavras-chave:** identificação de parâmetros, fator de perda, otimização, módulo de elasticidade,

## 1. INTRODUÇÃO.

Características de rigidez à flexão de seções retas de vigas e fator de perda estrutural são de difícil avaliação, quando se consideram seções complexas, como as de cabos trançados e de estruturas compostas metal-elastômero. Por exemplo, o amortecimento intrínseco de cabos ACSR (*Aluminum Conductor Steel Reinforced*) é fator importante para o projeto de linhas de transmissão de energia elétrica.

Não raro, o amortecimento de cabos é fornecido pelo decremento logarítmico medido em um certo vão experimental. Isto é errado, já que o decremento logarítmico não é uma medida intrínseca do cabo, mas um parâmetro estrutural que leva em conta o tamanho do vão, entre outros fatores. O decremento logarítmico é um parâmetro estrutural, não material.

Neste trabalho, modelos de otimização não-linear são desenvolvidos para a identificação da **rigidez complexa equivalente** da seção reta de uma viga, como por exemplo, um cabo trançado.

A rigidez complexa equivalente é um número complexo que contém os parâmetros de rigidez à flexão da seção reta e o fator de perda.

## 2. GÊNESE E CONCEITOS IMPORTANTES.

A necessidade de conhecer e controlar vibrações é tão antiga quanto os primeiros estudos em matemática. Um dos primeiros a estudar fenômenos vibratórios, segundo Dimarogonas (1990), foi o filósofo grego Pitágoras de Samos (570-497 a.C.), que estudou vibrações em cordas e o som provocado por elas. Cabos de linhas de transmissão estão incessantemente sujeitos a ação de ventos e outras intempéries. Os ventos, ao incidirem nos cabos, podem produzir uma excitação por desprendimento de vórtices, o que proporciona uma oscilação indesejável no mesmo. Esses vórtices são conhecidos como vórtices de *von Karman* e as oscilações geradas, como vibrações auto-excitadas, Teixeira (1997).

O amortecimento do cabo é fator importante para minimizar a sua vibração eólica. O amortecimento do cabo é representado pelo fator de perda ( $\eta$ ). Lazan (1968) conceituou amortecimento estrutural e material. Uma outra grandeza de difícil cômputo em cabos e outras seções é a rigidez à flexão ( $EI$ ). Tal grandeza é normalmente calculada através de formulas empíricas, aproximadas e de difícil confirmação, Silva Neto (1999). A importância de tais grandezas é fundamental no projeto das linhas de transmissão e na construção de neutralizadores de Stockbridge, pois tanto em um caso como no outro, a presença de baixo amortecimento é de natureza danosa à vida útil dos mesmos. Necessita-se, assim, de conhecê-los.

O conceito de rigidez complexa é de grande importância para um melhor entendimento deste trabalho. Sua origem reside na modelagem de materiais viscoelásticos, sendo o módulo de elasticidade uma grandeza complexa ( $E$ ) e o fator de perda, uma grandeza real, Snowdon (1969) e Espíndola (1987). Ambos variam com a frequência e a temperatura, equações (1) a (3).

$$E(\Omega, \theta) = E_r(\Omega, \theta) + iE_i(\Omega, \theta) \quad (1)$$

$$\text{ou } E(\Omega, \theta) = E_r(\Omega, \theta)(1 + i\eta(\Omega, \theta)), \quad (2)$$

$$\text{onde, } \eta(\Omega, \theta) = \frac{E_i(\Omega, \theta)}{E_r(\Omega, \theta)}. \quad (3)$$

Verifica-se que a energia dissipada e a resposta harmônica em estruturas reais não mostram uma proporcionalidade com a frequência. Tal dependência existe sim, mas com uma lei bem mais complexa. Esta relação é constatada de forma experimental. No caso de estruturas não compostas com materiais viscoelásticos, ou em que estes trabalhem na região I (de alta resiliência), esta dependência é muito pequena, de sorte que pode ser desprezada Snowdon (1968). Neste caso, tanto o módulo de elasticidade, quanto o amortecimento, podem ser escritos da seguinte forma:

$$E = E_r(1 + i\eta) \quad (4)$$

e

$$\eta = \frac{E_i}{E_r}. \quad (5)$$

### 3. MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO.

#### 3.1 Modelo de Dois Graus de Liberdade.

Este modelo consta de uma viga sem massa e engastada em uma base, com uma massa de sintonia na extremidade, esta sujeita a movimentos de translação e rotação (fig.1). A matriz de rigidez, o vetor de coordenadas generalizadas e a rigidez a flexão são, respectivamente,  $K$ ,  $q$  e  $EI$  e são expressos abaixo.

$$K = EI \begin{bmatrix} \frac{12}{L^3} & -\frac{6}{L^2} \\ -\frac{6}{L^2} & \frac{4}{L} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$EI = EI_r (1 + i\eta) \text{ e } q = \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix}.$$

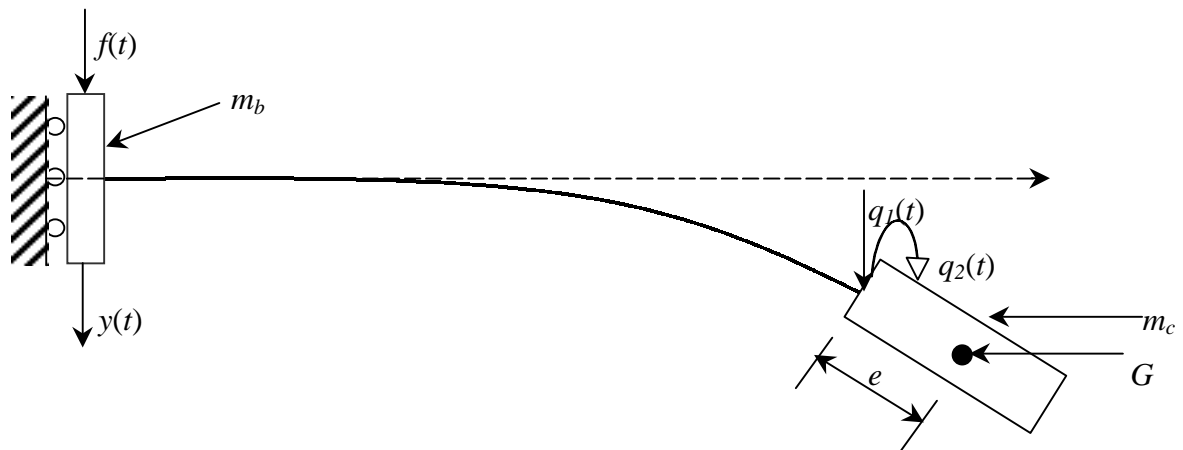


Figura 1 - Representação física para o modelo com dois graus de liberdade

Na expressão acima, tem-se:

$\eta$  - fator de perda do “material” da viga;

$m_b$  - metade da massa da base;

$m_c$  - massa do corpo (massa de sintonia);

$J_c$  - momento de inércia do corpo de sintonia em relação a um eixo normal ao plano do papel passando pelo centro de gravidade  $G$ ;

$e$  - distância desde o fim da viga ao centro de gravidade da massa de sintonia;

$q_1(t)$  - coordenada do deslocamento da massa de sintonia, no ponto de engaste da viga;

$q_2(t)$  - coordenada da rotação da massa de sintonia;

$y(t)$  - deslocamento da base;

$f(t)$  - força excitadora.

As energias cinética e potencial são:

$$T = \frac{1}{2}m_c(\dot{y}(t) + \dot{q}_1(t) + e\dot{q}_2(t))^2 + \frac{1}{2}J_c\dot{q}_2^2(t) + \frac{1}{2}m_b\dot{y}^2(t) \quad (7)$$

e

$$V = \frac{1}{2}q^T K q - f(t)y(t). \quad (8)$$

Substituindo em (7) e (8) às equações de Lagrange, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} m_c & e m_c & m_c \\ e m_c & e^2 m_c + J_c & e m_c \\ m_c & e m_c & (m_b + m_c) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ f(t) \end{Bmatrix}, \quad (9)$$

resultado que pode ser escrito na seguinte forma:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} m_c & e m_c \\ e m_c & e^2 m_c + J_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m_c \\ e m_c \end{bmatrix} \ddot{y} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \\ \begin{bmatrix} m_c & e m_c \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} + (m_b + m_c) \ddot{y} = f(t) \end{cases} \quad (10)$$

Fourier transformando ambos os membros das expressões (10) e após algumas manipulações algébricas, tem-se a expressão da massa dinâmica (FRF):

$$M(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{-\Omega^2 Y(\Omega)} = (m_b + m_c) + \Omega^2 m_L^T [-\Omega^2 M + K]^{-1} m_L, \quad (11)$$

onde  $F(\Omega)$  e  $Y(\Omega)$  são transformadas de Fourier de  $f(t)$  e  $y(t)$ , respectivamente.

A obtenção numérica da inversa de  $-\Omega^2 M + K$ , contida na equação (11), de forma direta não é recomendável, pois na região de ressonância pode-se ter mal condicionamento. Optou-se, então, por uma expressão da massa dinâmica como escrita abaixo

$$M(\Omega) = (m_b + m_c) + \Omega^2 m_L^T \Phi [-\Omega^2 I + \Lambda]^{-1} \Phi^T m_L, \quad (12)$$

onde  $\Phi$  é a matriz modal e  $\Lambda$  a matriz espectral do problema  $K\phi = \lambda M\phi$ .

### 3.2 Método dos Modos Assumidos.

Neste método o sistema físico é modelado com  $n$  graus de liberdade, cada grau representado por uma função especial  $\psi_j(x)$ ,  $j=1, n$ . A massa da viga é considerada distribuída e uniforme:

$$\omega(x, t) = y(t) + \theta(t)x + \sum_{j=1}^n \psi_j(x) q_j(t). \quad (13)$$

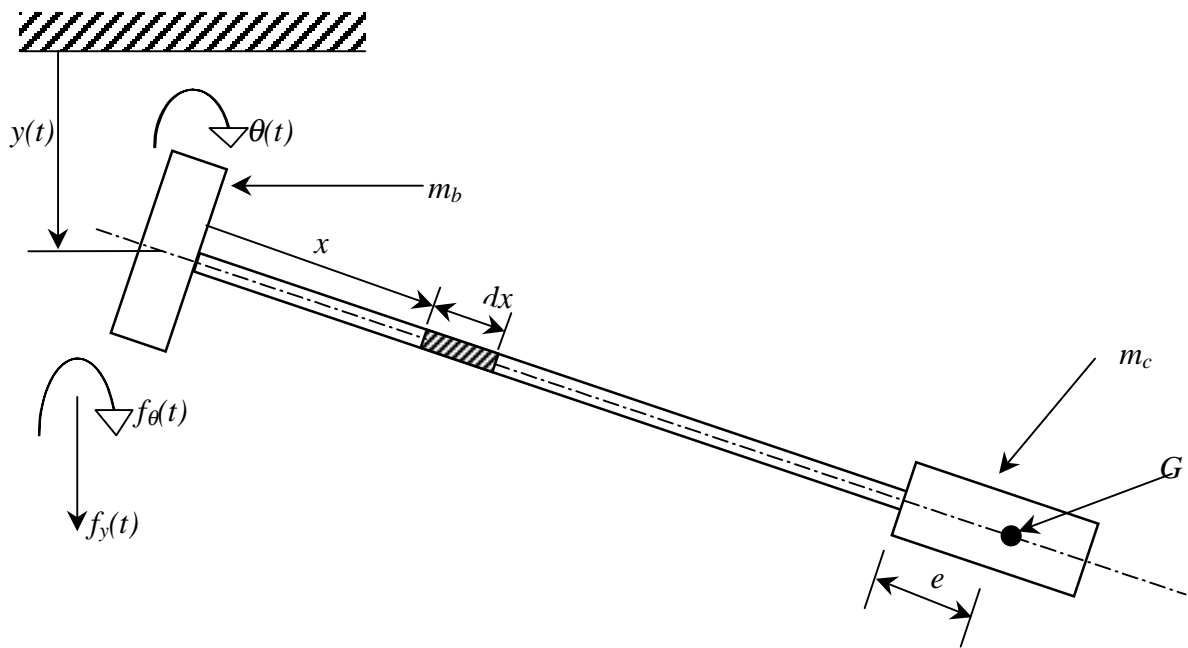


Figura 2 - Modelo físico para o método dos modos assumidos

Em (13) tem-se:

$\omega(x,t)$  - deslocamento total da viga na coordenada  $x$ ,

$y(t)$  - deslocamento da base,

$\theta(t)$  - rotação da base,

A figura 2 mostra, adicionalmente,

$f_y(t)$  - componente da força excitadora responsável pela translação,

$f_\theta(t)$  - componente da força excitadora responsável pela rotação.

Tal qual no modelo de dois graus de liberdade, aqui também fez-se o uso das equações de Lagrange. As expressões das energias cinética e potencial são:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho(x) \left[ \frac{\partial \omega(x,t)}{\partial t} \right]^2 dx + \frac{1}{2} m_c \left\{ \frac{\partial}{\partial t} [\omega(L,t)] + e \omega'(L,t) \right\}^2 + \frac{1}{2} J_c \left[ \frac{\partial \omega'(L,t)}{\partial t} \right]^2 \quad (14)$$

$$V = V_e(t) - f_y(t)y(t) - f_\theta(t)\theta(t) \quad (15)$$

onde  $L$  é o comprimento da viga e  $\omega'(x,t)$  é a derivada espacial de  $\omega(x,t)$

No presente modelo, a variável  $\theta(t)$  é tomada zero, pois considera-se que a base não está sujeita a momentos torcionais e que o sistema é simétrico, o que simplifica o sistema de equações:



$$\begin{bmatrix} a & m_1 & \cdots & m_n \\ m_1 & m_{11} & \cdots & m_{1n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ m_n & m_{n1} & \cdots & m_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{q}_1 \\ \vdots \\ \ddot{q}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & k_{11} & \cdots & k_{1n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & k_{n1} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ q_1 \\ \vdots \\ q_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_y \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (16)$$

Na forma particionada, tem-se

$$\begin{bmatrix} M_1 & \vdots & M_2 \\ \cdots & \vdots & \cdots \\ M_3 & \vdots & M_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \cdots \\ \ddot{q} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & \vdots & K_2 \\ \cdots & \vdots & \cdots \\ K_3 & \vdots & K_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \cdots \\ q \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_d \\ \cdots \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (17)$$

Ao se aplicar a transformada de Fourier em (17) e levar a cabo algumas manipulações algébricas, obtém-se a seguinte expressão para a massa dinâmica:

$$M(\Omega) = M_1 + \Omega^2 M_2 \Phi [-\Omega^2 I + \Lambda]^{-1} \Phi^T M_3. \quad (18)$$

### 3.3 Método de Elementos Finitos.

Para este método adotou-se o modelo de viga *Euler-Bernoulli*. A viga foi dividida em dez elementos, cada elemento com dois graus de liberdade por nó, desprezando-se os esforços cisalhantes. A partir das matrizes de massa ( $m$ ) e rigidez ( $k$ ) elementares, monta-se a equação geral do movimento:

$$m = \frac{\rho Ah}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22h & 54 & -13h \\ 22h & 4h^2 & 13h & -3h^2 \\ 54 & 13h & 156 & -22h \\ -13h & -3h^2 & -22h & 4h^2 \end{bmatrix}, k = \frac{EI}{h} \begin{bmatrix} \frac{12}{h^2} & \frac{6}{h} & -\frac{12}{h^2} & \frac{6}{h} \\ \frac{6}{h} & 4 & -\frac{6}{h} & 2 \\ -\frac{12}{h^2} & -\frac{6}{h} & \frac{12}{h^2} & -\frac{6}{h} \\ \frac{6}{h} & 2 & -\frac{6}{h} & 4 \end{bmatrix}. \quad (19)$$

$$\begin{cases} M_{EF} \ddot{u}(t) + mt \ddot{y}(t) + K_{EF} u(t) = 0 \\ mt^T \ddot{u}(t) + (m_b + m_c) \ddot{y}(t) = f(t) \end{cases}, \quad (20)$$

Em (19)  $\rho$  é a densidade do material da viga,  $h$  o tamanho do elemento e  $A$  à área da seção reta da viga.  $M_{EF}$  e  $K_{EF}$  são as matrizes globais particionadas. Estas são obtidas a partir das equações de Lagrange. O vetor  $mt$  é resultante do desacoplamento, ou melhor, da partição das expressões obtidas.  $u(t)$  é o vetor de coordenadas generalizadas. Feito isto, eliminam-se as duas primeiras linhas e colunas das matrizes de massa e rigidez global, pois as componentes  $u_1(t)$  e  $u_2(t)$  assumem o valor zero, por estarem fixas à base. Então, o novo sistema de equações reduzido é:

$$\begin{cases} M_{EF}^* \ddot{u}(t)^* + m t^* \ddot{y}(t) + K_{EF}^* u(t)^* = 0 \\ m t^{*T} \ddot{u}(t)^* + (m_b + m_c) \ddot{y}(t) = f(t) \end{cases}, \quad (21)$$

onde  $M_{EF}^*$ ,  $K_{EF}^*$  e  $m t^*$  são as novas matrizes globais e o novo vetor resultante particionado. O vetor de coordenadas generalizadas também é reduzido, e passa a ser escrito  $u^*(t)$ , sem as respectivas componentes que assumiram valor zero. Como nos itens anteriores aplica-se a transformada de Fourier e, após uma breve manipulação algébrica, tem-se a massa dinâmica através do modelo de elementos finitos.

$$M(\Omega) = (m_b + m_c) + \Omega^2 m t^{*T} \Phi_{EF} (-\Omega^2 I + \Sigma_{EF})^{-1} \Phi_{EF}^T m t^* \quad (22)$$

#### 4. FUNÇÃO OBJETIVO OU CUSTO.

Nesta etapa foi criada uma função objetivo a ser minimizada por técnicas de otimização não linear. O método utilizado foi o da variável métrica ou DFP (Davidon-Fletcher-Powell). Para compor a função objetivo foram utilizadas duas FRF's, uma experimental e a outra teórica (modelagem matemática). A curva experimental utilizada foi obtida do ensaio de um neutralizador de Stockbridge, este utilizado como PED por uma questão de facilidade.

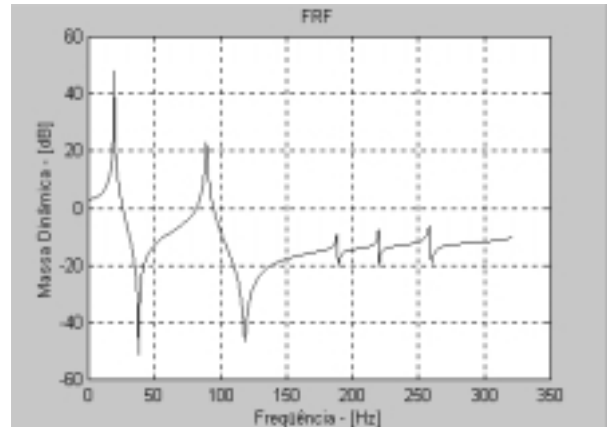


Figura 3 - As figuras acima são o neutralizador utilizado como PED (figura à esquerda) e sua respectiva função resposta em frequência obtida experimentalmente (figura à direita).

A diferença ente o modelo teórico e o experimental é o erro (24):

$$E(\Omega) = M(\Omega) - \bar{M}(\Omega), \quad (24)$$

onde  $M(\Omega)$  é a massa dinâmica, expressões (12),(18), ou (22), conforme o modelo usado.

$\bar{M}(\Omega)$  é a FRF medida e  $E(\Omega)$ , o erro. A função custo (objetivo), a ser minimizada será:

$$f(x, \Omega) = E(\Omega) \cdot E^*(\Omega), \quad (25)$$

onde  $x$  é um vetor de projeto, dado por

$$x = [e, J_c, EI_r, EI_i, \lambda_r^1, \lambda_r^2, \eta_1, \eta_2, R_r, R_i]^T. \quad (26)$$

Neste vetor, o índice  $r$  significa parte real,  $i$ , a parte imaginária e os números 1 e 2, referem-se ao primeiro e segundo modos.  $R$  significa resíduo.

#### 4. RESULTADOS E CONCLUSÕES.

As FRF's (massas dinâmicas) foram obtidas pela excitação, na raiz do Stockbridge, e concomitante medição, no mesmo ponto, da aceleração.

Os resultados dos três modelos, para os dois primeiros modos, são virtualmente iguais (vide tabela 1, fig. 4 e 5). Construíram-se outros PED's, de aço, nylon e alumínio de rigidez  $EI_r$  já previamente conhecida. Este parâmetro (bem como o fator de perda) foi identificado com resultado excepcional. Esses últimos resultados são aqui omitidos, por brevidade.

Tabela 1 - Tabela comparativa dos métodos utilizados, com os parâmetros mais importantes.

	$EI_r$	$EI_i(10^{-2})$	$e(10^{-3})$	$J_c(10^{-3})$	$\eta(10^{-3})$	$\lambda_1$	$\eta_1(10^{-2})$	$\lambda_2$	$\eta_2(10^{-2})$
DGL	3,6196	1,9807	8,6709	0,3782	5,4721	19,3871	0,4973	89,355	1,1554
MA	3,7079	2,0699	8,3825	0,8674	5,5824	19,3775	0,4557	89,352	1,1895
MEF	3,7336	2,0277	8,51703	0,3843	5,4310	19,3320	0,2578	89,201	1,3072

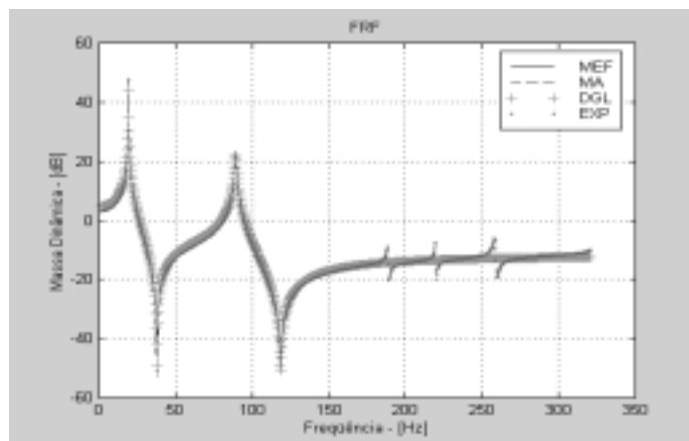
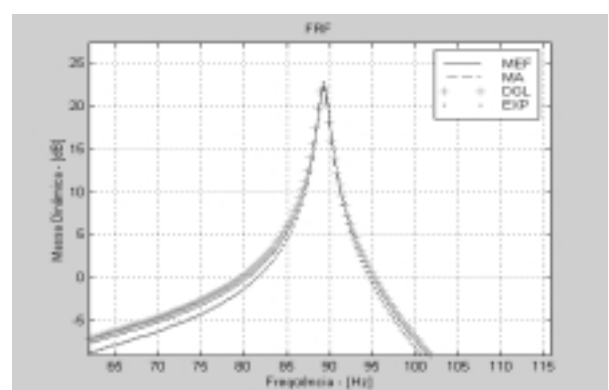
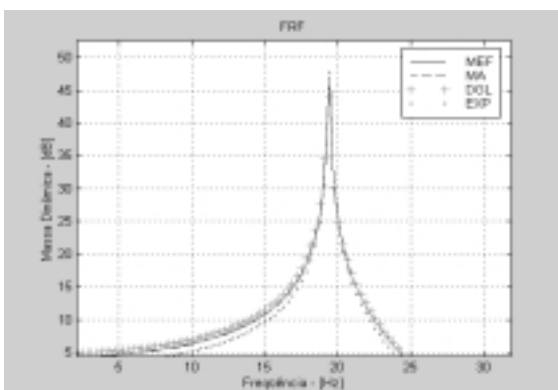


Figura 4 - Gráfico comparativo entre a FRF experimental e as obtidas pelos métodos apresentados. Note-se a perfeita superposição dos resultados dos vários métodos.



(a)

(b)

Figura 5 - Gráficos com maior resolução do modos identificados: (a) primeiro modo, (b) segundo modo

#### 4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [01] - DIMAROGONAS, A. D., *The Origins of Vibration Theory*, Journal of Sound and Vibration, 1990, 140(2), pp. 181-189.
- [02] - ESPÍNDOLA, J. J., *Apostila de Controle de Vibrações*, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 1987, UFSC, Santa Catarina.
- [03] - LAZAN, B. J., *Damping of Materials and Members in Structural Mechanics*, 1968, Pergamon Press, Oxford.
- [04] - SILVA NETO, J. M., *Identificação de Parâmetros Materiais e Estruturais no Domínio da Frequência*, Dissertação de Mestrado, 1999, UFSC, Santa Catarina.
- [05] - SNOWDON, J. C., *Steady – State Behaviour of the Dynamic Absorber*, The Journal of the Acoustical Society of America, 1959, vol. 31, Nº. 8, pp. 1096-1103.
- [06] - SNOWDON, J. C., *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems*, 1968, John Wiley & Sons, New York.
- [07] - TEIXEIRA, P. H., *Controle de Vibrações em Cabos Singelos das Linhas de Transmissão Aéreas de Energia Elétrica Através de Neutralizadores Viscoelásticos*, Dissertação de Mestrado, 1997, UFSC, Santa Catarina.

# MEDIÇÃO DE DEFORMAÇÃO UTILIZANDO-SE EXTENSÔMETROS ELÉTRICOS SOLDADOS ATÉ A TEMPERATURA DE 422°C

**Paulo de Tarso Vida Gomes**

**Osmar Ribeiro Lourenço**

**Tanius Rodrigues Mansur**

Comissão Nacional de Energia Nuclear (CNEN/CDTN), Caixa Postal 941, 30123-970, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: gomespt@urano.cdtm.br

**Ernani Sales Palma**

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

**Nilton da Silva Maia**

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais - CEFET/MG

## **Resumo**

Apresenta-se neste trabalho a medição de deformações em estruturas de aço carbono A 516 GRAU 65 e aço inoxidável austenítico AISI 304, utilizando-se extensômetros elétricos tipo HTW, de fabricação russa. A medição foi realizada utilizando-se ligação em meia ponte com duas configurações distintas: ligação com dois extensômetros fixos e ligação com um extensômetro fixo e um passivo.

Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados com aqueles obtidos teoricamente para dois valores distintos de carregamentos. Paralelamente, verificou-se a influência da temperatura sobre os resultados obtidos.

**Palavras-chave:** Strain gage, Deformação, Alta temperatura

## **1. INTRODUÇÃO**

A extensometria em ambientes sujeitos a altas temperaturas requer o conhecimento prévio do comportamento da instalação extensométrica, principalmente no que diz respeito à variação da resistência elétrica dos extensômetros. Em tais casos, a resistência  $R$  dos extensômetros elétricos deve ser considerada como função da temperatura  $T$ , do tempo  $t$  e da deformação  $\epsilon$ , isto é,  $R = f(T, t, \epsilon)$  [Dally and Riley (1978)]. Muitos problemas de medições com extensômetros em altas temperaturas são gerados por condições ambientais tais como oxidação e corrosão. Umidade e agentes químicos irão atacar a instalação extensométrica mais severamente em altas temperaturas.

Através de sua fixação em um corpo-de-prova apropriado, um ou mais extensômetros de um determinado lote são submetidos a carregamentos, temperaturas e condições ambientais conhecidas. A partir de medições simultâneas de temperatura e deformação obtém-se curvas que caracterizam o seu comportamento nas condições de teste.

Assim, o objetivo deste trabalho é analisar a deformação em duas instalações extensométricas distintas sujeitas a carregamento e variação de temperatura.

## 2. METODOLOGIA

Utilizou-se duas vigas de isoflexão construídas em aço carbono A 516 grau 65 e aço inoxidável AISI 304. A Figura 1 mostra um desenho da viga de isoflexão com as dimensões e localização dos extensômetros.

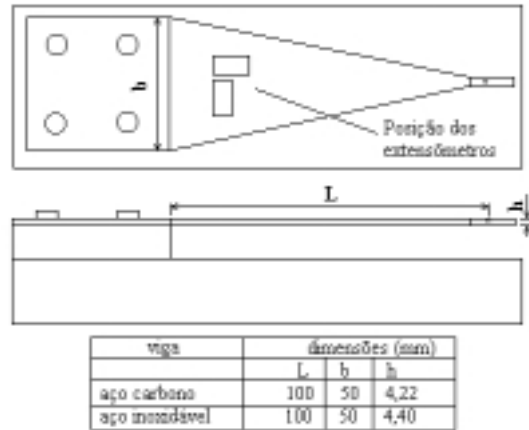


Figura 1. Viga de isoflexão.

Cada viga foi instrumentada com extensômetros de fabricação russa do tipo HTW e termopares do tipo K, de modo a se obter leituras simultâneas de temperatura e deformação. Os extensômetros fixos foram soldados nas vigas pelo processo de descarga capacitiva, e ligados em duas configurações diferentes (Figura 2):

- ligação em meia ponte com um extensômetro passivo e um fixo - a ligação denominada “instalação B” (Figura 2-a), é constituída de um extensômetro soldado (fixo) na viga por meio de solda capacitiva e de um extensômetro não soldado (passivo). Este extensômetro é posicionado de modo a manter contato com a superfície da viga sem estar rigidamente ligado a ela. Desta maneira, ele irá medir apenas a variação de temperatura, pois não acompanhará as deformações da viga.
- ligação em meia ponte com dois extensômetros fixos - a ligação denominada “instalação A” (Figura 2-b), é constituída de dois extensômetros soldados (fixos) à viga por meio de solda capacitiva, com seus eixos longitudinais fazendo um ângulo de 90° entre si.

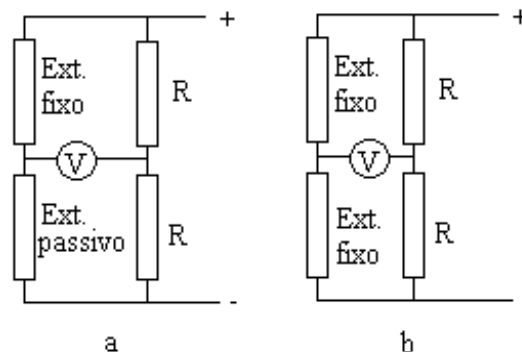


Figura 2. Esquema de ligação dos extensômetros.

Para testar o desempenho das instalações, foram realizados testes à temperatura ambiente com cargas de 5 kgf, 10 kgf e 15 kgf.

Posteriormente, as instalações foram submetidas à variação de temperatura na faixa de 20°C a 420°C para determinação da deformação aparente. A seguir foram realizados testes com carga e variação de temperatura.

### 3. CÁLCULOS TEÓRICOS E EXTENSOMÉTRICOS

As tensões e deformações nas vigas de isoflexão foram calculadas a partir da teoria da resistência de materiais, utilizando-se as seguintes equações [Beer e Johnston (1982)]:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6FL}{bh^2} \quad (1)$$

$$\sigma = E\varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{6FL}{Ebh^2} \quad (2)$$

onde:

F é a força aplicada;

L é a distância da força à seção transversal considerada;

E é o módulo de elasticidade do material utilizado na viga, E = 210000 MPa;

b é a largura da seção transversal da viga;

h é a altura da seção transversal da viga;

$\sigma$  é a tensão normal

$\varepsilon$  é a deformação normal.

Os cálculos extensométricos foram feitos a partir das seguintes equações [Hannah e Reed (1992)]:

a) ligação em ½ ponte com um extensômetro fixo e um passivo:

$$\varepsilon = \frac{4\Delta V}{VK \times 10^3} \quad (3)$$

b) ligação em ½ ponte com dois extensômetros fixos:

$$\varepsilon = \frac{4\Delta V}{VK(1 + \mu) \times 10^3} \quad (4)$$

onde:

$\varepsilon$  é a deformação medida;

$\mu$  é o coeficiente de Poisson do material da viga;

$\Delta V$  é a tensão de saída da ponte de Wheatstone em mV;

V é a tensão de alimentação da ponte de Wheatstone em Volt.

### 4. MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

O forno utilizado para aquecimento das vigas de isoflexão tem as seguintes características:

Temperatura máxima: 1200°C, controle de aquecimento: 25°C e taxa de aquecimento: 3,8°C/min.

Os extensômetros utilizados têm as seguintes características:

Extensômetros HTW:

Resistência nominal:  $100 \pm 1 \Omega$ , fator de sensibilidade (K): 2,0 e temperatura máxima de trabalho: 500°C.

Os instrumentos de medição usados foram:

Fonte de tensão constante: 0 a 5 Volt, voltímetro digital de 4 1/2 dígitos e seletor de canais com capacidade para 10 pontes de Wheatstone.

## 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela 1 mostra os valores de deformações calculados para as vigas de aço carbono e aço inoxidável com carregamentos de 4 kgf e 10 kgf, através da equação 2. As diferenças entre os valores calculados para uma mesma carga são devido as diferenças nas dimensões das vigas.

Tabela 1. Valores teóricos de deformação para cargas de 4 kgf e 10 kgf

Viga de Isoflexão	Deformação ( $\mu$ m/m)	
	Carga 4 kgf	Carga 10 kgf
Aço carbono	128	320
Aço inoxidável	118	296

A Figura 3 mostra o comportamento das instalações A e B submetidas a carregamento de 5, 10 e 15 kgf à temperatura ambiente.

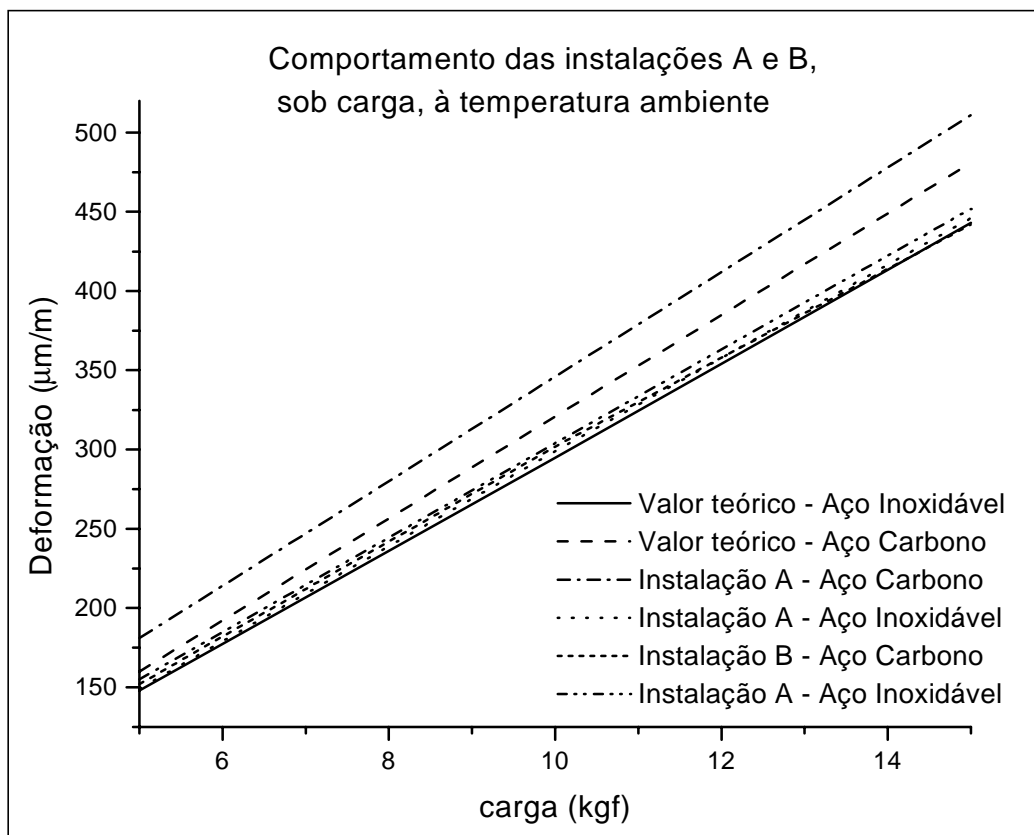


Figura 3. Comportamento das instalações A e B, sob carga, à temperatura ambiente.



As Figuras 4 e 5 mostram a deformação aparente das instalações A e B na viga de aço carbono e na viga de aço inoxidável, respectivamente.

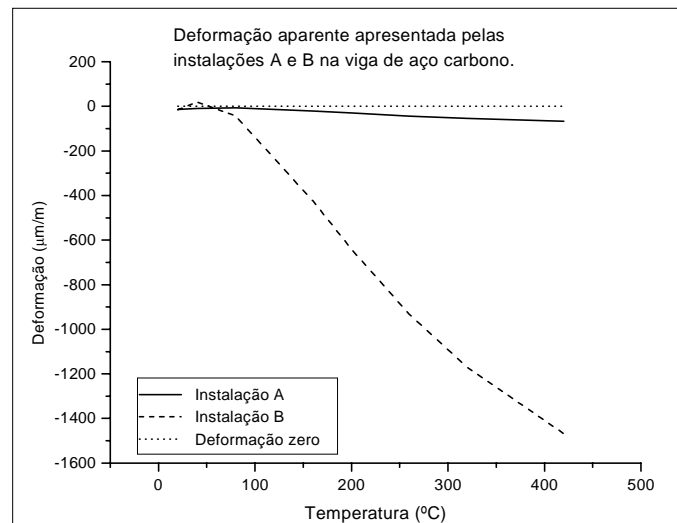


Figura 4. Deformação aparente apresentada pelas instalações A e B na viga de aço carbono.

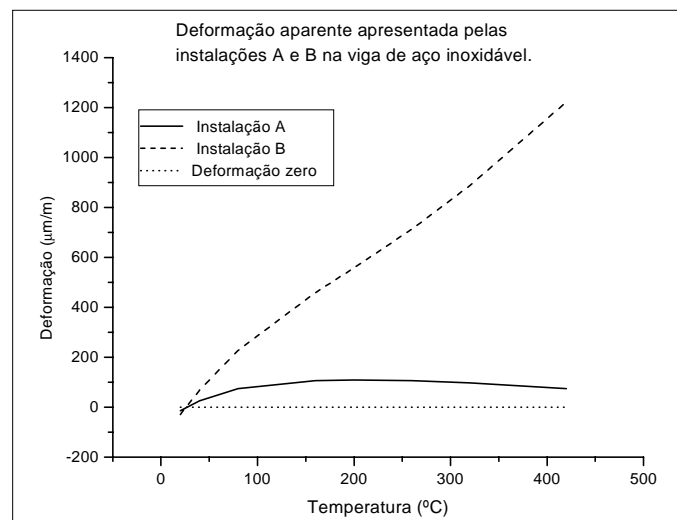


Figura 5. Deformação aparente apresentada pelas instalações A e B na viga de aço inoxidável.

As Figuras 6 e 7 mostram o comportamento das instalações A e B na viga de aço carbono com cargas de 4 kgf e 10 kgf, respectivamente.

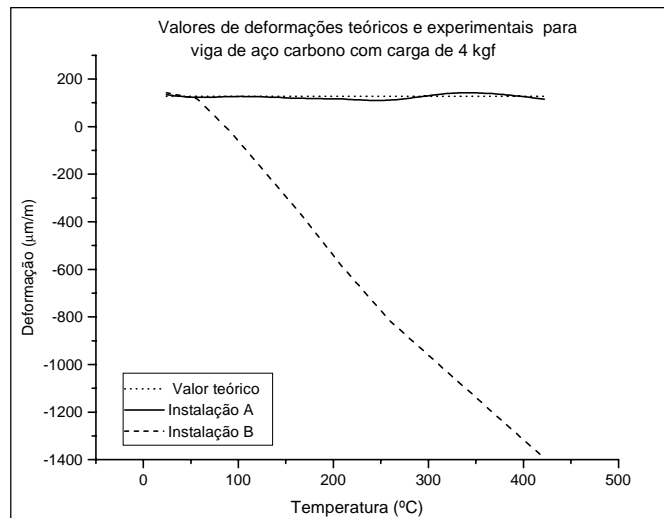


Figura 6. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço carbono com carga de 4 kgf.

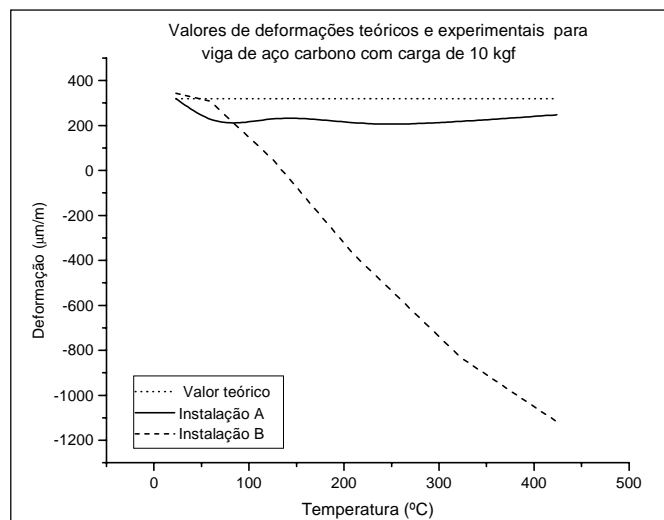


Figura 7. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço carbono com carga de 10 kgf.

As Figuras 8 e 9 mostram o comportamento das instalações A e B na viga de aço inoxidável com cargas de 4 kgf e 10 kgf, respectivamente.

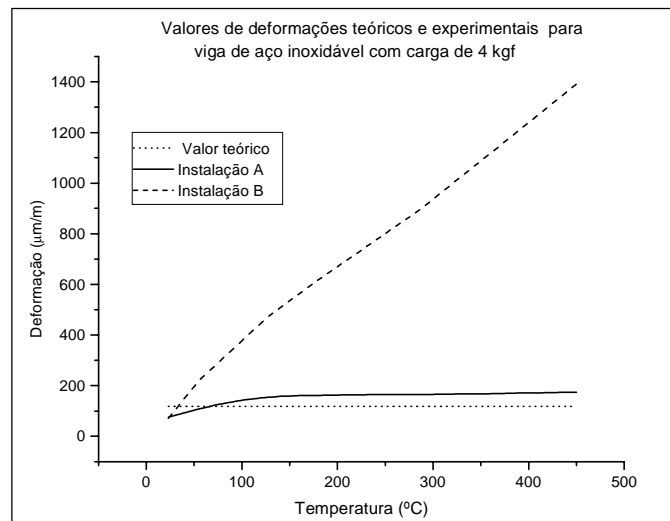


Figura 8. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço inoxidável com carga de 4 kgf.

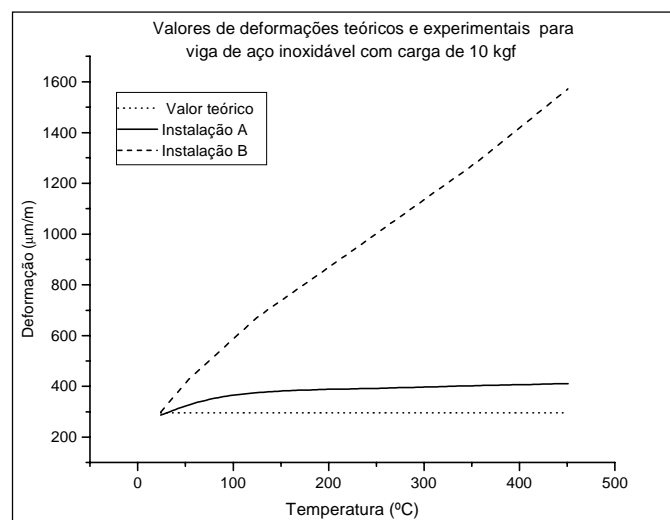


Figura 9. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço inoxidável com carga de 10 kgf.

## 6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Como pode ser visto na Figura 3, tanto a instalação A quanto a instalação B, apresentam um bom desempenho para medição de deformações na temperatura ambiente.

Os valores de deformação aparente obtidos com a instalação A mostram a eficiência da mesma, na eliminação do efeito da temperatura sobre a instalação extensométrica. Para a instalação A, na faixa de temperaturas entre 40°C e 420°C, e, admitindo-se os valores absolutos para deformação aparente, o percentual de redução da mesma está entre 95% e 98% para a viga de aço carbono e entre 90% e 98% para a viga de aço inoxidável, Figuras 4 e 5.

A diferença observada entre os valores calculados e os valores experimentais obtidos na instalação B deve-se, provavelmente, à grande rigidez do sistema de fixação do extensômetro passivo, o que restringiu sua mobilidade além do esperado.

A instalação A, apresentou resultados pouco diferentes dos valores calculados tanto para o aço inoxidável quanto para o aço carbono, Figuras 6 a 9. É importante observar que a diferença manteve-se constante para cada carga durante a variação de temperatura.

## 7. CONCLUSÕES

Embora a teoria mostre a viabilidade do uso de extensômetros móveis na medição de deformações em estruturas ou componentes submetidos a altas temperaturas, deve-se pesquisar métodos que garantam a total mobilidade dos mesmos.

Os resultados mostram que, para se medir deformação em componentes ou estruturas submetidos a altas temperaturas, os melhores resultados são obtidos quando se fixam (soldagem por descarga capacitiva) os extensômetros no mesmo campo de temperatura, instalação A.

O melhor desempenho na medição de deformação em função de carga e temperatura foi obtido na instalação A em viga de aço carbono.

## 8. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à FINEP – Financiadora de Estudos e Projetos – pelo suporte financeiro dado à esta pesquisa sob contrato número RECOPE 7798031700, referência 1567/96.

## 9. REFERÊNCIAS

- Beer, F. P., Johnston, E. R., 1982, “Resistência dos Materiais”, São Paulo, SP, McGrall-Hill.
- Dally, James W. & Riley, William F., 1978, “Experimental Stress analysis”, 2ed. New York, NY, McGrall-Hill.
- Hannah, R. L., Reed, S. E., 1992, “Strain Gage User’s Handbook”, Bethel, USA, Elsevier Science Publishers Ltda and Society of Experimental Mechanics.
- Sergeev, A, Hursudov, G.H., Senin, V.S., Mijlev, JU.K., Maslov, S.V., Comitê Governamental da Rússia para Normalização, 1989, “Cálculos e testes em Resistência Mecânica”, Centro de Investigações Científicas da URSS para Normalização e Estruturação de Máquinas, Moscou.
- Schenk, , 1972, “Une Solution à Léxtensométrie Haute Temperature: Le procedé Rokide”, France: Mesures.

## **RESPOSTAS CAÓTICAS EM UM SISTEMA ELETRO-MECÂNICO NÃO IDEAL**

### **Débora Belato**

DPM, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP,  
C.P. 6122, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: belato@fem.unicamp.br.

### **Hans Ingo Weber**

DEM, Pontifícia Universidade Católica - PUC, CEP 22453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

### **José Manoel Balthazar**

Instituto de Geociências e Ciências Exatas, UNESP,  
C.P. 178, CEP 13500-230, Rio Claro, SP, Brasil

### **João Maurício Rosário**

DPM, FEM, UNICAMP, C.P. 6122, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil.

### **Resumo**

Quando se considera a influência do movimento do sistema oscilatório sobre a fonte de energia nas equações que regem o movimento de um sistema, tal sistema é chamado não ideal. Neste trabalho é investigado um sistema não ideal particular que consiste em um pêndulo simples cujo o ponto suporte é vibrado ao longo de uma guia horizontal por um motor de corrente contínua considerado de potência limitada. O movimento do motor é transmitido para o pêndulo por meio de um mecanismo biela-manivela. Nestas condições detecta-se movimentos caóticos nas oscilações do pêndulo quando um parâmetro de controle é variado próximo a região de ressonância fundamental. Este fenômeno é analisado variando-se um dos parâmetros do pêndulo, onde verifica-se que a forma do atrator permanece com as mesmas características topológicas.

**Palavras-chave:** Dinâmica não linear, Sistema não ideal, Atrator caótico.

## **1. INTRODUÇÃO**

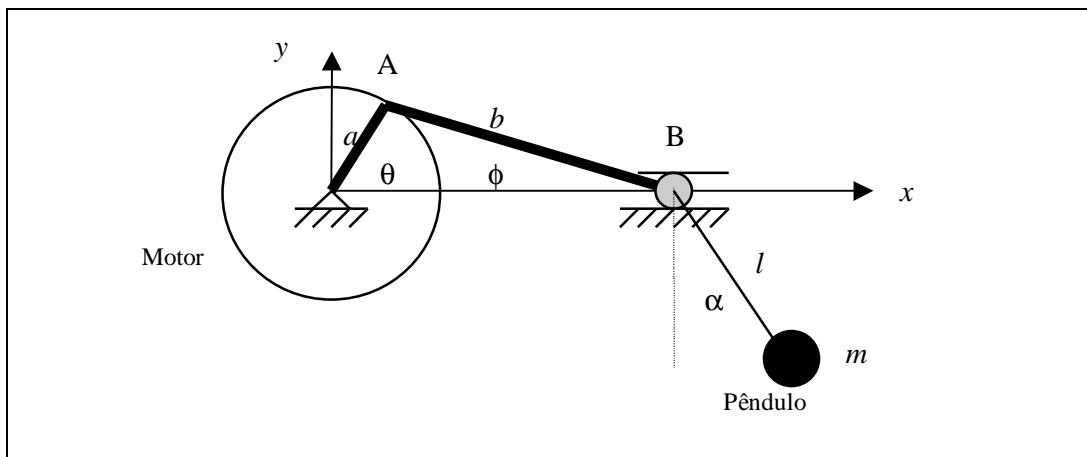
Nas últimas duas décadas a análise de sistemas dinâmicos não lineares tem se resumido no estudo de equações simplificadas obtidas através de algumas suposições feitas durante o modelamento do mecanismo adotado. Muitas vezes, estas suposições fazem com que a força externa não sofra qualquer influência do sistema oscilatório quando o mecanismo está em operação. Neste caso, os fenômenos não lineares que aparecem estão relacionados apenas com a performance do sistema oscilatório e o sistema é chamado ideal. No entanto, pode ser que em certas ocasiões de funcionamento estas simplificações possam afetar a análise final dos resultados, fazendo com que uma análise mais detalhada do mecanismo seja necessária.

Sabe-se que o caos representa uma estreita faixa de soluções sobre a curva de ressonância de um determinado mecanismo, Belato e outros (1999), e esta faixa pode ser diminuída ou aumentada de acordo com a escolha dos parâmetros das equações de movimento durante sua

integração. Por isso, alterações mínimas nas equações de movimento podem modificar os resultados finais na região onde as soluções caóticas dominam, tendo-se necessidade de um melhor equacionamento do mecanismo em questão. Uma maneira de se fazer isso é incluir as interações dinâmicas existentes no sistema nas equações de movimento, fazendo com que o mecanismo funcione com uma fonte de energia não ideal.

Uma fonte de energia é chamada não ideal, quando as equações de movimento do sistema considera a influência do sistema oscilatório sobre a fonte de energia, ou seja, a fonte de energia é de potência limitada. Neste caso, o movimento do sistema oscilatório interagirá com o movimento do motor e vice-versa, aumentando a complexidade do sistema já que oscilações anteriormente desprezadas são agora consideradas.

Neste trabalho, é analisado um sistema não linear particular consistindo de um pêndulo simples cujo ponto suporte é vibrado ao longo de uma guia horizontal através de uma biela-manivela forçada por um motor de corrente contínua de potência limitada, Figura 1.



**Figura 1.** Esquema do mecanismo eletromotor-pêndulo

Este sistema apresenta comportamento complexo quando um parâmetro de controle é variado, Belato (1998), e o comportamento do atrator caótico obtido próximo a região de ressonância fundamental será investigado quando vários parâmetros são variados. O trabalho é organizado como segue: na seção II, é feita a derivação das equações de movimento para o sistema eletromotor-pêndulo; na seção III, é apresentada os principais resultados numéricos e na seção IV, é apresentada as conclusões.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O mecanismo consiste de um pêndulo cujo o ponto suporte A é vibrado ao longo de uma guia horizontal por um motor de corrente contínua, cuja equações de movimento simplificadas são dadas por (Veja detalhes em Belato e outros (1999)):

$$\begin{aligned} V(t) &= RI(t) + K_E \dot{\theta}(t) \\ M_{\text{MOTOR}} &= K_T I(t) - c_m \dot{\theta} \end{aligned} \quad (1)$$

onde  $V(t)$  é a voltagem do motor,  $I$  é a corrente,  $R$  é a resistência elétrica,  $K_T$  é a constante de torque,  $K_E$  é a constante da voltagem e  $c_m$  é a constante para o coeficiente de perda interna no motor.

Portanto, as equações de movimento do mecanismo eletromotor-pêndulo são dadas por:

$$(J + \beta_4 F^2 \sin^2 \alpha) \theta'' = \beta_1 - (\beta_2 + \beta_3 F^2) \theta' - \beta_4 \sin^2 \alpha F F' \theta' - \beta_5 F (\cos \alpha + \alpha'^2) \sin \alpha \quad (2)$$

$$\alpha'' + \sin \alpha = \epsilon_2 (F \theta'' + F' \theta') \cos \alpha - \beta_6 \alpha'$$

onde  $F = \left[ 1 + \frac{\epsilon_1 \cos \theta}{(1 - \epsilon_1^2 \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \sin \theta$ ,  $F' = \frac{dF}{dt^*}$  e  $\epsilon_1 = \frac{a}{b}$ . A seguinte transformação foi usada:  $t^* = \omega_0 t$ ,  $t^*$  é o tempo adimensional,  $\omega_0$  é a frequência natural do pêndulo,  $\beta_1$  é o parâmetro de controle,  $\beta_2 = \frac{K_E K_T}{R \omega_0} + \frac{c_m}{\omega_0}$ ,  $\beta_3 = \frac{c_3 a^2}{\omega_0}$ ,  $\beta_4 = m a^2$ ,  $\beta_5 = m a l$ ,  $\beta_6 = \frac{\mu_l}{\omega_0 m l^2}$ ,  $\epsilon_2 = \frac{a}{l}$ , com  $\theta'$  velocidade rotacional do motor,  $\alpha$  é o deslocamento angular do pêndulo,  $J$  é o momento de inércia do rotor do motor,  $m$  é a massa do pêndulo,  $l$  é o comprimento do pêndulo,  $c_3$  é o coeficiente de amortecimento para a fricção no pino A,  $\mu_l$  é coeficiente de amortecimento para fricção sobre o pêndulo e as linhas denotam as derivadas em relação a  $t^*$ .

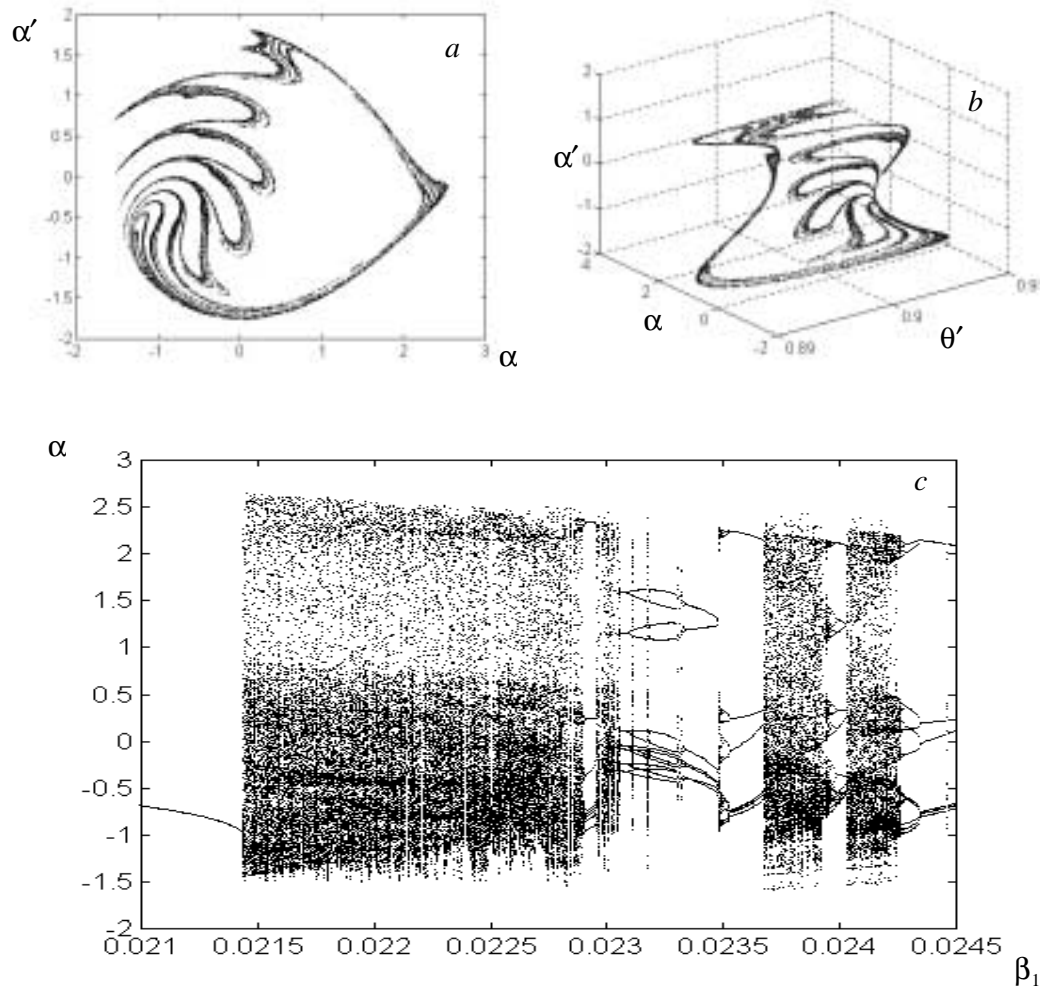
### 3. RESULTADOS NUMÉRICOS

As simulações numéricas foram feitas no Simulink Toolbox do Matlab™, adotando-se  $\beta_1$  como um parâmetro de controle,  $\beta_3 = 0$ ,  $J = 0.001655$ ,  $\beta_6 = 0.001$  e variando-se os parâmetros  $\beta_2$ ,  $\beta_4$ ,  $\beta_5$ ,  $\epsilon_1, \epsilon_2$ , com as condições iniciais  $\alpha(0) = \alpha'(0) = 0$  e  $\theta(0) = \theta'(0) = 0$ . O integrador numérico é o Runge-Kutta de quarta ordem com passo variável.

Observa-se que a perda de estabilidade do sistema, próxima à região de ressonância fundamental, ocorre devido a uma bifurcação sela-nó, onde com um pequeno aumento do valor do parâmetro de controle leva à uma colisão da solução estável (movimento periódico), com uma instável localizada próxima ao ponto de deslocamento angular do pêndulo dado por  $\alpha_c = \pi/2$ . Esta solução instável (sela) aparece no sistema devido à excitação horizontal do ponto suporte do pêndulo sendo a causa principal de perda de estabilidade neste sistema, quando o valor do parâmetro de controle é aumentado. O sistema perde estabilidade destruindo o atrator periódico não ressonante dando origem a um atrator caótico, através de uma *boundary crisis*. Em outro sentido, quando o valor do parâmetro de controle é diminuído a perda de estabilidade ocorre através de uma crise interior levando ao caos. Os valores de bifurcação dependem da escolha dos parâmetros acima definidos e isto não será explorado neste trabalho.

Na figura 2 é apresentado o atrator caótico definindo  $\beta_2 = 0.0245$ ,  $\beta_4 = 4,9 \cdot 10^{-4}$ ,  $\beta_5 = 0.0021$ ,  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.2333$  e  $\beta_1 = 0.022$ , e o correspondente diagrama de bifurcação. O atrator caótico é obtido em um mapa de Poincaré tridimensional, calculado toda vez que a trajetória do sistema intersecciona o plano  $\theta = 0$ , sendo que sua projeção sobre o plano  $\alpha' \times \alpha$  é dada na figura 2a. Nota-se que o atrator tem seu movimento restrito ao poço potencial cujo o mínimo é determinado pelos pontos  $(\alpha, \alpha') = (0, 0)$ . As partes protuberantes da figura (também conhecidas como “dedos”), se alongam de maneira que tendem a se encontrarem em um mesmo ponto, como visto na figura 2b, em três dimensões. Estes alongamentos determinam a limitação do atrator, pois quando alcançam a velocidade crítica do pêndulo dada por  $\alpha' \approx 2$ , ocorre o escape do pêndulo do poço potencial. No entanto a estrutura do

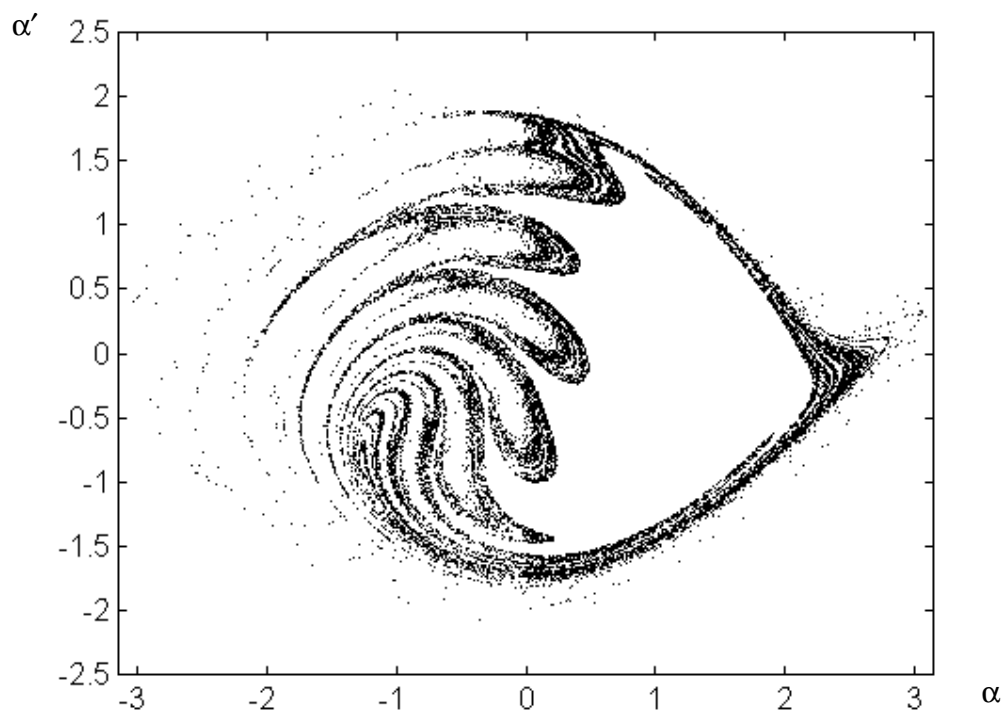
atrator permanece com as mesmas características iniciais, embora seu movimento tenda a se tornar ilimitado quando os valores dos parâmetros escolhidos diminuem.



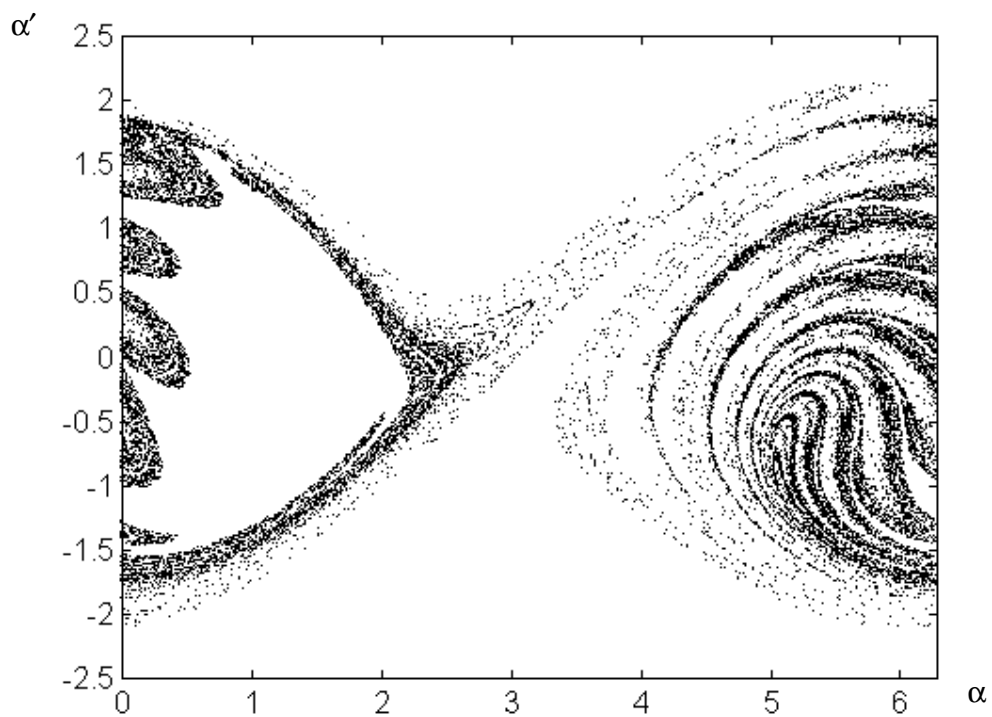
**Figura 2.** Os valores dos parâmetros são:  $\beta_2 = 0.0245$ ,  $\beta_4 = 4,9 \cdot 10^{-4}$ ,  $\beta_5 = 0.0021$ ,  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.2333$ . (a) Mapa de Poincaré do atrator caótico dentro de um único poço potencial quando  $\beta_1 = 0.022$ . Este mapa é obtido pela projeção do mapa de Poincaré tridimensional sobre o plano  $\alpha' \times \alpha$ . (b) Mapa de Poincaré tridimensional. (c) Diagrama de bifurcação.

A figura 3 mostra o atrator ilimitado quando  $\beta_2 = 0.0245$ ,  $\beta_4 = 3,43 \cdot 10^{-4}$ ,  $\beta_5 = 0.0015$ ,  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.2333$  e  $\beta_1 = 0.022$ . Quando os valores destes parâmetros são diminuídos ocorre um preenchimento nos poços potenciais caracterizados por um aumento na dispersão dos pontos no mapa de Poincaré. Neste caso, o atrator consegue escapar do poço potencial quando o valor crítico da velocidade do pêndulo é alcançado, visitando aleatoriamente qualquer outro poço potencial. Neste instante o atrator é ilimitado, mas mesmo assim possui uma estrutura topológica similar ao anterior, dada pela figura 2, e aos atratores obtidos nas figuras 4 e 5. Os “dedos” tendem a se movimentar de maneira a preencher cada vez mais o interior do espaço de estado, e esta dispersão irregular dos pontos mostra um aumento da velocidade de oscilação do pêndulo.

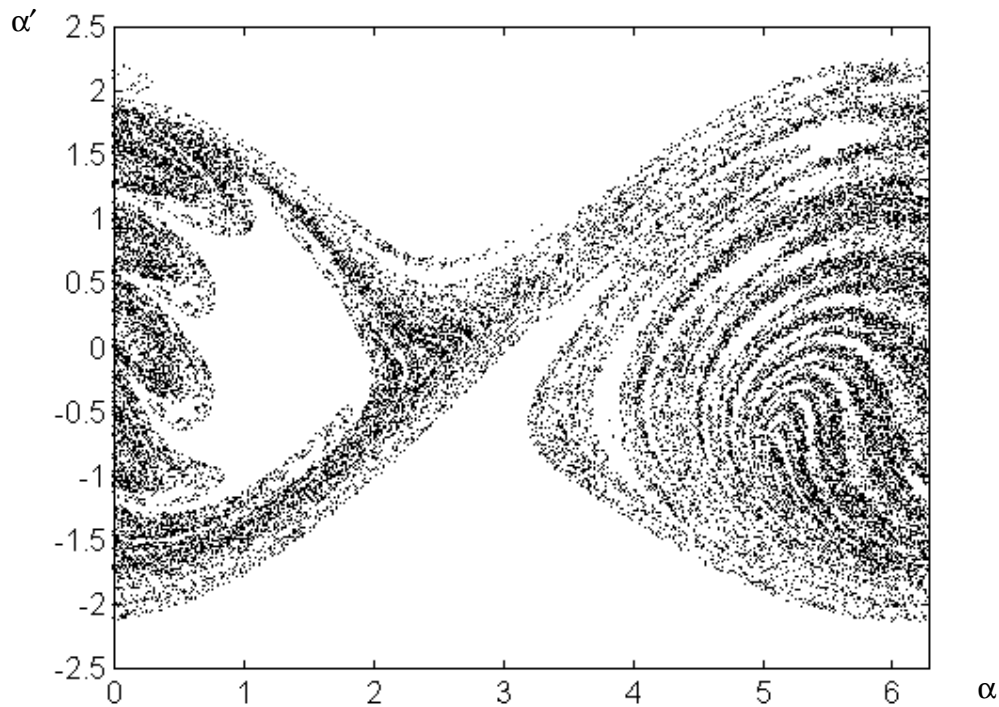




**Figura 3.** Atrator caótico obtido quando:  
 $\beta_2 = 0.0245$ ,  $\beta_4 = 3,43 \cdot 10^{-4}$ ,  $\beta_5 = 0,0015$ ,  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,2333$  e  $\beta_1 = 0.022$



**Figura 4.** Atrator caótico obtido quando:  
 $\beta_2 = 0.0245$ ,  $\beta_4 = 2,45 \cdot 10^{-4}$ ,  $\beta_5 = 0,0011$ ,  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,2333$  e  $\beta_1 = 0.022$



**Figura 5.** Atrator caótico obtido quando:

$$\beta_2 = 0.02, \beta_4 = 1,25 \cdot 10^{-4}, \beta_5 = 5 \cdot 10^{-4}, \epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,25 \text{ e } \beta_1 = 0.018$$

#### 4. CONCLUSÕES

Um sistema dinâmico particular não ideal é analisado através de simulação numérica. Próximo a região de ressonância fundamental, a perda de estabilidade ocorre devido a presença de uma boundary crisis (quando o valor do parâmetro de controle é aumentado) e através de uma crise interior (quando o valor do parâmetro de controle é diminuído), sendo que ambos os eventos levam ao caos. A investigação é feita variando-se vários parâmetros simultaneamente mostrando que a estrutura topológica do atrator caótico permanece quase a mesma, ou seja, é similar em todos os casos estudados. Observa-se também que a dispersão dos pontos sobre o plano de estado se torna maior quanto menor forem os valores adotados para os parâmetros.

#### 5. AGRADECIMENTO

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do estado de São Paulo) pelo apoio e suporte financeiro para o desenvolvimento deste trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Belato D., 1998, “Não Linearidades do eletro-pêndulo”. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Brasil, 128p.

- Belato D., Weber H.I., Balthazar J.M., Mook D.T., 1999, “Chaotic Vibration of a Nonideal Electro-Nonideal Electro-Mechanical System”, in *Applied Mechanics in the Americas*, P.B.Gonçalves, I. Jasiuk, D. Pamplona, C. Steele, H.I. Weber and L. Bevilacqua - Editors, Published by AAM and ABCM, v. 7, p. 539-542.
- Nayfeh A.H., Mook D.T., 1979, “Nonlinear Oscillations”, John Wiley & Sons, New York.
- Stewart H.B. & Ueda Y., 1991, “Catastrophes with indeterminate outcome”, Proc. R. Soc. Lond. A, v.432, p.113-123.
- Thompson J.M.T., Bishop S.R. & Leung L.M., 1987, “Fractal basins and chaotic bifurcations prior to escape from a potential well”, Physics Letters A: v.121, n.3, p.116-120.
- Thompson J.M.T., 1989, “Chaotic phenomena triggering the escape from a potential well”, Proc. R. Soc. Lond. A, v.421, p.195-225.
- Van Dooren, R., 1996, “Chaos in a pendulum with forced horizontal support motion: a tutorial.”, Chaos, Solitons & Fractals, v.7, n. 1, p. 77-90.

# **ESTUDO DA FORÇA DE ATRITO DINÂMICA EM ENSAIO DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO A SECO**

**María Cristina Moré Farías**

**Marcia Marie Maru**

**José Francisco dos Santos**

**Linilson Rodrigues Padovese**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica,  
São Paulo, SP, Brasil. E-mail:[crffer@usp.br](mailto:crffer@usp.br)

## **RESUMO**

Nos ensaios de deslizamento, é comum observar-se sons audíveis acompanhando o processo de atrito e desgaste. Isso sugere presença de flutuações dinâmicas de forças e movimentos na região do contato. Entre os parâmetros que podem provocar flutuações da força de atrito em ensaios de deslizamento, tem-se as vibrações introduzidas no sistema durante os ensaios, originadas do próprio equipamento e/ou pela interação entre as asperezas no contato entre as amostras. Este trabalho apresenta uma caracterização dinâmica da força de atrito de ensaios a seco em equipamento pino-contra-disco, relacionando-a com a força de atrito média e com os mecanismos de desgaste. Como principais resultados, notou-se que as frequências observadas no espectro de densidade de potência do sinal da força de atrito não dependeram da velocidade de rotação e estão relacionadas com os mecanismos de desgaste atuantes. Notou-se ainda uma modulação das amplitudes das frequências dominantes com o nível de força de atrito média em função da velocidade de rotação. Essas observações evidenciaram que o sinal da força de atrito analisado dinamicamente mostrou ser sensível às variações nos resultados tribológicos quanto ao atrito e mecanismos de desgaste do par ensaiado.

**Palavras-chave:** Vibração, Atrito, Desgaste, Análise de sinais

## **1. INTRODUÇÃO**

O deslizamento relativo de dois corpos em contato é geralmente acompanhado de um som audível, e tais sons são indicativos da presença de flutuações dinâmicas de forças e movimentos na região de contato, que são de natureza aleatória.

É conhecido que os resultados de atrito e desgaste de pares de materiais apresentam elevada dispersão, o que é muitas vezes atribuído à natureza aleatória dos fenômenos envolvidos na interação entre corpos.

Uma causa para a dispersão encontrada nos resultados tribológicos pode ser atribuída ao desconhecimento do conteúdo dinâmico dos parâmetros envolvidos no atrito e desgaste. Entre esses parâmetros dinâmicos, citam-se a rugosidade das amostras, a dinâmica das interações entre asperezas no contato das amostras, e as flutuações dinâmicas devido a vibrações provocadas pela excitação estrutural da máquina. Devido a essas excitações, podem ocorrer flutuações de forças e movimentos tanto na direção normal como tangencial às amostras.

Essas flutuações afetariam as medições de força de atrito, produzindo dispersões nos resultados tribológicos de atrito e desgaste.

A contínua formação e quebra das junções das asperezas resulta em flutuações na força de atrito, mesmo sob carga normal constante e vibrações na direção normal ausentes, tendo o fenômeno de atrito uma natureza estatística (Soom e Kim, 1983).

Segundo Kumar e Swarnamani (1997), as vibrações induzidas pela força de atrito gerada entre superfícies em contato dependem da combinação dos materiais em contato, dos parâmetros experimentais, como carga e velocidade, e especificamente das características do sistema de ensaio tais como frequência natural, inércia das fixações e componentes. Dessa forma, mudanças nas superfícies em contato poderiam ser detectadas pelo monitoramento das vibrações.

## 2. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo caracterizar dinamicamente o sinal da força de atrito obtido em ensaios de desgaste por deslizamento rotativo a seco, realizados em máquina tipo pino-contra-disco, em função da velocidade de rotação. Outro objetivo é relacionar as informações contidas nos espectros do sinal dinâmico da força de atrito com os respectivos valores médios de força de atrito e com os mecanismos de desgaste observados.

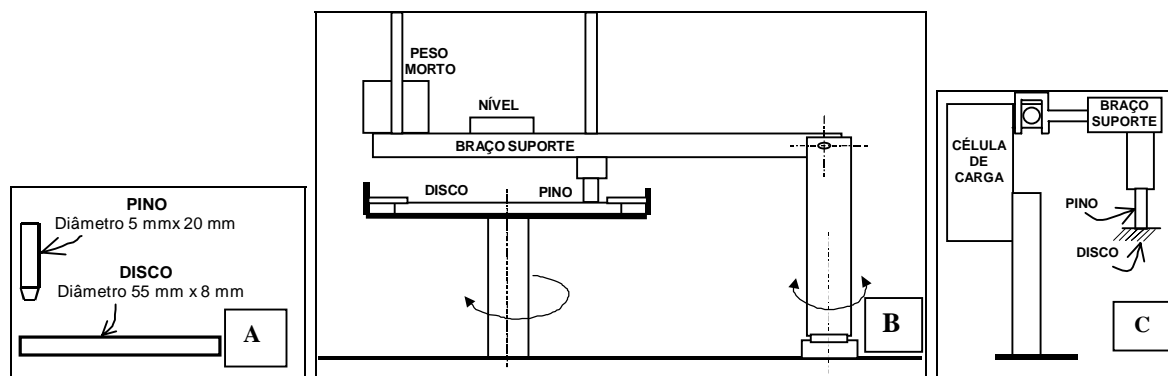
## 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Os materiais utilizados para os ensaios foram pinos cilíndricos de extremidade cônica (ângulo de 45°) e discos planos, ambos de material cerâmico ( $Al_2O_3$ ) e com acabamento retificado na face de ensaio. A Figura 1A mostra a geometria das amostras utilizadas.

### 3.1 Equipamento de ensaio de desgaste e instrumentação para aquisição de sinal

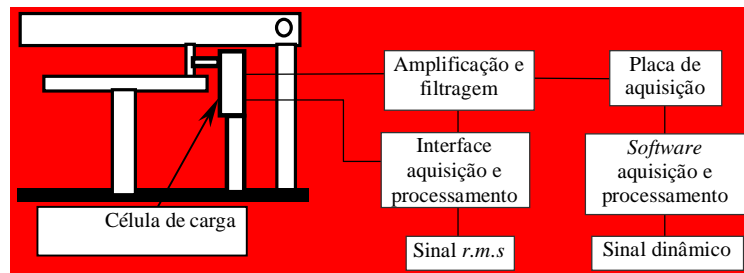
O equipamento de ensaio de desgaste utilizado foi do tipo pino-contra-disco rotativo, com aplicação de carga normal por sistema de peso morto, conforme esquema mostrado na Figura 1B. A Figura 1C mostra o esquema de fixação da célula de carga utilizada para a medição de força de atrito.

Utilizou-se uma célula de carga tipo viga com 4 extensômetros de 350 ohms montados em ponte de *Wheatstone*. Essa célula é posicionada na máquina de modo a resistir à força tangencial atuante no pino, conforme mostrado na Figura 1C.



**Figura 1:** A) Geometria das amostras utilizadas nos ensaios. B) Equipamento tipo pino-contra-disco. C) Detalhe de montagem da célula de carga para aquisição do sinal de atrito.

A Figura 2 mostra um diagrama de blocos da instrumentação utilizada para a aquisição do sinal da força de atrito.



**Figura 2:** Diagrama de blocos da instrumentação utilizada para a obtenção do sinal da força de atrito (*r.m.s.* do sinal e sinal dinâmico).

Observa-se que foram utilizados dois métodos de aquisição da força de atrito, um para o *r.m.s.* (*root mean square*) do sinal e outro para o sinal dinâmico.

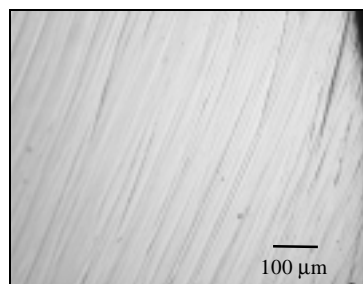
O *r.m.s.* do sinal, identificado como sinal rms, é relativo aos valores médios da força de atrito em unidades de newtons, e foram obtidos utilizando-se a interface e o *software* próprios do fabricante do equipamento de ensaio de desgaste (*Plint & Partners*).

O sinal dinâmico é adquirido em volts, e representa as flutuações dinâmicas da força de atrito, utilizado para análise espectral. Para a obtenção do sinal dinâmico da força de atrito, utilizou-se um circuito de amplificação e filtragem, e placa de aquisição PCI 6110E (*National Instruments*).

### 3.2 Ensaios de desgaste e aquisição de sinal

As condições de ensaio de deslizamento utilizadas foram temperatura ambiente (24 °C), umidade relativa de 56 %, carga normal de 5,8 N e velocidades de rotação do disco na faixa de 50 a 350 rpm. O raio da trilha do pino sobre o disco foi de 15 mm. Foram estudadas amostras em três condições de superfícies:

- Série A - não desgastadas, com pino lixado e disco retificado, realizando-se um assentamento inicial do pino sobre o disco com lixas de granulometrias até 320 *mesh*. A superfície do pino está mostrada na Figura 3.



**Figura 3:** Foto obtida por microscopia óptica da superfície inicial do pino nos ensaios da Série A.

- Série B - previamente desgastadas através de ensaios por um ciclo de deslizamento com velocidades de rotação na faixa de 50 a 350 rpm. Para essa série, a área de contato da amostra de pino foi ligeiramente rotacionada em relação à área estabelecida na Série A.

- Série C - desgastadas através de ensaios por um longo ciclo de deslizamento, superior à Série B, com velocidades de rotação na faixa de 50 a 350 rpm.

Os ensaios foram realizados em uma seqüência crescente de velocidades; e para cada velocidade de rotação adquiriu-se o sinal rms e o sinal dinâmico em regime de atrito estacionário.

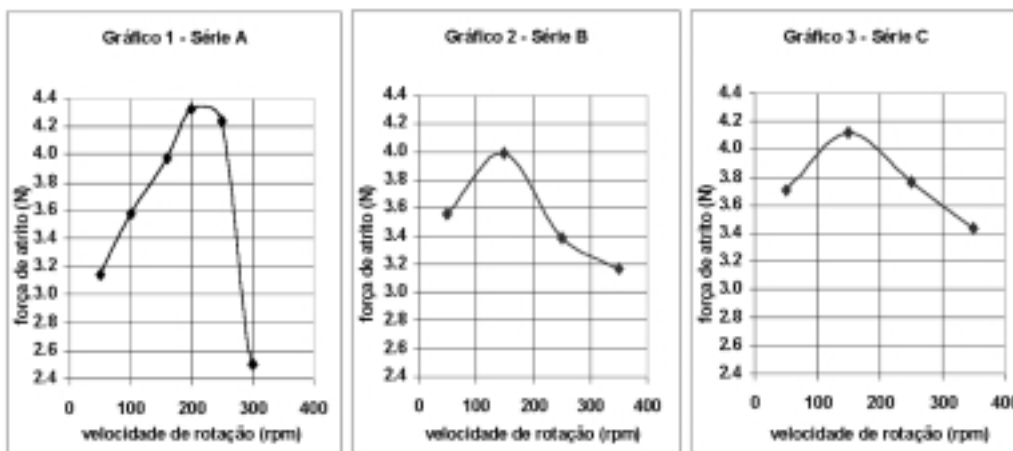
Quanto à obtenção do sinal rms, o sistema de aquisição do fabricante do equipamento de ensaio de desgaste adquire dados a cada 0,1 segundo, equivalente a um sinal com taxa de aquisição de 10 Hz. Portanto, a banda de frequência útil é de 0 a 5 Hz no máximo (teorema de Nyquist; Bendat, 1958).

Quanto à obtenção do sinal dinâmico, realizou-se aquisição do sinal com distância de amostragem constante de  $3,14 \times 10^{-5}$  m e 30000 pontos (equivalente a dez rotações do pino sobre o disco). Isso foi realizado com o objetivo de se verificar e caracterizar influências das interações entre os microcontatos durante o deslizamento no sinal da força de atrito. Foram obtidos também sinais relativos ao equipamento parado e sinais de ensaios sem contato na faixa de velocidades de rotação especificada. Cada sinal teve sua densidade espectral de potência (DEP) calculada através do método de Welch (Bendat, 1958) utilizando-se uma janela de observação de 6000 pontos.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Força de atrito média e mecanismos de desgaste

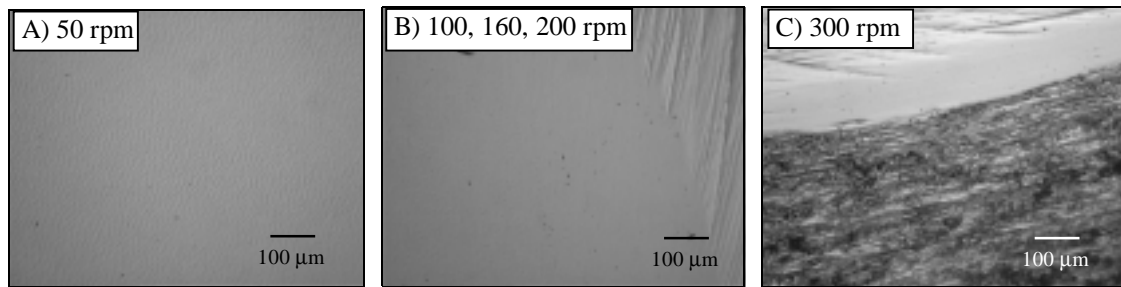
A Figura 4 mostra a força de atrito média (média aritmética dos valores contidos no sinal rms) em função da velocidade de rotação para três séries de ensaios.



**Figura 4:** Gráficos da força de atrito média em função da velocidade de rotação do disco para as três séries de ensaios de desgaste.

Em todos os gráficos pode-se notar um ponto de inflexão na curva, o que seria um indicativo de ocorrência de uma mudança de mecanismo de desgaste em função da velocidade de rotação na faixa estudada.

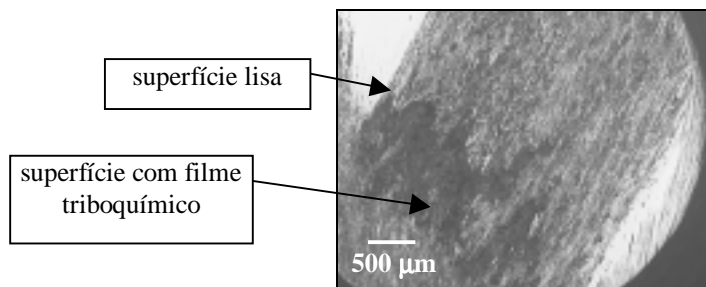
Na Série A de ensaios de desgaste, foi possível notar que a superfície ensaiada do pino apresentou várias morfologias em função da velocidade de rotação do disco, conforme visto na Figura 5, o que evidencia a ocorrência de mudança de mecanismo de desgaste na faixa de velocidades ensaiada.



**Figura 5:** Fotos obtidas por microscopia óptica da superfície de ensaio do pi no cerâmico referentes ao gráfico 1 da Figura 4.

A Figura 5A mostra que, no ensaio a 50 rpm, houve um mecanismo de desgaste com produção de ondulações na superfície do pino. Já a Figura 5B mostra que os ensaios na faixa de 100 a 200 rpm resultaram em pinos com superfícies polidas. A Figura 5C mostra que a superfície do pino ensaiado na rotação de 300 rpm se apresentou escurecida, o que seria um indicativo de que houve produção de filme por reações triboquímicas durante o ensaio. A formação de filme pode ter sido a causa da diminuição do atrito, conforme mostrado na Figura 4, Série A, onde o valor médio da força de atrito diminuiu de 4,30 para 2,50 N. Essa diminuição do atrito pode estar relacionada à ocorrência de lubrificação das superfícies devido à formação do filme triboquímico. Essa série de ensaios mostrou que houve uma evolução dos mecanismos de desgaste em função da velocidade de rotação.

A Série B de ensaios de desgaste foi realizada em seqüência à Série A, rotacionando-se ligeiramente o pino, com o que obteve-se uma variação da área de contato com o disco. A Figura 6 apresenta a superfície final do pino, após o ensaio a 350 rpm, e nota-se características semelhantes à superfície final do pino ensaiado na Série A.



**Figura 6:** Superfície final do pino cerâmico após ensaios da Série B. Microscopia óptica.

Nota-se pela Figura 4 que a curva de força de atrito dos ensaios da Série C apresentou-se semelhante à curva da Série B. Entretanto, a superfície final do pino ensaiado na Série C apresentou várias microfraturas na região de contato, evidenciando a ocorrência de um mecanismo de desgaste distinto das Séries A e B. Este mecanismo de microfratura estaria relacionado à ocorrência de uma transição de mecanismo de desgaste, de moderado (incluindo formação de ondulações e filme triboquímico) para severo, correspondente à ocorrência de microfraturas. Mecanismos de desgaste semelhantes, para o contato cerâmico entre  $\text{Al}_2\text{O}_3$  e  $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$ , foram observados por Kumar e Swarnamani (1997). De acordo com Hutchings (1992), esta transição de mecanismo pode ocorrer em função da velocidade de deslizamento, carga normal ou umidade relativa.



## 4.2 Análise de sinais dinâmicos

Foram realizadas aquisições do sinal de força de atrito com o equipamento parado e o disco girando (nas velocidades de rotação utilizadas nos ensaios) estando o pino e disco sem contato. Nesse caso, os espectros mostraram apenas componentes espectrais devidas à alimentação elétrica, com amplitudes muito pequenas e irrelevantes para os ensaios de desgaste.

A Figura 7 mostra os gráficos da função densidade espectral de potência do sinal dinâmico da força de atrito para cada rotação, obtido para a Série A de ensaios de desgaste.

Note-se na Figura 7 que, para 50 rpm, a frequência dominante no espectro foi de **210 Hz**; isto provavelmente está relacionado à ocorrência do mecanismo de desgaste com formação de ondulações, conforme observado no exame por microscopia óptica da superfície do pino (vide Figura 5A).

Já nos espectros correspondentes às rotações de 100 a 250 rpm, é visualizada uma componente de frequência em **56 Hz**, constante para essa faixa de rotações. Nessas condições, o mecanismo de desgaste manteve-se constante, com produção de superfícies lisas, conforme visto na Figura 5B. Nesse caso, observa-se que as amplitudes correspondentes à frequência de 56 Hz são moduladas pelas condições do contato em função da velocidade, visto que há um ponto de inflexão quanto à amplitude nos espectros em função da velocidade, da mesma forma que ocorre no gráfico 1 da Figura 4 da força de atrito média nessa faixa de velocidades.

O espectro correspondente ao ensaio a 300 rpm mostra a presença de uma frequência ao redor de **295 Hz**. Isso pode ser uma frequência estrutural do equipamento, e a sua excitação pode estar relacionada à formação de filme triboquímico na superfície do pino, conforme visto na Figura 5C.

Aquisições do sinal de força de atrito durante os ensaios da Série B também mostraram frequências características em **25 e 56 Hz** e componentes de menor amplitude na faixa de **200 a 250 Hz**, presentes em todas as velocidades ensaiadas, com amplitudes moduladas pelas condições do contato. Na Figura 6, nota-se que o contato ocorreu em uma região com mais de um mecanismo de desgaste, ou seja, com produção de região lisa e região com filme triboquímico. Nestas condições, o filme triboquímico formado a 300 rpm nos ensaios da Série A ainda continua presente, porém pode ter deixado de ser dominante no contato ou suas características podem ter sido modificadas. Isso explicaria a ausência do pico de 295 Hz nos espectros, que foi aparentemente substituído pela faixa de 200 a 250 Hz. Os resultados de análise espectral obtidos dos ensaios da Série B mostraram que ocorreu excitação das frequências do equipamento influenciada pelos mecanismos de desgaste no contato.

Os gráficos de densidade espectral de potência do sinal de força de atrito correspondentes à Série C de ensaios de desgaste mostraram um pico significativo de frequência em **148 Hz**, constante para todas as velocidades. Isto foi relacionado ao mecanismo de desgaste atuante no contato (com microfratura na superfície do pino). Também para essa série de ensaios, foi observado nos espectros que as amplitudes da frequência dominante foram moduladas pelas condições do contato em função da velocidade, visto que houve um ponto de inflexão na amplitude dessa frequência dominante em função da velocidade de rotação, semelhante ao visto no gráfico 3 da Figura 4. Essa observação confirma a existência de uma correlação das amplitudes da frequência dominante com os valores médios da força de atrito em função da velocidade de rotação para o mecanismo de desgaste com produção de microfraturas.

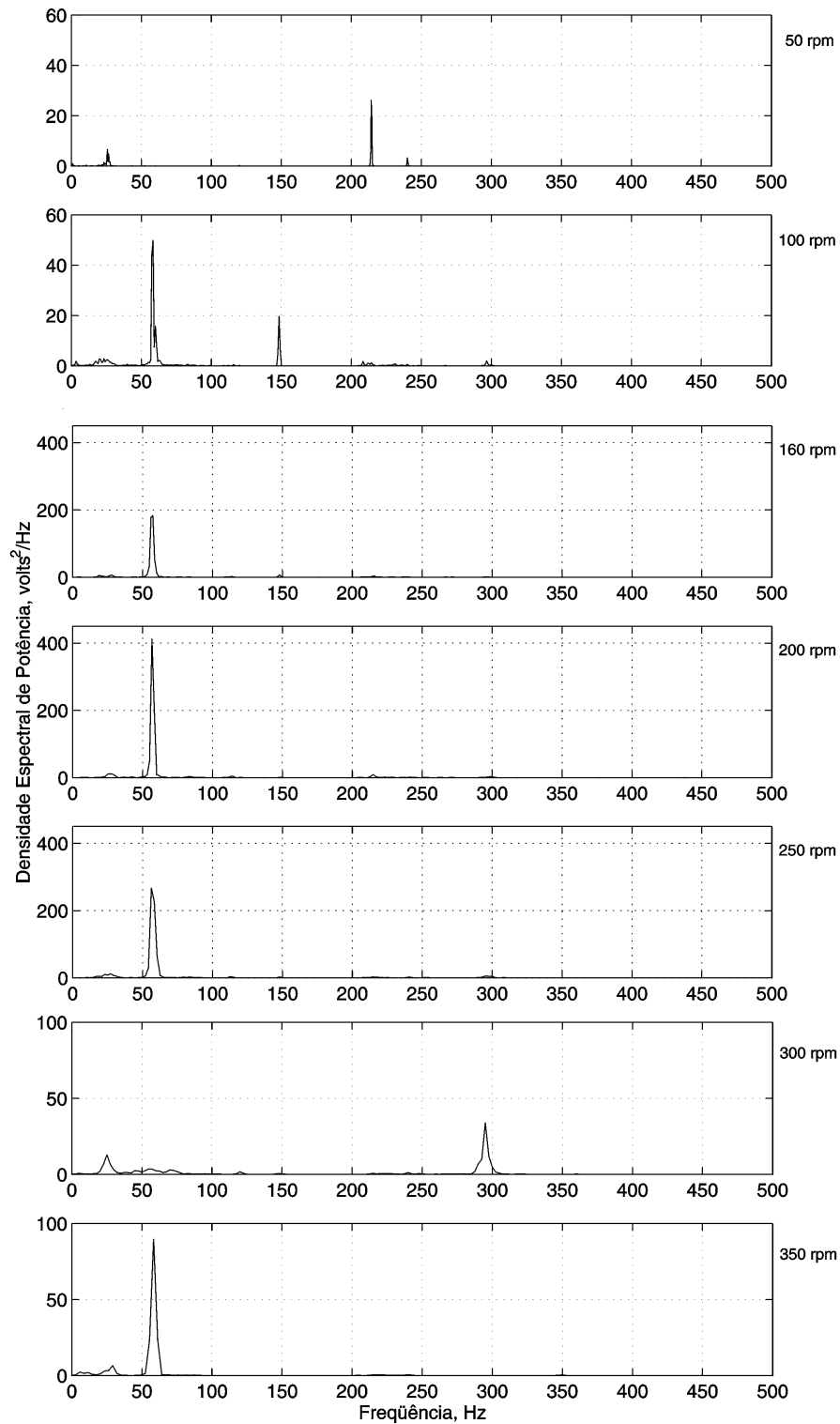


Figura 7: Densidade espectral de potência do sinal dinâmico da força de atrito correspondente à aquisição durante os ensaios da Série A. Observação: os gráficos foram plotados com escalas diferentes na ordena com a finalidade de obter uma melhor visualização das componentes de frequência.

## 5. CONCLUSÕES

Os resultados dos ensaios realizados com o par cerâmico nas condições especificadas mostraram que:

- O espectro do sinal de atrito não mostrou frequências acima de 500 Hz, indicando que o sensor não foi eficiente para responder nessa faixa de frequências.
- Na faixa de frequências observada (abaixo de 500 Hz) não houve evidência de influências de frequências relativas à interação entre asperezas, visualizando-se somente frequências independentes da rotação.
- As variações no espectro de frequências abaixo de 1000 Hz podem ser relacionadas a variação na dinâmica do equipamento, devido à mudança do tipo de interação entre as asperezas do contato causada por uma modificação do mecanismo de desgaste predominante.
- Nas séries de ensaios realizadas, podem ser excitadas uma ou mais frequências relativas ao equipamento de ensaio de desgaste, dependendo das características iniciais das superfícies em contato.
- Nas séries de ensaios realizadas, foi possível observar a maioria dos mecanismos de desgaste vistos em pares cerâmicos; porém, não se observou correlação das magnitudes de força de atrito média com mecanismos de desgaste presentes.
- Para uma mesma série de ensaios, foram vistos frequências independentes da velocidade de rotação, e portanto relativas ao equipamento; porém suas amplitudes foram dependentes tanto da velocidade de rotação como das condições do contato.
- As amplitudes das frequências podem ser correlacionadas com a força de atrito média nos ensaios de desgaste com ocorrência de um único mecanismo de desgaste.

## **6. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), processos nos. 97/12753-9 e 98/15987-3, pelo suporte financeiro, e à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) com o Programa de Apoio a Núcleos de Excelência (PRONEX 97), processo no. 203/97, pelo fornecimento das amostras cerâmicas.

## **7. REFERÊNCIAS**

- Hutchings, I.M., 1992, "Tribology: Friction and wear of engineering materials", Cap. 5.10: Wear of ceramics, Edward Arnold, London, pp. 116-122.
- Kumar, V.K.; Swarnamani, S., 1997, "Vibration monitoring in sliding wear of plasma sprayed ceramics", Wear, Vol. 210, Elsevier Science, pp. 255-262.
- Soom, A. Kim, C., 1983, "Interactions between dynamic normal and frictional forces during unlubricated sliding", Journal of Lubrication Technology, Transactions of the ASME, Vol.105, New York, pp.221-229
- Bendat, J. S, 1958, "Principles and applications of random noise theory", Wiley, New York, 431p.

# SISTEMA DE PROTEÇÃO TÉRMICA DA PLATAFORMA ORBITAL SARA

**Luís Eduardo Vergueiro Loures da Costa**

**Paulo Moraes Júnior**

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, Divisão de Sistemas Espaciais, 59072-970, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: [loures@iae.cta.br](mailto:loures@iae.cta.br)

## Resumo

A viagem de retorno à Terra de um veículo espacial constitui uma operação complexa em que muitos fatores devem ser avaliados. Um destes fatores é o agressivo ambiente encontrado a cerca de 100 km de altitude e provocado pelo aquecimento cinético do veículo. Para superar esta fase, o veículo deve ser dotado de um Sistema de Proteção Térmica (SPT) adequado, o qual permita a sua chegada incólume à superfície do planeta. Para o veículo SARA, estão sendo previstas três soluções para o SPT, cada uma delas referente às tecnologias disponíveis no momento ou a desenvolver, à confiabilidade do projeto e aos recursos e tempos necessários para executá-lo. Tal enfoque evita que o SPT se torne o caminho crítico do projeto, permitindo que se teste os demais subsistemas do veículo através de uma arquitetura mais simples e barata até se chegar à concepção final.

**Palavras-chave:** SARA, Sistema de Proteção Térmica, Reentrada Atmosférica.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo do mecanismo de reentrada de veículos espaciais é um fenômeno altamente complexo que envolve desenvolvimentos nas áreas de aerodinâmica de alta velocidade, transferência de calor, ciência dos materiais, química, bem como de métodos e processos para simular, pelo menos em parte, estas condições de reentrada.

O IAE, através de sua Divisão de Sistemas Espaciais, vem desenvolvendo um veículo denominado Satélite de Reentrada Atmosférica (SARA), cuja missão engloba uma fase orbital e um posterior retorno à Terra com a subsequente recuperação em solo [1].

Para o projeto de tal veículo, deve-se inicialmente entender as condições de contorno que envolvem uma reentrada: o escoamento de alta velocidade, a atmosfera rarefeita, as altas temperaturas e a inter-relação destes fenômenos com a superfície dos materiais candidatos ao Sistema de Proteção Térmica (SPT). Em seguida, deve-se escolher o método de proteção a ser utilizado e levantar as características relevantes para que o sistema atenda a uma série de requisitos técnicos como, por exemplo, baixa massa, solicitação às cargas em vôo, resistência ao desgaste frente ao agressivo ambiente de reentrada, etc. O passo seguinte é a definição e teste dos materiais escolhidos, seguido do projeto e ensaios de sistema. Todas estas etapas envolvem profissionais e meios, além de uma logística considerável.

Por fim, tais sistemas devem trabalhar dentro de requisitos de confiabilidade de forma a diminuir o grau de incerteza do projeto, ao garantir uma certa repetibilidade de resultados.

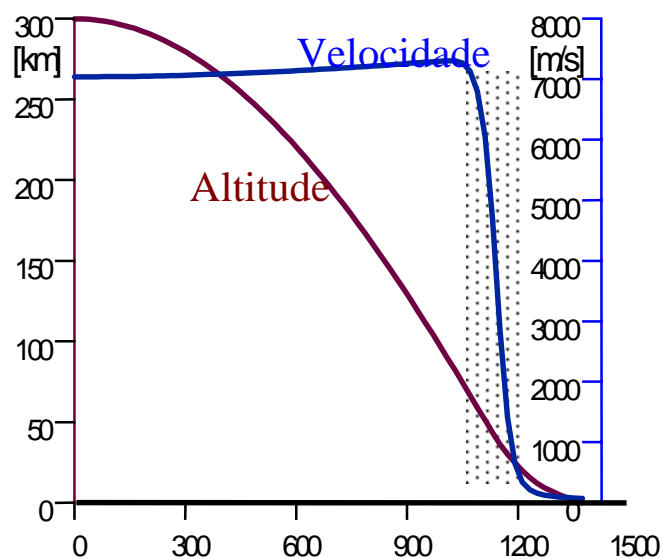
O objetivo deste trabalho é discutir as soluções apresentadas para o Sistema de Proteção Térmica do Veículo SARA, assumindo três concepções principais: ablativa, parcialmente reutilizável e reutilizável. Estas três concepções representam uma abordagem realista do projeto em função das tecnologias disponíveis no momento para o assunto em questão, e dos tempos e recursos necessários para desenvolver as novas tecnologias previstas.

## 2. O MEIO AMBIENTE DE REENTRADA

Quando um veículo em órbita sofre uma indução de reentrada, ele está no início de um processo que irá reduzir a sua velocidade de aproximadamente 28400 km/h, ou 7,9 km/s, a zero. Neste processo de redução de velocidade, o veículo perturba o meio ambiente que o cerca e é por ele influenciado. No final do processo, cerca de 31,4 MJ/kg tiveram que ser dissipados. Parte desta energia por massa é transferida para o veículo e parte segue com o ar que escoou ao seu redor. O conhecimento dos fatores que influenciam ou tomam parte desta troca é de importância vital para o projeto dos Sistemas de Proteção Térmica.

Ao ser iniciada a indução de reentrada, um veículo hipotético estaria a 300 km de altitude. A primeira fase do voo de volta se inicia neste ponto e termina a 120 km, constituindo-se em uma trajetória Kleperiana. A fase de aproximação, de 30 km de altitude até o solo, quando ocorre o acionamento dos pára-quedas (a aproximadamente 6 km). Este trabalho se ocupará somente com a fase que vai de 120 km de altitude até 30 km, quando o veículo entra com alta velocidade em uma atmosfera mais densa, reduzindo esta velocidade de 7,6 km/s a 2,0 km/s. É nesta fase que a maior parte da energia cinética do veículo deverá ser dissipada pela frenagem na atmosfera.

Embora não seja o objetivo deste trabalho a discussão da dinâmica de reentrada, que envolve considerações, muitas vezes interrelacionadas, sobre ângulos de reentrada, coeficientes balísticos e razões L/D, é importante se ter uma idéia do perfil de velocidades na reentrada, pois dele dependem muitas das reações que ocorrem na superfície do veículo, assim, observa-se este perfil para o SARA [2] na Fig. 1.

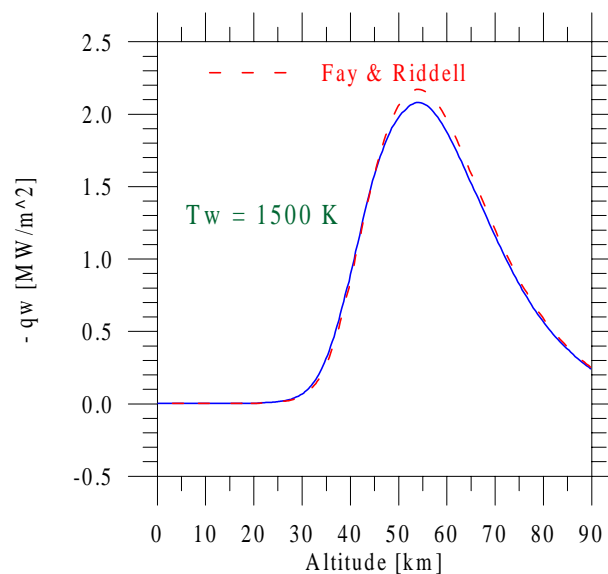


**Figura 1.** Variação de velocidades do veículo SARA na reentrada [2].

Na realidade, a trajetória descrita na Fig. 1 envolve um valor nominal. Os cursos possíveis de trajetória se encontram em uma pequena faixa, denominada corredor de reentrada, cujo limite superior é estabelecido pela carga térmica máxima e o limite inferior é dado por requisitos estruturais (grande desaceleração) e por um fluxo de calor máximo .

O problema é que os pré-requisitos de fluxo de calor e carga térmica mínimos no veículo são antagônicos: a trajetória descrita no corredor de reentrada como sendo o limite inferior permite uma reentrada rápida, ocasionando um fluxo térmico alto e uma forte desaceleração em altitudes baixas, muito embora a carga térmica absorvida seja menor. A trajetória do limite superior proporciona uma reentrada mais lenta, com um fluxo térmico menor, mas com uma maior carga térmica, pois o aquecimento se desenvolve por um período de tempo mais longo. No primeiro caso, o fluxo térmico alto irá exigir o uso de materiais no veículo capazes de suportar temperaturas mais altas e que sejam bons isolantes térmicos, enquanto o segundo caso exigirá materiais com uma inércia térmica maior. Um exemplo desta diferença para uma reentrada da cápsula Apollo, forneceria um fluxo térmico de  $12,5 \text{ MW/m}^2$  e carga térmica de  $4050 \text{ MJ}$ , para o primeiro, e  $4,2 \text{ MW/m}^2$  de fluxo e  $8185 \text{ MJ}$  de carga para o segundo caso.

O veículo SARA possui um fluxo de calor máximo de aproximadamente  $2 \text{ MW/m}^2$  no ponto de estagnação e uma temperatura de mais de  $2000 \text{ K}$ , como pode ser visto na Fig. 2. Um fluxo desta ordem de grandeza e temperaturas tão altas exigem a utilização de sistemas e materiais especiais para garantir uma temperatura de  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  na parede interior do veículo.



**Figura 2.** Fluxo Térmico sobre o ponto de estagnação do veículo SARA [3]

Um escoamento de alta velocidade ao redor de um veículo espacial terá regiões de alta temperatura nas quais processos físico-químicos podem ocorrer e que podem ser fortes o bastante para influenciar este escoamento. Estes processos dependem da velocidade de vôo do veículo, já que um escoamento de alta velocidade transforma-se em um escoamento de alta entalpia ao cruzar a onda de choque destacada de um veículo na reentrada.

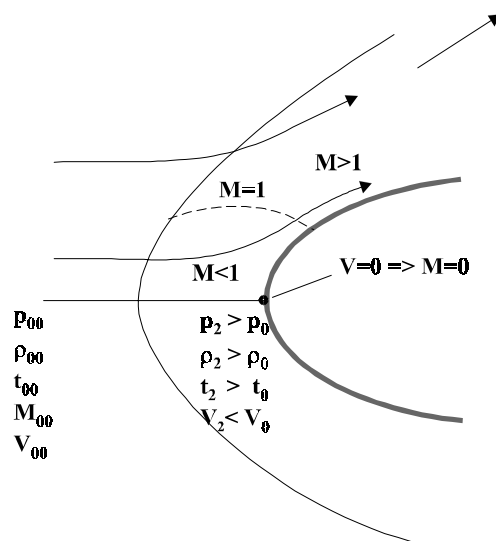
Um processo térmico ocorre no ar a altas temperaturas quando a energia começa a ser estocada nos diferentes graus de liberdade internos do gás e nos processos reativos que mudam a sua composição química. Quando a velocidade do escoamento aumenta, a energia é armazenada inicialmente sob a forma de excitação vibracional. Isto ocorre a partir de  $v=1\text{km/s}$ . Quanto a velocidade chega a  $2,5 \text{ km/s}$ , o modo vibracional está completamente excitado e o oxigênio começa a se dissociar. Este fenômeno se completa a aproximadamente  $5 \text{ km/s}$ , quando, então, inicia-se a dissociação do nitrogênio. Finalmente, a  $10 \text{ km/s}$ , também

esta dissociação atinge seu limite e a ionização tem início. Estes processos dependem de colisões moleculares e interações radiativas, relacionando-se com as condições de cinética química, chegando-se a um equilíbrio ou não-equilíbrio conforme o caso.

Em resumo, uma grande quantidade de energia cinética do escoamento é convertida em energia interna do gás. Esta energia pode transformar-se em energia translacional das moléculas, apresentando-se sob as formas de translação, rotação, vibração e de excitação de elétrons. Uma outra possibilidade é a ocorrência de reações químicas como a dissociação de componentes do ar, ionização ou emissão de radiação.

Os processos vibracionais e químicos são criados na onda de choque deslocada e relaxam com uma velocidade característica após esta onda. Uma relaxação vibracional só pode ser conseguida por um número grande de colisões moleculares, daí existir a região de não-equilíbrio térmico após a onda de choque. O fluxo nas proximidades do veículo pode ser considerado como estando em equilíbrio térmico e isso ocorre porque o não-equilíbrio vibracional, que pode ocorrer devido a recombinações catalíticas de átomos, relaxa rapidamente próximo à região da parede.

Situação semelhante ocorre no caso das reações químicas, pois o equilíbrio químico só é atingido quando não se está criando nem destruindo espécies químicas. O retorno ao equilíbrio após a onda de choque depende do coeficiente de velocidade da reação e da densidade do ar. De um modo geral, pode-se dizer que o fluxo é quimicamente “congelado” no início da reentrada e em equilíbrio próximo à camada limite (Fig.3).



**Figura 3.** Escoamento próximo ao veículo na reentrada

No caso específico do não-equilíbrio termoquímico após a onda de choque, tomando-se um modelo de cinco espécies ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $NO$ ,  $N$  e  $O$ ) se observa que o  $N_2$  e  $O_2$  estão dissociados no equilíbrio e  $N$  é a espécie dominante. Considerando-se ainda o conhecido efeito de “blackout” das telecomunicações entre o veículo e a estação de terra, pode ser interessante acrescentar a ionização ao um modelo para justificar este efeito, adicionando-se as espécies  $NO^+$  e o elétron  $e^-$ . Deve-se ressaltar ainda, que no início do processo de não-equilíbrio, após a onda de choque, o acoplamento entre os efeitos vibracionais e químicos é significativo.

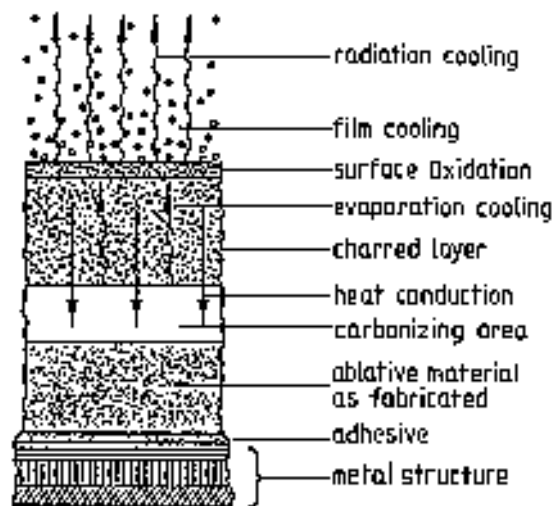
### 3. O SISTEMA DE PROTEÇÃO TÉRMICA DO VEÍCULO SARA

Ao tentar idealizar um sistema de proteção térmica (SPT) para a reentrada atmosférica de um veículo espacial, o especialista é confrontado, atualmente, com quatro tipos de tecnologias

mais utilizadas – a proteção térmica ablativa, a reradiativa, o sistema ativo e o método de poço de calor. Somente os dois primeiros tipos de SPT serão considerados aqui. O sistema ativo, que se utiliza da circulação de um fluido à frente ou por dentro da estrutura considerada para resfriá-la e o método de poço de calor, que tenta enfrentar a reentrada com materiais de enorme inércia térmica, não serão abordados neste trabalho.

O primeiro sistema – a proteção ablativa – é o mais estudado e de eficácia comprovada por uma grande quantidade de vôos russos e americanos realizados desde a década de 60. Foi com este tipo de proteção térmica que as naves Apollo trouxeram seus astronautas em segurança para a Terra. Neste caso, a espessura do SPT variou entre 23 e 76 mm, com uma densidade superficial de aproximadamente  $100 \text{ kg/m}^2$ .

Na proteção ablativa, o fluxo térmico é consumido por sublimação, evaporação e dissociação das moléculas do material do escudo térmico. A oxidação na superfície do material tende a criar uma camada de gás próxima à esta superfície (Fig. 4) com uma temperatura mais baixa que a temperatura do gás externo proveniente do fluxo de alta entalpia e que não depende deste fluxo, sendo um valor fixo para cada material. Esta camada criada de gás absorve energia e tem, então, um papel de proteção. Além disso, a camada carbonizada logo abaixo proporciona uma redução adicional do fluxo de calor através da emissão por radiação da energia absorvida.



**Figura 4.** Ablação na superfície do veículo [4].

Os materiais dos SPT ablativos são, normalmente, um “honeycomb” de carbono preenchido com resina fenólica com alguma carga de asbesto, fibra de vidro ou de carbono. A desvantagem da proteção ablativa reside no fato de se ter uma superfície externa cuja geometria vai se alterando com o escoamento e pela necessidade de se fabricar uma nova proteção térmica para vôos subsequentes do veículo.

O IAE optou por este tipo de proteção térmica para a primeira versão do veículo SARA por ser um tipo de tecnologia já dominada pelo instituto há cerca de dez anos. Materiais ablativos vêm sendo utilizados nas tubeiras dos foguetes de sondagem e do Veículo Lançador de Satélites com grande sucesso. Seu método de fabricação parte de fitas de tecido de carbono pré-impregnadas com resina fenólica e processadas através do processo de “tape wrapping” para se obter uma estrutura cônica que é, em seguida, polimerizada em uma hidroclave à pressão de 80 bar e temperatura de  $165 \text{ }^\circ\text{C}$ . O material assim obtido constitui uma estrutura bastante densificada com excepcional resistência à ablação e, ao mesmo tempo, boa resistência estrutural.



Ao mesmo tempo, encontra-se em fase de desenvolvimento no Instituto um material ablativo à base de espuma de carbono que permitiria enfrentar o mesmo ambiente de reentrada com uma massa menor. Tal material, no entanto, deve ainda passar por testes ablativos e câmaras de alta entalpia para ser qualificado.

O sistema de proteção térmica reradiativo, por outro lado, tem como base a devolução ao ambiente sob a forma de radiação de parte da energia absorvida do fluxo externo. A quantidade de energia devolvida ao ambiente é dada pela Lei de Stefan-Boltzmann:

Os materiais que são utilizados em um sistema de proteção reradiativo possuem ainda a característica de se desgastarem pouco em face às condições extremas do fluxo de plasma incidente sobre si na reentrada. Com isso, permitem a utilização do conceito de multimissões, ou seja, o veículo, ao sofrer um desgaste mínimo, é capaz de ser colocado em órbita novamente após uma pequena manutenção. Tais materiais podem ser o carbono/carbeto de silício (C/SiC), o carbono/carbono (C/C) ou o carbeto de silício/carbeto de silício (SiC/SiC). Eles possuem ainda como característica uma grande emissividade ( $> 0,8$ ), o que proporciona um desempenho bastante alto na devolução da energia absorvida ao ambiente, poupando o material de permanecer sob altas temperaturas durante muito tempo e aumentando, com isso, a sua vida útil. Como os componentes construídos com os materiais citados não irradiam somente para o exterior do veículo, mas também para o interior, faz-se necessária a utilização de um isolamento térmico entre as camadas internas e a subestrutura, tornando o SPT mais pesado. A desvantagem deste tipo de tecnologia, no entanto, refere-se mais aos altos custos e aos longos tempos de fabricação do que ao eventual aumento de massa.

O IAE pretende utilizar este conceito para desenvolver o seu segundo tipo de proteção térmica para o Veículo SARA. O material escolhido é o carbono/carbono (C/C), ou seja uma material em que as fibras de carbono estão envoltas em uma matriz também de carbono. Tal material vem sendo objeto de pesquisas no IAE desde alguns anos e os resultados são extremamente promissores. No presente momento, o desenvolvimento está concentrado na fabricação de uma garganta de tubeira para os motores-foguete de propulsão sólida do IAE.

O processo de obtenção do material envolve a fabricação de uma pré-forma de tecido de carbono e resina fenólica. Esta pré-forma é aquecida a temperaturas acima de  $1000^{\circ}\text{C}$  para a eliminação das substâncias orgânicas da resina, restando um esqueleto de carbono envolvendo as fibras de carbono. Este esqueleto é então submetido a uma nova impregnação com resina a alta pressão e novamente carbonizado num processo de densificação. O processo é repetido até que se obtenha a densidade desejada.

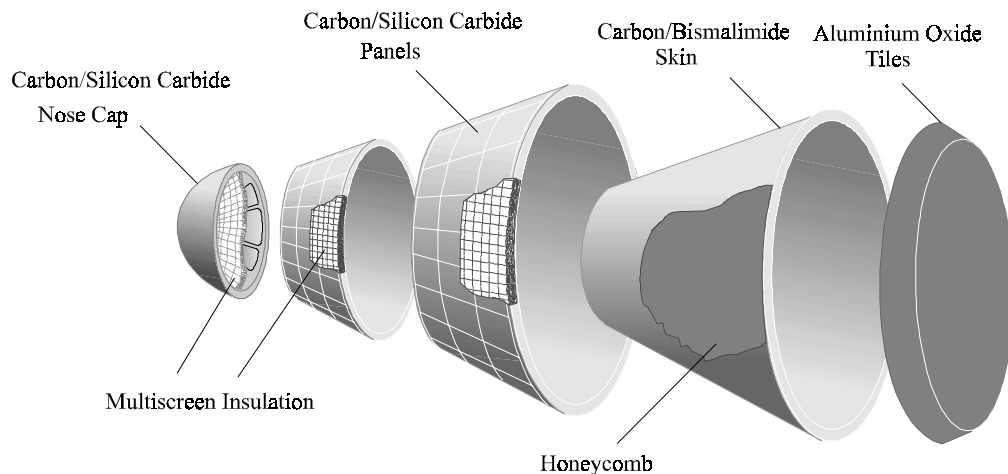
Um SPT baseado em materiais à base de C/C resiste muito bem à temperatura, porém não à oxidação, fazendo-se mister uma proteção superficial à base de carbeto de silício. Como está camada superficial se desgasta após o vôo, é necessário que o material seja retrabalhado de forma a proporcionar-lhe uma nova proteção, de onde surge o conceito de reutilização parcial.

O terceiro tipo de proteção térmica seria baseada no carbono/carbeto de silício (SiC/C). Este material consiste na conjunção de fibras de carbono, que lhe fornecem a resistência mecânica, com uma matriz cerâmica de carbeto de silício, que proporciona a resistência ao ataque do oxigênio atômico a altas temperaturas.

A Fig.5 fornece uma idéia da arquitetura do SPT com o SiC/C. Basicamente, a estrutura é dividida em três partes: a calota, o cone e a região traseira. A calota seria um componente monobloco estruturado de SiC/C. Sua concepção envolve o conceito de “estrutura quente”, ou seja, ela deve cumprir funções de estrutura primária mesmo a temperaturas acima de  $1000^{\circ}\text{C}$ . O interior do veículo é separado da calota por um isolamento multicamadas em que se

intercalam camadas de isolamento cerâmico de baixa densidade e baixa condutividade térmica com camadas muito finas de ouro ou platina com alta refletividade.

A parte cônica é composta de placas estruturadas de SiC/C acopladas a uma subestrutura por elementos de união por parafusos de SiC/C. A segmentação desta parte do SPT se faz mister devido às dilatações térmicas diferenciais



**Figura 5.** Arquitetura do SPT reutilizável

Esta região do SPT parte do conceito de “estrutura fria”, ou seja, as placas de SiC/C e o isolamento multicamadas são responsáveis somente pela proteção térmica, enquanto a subestrutura desempenha funções estruturais. Esta subestrutura seria formada numa concepção sanduíche, com as faces de fibra de carbono/ resina bismaleimida e a colmeia de fibra de carbono/ resina polimida.

A parte traseira do SPT encontra-se na chamada “sombra do escoamento” e, portanto, é submetida a temperaturas menores. Ela seria feita de material leve de alumina ou carbono, dependendo da temperatura máxima da região.

O maior desafio no desenvolvimento deste SPT consiste no projeto termo-estrutural. As dilatações térmicas diferenciais entre os componentes do SPT e entre este e a subestrutura, causadas por grandes gradientes de temperatura superficiais e ao longo da espessura, são capazes de causar danos estruturais que diminuiriam a vida útil do SPT ou, até mesmo, causariam uma ruptura catastrófica de algum componente, causando a perda da missão.

O cálculo térmico teria, então, como principal objetivo fornecer a distribuição de temperaturas no veículo de forma a se calcular com precisão esta dilatação térmica diferencial. No que concerne à transferência de calor, a situação é menos crítica, pois não se pretende trabalhar com estruturas otimizadas, mesmo que isto signifique um aumento de massa. Espera-se com isso aumentar a confiabilidade do sistema e capacitá-lo a enfrentar cargas não nominais, decorrentes, por exemplo, de ângulos de ataque maiores que os estipulados em projeto.

Como pode ser observado, o ambiente de reentrada de um veículo espacial em viagem de retorno à Terra é complexo e exige um cuidadoso desenvolvimento de um SPT para proteger a carga útil. As três concepções apresentadas representam uma adaptação das necessidades de projeto às tecnologias e orçamentos disponíveis no momento. A expectativa é que a colocação da plataforma SARA em situação operacional permita que sejam criadas as condições

técnicas e financeiras para um subsequente desenvolvimento do sistema em direção à reutilização.

#### **4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

[1] P.Moraes Jr., SARA. A Recoverable Orbital Plataforma, German-Brazilian Workshop on Aerospace Technology '97, São José dos Campos, 27-30 Out'97

[2] Documento da Figura de Variação de Velocidades

[3] Documento da Figura de Fluxo Térmico

[4] Kochendörfer, R.: Design of Thermal Protection Systems and Materials, Space Course Aachen 1991, Aachen, Alemanha, Fevereiro de 1991

# INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROBLEMA SOBRE O ESCOAMENTO EM TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO

**André Luiz Seixlack**

**Marcos Rogério Barbazelli**

Universidade Estadual Paulista, Câmpus de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: [andre@dem.feis.unesp.br](mailto:andre@dem.feis.unesp.br)

## Resumo

Neste trabalho, é apresentada uma análise de sensibilidade de um modelo numérico para a simulação do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção, em relação a alguns parâmetros do problema. O modelo de dois fluidos é usado para a análise da região bifásica, considerando o não-equilíbrio hidrodinâmico entre as fases, com o objetivo de representar melhor o escoamento. A configuração do escoamento ao longo de um mesmo trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, pode ser alterada com a modificação de um ou mais dos seguintes parâmetros do problema: a consideração ou não da convecção natural, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada na linha de sucção e a posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar. A influência de cada um desses parâmetros sobre o escoamento, é analisada neste trabalho.

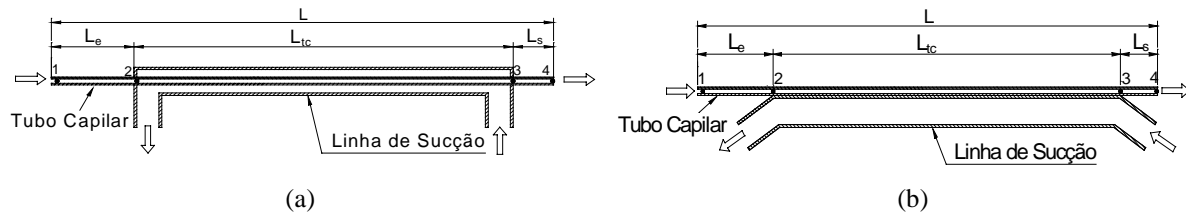
**Palavras-chaves:** Tubo capilar, Trocador de calor, Refrigeração.

## 1. INTRODUÇÃO

Tubos capilares são largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte. Embora o tubo capilar seja fisicamente simples, o escoamento de fluido refrigerante em seu interior é bastante complexo, o que contribui para a busca de novas modelagens para tal escoamento, visando sempre adequar, cada vez mais com maior precisão, a análise teórica à situação real existente.

O escoamento no interior de tubos capilares, devido à mudança de fase, é dividido em duas regiões: uma monofásica (líquido sub-resfriado) e outra bifásica (líquido-vapor). Além disso, o escoamento é turbulento e compressível, sendo que a condição crítica, ou de bloqueio, pode ser atingida em sua saída. O escoamento ao longo dos tubos capilares pode ainda ser considerado adiabático ou não-adiabático.

Os tubos capilares aqui analisados formam, em parte de suas extensões, um trocador de calor em contracorrente com a linha de sucção do compressor, conhecido como *trocador de calor tubo capilar-linha de sucção*. Esse trocador de calor pode ser concêntrico ou lateral, como mostrado na Fig. 1. A Fig. 1(a) mostra o trocador de calor, no qual o tubo capilar é inserido concentricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente tipo duplo-tubo. A Fig. 1(b) apresenta o trocador de calor tipo lateral, no qual o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, também formando um trocador de calor em contracorrente.



**Figura 1.** Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção:  
(a) concêntrico e (b) lateral.

Em razão de sua grande influência no desempenho do sistema, o tubo capilar tem sido fonte para várias pesquisas, que proporcionam grandes melhorias no entendimento do escoamento em seu interior (Dirik *et al.*, 1994; Peixoto, 1994; Melo *et al.*, 1998; Zangari e Melo, 1998; Zangari *et al.*, 1999). As investigações realizadas, contando com técnicas experimentais e simulações numéricas cada vez mais avançadas, refletem diretamente no aperfeiçoamento do projeto e dimensionamento de tubos capilares. Barbazelli (2000) estudou o escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, usando o modelo de dois fluidos para a análise da região bifásica. Tal modelo permite considerar o não-equilíbrio hidrodinâmico e o não-equilíbrio térmico entre as fases e também os fenômenos interfaciais.

Neste trabalho, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo desenvolvido por Barbazelli (2000), em relação a alguns importantes parâmetros do problema.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

No modelo aqui apresentado, considera-se: (i) o tubo capilar reto, horizontal e com diâmetro constante; (ii) o escoamento incompressível na região de líquido, unidimensional e em regime permanente; (iii) o vapor, quando presente, está saturado em relação à pressão local; (iv) ambas as fases estão na mesma pressão e na mesma temperatura em qualquer seção transversal ao longo do tubo, ou seja, os efeitos de tensão superficial são desconsiderados; (v) o refrigerante está isento de óleo.

### 2.1 Equações governantes para a região de escoamento de líquido

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_L G^2 v_L}{2 d_{int}} \quad (1)$$

na qual  $z$  é a distância ao longo do tubo,  $p$  é a pressão,  $G$  é o fluxo de massa,  $v_L$  é o volume específico do líquido,  $d_{int}$  é o diâmetro interno do tubo capilar e  $f_L$  é o fator de atrito de Darcy, calculado pela correlação de Churchill (1977).

Regiões anterior e posterior ao trocador,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{ca}) (T - T_a) \quad UA'_{ca} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_a \pi d_{ext}}} \quad (2)$$

nas quais  $T_a$  é a temperatura do meio ambiente e  $\bar{h}_a$  é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e o meio ambiente.

Região do trocador de calor do tipo concêntrico,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{cs}) (T - T_s) \quad UA'_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_s \pi d_{ext}}} \quad (3)$$

nas quais  $c_p$  é o calor específico a pressão constante,  $\dot{m}$  é a vazão em massa,  $T$  é a temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar,  $T_s$  é a temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção,  $d_{int}$  é o diâmetro interno do tubo capilar,  $d_{ext}$  é o diâmetro externo do tubo capilar,  $\bar{h}_c$  é o coeficiente de transferência de calor no interior do capilar e  $\bar{h}_s$  é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e a linha de sucção.

## 2.2 Equações governantes para a região de escoamento bifásico

$$\frac{d}{dz} [(1 - \alpha)\rho_L V_L + \alpha\rho_V V_V] = 0 \quad (4)$$

na qual os subíndices L e V indicam, respectivamente, as fases de líquido e de vapor,  $\rho$  é a massa específica,  $V$  é a velocidade e  $\alpha$  é a fração de vazio (razão entre a área ocupada pela fase de vapor e a área total da seção transversal do tubo).

$$(1 - \alpha)\rho_L V_L \frac{dV_L}{dz} = -(1 - \alpha) \frac{dp}{dz} - F_{wL} + F_{Li} - (1 - \eta)(V_V - V_L)\Gamma \quad (5)$$

$$\alpha\rho_V V_V \frac{dV_V}{dz} = -\alpha \frac{dp}{dz} - F_{wV} + F_{Vi} - \eta(V_V - V_L)\Gamma \quad (6)$$

nas quais  $F_{Li}$  e  $F_{Vi}$  são, respectivamente, as forças interfaciais por unidade de volume atuando sobre a fase líquida e sobre a fase de vapor,  $F_{wL}$  e  $F_{wV}$  são as forças por unidade de volume devido ao atrito entre a parede do tubo e, respectivamente, as fases de líquido e vapor,  $\Gamma$  é a taxa de transferência de massa por unidade de volume na interface e  $V_i$  é a velocidade interfacial, dada por:  $V_i = [\eta V_L + (1 - \eta)V_V]$ , sendo  $\eta = 0,5$  (Wallis, 1969).

$$\frac{d}{dz} \left[ (1 - \alpha)\rho_L V_L \left( h_L + \frac{V_L^2}{2} \right) + \alpha\rho_V V_V \left( h_V + \frac{V_V^2}{2} \right) \right] = -\frac{dq}{dz} \quad (7)$$

na qual  $h_L$  e  $h_V$  são, respectivamente, as entalpias das fases líquida e de vapor e  $dq$  é o fluxo de calor infinitesimal conforme a posição ao longo do capilar.

## 2.3 Equação governante para a linha de sucção

$$\frac{dT_s}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} \left[ (UA'_{cs}) (T - T_s) + U_{sa} \pi D_s (T_a - T_s) \right] \quad (8)$$

na qual  $D_s$  é o diâmetro da linha de sucção e  $U_{sa} = \left[ (1/\bar{h}_s) + (1/\bar{h}_a) \right]^{-1}$  é coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o ambiente.

Com isso, o modelo consiste: (i) das Eqs. (1) e (2) ou (3) na região de líquido, que devem ser solucionadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis: pressão e temperatura; (ii) das Eqs. (4) a (7) na região bifásica, que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis:  $V_L$ ,  $V_V$ ,  $p$  e  $T$ ; (iii) da Eq. (8) na região do trocador de calor, que deve ser solucionada para o cálculo da temperatura  $T_s$ .

Para tanto, torna-se necessário especificar as equações constitutivas para os parâmetros:  $f_L$ ,  $\bar{h}_c$ ,  $\bar{h}_s$ ,  $\bar{h}_a$ ,  $F_{WL}$ ,  $F_{WV}$ ,  $F_{Li}$  e  $F_{Vi}$ , além de correlações para as propriedades termodinâmicas  $\rho_L$ ,  $\rho_V$ ,  $h_L$  e  $h_V$ . Tais equações constitutivas e correlações estão descritas em Barbazelli (2000).

## 2.4 Metodologia de Solução

A solução das equações diferenciais, tanto na região líquida como na região bifásica, é obtida por integração numérica usando o método de Predição e Correção de quinta ordem. O programa calcula a vazão em massa, conhecidos o comprimento do tubo e as condições de operação. O procedimento de cálculo é iterativo uma vez que as equações de conservação dependem da vazão em massa e, além disso, não se conhece a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção ( $T_{s,o}$ ). Dessa forma, inicialmente os valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  são estimados e o comprimento calculado do capilar ( $L_{calc}$ ), juntamente com o valor da temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção ( $T_{s,i}$ ), são comparados com os seus respectivos valores medidos. Em seguida os valores de  $\dot{m}$  e  $T_{s,o}$  são corrigidos usando-se o método de Newton-Raphson até que a convergência seja obtida.

## 3. INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROBLEMA

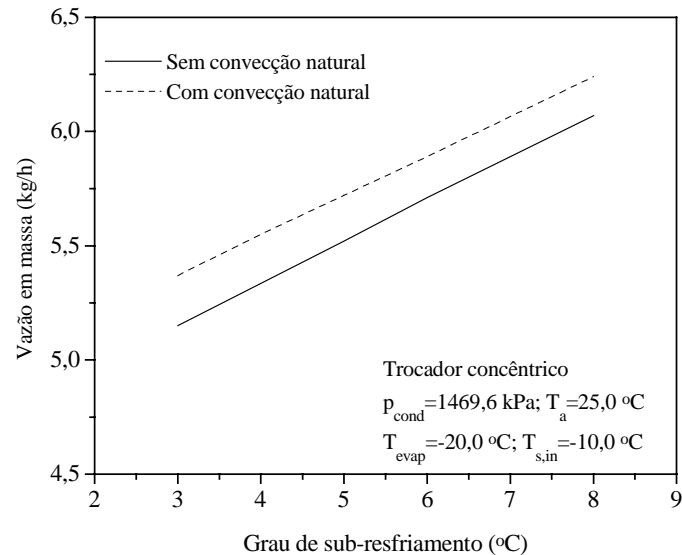
Para um mesmo trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, a configuração do escoamento pode ser alterada com a modificação de um ou mais dos seguintes parâmetros do problema: a consideração ou não da convecção natural, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção e a posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar. A influência de cada um desses parâmetros sobre o escoamento é analisada a seguir.

### 3.1 Influência da convecção natural

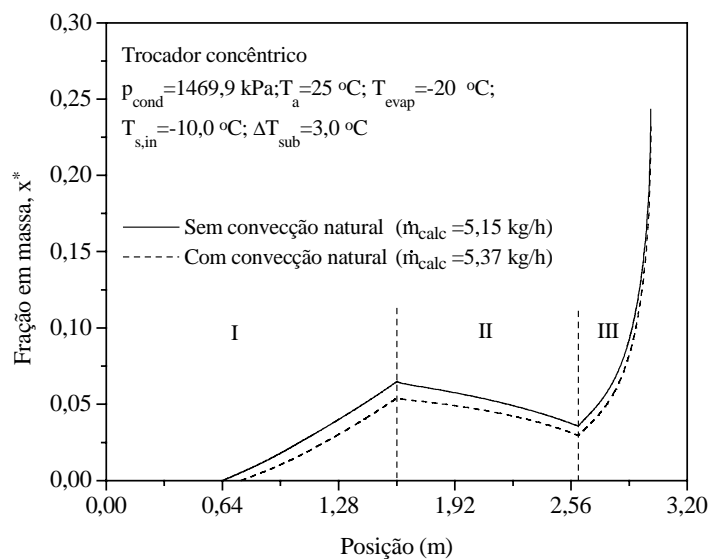
Alguns autores têm relatado que a transferência de calor por convecção natural entre trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção e o meio ambiente exerce pouca influência sobre o escoamento. Entretanto, no decorrer desse trabalho, comprovou-se o que já havia sido verificado por Mezavila (1995), que a convecção natural apresenta uma influência significativa sobre o escoamento. Tal fato pode ser observado na Fig. 2(a), na qual comparam-se as vazões em massa calculadas pelo modelo, considerando ou não a convecção natural, em função do grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar.

Observa-se na Fig. 2(a), para graus de sub-resfriamento menores, que a diferença entre um caso e outro é da ordem de 5 %, sendo que esse valor diminui à medida em que se aumenta o grau de sub-resfriamento. Na Fig. 2(b) mostram-se os perfis de fração em massa da mistura líquido-vapor ao longo do tubo capilar, para o caso  $\Delta T_{sub}=3$  °C. Observa-se que para o caso mostrado, o ponto de início de vaporização do refrigerante está localizado na região de entrada do tubo capilar (I). Na região do trocador de calor (II), em função da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, ocorre uma redução da fração em massa, indicando a possibilidade de recondensação total do refrigerante em alguns casos. Na região de saída do capilar (III), observa-se um aumento contínuo da fração em massa em ambos os casos.

Observa-se, ainda, na Fig. 2(b), a diferença entre os perfis de fração em massa para as situações com e sem convecção natural, que se reflete nos valores de vazão em massa calculados. A troca de calor com o meio ambiente faz com que a temperatura do fluido refrigerante líquido seja reduzida, atrasando o ponto de início da vaporização (vide linha tracejada mostrada na Fig. 2(b)), aumentando a extensão da região líquida e a vazão em massa ( $\dot{m}=5,37$  kg/h), em relação ao caso sem convecção natural ( $\dot{m}=5,15$  kg/h).



(a)



(b)

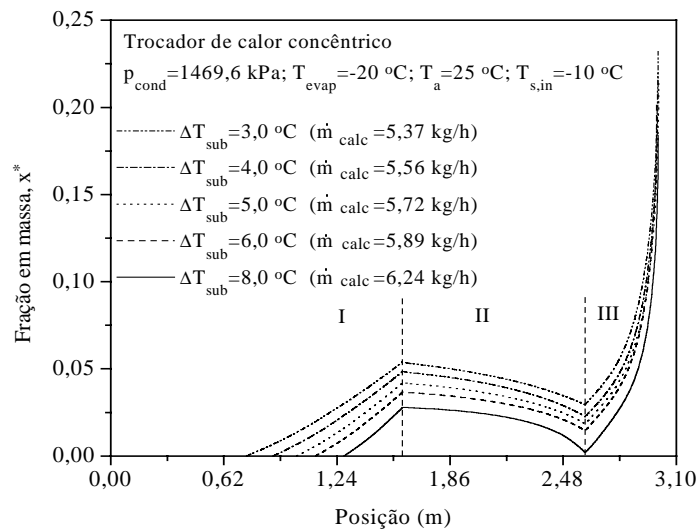
**Figura 2.** Influência da convecção natural sobre: (a) a vazão em massa; (b) os perfis de fração em massa ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{\text{int}}=0,77$  mm;  $d_{\text{ext}}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm).

### 3.2 Influência do grau de sub-resfriamento

Nas Figs. 3 e 4 são mostrados os perfis de fração em massa ao longo do tubo capilar, respectivamente, com e sem convecção natural, para alguns valores de grau de sub-resfriamento e uma mesma configuração geométrica. Nota-se na Fig. 3 que, variando-se apenas o grau de sub-resfriamento nas condições de operação, quanto maior o grau de sub-

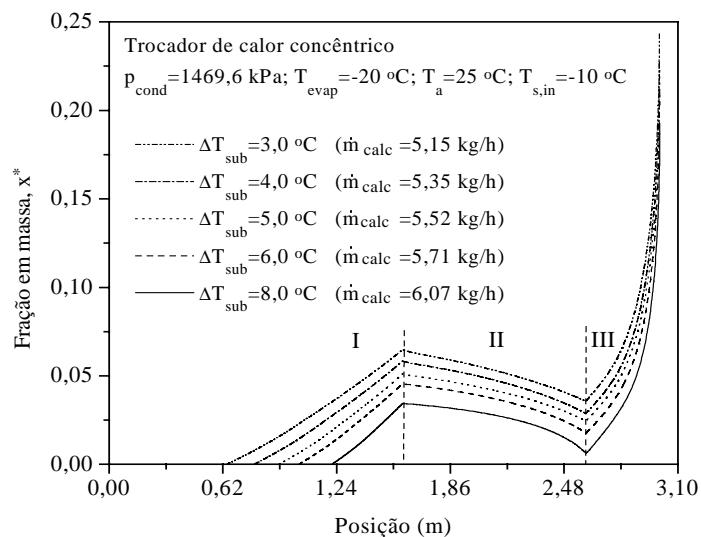


resfriamento: maior a extensão da região líquida, maior a vazão em massa calculada, maior é a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante e menor é o valor da fração em massa na saída do tubo capilar.



**Figura 3.** Influência do grau de sub-resfriamento ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{int}=0,77$  mm;  $d_{ext}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm; com convecção natural).

Comparando as Figs. 3 e 4, verifica-se que a consideração de troca de calor com o ambiente aumenta a extensão da região líquida, aumentando o valor de vazão em massa calculado. Observa-se que a desconsideração da convecção natural desloca a curva de fração em massa para a esquerda na região de entrada (I), e para cima na região do trocador de calor (II), diminuindo assim, a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante ao longo do trocador de calor.

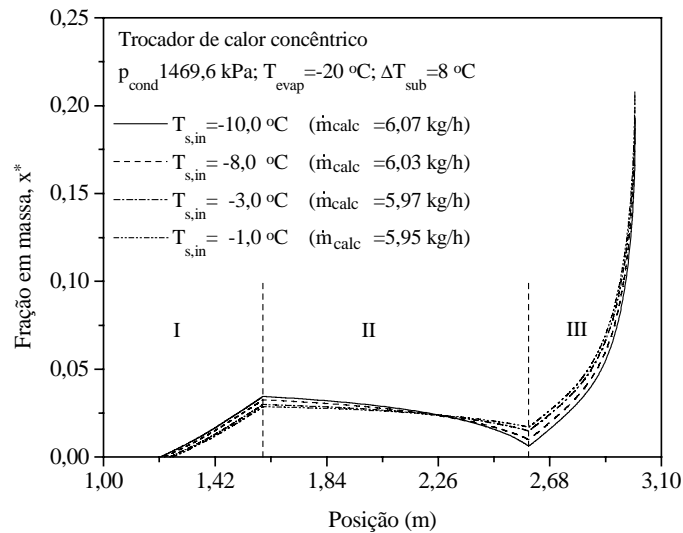


**Figura 4.** Influência do grau de sub-resfriamento ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{int}=0,77$  mm;  $d_{ext}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm; sem convecção natural).

### 3.3 Influência da temperatura de entrada na linha de sucção

A Fig. 5 apresenta os perfis de frações em massa ao longo do tubo capilar em função da temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção ( $T_{s,in}$ ), mantidas constantes as

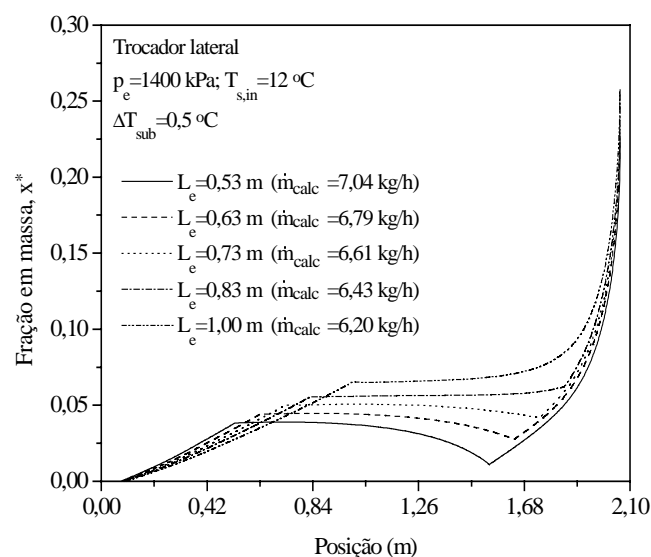
características geométricas e demais condições de operação. Observa-se que a redução da temperatura  $T_{s,in}$  aumenta o efeito de resfriamento ao longo da região do trocador de calor, que em alguns casos pode provocar a recondensação total do fluido refrigerante, conforme se verifica pela tendência dos perfis apresentados na Fig. 5. Nota-se na Fig.5, que a variação da temperatura  $T_{s,in}$  tem pouca influência sobre o valor de vazão em massa calculada, para as condições de operação e geometria testada, uma vez que uma variação de 9 °C provocou uma variação de apenas 0,12 kg/h.



**Figura 5.** Influência da temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção ( $L=3,0$  m;  $L_e=1,6$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{int}=0,77$  mm;  $d_{ext}=2,0$  mm;  $D_s=5,6$  mm)

### 3.4 Influência da posição do trocador de calor

A posição relativa do trocador de calor ao longo do tubo capilar, mantendo-se constantes as condições de operação e as demais características geométricas ( $d_{int}$ ,  $d_{ext}$ ,  $L$ ,  $L_{tc}$ ), pode influenciar a configuração do escoamento. Na Fig. 6 são mostrados os perfis de frações em massa ao longo do tubo capilar para diferentes comprimentos da região de entrada ( $L_e$ ).



**Figura 6.** Influência da posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar ( $L=2,06$  m;  $L_{tc}=1,0$  m;  $d_{int}=0,813$  mm;  $d_{ext}=2,06$  mm;  $D_s=6,31$  mm).

Nos casos apresentados na Fig. 6, observa-se que o ponto de início de vaporização ocorre na região de entrada e que o refrigerante sofre uma recondensação parcial na região do trocador de calor. Observa-se também que o aumento da região de entrada do tubo capilar diminui a probabilidade de recondensação total, fazendo com que a fração em massa aumente continuamente a partir de  $L_e=0,83$  m.

Dessa forma, pode-se aumentar a vazão em massa ao longo de um tubo capilar diminuindo-se o comprimento  $L_e$ . Entretanto, conforme comentado por Mezavila (1995) e Peixoto (1994) e mencionado em ASHRAE (1988), o comprimento  $L_e$  deve ser maior que o comprimento da região de saída do tubo capilar (região III) afim de evitar a recondensação total e possíveis problemas de instabilidade operacionais.

#### 4. CONCLUSÕES

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- (i) a consideração da convecção natural exerce uma influência significativa sobre o escoamento ao longo dos tubos capilares, refletindo no perfil de fração em massa e no valor da vazão em massa calculada. A troca de calor com o meio ambiente faz com que a temperatura do fluido refrigerante líquido seja reduzida, atrasando o início da vaporização, aumentando a região de escoamento líquido e a vazão em massa em relação ao caso sem convecção natural;
- (ii) a variação do grau de sub-resfriamento, mantendo-se fixas as demais condições de operação e a configuração geométrica do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, também exerce uma influência significativa sobre o escoamento. Quanto maior o grau de sub-resfriamento, maior a extensão da região de líquido, maior é a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante e menor é o valor da fração em massa na saída do tubo capilar;
- (iii) a temperatura na entrada da linha de sucção tem uma pequena influência sobre o valor da vazão em massa para as condições de operação e geometrias testadas. Por outro lado a posição relativa do trocador de calor ao longo do tubo capilar exerce uma influência significativa sobre a vazão em massa.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo suporte financeiro para a realização deste trabalho.

#### 6. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1988, "Handbook of Equipment", American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, pp.19.21.
- Barbazelli, M.R., 2000, "Análise do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares Não-Adiabáticos Usando o Modelo de Dois Fluidos", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista-UNESP, Campus de Ilha Solteira, SP, 129 p.
- Churchill, S.W., 1977, "Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, Vol. 84, November, pp. 91-92.
- Dirik, E., Inam, C. and Tanes, M.Y., 1994, "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes", Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, pp. 365-370.

- Melo, C., Mendonça, K.C. e Mezavila, M.M., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do tipo Lateral: Simulação e Experimentos", Anais – V Norte–Nordeste - VCEM, Vol. 3, pp. 195-202.
- Mezavilla, M.M., 1995, "Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 120 p.
- Peixoto, R.A., 1994, "Análise Teórico–Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar–Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 185p.
- Wallis, G. B., 1969, "One-Dimensional Two-Phase Flow", McGraw-Hill Book Company, USA.
- Zangari, J.M. e Melo, C., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico: Abordagem Experimental", Anais – V Norte–Nordeste - VCEM , Vol. 3, pp. 203-210.
- Zangari, J.M., Melo, C. e Ferreira, R.T.S., 1999, " Efeito da Geometria e das Condições de Operação sobre o Desempenho de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico", Anais - XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, São Paulo, CD Rom AAAAFI-SR05.

# ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS DADOS DE ENTRADA, EM UM MODELO DE SIMULAÇÃO DE UMA LINHA DE PRODUÇÃO SEMI-AUTOMÁTICA

**Ana Paula Kiguti Muniz**

**Anna Cristina Barbosa Dias de Carvalho**

**Arthur José Vieira Porto**

**Ricardo Yassuchi Inamasu**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, 13560-190, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: apkmuniz@uol.com.br

## RESUMO

Nos dias atuais, a simulação é uma técnica e/ou ferramenta que tem auxiliado as empresas a melhorar seus processos produtivos. Pode ser compreendida como um projeto complexo que se divide em diversas etapas para a elaboração. Entre as quais se encontra a modelagem dos dados de entrada. O processo de modelagem tem despertado, cada vez mais a atenção dos profissionais, devido a sua influência sobre os resultados de um modelo. Atualmente existem sofisticados *softwares* estatísticos capazes de auxiliar na modelagem dos dados. No entanto, mesmo nestes *softwares*, a ausência de dados compromete na seleção de uma distribuição de probabilidade representativa para a variável. Este trabalho tem como objetivo avaliar e ressaltar a importância da modelagem dos dados de entrada, através de experimentos aplicados no modelo de simulação. O modelo de simulação avaliado é uma linha de produção semi-automática.

**Palavras-chave:** modelagem de dados, simulação, linha de produção semi-automática

## 1. INTRODUÇÃO

A crescente concorrência industrial tem levado as empresas à buscar continuamente melhorias em seus processos produtivos, de modo a aumentar a qualidade de seus produtos, a um baixo custo. Uma ferramenta que tem auxiliado a atingir estes objetivos com maior rapidez é a simulação.

Uma simulação é uma técnica e/ou ferramenta que permite obter conclusões sobre o comportamento de um sistema, através da análise do comportamento de um modelo. Fornecendo ao usuário um conhecimento antecipado dos efeitos que futuras ações e/ou modificações podem vir a gerar sobre o sistema em estudo. De um modo geral, a simulação pode ser compreendida como um projeto complexo, que pode ser sistematizado em diversas etapas para ser elaborado (MUNIZ & CARVALHO, 1998).

Embora o planejamento sistematizado seja de grande auxílio na elaboração de um modelo de simulação, deve-se ressaltar que não existem garantias de que o projeto seja um sucesso. Isto ocorre devido a existência de diversos fatores que influenciam na elaboração do modelo, que vão desde o tipo de *software* selecionado, habilidade do modelador e/ou equipe responsável, tipo de dados utilizados no projeto, procedimentos de análise dos resultados,

entre outros. Além disto, deve-se considerar que um projeto de simulação é uma solução entre diversas outras existentes, podendo portanto ser sempre melhorado.

LAW & KELTON(1991) e ANNINO & RUSSELL(1981) citam alguns erros comuns que podem ser evitados, para aumentar as chances de sucesso em um projeto de simulação. Entre estes, pode-se citar o uso indevido de uma distribuição de probabilidade para representar o comportamento de uma variável. O processo que especifica a distribuição de probabilidade, que irá representar uma variável em um modelo é denominado de modelagem estatística dos dados de entrada.

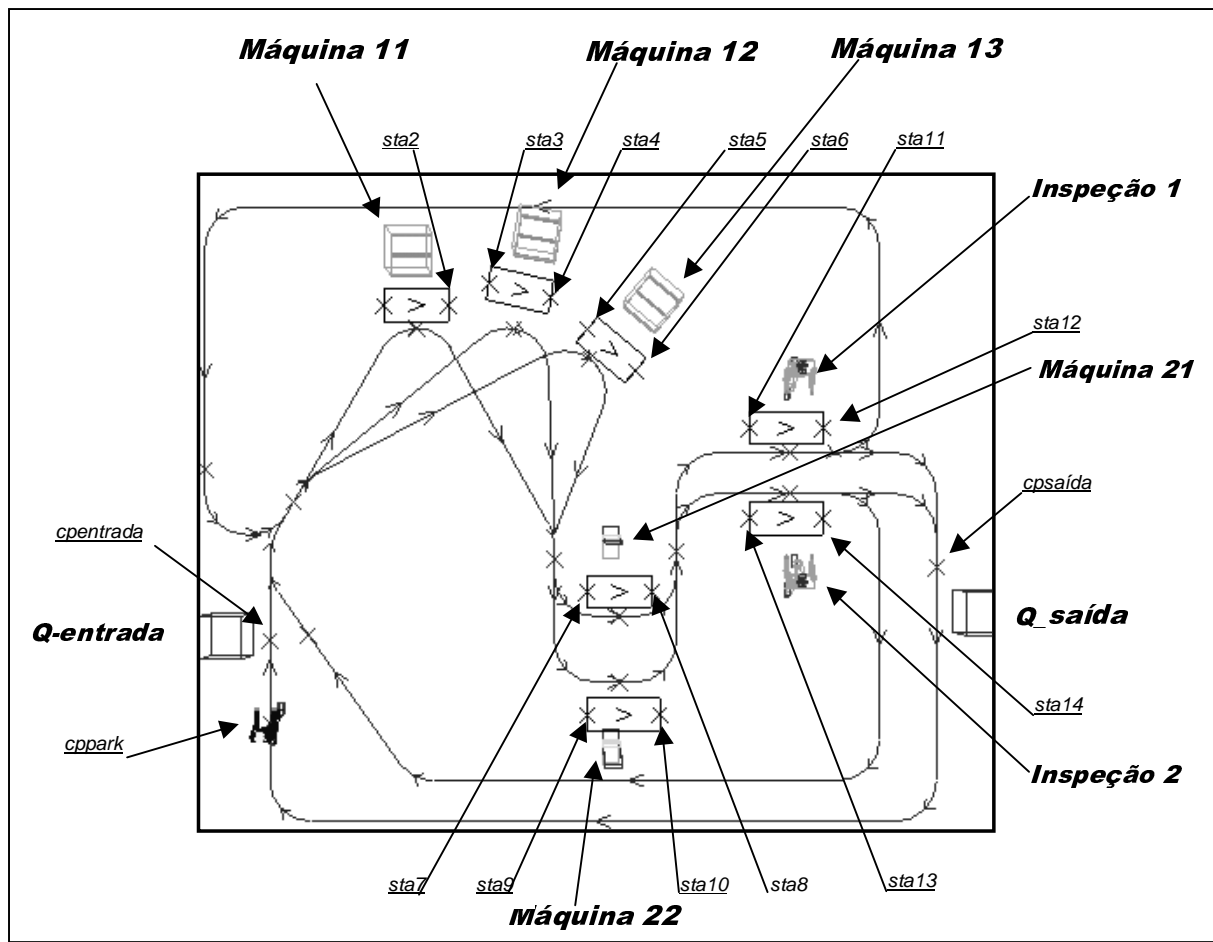
A importância da modelagem dos dados se concentra no fato de que, ao implementar uma distribuição de probabilidade que não represente o comportamento de uma variável, todos os resultados do modelo de simulação ficarão comprometidos. Ou seja, dados de entrada não confiáveis geram resultados não confiáveis, afetando desta forma a confiabilidade do modelo. E conseqüentemente nas decisões baseadas no estudo de simulação. INGELS *apud* LOBÃO & PORTO (1997), ressalta este fato pelo seguinte axioma: “entra lixo, sai lixo”.

Este artigo tem como objetivo avaliar a influência dos dados de entrada no estudo de simulação, através de experimentos realizados em um modelo de simulação. O modelo de simulação avaliado é uma linha de produção semi-automática que possui 2 estações de processamento, 1 estação de inspeção e 1 *buffer* para cada estação. Neste experimento foi admitido que a simulação é do tipo terminativa.

## 2. DESCRIÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

Neste modelo, o estudo de simulação tem como objetivo verificar e analisar a variação, que pode ocorrer na capacidade de produção do sistema, quando a distribuição do conjunto de dados de entrada é alterada. Para isto, foi considerado que o sistema modelado se encontra em fase de projeto, ou seja, não está implementado. Este fato resulta na impossibilidade de se realizar a coleta de dados, para as variáveis que serão implementadas no modelo. Deste modo, a modelagem de dados é realizada com a aplicação de distribuições de probabilidade hipotéticas, obtidas de fontes secundárias, sobre o comportamento de cada variável. Ou seja, não possuem uma grande acuracidade.

O modelo de simulação em estudo é uma linha de produção semi-automática, composta por 3 estações de trabalho. A FIGURA 2.1 apresenta o layout do sistema. A primeira estação, denominada grupo de máquinas 1, é composto por 3 máquinas idênticas (*cpmaq11, cpmaq12 e cpmaq13*), cujo tempo de processamento de cada máquina é uma distribuição Gamma (2;0,25) minutos. A estação 2, denominada grupo de máquinas 2, é composta por 2 máquinas idênticas (*cpmaq21 e cpmaq22*), cujo tempo de processamento é uma distribuição Gamma (2;0,05) minutos. E a estação 3, uma estação de inspeção (*cpinsp1 e cpinsp2*), possui 2 operários, que trabalham conforme uma distribuição triangular (0,3;1,2). O modelo ainda possui 10 AGVS, 7 esteiras e 3 *buffers* (*cpb1, cpb2 e cpb3*) com capacidade de 10 peças.



**FIGURA 2.1 – Layout da Linha de Produção**

O sistema trabalha com um turno diário de 8 horas. A simulação foi corrida no período de 2 meses, ou seja, 480 horas. O modelo foi implementado no *software AUTOMOD* (AUTOSIMULATIONS, 2000). O sistema opera da seguinte forma, as cargas que são geradas infinitamente em *Q\_entrada*, chegam no sistema por *cpentrada*, se esta estação estiver desocupada. Caso *cpentrada* esteja ocupada, a carga fica aguardando sua liberação. Em *cpentrada*, a lista de ordens da simulação avança para o programa *PB1*, que verifica se o *buffer cpb1* possui capacidade para receber novas cargas. Se  $cpb1 \geq 10$ , a carga aguarda a liberação deste *control point*. Caso  $cpb1 < 10$ , a carga é deslocada até este *control point*, iniciando o programa *PV1*. Este programa, verifica a existência de máquinas livres no grupo de máquinas 1. Se todas as máquinas estiverem ocupadas, a carga fica novamente aguardando a liberação de uma máquina livre para se locomover. Quando existir alguma máquina livre, a carga é deslocada para o respectivo *control point* desocupado. A peça então é movida para a esteira, onde é processada de acordo com a distribuição Gamma (2,0,25) minutos. Ao término deste processo, a lista de ordens da simulação vai para o programa *PB2*, que de forma idêntica a *PB1*, verifica a capacidade do *buffer cpb2* de receber novas cargas. Se *cpb2* estiver livre, as cargas são deslocadas para este *control point* e a lista de ordens da simulação é direcionada para o programa *PV2*. Este programa, idêntico a *PV1*, verifica a existência de máquinas livres no grupo de máquinas 2. Caso todas as máquinas estejam ocupadas, a carga fica esperando a liberação de pelo menos uma das máquinas deste grupo. Existindo alguma máquina livre no grupo 2, a carga é deslocada até o respectivo *control point* desocupado. A peça então é deslocada para a esteira, onde é processada conforme uma distribuição Gamma (2;0,05)

minutos. Novamente, a lista de operações da simulação é direcionada para o programa seguinte, *PB3*. Que de forma análoga aos outros programas dos *buffers*, verifica a capacidade de *cpb3* de receber novas cargas. Identicamente aos outros processos, a carga é deslocada para *cpb3* somente quando este *control point* estiver desocupado. De *PB3*, a simulação segue para o programa *PV3*, que desloca a carga para o operário em *cpinsp1* ou em *cpinsp2*, se estiver livre. No processo de inspeção, 90% das cargas são aceitas e tem seu processos finalizados. E portanto saem do sistema em estudo, em *cpsaída*. Enquanto 10% são rejeitadas e são reprocessadas. As cargas rejeitadas por *cpinsp1*, são enviadas para *cpesp1*. Enquanto que as cargas rejeitadas por *cpinsp2*, são enviadas para *cpesp2*. Em *cpinsp1* e *cpinsp2*, a simulação segue para *PB1*, iniciando novamente o processamento da carga.

Ressalta-se a existência de 3 prioridades de operações no decorrer do processamentos das cargas no modelo. A primeira delas ocorre no programa *PENTRADA*. A carga em *cpentrada* só é enviada para *cpb1* se *cpesp1* e *cpesp2* estiverem desocupados. Esta prioridade foi definida, devido ao fato de que as peças para serem reprocessadas, em geral são mais rápidas para atingir a finalização do seu processo do que as novas peças que entram no sistema. No entanto, com a finalidade de facilitar nossos estudos, as peças são reprocessadas com o mesmo tempo de processamento de uma nova peça que entra no sistema. A segunda prioridade que ocorre em *PESP1* e *PESP2*, determina que uma carga que se encontra em *cpesp1* só é disparada para *cpb1*, se *cpesp2* estiver desocupado. De forma idêntica, uma carga em *cpesp2* só é enviada para *cpb1*, se *cpesp1* estiver desocupado. Assim, quando uma carga ao se deslocar para *cpesp1* e encontrar *cpesp2* ocupado, esta carga ficará aguardando a liberação de *cpesp2* para prosseguir para *cpb1*. O mesmo ocorre para uma carga que se desloca para *cpesp2* e encontra *cpesp1* ocupado. Esta prioridade foi criada para ordenar o deslocamento das cargas para *cpesp1* e outra para *cpesp2*. Garantindo desta forma que a primeira carga que alcançar o *control point* de espera, irá iniciar o reprocessamento primeiro. A última prioridade, também definida em *PESP1* e *PESP2*, e é executada em *PINSP*, consiste em garantir que uma carga reprocessada não seja reprocessada novamente, enviando-a para *cpsaída*.

O tempo de carregamento e descarregamento da carga para cada máquina está incluído no tempo de processamento. Em *PSAIDA*, foi criado um programa para armazenar o tempo de espera de cada carga, diante de cada recurso, assim como o tempo de utilização dos recursos. Este programa ainda, visando facilitar a análise dos resultados, calcula o tempo médio de fila do sistema para cada um dos recursos, tanto quanto o tempo médio de utilização. Além de fornecer o número de cargas que são processadas no período do estudo de simulação.

### **3. PROCEDIMENTOS DE ANÁLISE DOS RESULTADOS GERADOS PELO MODELO DE SIMULAÇÃO**

O modelo de simulação analisado é do tipo terminativo, visto que, existe um tempo limite para o tamanho da corrida de simulação. Para este estudo, foi considerado que o estado inicial do sistema é vazio, o sistema a ser modelado se encontra em fase de projeto, e a simulação é corrida sob condições iniciais idênticas.

Devido ao fato de o sistema em estudo não estar implementado, para avaliar os efeitos que a distribuição dos dados de entrada possui sobre os resultados de um modelo de simulação, inicialmente foi considerada uma distribuição hipotética para representar estes dados no modelo. A distribuição de probabilidade considerada, que foi selecionada com base na teoria do processo de Poisson (BANKS *et al.*,1996) é a distribuição exponencial com parâmetro  $\lambda = 0,1$  (10 cargas por minuto). Este parâmetro foi definido à partir do estudo de simulação, de um modelo teórico de um sistema de manufatura.



Desta forma, admitindo a distribuição Exponencial(0,1) como a distribuição ideal para representar os dados de entrada no modelo, utilizou-se o *software* estatístico *EXPERTFIT*, para gerar um conjunto de dados, à partir desta distribuição. Com a finalidade de determinar para os dados gerados, um *rank* de distribuições de probabilidade que pudessem representar os dados de entrada no modelo.

Para determinar este *rank* de distribuições, foi gerado um total de 30 amostras com 900 dados. O *rank* de distribuições selecionado foi aquele que forneceu o parâmetro  $\lambda$  mais próximo de 0,1 da distribuição Exponencial admitida como ideal. Para avaliar a influência do “*input*” dos dados de entrada, no modelo de simulação, foram selecionadas as seguintes distribuições de probabilidade :

<b>Exponential</b> (0,09846)	<b>2° Colocada no rank</b>
<b>Gamma</b> (0,99053;0,09940)	<b>3° Colocada no rank</b>
<b>Weibull</b> (0,99358;0,09819)	<b>4° Colocada no rank</b>
<b>Lognormal</b> (-2,901543; 1,292922)	<b>15° Colocada no rank</b>

Além destas distribuições será também avaliada a distribuição Weibull (0,5;1), e a constante igual a 10 peças/minuto, que não se encontram no *rank* de distribuições. Pretende-se com isto ressaltar as diferenças que podem ocorrer ao selecionar uma distribuição que não fornece uma boa representação. Deve-se ressaltar que o *software* de simulação *AUTOMOD* possui somente as distribuições de probabilidade Constante, Uniforme, Normal, Triangular, Exponencial, Lognormal, Gamma e Weibull para serem implementadas diretamente no modelo, portanto, estas distribuições são mais aplicadas. Para implementar qualquer outra distribuição neste *software* é necessário criar um programa lógico para o modelo.

A simulação foi executada num total de 10 replicações, para cada uma das distribuições selecionadas. O método aplicado para estimar os resultados, foi o método das replicações independentes. Ou seja, foi utilizado um conjunto de “*stream*” diferente em cada replicação, garantindo desta forma a independência entre as replicações.

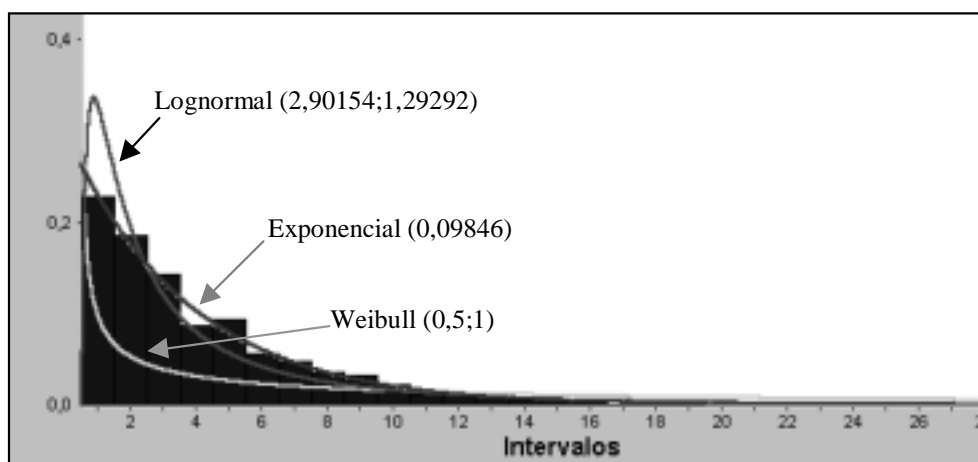
Para comparar os resultados gerados do modelo de simulação, foi aplicado a proposta da amostra correlacionada (LAW & KELTON,1991)

#### 4. RESULTADOS

Para avaliar se as distribuições Exponencial (0,09846), Gamma (0,99053;0,09940), Weibull (0,99358;0,09819), Lognormal (-2,901543; 1,292922) e Weibull (0,5;1) são representativas ao conjunto de dados de entrada, foram aplicados os seguintes testes de ajuste pelo *software* *EXPERTFIT*: Teste de Anderson-Darling, Teste de Kolmogorov-Smirnov e Teste do Qui-quadrado.

De acordo com os testes de ajuste aplicados nas distribuições selecionadas, pode-se observar que a distribuição Lognormal (-2,90154; 1,29292) e Weibull (0,5;1) são rejeitadas, ou seja, não fornecem uma boa representação para o conjunto de dados. Este fato pode ser comprovado pela FIGURA 4.1 apresenta o ajuste destas distribuições para o conjunto de dados gerados.

**FIGURA 4.1 – Histograma com o ajuste das distribuições selecionadas para avaliação**



Ainda analisando visualmente o histograma da FIGURA 4.1, pode-se observar que as distribuições Gamma (0,09940; 0,99053) e Weibull (0,09819;0,99358) apresentam um comportamento semelhante à Exponencial(0,09846). Enquanto que a distribuição Lognormal (2,90154; 1,29292) e Weibull (0,5;1) se encontram bem distantes do comportamento da variável.

Para avaliar a influência destas distribuições no modelo, considere os resultados gerados pela simulação em cada uma das replicações (TABELA 4.1).

**TABELA 4.1 – Resultados do modelo de simulação**

NUMERO DE PEÇAS PRODUZIDAS NO SISTEMA EM CADA REPLICAÇÃO						
	EXP 1	EXP 2	EXP 3	EXP 4	EXP 5	EXP 6
REPLICACAO 1	674,00	677	677	433	673	80
REPLICACAO 2	669,00	680	669	409	669	80
REPLICACAO 3	670,00	678	670	421	671	80
REPLICACAO 4	668,00	664	668	424	668	80
REPLICACAO 5	689,00	669	689	339	689	80
REPLICACAO 6	675,00	673	675	325	675	80
REPLICACAO 7	677,00	677	677	374	677	80
REPLICACAO 8	671,00	677	671	378	671	80
REPLICACAO 9	685,00	668	685	333	674	80
REPLICACAO 10	674,00	680	674	452	674	80
MÉDIA	675,20	674,3	675,5	388,80	674,1	80
VARIANCIA	47,51	30,67777778	47,61111111	2070,178	34,988	0

Onde: EXP1: Exponencial (0,09846)                      EXP4: Weibull(0,5;1)  
 EXP2: Gamma(0,09940;0,99053)                      EXP5: lognormal(-2,90154;1,29292)  
 EXP3: Weibull(0,09819;0,99358)                      EXP6: constante 10 peças/minuto

De acordo com os resultados apresentados na TABELA 4.1, para o número médio de peças produzidas com a aplicação das distribuições selecionadas pode-se observar que as distribuições Lognormal(-2,90154;1,29292) e Weibull (0,5;1) que foram rejeitadas pelos testes de ajuste, possuem um erro proporcional em relação a média da distribuição ideal de respectivamente 0,16% e 42,42%. Enquanto que a distribuição Gamma(0,09940;0,99053) e

Weibull(0,09819;0,99358), que não foram rejeitadas pelos testes de ajuste, apresentam um erro proporcional de respectivamente 0,1% e 0,04%. Desta forma, ao comparar o erro proporcional entre a distribuição Lognormal e a distribuição Gamma, observa-se que a Lognormal embora tenha sido rejeitada apresenta uma estimativa para a média bem próxima da solução fornecida pela distribuição hipotética ideal. A constante 10 peças/minuto fornece um erro grotesco. Deve-se ressaltar que esta comparação fornece apenas o erro percentual entre as estimativas, não fornecendo uma garantia de que uma distribuição é mais representativa do que outra. Para melhor avaliar os resultados obtidos realizou-se a comparação entre as diferenças do número médio de peças produzidas para cada uma das distribuições selecionadas em relação a distribuição Exponencial (0,09846). A TABELA 4.2 apresenta as diferenças encontradas em cada replicação.

**TABELA 4.2 – Comparação entre as distribuições selecionadas com a distribuição Hipotética ideal**

<b>COMPARAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES SELECIONADAS COM A DISTRIBUIÇÃO HIPOTÉTICA IDEAL</b>				
	EXP1-EXP2	EXP1-EXP3	EXP1-EXP4	EXP1-EXP5
<b>REPLICACAO 1</b>	-3,00	-3,00	241,00	1,00
<b>REPLICACAO 2</b>	-11,00	0,00	260,00	0,00
<b>REPLICACAO 3</b>	-8,00	0,00	249,00	-1,00
<b>REPLICACAO 4</b>	4,00	0,00	244,00	0,00
<b>REPLICACAO 5</b>	20,00	0,00	350,00	0,00
<b>REPLICACAO 6</b>	2,00	0,00	350,00	0,00
<b>REPLICACAO 7</b>	0,00	0,00	303,00	0,00
<b>REPLICACAO 8</b>	-6,00	0,00	293,00	0,00
<b>REPLICACAO 9</b>	17,00	0,00	352,00	11,00
<b>REPLICACAO 10</b>	-6,00	0,00	222,00	0,00
<b>MÉDIA</b>	0,90	-0,30	286,40	1,10
<b>VARIANCIA</b>	13,71	0,10	1674,61	11,81

Comparando os resultados da TABELA 4.2 pela variação do número médio de peças produzidas, pode-se observar que a distribuição Weibull (0,09819;0,99358) (3<sup>o</sup> colocada no *rank* de distribuições) fornece uma menor variação em relação a média da distribuição hipotética ideal (Exponencial (0,09846)). Sendo portanto a melhor representação para o comportamento dos dados de entrada, entre as distribuições analisadas. Isto contradiz o fato de a distribuição Gamma(0,09940;0,99053) (2<sup>o</sup> colocada no *rank* de distribuições) ser a melhor representação ao conjunto de dados gerados. Além disto, pode-se observar nesta comparação que a Gamma(0,09940;0,99053) apresenta uma variação maior do que a distribuição Lognormal, que foi rejeitada pelo *EXPERTFIT*. Em relação a distribuição Weibull (0,5;1) também rejeitada pelos testes de ajuste, verifica-se que existe uma grande variação em relação a média da hipótese ideal, o que confirma o fato de não ser uma boa representação para o comportamento dos dados.

## 5.CONCLUSÃO

A finalidade deste estudo de simulação é mostrar, o quanto a aplicação de uma distribuição de probabilidade pode influenciar nos resultados de um modelo. Deve-se ressaltar que o tipo do sistema a ser analisado pela simulação é irrelevante. Visto que cada sistema é

um caso particular, cujo comportamento da variável depende de todos os fatores que ocorrem no sistema em estudo, tais como: as ordens de produção e outros.

Neste estudo de simulação, procurou-se enfatizar o problema da ausência de uma amostra de dados para se realizar o processo de modelagem dos dados. Diante deste problema, foi admitida a distribuição Exponencial (0,1) como ideal, para representar os dados de entrada no modelo. Esta distribuição hipotética se fundamenta na teoria do Processo de Poisson.

Analisando os resultados gerados pela simulação através dos testes apresentados, pode-se notar uma certa dificuldade na determinação da distribuição de probabilidade mais representativa. Isto ocorre devido a aceitação de uma distribuição de probabilidade diante de um tipo de teste, e sua rejeição em outro tipo de teste. Isto pode ser observado pela distribuição Lognormal (15 % do *rank* de distribuições), que é rejeitada pelos testes de ajuste, e que no entanto, fornece resultados bem próximos da distribuição ideal. Deve-se observar entretanto que, a estimativa média do número de peças produzidas pode ser modificada se ocorrer o aumento do número de replicações.

Diante dos resultados obtidos neste estudo, pode-se concluir que é possível encontrar uma distribuição de probabilidade que forneça resultados compatíveis com o sistema real avaliado, e que tenham sido rejeitadas pelos testes de ajuste e pela observação gráfica. No entanto, para estas distribuições, os resultados do modelo podem variar se houver um aumento no número de replicações. Assim, embora casos como este possam ocorrer, em geral os testes de ajuste e a observação gráfica são métodos eficazes para indicar uma distribuição de probabilidade representativa para o comportamento de uma variável. Ressalta-se que, a quantidade de erro gerado nos resultados de um modelo variam de acordo com o sistema em estudo, e o tipo de distribuições de probabilidade utilizadas. Além disto, a importância da porcentagem de erro obtida nos resultados varia de acordo com o tipo de material produzido.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANNINO, J.S.; RUSSELL, E.C., 1981, "The seven most frequent causes of simulation analysis failure – and how to avoid them", *Interfaces*, Vol. 11, n.3, pp.59-63, June.
- BANKS, J *et al.*, 1996, "Discrete-event system simulation", Prentice Hall.
- BRADFORD, T.C.; MARTIN, K.F., 1993, "Modelling the breakdown behavior of transfer line machines for use in computer simulation", *International Journal of Modelling & Simulation*, Vol. 13, n.1, pp.4-8.
- CONWAY, R; *et al.*, 1988, "The role of work-in-process inventory in serial production lines", *Operation Research*, Vol. 36, n.2, Mar.
- LAW, A.M.; KELTON, W.D., 1991, "Simulation modeling and analysis", McGraw-Hill, Inc.
- LOBÃO, E.C.; PORTO, A.J.V., 1997, "Proposta para sistematização de estudos de simulação", CD ROM, XVII ENEGEP - CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO. Vol .1.
- MARIA, 1997, "Introduction to modeling and simulation", *PROCEEDINGS OF THE 1997 WINTER SIMULATION CONFERENCE*, pp.7-13.
- MUNIZ, A.P.K.; CARVALHO, A.C.B.D. , 1998, "Tópicos conceituais de simulação", CD ROM, SPOLM/98 - II SIMPÓSIO DE PESQUISA OPERACIONAL E III SIMPÓSIO DE LOGÍSTICA DA MARINHA - CASNAV, *Anais*, Rio de Janeiro.
- NELSON, L.B. *et al.*, 1995, "Input modeling when simple model fail" , *PROCEEDINGS OF THE 1995 WINTER SIMULATION CONFERENCE*, pp.93-100.
- AUTOSIMULATIONS , 2000, "Automod Simulation Software", <http://www.autosim.com/simulation/simsoftware.html> (22 Maio)

# APLICAÇÃO DO MÉTODO DE BROYDEN EM SIMULAÇÃO DE RESERVATÓRIOS DE PETRÓLEO

**Francisco Marcondes**

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica Rua Aprígio Veloso, 882 - Campina Grande, PB, Brasil, CEP:58109-970. E-mail:marconde@dem.ufpb.br

**Mario Cesar Zambaldi**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Matemática Campus Universitário - Florianópolis, SC, Brasil, CEP:88040-900. E-mail:zambaldi@mtm.ufsc.br

**Resumo:** O presente trabalho consiste na utilização do método de Broyden para resolução de problemas de simulação de reservatórios de Petróleo. Trata-se de um método Quase-Newton para sistemas de equações não lineares. Nos testes numéricos, emprega-se o modelo *Black-oil* (óleo-água) em geometrias bidimensionais. São utilizadas malhas não-estruturadas do tipo Voronoi. As equações são discretizadas empregando um modelo totalmente implícito.

**Pavras-chave:** Métodos Quase-Newton, Simulação de Reservatório, Volumes Finitos.

## 1. INTRODUÇÃO

Os métodos Quase-Newton (QN) (Broyden (1965), Dennis e Schnabel (1983) e Zambaldi (1993)) foram originalmente introduzidos para problemas nos quais a avaliação da matriz Jacobiana envolve alto custo computacional. Neste caso, calcula-se uma aproximação para a mesma com algum critério específico. Diferentes aproximações caracterizam diferentes métodos QN. Uma outra característica desses métodos é aproveitar sua formulação para obter economia na fase de resolução dos sistemas lineares em cada iteração. O método de Broyden (Broyden (1965), Dennis e Schnabel (1983)) não considera a simetria para a matriz Jacobiana, como é o caso da aplicação deste trabalho. No caso, e como o problema em questão envolve grande número de variáveis, a implementação com memória limitada (Kozakevich e Zambaldi (1999), e Zambaldi (1993)) é necessária. O modelo físico empregado é o *Black-oil* (óleo-água) e as equações são resolvidas empregando-se um esquema totalmente implícito. Os resultados são comparados com algumas soluções disponíveis em Marcondes (1996) usando formulação totalmente implícita e solução do sistema linear via método de Newton Inexato, que consiste em empregar um algoritmo iterativo linear para resolução das equações linearizadas.

## 2. O MÉTODO DE BROYDEN COM MÉMORIA LIMITADA

Em geral, os métodos QN para resolução de um sistema não linear  $F(x) = 0$ , são estruturados da seguinte forma:

$$B_k s_k = -F(x_k) \tag{1}$$

$$x_{k+1} = x_k + s_k \tag{2}$$

Desse modo cada iteração é caracterizada pela avaliação da função  $F(x_k)$ , da matriz  $B_k$ , aproximação para a matriz Jacobiana de  $F$ , e do cálculo do sistema linear, (1). Para

a iteração seguinte, a matriz  $B_{k+1}$  é obtida de  $B_k$  utilizando uma fórmula de recorrência envolvendo  $x_k$ ,  $x_{k+1}$ ,  $F(x_k)$  e  $F(x_{k+1})$ . Frequentemente,  $B_{k+1}$  é escolhida como uma das matrizes que satisfazem a Equação Secante,

$$B_k s_k = y \quad (3)$$

onde  $y = F(x_k) - F(x_{k+1})$ .

No método de Broyden, utiliza-se uma matriz de posto 1 para obter  $B_{k+1}$  a partir de  $B_k$ .

$$B_{k+1} = B_k + \frac{(y_k - B_k s_k) s_k^t}{s_k^t s_k} \quad (4)$$

Ocorre entretanto que, se  $B_k$  é uma matriz esparsa,  $B_{k+1}$  não o será. Portanto, para problemas grandes e esparsos, a fórmula de atualização acima não é conveniente. Uma forma de superar esta limitação é o uso da chamada forma de memória limitada.

Utilizando (4) e a conhecida fórmula de Sherman-Morrison (Golub & Van Loan 1996), pode-se obter uma expressão de  $B_{k+1}^{-1}$  a partir de  $B_k^{-1}$ . Isto feito, a iteração de Broyden pode ser obtida da forma,

$$x_{k+1} = x_k - B_k^{-1} F(x_k) \quad (5)$$

Portanto, em vez do cálculo explícito do sistema linear (1), pode-se fazer a atualização da inversa das aproximações. A expressão referida acima, para o método de Broyden, tem a forma,

$$B_{k+1}^{-1} = B_k^{-1} + \frac{(s_k - B_k^{-1} y_k) s_k^t B_k^{-1}}{s_k^t B_k^{-1} y_k} \quad (6)$$

É possível, a partir de (6) obter uma expressão do tipo:

$$B_k^{-1} = (I + u_{k-1} s_{k-1}^t) \dots (I + u_0 s_0^t) B_0^{-1} \quad (7)$$

O vetor  $u_k$  neste caso é dado pela expressão:

$$u_k = \frac{(s_k - B_k y_k)}{s_k^t B_k y_k} \quad (8)$$

A fórmula de recorrência (7), não pode ser empregada indefinidamente com a inicialização com  $B_0^{-1}$ . De fato, a cada iteração dois vetores adicionais são necessários além do fato de se estar incrementando o custo por iteração. Portanto, escolhe-se um intervalo de recomeços para que o processo iterativo possa prosseguir. Mais especificamente, escolhe-se um número inteiro, digamos  $m$ , tal que quando  $k = 0 \bmod(m)$ , o processo iterativo deve ser recomeçado. Isto implica utilizar  $B_m^{-1}$  no lugar de  $B_0^{-1}$  em (7) para introduzir os recomeços.

A inicialização de  $B_0$  é relevante. Uma escolha possível é utilizar a própria matriz Jacobiana. Isto, entretanto, exigiria uma fatoração completa desta matriz, o que é inviável

computacionalmente. No trabalho utilizamos a fatoração incompleta da mesma conforme Marcondes *et al.* (1995).

A escolha do parâmetro  $m$  obviamente depende do problema em questão e principalmente da dimensão do mesmo. Nos experimentos numéricos alguns valores deste parâmetro são avaliados com relação ao desempenho global do método de Broyden.

### 3. MODELO FÍSICO

Apresenta-se nesta seção uma breve descrição do modelo empregado no presente trabalho para representar o escoamento bifásico (óleo-água) em simulação de reservatórios. Maiores detalhes podem ser encontrados em Palagi (1992).

Assumindo que existam duas fase imiscíveis no reservatório óleo(o) e água (w) e desprezando os efeitos gravitacional e de pressão capilar, a equação de conservação volumétrica para a fase  $p$  pode ser escrita como,

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \phi \frac{S_p}{B_p} \right) = \nabla \cdot [\lambda_p \nabla P] + \bar{q}_p \quad (9)$$

onde  $\phi$  denota a porosidade e  $B_p$  o fator de formação volumétrico da fase  $p$ .  $P$  é a pressão,  $\bar{q}_p$  é a vazão volumétrica nas condições de armazenagem do reservatório por unidade de volume do reservatório e  $\lambda_p$  é a mobilidade da fase  $p$ , definida por

$$\lambda_p = K \frac{K_{rp}}{\mu_p B_p} \quad (10)$$

onde  $K$  é a permeabilidade absoluta do reservatório,  $K_{rp}$  é a permeabilidade relativa e  $\mu_p$  é a viscosidade da fase  $p$ , respectivamente.

Escrevendo a Eq. (9) para as fases óleo e água observa-se que existem três incógnitas ( $S_o$ ,  $S_w$  and  $P$ ) para a existência de somente duas equações. Como equação de fechamento é empregado a equação de conservação global de massa, dada por

$$S_w + S_o = 1 \quad (11)$$

### 4. EQUAÇÕES DISCRETIZADAS

O reservatório foi discretizado usando malhas de Voronoi e as equações aproximadas foram obtidas através do método dos volumes finitos. Fig. 1 indica um volume de controle típico de Voronoi. Integrando a Eq. (9) no volume de controle da Fig. 1 e no tempo, obtém-se

$$\int_t \int_V \frac{\partial}{\partial t} \left( \phi \frac{S_p}{B_p} \right) dV dt = \int_t \int_V \nabla \cdot [\lambda_p \nabla P] dV dt + \int_t \int_V \bar{q}_p dV dt \quad (12)$$

e aplicando o teorema de Gauss para o primeiro termo no lado direito da Eq. (12), a seguinte equação é obtida

$$\int_t \int_V \frac{\partial}{\partial t} \left( \phi \frac{S_p}{B_p} \right) dV dt = \int_t \int_A \lambda_p \nabla P \cdot d\vec{A} + \int_t \int_V \bar{q}_p \quad (13)$$

onde  $d\vec{A}$  é o vetor área elementar. Realizando a integração da Eq. (13) no volume de controle  $i$  e representando  $t + dt$  by  $n + 1$  a seguinte equação implícita é obtida,

$$\left( \frac{\phi V S_p}{\Delta t B_p} \right)_i^{n+1} - \left( \frac{\phi V S_p}{\Delta t B_p} \right)_i^n = \sum_{j=1}^{N_v} T_{ij} \lambda_{ij}^{n+1} (P_j^{n+1} - P_i^{n+1}) + \bar{q}_p^{n+1} \quad (14)$$

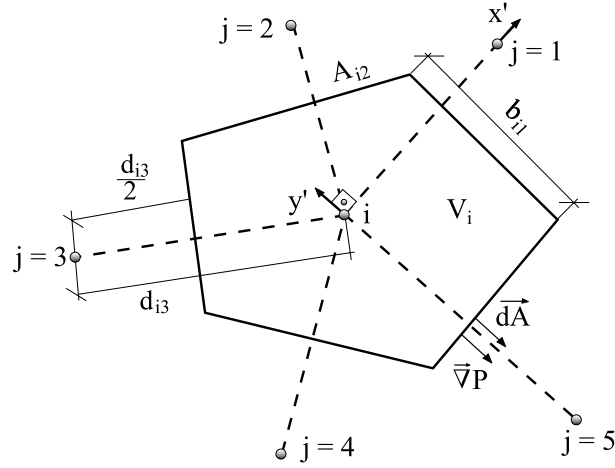


Figura 1: Volume de controle de Voronoi

O termo  $T_{ij}$  é um produto de termos geométricos e da permeabilidade absoluta e é conhecido como fator de transmisibilidade, sendo dado por,

$$T_{ij} = \left( \frac{b h K}{d} \right)_{ij} \quad (15)$$

onde  $d$  é a distância do volume  $i$  para o volume vizinho  $j$ ,  $h$  and  $b$  são a altura e a largura da face  $ij$ , respectivamente e  $k$  é permeabilidade absoluta na interface  $ij$ .

## 5. EXPERIMENTOS NUMÉRICOS

Todos os resultados que serão apresentados nesta seção foram obtidos com os seguintes critérios de parada de uma iteração no método Quase-Newton ou Newton Inexato: 68.93 kPa para as correções de pressão e  $5 \times 10^{-3}$  para as correções de saturação. Ainda com relação ao método de Newton Inexato, foi usado como acelerador de convergência para



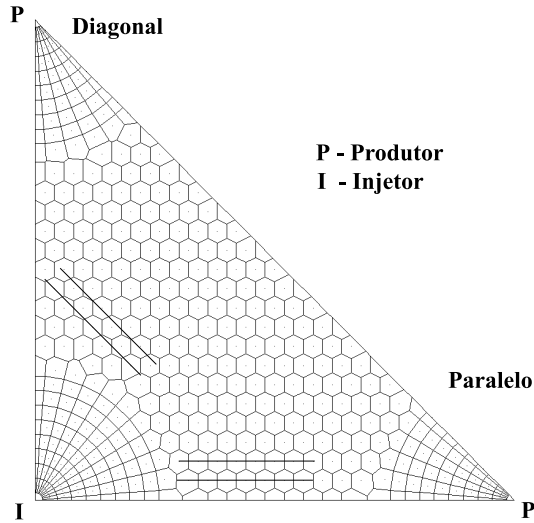


Figura 2: Malha hexagonal-híbrida com 445 volumes

o algoritmo iterativo GMRES, (Saad e Schultz (1986)) o preconditionador por fatoração incompleta de nível 1, ILU(1), (Marcondes et. all (1995)). Como critério de parada no GMRES foi empregado o seguinte critério:  $\|r_k\|/\|r_o\| \leq 10^{-3}$ , onde  $\|r_k\|$  é a norma do resíduo na iteração  $k$  e  $\|r_o\|$  é a norma do resíduo inicial. Para o método de Broyden foi utilizado  $m = 20$ , ou seja, recomeços a cada 20 iterações. Em todos os casos testados, exceto para a malha hexagonal-híbrida com 672 volumes, foi usado como intervalo de tempo máximo  $\Delta t = 50$  dias.

O primeiro caso analisado corresponde a um quarto da geometria *five-spot*. Os dados físicos e geométricos estão listados na Tab. 1. A malha empregada é apresentada na Fig. 2. As curvas de permeabilidade relativa e razão de viscosidade são dados pela Eq. (16).

$$K_{rw} = \frac{S_w^2}{M(1 - S_w^2) + S_w^2}; \quad K_{ro} = 1 - K_{rw}; \quad M = \mu_o/\mu_w \quad (16)$$

Tab. 1 - Dados Físicos e Geométricos do Reservatório - Caso 1

Dados do Reservatório	Condição Inicial	Propriedades Físicas
$k = 12,5 \times 10^{-15} \text{ m}^2$	$S_{wi} = 0,0$	$B_o = B_w = 1 \text{ a } 0 \text{ Pa}$
$h = 6,09 \text{ m}$	$P_i = 6,893 \times 10^5 \text{ Pa}$	$P_c = 0$
$A = 1,6 \times 10^5 \text{ m}^2$	$S_{or} = 0$	$\mu_o = 10^{-3} \text{ Pa.s}$
$\phi = 0,08$		$\mu_w = 1/M \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$
$r_w = 0,0914 \text{ m}$		$c_o = c_w = 1,45 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$
		$ \bar{q}_{11}  =  \bar{q}_{w1}  = 1,10 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

A Fig. 3 apresenta a recuperação de óleo adimensional (VOR) nos poços diagonal e paralelo para  $M=10$  e  $50$ . Pode-se observar que os resultados apresentaram uma excelente concordância com aqueles obtidos pelo método de Newton Inexato.

A Tab. 2 apresenta dados mais realistas do ponto de vista de reservatório de petróleo. O reservatório é composto de oito poços, sendo 06 produtores e 02 injetores. As curvas de permeabilidade relativa e viscosidades são dadas pelas Eqs. (17) e (18), respectivamente.

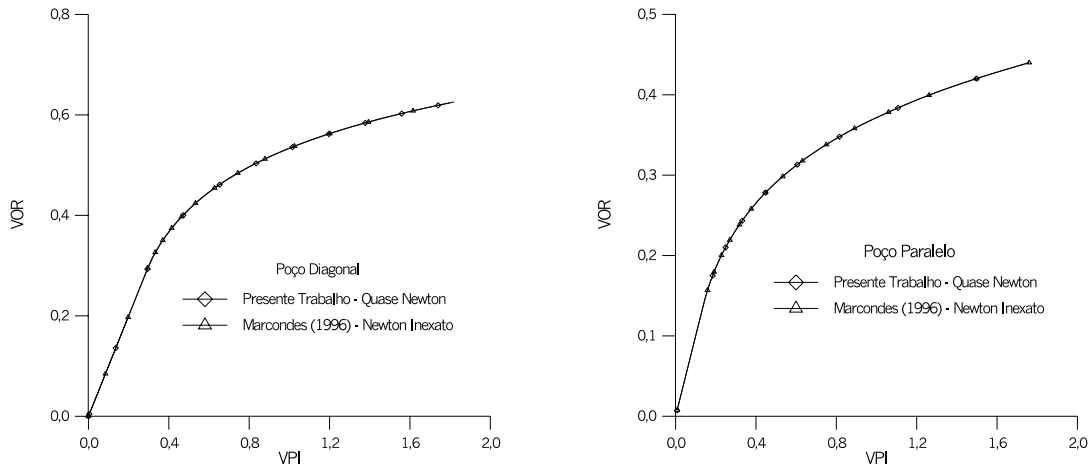


Figura 3: Recuperação dos poços diagonal -  $M = 10$  e paralelo -  $M = 50$

Para este caso foram testadas dois tipos de malhas. Uma malha hexagonal híbrida com 672 volumes e uma malha hexagonal com 559 volumes (Fig. 4). A localização dos poços é a mesma para ambas as malhas.

Tab. 2 - Dados Físicos e Geometricos do Reservatório - Caso 2

Dados do Reservatório	Condição Inicial	Propriedades Físicas
$k = 3,0 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ $h = 15 \text{ m}$ $A = 1,82 \times 10^6 \text{ m}^2$ $\phi = 0,30$ $r_w = 0,122 \text{ m}$	$S_{wi} = 0,20$ $P_i = 2,413 \times 10^7 \text{ Pa}$ $S_{or} = 0,20$	$B_o = B_w = 1$ a $2.068427 \times 10^7 \text{ Pa}$ $P_c = 0$ $c_o = c_w = 7,25 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ $\bar{q}_{p1} = \bar{q}_{p3} = -9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{p2} = -1,1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{p4} = -5,52 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{p5} = \bar{q}_{p6} = -7,36 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{i1} = 2,94 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{i2} = 2,024 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

$$K_{rw} = (S_w - 0.2)(-250S_w^2 + 325S_w - 55)/27; \quad K_{ro} = 1 - K_{rw} \quad (17)$$

$$\mu_w = 10^{-3}(1 + 1.45 \times 10^{-12}(P - 1.37 \times 10^7)); \quad \mu_o = 1.163\mu_w [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (18)$$

Para a malha hexagonal-híbrida da Fig. 4 foi observado oscilações nos cortes de água, curvas de recuperação, etc. Neste caso, foi necessário reduzir o valor de  $\Delta t_{max}$ . Soluções fisicamente consistentes só foram obtidas com  $\Delta t_{max} = 3$  dias. Este fato deve ser explicado considerando a natureza da matriz Jacobiana, que é bastante esparsa devido ao elevado número de poços radiais. Foram realizados alguns testes com a fatoração incompleta maior do que 1, sem contudo ter-se obtido convergência para  $\Delta t_{max} = 50$  dias. Soluções fisicamente consistentes só foram obtidas para  $\Delta t_{max} = 3$  dias. Testes estão, no momento, sendo realizados na tentativa de melhorar a performance do método. A Fig. 5 apresenta curvas de corte de água no poço 5 para as malhas hexagonal e hexagonal-híbrida. Os resultados são apresentados para o corte de água por ser este parâmetro mais sensível a

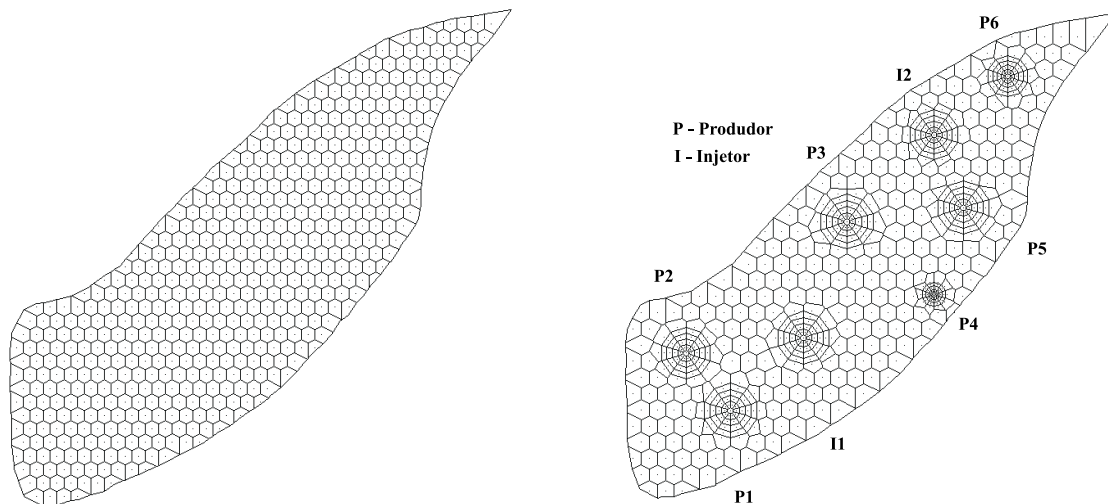


Figura 4: Malhas hexagonal com 559 volumes e hexagonal-híbrida com 672 volumes

evolução da solução. Pode-se notar que novamente a concordância do Quase-Newton com o Newton Inexato é bastante próxima.

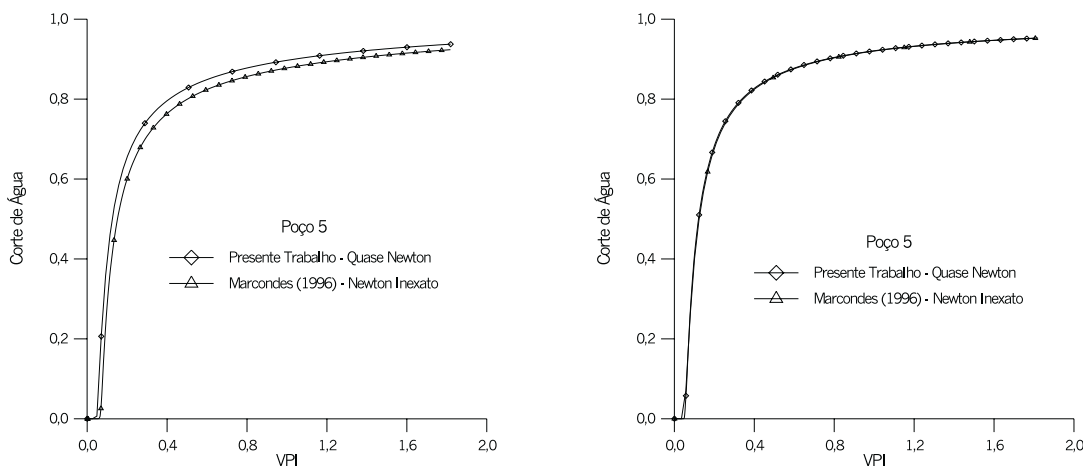


Figura 5: Recuperação do poço 5 - Malhas hexagonal e hexagonal-híbrida

## 6. CONCLUSÕES

O presente trabalho aplicou o método Quase-Newton de Broyden para a solução de problemas de reservatório de petróleo usando malhas não-estruturadas de Voronoi. Os resultados foram comparados com soluções usando o GMRES com uma fatoração incompleta e mostraram uma excelente concordância. No entanto, verificou-se que o Quase-Newton foi bastante sensível a estrutura da malha, o que por sua vez afeta sobremaneira a estrutura do Jacobiano. Testes estão sendo realizados na tentativa de evitar a divergência da solução com intervalos de tempos maiores, e portanto, melhorar a eficiência do método.

## 7. REFERÊNCIAS

- Broyden, C.G., 1965, “A class of methods for solving nonlinear simultaneous equations”, *Mathematics of Computation*, Vol. 19, pp. 577-593.
- Dennis Jr., J. E. and Schnabel, R. B., 1983, “Numerical Methods for Unconstrained Optimization and Nonlinear Equations”, Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- Golub G. and C. F. Van Loan, 1996, “Matrix Computation” The John Hopkins University Press, Baltimore London, 3rd. Ed., University Press.
- Marcondes, F., 1996, “Solução Numérica Usando Métodos Adaptativos-Implicitos e Malha de Voronoi de Problemas de Reservatórios de Petróleo, Tese de Doutorado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Brasil.
- Marcondes, F., Zambaldi, M. C. Z e Maliska, C. R., 1995, “Comparação de Métodos Não Estacionários em Malhas Não Estruturadas na Solução de Problemas de Petróleo”, *Anais do XIII Cong. Bras. de Eng. Mecânica*, Belo Horizonte, Brasil.
- Palagi, C., 1992 “Generation and Application of Voronoi Grid to Model Flow in Heterogeneous Reservoirs”, PhD dissertation, Stanford University, Stanford.
- Kozakevich D. N. and M. C. Zambaldi, 1999, “Quasi-Newton Methods with Incomplete Factorizations for Some Nonlinear Predominant Convection-Diffusion Problems” Tech. Rep. 01/99. Depto. Math. Federal University of Santa Catarina, Brasil.
- Saad Y., and Schultz M. H., 1986, “GMRES: A General Minimal residual Algorithm for Solving Nonsymmetric Linear Systems”, *SIAM J. Sci. Stat. Comput.*, Vol. 7, pp 857-869.
- Zambaldi, M. C., 1993, “Novos Resultados Sobre Fórmulas Secantes e Aplicações”, Tese de Doutorado, IMECC, UNICAMP, Brasil.

# MODELO VISCO-ELÁSTICO DA CAMADA DE CONTATO MECÂNICO DE UM MOTOR POR ONDAS PROPAGANTES.

**Adolfo Gomes Marto**

**Pablo Siqueira Meirelles**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica Computacional, 59072-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: [agmarto@fem.unicamp.br](mailto:agmarto@fem.unicamp.br)

## Resumo

Este trabalho estuda o contato mecânico entre rotor e estator em motores por ondas propagantes. Uma fina camada de contato colada ao rotor é modelada como um material viscoelástico. O modelo de contato considera o fenômeno de agarramento e deslizamento, ou *stick-slip*. As tensões de contato e os campos de velocidade são desenvolvidos analiticamente. Um algoritmo numérico foi implementado para aplicar este modelo em um motor já em funcionamento.

**Palavras-chave:** onda propagante, contato mecânico, camada viscoelástica

## 1. INTRODUÇÃO

Motores ultra-sônicos utilizam forças de atrito para funcionarem. Esses motores são compostos basicamente de dois corpos em contato, rotor e estator. Um dos corpos, geralmente o estator, vibra a uma frequência acima da audível. As forças de contato entre os corpos produzem as forças de acionamento. (Marto, 1997) apresenta alguns princípios de funcionamento desses motores. O motor ultra-sônico por ondas propagantes, ou *Traveling Wave Ultrasonic Motor*, é o mais promissor entre esses por apresentar características como: uma construção simples, elevado torque por unidade de massa e velocidade reduzida, além de ser silencioso.

O motor ultra-sônico por ondas propagantes foi criado por Sashida em 1982 e citado em Sashida, 1993. O estator e rotor tem forma de anel ou disco. No estator são excitados dois modos degenerados, com uma diferença de fase no tempo, produzindo ondas propagantes. As ondas propagantes geram deslocamentos elípticos na superfície de contato. O rotor é pressionado contra o estator e as forças de atrito transformam os esforços tangenciais provocados pelos deslocamentos elípticos em força de acionamento. Uma camada de contato é colada ao rotor para melhorar o desempenho da transmissão das forças de contato. O funcionamento desse tipo de motores é apresentado em detalhes por (Marto & Meirelles, 1999).

(Hagedorn & Wallaschek, 1992) apresentam um modelo matemático do estator. O modelo analisa os modos naturais do estator pela teoria de placas de Kirchhoff, sem considerar a influência do contato com o rotor. (Cao & Wallaschek, 1995) desenvolvem um modelo viscoelástico da camada de contato colada ao rotor. Esse modelo considera a rigidez da camada bem menor que a rigidez do estator. Com isso, considera-se que a onda propagante não se deforma com a pressão do rotor.

Este trabalho apresenta o modelo viscoelástico, juntamente com uma implementação numérica para simular o comportamento de um motor por onda propagantes. Os parâmetros do motor foram extraídos de um protótipo sônico já em funcionamento. A camada de contato teve seus parâmetros estimados. Assim uma análise qualitativa é comparada com o modelo de (Cao & Wallaschek, 1995).

## 2. MODELO VISCOELÁSTICO DA CAMADA DE CONTATO

Os deslocamentos transversais de um disco ou anel submetido a uma onda propagante de forma co-senoidal são descritos em coordenadas cilíndricas pela equação 1.

$$w(r, \theta, t) = R(r) \cos(\omega t - k \theta) \quad (1)$$

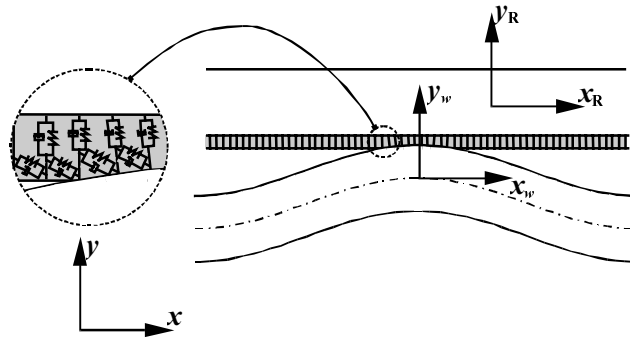
A onda de comprimento de onda  $\lambda$  e frequência  $f$  possui a frequência angular dada por  $\omega = 2\pi f$  e o número de onda por  $k = 2\pi/\lambda$ .

Considerando que o contato aconteça ao longo do diâmetro externo do anel (estator) e que a razão entre o diâmetro externo e interno seja bem menor que o comprimento circunferencial, o sistema de coordenada cilíndrica pode ser modificado para retangular mediante a transformação  $x = r\theta$ . Assim os deslocamentos transversais podem ser descritos pela equação 2.

$$w(x, t) = A_w \cos(\omega t - k x) \quad (2)$$

(Martó & Meirelles, 1999) apresentam a trajetória dos pontos da superfície de contato do estator. Os deslocamentos tangenciais do estator, agora longitudinais no sistema de coordenadas adotado, são descritos pela equação da viga de Euler-Bernoulli, como na equação 3.

$$u_s(x, t) = a \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} = -a k \sin(\omega t - k x) \quad (3)$$



**Figura 1** Contato da onda propagante com o rotor

Para facilitar a abordagem do contato, três sistemas de referência são adotados, como apresentado na figura (1). O referencial absoluto,  $x y$ , independente dos movimentos ocorridos no estator ou rotor. Um sistema fixo na onda propagante,  $x_w y_w$ , e um sistema fixo ao rotor,  $x_R y_R$ . As relações entre os sistemas são dadas por (4) e (5), respectivamente

$$x_w = x - v_w t \quad (4)$$

$$x_R = x - v_R t \quad (5)$$

A velocidade relativa entre os sistemas da onda do rotor é a diferença entre a velocidade da onda,  $v_w$ , e a velocidade do rotor,  $v_R$ , ambas no referencial absoluto

$$v = v_w - v_R \quad (6)$$

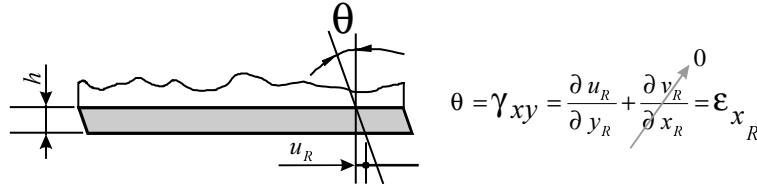
A velocidade de propagação da onda é função do comprimento da onda e da frequência

$$v_w = \lambda f \quad (7)$$

No referencial da onda, a velocidade tangencial dos dentes no estator é expressa por (8)

$$\frac{d u_S(x_w, t)}{d t} = \frac{\partial u_S(x_w, t)}{\partial x_w} \frac{d x_w}{d t} \Rightarrow V_{u_S}(x_w) = -a k^2 v_w \cos(\omega t - k x_w) \quad (8)$$

Para calcular o deslocamento tangencial da superfície de contato do rotor expresso em (9), a deformação da camada, apresentada pela figura 2, é analisada no referencial do rotor.



**Figura 2** Deformação da camada de contato

$$\theta \cong \epsilon_{x_R} \Rightarrow u_R = h \epsilon_{x_R} \quad (9)$$

A velocidade tangencial da superfície de contato do rotor, no mesmo referencial, é obtida em (10).

$$V_{u_R}(x_R) = \frac{\partial u_R}{\partial t} = \frac{\partial u_R}{\partial x_R} \frac{d x_R}{d t} = h \epsilon'_{x_R} v_R \quad (10)$$

Como o interesse é estudar o contato mecânico no referencial da onda propagante, a velocidade tangencial da superfície de contato do rotor é transformada para esse referencial, equação (11):

$$V_{u_R}(x_w) = v_R + h \epsilon'_{x_R} v \quad (11)$$

A distribuição de pressão de contato sobre o rotor é função da deformação normal ao contato. No referencial da onda propagante essa distribuição de pressão é dada por (14)

$$p(x_w) = E \epsilon_z(x_w) \quad (12)$$

$$\epsilon_z = \frac{A_w}{h} [\cos(k x_w) - \cos(k L)] \quad \text{de} \quad -L \leq x_w \leq L \quad (13)$$

$$p(x_w) = E \frac{A_w}{h} [\cos(k x_w) - \cos(k L)] \quad \text{de} \quad -L \leq x_w \leq L \quad (14)$$

Assim a força normal de contato por período é expresso por (15)

$$F_N = \int_S p(x_w) ds \Rightarrow F_N = b \frac{E A_w}{h} \int_{-L}^L [\cos(k x_w) - \cos(k L)] dx_w \quad (15)$$

A condição de contato depende da pressão de contato local. As partes em contato, do rotor e do estator, se movimentam solidariamente quando a tensão devido aos esforços tangenciais são menores que o atrito estático local. A velocidade relativa entre as partes, dada por (16), é nula. Quando há uma velocidade relativa o esforço de atrito estático é insuficiente para equilibrar os esforços tangenciais. Uma parte escorrega sobre a outra. As condições de agarramento ou de escorregamento são previstas pela lei de Coloumb e apresentadas pelas equações (17) e (18) respectivamente.

$$v_{rel} = v_{u_r} - v_{u_s} \quad (16)$$

$$|\tau(x_w)| \leq \mu_o p(x_w) \quad ; \quad v_{rel} = 0 \quad (17)$$

$$|\tau(x_w)| \leq \mu_d p(x_w) \quad ; \quad v_{rel} \neq 0 \quad (18)$$

## 2.1 Escorregamento

Os esforços tangenciais durante o escorregamento, dados por (19), são limitados pelo esforço de atrito dinâmico local

$$\tau(x_w) = -\text{sign}(v_{rel}) Q [\cos(k x_w) - \cos(k L)] \quad \text{de} \quad -L \leq x_w \leq L \quad (19)$$

A constante de contato  $Q$  é dada por (20)

$$Q = \mu_d \frac{E A}{h} \quad (20)$$

A função  $\text{sign}(v_{rel})$ , dada por (21), define o sentido do escorregamento

$$\text{sign}(v_{rel}) = \frac{v_{u_R} - v_{u_S}}{|v_{u_R} - v_{u_S}|} \quad (21)$$

As deformações durante o escorregamento são deduzidas a partir da equação diferencial expressa por (22)

$$m \ddot{\mathcal{E}}(x_w, t) + \gamma \dot{\mathcal{E}}(x_w, t) + G \mathcal{E}(x_w, t) = \tau(x_w, t) \quad (22)$$

Os parâmetros de inércia  $m$ , de amortecimento  $\gamma$  e de rigidez  $G$  são dimensionados por unidade de comprimento como pode ser observado na análise dimensional (23)

$$\begin{aligned} [\tau(x_w)] &= \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \\ [G \mathcal{E}(x_w)] &= \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \Rightarrow [G] = \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \left[ \frac{1}{\text{m}} \right] \\ [\gamma \dot{\mathcal{E}}(x_w)] &= \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \Rightarrow [\gamma] = \left[ \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \right] \left[ \frac{1}{\text{m}} \right] \\ [m \ddot{\mathcal{E}}(x_w)] &= \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \Rightarrow [m] = \left[ \frac{\text{Ns}^2}{\text{m}} \right] \left[ \frac{1}{\text{m}} \right] \end{aligned} \quad (23)$$

A solução da equação diferencial do escorregamento é obtida em duas etapas. A solução da homogênea é expressa por (24)

$$\mathcal{E}_h(x_w, t) = C_1 e^{\alpha t} \cos(\beta t) + C_2 e^{\alpha t} \sin(\beta t) \quad (24)$$

com as constantes essenciais dadas por (25)

$$\alpha = -\frac{\gamma}{2m} \quad \beta = \sqrt{\frac{G}{m} \sqrt{1 - \frac{\gamma^2}{4mG}}} \quad (25)$$

Para que estas deformações possam ser analisadas com o referencial da onda propagante é necessário que o tempo (absoluto) desde o início do escorregamento seja transformado na distância percorrida pela onda desde a posição do início do escorregamento, como em (26):

$$t = \frac{x_w - x}{v_w} \quad (26)$$

A solução particular, dada por (27), corresponde à deformação que a onda propagante impõe à camada de contato

$$\mathcal{E}_p(x_w, t) = -\text{sign}(v_{rel}) [A \cos(k x_w) + B \sin(k x_w) + C \cos(k L)] \quad (27)$$

As constantes A, B e C são dadas por (28), (29) e (30).



$$A = \frac{Q(G - m k^2 v_w^2)}{G^2 - (\gamma^2 - 2 G m) k^2 v_w^2 + m^2 k^4 v_w^4} \quad (28)$$

$$B = -\frac{Q \gamma k v_w}{G^2 - (\gamma^2 - 2 G m) k^2 v_w^2 + m^2 k^4 v_w^4} \quad (29)$$

$$C = -\frac{Q}{G} \quad (30)$$

A solução geral das deformações ocorridas durante o escorregamento é expressa em (31)

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = \mathcal{E}_h + \mathcal{E}_p = \\ C_1 e^{\alpha \left( \frac{x_w - x}{v_w} \right)} \cos \left( \beta \frac{x_w - x}{v_w} \right) + C_2 e^{\alpha \left( \frac{x_w - x}{v_w} \right)} \operatorname{sen} \left( \beta \frac{x_w - x}{v_w} \right) \\ - \operatorname{sign}(v_{rel}) [A \cos(k x_w) + B \operatorname{sen}(k x_w) + C \cos(k L)] \end{aligned} \quad (31)$$

As constantes essenciais, expressas em (32), são determinadas a partir das condições de contorno dadas pelas equações (33) e (34) no início do escorregamento. Neste instante, a deformação e sua taxa de variação em relação a  $x$  são conhecidas

$$\begin{aligned} C_1 = \operatorname{sign}(v_r) [A \cos(k x) + B \operatorname{sen}(k x) + C \cos(k L)] + \psi \\ C_2 = -\frac{1}{\beta} \left\{ \operatorname{sign}(v_r) \alpha [A \cos(k x) + B \operatorname{sen}(k x) + C \cos(k L)] + \alpha \psi + \right. \end{aligned} \quad (32)$$

$$\left. + \operatorname{sign}(v_r) k v_w [B \cos(k x) - A \operatorname{sen}(k x)] + \iota v_w \right\}$$

$$\mathcal{E}(x_w, 0) = \psi \Rightarrow C_1 + A \cos(k x_w) + B \operatorname{sen}(k x_w) + C \cos(k L) = \psi \quad (33)$$

$$\mathcal{E}'(x_w, 0) = \iota \Rightarrow -\frac{\alpha C_1 + \beta C_2}{v_w} - \operatorname{sign}(v_r) k [A \operatorname{sen}(k x_w) - B \cos(k x_w)] = \iota \quad (34)$$

## 2.2. Agarramento

Os pontos da camada de contato do rotor possuem a mesma velocidade de contato da superfície de contato do estator quando existe agarramento

$$v_{u_R}(x_w) = v_{u_S}(x_w) \quad (35)$$

Assim, pela igualdade de velocidades dada por (35) e pela equação (10), a variação da deformação local em relação à onda propagante é expressa por (36). A deformação local é facilmente obtida em (37).

$$\mathcal{E}'(x_w) = -\frac{1}{h} \frac{v_R}{v} - a \frac{A_w k^2}{h} \frac{v_w}{v} \cos(k x_w) \quad (36)$$

$$\mathcal{E}(x_w) = -\frac{1}{h} \frac{v_R}{v} x_w - a \frac{A_w k}{h} \frac{v_w}{v} \operatorname{sen}(k x_w) + D \quad (37)$$

$$\mathcal{E}''(x_w) = a \frac{A_w k^3}{h} \frac{v_w}{v} \operatorname{sen}(k x_w) \quad (38)$$

Como existe agarramento entre as partes, a equação (22) não depende do tempo no referencial da onda propagante, podendo ser rescrita por (39). Substituindo as equações (36), (37) e (38) em (39) obtém-se a tensão de deformação ao longo do agarramento (40).

$$m v_w^2 \mathcal{E}''(x_w, t) + \gamma v_w \mathcal{E}'(x_w, t) + G \mathcal{E}(x_w, t) = \tau(x_w, t) \quad (39)$$

$$\tau(x_w) = \left[ a \frac{A_w k v_w}{h v} (m v_w^2 k^2 - G) \right] \text{sen}(k x_w) - \gamma a \frac{A_w k^2 v_w^2}{h v} \cos(k x_w) + \frac{v_w v_R}{h} - \frac{G v_R}{h} x_w + G D \quad (40)$$

A constante D, dada por (42), é calculada da condição de contorno no início do agarramento apresentada em (41). As tensões de escorregamento e agarramento são iguais neste instante.

$$\tau(\xi_i)_{\text{escorregamento}} = \tau(\xi_i)_{\text{agarramento}} \quad (41)$$

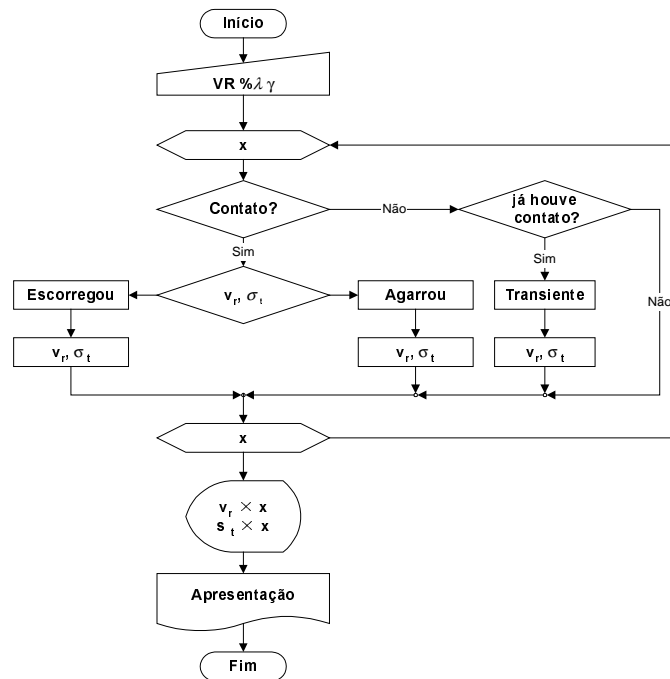
$$D = \tau(\xi_i) + \frac{a A_w k^2}{G h v} \cos(k \xi_i) + a \frac{A_w k v_w}{h v} \left( 1 - \frac{k^2 m v_w^2}{G} \right) \text{sen}(k \xi_i) + \frac{v_R}{h v} \xi_i + \frac{\gamma v_w v_R}{G h v} \quad (42)$$

Após o final do contato o comportamento das deformações é descrito pela solução homogênea apresentada no desenvolvimento do modelo de escorregamento.

### 3. RESULTADOS NUMÉRICOS

Para implementar numericamente o modelo viscoelástico, foi desenvolvido um algoritmo cujo diagrama de blocos é apresentado na figura (3).

O algoritmo determina na região de contato as zonas de escorregamento e agarramento. As zonas de escorregamento são determinadas pela diferença de velocidade relativa, até se igualarem. Quando as velocidades relativas se igualam, existe um agarramento até que as forças de atrito não suportam os esforços tangenciais, voltando a escorregar. Para verificar a condição de agarramento, as tensões tangenciais são comparadas as forças distribuídas máximas de atrito, dadas pela lei de atrito de Coulumb. O perfil de velocidade e o campo de tensões são apresentados na figura(4)



**Figura 3** Diagrama de blocos da implementação numérica do comportamento dinâmico da camada de contato colada ao rotor

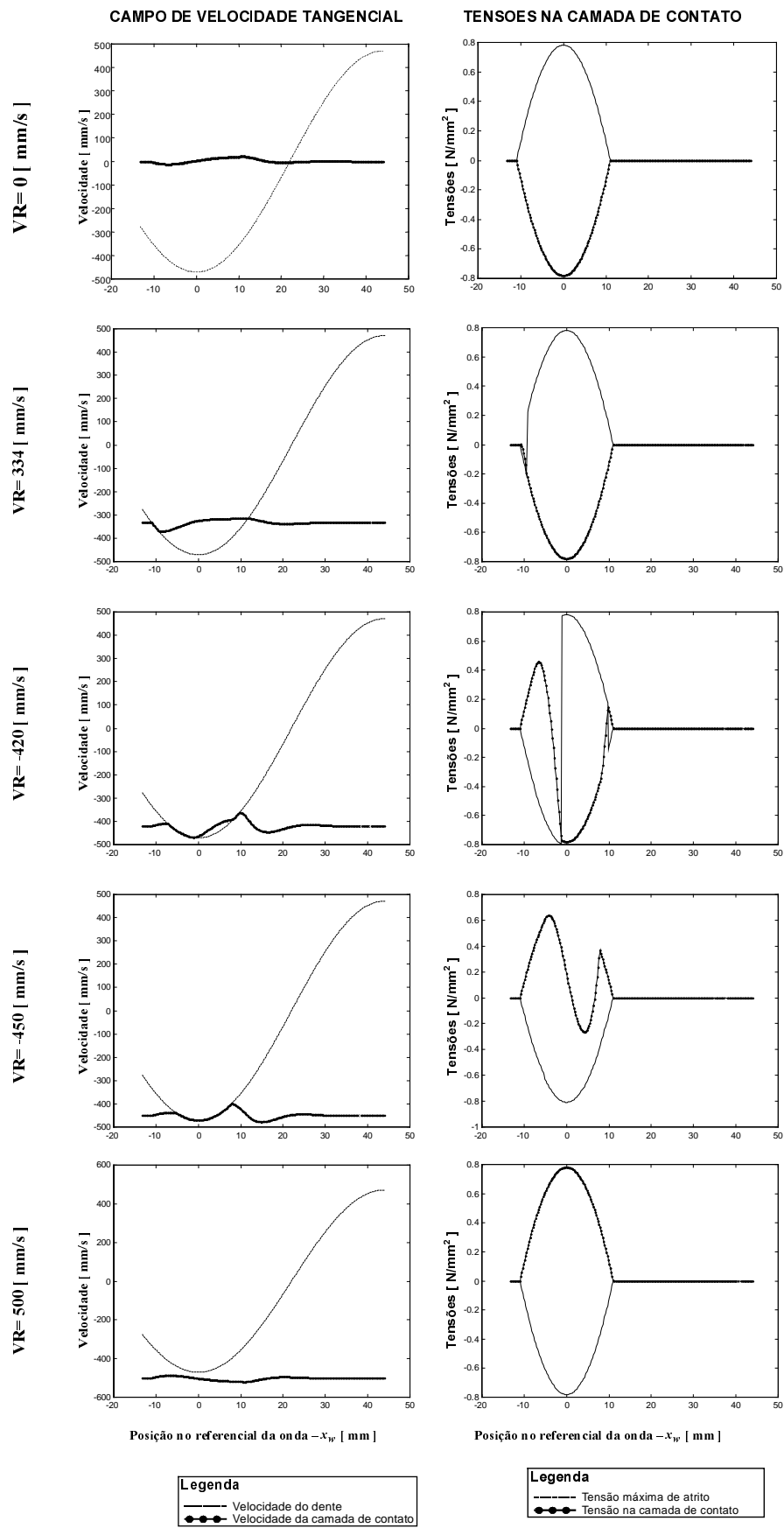


Figura 4 Campo de velocidades tangenciais e de tensões na camada de contato colada ao rotor

#### 4. CONCLUSÃO

Este trabalho possibilitou a implementação numérica de um modelo dinâmico de uma camada de contato colada ao rotor em motores por ondas propagantes. Os resultados numéricos são coerentes e aproximam-se qualitativamente com os apresentados por (Cao & Wallaschek, 1995).

Na figura , pode-se observar que quando o rotor está travado, a camada de contato sofre apenas escorregamento, da mesma forma que quando o rotor é forçado a girar a uma velocidade superior a velocidade do dente na crista da onda, ( $VR=500$  [mm/s] no caso estudado). Contudo, o campo de velocidades inicia uma aproximação da velocidade do dente e depois têm um comportamento amortecido. Esse comportamento é percebido toda vez que apenas há escorregamento.

Quando há o agarramento, o perfil de velocidades muda e com ele o perfil de tensões. Dependendo da situação pode haver um novo intervalo de escorregamento. Nesta situação, por exemplo com  $VR=420$  [mm/s], o dente não é mais capaz de agarrar a camada de contato, apesar de passarem pela pressão máxima de contato. Em outras situações existe escorregamento apenas no início e no final do contato.

Assim este estudo apresenta a importância da velocidade de operação sobre o desempenho do motor, e principalmente sobre o desgaste, que será mais acentuado quanto maior for o escorregamento.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- Cao, X.; Wallaschek, J., 1995 Estimation of the tangential stresses in the stator/rotor contact of travelling wave ultrasonic motor using visco-elastic foundation models. In: INTERNATIONAL CONFERENCE CONTACT MECHANICS, 2, Ferrara, Italy.
- Hagedorn, P.; Wallaschek, J., 1992 Travelling wave ultrasonic motors, part I: working principle and mathematical modelling of the stator. *Journal of Sound and Vibration*. v. 168, n.1, p. 31-46.
- Marto, A. G., 1997 *Motores ultra-sônicos: princípios de funcionamento e características* Guaratinguetá, 145 p.(Dissertação de Mestrado) UNESP – Guaratinguetá.
- Marto, A. G.; Meirelles, P. S., 1999 Motor por ondas propagantes In: CD-Rom do *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM*
- Sashida, T.; Kenjo, T., 1993 *An Introduction to Ultrasonic motors*. Oxford: Claredon Press. 242 p.

# AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EVAPORADORES *ROLL-BOND*

**Christian Johann Losso Hermes**

**Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica  
Caixa Postal 476, 88.040-900, Florianópolis, SC. e-mail: hermes@nrva.ufsc.br

**Cezar Otaviano Ribeiro Negrão**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica  
Av. 7 de Setembro 3165, 80.230-901, Curitiba, PR. e-mail: negrao@energia.damec.cefetpr.br

## **Resumo**

O foco do presente trabalho reside na modelagem matemática e na análise numérica da transferência de calor e do escoamento de fluidos refrigerantes em evaporadores *roll-bond*. O modelo matemático é dividido em dois sub-modelos: (1) modelo de difusão bidimensional de calor na placa evaporadora e (2) modelo unidimensional do escoamento de refrigerante através do canal do evaporador. O modelo baseia-se nas equações da conservação da massa e da energia na sua forma diferencial e em correlações empíricas para estimar os coeficientes interno e externo de transferência de calor. A partir do fluxo de massa, da pressão de evaporação e da entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, o modelo estima a distribuição de temperatura na placa e no refrigerante.

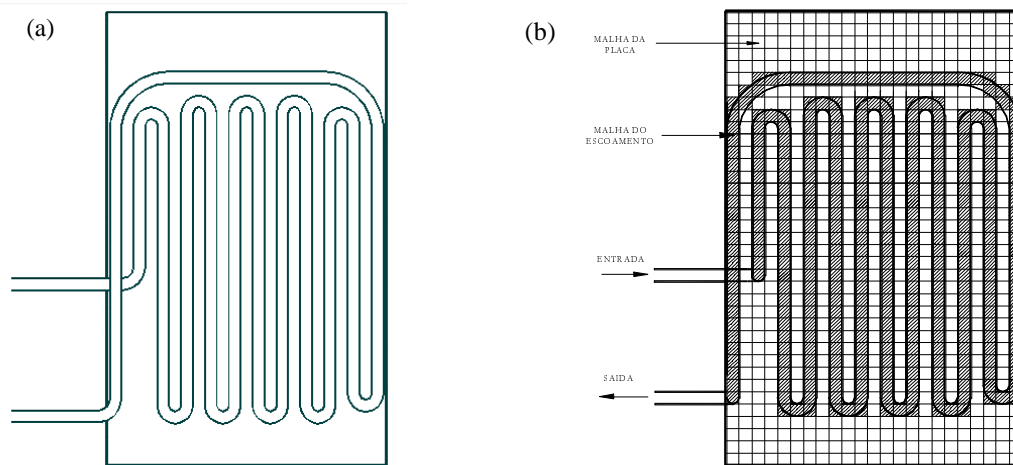
**Palavras-chave:** Simulação Numérica, Transferência de Calor, Evaporadores *roll-bond*

## **1. INTRODUÇÃO**

O esgotamento dos recursos naturais, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e o baixo desempenho termodinâmico de alguns equipamentos fazem da questão energética um dos mais graves problemas ambientais da atualidade. Segundo dados do PROCEL (1998), Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica do governo brasileiro, a refrigeração é responsável por aproximadamente 32% do consumo residencial e 17% do consumo comercial, o que totaliza 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil. Este consumo deve-se às irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e de escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do sistema de refrigeração. A compreensão destes processos é de fundamental importância para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes.

O consumo de energia de um refrigerador depende do desempenho de cada um de seus componentes: compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão, da carga de refrigerante e das condições dos ambientes interno e externo ao gabinete. Jakobsen (1995) analisou as influências de cada componente na eficiência global do sistema de refrigeração e concluiu que o evaporador é o componente mais relevante, o que justifica o enfoque do presente trabalho.

Na maioria dos refrigeradores brasileiros, o evaporador é do tipo *roll-bond*, ou seja, formado por duas placas planas de alumínio justapostas através de um processo de caldeamento, originando canais por onde escoo o refrigerante, como mostrado na figura 1a.



**Figura 1.** Evaporador modelado: (a) domínio físico e (b) domínio computacional

O efeito da inclinação sobre o coeficiente global de transferência de calor,  $UA$ , de um evaporador *roll-bond* foi estudado por Silva (1998), através da utilização de transdutores de fluxo de calor. Silva (1998) também observou que as trocas radiativas entre o evaporador e as paredes internas do gabinete refrigerado são significativas, resultados estes que foram posteriormente confirmados por Klein (1998). Um outro trabalho inédito, e também de caráter experimental, foi realizado por Melo et al. (1998), onde foram testadas placas com diferentes geometrias de canais, entre as quais se destaca a apresentada na figura 1a, foco do presente trabalho. Os procedimentos experimentais, apesar de permitirem determinar o comportamento físico do evaporador em condições reais, representam um aumento significativo no tempo e no custo de desenvolvimento de novos produtos. Tais testes são realizados em câmaras com temperatura e umidade controladas, exigindo um tempo médio de 24 horas se considerados tanto o tempo necessário à estabilização da câmara como o tempo para a realização de cada ensaio.

Neste contexto, fica evidente a necessidade do desenvolvimento de modelos numéricos capazes de caracterizar o comportamento térmico de evaporadores *roll-bond*. Entretanto, nenhum registro de modelos deste tipo foi encontrado na literatura especializada. Este trabalho procura preencher esta lacuna, apresentando um estudo numérico da transferência de calor em evaporadores *roll-bond* operando em regime permanente. O modelo desenvolvido foi aplicado à placa evaporadora mostrada na figura 1a, podendo, contudo, ser aplicado à outras geometrias de evaporador.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

### 2.1 Hipóteses Simplificativas

O modelo do evaporador foi dividido em dois sub-modelos: placa evaporadora e escoamento de fluido refrigerante. O modelo do escoamento se aplica tanto para a região de vapor superaquecido como para a região de escoamento bifásico.

Na modelagem do evaporador, considerou-se difusão bidimensional na placa nas direções vertical e horizontal. As duas placas justapostas que formam o evaporador *roll-bond* foram modeladas como uma única placa plana vertical, desconsiderando-se o relevo dos canais e a

resistência térmica de contato. As áreas interna e externa de troca de calor foram consideradas iguais.

O escoamento de refrigerante foi considerado unidimensional, laminar e plenamente desenvolvido. O canal foi considerado reto. Tanto a dissipação viscosa como a difusão axial de calor foram desprezadas. As variações de energia cinética e potencial também foram consideradas desprezíveis. A perda de carga ao longo do evaporador foi também desconsiderada. Na região de saturação, o escoamento foi considerado homogêneo.

## 2.2 Equações Fundamentais

A equação da energia aplicada a um elemento diferencial de volume da placa plana bidimensional representada na figura 1a, assume a seguinte forma:

$$\frac{\partial^2 T_{evap}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{evap}}{\partial y^2} + \frac{1}{kw} [2\lambda_e (\bar{T}_{gab} - T_{evap}) - 2\lambda_i (T_{evap} - T_{ref}) + q''_{rad}] = 0 \quad (1)$$

onde  $\lambda_i$  e  $\lambda_e$  representam, respectivamente, os coeficientes interno e externo de troca de calor no evaporador;  $\bar{T}_{gab}$ ,  $T_{ref}$  e  $T_{evap}$  indicam, respectivamente, a temperatura média do gabinete, a temperatura local do refrigerante e a temperatura local da placa evaporadora;  $w$  é a espessura da placa;  $k$  é a condutividade térmica do alumínio; e  $q''_{rad}$  representa as trocas radiativas líquidas entre o evaporador e as paredes internas do gabinete. A equação (1) aplica-se aos pontos da placa onde há escoamento interno de refrigerante. Nos pontos onde não há escoamento interno, o termo de troca de calor com o refrigerante deve ser desconsiderado. Como esta equação é elíptica nas direções  $x$  e  $y$ , fazem-se necessárias duas condições de contorno para cada direção. Assumiu-se, portanto, que não há transferência de calor nas bordas da placa, ou seja, as bordas são isoladas. Esta hipótese é bastante razoável, visto que a área de troca de calor neste região é ínfima se comparada com a área da placa.

Escrevendo as equações de conservação da massa e da energia para um elemento unidimensional de fluido escoando no interior dos canais do evaporador, tem-se:

$$\frac{dG}{dz} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{d}{dz}(Gh) = \lambda_i \frac{P_i}{A} (T_{evap} - T_{ref}) \quad (3)$$

onde  $G$  e  $h$  são, respectivamente, a vazão mássica de refrigerante por unidade de área e a entalpia específica;  $A$  é a área da seção transversal do canal e  $P_i$  o perímetro interno. Como condições de contorno, devem ser fornecidas ao modelo o fluxo de massa, a pressão de evaporação e a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador.

Considerando uma temperatura média para cada superfície do gabinete e desprezando a parcela de radiação refletida pelo evaporador, pode-se calcular o ganho de calor por radiação pela equação (4).

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^6 F_{ij} (\bar{T}_i^4 - \bar{T}_{evap}^4) \quad (4)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann;  $\varepsilon$  a emissividade das superfícies ( $\varepsilon=0,9$ );  $\bar{T}_{evap}$  é a temperatura média da placa; e  $\bar{T}_i$  são as temperaturas médias de cada uma das seis superfícies internas do gabinete. O índice  $j$  foi utilizado para indicar as duas superfícies do evaporador. Os fatores de forma ( $F_{ij}$ ) são calculados segundo o procedimento apresentado por Kusuda (1975).

## 2.3 Propriedades Termodinâmicas e Coeficientes de Transferência de Calor

Fazem-se necessárias, ainda, a avaliação da temperatura e da densidade do refrigerante HFC-134a através de relações termodinâmicas. Quatro equações básicas foram utilizadas no cálculo das propriedades nas condições de saturação e de superaquecimento: equação de estado (Martin-Hou); equação para a pressão de vapor em função da temperatura; equação para o calor específico a pressão constante em função da temperatura e a equação para a massa específica do líquido em função da temperatura. Estas informações foram obtidas de Wilson & Basu (1988).

As propriedades termofísicas do refrigerante foram calculadas em função da pressão e entalpia, na região de superaquecimento, e em função da pressão, na região de saturação. As correlações foram obtidas a partir de uma regressão polinomial utilizando dados fornecidos pelo programa REFPROP 6.0 (McLinden et al., 1998). Para o ar, fez-se uso de expressões extraídas da ASHRAE (1976). Em todas as correlações anteriormente apresentadas, as propriedades termofísicas do ar devem ser avaliadas à temperatura de película. Para o alumínio, as propriedades foram consideradas constantes e tomados na temperatura de 300K.

No cômputo do coeficiente externo de troca de calor por convecção natural entre a placa evaporadora e o ar interno ao gabinete utilizou-se a correlação de Churchill & Chu (1975), que se aplica para todo o domínio do número de Rayleigh.

Para o cálculo do coeficiente interno de troca de calor fez-se uso da correlação de Dittus & Boelter (1930).

Para o escoamento bifásico, fez-se uso da correlação empírica apresentada por Jabardo et al. (1999), baseada no parâmetro de Martinelli, no *boiling number*, no número de Froude e no coeficiente de troca de calor considerando apenas a fase líquida do escoamento.

Nestas correlações, as propriedades termofísicas foram avaliadas na temperatura de mistura e o diâmetro do evaporador foi aproximado pelo diâmetro hidráulico ( $D_h = 4A/P_i$ ).

## 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

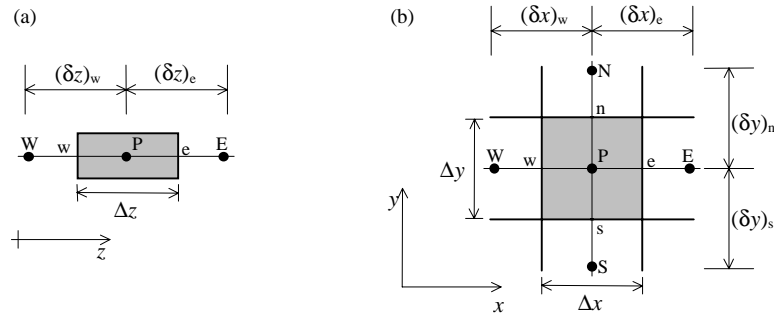
As equações diferenciais foram integradas pelo método dos volumes finitos, segundo a metodologia apresentada por Patankar (1980). Fez-se uso de um esquema de interpolação *up-wind* para o escoamento e do esquema de diferenças centrais para a placa.

Como os canais da placa evaporadora em questão são uniformemente espaçados, uma malha computacional cartesiana uniforme pôde ser utilizada. Para o escoamento de refrigerante o mesmo procedimento foi empregado (ver figura 1b). Os elementos de volume de ambas as malhas possuem as mesmas dimensões ( $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 13,0\text{mm}$ ). A malha da placa possui 23 x 37 pontos nodais no interior do domínio, num total de 851 pontos internos, e a malha do fluido é composta por 329 pontos nodais. O comprimento equivalente do canal foi obtido considerando que todos os volumes do domínio do fluido possuem comprimento igual a  $\Delta z$ , o que originou um valor 0,5% menor do que o valor real. Para evitar que esta pequena discrepância originasse um volume interno e conseqüentemente uma carga de refrigerante diferente, o que poderia alterar o desempenho do sistema, resolveu-se computar uma área de seção transversal equivalente para o canal, a partir do volume real e do comprimento do domínio considerado.

Estas aproximações podem, numa primeira análise, parecer muito restritivas. Contudo, justificam-se pois fornecem bons resultados sem a necessidade de malhas computacionais não-estruturadas, o que elevaria a complexidade do modelo. Outra justificativa consiste no fato de que as trocas de calor são determinadas a partir de correlações empíricas, cujos erros, de modo geral, variam em torno de  $\pm 10\%$ .



A malha bidimensional da placa e a malha unidimensional do fluido foram acopladas informando-se ao código computacional as posições de cada elemento de fluido em relação a um sistema coordenado com origem no canto inferior esquerdo da placa.



**Figura 2.** Elementos de volume típicos: (a) unidimensional e (b) bidimensional

Integrando a equação (1) no volume de controle bidimensional da figura 2b, obtém-se:

$$A_P T_{evap}|_P = A_E T_{evap}|_E + A_W T_{evap}|_W + A_N T_{evap}|_N + A_S T_{evap}|_S + S$$

$$\begin{cases} A_E = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_e}; A_W = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_w}; A_N = \frac{k_w \Delta x}{(\delta y)_n}; A_S = \frac{k_w \Delta x}{(\delta y)_s} \\ A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + 2[\lambda_e + \lambda_i]_P \Delta x \Delta y \\ S = [2\lambda_e \bar{T}_{gab} + 2\lambda_i T_{ref} + q''_{rad}]_P \Delta x \Delta y \end{cases} \quad (5)$$

Como a equação anterior depende dos termos vizinhos nas direções norte, sul, leste e oeste, optou-se pelo TDMA (*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*) aplicado linha-por-linha para resolver o sistema linear. A integração das equações (2) e (3) volume de controle unidimensional esquematizado na figura 2a, fornece:

$$G_w = G_e = G \quad (6)$$

$$h_p = \frac{h_E \|-G_e, 0\| + h_W \|G_w, 0\| + (\lambda_i T_{evap})_P \frac{P_i}{A} \Delta z}{\|-G_e, 0\| + \|G_w, 0\| + (G_e - G_w) + \frac{(\lambda_i T_{ref})_P}{h_p^*} \frac{P_i}{A} \Delta z} \quad (7)$$

onde o sobrescrito \* representa o termo avaliado na iteração imediatamente anterior e  $\|a, b\|$  indica o máximo valor entre  $a$  e  $b$ . Como a equação (7) é parabólica, esta pode ser resolvida em marcha a partir da condição de contorno. Nota-se, ainda na equação (7), que o termo fonte foi linearizado com o objetivo de melhorar a estabilidade do modelo.

As equações foram resolvidas pelo método de substituições sucessivas, até que a convergência, dada pelo somatório dos erros relativos em todo domínio inferior à  $10^{-4}$ , fosse obtida. Sub-relaxação da ordem de 0,5 foi empregada.

Para uma dada condição de operação, caracterizada pelo fluxo de massa, pressão de evaporação, temperatura do gabinete e temperatura das superfícies internas pode-se determinar a distribuição de massa no evaporador, o campo de temperatura e de fluxo de calor na placa e o perfil de temperatura do fluido refrigerante.

## 4. RESULTADOS

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados numéricos foram comparados com experimentos realizados por Melo et al. (1998), nas condições apresentadas na tabela 1. Nesta tabela os símbolos  $\dot{m}$ ,  $p_e$  e  $X_e$  correspondem ao fluxo de massa, a pressão de evaporação e

ao título do refrigerante na entrada do evaporador. As variáveis  $T_I$ ,  $T_S$ ,  $T_E$ ,  $T_D$ ,  $T_F$  e  $T_P$  representam, respectivamente, as temperaturas médias superficiais das paredes, inferior, superior, esquerda, direita, frontal e posterior.

Alimentando o modelo com os dados mostrados na tabela 1 ( a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador foi inferida a partir da pressão e do título), obtém-se os resultados indicados na tabela 2, onde  $Q$  representa a taxa de transferência de calor. Pode-se verificar que para os casos analisados a discrepância máxima entre os resultados numéricos e experimentais ficou em torno de 4%, o que indica a consistência da estratégia de modelação empregada.

**Tabela 1.** Condições testadas por Melo et al. (1998)

#	$\dot{m}$ [kg/h]	$p_e$ [bar]	$X_e$	$T_{gab}$ [°C]	$T_I$ [°C]	$T_S$ [°C]	$T_E$ [°C]	$T_D$ [°C]	$T_F$ [°C]	$T_P$ [°C]
1	2,91	1,16	0,32	-2,6	-2,0	1,8	-1,1	-0,2	-0,5	-6,6
3	2,37	1,19	0,32	-3,4	-2,8	0,8	-1,8	-1,0	-1,0	-7,1
14	0,93	1,17	0,32	-4,9	-4,3	-1,3	-3,3	-2,5	-2,6	-8,5
15	1,68	1,17	0,32	4,7	15,6	6,3	5,9	7,2	6,3	1,6

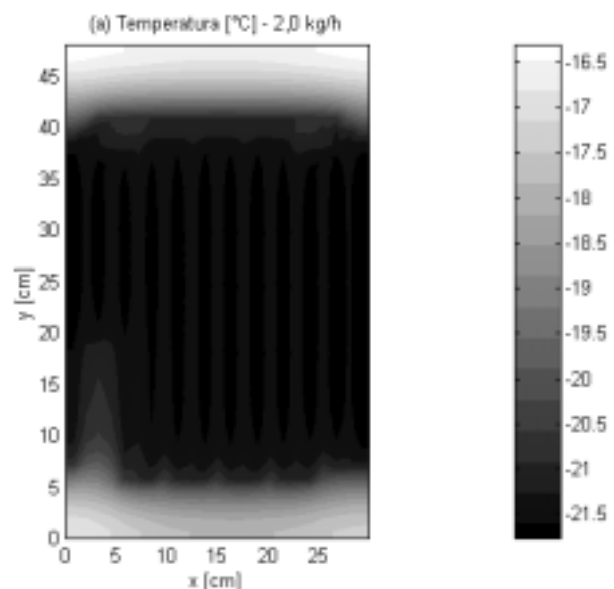
**Tabela 2.** Comparação com os resultados de Melo et al. (1998)

#	$Q$ [W]		
	medido	calculado	erro [%]
1	43,7	42,0	-4,1
3	39,8	38,6	-2,9
14	37,0	35,4	-4,2
15	60,0	58,6	-2,4

Para explorar as potencialidades do modelo, foram simulados dois casos com diferentes fluxos de massa: 2,0 kg/h e 0,5 kg/h, mantendo-se os demais parâmetros constantes. A pressão de evaporação foi considerada igual a 1,2 bar e as temperaturas do gabinete e das superfícies internas foram consideradas, respectivamente, como 5°C e 10°C.

Na figura 3a, obtida para 2,0 kg/h, observa-se que a placa é praticamente isotérmica com temperatura bastante próxima da temperatura de saturação do fluido (-22,3°C), já que o refrigerante permanece saturado em todo o domínio. As variações mais intensas de temperatura (~5°C) ocorrem entre as regiões superior e inferior e a região 'isotérmica' por onde escoa o refrigerante. A figura 3a permite ainda observar a distribuição dos canais na placa evaporadora.

Nota-se, na figura 3b, obtida para 0,5kg/h, que ocorre uma variação significativa na temperatura ao longo da placa evaporadora, tanto na direção vertical como na horizontal, o que se deve ao superaquecimento do refrigerante, conforme pode ser melhor observado na figura 4a. Como o fluxo de massa é pequeno, o refrigerante superaquece logo após entrar no evaporador, o que reduz a taxa de remoção de calor e eleva a temperatura da placa. Observa-se, também, que como as regiões de entrada e saída do evaporador estão

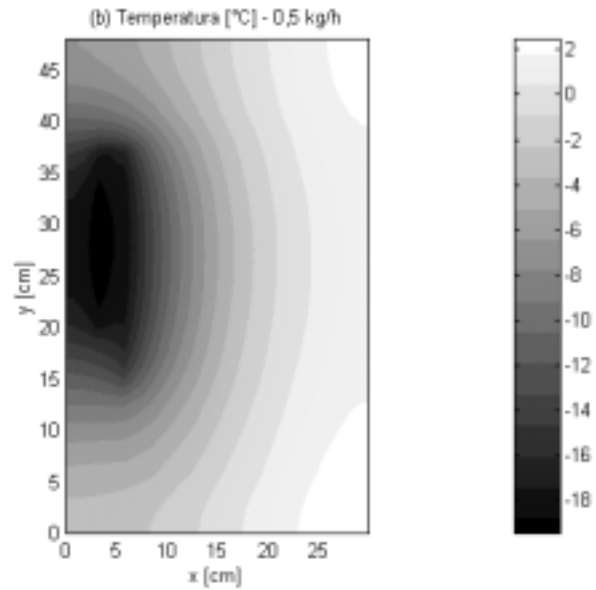


**Figura 3a.** Distribuição de temperatura na placa evaporadora – 2,0 kg/h

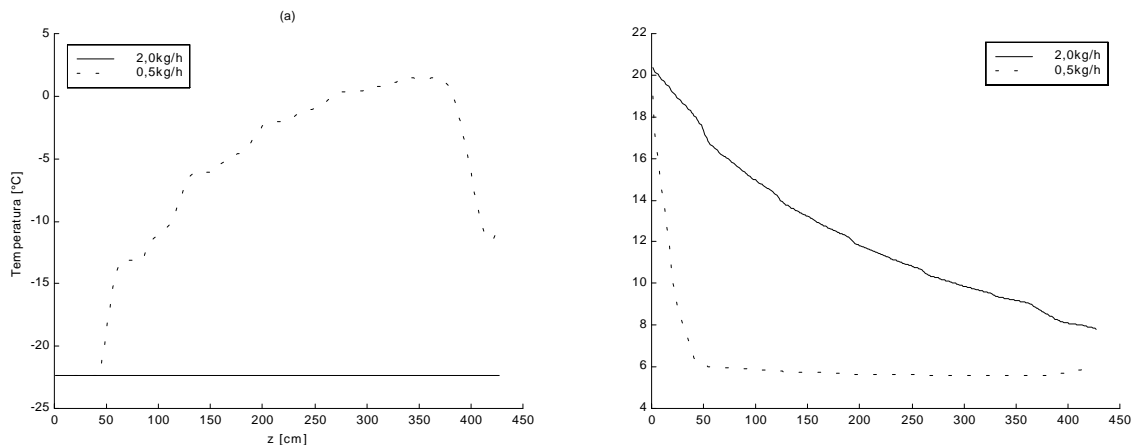
bastante próximas ocorre, esta posição, uma intensa troca de calor que reduz a temperatura do refrigerante superaquecido na saída e aumenta o título do refrigerante saturado na entrada. Este fato afeta a eficiência da placa, já que diminui a quantidade de refrigerante líquido disponível. As variações de temperatura são da ordem de 20°C.

Na figura 4 são apresentados os perfis de temperatura e entalpia do fluido para os dois casos estudados. Na figura 4a, para o caso 1, observa-se que a temperatura não varia, ou seja, o refrigerante muda de fase em todo domínio. Para o caso 2 tornam-se evidentes o superaquecimento do refrigerante logo após o bordo de entrada do evaporador (~50cm) e o resfriamento próximo da região de saída. Nota-se, ainda na figura 4a, um pequeno reaquecimento no bordo de saída. Credita-se este fato à influência da região inferior da placa que se encontra numa temperatura mais alta. As demais inflexões presentes ao longo do perfil de temperatura também são explicadas pela influência das regiões quentes da placa (inferior e superior) sobre o escoamento.

A figura 4b apresenta o perfil de massa específica ao longo do canal. Observa-se que, para o caso 1, o perfil é praticamente linear, já que o escoamento bifásico foi considerado homogêneo. Para o caso 2, a massa específica decresce rapidamente até que não haja mais líquido no evaporador.



**Figura 3b.** Distribuição de temperatura na placa evaporadora – 0,5 kg/h



**Figura 4.** Propriedades do escoamento: (a) temperatura e (b) massa específica

## 5. CONCLUSÕES

O presente trabalho representa de uma iniciativa inédita na área de refrigeração, com foco num modelo computacional capaz de caracterizar o desempenho de evaporadores *roll-bond* em regime permanente. Apesar das hipóteses simplificativas adotadas, verificou-se que o modelo reflete, com razoável nível de concordância, os resultados experimentais de Melo et al. (1998).

Como potencialidades do modelo destacam-se o cálculo da distribuição de massa de refrigerante ao longo do evaporador e da condição do refrigerante na saída do evaporador. O modelo permite também a determinação da distribuição de temperatura na placa e no escoamento. As taxas médias de troca de calor também podem ser avaliadas com razoável precisão. A limitação do presente modelo reside na forte dependência entre a malha do fluido e da placa o que faz com que os pontos de acoplamento precisem ser informados individualmente ao código computacional.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a colaboração da Multibrás Eletrodomésticos S.A e da Empresa Brasileira de Compressores S.A neste projeto, através dos engenheiros Marco E. Marques, Moacyr M. Mezavila e Roberto H. Pereira.

## 7. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1976, “Thermophysical Properties of Refrigerants”, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, NY, USA, 237 p.
- Churchill, S.W. & Chu, H.H.S., 1975, “Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection for a Vertical Plate”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.18, pp.1323-1329.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K., 1930, “University of California Publications on Engineering”, Berkeley, Vol.2, p. 443.
- Jabardo, J.M.S., Bandarra Filho, E.P., Lima, C.U.S., 1999, “New Correlation for Convective Boiling of Pure and Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes”, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol.XXI, No.2, pp.245-258.
- Jakobsen, A., 1995, “Energy Optimization of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator - A Case Study”, Ph.D. thesis, DTU, Lyngby, Denmark, 137p.
- Klein, F.H., 1998, “Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 178p.
- Kusuda, T., 1975, “Heating and Cooling Load Determination Program”, National Bureau of Standards, Washington D.C., USA.
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W., Peskin, A.P., 1998, “REFPROP 6.0: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures”, NIST, Washington D.C., USA, 125p.
- Melo, C., Silva, L.W., Silveira, S.J., 1998, “Evaporadores *Roll-Bond* – Parte I”, Relatório de Pesquisa UFSC/EMBRACO, Florianópolis, Brasil, 44p.
- Patankar, S.V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, NY, USA, 197p.
- PROCEL, 1998, Ministério das Minas e Energia, <http://www.eletronbras.gov.br/procel/>.
- Silva, L.W., 1998, “Avaliação Experimental da Transferência de Calor em Evaporadores *Roll-Bond*”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 183p.
- Wilson, D.P. & Basu, R.S., 1988, “Thermodynamic Properties of New Stratospherically Safe Working Fluid – R134a”, ASHRAE Trans., Vol.94, Part2, pp.2095-2118.

## ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM REFRIGERADOR *NO-FROST*. PARTE I: TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DAS PAREDES

Joaquim Manoel Gonçalves (\*)

Cláudio Melo

Luís Antônio Torquato Vieira

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

Caixa Postal 476, 88.040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: joaquim@nrva.ufsc.br

(\*)Escola Técnica Federal de Santa Catarina, UnED/SJ, RAC

Rua José Lino Kretzer, 608, Praia Comprida, 88.103-310, São José, SC, Brasil.

### Resumo

Este trabalho aborda a transferência de calor em regime permanente através das paredes de um refrigerador *no-frost* de dois compartimentos com ventilação interna forçada. A metodologia apresentada permite a determinação das resistências térmicas das paredes externas dos dois compartimentos, e também da parede entre os compartimentos. O efeito do aquecimento provocado pelo compressor e pelo condensador e da distribuição de ar entre os compartimentos sobre o desempenho do refrigerador são investigados.

**Palavras-chave:** Refrigerador, Isolamento térmico.

### 1. INTRODUÇÃO

Segundo Gosney (1982), “a refrigeração preocupa-se com o resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àsquelas disponíveis na vizinhança em um determinado tempo e local”. Isso na quase totalidade dos casos, envolve a separação do meio que se deseja resfriar da sua vizinhança por paredes compostas por isolamentos térmicos. Tais paredes permitem um melhor controle das condições do ambiente refrigerado, assim como reduzem o consumo de energia do sistema de refrigeração, como no caso de refrigeradores domésticos.

Apesar do consumo individual de energia da maioria dos refrigeradores domésticos poder ser comparado ao consumo de uma lâmpada, em termos globais, esse consumo representa uma parcela significativa da matriz energética nacional. Esforços devem, portanto, ser realizados com o intuito de aumentar a eficiência energética destes equipamentos, esforços esses que não devem unicamente ser concentrados no compressor.

O consumo energético de um refrigerador é definido em grande parte pela carga térmica imposta pela transferência de calor através das suas paredes externas, fato este que motivou a realização do presente trabalho.

O refrigerador em questão possui dois ambientes interligados por um fluxo forçado de ar como forma de permitir um controle diferenciado da temperatura nestes compartimentos. No compartimento superior (congelador) obtêm-se temperaturas da ordem de  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sob a ação de um termostato que controla a operação do compressor. No compartimento inferior (gabinete) a temperatura média fica levemente superior a  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sob a ação contínua de um registro (*dampner*) que controla a vazão de ar sendo insuflado nesse ambiente.

Neste trabalho a transferência de calor será analisada através do método reverso (NTB00119, 1992) quando o ar no interior do refrigerador é aquecido por resistências elétricas.

Um modelo, em regime permanente, para as trocas térmicas através das superfícies externas do refrigerador será também apresentado. Este modelo utiliza parâmetros empíricos derivados de dados experimentais. O modelo permite a determinação das resistências térmicas das paredes externas dos dois compartimentos (Vineyard *et al*, 1998), além de possibilitar a avaliação do impacto da distribuição de ar entre os compartimentos sobre as temperaturas internas resultantes.

## 2. MODELO PROPOSTO

Para facilitar o entendimento do presente modelo mostra-se, na figura 1, um esquema do refrigerador indicando as variáveis em questão. O ventilador induz o movimento de um fluxo de massa de ar sobre o evaporador ( $\dot{m}_E$ ) onde este é aquecido através de uma taxa de geração de calor ( $\dot{g}_E$ ). O ar é então distribuído entre os compartimentos superior ( $\dot{m}_C$ ) e inferior ( $\dot{m}_R$ ) onde ocorre tanto geração de calor ( $\dot{g}_C$ ,  $\dot{g}_R$ ) quanto trocas de calor ( $\dot{q}_C$ ,  $\dot{q}_R$ ,  $\dot{q}_{CR}$ ). Nessa figura os fluxos de calor estão indicados com o sentido característico da situação experimental, quando o ambiente interno foi aquecido.

A distribuição de ar entre os compartimentos é controlada pela abertura do *damper*, originando uma relação entre fluxo de massa de ar insuflado no congelador ( $\dot{m}_C$ ) e o fluxo de massa de ar total deslocado pelo ventilador ( $\dot{m}_E$ ) na seguinte forma:

$$r = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_E} \quad (1)$$

Onde,

$$\dot{m}_E = \dot{m}_C + \dot{m}_R \quad (2)$$

As taxas de transferência de calor através das paredes são expressas na seguinte forma:

$$\dot{q}_C = (UA)_C (T_C - T_E) \quad (3)$$

$$\dot{q}_R = (UA)_R (T_R - T_E) \quad (4)$$

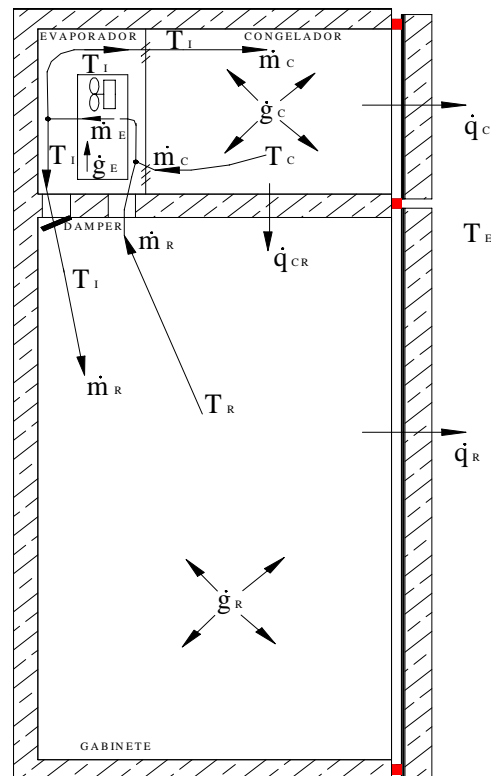


Figura 1. Esquema do refrigerador

$$\dot{q}_{CR} = (UA)_{CR} (T_C - T_R) \quad (5)$$

Nas equações acima U, A e T representam respectivamente o coeficiente global de transferência de calor, a área das paredes e a temperatura. Os subscritos C, R e CR representam respectivamente o congelador, o gabinete e a parede entre o congelador e o gabinete.

Um balanço de energia no compartimento do evaporador fornece:

$$r\dot{m}_E c T_C + (1-r)\dot{m}_E c T_R + \dot{g}_E = r\dot{m}_E c T_I + (1-r)\dot{m}_E c T_I \quad (6)$$

Através de um balanço de energia no compartimento superior, obtém-se:

$$\dot{g}_C + r\dot{m}_E c T_I = (UA)_C (T_C - T_E) + (UA)_{CR} (T_C - T_R) + r\dot{m}_E c T_C \quad (7)$$

Da mesma forma um balanço de energia no compartimento inferior fornece:

$$\dot{g}_R + (UA)_{CR} (T_C - T_R) + (1-r)\dot{m}_E c T_I = (UA)_R (T_R - T_E) + (1-r)\dot{m}_E c T_R \quad (8)$$

Nas equações anteriores os símbolos c e  $T_I$  representam respectivamente o calor específico do ar e a temperatura de insuflamento.

Rearranjando as equações (6-8) pode-se eliminar a temperatura de insuflamento,

$$\dot{g}_C + r\dot{g}_E = \frac{(T_C - T_E)}{R_C} + \frac{(T_C - T_R)}{R_{CR}} \quad (9)$$

$$\dot{g}_R + (1-r)\dot{g}_E = \frac{(T_R - T_E)}{R_R} + \frac{(T_R - T_C)}{R_{CR}} \quad (10)$$

Os símbolos  $R_C$ ,  $R_R$  e  $R_{CR}$  representam respectivamente as resistências térmicas das paredes do congelador, do gabinete e da parede entre esses compartimentos. Tais resistências são expressas, respectivamente pelas equações (11-13), indicadas a seguir:

$$R_C = \frac{1}{(UA)_C} \quad (11)$$

$$R_R = \frac{1}{(UA)_R} \quad (12)$$

$$R_{CR} = \frac{1}{(r-r^2)\dot{m}_E c + (UA)_{CR}} \quad (13)$$

A soma das equações (9) e (10) equivale a um balanço de energia envolvendo todo o refrigerador, como segue:

$$\dot{g}_C + \dot{g}_R + \dot{g}_E = \frac{(T_C - T_E)}{R_C} + \frac{(T_R - T_E)}{R_R} \quad (14)$$

As equações (9) e (10) permitem o cálculo das temperaturas do ar no interior do congelador ( $T_C$ ) e do gabinete ( $T_R$ ) a partir da temperatura externa ( $T_E$ ) e das taxas de geração de calor no interior do gabinete ( $\dot{g}_E$ ,  $\dot{g}_C$ ,  $\dot{g}_R$ ). Os parâmetros ( $R_R$ ,  $R_C$ ,  $R_{CR}$  e  $r$ ) presentes nessas equações são obtidos a partir do trabalho experimental descrito a seguir.

### 3. APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado neste trabalho encontra-se esquematizado na figura 2. O refrigerador foi instrumentado e colocado no interior de uma câmara com temperatura, umidade e movimentação do ar controladas, de tal forma a propiciar o controle e a medição das seguintes variáveis: temperatura externa, temperaturas internas e taxas de geração de calor no congelador, no gabinete e no evaporador.

Os testes foram realizados com o ventilador operando continuamente e com o *dampner* mantido numa abertura fixa.

A temperatura do ar externo ( $T_E$ ) foi obtida através da média aritmética das indicações de 5 termopares afastados 10 cm do centro geométrico de cada uma das faces laterais e da face superior.

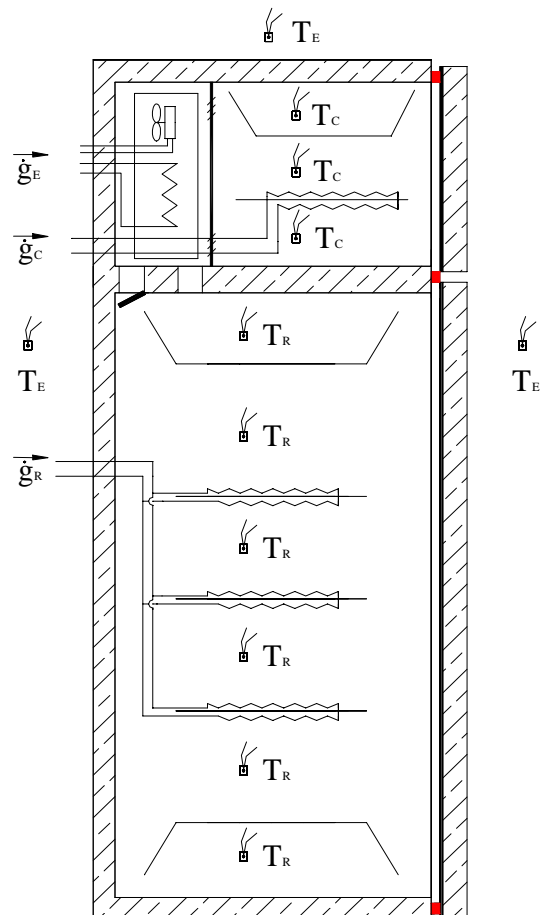
A temperatura do ar interno foi medida em 3 pontos no compartimento superior e em 6 pontos no compartimento inferior. A média aritmética das temperaturas em cada compartimento foi tomada como a representativa da temperatura do ar no respectivo ambiente. A média das 9 leituras foi tomada como a temperatura do ar no interior do refrigerador ( $T_{int}$ ).

As extremidades sensoras dos termopares foram inseridas no centro geométrico de cilindros de cobre conforme recomendação da norma NTB00048 (1992). Foram empregados termopares do tipo T com incerteza de medição de  $\pm 0,2$  °C. Os termopares utilizados na medição da temperatura do ar interno possuíam uma blindagem contra a radiação térmica.

O calor foi gerado no interior dos compartimentos superior e inferior através de resistências elétricas distribuídas sobre as prateleiras. As resistências possuíam uma grande área superficial de tal forma que a sua temperatura superficial não excedia em mais de 5 °C a temperatura do ar. No compartimento do evaporador o calor foi liberado através da resistência elétrica de degelo somando-se a este a potência consumida pelo ventilador

As medições de potência foram efetuadas através de dois transdutores de potência com faixa de medição de 0 a 1000W e incerteza de medição de  $\pm 1$  % do valor indicado.

As medições foram realizadas através de um sistema de aquisição de sinais, fazendo-se uma leitura a cada trinta segundos. O procedimento experimental consistiu em se fornecer uma potência constante para as resistências elétricas, enquanto se mantinha a temperatura externa num valor constante até que condições de regime permanente pudessem ser obtidas.



**Figura 2.** Aparato experimental



#### 4. RESULTADOS

Na Tabela 1 são apresentados dados obtidos a partir da média aritmética de trinta leituras, o que perfaz um período de quinze minutos de monitoração em regime permanente para cada teste. O desvio padrão das temperaturas foi inferior a 0,02 °C e das potências de aquecimento inferior a 0,3 W, para todos os pontos apresentados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Dados experimentais

Teste #	T <sub>E</sub> (°C)	$\dot{g}_E$ (W)	$\dot{g}_C$ (W)	$\dot{g}_R$ (W)	T <sub>I</sub> (°C)	T <sub>C</sub> (°C)	T <sub>R</sub> (°C)
1	32,4	8,1	11,9	39,6	59,9	62,4	58,7
2	32,4	24,4	2,3	25,3	56,6	60,1	54,8
3	32,3	24,5	2,4	19,4	54,0	57,9	52,1
4	32,4	14,0	0,7	31,8	53,7	54,5	53,3
5	32,3	39,4	0,0	0,0	51,6	59,7	47,5
6	34,8	39,3	0,0	0,0	54,0	61,2	50,4
7	34,9	40,6	0,0	0,0	55,2	63,1	51,3
8	32,7	40,1	0,0	0,0	52,4	60,6	48,3
9	34,7	40,2	0,0	0,0	54,6	62,2	50,7

Com o fluxo de calor total através das paredes do refrigerador ( $\dot{q}$ ) dado pela soma das taxas de geração calor no interior do refrigerador ( $\dot{q} = \dot{g}_E + \dot{g}_C + \dot{g}_R$ ), e a diferença de temperatura através das paredes, representada pela diferença entre as temperaturas do ar no interior (T<sub>int</sub>) e exterior (T<sub>E</sub>) do refrigerador, pode-se calcular a resistência térmica total das paredes do refrigerador :

$$R = \frac{(T_{\text{int}} - T_E)}{\dot{q}} = \frac{(T_I - T_E)}{(\dot{g}_E + \dot{g}_C + \dot{g}_R)} = \frac{1}{UA} \quad (15)$$

Aplicando a equação anterior a cada um dos testes experimentais, obtêm-se os valores apresentados na Tabela 2. O valor médio da resistência térmica global do refrigerador foi de 0,480 K/W (UA = 2,09 W/K). Pode-se observar que os resultados se mantiveram constantes ao longo dos testes, o que fica também evidenciado através dos pequenos desvios padrões obtidos.

**Tabela 2.** Resistência térmica (R) e UA global

Teste #	$\dot{q}$ (W)	R (K/W)	UA (W/K)
1	59,6	0,461	2,17
2	52,0	0,466	2,14
3	46,2	0,470	2,13
4	46,6	0,457	2,19
5	39,4	0,489	2,04
6	39,3	0,490	2,04
7	40,6	0,499	2,00
8	40,1	0,492	2,03
9	40,2	0,495	2,02
Média =		0,480	2,09
Desvio padrão =		0,016	0,07

O método dos mínimos quadrados foi utilizado para ajustar as equações (9) e (10), aos dados apresentados na Tabela 1, obtendo-se os seguintes valores:

$$\begin{aligned} R_C &= 2,414 \text{ K/W} \rightarrow (UA)_C = 0,414 \text{ W/K} \\ R_R &= 0,555 \text{ K/W} \rightarrow (UA)_R = 1,802 \text{ W/K} \\ R_{CR} &= 0,849 \text{ K/W} \\ r &= 0,632 \end{aligned}$$

Pode-se também obter a resistência térmica global do refrigerador (R) a partir de  $R_C$  e  $R_R$ , através da seguinte expressão:

$$R = 1/(1/R_C + 1/R_R) = 0,451 \text{ K/W} \rightarrow UA = 1/R = 2,216 \text{ W/K} \quad (16)$$

O valores do coeficiente global (UA) obtidos através das duas metodologias apresentadas diferem entre si por somente 6%, o que indica uma boa consistência entre os dados experimentais e os processamentos realizados.

Admitindo que os valores de U são praticamente constantes para todas as paredes do refrigerador e considerando a relação entre as áreas das paredes externas do congelador ( $A_C$ ) e a da parede que separa os compartimentos superior e inferior ( $A_{CR}$ ) igual a 5,  $A_C/A_{CR} = 5$ , obtém-se:  $(UA)_{CR} \sim (UA)_C/5 = 0,414/5 = 0,083 \text{ W/K}$

A aproximação anterior justifica-se pelo fato da relação entre  $(UA)_C$  e  $(UA)_R$  também ser aproximadamente igual à relação entre suas áreas, e também pelo fato da parede que separa os compartimentos ter espessura similar à das paredes externas.

A partir do valor estimado do  $(UA)_{CR}$  pode-se então avaliar o fluxo de massa de ar deslocado pelo ventilador utilizando-se a equação (13), como segue:

$$\dot{m}_E = (1/R_{CR} - (UA)_{CR}) / (r - r^2) c = 16,5 \text{ kg/h} \quad (17)$$

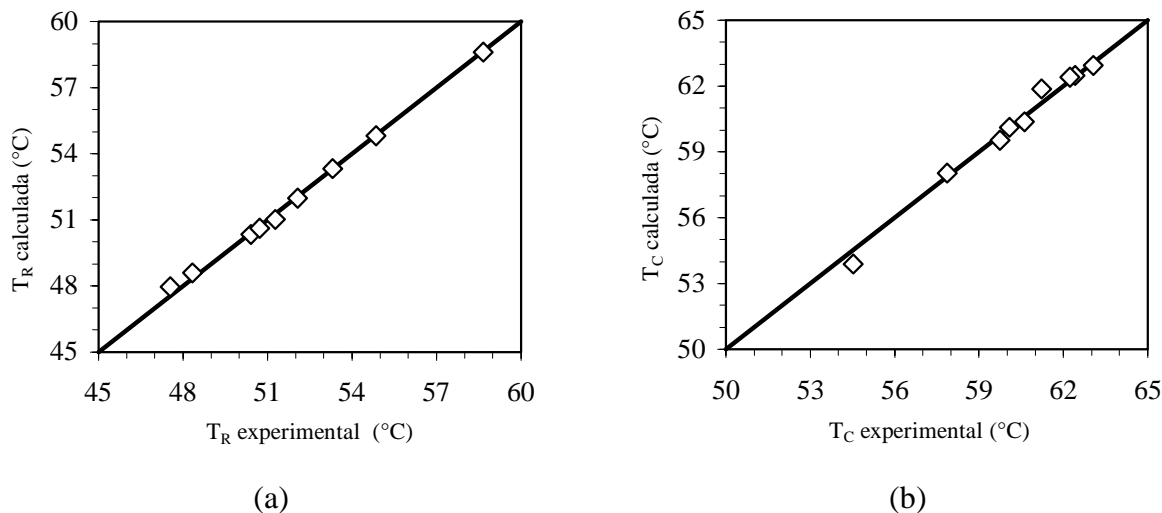
Verificou-se ainda que para a situação em questão os possíveis erros associados com a avaliação do parâmetro  $(UA)_{CR}$  não têm influência significativa no valor do fluxo de massa de ar ( $\dot{m}_E$ ) calculado.

A metodologia apresentada considera que a abertura do *damper* modifica apenas a distribuição de fluxo de massa de ar entre os compartimentos ( $r$ ) não afetando o fluxo de massa deslocado pelo ventilador. Deve-se, no entanto, ressaltar que na situação real a abertura do *damper* pode afetar também o fluxo de massa deslocado pelo ventilador.

As Figuras 3a e 3b mostram respectivamente uma comparação entre as previsões do modelo com resultados experimentais referentes às temperaturas do ar no compartimento inferior ( $T_R$ ) e superior ( $T_C$ ). Os desvios entre os valores medidos e calculados se mantiveram sempre inferiores a 0,5 °C, o que comprova a consistência da metodologia empregada.

Para determinar o efeito causado pelo aquecimento diferenciado na parte traseira do refrigerador pelo condensador e pelo compressor, foram realizados testes aquecendo-se esses componentes (condensador e compressor) de forma a reproduzir situações similares às reais. Para tanto, foram instaladas resistências elétricas sobre o condensador e o compressor. Essas resistências foram controladas separadamente de forma a gerar temperaturas superficiais de 60 °C no condensador e 90 °C no compressor.

O procedimento anterior, representado pelos testes 6, 7 e 9 (Tabela 1) gerou um aumento de 2,5°C na temperatura média externa. Esses testes seguem a tendência dos demais testes (ver figura 3) o que faz com que os resultados anteriormente obtidos possam ser aplicados na análise da presente situação.



**Figura 3.** Temperatura no compartimento inferior(a) e superior (b)

Considerando uma diferença de temperatura entre o ar no exterior e no interior do refrigerador de 25°C, verifica-se que um aumento de 2,5 °C na temperatura externa, devido a ação combinada do condensador e do compressor, exige um aumento da ordem de 10% na capacidade de refrigeração para manter inalteradas as temperaturas internas.

Deve-se ressaltar, que nestas condições, o posicionamento do termopar que indica a temperatura externa na face posterior do refrigerador passa a ter um efeito significativo sobre os resultados obtidos devido às grandes variações espaciais de temperatura nessa região. Nessa situação, a utilização e comparação dos resultados fica, portanto, fortemente dependente deste posicionamento.

A figura 4 mostra as temperaturas internas do refrigerador previstas pelo modelo, para uma temperatura externa de 32 °C variando a razão do fluxo de massa de ar insuflado no congelador ( $r$ ) entre 0 e 1, e para três diferentes capacidades de refrigeração ( $\dot{q}_E$  tem valores negativos para representar capacidades de refrigeração). Nessa figura observa-se que para  $r$  igual a zero a temperatura do refrigerador é mínima, e a do congelador é máxima ocorrendo o oposto quando  $r$  é igual a 1. Mesmo quando o ar não circula em um dos compartimentos, o respectivo ambiente permanece com uma temperatura inferior à externa (32 °C) devido à transferência de calor entre os compartimentos. A temperatura do congelador é mais sensível em relação à variação de  $r$  do que a temperatura do gabinete o que se explica pela maior resistência térmica do congelador.

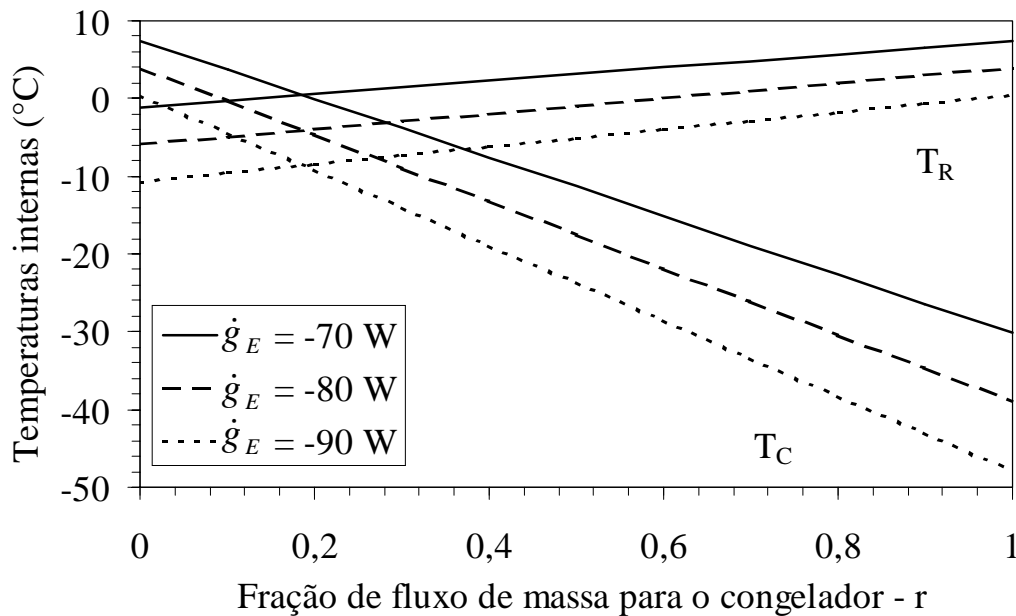
## 5. CONCLUSÕES

Desenvolveu-se um modelo para estimar a transferência de calor em regime permanente através das paredes de um refrigerador com ventilação interna forçada e com dois compartimentos. Testes experimentais foram conduzidos de forma a se obter os parâmetros empíricos necessários ao modelo. As temperaturas calculadas pelo modelo apresentaram um desvio inferior a 0,5 °C em relação aos valores experimentais, o que comprova a consistência da metodologia adotada.

Entre outras coisas, a metodologia desenvolvida permite explorar o impacto da movimentação de ar entre os compartimentos e da capacidade de refrigeração sobre as temperaturas internas resultantes.

Uma análise preliminar, investigando o efeito do aquecimento provocado pelo condensador e pelo compressor indicou a necessidade de um aumento aproximado de 10% na

capacidade de refrigeração como forma de manter inalteradas as temperaturas no interior do refrigerador.



**Figura 5.** Estimativa das temperaturas internas

## 6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado através de um programa de colaboração técnico-científica entre o Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e a Embraco S.A. A participação da Embraco, através do eng<sup>o</sup> Roberto Horn Pereira, foi fundamental para a realização do presente trabalho, razão pela qual os autores lhe externam os mais sinceros agradecimentos.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Gosney, W. B.; 1982, “Principles of Refrigeration”, Cambridge University Press, London, UK, 666p.
- NTB00119, 1992, “Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores – Determinação do Fator UA – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Joinville, SC, Brasil, 6p.
- NTB00048, 1992, “Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares – Abaixamento de Temperatura - *Pull-down* – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Joinville, SC, Brasil, 18p.
- Vineyard, E. A.; Stovall, T. K.; Wilkes, K. E.; Childs, K. W.; 1998, “Superinsulation in Refrigerators and Freezers”, ASHRAE Trans., Vol. 104, Part 2, pp. 1126-1134.

# USO DA TDA – MÉDIA NO DOMÍNIO DO TEMPO COMO FERRAMENTA DE IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS EM CÂMBIOS AUTOMOTIVOS

**Sebastião Simões Cunha Jr.**

**Marcus Antonio Viana Duarte**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica.

Av. João Naves de Ávila 2160 – Bloco M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: simoes@mecanica.ufu.br , mvduarte@mecanica.ufu.br

## Resumo

Embora inspeções visuais regulares e a manutenção preventiva possam ajudar na redução de falhas e defeitos em sistemas de engrenagens, o custo e o tempo requerido para executar tais procedimentos os tornaram economicamente inviáveis. Afim de evitar este problema, várias metodologias utilizando análise de assinaturas de sinais vibratórios estão sendo desenvolvidas para examinar as condições dos sistemas de engrenagens. Este trabalho tem como objetivo mostrar como a TDA (média no Domínio do Tempo) pode ser utilizada, juntamente com a análise Cepstral, como uma ferramenta poderosa na identificação de falhas em câmbios automotivos. Os sinais dos câmbios são oriundos de medições externas feitas nos câmbios em bancadas de teste da FIAT Automóveis, localizada em Betim/MG. Na primeira parte deste trabalho tem-se os conceitos e formulações pertinentes à análise Cepstral e à TDA. Por fim, tem-se um exemplo prático mostrando as vantagens do uso da TDA na identificação de falhas.

**Palavras-chave:** Câmbios automotivos, Cepstrum, TDA, Manutenção preditiva

## 1. INTRODUÇÃO

Câmbios automotivos são sistemas mecânicos complexos constituídos por diferentes grupos de elementos conectados entre si (rolamentos, engrenagens e eixos). Estes sistemas, quando defeituosos, geralmente produzem níveis vibratórios e de ruídos maiores que o esperado. Embora inspeções visuais regulares e a manutenção preventiva possam ajudar na redução das falhas e defeitos nestes dispositivos, o custo e o tempo requerido para executar tais procedimentos os tornaram economicamente inviáveis. Assim, várias metodologias utilizando análise de sinais vibratórios estão sendo desenvolvidas para examinar as condições de sistemas de engrenagens (Nepomuceno, 1989).

Diferentes tipos de defeitos em câmbios automotivos são normalmente identificados utilizando como ferramenta a acuracidade auditiva de especialistas. Porém, este critério é bastante influenciado pelas características físicas e psicológicas de cada especialista, podendo levar a uma análise insatisfatória. Uma alternativa que vem sendo utilizada para tornar o processo mais criterioso é a utilização de técnicas de manutenção preditiva via sinais de vibração no monitoramento e controle de qualidade de câmbios automotivos e redutores (Brito, 1994) (Silva, 1997).

Segundo Randall (1982), com a análise espectral é possível detectar defeitos em redutores através da interpretação de mudanças no espectro de sinais vibratórios.

Mamede (1997) utilizou a Transformada de Wavelet na detecção de falhas em redutores, conseguindo através de sinais vibratórios, identificar a presença de defeitos nas engrenagens.

Choy et al. (1996) desenvolveu uma metodologia onde é mostrado que através da aplicação da distribuição de Wigner-Ville em um sinal de vibração temporal é possível obter algum sucesso no monitoramento do estado de saúde de sistemas de engrenagens.

A aplicação recente de ferramentas de análise no domínio tempo-frequência em redutores e câmbios tem trazido resultados satisfatórios na detecção de defeitos principalmente em pares de engrenagens.

Segundo McFaden (1994) a TDA (média no domínio do tempo) permite separar sinais de vibração de pares de engrenagens do sinal total de vibração do câmbio.

Veloso (1999) utilizou a análise Cepstral para detecção de falhas em motores de combustão interna porém, não obteve bons resultados.

Como uma forma de contribuição à análise de sistemas de engrenagens, este trabalho tem como objetivo mostrar como TDA pode ser útil na detecção de falhas e defeitos em câmbios automotivos. Aqui, a TDA será utilizada em combinação com a análise Cepstral e Espectral, mostrando a sua capacidade de eliminar ruídos de sinais vibratórios.

No que segue, apresenta-se uma breve introdução à TDA e a análise Cepstral. Em seguida será feita uma análise em um câmbio automotivo defeituoso afim de mostrar como a TDA pode ser útil na detecção de falhas em sistemas mecânicos complexos.

## 2. MÉDIA NO DOMÍNIO DO TEMPO – TDA

A Média no Domínio do Tempo - TDA é uma ferramenta poderosa de processamento de sinais, principalmente aqueles provenientes de sistemas mecânicos complexos, tais como os câmbios automotivos. Ela é bastante útil na eliminação de transientes em um sinal, ou seja, ruídos, sinais não periódicos, dentre outros. O seu uso promove uma filtragem do sinal, além de uma alta redução de dados, uma vez que somente uma parte do sinal é retido.

A TDA de um sinal consiste em fazer uma média de vários períodos básicos do mesmo, de forma a se obter um período médio. A TDA pode ser definida da seguinte forma:

$$y(iT) = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x(iT - rMT) \quad (1)$$

onde:  $y(iT)$ : média dos períodos do sinal - TDA;  
 $x(iT)$ : sinal amostrado no domínio do tempo;  
N : número de períodos utilizados para média;  
M : número de pontos por período;  
T : comprimento finito do sinal no tempo,

Na prática, para se utilizar a Média no Domínio do Tempo é necessário que os períodos do sinal estejam sincronizados a fim de que na execução da média não se atenuem componentes de frequência importantes do sinal.

## 3. CEPSTRUM

O Cepstrum é definido como o espectro do logaritmo do espectro. A análise Cepstral pode ser usada como uma ferramenta para detecção de periodicidade no espectro de frequências (família de harmônicos com espaçamento uniforme, sinais contendo ecos, entre outros). A escala logarítmica da amplitude enfatiza a estrutura harmônica da estrutura e reduz a influência de sinais aleatórios provenientes do caminho de medição (Randall & Tech, 1980).

O Cepstrum foi originalmente definido como o espectro de potência do logaritmo do espectro de potência de um sinal (Bogert et al., 1963), ou matematicamente:

$$c(\tau) = |\mathfrak{F}\{\log F_{xx}(f)\}|^2 \quad (2)$$

onde  $F_{xx}(f)$  é o espectro de potência do sinal no tempo  $[f_x(t)]$ ,  $\tau$  é a variável temporal do Cepstrum (quefrência) e  $\mathfrak{F}$  é o operador da Transformada de Fourier. Desta forma,

$$F_{xx}(f) = |\mathfrak{F}\{f_x(t)\}|^2 \quad (3)$$

Uma outra definição para o Cepstrum é dada pela transformada inversa do logaritmo do espectro de potência:

$$c(\tau) = \mathfrak{F}^{-1}\{\log F_{xx}(f)\} \quad (4)$$

Uma das razões para o uso da definição dada pela equação (4) é que torna mais fácil a comparação entre o Cepstrum e a função de autocorrelação, dada pela equação (5).

$$R_{xx}(\tau) = \mathfrak{F}^{-1}\{F_{xx}(f)\} \quad (5)$$

A variável independente  $\tau$  tem dimensão de tempo, mas é chamada de quefrência. Essa terminologia é mais usual na interpretação de sinais no tempo em termos do conteúdo de frequência. Assim, uma alta quefrência representa flutuações rápidas no espectro (espaçamento pequeno na frequência) e uma baixa quefrência representa mudanças lentas na frequência (espaçamento grande na frequência). Nos picos do Cepstrum resultantes de famílias de bandas laterais, a quefrência do pico representa o período da modulação e sua recíproca frequência moduladora. Convém ressaltar que a quefrência não diz nada a respeito da frequência absoluta, apenas sobre o espaçamento entre as frequências (Randall & Tech, 1980). Por exemplo, se no espectro de frequência aparecem picos nas frequências  $f_1, f_2, \dots, f_n$ , igualmente espaçados de uma frequência  $f_m$ , no Cepstrum aparecerá somente um pico na quefrência correspondente ao inverso da frequência  $f_m$ .

#### 4. UTILIZAÇÃO DA TDA NA ANÁLISE DE UM CÂMBIO DEFEITUOSO

Para se mostrar experimentalmente a utilização das ferramentas acima citadas, foram coletados sinais de aceleração de um câmbio sem defeito. Em seguida, substituiu-se o par de engrenagem da quinta marcha deste câmbio, antes fabricado para um modelo 1.0 litro, por um par fabricado para o modelo 1.6 litros. Após a introdução deste “defeito”, coletou-se os sinais em aceleração para o câmbio agora defeituoso uma vez que este não se encontra mais dentro dos padrões ótimos de operação de acordo com sua montadora.

Assim, será feita uma análise deste câmbio utilizando primeiramente a TDA aplicada ao espectro do sinal e em seguida uma combinação da TDA e Cepstrum a fim de caracterizar os defeitos oriundos do mal engrenamento ocasionado pela troca dos pares de engrenagens.

Os sinais dos câmbios foram coletados com o eixo primário girando com rotação constante e igual a 35.8 Hz para o câmbio bom e 43 Hz para o câmbio defeituoso. O par de engrenagens da quinta marcha montado no câmbio bom tem relação de transmissão do eixo primário para o secundário igual a 35/34 ao passo que para o câmbio defeituoso a relação é de 37/31. A partir destes dados, verifica-se que para o câmbio bom tem-se uma velocidade rotacional do eixo secundário de 36.8 Hz e uma frequência de malha de 1253 Hz. Já para o câmbio defeituoso, a velocidade rotacional do eixo secundário é igual a 51.3 Hz e a frequência fundamental de engrenamento é de 1591 Hz. Assim, espera-se que as ferramentas

citadas acima identifiquem com robustez os problemas (mal engrenamento) ocasionados pela mudança do par de engrenagem da quinta marcha.

Devido ao sigilo industrial, todos os resultados serão apresentados sem unidade de medida, ou seja, os valores mostrados são adimensionais.

Na Figura 1, tem-se o espectro da aceleração tanto para o câmbio bom quanto para o defeituoso – par de engrenagem da quinta marcha trocado. Observa-se que o nível de energia é muito superior para o câmbio defeituoso quando comparado com o câmbio bom, o que era esperado pois seu funcionamento não é mais padrão.

Pode-se verificar no espectro do câmbio defeituoso uma região de alta concentração de energia situada entre 1000 e 1700 Hz, sendo esta uma região de ressonância do sistema em estudo já que a frequência de engrenamento do câmbio defeituoso é de 1591 Hz. Porém, devido à presença de ruídos em grande quantidade, a análise e a identificação correta da possível fonte causadora de defeito são dificultadas, necessitando-se de uma melhor análise.

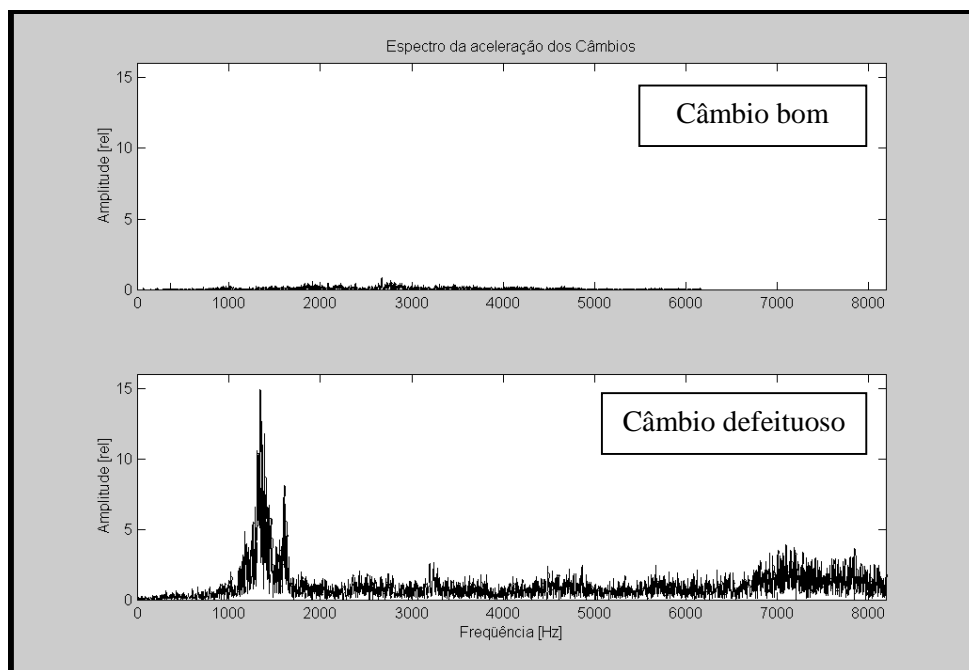


Figura 1. Espectro da aceleração para o câmbio bom e defeituoso sem o uso da TDA.

Já na Figura 2 abaixo, tem-se o espectro dos sinais tanto para o câmbio bom quanto para o defeituoso após fazer uso da TDA. Novamente observa-se uma maior concentração energética no espectro relativo ao câmbio defeituoso. Como era esperado, houve uma substancial redução de dados mostrando os sinais mais “limpos” e conseqüentemente com uma menor presença de ruídos sem que houvesse perdas das principais componentes do sinal em estudo, facilitando muito uma primeira análise dos resultados. Observa-se agora mais nitidamente que na figura anterior, a ocorrência do defeito provavelmente causado pelo mal engrenamento em 1591 Hz já que nessa frequência há uma elevação do nível de energia.

Viu-se até agora que houve uma elevação no nível de energia dentro da banda de frequência [1000 – 1700 Hz] para o sinal do câmbio defeituoso porém, não se tem precisamente a fonte causadora desse aumento de energia. Uma alternativa para se identificar esta fonte causadora de defeito é a utilização da análise Cepstral em conjunto com a TDA.

Primeiramente será feita uma análise do sistema sem a utilização da TDA. Uma vez que provavelmente o único defeito deste câmbio é o par de engrenagem trocado, espera-se que o Cepstrum detecte somente as frequências pertencentes a este par de engrenagem.



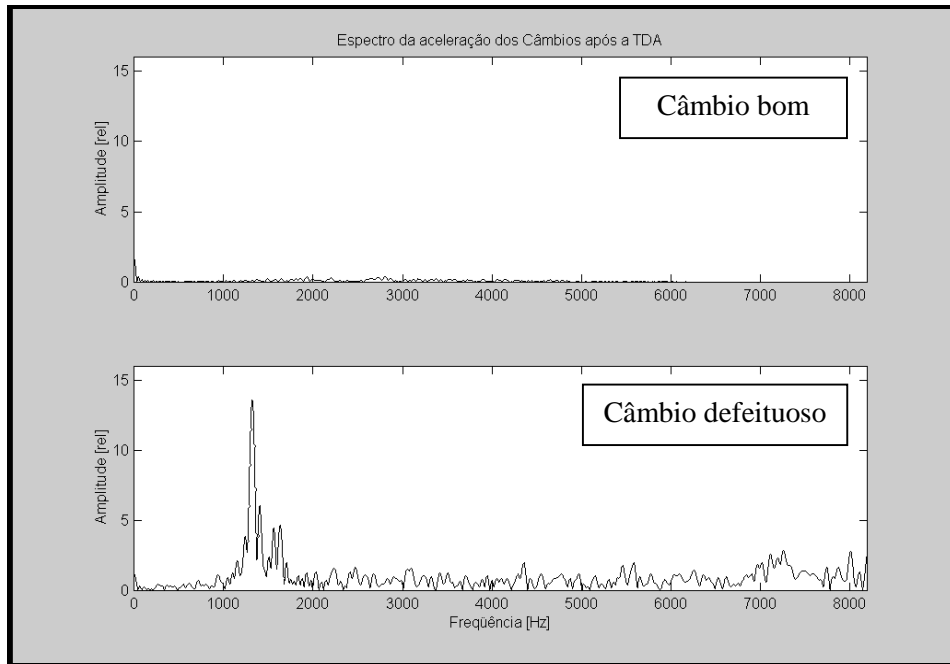


Figura 2. Espectro da aceleração para o câmbio bom e defeituoso após o uso da TDA.

Na Figura 3, tem-se a análise Cepstral sem a utilização da TDA tanto para o câmbio bom quanto para o defeituoso. Como pode ser observado, devido a presença excessiva de ruídos, a análise ficou totalmente comprometida, sendo muito difícil se ter uma análise precisa e identificar com clareza a origem do defeito, uma vez que o Cepstrum é muito sensível à presença de ruídos. Sendo aplicado desta forma, o Cepstrum não ajuda em nada na identificação de possíveis defeitos já que praticamente não há diferença entre o Cepstrum do câmbio bom e do câmbio defeituoso sendo então, praticamente impossível detectar as frequências pertencentes ao par de engrenagem trocado.

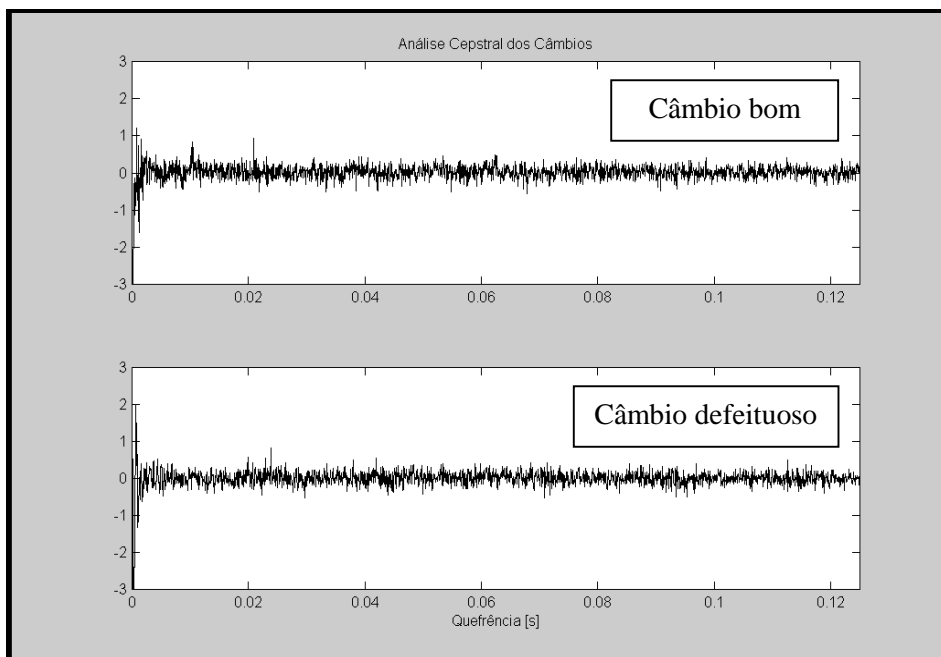


Figura 3. Análise Cepstral para o câmbio bom e defeituoso sem a utilização da TDA.

Já na Figura 4 abaixo, tem-se a análise Cepstral tanto para o câmbio bom como para o defeituoso após a aplicação da TDA nos sinais. Como pode ser observado, as quefrências estão bastante nítidas possibilitando a obtenção de resultados altamente confiáveis diferentemente da figura anterior onde não se podia fazer qualquer análise. O intervalo de repetição dos picos para o câmbio bom é de 35.8 Hz e para o defeituoso é igual a 43 Hz, valores estes equivalentes às velocidades rotacionais dos eixos primários dos câmbios.

De acordo com os resultados acima, observa-se que somente uma única componente do sinal, freqüência de rotação do eixo primário, é detectada pela análise Cepstral para ambos os câmbios mostrando desta forma, que os pares de engrenagens utilizados estão em “perfeitas” condições de uso já que nenhum outro tipo de defeito foi detectado. Isto mostra que a componente detectada pelo Cepstrum (43 Hz) proveniente do câmbio defeituoso é a fonte causadora do aumento de energia no sinal deste câmbio. Como esta componente está relacionada com a rotação do eixo primário deste câmbio “defeituoso”, pode-se concluir que o aumento no nível de energia é causado pelo mal engrenamento do par de engrenagem trocado.

Estes resultados mostram novamente a importância da utilização da TDA na identificação robusta de defeitos em sistemas mecânicos complexos tais como os câmbios automotivos e principalmente quando se utiliza sinais contendo ruídos em excesso, uma vez que sem a aplicação das TDA não seria possível verificar com precisão o mal engrenamento do par de engrenagem trocado.

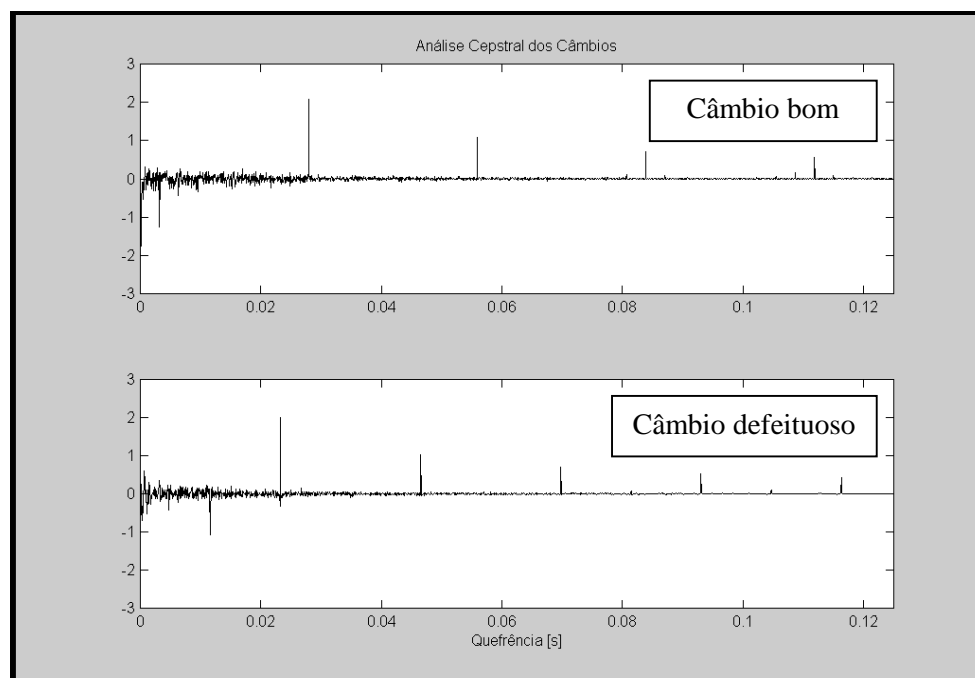


Figura 4. Análise Cepstral para o câmbio bom e defeituoso após utilização da TDA.

## 5. CONCLUSÕES

Foi demonstrado neste trabalho como a TDA pode ser utilizada, em conjunto com outras ferramentas de análise de sinais tais como o Cepstrum e a Análise Espectral, como uma ferramenta poderosa na identificação de falhas em câmbios automotivos mesmo quando estes ainda se encontram em suas linhas de montagem.

Introduziu-se nos câmbios automotivos analisados, defeitos cujas conseqüências eram previamente conhecidas de forma a se poder avaliar com precisão a robustez de algumas ferramentas geralmente utilizadas na manutenção preditiva de tais dispositivos.

Utilizada principalmente em conjunto com a análise Cepstral, que é uma ferramenta comumente utilizada na identificação de falhas em sistemas de engrenagens porém muito sensível à presença de ruídos, a TDA mostrou-se uma ferramenta de uso auxiliar bastante poderosa, uma vez que foi capaz de reduzir os dados e limitar a presença de ruídos nos sinais sem que houvesse perdas das principais componentes dos mesmos, fornecendo resultados altamente satisfatórios, diferentemente dos resultados obtidos quando feita a análise Cepstral sem o uso da TDA.

Esta característica da TDA de reconstituição do sinal sem grande presença de ruídos deve ser altamente ressaltada, uma vez que a grande maioria dos sinais adquiridos contém uma relação sinal/ruído pequena dificultando bastante suas análises. Deve-se portanto, tomar cuidado no uso da TDA pois ela pode eliminar componentes importantes do sinal.

Como trabalhos futuros, deve-se associar a TDA à outras ferramentas de identificação de falhas em câmbios automotivos como a Técnica do Envelope afim de avaliar a sua eficiência continuada.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fiat Automóveis S/A. por ter fornecido todo material necessário para a elaboração deste trabalho.

## 7. REFERÊNCIAS

- Bogert, B. P., Healy, M. J. and Tukey, J. W., 1963, “The quefreny analysis of time series for echoes: cepstrum, pseudo-autocovariance, cross-cepstrum and saphe cracking”, in Times Series Analysis, M. Rosenblatt, Ed. New York: Wiley, Chap. 15, pp. 209-243.
- Braun, S., 1986, “Mechanical Signature Analysis: theory and applications”, Academic Press, London.
- Brito, J. N., 1994, “Estudo dos Efeitos dos Erros Geométricos e dos Defeitos Superficiais de Engrenamento no Comportamento Dinâmico de Redutores de Eixos Flexíveis”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- Choy, F. K., Polyshchuk, J. J. Z., Handschuh, R. F. and Townsend, D. P., 1996, “Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system”, Tribology International, Vol. 29, n. 1, pp. 77-83.
- Howard, P. L., 1974, “Applications of shock pulse technology and vibration analysis to rolling bearing condition monitoring”, Proc. 20<sup>th</sup> ISA Symposium., Albuquerque, New Mexico, pp. 231-238.
- Mamede, W. F., 1997, “Análise de Falhas em Redutores Utilizando Transformada de Wavelet”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- McFaden, P. D., 1994, “Window Functions for the Calculation of the Time Domain Averages of the Vibration of the Individual Planet Gears and Sun Gear in an Epicyclic Gearbox”, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 116, pp. 179-187.
- Nepomuceno, L. X., 1989, “Técnicas de Manutenção Preditiva”, Editora Edgard Blücher, Vol. 1, São Paulo, Brasil.
- Randall, R. B. and Tech, B. A., 1980, “Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis”, Brüel & Kjaer Application Notes, Naerum Offset, Denmark, pp. 1-20.
- Silva, L. E. L., 1997, “Relatório Técnico”, FIASA, Betim/MG, Brasil.
- Veloso, R. C., 1999, “Uma contribuição para o monitoramento de motores de combustão interna, através da análise de sinais de pressão sonora de vibrações”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

# ENSAIOS DE EDDY-CURRENT NA AVALIAÇÃO DO ESTADO OPERACIONAL DE TUBOS DE GERADORES DE VAPOR DE CENTRAIS NUCLEARES

**Luiz Antonio Negro Martin Lopez**

Faculdade de Engenharia Industrial - FEI, Departamento de Energética, [luizlope@cci.fei.br](mailto:luizlope@cci.fei.br)

**Daniel Kao Sun Ting**

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN, Departamento de Engenharia de Reatores, [dksting@net.ipen.br](mailto:dksting@net.ipen.br)

## Resumo

Neste trabalho é apresentado o resultado de uma pesquisa a nível mundial sobre os impactos técnico-econômicos causados por falhas nos feixes tubulares de geradores de vapor de centrais nucleares. É evidenciada a necessidade de desenvolver novas técnicas de avaliação do estado operacional dos tubos que compõem os feixes tubulares. Apresenta-se o ensaio não destrutivo de *Eddy-Current* que utiliza o princípio eletromagnético das correntes de *Foucault* para a inspeção e detecção de falhas nos tubos, bem como os principais tipos de defeitos. São apresentados sinais gerados por um equipamento de ensaio MIZ-40 da Zetec. A visualização e o processamento dos sinais foram realizados pelos programas Labview e Matlab. A análise dos sinais gerados tem sido uma das maiores fontes de erros de interpretação de sinais por parte de inspetores pois depende unicamente do julgamento humano. Este artigo também apresenta uma breve descrição de um sistema automático de análise de dados que vem sendo desenvolvido e que utiliza lógica *fuzzy* e inteligência artificial.

**Palavras-chave:** *Foucault*, ensaio, gerador de vapor, sinais

## 1. INTRODUÇÃO

Os geradores de vapor (GV's) de centrais nucleares do mundo todo têm apresentado sérios problemas que levam freqüentemente a paradas na operação, causando perdas na capacidade de oferta de energia, grandes despesas com reparos e substituições, bem como a exposição de pessoal à radiação.

Nos feixes tubulares dos GV's é onde se concentram os maiores problemas. Os vazamentos de água do circuito primário para o circuito secundário podem levar, além das perdas de disponibilidade e de dinheiro, a sérios prejuízos ecológico-sociais, caso ocorra contaminação do meio ambiente.

O envelhecimento prematuro dos tubos dos GV's é a razão dos vazamentos ocorridos. Uma eficiente monitoração do estado do feixe tubular e o diagnóstico preciso de falhas são as ações mais apropriadas para evitar os sérios problemas dos GV's e suas conseqüências.

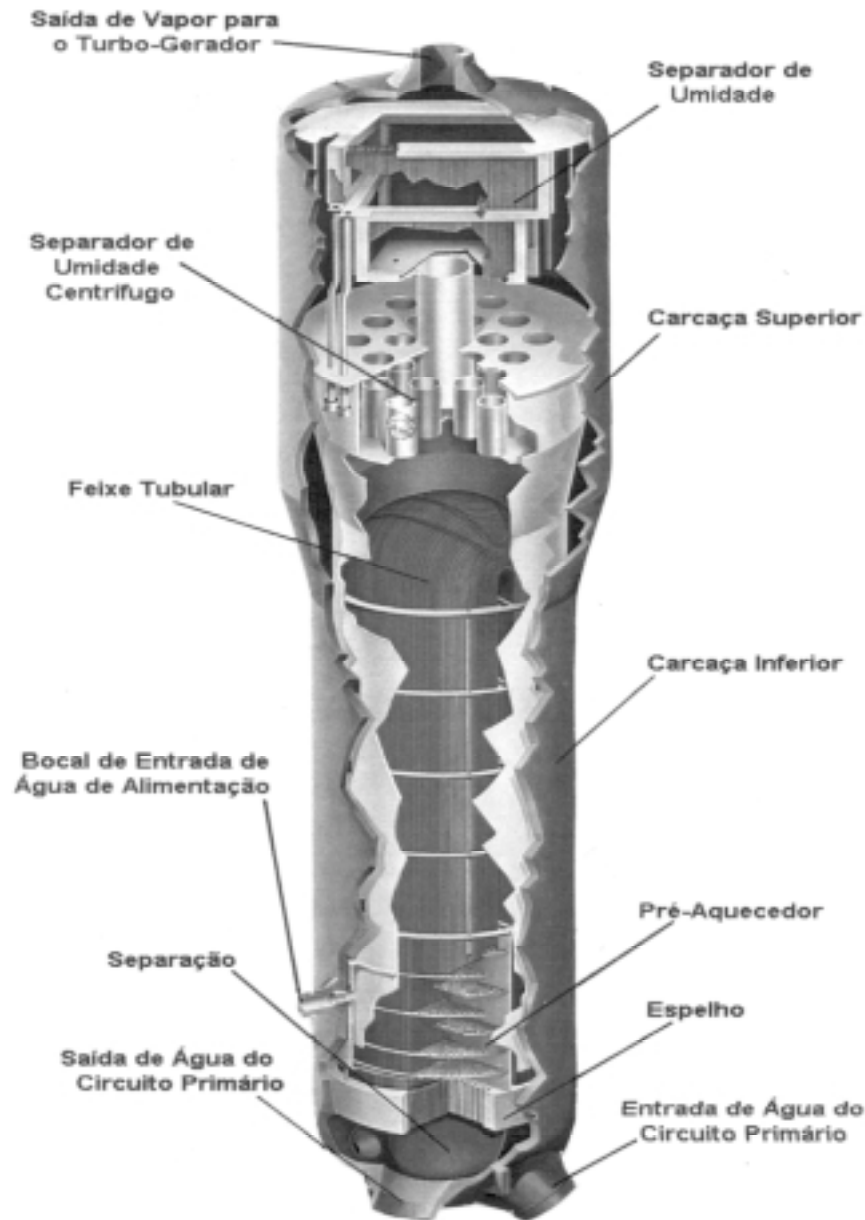
A inspeção dos tubos dos geradores de vapor por meio de *Eddy-Current* é uma das formas mais eficientes que existem no momento para a avaliação da condição operacional dos feixes tubulares. Os sinais fornecidos pelos sensores de *Eddy-Current* são muito sensíveis aos diversos tipos de defeitos, apresentam muitas interferências e são de difícil interpretação pelos inspetores dada a sua complexidade (Erbay & Upadhyaya, 1997).

O objetivo deste trabalho é criar os meios necessários para a aquisição de sinais de *Eddy-Current* que possam ser posteriormente processados, analisados e interpretados

automaticamente por sistemas *fuzzy*-neurais, contribuindo dessa forma para a redução, ou até mesmo exclusão, de julgamentos individuais ou pessoais nos diagnósticos de falhas de tubos de geradores de vapor.

## 2. O PROBLEMA MUNDIAL DO ENVELHECIMENTO DE GV's

Atualmente existem no mundo aproximadamente 100 usinas nucleares com reatores a água pressurizada tipo PWR (*Pressurized Water Reactor*). Segundo Odar e Bouecke, 1996, dessas usinas, mais de um terço têm atualmente apresentado problemas nos seus GV's. Os geradores de vapor são grandes trocadores de calor do tipo casco e tubos em forma de U que transferem calor do circuito primário para o circuito secundário de uma usina PWR gerando vapor e movendo turbo-geradores.



**Figura 1.** Vista em corte de um Gerador de Vapor típico  
(Westinghouse Electric Corporation)

Os primeiros projetos de usinas levaram em conta que a vida útil dos geradores de vapor seria a mesma dos demais componentes do primário, pois nada nessa época sugeria o contrário. Entretanto, a experiência operacional mostrou ao longo dos anos que essa consideração não era correta e que os GV's eram muito suscetíveis a falhas.

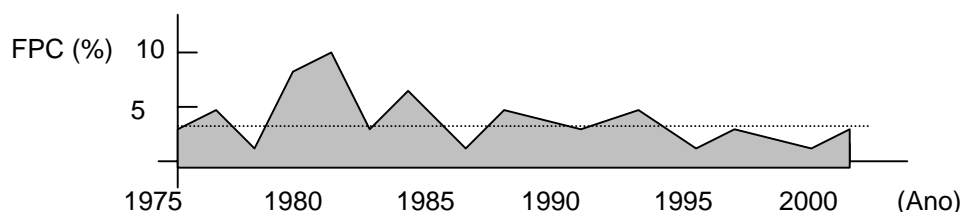
A vida típica dos GV's foi originalmente prevista para 30 a 40 anos. No entanto, 35 geradores de vapor em 12 usinas tiveram que ser substituídos nos primeiros 14 anos de operação devido a problemas não previstos que não foram resolvidos ou progrediram.

Os geradores de vapor são equipamentos fundamentais em usinas PWR. Mais de 30 anos de experiência na operação de usinas mostram que a confiabilidade dos geradores de vapor afeta significativamente a disponibilidade e o desempenho geral da usina, gerando custos não previstos que a indústria nuclear tem que absorver.

Os problemas de corrosão ou degradação mecânica frequentemente levam à realização de manutenções preventivas ou corretivas que são onerosas em termos de trabalho de reparo, perda de potência e exposição à radiação do pessoal envolvido. O número de tamponamentos de tubos realizados nessas manutenções têm excedido os valores previstos. Além disso, o tempo gasto em uma inspeção ou parada não prevista ou mais demorada, também leva a consideráveis prejuízos aos usuários, acionistas e clientes, resultantes da não disponibilidade da usina.

Segundo Whyatt *et al.* (1995), somente nos Estados Unidos, os geradores de vapor foram responsáveis por uma média de 3,4% do Fator de Perda de Capacidade (FPC) de 1975 a 1994. Entre 1975 e 1988, paradas não previstas de geradores de vapor resultaram em perdas de geração da ordem de 135 milhões de MWh em todo o mundo.

A Figura 2 apresenta a evolução do FPC ao longo dos anos nos Estados Unidos, devido a problemas nos GV's, incluindo substituições completas.



**Figura 2.** Evolução do Fator de Perda de Capacidade

As ações corretivas promovidas pelos fabricantes vão de pequenas melhorias operacionais a grandes e onerosas harmonizações de projeto, materiais estruturais e da química da água, visando a melhoria do desempenho.

Além disso, devido à natureza da energia nuclear e de seus desdobramentos públicos, tais problemas levaram a avaliações relativas à segurança e suas conseqüências para a população. Consequentemente, esforços, verbas e um tempo considerável têm sido demandados para a eliminação, ou redução para níveis aceitáveis, dos problemas nos geradores de vapor.

Avaliações técnico-econômicas determinaram a substituição completa e prematura de geradores de vapor. Whyatt *et al.* (1995), apresentam que em 22 usinas foram substituídos 61 geradores de vapor até 1994 a um custo médio de US\$ 40 milhões por GV e 130 dias de parada por usina. Segundo os mesmos autores, entre 1994 e 2000 mais 25 usinas com 85 GV's atingiram a mesma condição o que, evidentemente, são números bastante significativos.

### 3. O ESTADO DE INTEGRIDADE E A SEGURANÇA DOS GV's

Os geradores de vapor, como componentes de interface entre os circuitos primário e secundário, têm grande importância para a planta pois, além de transferirem calor eficientemente entre os dois circuitos, também devem impedir qualquer passagem de água radioativa pressurizada do circuito primário para o circuito secundário, que opera a uma pressão menor.

Esta dupla função dos GV's resulta em requisitos de projeto que levam a resultados opostos, exigindo dos projetistas uma dosagem criteriosa entre as funções de transferência de calor e impedimento da passagem de radioatividade. A espessura da parede dos tubos deve ser pequena por considerar a troca de calor, porém deve ser suficiente para garantir a confiabilidade operacional considerando a degradação dos tubos.

As dimensões dos tubos devem levar a um feixe tubular compacto visando uma alta eficiência na troca de calor. Por outro lado, o passo dos tubos no feixe deve ser grande suficiente para que a inspeção e a manutenção sejam feitas de maneira eficiente.

A fabricação é importante no estabelecimento da condição de segurança de um GV e sua integridade só poderá ser comprovada se existir um controle eficiente da composição e do comportamento dos materiais, bem como de todos os detalhes construtivos.

Os feixes tubulares dos geradores de vapor são particularmente sujeitos a falhas e degradação, motivados por uma série de fatores que agem em conjunto ou isoladamente, tais como falhas nos códigos de projeto e nas técnicas analíticas disponíveis na época, aparecimento de mecanismos não previstos de degradação de materiais e componentes devido às altas temperaturas de operação, altas vazões e concentração de elementos corrosivos nos meios fluidos.

A quantificação dos fatores envolvidos no processo de envelhecimento dos tubos dos geradores de vapor é fundamental para o correto gerenciamento e avaliação da sobre-vida (Bartonicek *et al.*, 1996). A necessidade crescente de precisão na determinação de custos, na avaliação da disponibilidade e da confiabilidade operacionais (Carter, 1978), bem como a globalização, potencializam a necessidade do conhecimento do estado de integridade dos GV's. A monitoração operacional é uma ferramenta que limita os possíveis mecanismos de falha na medida em que considera suas causas. A avaliação dos resultados das monitorações fornece as regiões onde as falhas possíveis podem ocorrer e, portanto, quais são de interesse para exames especiais como testes não destrutivos que monitoram as consequências de um mecanismo de falha.

#### **4. PRINCIPAIS DANOS NOS FEIXES TUBULARES DOS GV's**

O desempenho operacional dos GV's é comprometido por fatores que atuam isoladamente ou em conjunto, causando uma excessiva degradação dos tubos. Tais fatores são: projeto e fabricação deficientes, materiais inadequados e controle inadequado da química da água.

Segundo Bouecke & Flammann (1996), a maior parte dos danos é causada por fenômenos de corrosão, vibração induzida pelo escoamento e desgaste.

Os principais fenômenos de corrosão que podem levar à ruptura são o desgaste geral (*wastage*), a redução da espessura da parede (*thinning*), o desgaste localizado (*pitting*), o ataque intergranular (*Intergranular Attack* - IGA) e a corrosão sob tensão (*Stress Corrosion Cracking* - SCC).

O *pitting* é uma degradação volumétrica e resulta de diferenças galvânicas no tubo. O desgaste localizado ácido (*acidic pitting*) é o tipo mais comum e é associado com a introdução de cloretos, ânions de sulfetos e óxidos de cobre no gerador de vapor por componentes da planta (Rozenfeld, 1981). O ataque intergranular (IGA), é caracterizado pelo ataque relativamente uniforme do contorno do grão na superfície do tubo e pode ser volumétrico ou

bi-dimensional. A corrosão química é o fator que mais contribui no IGA com a tensão contribuindo com menor intensidade. A corrosão sob tensão (SCC) consiste em uma fissura simples ou múltiplas fissuras maiores com ramificações de pequenas a moderadas e é considerada como bi-dimensional com largura e profundidade (Jones & Ricker, 1998). A SCC ocorre tanto no lado do circuito primário como no lado do circuito secundário como uma combinação de corrosão química e tensão. Normalmente ocorre nas variações de geometria da tubulação tais como expansões, estricções ou em seções de tubos que foram tensionadas, como por exemplo, o lado interno dos tubos em U do gerador de vapor.

Os fenômenos acima mencionados devem ser criteriosamente avaliados por meio da determinação de suas causas e mecanismos visando, dessa forma, restringir os efeitos não desejados no desempenho dos GV's.

## 5. INSPEÇÕES DO FEIXE TUBULAR

A monitoração do estado de integridade dos tubos do GV é feita por meio de inspeções. O arranjo do feixe tubular dificulta e até impede, o acesso à superfície externa dos tubos que normalmente tem diâmetro de  $\frac{3}{4}$  de polegada ( 19 mm ), só permitindo o acesso ao seu interior por meio de sondas.

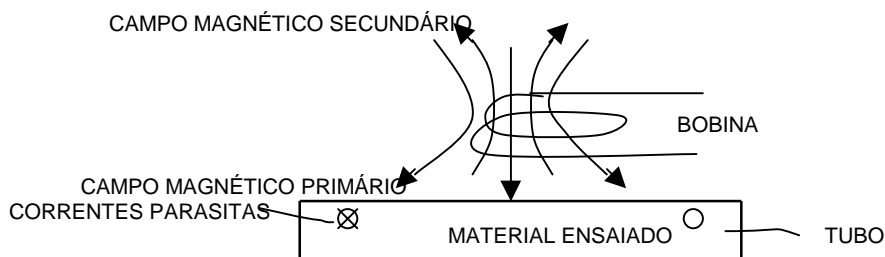
Considerando que os GV's inspecionados devem continuar a operar tão logo quanto possível, a inspeção deve ser feita rapidamente. Outro fator a considerar é a contaminação por radionúcleos a que os inspetores são submetidos caso a proximidade do operador ou o tempo de inspeção não sejam apropriados.

Dessa forma, as inspeções devem consistir de ensaios não destrutivos (END) que sejam rápidos e que preservem a capacidade operacional do gerador de vapor após a inspeção.

A inspeção por *Eddy-Current* é atualmente uma das formas mais eficientes de detectar e monitorar falhas ou defeitos que possam comprometer a integridade dos tubos de geradores de vapor e tem sido extensivamente utilizada (Upadhyaya *et al.*, 1997). Esta inspeção permite determinar o tipo, o tamanho, a forma, a geometria e a posição das falhas ou defeitos dos tubos inspecionados além de revelar variações de composição e dimensões. A alta velocidade do teste, em comparação com outros métodos e a possibilidade de automação do ensaio, com avaliações feitas através do computador, são os grandes potenciais deste método de inspeção.

### 5.1 Princípio de funcionamento do *Eddy-Current*

A inspeção por *Eddy-Current* é baseada no princípio eletromagnético das correntes parasitas, ou seja, a indução eletromagnética de correntes elétricas circulares no material, também conhecidas como correntes de *Foucault*, conforme apresentado na Figura 3.



**Figura 3.** Princípio de funcionamento do *Eddy-Current*

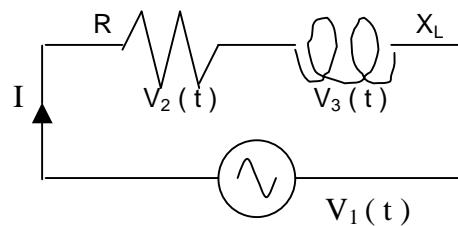


As correntes parasitas são geradas no material ensaiado por meio de um campo magnético alternado primário com determinada frequência e intensidade, gerado por uma bobina indutora de forma geométrica apropriada e excitada por uma corrente alternada (Stegemann, 1986).

As correntes parasitas geram um campo magnético alternado secundário, o qual é oposto ao campo primário, gerado pela bobina. Assim, o campo primário será tanto mais atenuado quanto mais intenso for o campo secundário.

A formação das correntes parasitas no tubo depende, além da geometria, primeiramente das características eletromagnéticas do material como a condutividade elétrica ( $\sigma$ ) e permeabilidade magnética ( $\mu$ ), em especial para material ferromagnético. A não homogeneidade do material também influencia no comportamento das correntes parasitas. Alterações locais de condutividade podem ter origens completamente diversas tais como trincas e descontinuidades no material com diferentes formas geométricas ou variações na composição do material (Stegemann *et al.*, 1997).

A Figura 4 apresenta o esquema do circuito utilizado nos ensaios de *Eddy-Current*.



**Figura 4.** Circuito do ensaio de Eddy-Current

No circuito acima, a reatância indutiva  $X_L$  é dada pela seguinte expressão:

$$1) \quad X_L = 2 \pi f L \quad ($$

A frequência ( $f$ ) afeta significativamente a geração das correntes parasitas devido ao efeito pelicular, ou seja, quanto maior a frequência, menor a profundidade de penetração da corrente alternada.  $L$  é a indutância, dada pela expressão:

$$2) \quad L = N^2 / \mathfrak{R}_T \quad ($$

Na expressão da indutância,  $N$  é o número de espiras da bobina e  $\mathfrak{R}_T$  é a relutância total. A relutância é a reação de um meio à passagem de um fluxo magnético  $\Phi$  dado por:

$$3) \quad \Phi = N I / \mathfrak{R}_T \quad ($$

O fluxo magnético variável gerado pela corrente alternada produz uma força eletromotriz induzida que gera as correntes de *Foucault*.

A relutância total é a somatória das reações dos diversos meios (a,b,c,...) atravessados pelas linhas de fluxo e é dada por:

$$4) \quad \mathfrak{R}_T = l_a / \mu_a S_a + l_b / \mu_b S_b + l_c / \mu_c S_c + \dots \quad ($$

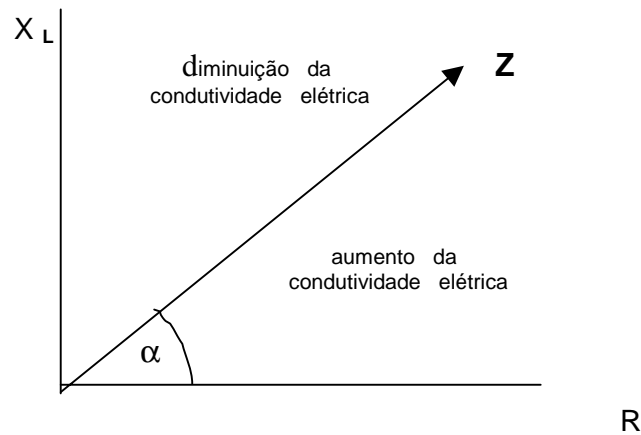
onde  $l$  é o comprimento  $\mu$  é a permeabilidade magnética e  $S$  é a área.

A tensão nesse circuito é:

$$V_1 = Z I \quad (5)$$

onde  $Z$  é a impedância e  $I$  é a corrente. Tanto a resistência desse circuito quanto a reatância indutiva são compostas por parcelas da bobina e da peça testada.

Utilizando o plano complexo para representar as grandezas acima, a impedância é representada por um vetor de comprimento  $Z$  e pelo ângulo de fase  $\alpha$  conforme apresentado na Figura 5:



**Figura 5.** Gráfico da Impedância

A condutividade do material testado afeta significativamente a impedância. Defeitos como trincas ocasionam um decréscimo na condutividade e, se a bobina passa pelo defeito, isto pode ser detectado pela variação da fase e da amplitude do sinal resultante.

Quando a bobina passa por uma trinca, ocorre um desbalanceamento no campo magnético pois o ar que ocupa o lugar do material no local da trinca é um material paramagnético. A redução da condutividade elétrica provoca o deslocamento do vetor da impedância no sentido da redução da resistência e do aumento da reatância indutiva, correspondendo à passagem das linhas de fluxo pelo começo da trinca.

À medida que a sonda se desloca, as linhas de fluxo deixam de encontrar ar e passam a encontrar material com maior condutividade elétrica. Dessa forma, a resistência passa a aumentar devido à maior resistividade e a reatância indutiva passa a diminuir pois são geradas correntes parasitas tornando o campo secundário mais forte.

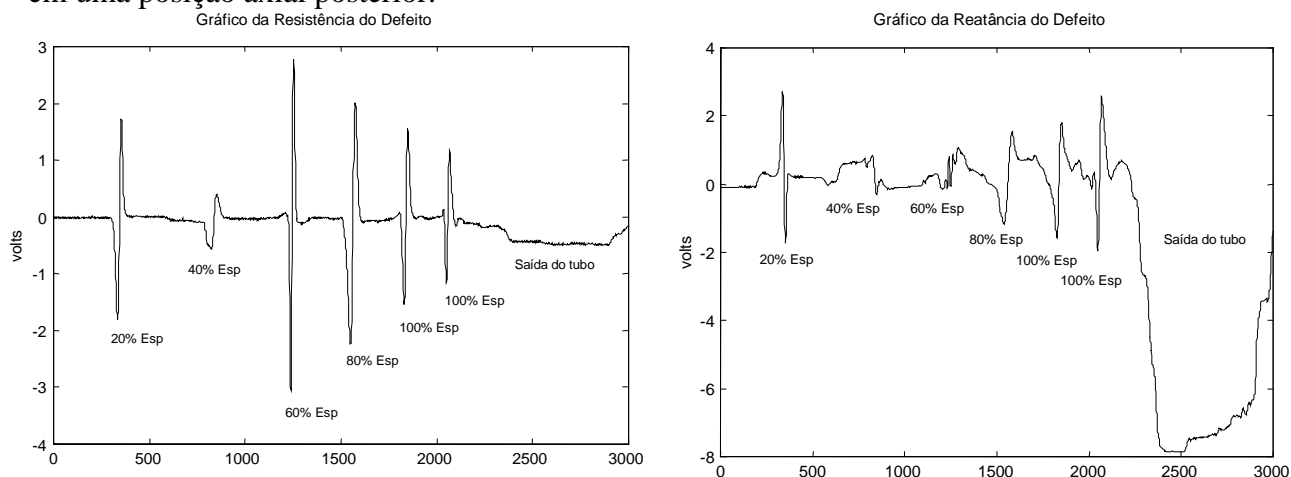
O trajeto percorrido pela extremidade do vetor impedância no plano complexo é fechado e chamado de pétala. A passagem de uma segunda bobina de uma mesma sonda forma uma pétala especular. A Figura 7 apresenta algumas pétalas. O código ASME, Seção XI, apresenta a metodologia de calibração para ensaios de correntes parasitas.

## 6. GERAÇÃO E AQUISIÇÃO DE SINAIS DE ENSAIOS DE EDDY-CURRENT

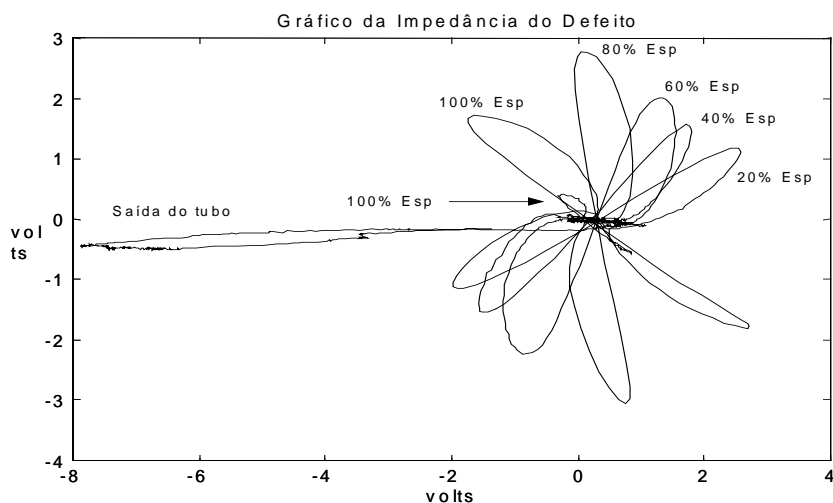
Neste trabalho foram gerados e adquiridos sinais com o objetivo de serem utilizados por um sistema de identificação e dimensionamento de defeitos, descrito no item 7.

Os sinais foram gerados pelo aparelho MIZ-40 da Zetec, convertidos em uma placa analógico/digital A/D National DAQ Card 700, interface PC MC IA e foram adquiridos através do programa Matlab (1997). Os sinais puderam ser visualizados da mesma forma como são apresentados na tela do aparelho MIZ-40, conforme apresentado nos Gráficos da Resistência e da Reatância dos Defeitos (Figura 6) e no Gráfico da Impedância dos Defeitos (Figura 7).

Foi utilizado um corpo de prova de aço inox 316 L, diâmetro 18,902 mm e espessura 1,703 mm, com 6 (seis) furos de 4 mm de diâmetro, profundidade variando desde 20 % da espessura até furo passante com incrementos de 20 % e 4 (quatro) furos passantes com mesmo diâmetro em uma posição axial posterior.



**Figura 6.** Gráficos da Resistência e da Reatância dos Defeitos



**Figura 7.** Gráfico da Impedância dos Defeitos

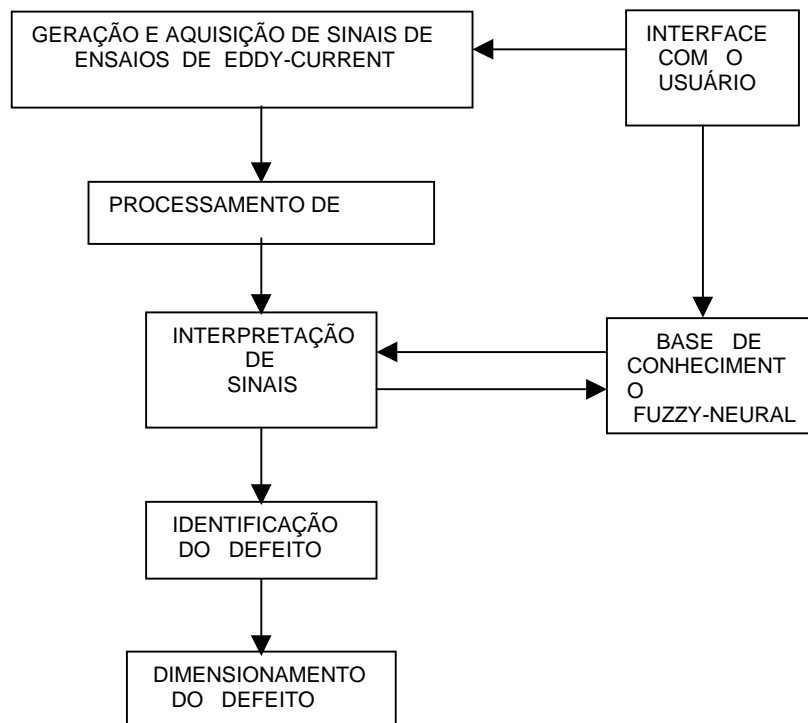
## 7. O SISTEMA ATUAL DE INTERPRETAÇÃO DE SINAIS, SUAS LIMITAÇÕES E POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Atualmente, os inspetores de ensaios de *Eddy-Current* determinam a existência e as dimensões dos defeitos, interpretando as pétalas geradas em uma inspeção pela comparação dos ângulos de fase dessas pétalas com os ângulos de fase das pétalas padronizadas previamente geradas em procedimentos normalizados de calibração. O Código ASME, Seção V, Artigo 8, Apêndice I, descreve a metodologia de ensaio por correntes parasitas em tubos de geradores de vapor, bem como apresenta os procedimentos de calibração que devem ser realizados em tubos com o mesmo material, as mesmas dimensões, com defeitos calibrados e em determinadas frequências.

As comparações muitas vezes provocam dúvidas nos inspetores quanto à existência de defeitos e suas dimensões, o que leva frequentemente a tamponamentos desnecessários de tubos. Além disso, as conclusões das diagnoses muitas vezes são comprometidas quanto à

repetibilidade e à confiabilidade pois dependem unicamente do julgamento humano. É comum obter resultados diferentes para inspetores diferentes ou até mesmo resultados diferentes para um mesmo inspetor.

Possíveis soluções para o problema exposto são propostas por Yan *et al.* (1995 e 1996) e Upadhyaya *et al.* (1997 e 1999). Os autores propõem a utilização de um novo sistema de interpretação de sinais que reduzirá ou até mesmo substituirá diagnósticos subjetivos de inspetores para a identificação e o dimensionamento dos defeitos de tubos, cuja arquitetura é apresentada na Figura 8. O sistema utilizará Transformadas *Wavelet* para o processamento de sinais, bem como as técnicas associadas da Lógica *Fuzzy* e da Inteligência Artificial (Sistema *Fuzzy-Neural*) para a identificação e o dimensionamento dos principais defeitos de tubos.



**Figura 8.** Arquitetura do novo sistema de interpretação de sinais

## 8. CONCLUSÕES

Conforme evidenciado nos primeiros itens deste trabalho, os geradores de vapor de centrais nucleares têm sido responsáveis por grandes perdas de tempo e dinheiro, ocasionadas por falhas nos feixes tubulares.

A inspeção por *Eddy-Current* é uma das formas mais utilizadas para localizar e dimensionar as falhas nos tubos. No entanto, este método de inspeção apresenta limitações quanto à interpretação visual de sinais pois é baseado apenas no julgamento humano.

Para solucionar este problema, é necessária a criação de um sistema automático de interpretação de sinais que é complexo e que vem sendo desenvolvido por diversos autores.

Neste trabalho são apresentados os resultados do desenvolvimento da primeira etapa desse sistema que é a geração e a aquisição de sinais de ensaios de *Eddy-Current* de uma forma apropriada.

## 9. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a participação da ABENDE (eng. José Roberto G. Miranda), da Brasitest (Sr. Claudio Dias Samuel), do IPEN (eng. Alfredo Alvim de Castro) e dos alunos Marcelo Araújo de Campos e Edison Yukio Kato Jr. do Programa de Iniciação Científica da FEL.

## 10. REFERÊNCIAS

ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Seção V, Ensaios Não Destrutivos, “Exame de Produtos Tubulares por Correntes Parasitas”.

Bartonicek, J., Jonas, O. and Schoeckle, F., 1996, “Quantification of the Safety Status of PWR Generators, Conference on Steam Generators and Heat Exchangers”, Toronto, Canada.

Bouecke, R. and Flammann, T., 1996, “German Experience in Steam Generator Maintenance and Repair”, Siemens AG, Power Generation Group KWU, Additional Information to IAEA – International Training Course on Ageing Phenomena and Diagnostics for PWR Type Reactors, Erlangen, Germany.

Carter, A. D. S., 1978, “Reliability Reviewed”, Proc. Inst. Mech. Engineers, vol 193, 81-92.

Erbay, A. S., Upadhyaya, B. R., 1997, “A Personal Computer-Based On-Line Signal Validation System for Nuclear Power Plants”, Nuclear Technology, Vol. 119, 63-75.

Jones, R. H., Ricker, R. E., 1998, “Stress-Corrosion Cracking” ASM Handbook, 145-162.

Matlab – Versão do Estudante (4), The Math Works Inc., Makron Books, 1997.

Odar, S., Bouecke, R., 1996, “Strategies for Steam Generator Design, Operation and Lifetime Extension”, Siemens AG, KWU, Additional Information to IAEA – Interregional Training Course on Ageing Phenomena and Diagnostics for PWR, Erlangen, Germany.

Rozenfeld, I. L., 1981, “Corrosion Inhibitors”, Mc Graw-Hill International Book Company, pg. 5-85.

Stegemann, D., 1986 “Avanços Tecnológicos em END por Correntes Parasitas”, Revista dos END, pg. 23-29.

Stegemann, D., Reimche, W., Feiste, K. L., Heutling, B., 1997, “Characterization of Materials Behavior by Electromagnetic Nondestructive Testing”, Anais do MARCON 97, Knoxville, Tennessee, 87.01 – 87. 09.

Upadhyaya, B. R., Hooper, W., Yan, W., Behraves, M. M., Henry, G., 1997, “Advances in Information Processing in Eddy Current Diagnostics of Steam Generator Tubing”, Anais do MARCON 97, Knoxville, Tennessee, 85.01 – 85.13.

Upadhyaya, B. R., Erbay, A. S., Házi, G., Sung, K. Y., 1999, “Eddy-Current Test Data Analysis for Steam Generator Tubing Diagnosis Using Artificial Intelligence Methods”, Annual Report, Nuclear Engineering Department, The University of Tennessee, prepared for EPRI.

Whyatt, P., Horrocks, P. and Mills, L., 1995, “Steam Generator Reliability - Implications for APWR Codes and Standards”. Nuclear Energy, N. 34, 4 Aug., 217-228.

Yan, W., Upadhyaya, B. R., Behraves, M. M., Henry, G., 1995, “Artificial Intelligence-Based Decision Methods for Diagnostics of Steam Generator Tubing”, Proceedings of the 9<sup>th</sup> Power Plant Dynamics, Control and Testing Symposium, 70.01 – 70.11.

Yan, W., Upadhyaya, B. R., 1996, “An Integrated Signal Processing and Neural Networks System for Steam Generator Tubing Diagnostics Using Eddy Current Inspection”, Ann. Nucl. Energy Vol. 23, N<sup>o</sup> 10, pp. 813-825.

# ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DE CONEXÕES "T" EM PVC

**Paulo C. Kaminski**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - 05508-900 - São Paulo - Brasil

**Luiz Bandeira de Mello Laterza**

AQUEDUTO -Rua Fradique Coutinho, 1896 - 05416-002 - São Paulo - Brasil

## Resumo

As tubulações de PVC são a alternativa mais utilizada nas instalações prediais de água fria. As tubulações de PVC apresentam elevada durabilidade o que, associado ao seu baixo peso, facilidade de manuseio e seu custo extremamente competitivo, fez com que este tipo de tubulação substituísse as tubulações de aço galvanizado. Entretanto devido a sua menor resistência mecânica enfrentam problemas de falhas estruturais. Este trabalho tem um caráter tecnológico e aplicado. Inicialmente é apresentada uma descrição das falhas que ocorreram em serviço em conexões de PVC, tipo "T" em diâmetros maiores e pouco usuais. Segue-se uma avaliação das possíveis causas que provocaram estas falhas. A partir do problema identificado define-se o parâmetro crítico de projeto e elabora-se uma metodologia para o desenvolvimento do produto. São realizados modelos tridimensionais de elementos finitos para se avaliar o campo de tensões - deformações. A partir dos modelos calibrados são avaliadas alternativas com vistas a otimização estrutural da conexão considerando critérios técnicos e econômicos.

**Palavras-chave:** conexão em "T", PVC, falhas estruturais

## 1. INTRODUÇÃO

Quase cinquenta anos após terem sido introduzidas no Brasil, as tubulações de PVC são hoje a alternativa mais utilizada nas instalações prediais de água fria. Não sofrendo processo de corrosão, as tubulações de PVC (policloreto de vinila) apresentam elevada durabilidade o que, associado a seu baixo peso, facilidade de manuseio e execução da junta (soldável quimicamente) e seu custo extremamente competitivo, fez com que este tipo de tubulação gradativamente substituísse as tubulações de aço galvanizado amplamente utilizadas nas décadas de 60 e 70.

Entretanto, devido a sua menor resistência mecânica, as tubulações de PVC enfrentam problemas de falhas ocasionadas por pressões ou sobrepressões elevadas que, em certas circunstâncias, podem ocorrer nas instalações prediais, levando à ruptura das tubulações.

Estatísticas do Conselho Internacional de Edificações mostram que as instalações hidráulicas são o subsistema que maior número de problemas apresenta após a ocupação do edifício. Em particular, as instalações de água fria são as que mais contribuem para esse elevado índice de problemas. Os problemas geralmente se configuram como uma ruptura da tubulação, ocasionando infiltração nas paredes e forros, encharcamento dos pisos ou alagamento dos ambientes. Se, por um lado, esse tipo de falha não costuma colocar em risco a vida e a saúde das pessoas, por outro lado os prejuízos materiais e os transtornos causados aos moradores normalmente são consideráveis.

As conexões costumam ser o elo fraco das tubulações e as rupturas quase sempre ocorrem nesses produtos. Dessa forma, mais da metade das reclamações recebidas pelos fabricantes de tubos e conexões de PVC referem-se às conexões utilizadas nas instalações prediais de água fria, apesar desses produtos representarem menos de 20% de suas vendas.

Dentre as conexões, as conexões em "T" e em "joelho" apresentam quase que a totalidade das falhas ocorridas. Isto ocorre pela própria função da conexão que é a de mudar a direção do fluxo da água de forma brusca num pequeno espaço, ao contrário do que acontece com as conexões em curva, por exemplo.

Este trabalho concentrar-se-á no estudo e otimização das conexões em "T". As figuras 1 e 2 apresentam os modelos da referida conexão para a dimensão nominal de 75mm dos dois maiores fabricantes nacionais.

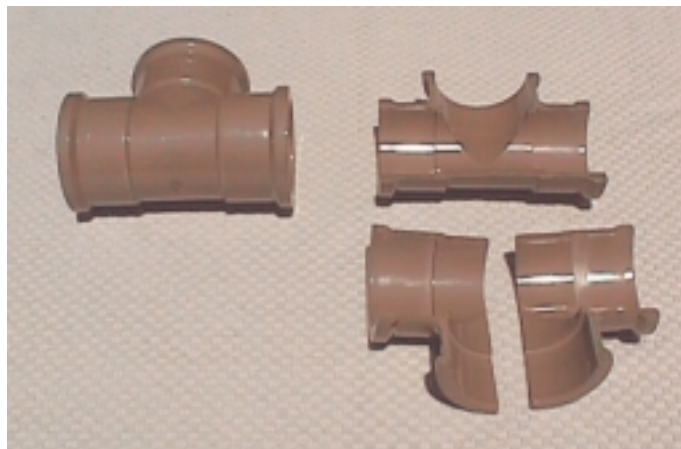


Figura 1. Conexão "T" - 75 mm - fabricante 1



Figura 2. Conexão "T" - 75 mm - fabricante 2

## 2. ESTUDO DA FALHA

Na década de 70, quando houve uma acentuada verticalização das edificações e ao mesmo tempo uma grande popularização das tubulações de PVC, os fabricantes enfrentaram um grave problema nos grandes centros urbanos, pois as válvulas de descarga disponíveis na ocasião tinham sido projetadas para serem instaladas em tubulações de aço galvanizado e provocavam elevados “golpes de aríete”. Na ocasião, foi necessário um esforço conjunto das indústrias de metais sanitários e de tubulações plásticas para o desenvolvimento de válvulas com fechamento lento, de modo que os tubos de PVC pudessem ser utilizados nos edifícios com mais de 4 pavimentos.

Apesar do aperfeiçoamento das válvulas de descarga ter contribuído para uma sensível diminuição do número de problemas ocorridos em edifícios altos, tem-se deparado nos últimos anos, com algumas rupturas de conexões que não podem ser explicadas por pressão excessiva ou pela amplitude das sobrepressões ocorridas na instalação. Nesses casos, medições efetuadas no local demonstram que as pressões atuantes não chegam a ultrapassar a pressão de serviço para a qual foram projetadas as conexões e assim mesmo elas se rompem.

A partir de estudos iniciais, pode-se desprezar a hipótese de defeito isolado de produção pois, em alguns casos, sucessivas substituições das conexões rompidas resultaram em novas rupturas, o que não seria provável caso o defeito não fosse sistemático. A figura 3 apresenta algumas conexões onde ocorreram falhas provocando o vazamento de água.



Figura 3. Conexões com falhas estruturais

Avaliando as conexões com falhas estruturais notou-se que a grande maioria tinha como início os cantos internos do "T". Na conexão maior da figura 3 vê-se claramente a posição do início do vazamento, pois o encanador procurou sanar o problema procurando vedar o vazamento com massa de cimento.

Estudos das falhas ocorridas indicam que o problema que está ocorrendo nesses casos é decorrente do fenômeno de fadiga do material por oscilações de pequena amplitude e alta frequência.

Apesar do fenômeno de fadiga em tubulações de PVC ter sido estudado por alguns pesquisadores, a ênfase foi sempre voltada para tubos (Bowman, 1990) e pouquíssimos trabalhos enfocaram as conexões (Jacobi, 1965).



No Brasil, ainda não foi realizado nenhum estudo sistemático a respeito do fenômeno de fadiga em tubulações de PVC e as normas existentes não fazem menção ou qualquer exigência relativa a resistência à fadiga, seja de tubos, seja de conexões.

Assim partiu-se inicialmente para a modelagem pelo método dos elementos finitos para uma avaliação do campo de tensões e deformações para a dimensão nominal de 75 mm.

### 3. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A conexão em "T" devido a existência de dois planos de simetria permite a simulação de 1/4 do modelo geométrico, como mostrado na figura 4.

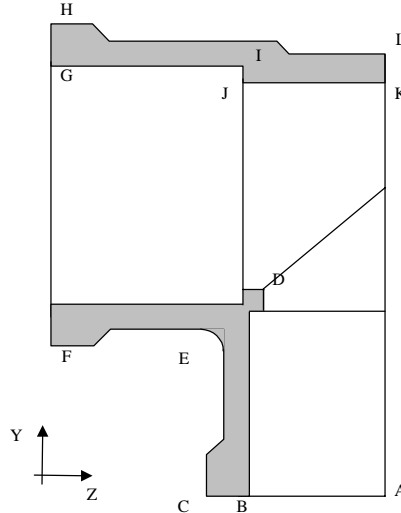


Figura 4. Modelo da conexão "T"

As condições de contorno utilizadas foram:

- restrição de deslocamento em z na face AL devido a simetria;
- restrição de deslocamento em x na face ACFHL devido a simetria;
- restrição de deslocamento em y na face ABC, procurando simular as restrições impostas pela junção de um tubo.

Notar que a face FEGH, por hipótese adotada, não foi restrita na direção z.

As propriedades mecânicas consideradas na modelagem para o material policloreto de vinila (PVC) foram (Collins et all - 1989):

- |   |                      |       |
|---|----------------------|-------|
| • densidade ( $\rho$ )                              | (kg/m <sup>3</sup> ) | 1.400 |
| • coeficiente de poisson ( $\nu$ )                  | (adim)               | 0,3   |
| • módulo de elasticidade (E)                        | (MPa)                | 2.800 |
| • resistência a tração ( $\sigma_{\text{tração}}$ ) | (MPa)                | 50    |

É importante notar que as propriedades mecânicas do PVC alteram-se com a temperatura. As propriedades consideradas foram tomadas para uma temperatura de 20° C (Carlowitz, 1990).

As conexões estarão sujeitas a um estado triaxial de tensões. Assim sendo é necessário utilizar um critério específico para realizar uma comparação com os dados obtidos do ensaio de tração (uniaxial) do material. Neste trabalho será calculada uma "tensão equivalente" também denominada de "tensão de von Mises" obtida da seguinte expressão:

$$\sigma_{\text{equiv}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2)} \quad (1)$$

onde os índices 1, 2 e 3 indicam as três tensões principais.

A relação entre a tensão limite a tração e a tensão equivalente fornece uma informação do coeficiente de segurança teórico do componente sob o enfoque da análise estrutural. Assim sendo este parâmetro será determinado para o ponto, ou região, de tensão equivalente máxima.

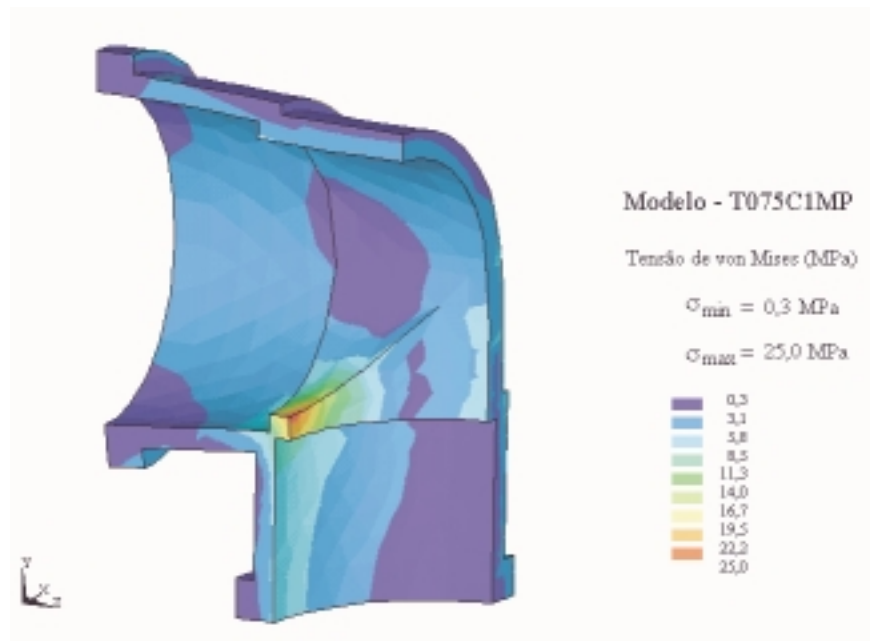


Figura 5. Resultados para a dimensão nominal de 75 mm

#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

É importante notar que apenas uma pequena parcela da conexão (região correspondente ao ponto D da figura 4.) apresenta uma concentração de tensão, indicando que se houver falha estrutural na mesma é provável que a trinca ocorra naquela região (ver figura 3 e 6.). Esta região de concentração de tensões tem um valor de tensão da ordem de 4 a 5 vezes superior ao resto da conexão. Notar ainda que este valor é da ordem de 50% da tensão de ruptura, indicando que mesmo no ponto de concentração de tensão para a carga de projeto (pressão interna de  $50 \text{ mca} = 0,5 \text{ MPa}$ ) não deveria haver falhas para cargas estáticas. Assim é mais um indício que o problema em questão é de fadiga.

Sob o enfoque da otimização estrutural não é interessante que um produto tenha uma pequena região com altos níveis de tensão enquanto a maior parte esteja num nível de tensão muito inferior, como é o caso desta conexão. Assim o parâmetro crítico de projeto é a região correspondente ao ponto D e a função objetivo é a minimização do nível de tensão nesta região. Ou seja, atendendo-se este objetivo melhora-se todo o comportamento estrutural do componente (Kaminski, 1999).



Figura 6. Região de concentração de tensão - parte interna

## 5. RECOMENDAÇÕES

Nota-se que muitos fabricantes procuram reforçar, com o acréscimo de material a região correspondente ao ponto E da figura 4. Isto provavelmente ocorre em virtude de visualmente se detectar a trinca nesta região. Entretanto a partir de uma análise mais acurada dos resultados apresentados na figura 5 nota-se que esta região apresenta um nível de tensão baixo, e portanto, para o problema em questão de nada adianta acrescentar material nesta posição.

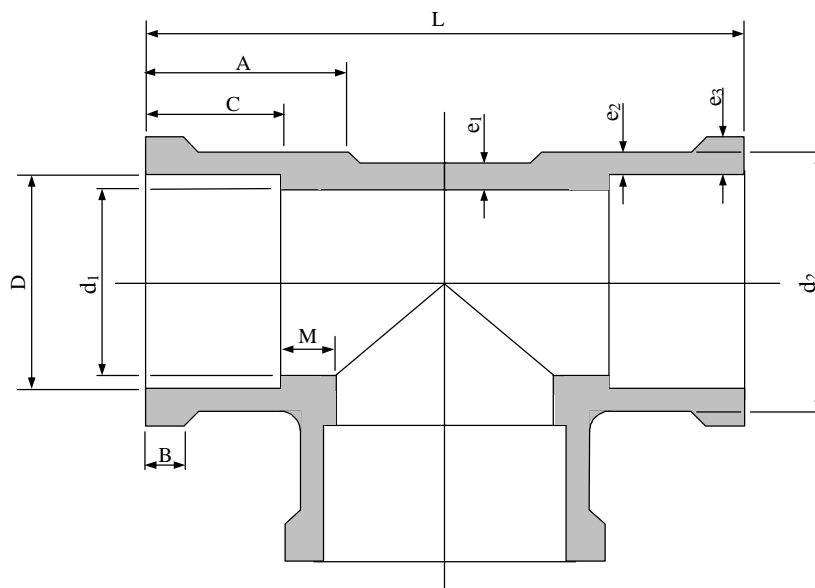


Figura 6. Nomenclatura das dimensões

A partir de um estudo mais aprofundado nota-se que o problema da concentração de tensão está intimamente ligado com a relação das dimensões  $(D-d_1)$  e  $M$ , dimensão esta do degrau do batente. Ou seja, há uma concentração de tensão em virtude de uma mudança "brusca" de seção. Assim deve-se atuar sobre estas dimensões, sem aumentar em demasia o volume e portanto a massa e o custo da peça, com o intuito de otimizá-la estruturalmente e não na dimensão  $e_1$  ou  $e_2$  como se nota em alguns produtos disponíveis no mercado.

Tendo este resultado como válido e comprovado procurou-se alternativas chegando ao modelo apresentado na figura 7.

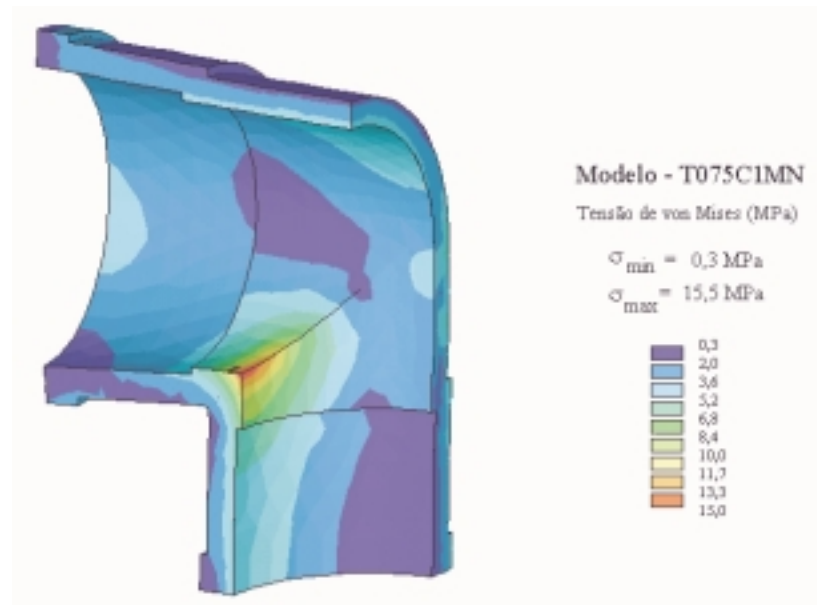


Figura 7. Resultados atualizados para a dimensão nominal de 75 mm

## 6. CONCLUSÕES

As tubulações de PVC são atualmente a alternativa mais utilizada nas instalações prediais de água fria. Entretanto, devido a sua menor resistência mecânica, as tubulações de PVC enfrentam problemas de falhas levando à ruptura das tubulações.

Dentre as conexões, as conexões em "T" e em "joelho" são as mais críticas. Isto ocorre pela própria função da conexão que é a de mudar a direção do fluxo da água de forma brusca num pequeno espaço, ao contrário do que acontece com as conexões em curva, por exemplo.

Este trabalho procurou inicialmente apresentar a análise das falhas ocorridas em conexões "T", identificando a região de início da trinca e principalmente sua causa (fadiga). A seguir, com o auxílio da modelagem pelo método dos elementos finitos identificou-se a região de concentração de tensão e o motivo para a ocorrência desta concentração de tensão. A seguir analisou-se alternativas técnica e economicamente viáveis para uma otimização estrutural do componente. Foi apresentada uma solução com uma diminuição de 40% no nível de tensão máxima.

É importante notar que vários dos produtos existentes no mercado tem caminhado para uma concepção estrutural contrária à apresentada neste trabalho, ou seja aumentando a massa e portanto a rigidez em regiões de pequenos valores de tensão.

Por fim é importante ressaltar que este trabalho é resultado de atividades conjuntas entre o setor produtivo e a universidade, tendo um caráter tecnológico com uma grande finalidade social. Vide recentes ocorrências em edificações prediais com enormes perdas materiais e, em alguns casos, com perdas humanas. A sequência do trabalho está no desenvolvimento de um sistema para ensaio a fadiga de conexões em PVC.

## 7. REFERÊNCIAS

1. Bowman J.A. **The fatigue response of polyvinyl chloride and polyethylene pipe systems**, ASTM STP 1093, 1990.
2. Carlowitz, B. **Tabellarische Übersicht über die Prüfung von Kunststoffen**, 5. Auflage, Kunststoff Verlag, 1990.
3. Collins, E.A.; Daniels, C.A.; Witenhafer, D.E. **Physical constants of polyvinyl chloride**, Polymer Handbook, third edition, 1989.
4. Hartog, J.P. **Advanced Strength of Materials**, Dover Publications, 1987.
5. Jacobi, H.R. **Dauerbrucherscheinigung an Rohr-Fittings aus Hart-PVC**, Kunststoffe, bd. 55, 1965.
6. Janson, L.E. **Plastic Pipes for Water Supply and Sewage Disposal**, Borealis, Stockholm, 1999.
7. Kaminski, P.C. **Desenvolvendo Produtos com Planejamento Criatividade e Qualidade**, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1999.
8. Uni-Bell PVC Pipe Association **Handbook of PVC Pipe – Design and Construction** Uni-Bell, Dallas, 1993.

# INFLUÊNCIA DO ESTADO SUPERFICIAL NO ATRITO DO POLIETILENO DE ALTA DENSIDADE

**Carlos Henrique da Silva**  
**Marcelo Silva Guimarães**  
**Deniol Katsuki Tanaka**  
**Amilton Sinatora**

Laboratório de Fenômenos de Superfície - LFS. Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP. Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - Cidade Universitária - São Paulo / SP E-mail: [carloshs@usp.br](mailto:carloshs@usp.br), [marcsg@usp.br](mailto:marcsg@usp.br), [dktanaka@usp.br](mailto:dktanaka@usp.br), [sinatora@usp.br](mailto:sinatora@usp.br)

## Resumo

Neste trabalho apresenta-se a influência do acabamento superficial no coeficiente de atrito cinético do polietileno de alta densidade; deslizando contra aço carbono comum.

Os ensaios foram realizados em um tribômetro do tipo pino-contra-disco, na configuração de pinos de polímero e discos de aço. As condições de ensaio utilizadas foram cargas de 20 N e velocidade de deslizamento 0,5 m/s.

As superfícies dos discos foram preparadas por torneamento e retificação, apresentando quatro níveis distintos de rugosidade. O parâmetro de rugosidade Ra das superfícies dos discos são:  $4,74 \pm 0,09$ ;  $1,27 \pm 0,08$ ;  $0,99 \pm 0,10$  e  $0,19 \pm 0,01$   $\mu\text{m}$ . Além disto, procurou-se relacionar as propriedades tribológicas do PEAD com as dimensões fractais das superfícies.

A observação microscópica da superfície dos pinos revelaram a atuação de pelo menos três mecanismos de desgaste distintos durante os ensaios: abrasão, transferência de filme e deformação plásticas ou micro *stick-slip*.

**Palavras-chave:** rugosidade; atrito; desgaste; polietileno de alta densidade; geometria fractal.

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização cada vez mais acentuada, nos mais diversos ramos da indústria, de materiais poliméricos em aplicações onde o componente deste material possui um movimento de deslizamento sobre metais ou cerâmicas, justifica um melhor entendimento do comportamento tribológico dos polímeros. A influência da carga, da velocidade de deslizamento (Barret *et al.*, 1992) e do acabamento superficial possui papel fundamental na ocorrência de diferentes mecanismos de desgaste nos polímeros, os quais estão intrinsecamente ligados com os valores de coeficiente de atrito cinético.

Tanaka e Nagai (1985) mostram que o mecanismo de desgaste predominante, durante o deslizamento de polímeros sobre uma superfície muito lisa, é a transferência de filme, o qual é originado pela adesão entre as superfícies. Por outro lado, acabamentos superficiais extremamente grosseiros, indicam a ocorrência de mecanismos de fadiga, devido as pequenas deformações repetidas provocadas pelas asperezas; além disto, estas mesmas asperezas são

responsáveis por mecanismos de abrasão a dois corpos. Mecanismos de desgaste por degradação térmica (Eiss & Smith, 1981) também podem ocorrer, entretanto, estão mais ligados à velocidade de deslizamento e a temperatura atingida na região de contato.

A literatura tem mostrado (Tanaka & Nagai - 1985, Hutchings - 1992) que tanto o coeficiente de atrito quanto a taxa de desgaste de um material polimérico decaem com a diminuição da rugosidade do contra-corpo. Porém existe um ponto de inflexão onde este comportamento se inverte. Tal fato ocorre devido a maior adesão entre os corpos. Este fenômeno é caracterizado pela atuação de mecanismos de transferência – lamelar ou normal (Silva, C. H. *et al.* – 1998).

Eiss e Milloy (1985) mostram que informações sobre distribuição de altura de asperezas e curvatura dos picos (caracterização da superfície) são de grande importância quanto aos mecanismos de desgaste de polímeros.

A caracterização do acabamento ou da rugosidade de uma superfície está vinculada aos seguintes fatores : o processo de fabricação, o instrumento de medida e os métodos de análise empregados

Ramachandra e Ovaert (1997) verificaram que os sulcos provocados por um processo de usinagem, podem influenciar a ocorrência de desgaste em polímeros, dependendo da direção de deslizamento entre os corpos.

A utilização de parâmetros de rugosidade do tipo Ra, Rq ou Ry, para se caracterizar uma superfície, não tem apresentado bons resultados no estudo das propriedades tribológicas de materiais poliméricos, pois superfícies com valores idênticos de Ra, por exemplo, apresentam tanto coeficiente de atrito como mecanismos de desgaste diferentes. Talvez a utilização de parâmetros combinados de rugosidade, ou a determinação da dimensão fractal desta superfícies possa apresentar melhores resultados (Stupak *et al.*, 1990).

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Nos ensaios para a determinação da taxa de desgaste e do coeficiente de atrito, seguindo as recomendações da Norma ASTM G-99 (1992), foram utilizados pinos de polietileno de alta densidade (PEAD) com 2,5% de negro-de-fumo, 3 mm de diâmetro e 23 mm de comprimento, e discos de aço carbono comum com 100 mm de diâmetro, como corpo e contra-corpo, respectivamente.

Na preparação da superfície de desgaste dos discos de aço carbono foram utilizados dois processos de usinagem: torneamento (discos 1 e 2) e retificação (discos 3 e 4). Os dados sobre os equipamentos e as condições de usinagem estão apresentados na Tabela 1.

**Tabela 1 – Condições de usinagem dos discos de aço carbono.**

<b>TORNEAMENTO</b>	<b>RETIFICAÇÃO</b>
Torno TRAUB TND 360	Retífica plana rotativa HEALD mod. 261
Velocidade de corte constante de 150m/min	Velocidade de corte: 32 m/s
Avanço: 0,46 (disco 1) e 0,18 mm/rotação (disco 2)	Avanço: 0,005 (disco 3) e 0,003 mm/golpe (disco 4)
Ferramenta: PCLNR SANDVICK, raio da ponta de 0,8mm	Rotação: rebole 1750 rpm / peça 220 rpm
Usinagem com refrigeração - fluido de corte RATAK MEP 15 com, concentração de 6 a 8%	Rebole: AA46 H6 V15 (Abrasivo Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ) - fabricação SIVAT
	Usinagem com refrigeração - fluido de corte solúvel DMS 340 SHELL - conc. de 6 a 8%

Para a caracterização da superfície dos discos, foi utilizado um rugosímetro SURTRONIC 3+, de fabricação RANK TAYLOR ROBSON com filtro RC.

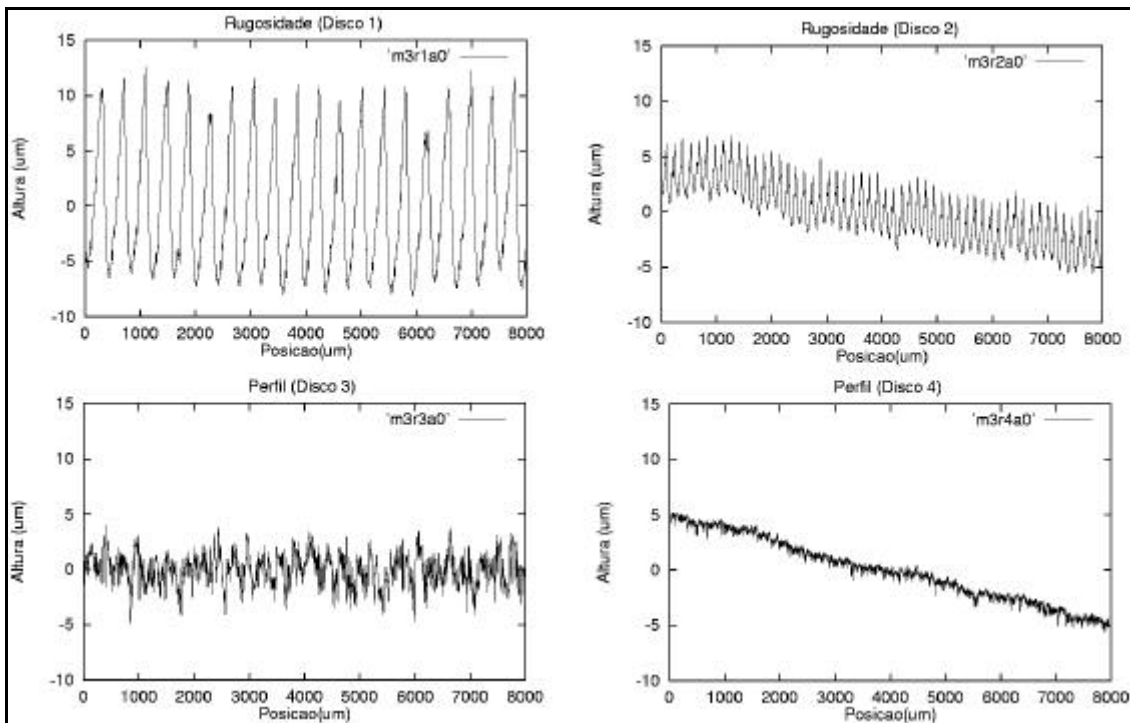
Foram obtidos 20 perfis de rugosidade para cada disco, utilizando os seguintes parâmetros de medição:

- ◆ direção de medição = radial;
- ◆ comprimento de medição ( $L_m$ ) = 4 mm;
- ◆ comprimento de corte ( $L_c$ ) = 0,8 mm.

Com o objetivo de ter acesso aos dados dos perfis obtidos pelo rugosímetro, foi desenvolvido um programa de aquisição de dados, desta forma foi possível uma melhor manipulação dos mesmos, facilitando a visualização dos perfis e possibilitando o cálculo de parâmetros representativos da superfície estudada, como a dimensão fractal.

Para o cálculo da dimensão fractal das superfícies dos discos, foi utilizado o método das caixas (ver Apêndice), com algoritmo segundo o trabalho de Hou *et al.* (1990).

A Figura 1 mostra os perfis de rugosidade dos discos e a Tabela 2 apresenta os valores dos parâmetros de rugosidade, além dos valores de dimensão fractal de cada superfície.



**Figura 1** – Perfis de rugosidade dos discos.

**Tabela 2** – Parâmetros de rugosidade e dimensão fractal das superfícies dos discos.

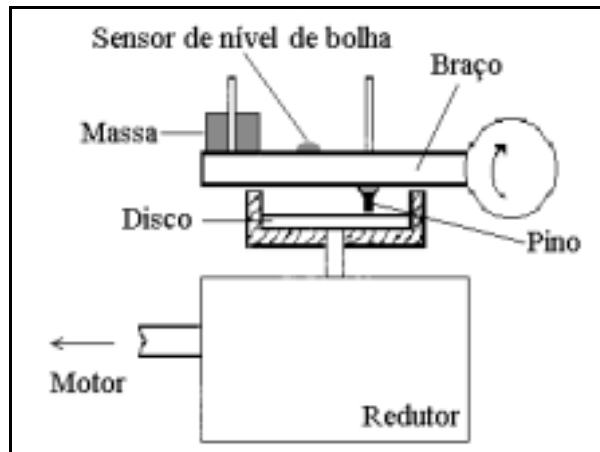
		<b>Ra</b>	<b>Rq</b>	<b>RzDIN</b>	<b>Ry</b>	<b>Sm</b>	<b>D<sub>fractal</sub></b>
<b>Disco 1</b>	Média	<b>4,74</b>	5,39	17,3	18,4	372	<b>1,54</b>
	Desvio Padrão	<b>0,09</b>	0,09	0,5	1,3	30	<b>0,02</b>
	Coef. de Variação	<b>0,02</b>	0,02	0,03	0,07	0,08	<b>0,01</b>
<b>Disco 2</b>	Média	<b>1,27</b>	1,48	5,7	6,7	146	<b>1,77</b>
	Desvio Padrão	<b>0,08</b>	0,10	0,6	1,8	4	<b>0,06</b>
	Coef. de Variação	<b>0,07</b>	0,07	0,10	0,26	0,03	<b>0,03</b>
<b>Disco 3</b>	Média	<b>0,99</b>	1,23	6,5	7,5	37	<b>1,65</b>
	Desvio Padrão	<b>0,11</b>	0,08	0,4	0,6	3	<b>0,04</b>
	Coef. de Variação	<b>0,11</b>	0,07	0,06	0,09	0,09	<b>0,02</b>
<b>Disco 4</b>	Média	<b>0,19</b>	0,26	1,8	2,1	18	<b>1,59</b>
	Desvio Padrão	<b>0,01</b>	0,02	0,2	0,2	1	<b>0,03</b>
	Coef. de Variação	<b>0,06</b>	0,07	0,11	0,09	0,05	<b>0,02</b>



Os pinos foram extrudados a partir do PEAD produzido pela POLISUL sob o nome comercial de HOSTALEN R, código 5010-T2 e armazenados em dissecador.

Para que a superfície de contato do pino estivesse paralela ao plano do disco foi realizado um processo de abrasão contra lixa de alumina ( $Al_2O_3$ ), de grana 600, no equipamento de ensaio pino-contra-disco, até que fosse atingida a planicidade desejada. Outro objetivo de utilizar o próprio equipamento de ensaio na preparação da superfície do pino foi o de se obter sempre o mesmo acabamento em todos os pinos. Antes de cada ensaio os pinos foram limpos com álcool etílico absoluto.

Os ensaios de desgaste foram realizados em um equipamento do tipo pino-contra-disco, modelo TE-79 de fabricação PLINT & PARTNERS LTD, no LFS-PMC-EPUSP. A configuração da máquina mostrando os principais componentes do sistema pino-contra-disco pode ser visto na Figura 2.



**Figura 2** - Sistema pino-contra-disco.

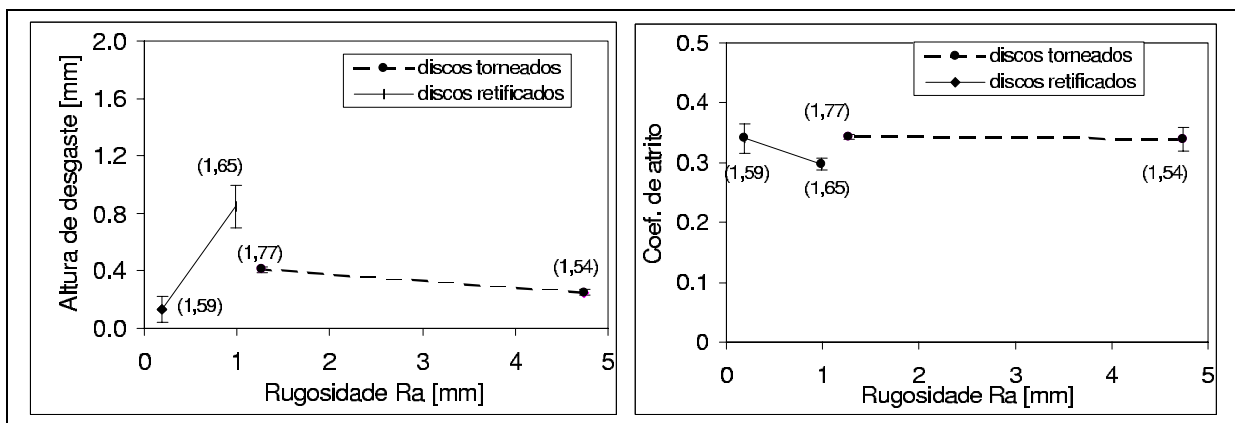
Para a determinação do comportamento tribológico do par em questão foram realizados ensaios com carga aplicada de 20 N e velocidade de deslizamento de 0,5 m/s. Cada ensaio foi repetido 3 vezes. A distância total de deslizamento foi de 5.000 metros.

A cada 1.000 metros os ensaios foram interrompidos para medição da perda de massa e inspeção micrográfica da superfície de desgaste do pino. Os valores de altura de desgaste do polietileno de alta densidade foram determinados a partir da medição de sua massa antes e após os ensaios, assumindo que o pino seja um cilindro perfeito com 3 mm de diâmetro e com densidade de  $0,96 \text{ g/cm}^3$ .

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

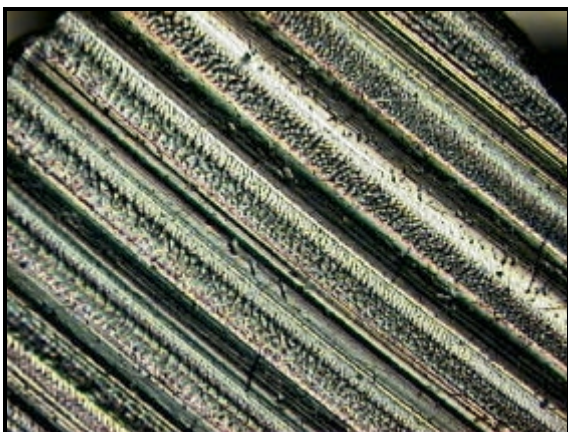
A Figura 3 apresenta os resultados de coeficiente de atrito cinético e altura de desgaste obtidos nos ensaios de desgaste, em função do parâmetro de rugosidade  $R_a$ , além dos valores da dimensão fractal de cada disco.

Dos ensaios realizados com superfícies torneadas pode-se dizer que o coeficiente de atrito não apresentou mudanças significativas para a faixa de rugosidade estudadas. Entretanto, quanto o desgaste, foi observado um crescimento deste para a superfície com acabamento mais fino. Contrariamente ao ocorrido com o parâmetro  $R_a$ , o desgaste acompanhou o crescimento da dimensão fractal.

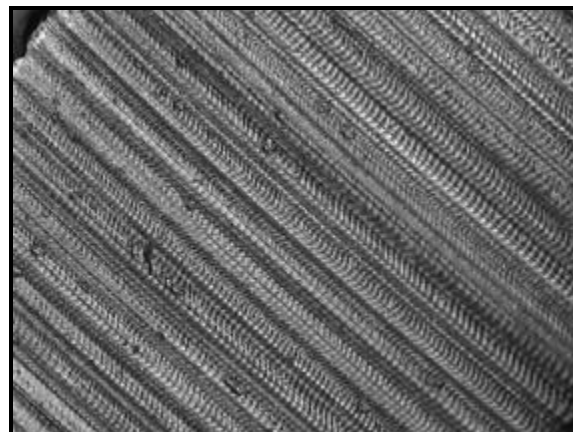


**Figura 3**– Coeficiente de atrito cinético e altura de desgaste do HDPE em função da Rugosidade Ra. A dimensão fractal de cada disco está apresentada entre parênteses.

As Figuras 4 e 5, apresentam a superfície característica dos pinos ensaiados nos discos 1 e 2, respectivamente. Pode ser observado a presença de riscos de abrasão (sulcos), além de um mecanismo de desgaste com morfologia do tipo onda, característico de deformação plástica ou micro *stick-slip*. Além dos mecanismos citados, a literatura defende a ocorrência de mecanismos de fadiga, na faixa de rugosidade estudada, porém não se conseguiu evidências deste mecanismo.



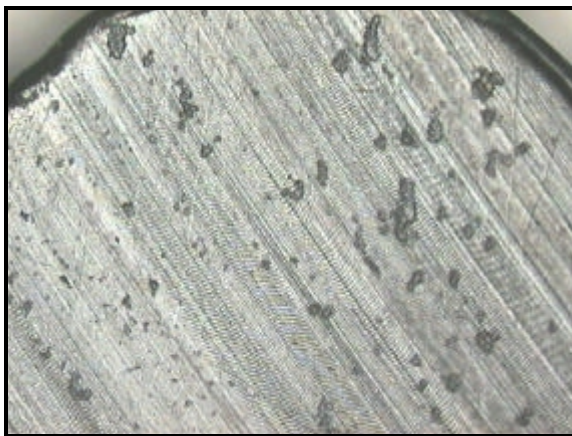
**Figura 4**- Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 1.



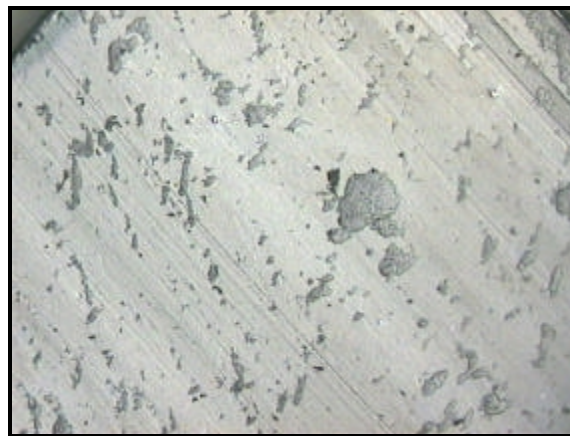
**Figura 5**- Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 2.

Na Figura 4, a quantidade de ondas formadas na superfície do pino é muito menor que na Figura 5, pois a superfície com torneamento grosseiro (disco 1) provoca o aparecimento de sulcos na superfície do pino ( $\approx 15 \mu\text{m}$  de profundidade) característico de processos de abrasão. Admitindo que o mecanismo de desgaste tipo ondas seja mais severo que o de abrasão, espera-se que o volume de material removido nos ensaios com o disco 1 seja maior em comparação com o disco 1. Esta hipótese pode ser verificada na Figura 3.

Nos ensaios realizados com superfícies retificadas o coeficiente de atrito apresentou um aumento dentro da faixa de rugosidade estudadas. Entretanto, quanto ao desgaste, foi observado um decréscimo deste para a superfície com acabamento mais fino. De maneira semelhante ao ocorrido com os discos torneados, o desgaste acompanhou a redução do valor da dimensão fractal da superfície.

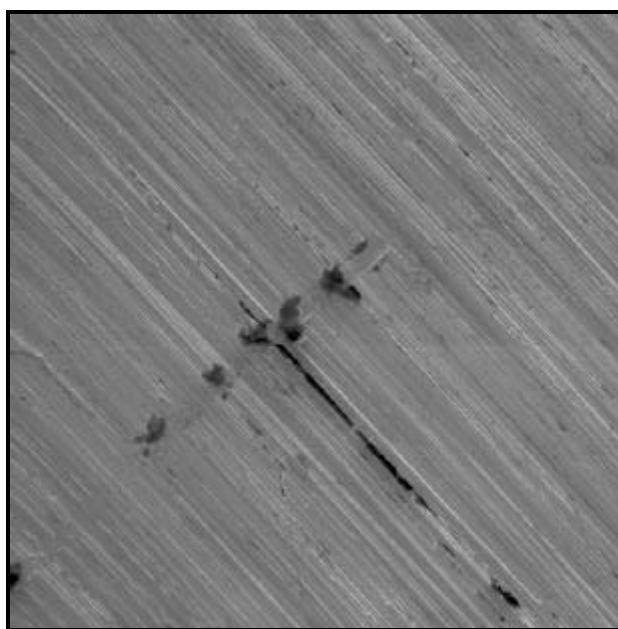


**Figura 6** - Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 3.



**Figura 7** - Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 4.

As Figuras 6 e 7, apresentam a superfície característica dos pinos ensaiados nos discos 3 e 4, respectivamente. Na Figura 6, observa-se que o mecanismo de formação de ondas é menos intenso que na figura 5, entretanto pode-se notar a presença de outros mecanismos como riscos de micro-abrasão e transferência de filme (Figura 8). A Figura 7 não apresenta o mecanismo de desgaste tipo formação de ondas, o que pode ser responsável pelo menor nível de desgaste apresentado na Figura 3.



**Figura 8** - Superfície de desgaste do disco 3.

Nas Figuras 6 e 7 pode-se observar também a presença de resíduos de desgaste aderido na superfície do pino, fato este que mascara o valor do volume de desgaste total, principalmente nos pinos ensaiados em disco com retífica fina.

A Figura 8 mostra a presença de filme polimérico aderido à superfície do disco 3. A morfologia do filme sugere que o mecanismo de desgaste ocorrido foi o de transferência normal, porém somente com a determinação da espessura deste filme será possível diferenciar entre transferência normal ou lamelar.

## 4. CONCLUSÕES

Dos experimentos descritos acima pode-se concluir:

- ◆ O valor da dimensão fractal calculada para os diversos discos demonstrou ser um bom parâmetro para caracterizar a superfície, quanto aos resultados de desgaste. Pois a dimensão fractal é diretamente proporcional ao volume de desgaste em cada processo de fabricação utilizado nos discos. Entretanto um estudo mais aprofundado das relações entre geometrias fractal e mecanismos de desgaste, ainda é necessário.
- ◆ Os mecanismos de desgaste observados foram abrasão, transferência de filme e deformação plástica ou micro *stick-slip* (ondas).
- ◆ O mecanismo de desgaste com morfologia tipo ondas, mostrou-se ser de grande importância tanto para superfícies torneadas como para as retificadas, pois a intensidade da atuação deste mecanismo está relacionado com o volume de desgaste sofrido pela superfície.
- ◆ Apesar dos discos apresentarem valores do parâmetro de rugosidade Ra decrescente, não foi possível realizar uma análise conjunta dos dados, pois o processo de fabricação, torneamento e retífica, possuem característica próprias que influenciam em demasia as características tribológicas dos materiais e a topografia dos discos estudados.

## 5. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelas bolsas de estudos concedida nos processos 97/12620-9 e 00/01068-8, a Companhia Fabricadora de Peças - COFAP, em nome do Engenheiro Marcos Galvano pela colaboração com os processos de usinagem dos discos de aço carbono e doação dos mesmos ao Laboratório de Fenômenos de Superfície - LFS.

## 6. REFERÊNCIAS

- Annual book of ASTM Standards. ASTM G 99-90, 1992, Standard test method for wear testing with a pin-on-disk apparatus. Metals test methods and analytical procedure. Vol. 03.02 – Wear and erosion; metal corrosion. section 3, pp. 387-391
- Barret, T. S., Stachowiak, G. W. and Batchelor, A. W., 1992, "Effect of roughness and sliding speed on the wear and friction of ultra-high molecular weight polyethylene", *Wear*, vol. 153, pp. 331-350
- Eiss, Jr. N. S. and Milloy, S. C., 1981, "The effect os asperity curvature on polymer wear.", *Conference of Wear of materials 1985*, ASME, New York, pp. 650-656
- Eiss, Jr. N. S. and Smyth, K. A., 1981, "The wear of polymers sliding on polymeric films deposited on rough surfaces", *Journal of lubrication Technology*, vol. 103, pp.266-273
- Hou, X. J., Gilmore, R., Mindlin, G. B. and Solari, H. G., (1990) "An efficiently algorithm for fast  $O(N * \ln(N))$  box counting", *Physics Letters A*, vol. 151, number 1,2 pp.43-46
- Hutchings, I. M., 1992, *Tribology: Friction And Wear Of Engineering Materials*. Edward Arnold / London, Chapter 3: Friction of polymers, pp. 51-57
- Ramachandra, S. and Ovaert, T. C. ,1997, "The effect of controlled surface topographical features on the unlubricated transfer and wear of PEEK", *Wear*, vol. 206, pp.94-99
- Silva, C. H., Tanaka, D. K. and Sinatora, A., 1998, "Mecanismos de desgaste do polietileno de alta densidade", 53º Congresso Anual da ABM, Belo Horizonte - MG, 13 à 17 de Setembro, CD-ROM

- Stupak, P. R. , Kang, J. H. and Donovan, J. A., 1990, "Fractal characteristics of rubber wear surfaces as a function of load and velocity", Wear, vol 141, pp. 73-84
- Tanaka, K. and Nagai, t., 1985, "Effect of counterface on the friction and wear of polytetrafluoroethylene and polyethylene" Conference of Wear of materials 1985, ASME, New York, pp. 397-404

## APÊNDICE

### O MÉTODO DAS CAIXAS

Para o cálculo dos valores de dimensão fractal  $D$ , apresentatos na Tabela 2, utilizou-se o algoritmo denominado por método das caixas (Barnsley, 1988), o qual será descrito a seguir:

- Considere uma curva  $\Gamma$  em que se queira medir a dimensão fractal (Figura-A1);

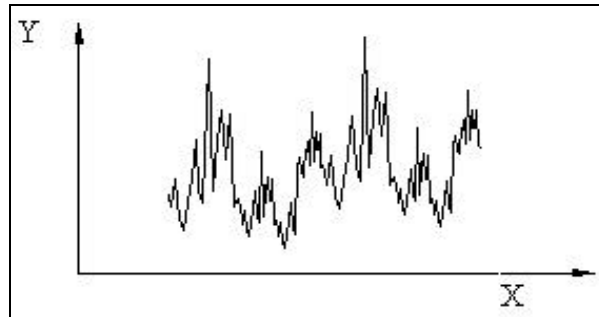


Figura-A1: Curva  $\Gamma$  em que se quer medir a dimensão fractal.

- Divida o espaço que a contém em quadrados de lado  $\epsilon$  (Figura-A2);

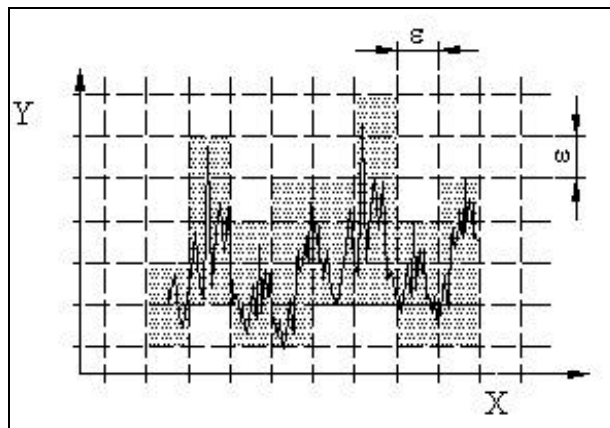
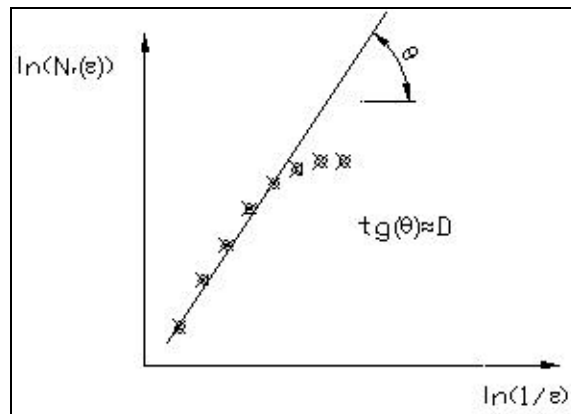


Figura-A2: Divisão do espaço em caixas

- Conte o número de quadrados  $N\Gamma(\epsilon)$  necessários para cobrir todos os pontos da curva;
- Repita o processo para valores diferente de  $\epsilon$  de modo a montar uma tabela  $N\Gamma(\epsilon)$  por  $\epsilon$ ;

- Construa um gráfico  $N\Gamma(\varepsilon)$  em função de  $\varepsilon$ , a dimensão fractal será dada pela tangente da região linear do gráfico, como pode ser visto na Figura-A3;



• Figura-A3: Gráfico para a determinação da dimensão fractal.

A dimensão fractal  $D$  é dada pela equação A-1:

$$D = \frac{\ln(Nr(e))}{\ln\left(\frac{1}{e}\right)} \quad (\text{A-1})$$

**Obs.:** Outros métodos para medir a dimensão fractal de um perfil de rugosidade, como o método do compasso (Brow, 1991), também podem ser utilizados.

## REFERÊNCIAS

- Barnsley, M. F., FRACTALS EVERYWHERE. Boston Academic Press, 1988c.
- Brown, C. A. and G. Savary, Describing ground surface texture using contact profilometry and fractal analysis, WEAR, 141 (1991) 211-226.

# **CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS DO TIPO FRANCIS E KAPLAN NO BRASIL**

Cid Antunes Horta

Carmo Gonçalves

José Adalberto Lage Calainho

Fernando Gillet Lomônaco

ELETRONORTE – Edif. Venâncio 3000, bloco C, Sala 310 – Brasília – DF CEP 70718 900

## **RESUMO**

A produção de energia elétrica no Brasil possui uma predominância Hidráulica (92%). O potencial hidráulico a ser explorado é de grande envergadura, em torno de 206.992 MW e nos últimos anos tem-se observado um crescimento médio da demanda em torno de 5%, sendo que em algumas regiões este crescimento chega a 20%.

Para atender este aumento da demanda, as usinas instaladas têm operado em seus limites máximos, o que tem contribuído para um incremento de ocorrência de cavitação nas turbinas hidráulicas.

Hoje no país 75% das companhias geradoras de energia elétrica através de Usinas Hidrelétricas estão operando com algum tipo de problema de cavitação em seus equipamentos.

Este trabalho pretende contribuir com o CONEM2000, de forma a mostrar aos participantes interessados, a situação das principais turbinas hidráulicas instaladas no país com relação à cavitação.

## **PALAVRAS CHAVES**

Cavitação; Turbinas; Erosão; Francis e Kaplan

## **1- INTRODUÇÃO**

O fenômeno de cavitação é basicamente entendido, como a seqüência dos eventos de formação de bolhas de vapor, com o seu posterior desenvolvimento, implosão ou explosão, tendo como origem a queda de pressão associada a pequenos núcleos existentes nos líquidos. O fenômeno de cavitação produz efeitos indesejáveis e agressivos, dos quais pode-se citar por exemplo os abaixo descritos:

- Erosão de contornos sólidos;
- Vibrações e ruídos excessivos;
- Diminuição da capacidade dos vertedouros de Usinas Hidrelétricas;
- Diminuição da eficiência de Turbinas Hidráulicas, com conseqüente queda de potência.

A erosão por cavitação ocorre devido a concentração de energia em uma pequena área sólida próxima, ou no próprio local onde ocorre o colapso. Essa concentração de energia é

responsável pelas altas tensões localizadas que excedem os limites de resistência dos materiais.

No Brasil, as indústrias naval e aeroespacial estão se desenvolvendo e a produção de energia elétrica é essencialmente hidráulica (em torno de 92%). O potencial hidráulico a ser explorado é de grande envergadura ( da ordem de 206.992,000MW ) e a demanda de energia tem crescido em algumas regiões até 20% ao ano. Por essas razões, os estudos e o desenvolvimento de técnicas de controle da cavitação necessitam ser fortalecidos.

Levantamentos efetuados em 1991 pelo CEPEL (Centro de Pesquisa de Energia Elétrica da Eletrobrás), mostraram que os gastos com a recuperação das turbinas hidráulicas no Brasil foram da ordem de US\$13,000,000.00 (treze milhões de dólares), isto considerando apenas despesas com mão-de-obra e materiais empregados nos reparos .

Os danos causados pela cavitação em componentes de turbinas hidráulicas tem envolvido não apenas custos elevados de reparo mas principalmente considerável perda de energia gerada por indisponibilidade das máquinas, limitação da flexibilidade operacional do sistema e redução da vida útil dos equipamentos afetados.

Hoje no país 75% das companhias geradoras de energia elétrica através de usinas hidrelétricas estão operando com algum tipo de problema de cavitação em seus equipamentos.

Atualmente um dos aspectos relevante da cavitação em turbinas hidráulicas é que na ausência de um modelo numérico suficientemente abrangente, o fenômeno é avaliado em modelos de escala reduzida, com posterior transposição dos resultados experimentais para o protótipo. Os resultados obtidos das transposições da turbina modelo para a turbina protótipo vem mostrando bons resultados, entretanto eles possuem um fator de segurança com relação aos limites cavitativos, em virtude dos efeitos de escala, que podem conduzir a surpresas no protótipo.

Este trabalho apresenta dados relativos a erosão por cavitação em turbinas hidráulicas instaladas no Brasil, principalmente turbinas Kaplan e turbinas Francis até 1997. Também é feita a análise de métodos e processos de reparos da erosão, bem como o comportamento dos materiais utilizados e velocidade de erosão.

## **2- CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS**

Atualmente o fenômeno de cavitação tem sido de grande preocupação para o setor elétrico quando se trata de usinas hidrelétricas. A cavitação pode ocorrer em qualquer estrutura hidráulica de uma usina, tais como: vertedouro, válvulas, canais, túneis, comportas e principalmente nas turbinas hidráulicas.

O projeto e fabricação de turbinas hidráulicas, principalmente as de grande porte, vêm evoluindo através do tempo, sendo que atualmente algumas chegam a apresentar rendimentos máximos superiores a 96%. Entretanto ainda hoje os fabricantes se deparam com problemas significativos com relação a cavitação.

Nas turbinas hidráulicas de reação, principalmente as Francis e Kaplan de altas velocidades específicas, a incidência de cavitação é maior em virtude de depressões ocorridas com maior frequência nas regiões convexas próximas à saída das pás rotoras.

Os tipos de cavitação que mais ocorrem nessas máquinas são:

- Cavitação fixada (Michel and Belahadji, 1997), que consiste basicamente da formação, crescimento e enchimento de uma cavidade de vapor, que posteriormente é interrompida por um fluxo reentrante, e deslocada para a jusante, para regiões de



pressões mais elevadas, onde é implodida violentamente, provocando ondas de choques e concentrações de altas pressões. Este tipo de cavitação é detetora de um poder destruidor considerável;

- Cavitação por vórtice, que se desenvolve normalmente em regiões de alta tensões cizalhantes, onde ocorre a formação de vórtices. Nos vórtices a pressão absoluta decresce no centro para valores próximos aos da pressão de vapor. Estes vórtices são normalmente desenvolvidos nas extremidades das pás rotoras de turbinas Kaplan (tip vortex cavitation), nas camadas cizalhantes de jatos submersos, na extensão do cone dos rotores (principalmente em turbinas Francis) e nas passagens do fluxo entre as pás. Este tipo de cavitação é responsável por grandes erosões, vibrações e ruídos intensos;
- Cavitação por bolhas (Franc et al, 1995) em menor escala, ocorre como consequência do ciclo da bolha, originado devido a gradientes de pressão e a existência de germes ou núcleos contidos nos fluidos.

Este tipo de cavitação normalmente aparece ao longo de contornos sólidos, ou no interior dos fluidos, devido a queda de pressão para valores inferiores ao da pressão de vapor do líquido. Esta cavitação é erosiva devido as altas pressões geradas pelos colapsos das bolhas, que normalmente são intermitentes; devido ao impacto do jato reentrante, que se forma durante a implosão, com a superfície sólida; ou ainda devido a repercursão das ondas de choques geradas.

Com a finalidade de determinar e quantificar a relação entre as condições dinâmicas e de pressão estática que conduzem ao início da cavitação, foi desenvolvido um índice adimensional quantitativo que caracteriza o fenômeno. Este índice é denominado pela literatura técnica por índice, parâmetro ou coeficiente de cavitação.

Este coeficiente é definido pela seguinte expressão:

$$\sigma = \frac{(P_{\infty} - P_v)}{(0.5\rho U_{\infty}^2)} \quad (1)$$

Onde:  $P_v$  - Pressão e vapor do líquido;  $\rho$  - densidade do fluido;  $U_{\infty}$  - Velocidade do fluido na região não perturbada.

Esse coeficiente, que para o caso de turbinas hidráulicas é denominado de coeficiente de Thoma, é uma referência para os níveis de cavitação incipiente, desenvolvida e desinente. Para turbinas hidráulicas este coeficiente assume a seguinte expressão:

$$\sigma_p = \frac{(H_a - H_v - H_s)}{H} \quad (2)$$

Onde:  $H$  - Altura da coluna de líquido;  $H_a$  - Altura da coluna de líquido correspondente a pressão atmosférica;  $H_v$  - Altura da coluna de líquido correspondente a pressão de vapor;  $H_s$  - Altura da coluna de líquido correspondente a calagem da turbina hidráulica e  $\sigma_p$  - coeficiente de cavitação da instalação.

As turbinas normalmente são projetadas e instaladas de forma que o coeficiente de cavitação da instalação ( $\sigma_p$ ), seja superior ao coeficiente de cavitação crítico ( $\sigma_c$ ). A relação entre os sigmas da instalação e o crítico, representa o fator de segurança com relação à cavitação, que por volta de 1960, era de 50%, e atualmente está em torno de 15%, sendo que já existem fabricantes trabalhando (em 1999) com 10%. Espera-se que esta relação chegue em menos de 5%, quando for possível um quase perfeito diagnóstico do fenômeno, bem como uma considerável melhoria no seu controle.

Atualmente fórmulas empíricas, advindas de métodos estatísticos, têm sido utilizadas para determinar de forma preliminar as alturas de sucção de turbinas hidráulicas. Estas fórmulas normalmente são função da queda, e principalmente da velocidade específica de turbinas homólogas, no entanto a comprovação do comportamento do rotor da turbina com relação à cavitação, é feita nos ensaios do modelo reduzido.

Pesquisas recentes, realizadas pelas áreas de Projeto Eletromecânico de Usinas Hidrelétricas ( EEGM ) e de Engenharia de Manutenção da Geração ( CEMG ) da Eletronorte, junto às principais empresas geradoras de energia do setor elétrico, mostraram que existem aproximadamente 129 Turbinas Francis operando no Brasil sob cavitação, das quais 110 apresentam potências unitárias superiores a 100 MW, e 49 Turbinas Kaplan também estão operando com problemas de cavitação, sendo que dessas; 23 unidades possuem potências superiores a 100 MW.

Também pode-se citar que os principais fatores que levam estas turbinas a cavitarem poderão ser os abaixo relacionados (individuais ou em conjunto) :

- Perda dos perfis das pás rotoras, devido a sucessivas intervenções para reparos, principalmente quando não se dispõe de gabaritos para a reconstituição do perfil;
- Perda dos perfis das palhetas diretrizes;
- Rugosidade excessiva;
- Operação fora das faixas garantidas, isto é, com carga parcial ou com sobrecarga;
- Desconjugação das palhetas diretrizes com as pás rotoras;
- Características da água do reservatório;
- Operação com altura de sucção inferior a mínima prevista;
- Projeto de perfis inadequados;
- Sucção da unidade subestimada;
- Proteção insuficiente das áreas sujeitas a severa cavitação, previstas nos ensaios de modelo em escala reduzida.

Da experiência acumulada por fabricantes de turbinas hidráulicas, companhias geradoras de energia elétrica brasileiras e dos resultados experimentais, pode-se dizer que a cavitação de borda de ataque, é influenciada pelo ângulo de incidência do escoamento na pá, e é praticamente insensível ao valor da altura de sucção. Portanto aumentar a altura de sucção para este caso, não seria recomendado, pois levaria a níveis de escavações inaceitáveis, e seria inviável economicamente.

As cavitações sensíveis à altura de sucção, são as que normalmente ocorrem no lado de sucção das pás nas bordas de saída, que podem ser evitadas com o incremento da altura de sucção.

### **3- EROÇÃO DEVIDO A CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS**

A erosão por cavitação em turbinas hidráulicas é um efeito dos mais indesejáveis e nocivos, e responsável por grandes perdas e danos para o setor elétrico brasileiro. Com o objetivo de evitar essas erosões severas, sempre que possível os limites operacionais das unidades geradoras são limitados.

Como já mencionado anteriormente, o fenômeno de erosão por cavitação é baseado na interação entre o fluido e uma superfície sólida. As altas pressões, e ondas de choques, geradas por implosões de estruturas de vapor, são responsáveis pelos danos causados nas superfícies metálicas.

O estudo do fenômeno de erosão é bastante complexo pelo fato de envolver o comportamento hidrodinâmico dos fluxos cavitantes, especialmente as fases de implosão das

estruturas de vapor e o comportamento do material com relação aos impactos repetitivos oriundos da cavitação.

A previsão da erosão por cavitação em turbinas hidráulicas tem sido objeto de pesquisas intensas atualmente, nos campos numérico e experimental, entretanto o problema ainda não foi resolvido.

O sistema de erosão por cavitação pode ser dividido basicamente em dois mecanismos:

- Mecanismo hidráulico, onde as depressões locais geram as estruturas de vapor, que crescem e colapsam, induzindo impactos sobre as paredes sólidas;
- Mecanismo de danos, onde o material da parede sólida é danificado com posterior remoção de massa, devido aos impactos oriundos da cavitação.

A interface entre estes dois mecanismos é denominada de agressividade da cavitação, que é o carregamento de impactos sobre a parede em virtude de impactos sucessivos.

Embora os mecanismos dos colapsos ainda não se encontrem totalmente elucidados, é admitido que o impacto é caracterizado por uma pressão da ordem de GigaPascal, com um tempo de duração da ordem de microsegundos, e superfície de impacto da ordem de décimo de milímetro (Dorey et al, 1996).

A perda de massa do material sólido durante a erosão passa por uma fase de incubação, onde aparecem os pequenos pits e o desgaste é pequeno, em seguida ocorre uma aceleração do processo onde a remoção de massa é incrementada até um valor máximo após o qual a perda de material se torna estável e aproximadamente constante.

Em um fluxo cavitante se o coeficiente de cavitação é diminuído e a velocidade mantida constante, a erosão é incrementada até um máximo e decresce posteriormente quando é atingido o estágio de supercavitação.

Prever a capacidade erosiva de um fluxo cavitante não é uma tarefa fácil, principalmente em turbinas hidráulicas onde o escoamento é bastante complexo, essa previsão tem sido objeto de estudos em diversos centros de pesquisas.

A capacidade erosiva da cavitação está associada aos pulsos de pressão gerados. Para prever os possíveis danos, os pesquisadores têm recorrido principalmente aos métodos experimentais, destinados a quantificar estes picos de pressão e compará-los com a resistência dos materiais. Também tem sido usados métodos acústicos, que monitoram os ruídos do fenômeno.

Um dos métodos que determina experimentalmente os picos instantâneos de pressão é o PPHS, pressure pulse height spectrum (Le et al, 1993), que utiliza sensores piezoelétricos de alta frequência (0,7 MHz), de dimensões reduzidas (diâmetro de 0,9mm) e de alta resistência. Este sistema permite avaliar a agressividade de diferentes tipos de cavitação, entretanto é de difícil aplicação em turbinas hidráulicas, em virtude da necessidade da instalação dos transdutores nas áreas de impactos.

No caso de turbinas hidráulicas no Brasil existe uma tendência de monitoramento da cavitação por sensores acústicos de altas frequências (100 kHz a 1 MHz). Testes de campo foram executados na UHE Ilha Solteira (CESP) em turbinas Francis de 160 MW (Brasil et al, 1996), utilizando sensores de emissão acústica em conjunto com hidrofones e transdutores de pressão, associados a uma unidade de condicionamento de sinal e a um software de inteligência artificial. Também encontra-se em operação na UHE Xingó (CHESF), em uma turbina Francis de 500 MW um sistema de diagnóstico da cavitação por sensores acústicos de alta frequência associado a uma unidade de condicionamento de sinal. A

CEMIG também está utilizando um sistema de monitoramento acústico através de acelerômetros.

Todos estes sistemas tem detectado a cavitação com êxito, entretanto a determinação da taxa de erosão para definir com precisão a parada da unidade para reparo, e a previsão de pontos operacionais com cavitação não erosiva, encontram-se em fase de desenvolvimento por todos os pesquisadores.

A confiabilidade do sistema elétrico brasileiro tem sido afetada em função da erosão severa observada em muitas de suas turbinas, o que acarreta na necessidade de indisponibilização das unidades para reparo.

O déficit de geração existente no país atualmente, contribui para uma tendência de agravamento dessa situação, uma vez que as turbinas serão exigidas cada vez mais.

Com a finalidade de mostrar o estado que se encontram as turbinas hidráulicas brasileiras com relação à cavitação, bem como o nível de erosão, na tabela do anexo 1 mostra o resultado de pesquisa feita junto as principais concessionárias do país.

Foram obtidos dados técnicos de 273 turbinas hidráulicas de médio e grande porte, que representam significativo do total de unidades de, médio e grande portes, instaladas no Brasil. Das turbinas pesquisadas 178 apresentam algum problema de cavitação, o que representa 65 % do total de unidades pesquisadas.

Os resultados da pesquisa realizada junto ao setor elétrico brasileiro, mostram ainda que a erosão ocorre com maior frequência no lado de sucção das pás. Quanto ao posicionamento, é distribuída na borda de ataque, de fuga e no meio das pás, sendo que a parte mais castigada é na extremidade das mesmas. Também foram citados casos de erosão no anel periférico e no cubo do rotor.

Além das turbinas mostradas na tabela acima, merecem destaques as turbinas Francis da Usina de Itaipú e de Foz do Areia, pelo porte e níveis de cavitação observados.

As turbinas da UHE Itaipu, com 740 MW de potência nominal unitária, com rotor de 300 t de aço soldado ASTM A 643 Gr.A, sofreram intervenções para reparo, em 1995 na unidade 2 e em 1996 na unidade 12, onde foram depositados 980 e 950 Kg de eletrodos respectivamente. Nessa ocasião (1995), foi substituído o tradicional eletrodo revestido pelo processo de arame tubular, o que representou um ganho de produtividade dos serviços da ordem de 3 vezes em relação ao método anterior de reparo.

Na UHE Foz do Areia (COPEL), foram realizados testes de campo em turbinas Francis com 430 MW de potência nominal unitária, com eletrodos de AWS-E-309 Mo (Ni-Cr) e HQ-913 (Ni-Co). Os resultados obtidos foram favoráveis ao HQ-913, como mostra a tabela 2 abaixo :

Tabela 2 - Resultado de desempenho do eletrodo HQ-913 x AWS E 309 em Foz do Areia

<b>Horas de operação ( h )</b>	<b>AWS-E-309 - Profundidade Pit's ( mm )</b>	<b>HQ-913 - Profundidade Pit's ( mm )</b>
1500	1.0	0.5
3500	3.5	1.0
5800	8.0	3.0
8000	12.0	4.5

Com relação aos materiais usados para o reparo da erosão em turbinas hidráulicas no Brasil, existe uma tendência dos materiais AWS-E 307; AWS-E 410; AWS-E 308 e AWS-E

316, serem substituídos pelo AWS-E 309 Mo (resistência a tração 520 MPa), para o caso de ataque moderado e HQ 913/914 (resistência a tração 820 MPa), para o caso de ataque severo.

#### **4-CONCLUSÃO**

A análise dos dados obtidos junto a maioria das concessionárias de energia elétrica no Brasil mostrou que a situação da cavitação é bastante abrangente, e os dispêndios com reparos tem sido consideráveis, isso sem levar em conta a maior consequência, que é a indisponibilidade de unidades para geração de energia.

Provavelmente os principais fatores responsáveis pelo alto nível de cavitação nas turbinas hidráulicas brasileiras são:

- Unidades operando com sobrecarga ou com carga parcial;
- Perda de perfil hidráulico das pás rotoras devido a intervenções de manutenção;
- Efeitos de escalas na transposição do modelo para o protótipo;
- Altura de sucção insuficiente para alguns pontos operacionais;
- Projeto inadequado de perfis hidráulicos.

Também é clara a necessidade de se continuar as pesquisas na busca de métodos de controle da cavitação e de materiais com melhor qualidade para reparos de áreas erodidas, bem como do aprimoramento dos processos de aplicação dos mesmos.

Os sistemas de monitoramento contribuem para evitar de operar as unidades por muito tempo em regiões com alto nível de cavitação, o que poderá reduzir a erosão, e prolongar o intervalo de parada para a manutenção, são importantes para se obter os dados de operação das unidades em tempo real, e principalmente para usinas parcialmente desassistidas.

Pode-se observar que no Brasil a cavitação em turbinas hidráulicas é um fator relevante, que traz prejuízos e contribui para diminuir a confiabilidade dos sistemas, o que tenderá a agravar uma vez que no país mais de 80% das turbinas instaladas tem mais de 20 anos, a necessidade de aumentar a oferta de energia contribui para que as máquinas sejam operadas com sobrecarga.

#### **5-REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Relatórios Técnicos e Informações Técnicas da maioria das Companhias do Setor Elétrico do Brasil; ELETRONORTE, ELETROSUL, FURNAS, CHESF, CEMIG, CESP, ITAIPU, COPEL, CEB, LIGHT, ESCELSA, ENERSUL, ELETROPAULO, CPFL E CERJ, 1997.
- Gonçalves, C. –“Cavitation Flow on Unsteadiness Mechanisms” – ENM/UnB, Master Dissertation, 1997.
- Brasil, A.C.P, and Others –“Hydraulics Cavitation Monitoring” – ENM/UnB – CESP, Report, 1996.
- Voith Hydro Power Generation –“Primeiro Seminário de Reabilitação e Modernização de Usinas Hidrelétricas”- 1997.
- Souza, N.C.; Silva, R.G. & Herek, O. –“Experimental Application With Hydroloy HQ 913” – COPEL, pp 1-6, 1991.

- Bourdon, P. et al –“Cavitation Erosion Prediction on Francis Turbines – Part 1 – Measurements on the Prototype, Hydraulic Machinery and Cavitation” – pp 534-543, 1996.

ANEXO I

Tabela 1 - Resultado da pesquisa sobre cavitação nas concessionárias brasileiras

**SITUAÇÃO DA CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS NO BRASIL ( OUT/97 )**

INSTALAÇÃO	TIPO TURBINA	NUM. UNIDADES C/CAVIT.	POTÊNCIA NOMINAL ( MW )	QUEDA NOMINAL ( m )	HER ( h )	kg/HO ( kg/1000h )	R\$/HO (R\$/1000h)
S. SIMÃO	FRANCIS	6	285	72	32.000	5	1170,00
B. MUNHOZ	FRANCIS	4	359	128	15.000	30	1833,00
3 MARIAS	KAPLAN	6	61	50	40.000	3	680,00
JAGUARA	FRANCIS	4	116	45	23.000	9	2170,00
V. GRANDE	KAPLAN	4	100	25	30.000	13	3330,00
S.GRANDE	FRANCIS	4	27	95	26.000	2	380,00
EMBORCAÇÃO	FRANCIS	4	297	128,5	30.000	3	670,00
CAMARGOS	KAPLAN	2	22	22	30.000	2	420,00
ITUTINGA	KAPLAN	4	12	25	32.000	2	390,00
N.PONTE	FRANCIS	3	173	96	16.000	3	780,00
FURNAS	FRANCIS	8	152	94	35.000	2	N.I.
M. MORAES	FRANCIS	2	45	45	35.000	1	140,00
L.C.B. CARV.	FRANCIS	6	170	60,8	35.000	25	1490,00
P.COLOMBIA	FRANCIS	4	80	20	35.000	2	170,00
MARIMBONDO	FRANCIS	8	186	60,3	35.000	2	190,00
ITUMBIARA	FRANCIS	6	354	80	21.000	51	2860,00
FUNIL	FRANCIS	3	72	67	35.000	1	130,00
CORUMBÁ	FRANCIS	3	125	73,5	N.I.	N.I.	N.I.
TUCURUÍ	FRANCIS	12	360	66	21.000	1	N.I.
C. NUNES	KAPLAN	2	20	23	8.600	5	580,00
I. SOLTEIRA	FRANCIS	20	161,5	46	20.000	22	3530,00
JUPIÁ	KAPLAN	14	100,8	25,4	20.000	65	5970,00
3 IRMÃOS	FRANCIS	6	54	45,8	20.000	50	5000,00
N.AVANHAN.	KAPLAN	3	34	29,7	20.000	5	1500,00
PROMISSÃO	KAPLAN	3	88	27,4	20.000	5	1500,00
CHAVANTES	FRANCIS	4	103,5	76	20.000	1	2000,00
CAPIVARA	FRANCIS	4	160	50	20.000	1	1750,00
ROSANA	KAPLAN	4	80	17	20.000	2	1250,00
TAQUARUÇU	KAPLAN	5	100,8	23	20.000	1	1600,00
JURUMIRIM	KAPLAN	2	48,75	35	20.000	1	1000,00
SOBRADINHO	FRANCIS	6	178	27,2	24.000	N.I.	N.I.
S. SANTIAGO	FRANCIS	4	355	106	18.000	11	3000,00
S. OSÓRIO A	FRANCIS	4	182	70	22.287	8	900,00
S. OSÓRIO B	FRANCIS	2	175	70	23.601	4	900,00
P. FUNDO	FRANCIS	2	110	253	26.000	1	N.I.

**HER** -Horas de operação

**kg/HO** - kg de eletrodo depositado por 1000 horas de operação por unidade

**R\$/HO** - Custo de reparo por 1000 horas de operação por unidade

## **ESTUDOS COM AVALIAÇÃO ENERGÉTICO-ECONÔMICA PARA A REPOTENCIAÇÃO DAS UNIDADES GERADORAS DA UHE COARACY NUNES**

Cid Antunes Horta

José Adalberto Lage Calainho

Carmo Gonçalves

Paulo Cesar Magalhães Domingues

Fernando Gillet Lomônaco

ELETRONORTE – Edif. Venâncio 3000, bloco C, Sala 310 – Brasília – DF CEP 70718 900

Fone: 61 429 5363 Fax: 61 429 5369

### **Resumo**

A UHE Coaracy Nunes, situada no Estado do Amapá, possui duas turbinas do tipo Kaplan de eixo vertical, com 20 MW cada, e uma terceira unidade Kaplan de 30 MW, que encontra-se em montagem. A operação comercial das duas primeiras unidades geradoras iniciou-se em 1975. Atualmente estas unidades estão operando sob cavitação intensa, o que tem causado uma excessiva erosão das pás rotoras e, conseqüentemente, sucessivas paradas forçadas para manutenção. Visando não comprometer o atendimento de energia elétrica ao Sistema Amapá, a ELETRONORTE decidiu realizar estudos de alternativas com avaliação energético-econômica para a reforma destes grupos geradores. Foram estudadas e avaliadas 5 alternativas de recuperação/ repotenciação das unidades geradoras. Além de procurar definir a alternativa de reforma das unidades mais vantajosa para implementação, os estudos desenvolvidos avaliaram também a influência da CCC na viabilização do projeto e o melhor período para a realização dos serviços.

**Palavras-chave:** Repotenciação, turbinas hidráulicas, avaliação energético-econômica.

### **1. INTRODUÇÃO**

A Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes situa-se no Rio Araguari, Estado do Amapá, contando atualmente com duas turbinas Kaplan de eixo vertical com potência nominal unitária de 20 MW, para uma queda de 23 m, que entraram em operação em 1975. Uma terceira unidade Kaplan, de 30 MW, encontra-se atualmente em montagem, devendo entrar em operação em fevereiro de 2000.

É uma usina de concepção antiga. Ao longo dos anos, em função dos problemas operacionais apresentados e das melhorias de desempenho necessárias ao atendimento à demanda com a qualidade desejada, foram efetuadas modernizações parciais em sistemas específicos, tais como: Sistema de Regulação de Tensão (1991); Sistema de Esgotamento (1991) e Sistema de Regulação de Velocidade (1998).

Ao longo dos últimos anos a operação da usina na queda bruta de 21,3 m e potência gerada de 20 MW por unidade, tem provocado intensa cavitação nas pás rotoras das turbinas. Anualmente ou a cada 10.000 h de operação, as unidades são paradas para a recuperação da erosão por cavitação. Nestas manutenções, que duram de 3 a 4 dias de serviço ininterrupto por



unidade, são recuperadas as áreas afetadas, algumas com profundidade de 40 mm, o que representa 80 % da espessura da pá.

De inspeções de campo realizadas com fabricantes (HITACHI –1995 e VOITH HYDRO – 1999) foram constatados que os freqüentes e numerosos reparos de cavitação realizados nas unidades, causam uma alta tensão residual nas áreas reparadas. As folgas superiores e inferiores das palhetas do distribuidor, que foram especificadas para ter 0,9 mm cada uma, encontram-se entre zero e menos de 0,2mm. A diminuição dessas folgas aumenta a força de fricção das palhetas diretrizes, podendo superar a capacidade dos servomotores do distribuidor, o que poderá resultar em dificuldade de controle das unidades.

Considerando o estado atual dessas unidades, a evolução tecnológica dos atuais projetos de turbinas hidráulicas e o crescimento da demanda de energia no Estado (em torno de 10% ao ano), a ELETRONORTE decidiu por realizar estudos de alternativas com avaliação energético-econômica para a recuperação/modernização destes grupos geradores.

Este trabalho tem por finalidade apresentar as avaliações, os estudos, parâmetros e considerações que deram subsídios para a definição da alternativa mais atrativa técnica e economicamente, e pretende contribuir para estudos e decisões futuras de repotenciação, uma vez que no Brasil 80% das turbinas hidráulicas instaladas têm mais de 20 anos de operação.

## **2. ALTERNATIVAS ESTUDADAS**

Cinco alternativas foram estudadas visando definir a modernização das unidades geradoras:

- I. Reforma das turbinas com recuperação das pás rotoras dentro do poço da turbina;
- II. Reforma das turbinas com recuperação das pás rotoras fora do poço da turbina;
- III. Reforma das turbinas com troca das pás rotoras;
- IV. Reforma das unidades hidrogeradoras com troca da turbina (cubo e pás rotoras), com adequações no gerador e na subestação;
- V. Troca total das unidades hidrogeradoras (turbinas e geradores) e adequações na subestação.

Nas três primeiras buscou-se resolver, principalmente, os problemas nas pás rotoras da turbina, sem uma preocupação direta com repotenciação, apesar de haver um pequeno incremento de potência nas Alternativas II e III.

Nas Alternativas IV e V buscou-se, além da solução dos problemas, um acréscimo na potência disponível ( repotenciação ).

### **2.1 Alternativa I – Reforma das unidades com recuperação das pás rotoras no poço da turbina**

Nesta alternativa os serviços de recuperação serão executados sem a necessidade de desmontagem da unidade.

Os principais serviços de recuperação serão limpeza das partes metálicas com raspadores e jato de areia, recuperação das partes afetadas pela cavitação com Hydroloy 914, pintura com tinta epoxi alcatrão de hulha, recuperação de eventuais partes afetadas no concreto com resina epóxi, inspeção com líquido penetrante, levantamento dimensional e medição de circularidade do anel de descarga, substituição das buchas danificadas.

O tempo de indisponibilidade por unidade para a execução destes serviços é de 60 dias.

Esta alternativa, embora seja de baixo custo, não garante a eliminação da cavitação excessiva, não melhora o rendimento da turbina , amplia a vida útil das unidades em apenas 5

anos, e não representa nenhum ganho de potência. O custo aproximado, para contratação dos serviços em regime “turn-key” é de R\$ 300.000,00 por unidade.

## **2.2 Alternativa II – Reforma das unidades com recuperação das pás rotoras fora do poço da turbina**

Nesta alternativa a unidade será desmontada e as pás do rotor serão soldadas fora do poço, de forma a recuperar seu perfil original, ou melhorá-lo com a adoção de um perfil mais moderno. O mecanismo de acionamento do distribuidor será recuperado e seu sistema de lubrificação substituído, as tampas serão desmontadas, inspecionadas e recuperadas, os mancais, as juntas de vedação também serão desmontadas, e as partes sujeitas a desgastes serão substituídas. Os demais serviços previstos para a alternativa anterior serão realizados.

O tempo de indisponibilidade por unidade para a execução destes serviços é de 150 dias.

Estes serviços eliminarão o desgastes dos munhões inferiores das pás do distribuidor da turbina, entretanto, não haverá garantias quanto a eliminação da cavitação excessiva nas pás rotoras. A vida útil será ampliada em 10 anos. Haverá ganho de potência da ordem de 2 MW para cada unidade e a confiabilidade operacional das unidades será melhorada. O custo estimado para a realização destes serviços em regime “turn-key” é da ordem de R\$ 800.000,00 por unidade.

## **2.3 Alternativa III – Reforma das unidades com troca das pás rotoras da turbina**

Nesta alternativa a unidade será desmontada e as pás rotoras serão substituídas; serão realizadas adaptações das novas pás no cubo do rotor Kaplan. Os demais melhoramentos serão os já mencionados no item acima.

O tempo de indisponibilidade para cada unidade para a realização dos serviços necessários será de 120 dias por unidade.

Esta alternativa além de proporcionar os benefícios técnicos anteriormente descritos, trará um acréscimo no rendimento da ordem de 1%, um acréscimo de potência relativa ao projeto original de aproximadamente 3 MW por unidade, e melhor passagem hidráulica através do rotor. A confiabilidade operacional será ampliada e o nível de erosão das pás será reduzido.

O custo estimado para esta alternativa, em regime “turn-key”, é de R\$ 1.500.000,00 por unidade.

## **2.4 Alternativa IV – Reforma das unidades com troca das turbinas (cubo e pás rotoras)**

Os atuais rotores de aço carbono serão substituído por novos, com pás de aço inoxidável ASTM A743 CA 6NM e com cubo de aço carbono. As peças de acoplamento do novo rotor com o eixo serão novas, os mecanismos de acionamento das pás rotoras serão substituídos se necessários, o acréscimo dos esforços nos mancais e eixos serão reavaliados e estes componentes serão reformados. Os demais serviços especificados na alternativa anterior também serão realizados.

Considerando a troca do sistema de resfriamento ar-água do gerador e do sistema de excitação e regulação de tensão, a potência da turbina ficará em 26 MW, ou seja, um ganho de potência de 6 MW por unidade. Com esta alternativa espera-se eliminar a cavitação erosiva dos rotores das turbinas, o que extenderá o período de parada de máquina para manutenção. Também haverá um considerável incremento da vida útil das unidades.

O tempo de indisponibilidade de cada unidade é de 150 dias. O custo estimado para a realização desta alternativa em regime “turn-key” é de R\$ 3.000.000,00 por unidade.

## **2.5 Alternativa V – Troca total das unidades geradoras (turbina e gerador)**

Nesta alternativa as unidades serão totalmente desmontadas e serão substituídas por grupos completamente novos, exceto os componentes da adução, o pré-distribuidor, tubo de sucção e os reguladores de velocidade. Para os componentes que não serão substituídos, haverá recuperações conforme já descrito nas alternativas acima.

Considerando a substituição dos grupos turbo-geradores e as adaptações elétricas necessárias (troca do transformador e adaptações na subestação), a potência da turbina ficará em torno de 28 MW, ou seja, um acréscimo de 8 MW por unidade, a vida útil será de uma unidade nova (em torno de 35 anos), a cavitação excessiva será eliminada, e haverá um ganho de rendimento da turbina da ordem de 2,5%.

O tempo de indisponibilidade de cada unidade será de 450 dias. O custo estimado para esta renovação em regime “turn-key” é de R\$ 11.000.000,00 por unidade.

## **2.6 Comentários gerais sobre as alternativas**

Os custos apresentados para as alternativas acima não contemplam os custos de máquina parada, que são apresentados no item 3.

A Alternativa I, embora apresente menor custo e menor tempo de indisponibilidade, não contempla serviços de recuperação dos mancais inferiores das palhetas diretrizes, não garante a eliminação da cavitação excessiva, amplia pouco a vida útil dos equipamentos e não proporciona acréscimo de potência.

A Alternativa II apresenta como vantagens o aproveitamento das pás rotoras das turbinas e um pequeno acréscimo de potência; entretanto, não serão feitos serviços de recuperação nos mancais inferiores das palhetas diretrizes, o tempo de parada de máquina já é elevado para o incremento de potência obtido, e a execução da recuperação dos perfis das pás rotoras é complexa.

A Alternativa III apresenta como vantagens o aproveitamento de partes do rotor da turbina, a melhoria das passagens hidráulicas, a possibilidade de fabricar as pás rotoras com material de alta resistência à cavitação e um acréscimo de potência razoável; contudo possui um tempo de parada elevado, complexidade na adaptação das novas pás no cubo do rotor original, e um custo de desmontagem e montagem considerado.

Na Alternativa IV a troca dos rotores da turbina implica em um novo traçado hidráulico para o mesmo e a possibilidade de otimização da área de passagem d'água, possibilitando operar com vazões mais elevadas, e, conseqüentemente, com potências superiores. Este serviço permite a eliminação da cavitação excessiva e ainda aproveita diversos componentes da turbina, o que contribui para uma queda no preço global, entretanto são necessárias alterações no gerador, principalmente no sistema de resfriamento, e adaptações nos mancais, visando aproveitar o máximo da potência disponível no eixo da turbina. Esta alternativa apresenta um tempo de parada de máquinas considerável e um custo de montagem e desmontagem semelhante ao da alternativa anterior.

A Alternativa V que contempla a substituição global da unidade geradora, o que também implica na troca do transformador, e adaptações na subestação, requer um investimento elevado e requer um tempo de parada de máquina elevado.

A avaliação energético-econômica indicará a alternativa mais atrativa sob a ótica da melhor relação custo-benefício.

## **3. AVALIAÇÃO ENERGÉTICO-ECONÔMICA DAS ALTERNATIVAS**

### **3.1 Sistema de referência**

A Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes está inserida em um sistema eletricamente isolado, denominado Sistema Amapá. Este sistema de geração, de natureza hidrotérmica, é composto pela usina hidrelétrica de Coaracy Nunes e pela usina termelétrica de Santana, totalizando uma capacidade atual efetiva de 139 MW, conforme “Tabela 1”, a seguir:

**Tabela 1.** Sistema Amapá - Capacidade Atual Instalada

Usina	Município	Número de Unidades	Tipo <sup>(1)</sup>	Combustível	Potência Unitária (MW)	
					Nominal	Efetiva
UTE Santana	Santana	3	TG	óleo diesel	3 x 18,1	3 x 18,0
		3	GDL	óleo diesel <sup>(2)</sup>	3 x 15,6	3 x 15,0
<b>Total Térmico</b>		<b>6</b>			<b>101,1</b>	<b>99,0</b>
UHE Coaracy Nunes	Ferreira Gomes, rio Araguari	2	Kaplan		2 x 20,0	2 x 20,0
<b>Total Hidro</b>		<b>2</b>			<b>40,0</b>	<b>40,0</b>
<b>Total Geral</b>		<b>8</b>			<b>141,1</b>	<b>139,0</b>

Notas: (1) TG -Turbina a Gás GDL - Grupo Diesel Lento

(2) Deverá operar com óleo combustível a partir de setembro/1999

O Programa de Obras de Geração da ELETRONORTE para o Sistema Amapá, previsto para o período 2000/2001, contempla a implantação da 7<sup>a</sup> unidade termelétrica na UTE Santana, com 15 MW de potência efetiva, e a 3<sup>a</sup> unidade hidrelétrica da UHE Coaracy Nunes, com 30 MW de potência efetiva, totalizando um parque hidrotérmico de 184 MW de potência efetiva.

A partir de 2001, até 2007, prevê-se a expansão da capacidade geradora do Sistema através de unidades termelétricas.

No Sistema Amapá, os gastos da ELETRONORTE com combustíveis são minorados em função da utilização dos benefícios da Conta de Consumo de Combustíveis Fósseis – CCC na geração termelétrica.

### 3.2 Estudos realizados

Os estudos realizados consistiram, inicialmente, na avaliação dos benefícios energéticos proporcionados pela recuperação/repotenciação das unidades 1 e 2 da UHE Coaracy Nunes.

Estes benefícios energéticos foram determinados através de simulações energéticas com o *Modelo de Simulação a Usinas Individualizadas – MSUI*, da ELETROBRÁS.

Como não há ganhos de energia firme com o aumento de potência instalada devido à repotenciação da UHE Coaracy Nunes, os benefícios energéticos considerados foram os proporcionados pelos ganhos em geração média.

A repotenciação das unidades hidrogeradoras proporciona, também, ganhos na disponibilidade de potência do Sistema Amapá e, em decorrência disto, poderá postergar unidades termelétricas que se destinem exclusivamente à geração nas horas de ponta.

Entretanto, o benefício econômico relativo ao incremento na capacidade de ponta é pouco expressivo quando comparado àquele referente à substituição de geração térmica, e não é aqui considerado.

Uma vez verificada a ocorrência destes ganhos, foram calculados os benefícios econômicos obtidos com o acréscimo de geração média no sistema, representados pela economia em geração térmica evitada durante a vida útil das unidades para cada uma das alternativas consideradas, a uma taxa de atualização de 12% ao ano.

Para os estudos de avaliação econômica utilizou-se o *Método do Valor Presente Líquido*.

Os custos da recuperação/repotenciação considerados são aqueles devidos à execução do próprio serviço de reforma, além dos custos proporcionados pela geração térmica complementar quando da paralisação das unidades hidrelétricas para a execução dos serviços.

Tendo em vista que por ocasião dos serviços de reforma haverá no Sistema Amapá uma majoritária disponibilidade de unidades termelétricas consumindo óleo combustível, associado ao menor preço deste combustível em relação ao óleo diesel, considerou-se na avaliação da geração térmica evitada e na geração térmica de substituição, a utilização de unidades térmicas consumindo óleo combustível, cujo custo de geração é inferior a geração com óleo diesel.

O custo da geração térmica evitada foi calculado considerando-se que, caso o serviço de repotenciação não seja executado, o sistema necessitará expandir seu parque termelétrico com geração a base de óleo combustível, em conteúdos energéticos iguais ao acréscimo de potência hidrelétrica proporcionado pelos serviços de reforma. Os benefícios da geração térmica evitada serão computados durante o acréscimo na vida útil das unidades hidrogeradoras proporcionado pelo serviço de reforma.

Os custos da substituição térmica necessária para suprir a indisponibilidade dos grupos hidrogeradores em reforma foram computados durante o período em que as unidades 1 e 2 ficarão em manutenção.

A avaliação econômica foi analisada sob dois cenários: o primeiro, denominado “Cenário Empresarial”, considera os atuais benefícios da Conta de Consumo de Combustíveis Fósseis-CCC utilizados pela ELETRONORTE no Sistema Amapá; o segundo, denominado “Cenário Social”, não considera os benefícios da CCC (cenário previsto após maio/2013, que é a data para a extinção da CCC nos Sistemas Isolados).

### 3.3 Dados utilizados

Para a elaboração dos estudos energéticos-econômicos da reforma das unidades hidrogeradoras da UHE Coaracy Nunes, foram utilizados os seguintes dados básicos:

#### a) Serviços de Reforma:

A “Tabela 2”, a seguir, apresenta um resumo das alternativas avaliadas neste estudo:

**Tabela 2.** Alternativas Avaliadas

	Alternativas				
	I	II	III	IV	V
Indisponibilidade por Unidade (meses)	2	5	4	5	15
Custo Unitário (R\$ x 10 <sup>3</sup> ) <sup>(*)</sup>	300	800	1.500	3.000	11.000
Potência Unitária (MW)	20	22	23	26	28
Acréscimo na Vida Útil (anos)	5	10	15	25	35

b) Geração Térmica: (custos referentes a novembro/1998 - US\$ 1.00 = R\$ 1,20)

Tipo de unidade termelétrica = Grupo Diesel Lento

Investimento = 960,00 R\$/kW<sup>(\*)</sup>

Consumo específico de combustível = 236 kg/MWh

Preço do combustível = 0,13 R\$/kg<sup>(\*)</sup>

Custo de O&M = 12,00 R\$/MWh<sup>(\*)</sup>

### 3.4 Resultados obtidos

Os ganhos em geração média das alternativas em relação à situação atual (sem reforma), proporcionados pelos serviços de recapitação/repotenciação das unidades 1 e 2 da UHE Coaracy Nunes, são apresentados na “Tabela 3”:

**Tabela 3.** Ganhos de Geração Média

Alternativas	Ganho em Geração Média em Relação à Situação Atual (MW ano)
I	0,0
II	3,0
III	4,3
IV	8,7
V	11,1

As “Tabelas 4 e 5” a seguir apresentam a avaliação econômica deste serviço para os dois cenários analisados (com ou sem CCC):

**Tabela 4.** Cenário Empresarial (com CCC)

Alternativa	Custo (R\$ milhões)			Benefício (R\$ milhões)		Pay Back (anos)
	Recuperação/Modernização	Geração Térmica De Substituição	Total	Geração Térmica Evitada	Econômico Líquido	
I	0,600	2,065	2,665	0,000	- 2,665	---
II	1,600	3,840	5,440	7,008	1,568	6,6
III	3,000	3,376	6,376	12,109	5,733	5,0
IV	6,000	3,840	9,840	28,212	18,372	3,5
V	22,000	5,475	27,475	37,520	10,045	11,2

**Tabela 5.** Cenário Social (sem CCC)

Alternativa	Custo (R\$ milhões)			Benefício (R\$ milhões)		Pay Back (anos)
	Recuperação/Modernização	Geração Térmica De Substituição	Total	Geração Térmica Evitada	Econômico Líquido	
I	0,600	2,622	3,222	0,000	- 3,222	---
II	1,600	4,877	6,477	8,900	2,423	6,0
III	3,000	4,287	7,287	15,378	8,091	4,3
IV	6,000	4,877	10,877	35,829	24,952	3,0
V	22,000	6,953	28,953	47,650	18,697	8,0

#### **4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES**

Sob os cenários Empresarial e Social, a Alternativa IV é a que se apresenta economicamente mais vantajosa, uma vez que, os benefícios econômicos proporcionados pela reforma são superiores aos das demais Alternativas.

Com a previsão para a extinção da CCC a partir de maio de 2013, os ganhos oriundos da repotenciação das unidades 1 e 2 desta usina são ainda mais evidentes.

Tendo em vista o tempo de operação das unidades (desde 1975) e os problemas identificados nas inspeções realizadas na usina pela ELETRONORTE em conjunto com os fabricantes (HITACHI e VOITH), o risco de quebra das máquinas é crescente, o que torna premente a necessidade de realizar os serviços de recuperação/modernização das unidades 1 e 2, principalmente no que se refere às turbinas hidráulicas.

De modo a não comprometer a confiabilidade do sistema e contribuir para o atendimento da crescente demanda do mercado de energia do Estado do Amapá, recomenda-se que os serviços de reforma das unidades sejam realizados imediatamente após a entrada em operação da terceira unidade geradora da UHE Coaracy Nunes (prevista para fevereiro de 2000), procurando ainda aproveitar o período de estiagem do rio Araguari, onde tradicionalmente a geração hidrelétrica é reduzida, sendo complementada por geração termelétrica.

#### **5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- ELETROBRÁS – DENE - “Manual de Utilização do Modelo de Simulação a Usinas Individualizadas – MSUP”, 1973.
- ELETRONORTE – Departamento de Planejamento Energético - “Sistema Amapá – Estudo do Aumento da Capacidade Instalada na UHE Coaracy Nunes” - Brasília-DF, janeiro de 1993 (Relatório EPN – 001/93).
- ELETRONORTE – Departamento de Planejamento Energético - “Sistema Amapá – Avaliação Econômica da Terceira Unidade da UHE Coaracy Nunes – Óticas Empresarial e Social” - Brasília-DF, outubro de 1993 (Relatório EPN – 002/94).
- ELETRONORTE – Gerência de Projeto Eletromecânico de Hidrelétricas / Gerência de Manutenção de Usinas de Geração - “Relatório de Modernização das Unidades 1 e 2 da UHE Coaracy Nunes” - Brasília – DF, 1998.
- HITACHI, LTD. – Model Test Report of 20,000 kW Vertical Kaplan Turbine for Coaracy Nunes Hydroelectric Power Station, december of 1967.
- JAPAN CONSULTING INSTITUTE – “Feasibility Study Report on Rehabilitation Project of Coaracy Nunes Hydroelectric Power Station Units 1 and 2 in the Federative Republic of Brazil, March 1995.
- VOITH HYDRO S.A. – “Relatório de Inspeção de Campo”, janeiro 1999.

## MODELOS DE ATRITO E DESGASTE NO SISTEMA CAME – SEGUIDOR

**André Ferrarese**

**Samantha Uehara**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Laboratório de Fenômenos de Superfície, Departamento de Engenharia Mecânica, 05424-970, São Paulo, SP, Brasil, E-mails: [aferrarese@metalleve.com.br](mailto:aferrarese@metalleve.com.br) e [samantha@uol.com.br](mailto:samantha@uol.com.br)

### Resumo

O funcionamento uniforme e adequado do motor depende do perfeito ajuste e sincronia de cada componente. Um desgaste acentuado na árvore de cames, por exemplo, além de gerar uma falta de sincronismo com a árvore de manivelas (virabrequim), compromete a qualidade da combustão da mistura ar-combustível. Desta maneira, o desempenho do veículo é prejudicado, quanto potência e consumo de combustível, assim como a emissão de poluentes se torna fora dos padrões aceitáveis. Serão apresentados modelos dinâmicos discretos do sistema came-seguidor, a fim de comparar os resultados com diferentes níveis de discretização. A estes são incorporados modelos de atrito e desgaste no contato came-seguidor, nos quais é considerado o efeito da lubrificação.

**Palavras-chave:** Came, Seguidor, Atrito, Desgaste, Dinâmica.

### 1. INTRODUÇÃO

O estudo de fenômenos de atrito e desgaste tem adquirido cada vez maior importância no setor industrial, não somente pelos problemas de manutenção, mas também devido a fatores ligados à eficiência dos sistemas mecânicos.

O funcionamento uniforme e adequado do motor depende do perfeito ajuste e sincronia de cada componente. A seguir serão analisados alguns trabalhos que contribuíram para este artigo.

No artigo de Uehara e Padovese (1999), são apresentados dois modelos dinâmicos do sistema came-seguidor do tipo *over-head*, que foram simulados a 2000 rpm em apenas um ciclo do came sobre a pastilha. Estes modelos serão aqui analisados quanto a influência da discretização para dois ciclos e diferentes rotações.

Bagci e Kurnool (1997) apresentam um modelo de dois graus de liberdade com base oscilante e levam em consideração a rigidez do contato. Chen (1982) trata dos diversos tipos de cames apresentando modelagens dinâmicas do sistema.

Pisano e Freudenstein (1983) tratam de uma modelagem do esforço normal no contato válvula e tucho através da teoria da mecânica do contato de Hertz. É analisado também o comportamento dinâmico da mola de retorno da válvula. Em Pisano (1984) é apresentado um modelo dinâmico de 1 grau de liberdade do sistema experimentalmente estudado. É apresentado também um modelo do contato da sede da válvula. Os resultados de simulações numéricas são comparados com os experimentalmente obtidos.

Schey (1983) discute sobre o filme de óleo existente entre o came e o seguidor conforme o movimento de rotação do came. Hutchings (1992) trata das diversas formas de desgaste inerente a cada tipo de material, bem como os modelos de atrito e desgaste existentes. No



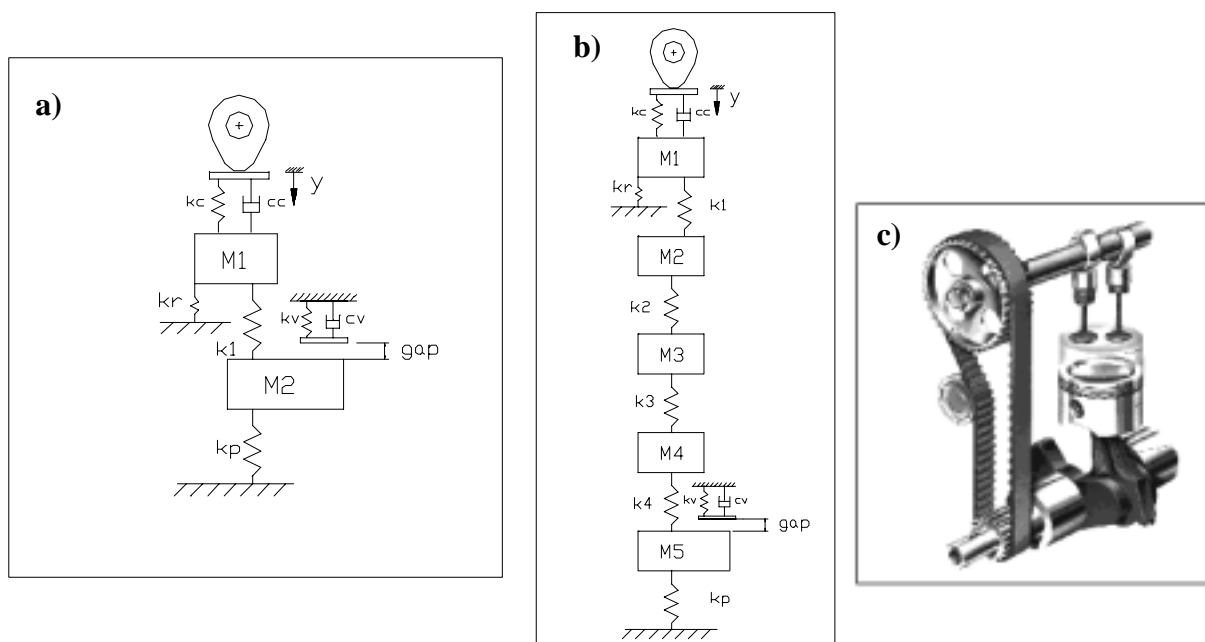
artigo de Kano e Kimura (1993) o desgaste no sistema came-seguidor é analisado quanto a apresentação visual das superfícies em contato, com isso foi feita análise de diversos pares de materiais em contato.

McCool (1988) discute a teoria do contato rugoso de Greenwood-Willianson, avaliando as diferenças entre contato nominal e real. Tomanik (1993) faz uma avaliação do contato entre asperezas para aplicação em anéis de pistão. Este último pode ser utilizado como uma fonte de informação sobre a avaliação da pressão hidrodinâmica entre uma superfície plana e outra cilíndrica, ou seja em um contato não-conforme.

Neste trabalho, serão apresentados modelos de atrito e desgaste para o sistema came-seguidor. Em conjunto, é apresentado um modelo dinâmico com dois níveis de discretização, que auxiliará na obtenção de dados para avaliação dos resultados dos modelos de atrito e desgaste.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA

Foram confeccionados dois modelos dinâmicos discretos do sistema came-seguidor do tipo over-head: um com 2 e outro com 5 graus de liberdade. Estes graus de liberdade correspondem a uma menor ou maior discretização da haste da válvula. O primeiro modelo tem dois graus de liberdade, mostrado na Figura 1 a) e o segundo tem cinco graus de liberdade, apresentado na Figura 1 b). Na Figura 1c) é mostrado um esquema real do sistema came-seguidor.



**Figura 1:** a) Modelo de 2 graus de liberdade; b) Modelo de 5 graus de liberdade, c) esquema do sistema came-seguidor

A nomenclatura a ser utilizada na apresentação dos modelos e mostrada na Figura 1 é a seguinte:  $k_c$ ,  $c_c$  são os coeficientes de rigidez e amortecimento do contato came-seguidor respectivamente,  $k_v$  e  $c_v$  coeficientes de rigidez e amortecimento do contato válvula-sede,  $k_r$  e  $k_p$  coeficientes de rigidez das molas de retorno e de pressão,  $k_i$  ( $i=1...4$ ) coeficientes de rigidez da discretização da haste,  $m_i$  ( $i=1...5$ ) inércias da discretização da haste,  $y$  é o deslocamento do seguidor.

Pode-se notar que os modelos tratam do contato válvula-sede, mas consideram que isto somente ocorre quando a válvula está fechada, assim como no sistema real. E que a mola de pressão  $k_p$  representa a pressão existente sob a válvula devido a mistura ar-combustível.

Os dados globais do sistema são apresentados na Tabela 1.

**Tabela 1:**Dados do sistema came-seguidor

Massa da válvula	65,7g
Massa da pastilha	23,1g
Massa do copinho	48,0g
Rigidez da mola de retorno	$3,34.10^3$ N/m
Rigidez da mola de pressão	$13,35.10^3$ N/m

Os parâmetros do sistema utilizados nas simulações são melhor discutidos em Uehara e Padovese (1999), sendo listados na Tabelas 2.

**Tabela 2:** Parâmetros utilizados nas simulações.

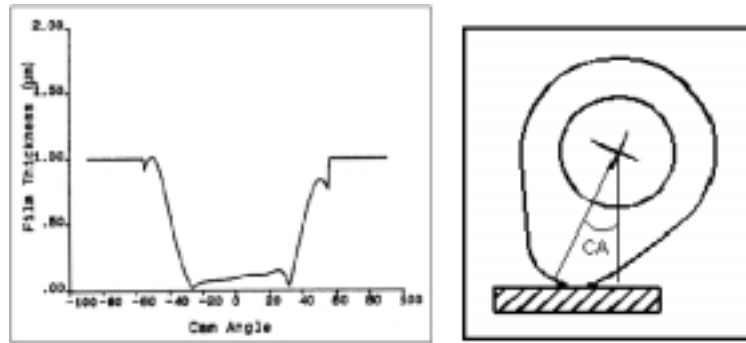
Parâmetros	2 GL	5 GL
m1 [g]	105,5	79,7
m2 [g]	30,4	8,6
m3 [g]	não fazem parte deste modelo	8,6
m4 [g]		8,6
m5 [g]		30,4
k1 [kN/m]		$1,25.10^5$
k2 [kN/m]	não fazem parte deste modelo	$5,03.10^5$
k3 [kN/m]		$5,03.10^5$
k4 [kN/m]		$5,03.10^5$
kc [kN/m]	$1,05.10^3$	
cc [Ns/m]	635	
kv [kN/m]	$1,31.10^4$	
cv [Ns/m]	963	

Com este modelo dinâmico do sistema came-seguidor obtém-se os dados da força normal (N) que será utilizada nos modelos de atrito e desgaste propostos a seguir.

### 3. MODELO DE ATRITO

O modelo de atrito entre o came e a pastilha do seguidor considera o contato lubrificado num regime elasto-hidrodinâmico (EHD) durante a revolução do came (Hutchings, 1992). No regime EHD supõe-se que não há contato metal-metal significativo (além de eventuais contatos de asperezas mais pronunciadas). Não serão consideradas eventuais quebras do filme de lubrificante (deslocamento do regime EHD para um lubrificado limite). Na Figura 2 (Schey, 1983), é apresentada, como exemplo, a espessura do filme de óleo em função do ângulo do came (CA).

Com estas hipóteses, tem-se que a área de contato seca é dada pela área de Hertz, que é dada segundo Hutchings (1992), pela Equação (1).



**Figura 2:** Comportamento do filme de óleo segundo o perfil do came (Schey, 1983).

$$A_{HERTZ} = \pi \cdot \left( \frac{3 \cdot N \cdot R}{4 \cdot E} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

$$E = \left( \frac{(1 - \nu_{came}^2)}{E_{came}} + \frac{(1 - \nu_{pastilha}^2)}{E_{pastilha}} \right)^{-1} \quad (2)$$

onde:

N : carga normal (obtida do modelo dinâmico apresentado anteriormente)  
 R : raio do came  
 E<sub>i</sub> : módulo de elasticidade do material i  
 ν<sub>i</sub> : coeficiente de Poisson do material i

} (obtidos experimentalmente)

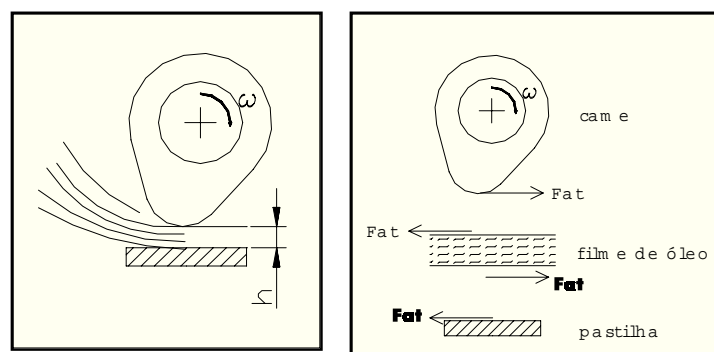
Como o sistema é lubrificado e as duas superfícies são não conformes, pode-se admitir que a área de contato será ampliada, em relação a um contato seco. Esta área de contato lubrificada pode ser descrita por:

$$A_L = k_L \cdot A_{HERTZ} \quad (3)$$

onde: k<sub>L</sub> : constante de lubrificação (para este trabalho será utilizada uma margem de aplicação desta constante entre 1 e 3, por considerar que o sistema trabalha em um regime EHD de lubrificação).

Como a espessura do filme (da ordem de microns) é muito pequena quando comparada às curvaturas da superfície do came, supõe-se que o filme de óleo “enxerga” este contato como plano e de área constante nos contatos came-pastilha e pastilha-fluido.

Também, admite-se que a força de atrito nesses contatos é constante.



**Figura 3:** Esforços atuantes no sistema

Com isso, considerando que o fluido seja newtoniano tem-se:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dV}{dy} \quad (4)$$

onde:  $\mu$  : viscosidade do óleo

$V$ : velocidade do óleo na direção de Fat

$y$ : coordenada na direção da espessura do filme de óleo (h)

sendo:

$$\tau = \frac{Fat}{A_L} \quad (5)$$

Tem-se que a tensão de cisalhamento é constante em todo o filme de óleo e assim o perfil de velocidades é linear com  $y$ , resultando em (6).

$$\frac{dV}{dy} = \frac{\Delta V}{\Delta y} = \frac{V}{h} = \frac{\omega \cdot R}{h} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot R}{h} \quad (6)$$

onde  $n$  é a rotação do came em rpm,  $h$  é a espessura do filme e  $V$  a velocidade periférica do came . Portanto:

$$Fat = A_L \cdot \mu \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot R}{h} \quad (7)$$

Segundo Hutchings (1992), para um regime elasto-hidrodinâmico e um contato não-conforme, o filme de óleo  $h$  é dado por:

$$h = 2.8 \cdot R^{0.77} \cdot \mu^{0.65} \cdot V^{0.65} \cdot E^{-0.44} \cdot N^{-0.21} \quad (8)$$

Desta maneira, o modelo de atrito proposto por este artigo é dado por:

$$Fat = k_{at} \cdot \mu^{0.35} \cdot R^{0.247} \cdot E^{-0.227} \cdot N^{0.877} \cdot n^{0.35} \quad (9)$$

onde:  $k_{at}$  (constante de atrito) =  $9,699 \cdot 10^{-2} \cdot k_L$

#### 4. MODELO DE DESGASTE

Admite-se que a perda de massa do sistema ocorre no regime moderado e que esta se dá pelo mecanismo de desgaste oxidativo (Quinn, 1992). O contato ocasional entre asperezas gera picos de temperatura que provoca a formação e aumento da camada de óxido. Parte destas camadas são removidas da interface pelas tensões tangenciais (cisalhamento) e levadas pelo lubrificante, causando assim a perda de massa do sistema.

O esforço responsável pelo arrancamento destes óxidos é a força de atrito. Importante ressaltar que a remoção de material e a mudança de temperatura da interface devem acontecer em situações críticas do sistema, isto é, em que o filme de óleo atinge espessura mínima situando-se na condição de lubrificação limite, proporcionando o contato metal-metal. Admite-se que esta formação e arrancamento de óxidos não modifica as propriedades inerentes ao sistema, como módulo de elasticidade equivalente, que são válidas para os dois modelos propostos (atrito e desgaste), não havendo mudança significativa durante o processo de perda de massa.

Na interface em que ocorre a perda de massa, há a atuação da força de atrito ( $Fat$ ) e da força normal ( $N$ ). Estas agem sobre a área de contato ( $A_L$ ) com uma determinada velocidade relativa entre came e seguidor ( $V$ ). A perda de material se dá pela ação de uma potência que pode ser expressa por duas formas: Potência de arrancamento ( $Pot_{arr}$ ) e Potência de atrito ( $Pot_{at}$ ), dadas por (10) e (11) respectivamente.

$$Pot_{arr} = \tau \cdot q = \frac{Fat}{A_L} \cdot q \quad (10)$$

$$Pot_{at} = Fat \cdot V \quad (11)$$

onde:  $q$ : volume de material arrancado por unidade de tempo

A área de contato lubrificada ( $A_L$ ) continua sendo dada por (3) e como:

$$V = \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot R \quad (12)$$

tem-se que:

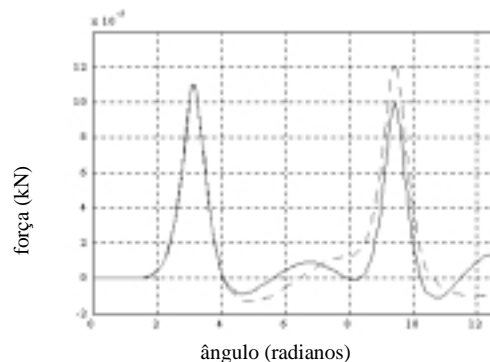
$$q = k_q \cdot R^{5/3} \cdot E^{-2/3} \cdot N^{2/3} \cdot n \quad (13)$$

onde:  $k_q$  (constante de desgaste) =  $8,644 \cdot 10^{-2} \cdot k_L$

A hipótese de que as potências de arrancamento e atrito são iguais deve ser verificada experimentalmente, pois existe a questão da geração de calor responsável pela formação de óxidos antes do arrancamento do material, a qual absorveria parte da potência de atrito para essa geração de calor. Para esta validação dos modelos encontra-se em desenvolvimento uma bancada de testes, onde poderão ser coletadas informações em breve. Considerando o estado da arte atual, são apresentados os resultados de simulação numérica.

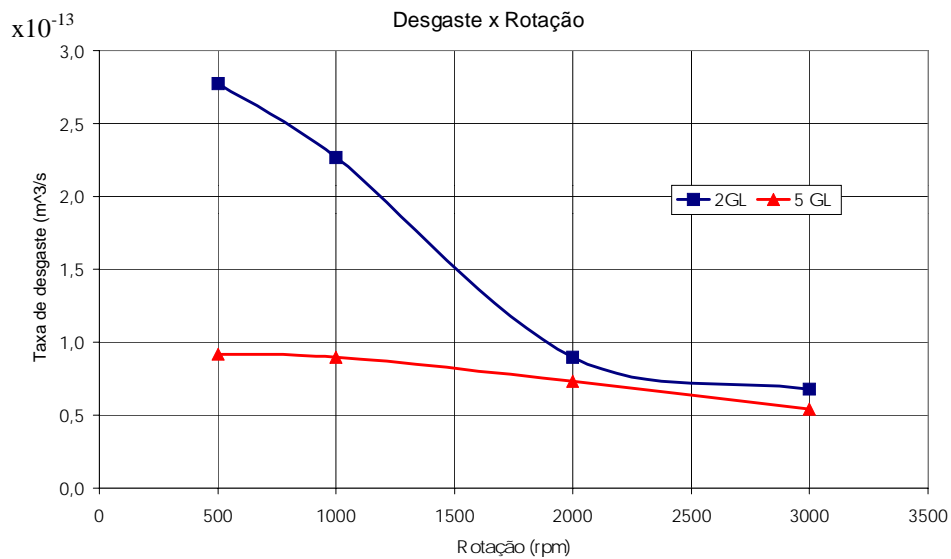
## 5. RESULTADOS

Como resultados deste trabalho foram calculadas a taxa de desgaste e a potência de atrito para diferentes rotações. Estes valores serão calculados em dois ciclos de rotação do came e a potência de atrito e a taxa de desgaste serão dados pela média integral das curvas resultantes de cada simulação. Para isso, foi utilizado o modelo dinâmico apresentado anteriormente, do qual se obtém a carga normal (veja Figura 4) a entrar nos modelos de atrito e desgaste.



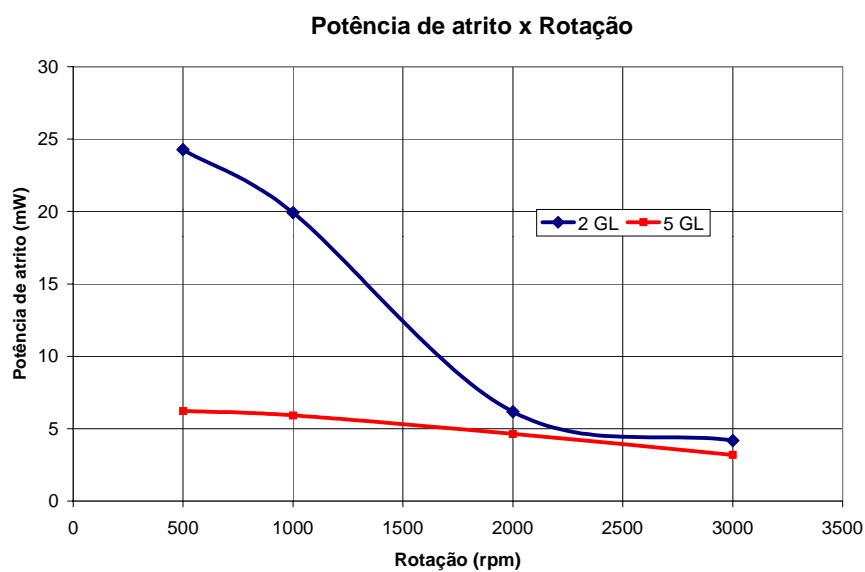
**Figura 4:** Gráfico da Força Normal. (- - -) 5GL; (—) 2GL; 3000rpm.

É interessante notar que as curvas de resultados dos modelos aqui apresentados, taxa de desgaste (Figura 5) e potência de atrito (Figura 6), apresentam semelhança geométrica com os resultados apresentados em Uehara e Padovese (1999), que utilizam modelos de Coulomb (atrito) e Archard (desgaste).



**Figura 5:** Respostas de desgaste para os diferentes níveis de discretização.

Para ambas respostas (Figuras 5 e 6), é possível notar que há uma queda nos valores quando há aumento da rotação, isto é justificado pela importância da rotação na ação dinâmica do sistema, observado no modelo dinâmico do qual é extraída a carga normal. Este resultado corresponde ao observado na literatura quanto ao desgaste (curva de Stribeck; Hutchings, 1992). No caso da curva de atrito, é previsto na literatura que após um determinado aumento da velocidade, o decaimento da curva cesse e inicie um aumento do atrito novamente decorrente da dissipação de energia no fluido em altas velocidades. Importante notar que os resultados aqui levantados apresentam valores médios obtidos em dois ciclos de revolução do came, sendo limitada a rotação em 3000 rpm como máxima, mas



**Figura 6:** Respostas de Potência de atrito para diferentes níveis de discretização.

este fenômeno poderá ser melhor analisado quando da obtenção de resultados experimentais a serem coletados na bancada de teste em desenvolvimento.

## 6. CONCLUSÕES

Os modelos de atrito e desgaste aqui propostos possuem a vantagem de levar em consideração diversos parâmetros inerentes ao sistema (rotação, material, lubrificação, dinâmica), o que não é observado em modelos convencionais, como Coulomb (força de atrito:  $F_{at} = \mu \cdot N$ ) e Archard (desgaste:  $Q = k \cdot N/H$ ). Nestes modelos, existem constantes com valores de aplicação com ordens de grandeza bastante variadas, em especial a constante  $k$  do modelo de Archard. Nos modelos aqui apresentados também há uma constante desta natureza, mas com um escopo de aplicação mais restrito ( $1 < k_L < 3$ ).

Estes modelos necessitam de validação experimental. Para isto uma bancada de testes está em desenvolvimento, podendo ser coletados dados num futuro próximo.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para este trabalho. Em especial aos membros da equipe do Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica da USP pela experiência compartilhada e pelo espaço fornecido. Lembrando que a primeira versão deste trabalho foi apresentada na disciplina *Introdução à Tribologia* do curso de graduação do departamento da Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

## 8. REFERÊNCIAS

- Bagci, C. and Kurnool, S., 1997, "Exact Response Analysis and Dynamic Design of Cam Follower Systems Using Laplace Transforms", *Journal of Mechanical Design*, vol. 119.
- Chen, F.Y., 1982, "Mechanics and Design of Cam Mechanisms", Pergamon Press, New York, USA.
- Hutchings, I.M., 1992, "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", Edward Arnold, London, England.
- Kano, M. and Kimura, Y., 1993, "Quantitative analysis of cam follower wear in relation to various material properties", *Wear*, vol. 162, pp. 897-905.
- McCool, J. I., 1988, "The Distribution of Microcontact Area, Load, Pressure, and Flash Temperature under the Greenwood-Williamson Model", *Transactions of the ASME*, vol. 110, pp. 106-111.
- Pisano, A.P. and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam Follower System", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 105, pp. 692-704.
- Pisano, A.P., 1984, "Coulomb Friction in High-Speed Cam Systems", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 106, pp. 470-474.
- Quin, T.F.J., 1992, *ASM Handbook*, vol. 18, pp. 280-287.
- Schey, J.A., 1983, "Tribology in Metalworking Friction, Lubrication and Wear", American Society for Metals, Ohio.
- Tomanik, E., 1993, "Simulação do Movimento Axial dos Anéis de Pistão", Dissertação de mestrado, 80p., Escola Politécnica – Universidade de São Paulo, Brasil.
- Uehara, S. and Padovese, L.R., 1999, "A Dynamical Study of a Cam Follower System", XX CILAMCE, São Paulo, Brazil.

# ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO TIPO VOLUME DE AR CONSTANTE (CAV) E VOLUME DE AR VARIÁVEL (VAV) MULTIZONAS OPERANDO EM CLIMA QUENTE E ÚMIDO

**César Augusto Gomes dos Santos**

**Jorge Emanuel Corrêa**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil – E.mail: gsantos@ufpa.br

## Resumo

Neste trabalho é feita uma análise comparativa do ponto de vista do consumo de energia em sistemas de climatização com volume de ar constante (CAV) e volume de ar variável (VAV) multizonas, usados para prover o conforto térmico em edificações. O programa computacional *HVAC2KIT* foi utilizado na simulação. Resultados de taxas de transferência de calor sensível e latente na serpentina de resfriamento e desumidificação, potência do ventilador de insuflamento, taxas de transferência de calor nas serpentinas aquecimento terminal e consumo de energia são obtidos e analisados para condições climáticas da cidade de Belém do Pará-Brasil (1° 27' Lat. Sul, 48° 48' Long. Oeste), que apresenta clima tipicamente quente e úmido durante todo o ano.

**Palavras-chave:** Simulação, Climatização, Ar condicionado, Edificações, Energia.

## 1. INTRODUÇÃO

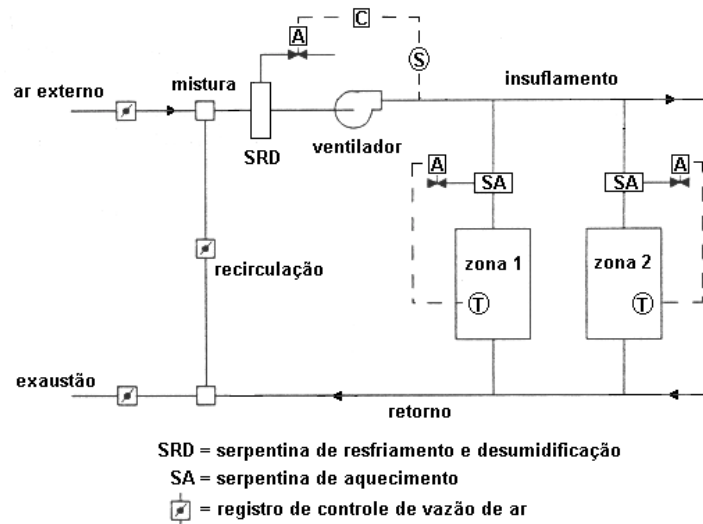
Desde a última crise mundial do petróleo na década de 80, o aumento de preço da energia deixou claro para os fabricantes a necessidade de produzir equipamentos mais econômicos, caso desejassem manter e ampliar o mercado consumidor. O consumo de energia, que já era um fator importante na tomada de decisão sobre investimentos em ar condicionado tornou-se então crítico, quer para edifícios novos ou na revitalização de sistemas já instalados (Peixoto *et al.*, 1990). Segundo Andrade (1994), a economia de energia em sistemas de ar condicionado para conforto pode ser obtida pela redução das cargas térmicas no ambiente condicionado, instalação de equipamentos mais sensíveis às condições do ar externo e cargas térmicas, e uso de fontes alternativas de energia (solar, eólica, etc) como auxiliares. Assim, o presente artigo compara o desempenho dos sistemas multizonas CAV (*Constant Air Volume*) e VAV (*Variable Air Volume*), visando identificar o potencial de economia de energia que é possível obter pelo uso de cada um deles.

## 2. SISTEMA CAV (*Constant Air Volume*) MULTIZONA

O sistema CAV multizona é mostrado na Fig. 1. Para reduzir a carga na serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD) uma porcentagem grande da vazão de ar insuflado é recirculado e misturado com ar externo de ventilação. O ventilador mantém a vazão de ar constante. O sensor de controle S, na saída do ventilador, mantém a temperatura do ar em torno de 13 °C, geralmente suficiente para atender as exigências de carga térmica de todas as zonas envolvidas em sistemas para conforto. Antes de ser insuflado o ar passa por uma serpentina de aquecimento (SA), que é acionada pelo termostato da zona térmica



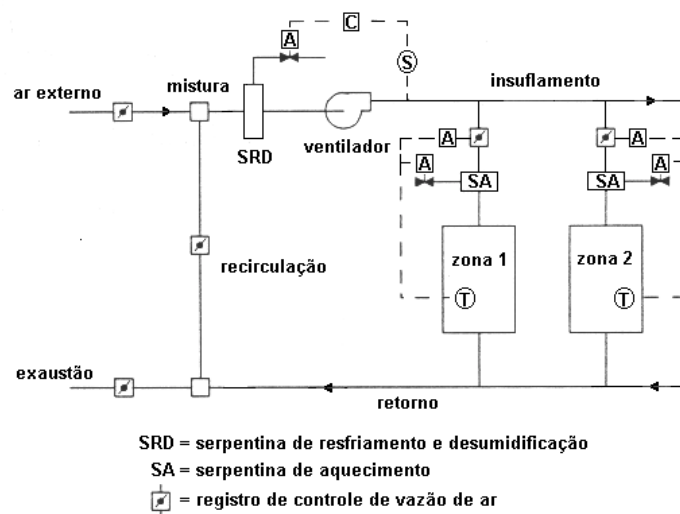
correspondente, para controlar a temperatura de insuflamento do ar caso a carga térmica atinja um valor parcial muito baixo, impedindo que a temperatura desejada naquela zona térmica seja mantida. Este sistema é extremamente sensível às variações das condições do ar externo a da carga térmica, proporcionando um excelente controle da temperatura em cada zona térmica.



**Figura 1.** Esquema do sistema de vazão de ar constante (CAV) multizona.

### 3. SISTEMA VAV (*Variable Air Volume*) MULTIZONA

O sistema VAV multizona apresenta um esquema bastante semelhante ao CAV, como pode ser visto na Fig. 2. A diferença marcante é que o termostato de cada zona térmica controla não só uma serpentina de aquecimento como um registro de controle de vazão de ar em cada zona. A vazão de ar no ventilador é reduzida de acordo com a carga parcial. Entretanto, a vazão mínima de ar insuflado deve satisfazer às exigências de renovação de ar em cada zona térmica. Por isso, ao atingir essa vazão mínima, sem que a temperatura desejada na zona térmica seja mantida, o termostato aciona a serpentina de aquecimento para controlar a temperatura de insuflamento.



**Figura 2.** Esquema do sistema de vazão de ar variável (VAV) multizona.

## 4. METODOLOGIA

Para a realizar as simulações foi utilizado o programa computacional *HVAC2KIT* (Brandemuehl et al., 1993) desenvolvido pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)* para análise em regime permanente de equipamentos e sistemas de condicionamento de ar. Os sistemas em questão serão simulados hora-a-hora, entre 8:00 e 18:00 horas de um dia de projeto. Na zona 1 a temperatura é mantida a 25 °C (*setpoint*) e na zona 2 a 22 °C (*setpoint*), com ambas tendo umidade relativa de 60 %. Para que a comparação seja válida, as condições de projeto internas e externas e as cargas térmicas sensível e latente em cada zona térmica devem ser idênticas em cada hora de simulação. As cargas térmicas latentes em cada zona são constantes e iguais a 7,5 kW na zona 1 e 5 kW na zona 2. A Tab. 1 apresenta os dados usados nas simulações dos sistemas CAV e VAV, em cada hora de um dia de projeto em Belém do Pará.

**Tabela 1.** Dados usados na análise dos sistemas CAV e VAV, para cada hora de um dia de projeto.

Hora do dia	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$T_{AE}$ (°C)	24,1	25,4	26,9	28,6	30,2	31,4	32,2	32,5	32,2	31,5	30,4
$W_{AE}$ (g <sub>v</sub> /kg <sub>a</sub> )	15,6	16,4	17,0	18,7	20,7	21,7	22,7	22,7	22,7	21,7	20,7
CS 1 (kW)	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
CS 2 (kW)	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
CS1 e CS 2 = carga térmica sensível na zonas 1 e 2											
$T_{AE}$ , $W_{AE}$ = temperatura de bulbo seco e umidade absoluta do ar externo											

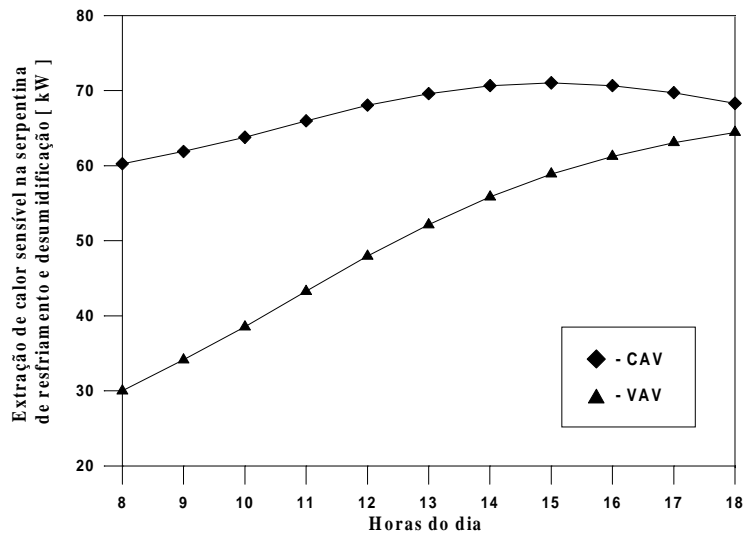
Do mesmo modo que existem razões de conforto térmico que implicam numa determinada condição de insuflamento, as exigências de qualidade do ar interior determinam que a quantidade de ar insuflado contenha certa porcentagem ar externo. Em situações de operação sob cargas parciais, para o sistema CAV, se  $T_{AE} > setpoint$  tem-se 20% de ar externo e 80% recirculado; se  $T_{AE} < setpoint$  a vazão de ar insuflado é 100% de ar externo. No sistema VAV, uma vazão mínima de ar insuflado é especificada, para não comprometer a ventilação nas zonas e acima dessa vazão tem-se 20 % de ar externo.

## 5. ANÁLISE DE RESULTADOS

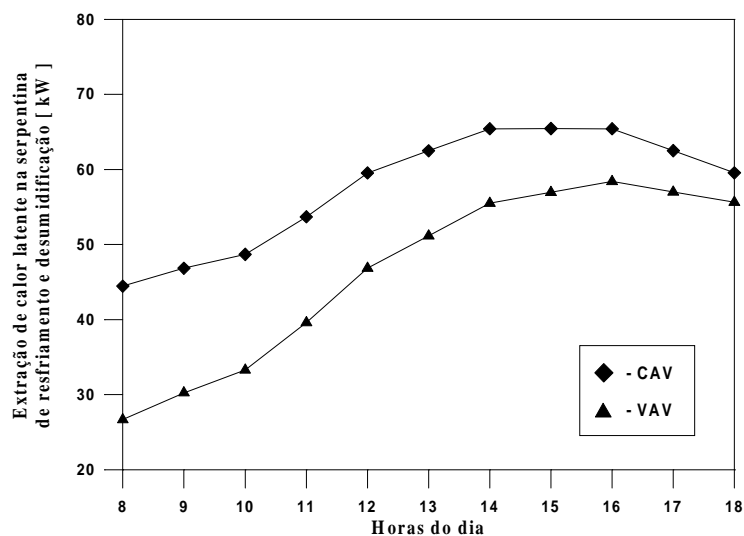
**Extração de calor sensível e latente na serpentina de resfriamento e desumidificação.** A Figura 3 mostra a extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação entre 8:00 e 18:00 horas, para os sistemas CAV e VAV. Em ambos há um aumento desses valores, porém os correspondentes ao CAV são sempre maiores. Observa-se que no início do dia a diferença é de 30 kW, e ao longo do dia esta diferença vai diminuindo atingindo 3,9 kW às 18 horas. A Figura 4 mostra a extração de calor latente. Aqui, tal como acontece com o calor sensível, os valores crescem ao longo do dia e os correspondentes ao CAV são sempre maiores. Tanto na extração de calor sensível como na de calor latente, o sistema VAV ajusta-se melhor às variações de carga térmica e às mudanças nas condições de temperatura e umidade absoluta do ar externo. Em consequência, o sistema VAV necessita de menor capacidade de resfriamento total e menor consumo de energia do que o sistema CAV, em condições de operação semelhantes.

**Adição de calor da serpentina de aquecimento.** A Figura 5 mostra a adição de calor sensível nos sistemas CAV e VAV. Neste último, não houve necessidade de adição de calor em

nenhuma condição de operação. No sistema CAV, a adição de calor diminui ao longo do dia, variando entre 60 e 10 kW. Esta redução ocorre porque há um aumento gradativo das cargas sensíveis nas zonas térmicas, diminuindo assim o aquecimento artificial exigido. Tal adição de calor é indesejável, visto que provocará um aumento da extração de calor na serpentina de resfriamento e desumidificação e do consumo de energia.

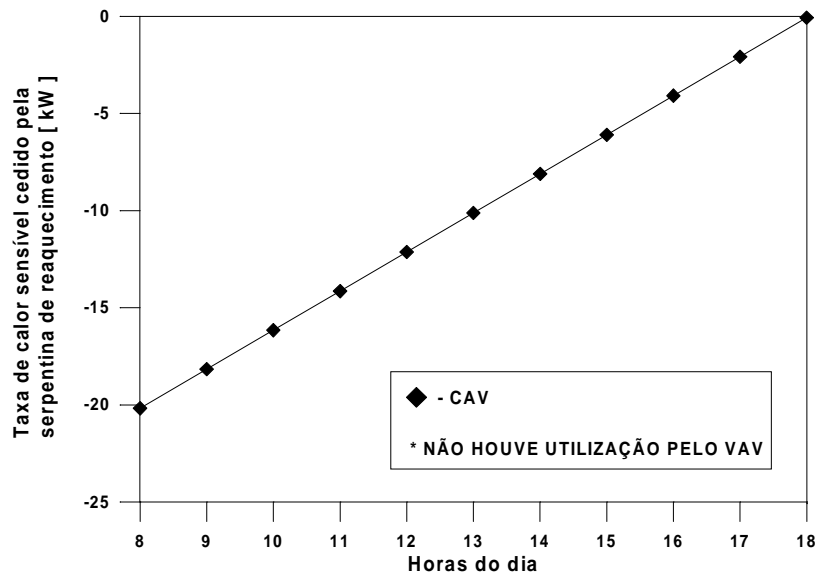


**Figura 3.** Extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação.

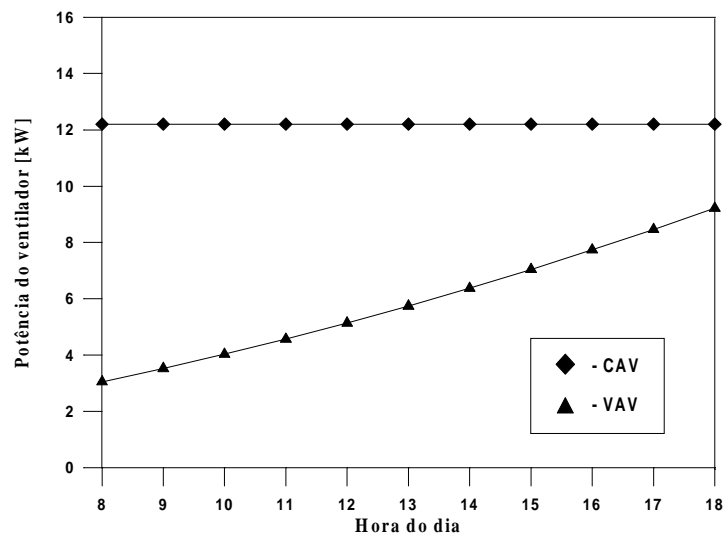


**Figura 4.** Extração de calor latente na serpentina de resfriamento e desumidificação.

**Potência do ventilador.** A Figura 6 mostra a potência no ventilador de insuflamento. Para o sistema VAV, o aumento na potência consumida no ventilador acompanha o aumento das cargas térmicas nas zonas em função do aumento gradual de vazão. Por outro lado, como o sistema CAV opera com a vazão de ar constante não ocorrem alterações na potência consumida. Apesar do aumento de consumo observado no sistema VAV, este não se equipara ao consumo para CAV, mesmo em cargas de pico.



**Figura 5.** Adição de calor sensível da serpentina de aquecimento



**Figura 6.** Potência do ventilador de insuflamento.

## 6. CONCLUSÕES

Comparado ao sistema CAV, a utilização do VAV para obtenção de condições de conforto em ambientes condicionados permite uma redução no consumo de energia, pois a capacidade de refrigeração da serpentina de resfriamento e desumidificação, que está relacionada diretamente com a potência elétrica necessária para acionar o compressor do sistema de refrigeração, é menor, considerando as mesmas condições de operação.

A possibilidade de variar a vazão de ar insuflado até um valor mínimo estabelecido, possibilitou que no sistema VAV não fosse utilizada a serpentina de aquecimento, enquanto que no CAV a adição de calor artificial variou de 60 a 10 kW.

Este mesmo fato foi responsável pela menor potência exigida pelo ventilador do sistema VAV, a qual, apesar do aumento gradativo não se equipara ao sistema CAV.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- Corrêa, J. E., Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, tese de doutorado, NRVA (Núcleo de pesquisa em refrigeração, ventilação e ar condicionado), Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.,1998.
- ASHRAE, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA, 1996.
- Andrade, J.A., *Economia de Energia em Sistemas de Climatização com Arrefecimento Gratuito*. III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste - Belém – PA – Brasil., 1994.
- Peixoto, R.A. ; Paiva, M.A.; Chin, C.C.; Cespedes, J.F.P., *Modelagem e Simulação Matemática de Sistemas Centrais de Ar Condicionado Visando a Análise e Previsão do Consumo de Energia*. III Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Itapema – SC – Brasil, 1990.
- Brandemuehl, M.J., *Algorithms and Subroutines for Secondary HVAC System Energy Calculations*. Edited by ASHRAE, Atlanta – USA, 1993.
- Stoecker, W. F., *Design of Thermal Systems*, New York, McGraw-Hill Co.,1989.
- ASHRAE. 1989. Outside Air Requirements. *ASHRAE Standard 62-1989*.
- Stoecker, W.; Jones, J.W. , *Refrigeração e Ar Condicionado*. Ed. McGraw Hill, São Paulo – Brasil, 1985.
- *Dados Climatológicos da Cidade de Belém do Pará* . INMET - Instituto Nacional de Meteorologia.

# EVALUATION OF THE HEAT TRANSFER LEVEL IN SYSTEMS OF CLIMATIZATION TYPE CONSTANT AIR VOLUME (CAV) AND VARIABLE AIR VOLUME (VAV) MULTIZONE OPERATING IN HOT AND HUMID CLIMATE

## Abstract

In this work it is made a comparative analysis of the energy consumption in climatization systems with constant air volume (CAV) and variable air volume (VAV) multizone, used to provide the thermal comfort in constructions. The software HVAC2KIT developed by American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning (ASHRAE) was used in the simulation. Results of transfer rates of sensible and latent heat in the cooling and desumidification streamer, fan power and transfer rates in the terminal heating streamer are obtained and analyzed for climatic conditions of the city of Belém of Pará-Brazil (1°27 ' Lat. South, 48° 48 ' Long. West), that presents climate typically hot and humid during all the year.

**Word-key:** Simulation, Climatization, Air Conditioning, Constructions, Energy.

## MECANISMOS DE FADIGA DE CONTATO EM DISCOS DE AÇO AISI 52100

**João Telésforo Nóbrega de Medeiros** - [jtelesforo@yahoo.com](mailto:jtelesforo@yahoo.com)

UFRN, Professor do Dep. Eng. Mecânica - Natal - Rio Grande do Norte, Brasil

EPUSP, Aluno de Doutorado do Lab. de Fenômenos de Superfície - São Paulo, Brasil

**Deniol Katsuki Tanaka** - [dktanaka@usp.br](mailto:dktanaka@usp.br)

**Amilton Sinatora** – [sinatora@usp.br](mailto:sinatora@usp.br)

Prof. Associado Doutor da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica - Laboratório de Fenômenos de Superfície – São Paulo, Brasil

### ABSTRACT

The contribution of this paper is to discuss some of the damages and mechanisms that can promote the contact fatigue. Two distinct groups of damage are conceptualized, according with Tallian [1992]: *spalling* and *surface distress*. Experimental results obtained to a life range of  $1.53 \times 10^6$  and  $1.25 \times 10^7$  cycles (rolling distances between 721 and 5890 km), from disc-disc testings of heat treated AISI 52100 specimens (58 to 141 km/h, 2.23 to 2.81 GPa) are used to illustrate some of these mechanisms. The composition of steel specimens was 1.121%C, 0.268%Si, 0.384%Mn, 0.016%P, 0.014%S, 1.423%Cr, 0.035%Ni, 0.003%Cu, 0.005% Ti, 0.005%Mo, 0.005%N. It was identified the presence of inclusions such as undissolved carbides, sulfites and nitrides in the martensitic matrix. Are shown damaged surfaces and detached debris during a test and thermal crack patterns associated with the contact fatigue, analyzed by SEM and EDS.

*Key-words: Tribology - Contact fatigue - Mechanisms - Spalling - AISI 52100 Steel*

### 1. INTRODUÇÃO

Em 1998, a Comissão de Fadiga de Materiais da Sociedade Francesa de Metalurgia e Materiais ([sfmm@wanadoo.fr](mailto:sfmm@wanadoo.fr)) promoveu sua 17ª Jornada de Primavera, que naquele ano enfocou a Fadiga de Contato. No prólogo dos anais, A. BIGNONNET e P. MERRIEN justificam a crescente atenção dispensada ao tema pela constatação de que “40% das rupturas de sistemas mecânicos devidas à fadiga decorrem do contato entre duas superfícies”. Esse dado, convertido em custo, é elevado e tem desafiado pesquisadores em torno de vários aspectos do problema do contato entre superfícies sólidas que, segundo DANG VAN e MAITOURNAM [1998:1(1)], situam-se entre os mais importantes e difíceis de estudar.

O objetivo deste trabalho é apresentar mecanismos de falha atuantes na fadiga de contato de rolamento com pequenos deslizamentos (inferiores a 1,0 %) e alguns danos típicos.

### 2. CONCEITUAÇÃO E FENOMENOLOGIA DO CONTATO CÍCLICO

*Fadiga de contato* é o processo de gênese e propagação de danos superficiais e subsuperficiais nos materiais, induzido pelo sistema que os confina, sob solicitações e deformações cíclicas devidas ao contato de rolamento e/ou deslizamento entre superfícies.

Na solução obtida por Hertz, as tensões e as deformações na superfície e subsuperfície de contato, ambas compondo a *região hertziana*, são função da carga, geometria e propriedades elásticas dos dois corpos em contato. A essa visão, cresceu Way [1935] a importância da microestrutura dos materiais e fez escola entre os metalurgistas. Daí a observação de Pronikov [1981: 122-3], ao avaliar danos relativos a diversos tipos e concepções de contato:

*“em muitos casos, a influência dos fatores de projeto sobre a forma de uma superfície desgastada, mostra-se maior do que a influência da natureza do desgaste em materiais”.*

Gras e Inglebert [1998] também destacam a importância do conhecimento da geometria do contato (concepção, construção e funcionamento), carga, velocidade, materiais, estado das superfícies e lubrificantes, interagentes na vida à fadiga de contato das superfícies envolvidas.

A teoria hertziana, intrinsecamente elástica e estática, tem sido extrapolada ao regime plástico ou ao *contato cíclico* de rolamento ( GOLDSMITH [1960: 82-90] e JOHNSON [1989: 90-106] ). Algumas correções teóricas ou experimentais vêm sendo incorporadas à modelagem original de Hertz, como discutem Voskamp [1985] e Jiang e Sehitoglu [1996].

A predição de falha por fadiga de contato e a compreensão dos mecanismos nela interagentes têm desafiado pesquisadores ao longo do tempo. Weibull [1951, 1962] justifica esse tipo de dificuldade à ocorrência de tensões extremamente elevadas concentradas em pequenos volumes caracterizados por um conjunto de variáveis, aleatórias por natureza. Nesse sentido, considera a etapa experimental indispensável à complementação e evolução da base teórica já desenvolvida.

Littman e Widner [1966], apesar de reconhecerem que os seus “*mecanismos não são bem compreendidos*”, atribuem aos fatores abaixo a origem da maioria desse tipo de falha:

- a) Presença de inclusões (frequência e severidade de óxidos ou outras inclusões duras);
- b) Concentração geométrica de tensões (desalinhamentos e deflexões; possíveis efeitos da espessura do filme lubrificante);
- c) Origem em superfícies pontuais, PSO (lubrificante com baixa viscosidade, filmes finos EHL relativamente às asperezas das superfícies em contato, relação deslizamento / rolamento, magnitude da força tangencial);
- d) *Pitting* superficial (baixa pressão hidráulica do filme lubrificante, lubrificante com baixa viscosidade, filmes finos EHL relativamente às asperezas das superfícies em contato);
- e) Falha subsuperficial em componentes cementados ( núcleo com baixa dureza, pequena espessura da camada cementada em relação ao raio de curvatura dos corpos em contato).

### **3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

Utilizou-se uma máquina de ensaio de fadiga de contato, do tipo disco contra disco, de procedência inglesa, marca PLINT, modelo TE73. A Tabela 1 apresenta os parâmetros adotados durante um conjunto de quatro ensaios, em que um disco motor, com perfil esférico, largura de 8,0 mm e diâmetro de 150,00 mm acionava, por atrito, um disco movido de igual diâmetro.

O máximo desvio de batida radial dos discos ensaiados e retificados com rebolo de perfil foi 12 µm. A rugosidade superficial pode ser avaliada através das fotos ( MEV ) da microestrutura. O deslizamento, inferido dos tacômetros, situou-se abaixo de 0,5%.

Utilizaram-se dois esquemas distintos de tratamento térmico para o aço AISI 52100 (Tabela 1), resultando em dureza compreendida entre 58 e 63 Rockwell C. Antes de cada ensaio, os discos eram desmagnetizados e limpos com acetona.

As figuras 1 e 2 apresentam as superfícies das pistas dos discos motores e movidos após ensaiadas. As Tabelas 1 e 2 associam essas figuras a cada disco e condições de ensaio.



**Tabela 1** - Variáveis medidas ou avaliadas nos ensaios disco-disco

Ensaio	Material Disco Motor	Material Disco Movido	Rotação (RPM)	Pressão Hertz (GPa)	Vida (milhões ciclos)
01	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) <b>Fig. 1(a, b, c)</b>	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) <b>Figuras 1(d, e, f)</b>	2050 a 3000 rpm até 6,5 milhões de ciclos; 4100 rpm até o final	2,23 até 5,7m.ciclos; 2,58 a 2,81 até 7,0 milh..ciclos após, 2,23	11,82  Distância percorrida pelos discos: <b>5574 km</b>
02	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) <b>Fig. 1(g, h, i)</b>	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) <b>Fig. (1j, k, l)</b>	5000 rpm até 700 mil ciclos; Entre 2000 e 2500 até 1,2 milhões de ciclos; Entre 5000 e 2500 rpm até o final	2,23	12,45  Distância percorrida pelos discos: <b>5867 km</b>
03	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) <b>Fig. 2(a, b, c)</b>	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) <b>Fig. 2(d, e, f)</b>	5000 rpm até o final	2,23	12,5  Distância percorrida pelos discos: <b>5890 km</b>
04	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) <b>Fig. 2(g, h)</b>	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) <b>Fig. 2 (j, k)</b>	5000 rpm até o final	2,23  <b>“Debris”: Figuras 2(i, l)</b>	1,53 [devido à poligonização do disco movido] Distância percorrida pelos discos: <b>721 km</b>

Variaram, durante os ensaios, a umidade relativa do ar (42 a 70%) , a temperatura ambiente ( 16 a 30 °C ) e a temperatura na circunvizinhança do contato ( em um diâmetro da ordem de 22 mm ), medida por pirômetro ótico, variou numa faixa de 63 a 134 °C.

O ensaio número 1 foi exploratório para o aço AISI 52100. Desejava-se observar o comportamento da máquina disco-disco, e seu nível de vibração em função da carga e velocidade dos discos, através de um captador de vibração que equipa o tribômetro e pára o ensaio sob valores limites de amplitude de vibração.

Registraram-se várias paradas no ensaio número 1 comandadas pelo captador, ao que se elevava o seu *threshold*. *Beynon et al.* [1996], em Sheffield, citam haver usado em máquina disco-disco um sensor de correntes parasitas para registrar a evolução de microtrincas.

O ruído médio aumentou progressivamente com o número de ciclos. O ensaio era encerrado a níveis intoleráveis de ruído continuado ( sinal flutuando entre 115 e 120 dB).

#### 4. ASPECTOS DAS SUPERFÍCIES APÓS ENSAIADAS

Cada pista de rolamento apresentada girava de baixo para cima da foto. As estrias regulares paralelas que aparecem em algumas fotos [ 1 (a, b, c, d, e, h) e 2 (d, g) ] advêm do processo de retificação das superfícies, em que se utilizou um rebolo de perfil com reentrância circular e raio de  $75 \pm 3$  mm, de modo a assegurar aos discos um perfil aproximadamente esférico.

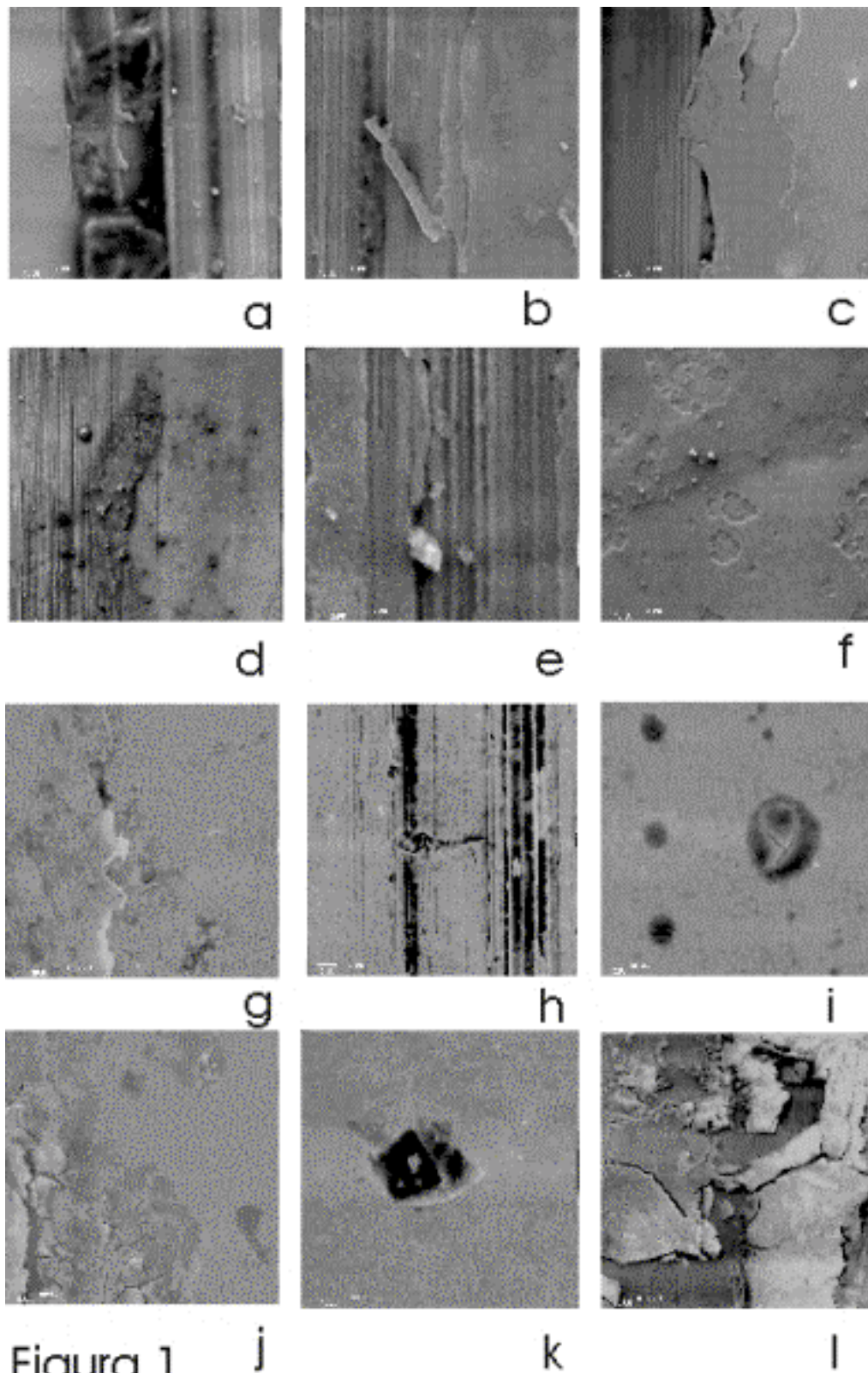


Figura 1 Os discos motores estão nas fotos 1 (a, b, c, g, h, i) e 2 (a, b, c, g, h); os contracorpos respectivos, os discos movidos, encontram-se nas fotos 1 (d, e, f, j, k, l) e 2 (d, e, f, j, k) e *debris* do ensaio número 4 mostram-se nas fotos 2 (i, l). A Tabela 2 descreve os tipos de falha e cita possíveis mecanismos atuantes.

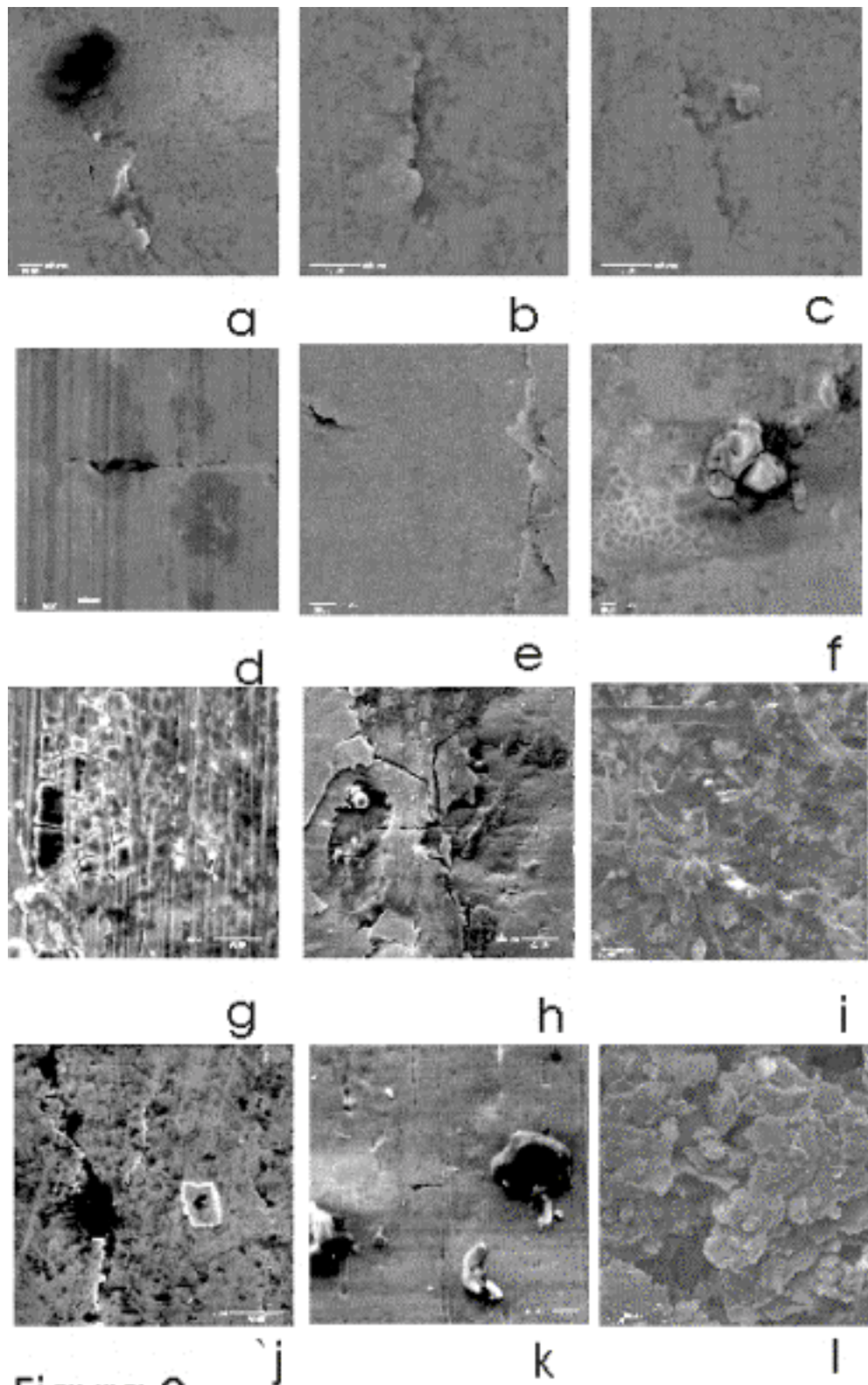


Figura 2

**Tabela 2** - Identificação de trincas e/ou danos nas superfícies ensaiadas

	<b>Figura 1</b>	<b>Figura 2</b>
<b>a</b>	A região escura e larga, central, cerca de 30 $\mu\text{m}$ de espessura, é a interface entre a pista, sob contato cíclico, e sua borda direita, onde não	Pista se deforma plasticamente de acordo com o Modo I e encrua, atinge o limite de resistência à fadiga do material e se habilita a

	há contato. A concentração de tensões é intensificada, na etapa de surgimento de trincas, CFS, pela rugosidade superficial, desvios de forma, inclusões e tensões residuais oriundas da retificação, promovendo o dano mostrado.	formar <i>debris</i> lamelares, como na foto (c) à direita. Há um ângulo da ordem de 15° que sugere uma distorção do plano tangente ao contato nos discos motor e movido em relação ao plano que contém os dois discos
<b>b</b>	Pista se deforma plasticamente do centro para as bordas, encrua, tem comportamento frágil, atinge o limite de resistência à fadiga do material (Modo I da Mecânica da Fratura) e, na borda, formam-se <i>debris</i> lamelares na interface pista / borda esquerda.	Falha de mesma natureza que da foto anterior, mas na direção do movimento do disco
<b>c</b>	Dano cíclico na subsuperfície da borda da pista e, sobre ele, há deformação plástica da superfície da pista, encruamento, trinca, interação com contornos de grãos (CGI e CCG) e <i>debris</i> .	Idem à foto (a) acima, na fase final de desprendimento de <i>debris</i> após atuação cíclica da tensão de cisalhamento na subsuperfície da pista de rolamento, provocando <i>microspalling</i> de 10 µm
<b>d</b>	Subsuperfície íntegra e fusão superficial de material de <i>debris</i> denota solitação termomecânica na interface pista/borda	Microtrinca transversal de 35 µm na borda da pista movida, similar àquela do disco motor da foto 1(h)
<b>e</b>	Abrasivo (SiC) encravado no disco movido, provável resquíio da retificação, promove microtrinca e sulco na borda da pista	Microtrinca de 40 µm na região de P <sub>máx</sub> de Hertz (esq) geradora de <i>spalling</i> e delaminação em curso (à direita)
<b>f</b>	<i>Microspallings</i> (SDS) na pista de rolamento devidos à tensão de cisalhamento máximo na subsuperfície, superando o valor local da resistência do material	Dano promovido por inclusão de partícula dura saliente apresentando, adicionalmente, malha de trincas térmicas na superfície da pista, com <i>mesh</i> entre 5 e 10 µm (disco movido)
<b>g</b>	Deformação plástica da superfície da pista, encruamento, trinca, interação com contornos de grãos (CGI e CCG) e <i>debris</i> na pista de contato entre as superfícies	Malha de trincas térmicas na superfície retificada (borda esquerda da pista ) com <i>mesh</i> entre 5 e 20 µm (disco motor)
<b>h</b>	Microtrinca transversal de 15 µm na borda da pista, possível de ser promovida por intensificadores de tensão e pela amplitude de deflexão do disco em torno do plano vertical, combinada com abrasão a três corpos, ao longo da vida e	<i>Spalling</i> de 0,18 mm na pista de rolamento do disco motor, , apresentando trincas em processo em várias direções e danos na superfície e nas camadas subsuperficiais
<b>i</b>	Sucessão de <i>pittings</i> de 2,0 µm de diâmetro na direção circunferencial da pista do disco motor, e, à direita, trincas de fadiga térmica no fundo de um <i>pitting</i> - gênese de <i>microspalling</i>	Aspecto dos <i>debris</i> formados até 1,13 milhões de ciclos de rolamento, a 5000 rpm, 131°C, 2,23 GPa, constatando-se partículas em bastonetes e “ <i>platelets</i> ”
<b>j</b>	Transição de comportamento dútil / frágil regulada pela combinação e variação do carregamento termomecânico na zona de Hertz (CFP)	Trincas em torno de uma inclusão retangular de 10x20 µm recém expulsa da matriz (à direita)
<b>k</b>	Indentação por partícula dura do contracorpo ou vice-versa	Trincas transversal de 10 µm e longitudinais em pista “suja”
<b>l</b>	<i>Spalling</i> com propagação do dano (CFP) até a superfície da pista, de acordo com os Modos I, II e III da Mecânica da fratura, na região de máxima solitação mecânica	Aspecto dos <i>debris</i> formados entre 1,13 e 1,53 milhões de ciclos de rolamento, a 5000 rpm, 131°C, 2,23 GPa, constatando-se partículas em “ <i>platelets</i> ” - houve poligonização do disco

## 5. DISCUSSÃO DOS MECANISMOS INTERAGENTES

Investigaram-se diversas fontes tradicionais na literatura e buscou-se a confirmação experimental, ou não, de danos e/ou mecanismos relacionados à fadiga de contato.

Bower [1988] afirma que desde que Way [1935] mostrou ser possível produzir trincas de fadiga de contato em laboratório rolando dois discos, um contra o outro, sob carga, os experimentos têm demonstrado que as trincas:

- i) apenas se propagam se um fluido lubrificante for aplicado às superfícies em contato;*
- ii) sempre se propagam na direção do movimento da carga sobre a superfície e, uma vez alterada essa direção, o crescimento das trincas também mudará a sua direção;*
- iii) se houver algum deslizamento relativo entre as duas superfícies em contato, apenas se propagam na superfície movida”.*

As superfícies ensaiadas neste trabalho, sem lubrificação, desautorizam as três assertivas:

- i) houve propagação de trincas sem a presença de lubrificante (figuras 1 e 2);
- ii) o movimento é grandeza vetorial, como também o crescimento das trincas e, assim, dependem de “*driving forces*” locais, como mostram os casos em que as trincas são acionadas por tensões térmicas cíclicas atuando em regiões mecanicamente (micro) confinadas (figuras 1 [i] e 2[f, g]), por mecanismo de abrasão a dois ou três corpos (figuras 1[e, h] e 2[d, e, j, k]), ou, ainda, por associação de mecanismos concentradores de tensão (partículas de segunda fase, como carbonetos e nitretos, inclusões de óxidos, vazios, asperezas), tamanho de grão, fases presentes na matriz (martensita e austenita retida, em aços eutetóides temperados), amplitudes flexionais e torcionais relativas entre as superfícies pontuais, pressão de Hertz local elevada e resistência à fadiga local (figuras 1[a, c, j, l] e 2[a, b, c, h, k]);
- iii) são registros de trincas em discos movidos as figuras 1(a, c, g, h, i) e 2(a, b, c, g, h).

Cheng *et al* [1994] afirmam que as duas etapas seqüenciais constituintes do mecanismo de desenvolvimento de *trincas por fadiga de contato* são o seu início, CFS, e a sua propagação, CFP, caracterizadas, respectivamente, por:

CFS) Uma elevada concentração de tensões cisalhantes associada a microdeformações plásticas em torno de micro-heterogeneidades ou defeitos do material induzem a um acúmulo local de discordâncias nos corpos em contato, provocando o início de microtrincas, que pode surgir na superfície ou na subsuperfície, a uma profundidade rasa ou profunda;

CFP) Um carregamento cíclico solicitante e inferior à tensão de ruptura do material provoca a propagação das microtrincas, cuja taxa de evolução depende do tipo de comportamento de cada material em contato, do campo de tensões aplicadas e das peculiaridades do corte efetuado pelas microtrincas.

Os mecanismos de abrasão a dois e três corpos (figuras 1[e, h] e 2[d]), destacamento e remoção de *debris* da zona de contato interagem em ambas as etapas, CFS e CFP descritas, ampliando os mecanismos relatados por Cheng.

McClintock [1966: 534-5] afirma que os parâmetros associados à concentração de tensões e sua história controlam a zona plástica no entorno de uma microtrinca. À medida em que se detalha a região de uma microtrinca, encontram-se heterogeneidades aos níveis de contorno de grão e subgrãos, discordâncias e átomos. Pode acontecer que a zona plástica no seu entorno seja grande demais, nada afetando na estrutura do material, ou pequena demais, de modo a afetar intensamente essa estrutura.

Segundo SURESH [1996: 296-7], efeitos transientes do crescimento de microtrincas, podem ser associados aos seguintes mecanismos:

CGI) *Interações contorno de grão - ponta da microtrinca*, a qual parará de crescer enquanto houver uma zona plástica mensurável na vizinhança do grão (figura 1[c]) ou voltará a crescer (figuras 1(l) e 2[a, b, c]) quando bandas de escorregamento emanadas de sua ponta possuírem energia suficiente para se entranharem no contorno do grão;

CCG) *Intensificação do fechamento da trinca* com um aumento de seu comprimento (figuras 1(h), 2[d, k]) e com a sua deflexão.

Tallian [1992], *apud* Dumont [1997: 29], distingue a presença de dois grupos de danos identificados nos contatos e que evidenciam a fadiga de contato:

SPA) *spalling* (ing.), *écaillage* (fr.), *abnutzung* (ger.), onde as deformações plásticas indutoras do surgimento e propagação de trincas decorrentes do campo de tensões hertzianas promovem a formação de crateras macroscópicas;

SDS) *surface distress* ( também reportada como *peeling, micro-spalling, delamination wear, micro-pitting, fatigue wear*), *micro-écaillage* (fr.), *mikroabnutzung* (ger.), onde crateras e microtrincas têm ordem de grandeza similar à do perfil de rugosidade superficial, além do contato apresentar superfícies lustrosas.

No que concerne ao material, há consenso entre os estudiosos de fadiga de contato que as trincas que originam o processo podem ser precedidas por, ou seguidas de, transformações microestruturais nos materiais em contato, caracterizadas nos aços por:

DER) uma região de coloração escura ( *dark etching region, der* ) identificada na superfície ou na subsuperfície de contatos fortemente solicitados após uma certa vida;

WER) uma região de coloração branca ( *white etching region, wer* ) identificada na superfície ou na subsuperfície, onde se observa escoamento plástico no material;

WCB) em aços que se caracterizem por uma forte presença de inclusões, uma região de borboletas de coloração branca na vizinhança da região de coloração branca e identificada por Denning e Rice [1963] *apud* Littman e Widner [1966] e por Sanchette [1993] *apud* Dumont [1997] na região subsuperficial do material.

Segundo Voskamp [1985], regiões de coloração escura (DER) e branca (WER) surgem na microestrutura do material após carregamento sob altas tensões, durante um número suficientemente alto de ciclos de tensão. Esse autor credita o surgimento das regiões (DER), de coloração escura, às micromigrações de átomos de carbono provocadas por movimentos de discordâncias, sugerindo uma dependência inerente entre o estado de tensão de cisalhamento e as alterações microestruturais. Em dentes de engrenagens, segundo Clarke [ 1985 ], após ataque com Nital, na região (DER) visualiza-se uma primeira decomposição da estrutura martensítica do aço.

Tallian [1992] em seu *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements*, reeditado pela ASME [ <http://www.asme.org> ], caracteriza as regiões de fase branca (WER) e as borboletas de fase branca (WCB).

Estudando aços-liga, Nélias *et al.* [1998] citam que o principal mecanismo de fadiga de contato por rolamento iniciada na subsuperfície - *zona hertziana* - advém do surgimento (CFS) e propagação (CFP) das microtrincas em torno de inclusões, sejam de óxidos - as mais severas - sejam de carbonetos ou nitretos, sob o efeito de incompatibilidades entre a sua deformação e a da matriz martensítica. Ao longo dos ciclos, em função da magnitude, direção e sentido da pressão de contato, atingido um *limite crítico* de densidade de discordâncias, podem surgir microtrincas sob a forma de uma borboleta (WCB) de fase branca (WER).

Interagem no surgimento (CFS) e propagação (CFP) de trincas na fadiga de contato:

a) Número de ciclos, relação entre deslizamento e rolamento dos corpos em contato, módulo, direção e sentido da força de atrito entre eles;

b) Geometria do contato, carregamento termomecânico, processo de fabricação, definidor da rugosidade superficial, desvios de forma e posição de cada sólido em contato, materiais, massa, rigidez e comportamento dinâmico do sistema, definidores do movimento relativo entre os corpos rolantes.

## 6. CONCLUSÃO

Sob pressão de contato hertziana, dois corpos sólidos, ao rolarem com ou sem deslizamento, submeter-se-ão ao *início e propagação* de falhas, após N ciclos.

As falhas superficiais ou subsuperficiais por fadiga de contato dependem da pressão de contato de Hertz, velocidade, geometria do contato, intensificadores de tensão, limites pontuais de resistência, escoamento e fluência, dureza e processo de fabricação dos materiais e componentes (módulo de elasticidade dos materiais em contato, tratamento térmico, presença, morfologia e densidade de carbonetos e nitretos e inclusões constituídas por óxidos, rugosidade superficial e ondulações nas superfícies de contato).

Este estudo possibilitou:

- 1) Discutir alguns mecanismos de fadiga de contato em corpos sob rolamento e rolamento com pequenos deslizamentos;
- 2) Verificar evidências experimentais que apoiam a discussão de Suresh [1996] sobre microtrincas, ampliar o escopo dos mecanismos apresentados por Cheng *et al.* [1994] e contradizer algumas assertivas de Bower [1988];
- 3) Mostrar que superfícies de aço AISI 52100, rolando por atrito, submetidas a uma pressão de contato inicial de 2,23 a 2,81 GPa e a velocidades constante ou variáveis de até 141 Km/h, após vidas limites compreendidas entre 721 e 5890 Km, apresentaram defeitos nas bordas e margens esquerda e direita da região hertziana, com deformações similares àquelas diretamente submetidas às solicitações termomecânicas da região hertziana do contato;
- 4) Apresentarem-se fotos de danos superficiais (*surface distress*) e subsuperficiais (*spalling*) presentes nos materiais em contato, evidenciando-se que a região das bordas esquerda e direita do contato hertziano são solicitadas termomecanicamente, com deformações similares àquelas diretamente submetidas na região hertziana do contato.
- 5) Mostrar alguns *debris*, partículas desgastadas expelidas da região do contato, parte delas oriundas de um processo de poligonização de um dos discos movidos.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores são agradecidos à CAPES, pela concessão de bolsa a um dos autores, ao professor Dr. André Tchepchin e à física Maria de Fátima Ferreira Neto, do Departamento de Metalurgia-EPUSP, por permitirem a utilização de seu Laboratório de Microscopia Eletrônica de Varredura e Microanálise, ao técnico em metalurgia Leandro José de Paula e à equipe da divisão de Metalurgia do IPT, pelo auxílio na preparação dos corpos-de-prova após os ensaios.

## 8. BIBLIOGRAFIA

- BEYNON, J.H.; GARNHAM, J.E.; SAWLEY, K.J. [1996] Rolling Contact Fatigue of Three Perlitic Rail Steel. *Wear*, v.192: 94-111.
- BOWER, A. F. [1988] The influence of Crack Face Friction and Trapped Fluid on Surface Initiated Rolling Contact Fatigue Cracks. *Journal of Tribology*, v. 110: 704-711.
- CHENG, W.; CHENG, H.S.; MURA, T.; KEER, L.M. [1994] Micromechanics Modeling of Crack Initiation Under Contact Fatigue. *Journal of Tribology*, v. 116: 2-8.
- DANG VAN, K.; MAITOURNAM, H.M.[1998] Modelisation des endommagements de contact. 17<sup>e</sup> Journées de Printemps: Fatigue de Contact. Commission de Fatigue des Matériaux, *SFMM - Société Française du Métallurgie et Materials*.1(1) -1(9).
- DEMKIN, N.B. [1981] The contact of Solids. In: KRAGELSKY, I.V.; ALISIN, V.V. *Friction, Wear, Lubrication - Tribology Handbook*. Moscow, Edit Mir. V. 1. 384 p.



- DUMONT, M.L. [1997] *Etude des endommagements de surface induits par la fatigue de roulement dans les contacts élastohydrodynamiques pour des aciers M50 et 100Cr6*. PhD Thesis. Laboratoire de Mécanique des Contacts, INSA de Lyon, France. 197 p.
- GOLDSMITH, W [1960] *Impact: the theory and physical behaviour of colliding solids*. London, Edward Arnold Publishers Ltd. 379 p.
- GRAS, R.; INGLEBERT, G. [1998] Fatigue de Contact: Endommagements et Simulation. 17<sup>e</sup> Journées de Printemps: Fatigue de Contact. Commission de Fatigue des Matériaux, *SFMM - Société Française du Métallurgie et Materials*. p. 8(1) -8(12).
- JIANG, Y.; SEHITOGLU, H. [1996] Rolling contact stress analysis with the application of a new plasticity model. *Wear*, v.191: 35-44.
- JOHNSON, K.L. [1989] *Contact Mechanics*. Cambridge, C. Univ. Press. 452 p.
- LITTMANN, W.E.; WIDNER, R.L. [1966] Propagation of Contact Fatigue from Surface and Subsurface Origins. *ASME Journal of Basic Engineering*, v. 88: 624 - 636.
- McCLINTOCK, F.A. [1966] The mechanics of elastic-plastic fracture. In: \_\_\_\_\_; ARGON, A. A. [1966] *Mechanical Behavior of Materials*. Reading-MA, Addison-Wesley Publishing. P. 534 - 540.
- NÉLIAS, D.; DUMONT, M.L.; COUHIER, F.; DUDRAGNE, G.; FLAMAND, L. [1998] Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels Under EHL or Micro-EHL Conditions. *J. of Tribology*, v. 120: 184-190.
- PRONIKOV, A.S. [1981] Calculation of tribological Joints for Wear. In: KRAGELSKY, I.V.; ALISIN, V.V. [1981] *Friction, Wear, Lubrication- Tribology Handbook*. Moscow, Editorial Mir. Volume 1. 384 p.
- SURESH, S. [1996] *Fatigue of materials*. Massachussets, Cambr. Univ. Press. 617 p.
- TALLIAN, T.E. [1992] Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model - Part I: Review of Published Models. *Journal of Tribology*, v. 114: 207-213.
- VOSKAMP, A.P [1985] Material Response to Rolling Contact Loading. \_\_\_\_v.107:359-66
- WEIBULL, W. [1951] A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. *Journal of Applied Mechanics*, v. 18: 293 - 297.
- WEIBULL, W. [1962] Efficient Methods for Estimating Fatigue Life Distributions of Roller Bearings. In: BIDWELL, J. B. [1962] (ed.) *Rolling Contact Phenomena*. Amsterdam, Elsevier Publishing Co.. p. 252 - 265.

# REDES NEURAIS ARTIFICIAIS APLICADAS À ANÁLISE DA VARIABILIDADE DE PROCESSOS PRODUTIVOS

**Ademyr Gonçalves de Oliveira**

**Sergio Butkewitsch**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Laboratório de Projetos Mecânicos, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-089, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [ademyr@mecanica.ufu.br](mailto:ademyr@mecanica.ufu.br), [sbut@mecanica.ufu.br](mailto:sbut@mecanica.ufu.br)

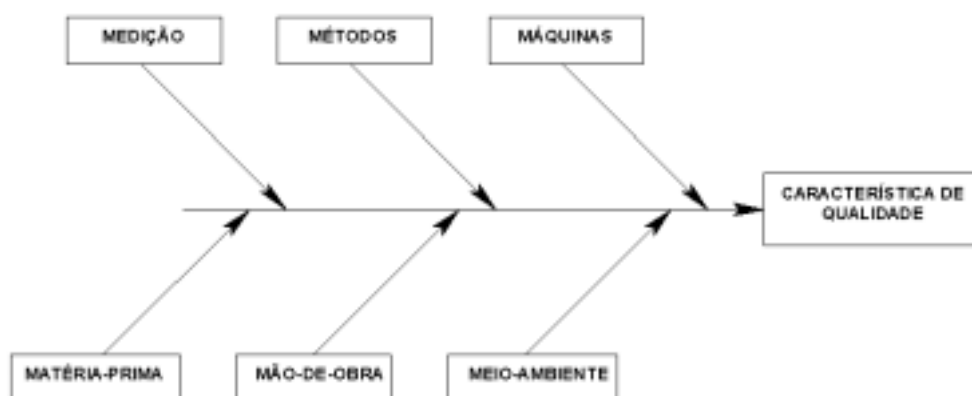
## Resumo

Este trabalho parte do pressuposto de que processos produtivos são regidos por relações funcionais altamente não-lineares e geralmente indeterminadas entre seus componentes, podendo portanto ser analisados através de técnicas de inteligência artificial, mais especificamente as redes neurais. Inicialmente, para derivar alguns conceitos importantes, os mecanismos de inferência estatística usuais são apresentados. Em seguida, é feito um resumo sobre as características operacionais das redes neurais artificiais, com ênfase nas de maior interesse para a aplicação aqui proposta. Finalmente, é desenvolvido um exemplo ilustrativo baseado na identificação das fontes de variação de um processo produtivo simulado em computador. Nesta aplicação, são usadas, para fins de comparação, tanto as técnicas estatísticas baseadas na análise de regressão quanto as redes neurais artificiais, fornecendo algumas conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

**Palavras-chave:** Redes Neurais Artificiais, Inferência Estatística.

## 1. INTRODUÇÃO

O estudo científico e sistemático dos processos produtivos (Wheeler, 1993) revela que eles estão, inexoravelmente, sujeitos a causas de variação, que afetam seus elementos constituintes e, conseqüentemente, as características de qualidade dos produtos resultantes. Tais causas de variação podem ser classificadas como na Figura 1 abaixo.



**Figura 1.** Diagrama de Causa-e-Efeito de Ishikawa

Traduzindo o Diagrama de Causa-e-Efeito de Ishikawa em termos matemáticos, é possível escrever que  $CARACTERÍSTICA-DE-QUALIDADE = f(MÁQUINAS, MÉTODO, MEDIÇÃO, MATÉRIA-PRIMA, MÃO-DE-OBRA, MEIO-AMBIENTE)$ .

A consequência prática da vigência desta relação funcional é que uma vez que as variáveis independentes (argumentos da função  $f$ ) variam, a variável dependente, ou seja, qualquer característica de qualidade mensurável do processo produtivo é desviada de sua especificação original, que por sua vez reflete um requisito ao funcionamento adequado do processo produtivo. A melhor maneira de representar este desvio em relação aos requisitos funcionais do processo é através da Função Perda de Taguchi (Oliveira, 1997):



**Figura 2.** Representação gráfica da função Perda de Taguchi para diferentes especificações

Seja qual for a forma da especificação, o processo é acometido de uma "perda" que cresce quadraticamente à medida em que aumenta a variação.

Assim sendo, torna-se imprescindível que os processos produtivos sejam configurados de forma a resultarem em menor perda, ou seja, que suas características de qualidade mensuráveis apresentem:

- Máxima conformidade em relação a valores de referência especificados;
- Mínima dispersão em torno dos valores de referência estabelecidos;
- Máxima robustez em relação às variações não-controláveis.

O cumprimento destes requisitos (sobretudo os dois primeiros, uma vez que o terceiro envolve procedimentos além do escopo deste trabalho) é tanto mais facilitado quanto maior é o conhecimento disponível acerca da forma da função  $f$ , que relaciona a variação nos elementos do processo à variação em suas características de qualidade mensuráveis. Em outras palavras, o interesse reside em responder a perguntas do tipo: "Variando-se o fator  $M_i$  do processo produtivo, qual o efeito esperado nos resultados?".

Este tipo de conhecimento, entretanto, é de difícil obtenção, uma vez que as relações de causa e efeito num processo produtivo razoavelmente complexo tendem a ser altamente não-lineares, o que coloca uma série de impedimentos à elaboração de modelos que relacionem as "entradas" ( $MÁQUINAS, MÉTODO, MEDIÇÃO, MATÉRIA-PRIMA, MÃO-DE-OBRA, MEIO-AMBIENTE$ ) às saídas ( $CARACTERÍSTICA-DE-QUALIDADE$ ).

Este trabalho apresenta uma proposta de ferramenta analítica para a elaboração de modelos de variabilidade em processos produtivos. Para tanto, são usados instrumental estatístico de inferência (análise de regressão) e a técnica das Redes Neurais Artificiais, algoritmos matemático-computacionais que, entre outras propriedades, apresentam alta capacidade de reconhecimento de padrões.

## 2. TEORIAS DE BASE

### 2.1 Análise de Regressão e Planejamento Experimental

A análise de regressão é uma técnica estatística pela qual um conjunto de dados é usado para estabelecer uma relação funcional entre variáveis dependentes e independentes. Inicialmente, um conjunto de valores de resposta (em termos gerais, "saídas", e no presente contexto, Características de Qualidade) é obtido para uma série de valores de "entrada" correspondentes. Em seguida, a base de dados assim constituída é usada para interpolar uma expressão analítica qualquer (polinomial, exponencial, etc...), ou seja, uma equação, que represente a resposta em função das "entradas".

Para o caso de uma regressão não-linear múltipla (a variável dependente está sujeita a mais de uma variável independente), tal equação é representada por:

$$\{Y\} = [E] \cdot \{B\} + \{\delta\} \quad (1)$$

onde  $\{Y\}$  é o vetor das respostas,  $[E]$  a matriz das variáveis independentes e  $\{B\}$  o vetor dos coeficientes das variáveis independentes, mais um termo livre.

Na verdade, a equação obtida através deste procedimento fornece os estimadores das respostas em função dos dados de entrada. Entre estes estimadores previstos pelo modelo e os valores efetivos das respostas existem diferenças, daí a inclusão de um vetor dos resíduos  $\{\delta\}$  na formulação. Para que este processo de estimação seja o mais preciso possível (resíduos mínimos, idêntica, independente e normalmente distribuídos), é necessário definir os coeficientes mais acertados para cada termo da equação interpolada. Via de regra, isto é feito através do Método dos Mínimos Quadrados:

$$\{B\} = \left( [E]' \cdot [E] \right)^{-1} \cdot [E]' \{Y\} \quad (2)$$

A equação (2) acima é o modelo para o ajuste generalizado (múltiplo e não-linear) por Mínimos Quadrados. A matriz de variâncias e covariâncias normalizada, dada pelo termo  $([E]' \cdot [E])^{-1}$ , é uma importante métrica do erro cometido no processo de estimação dos parâmetros do modelo e ressalta a importância dos valores de entrada  $[E]$ . Todo o processo de estimação é baseado nesta matriz e ela deve, portanto, ser representativa da relação funcional vigente entre as variáveis dependentes e independentes, ao longo de todas as faixas de valores destas variáveis.

Esta representatividade pode ser obtida programando a obtenção dos valores de entrada mediante técnicas de Planejamento Experimental. Experimentos Estatisticamente Planejados são combinações especiais dos fatores cujos efeitos nas respostas se desejam estimar através da análise de regressão.

Diversos pesquisadores vêm propondo uma série de configurações para os arranjos experimentais (Montgomery, 1996). Caso sejam adotadas na coleta de dados para uma análise de regressão,  $[E]$  passa a se chamar Matriz Experimental, com a vantagem já apontada no parágrafo anterior. As principais categorias de arranjos experimentais são:

- Experimentos Fatoriais Plenos;
- Experimentos Fatoriais Fracionários;
- Experimentos Centrais Compostos;
- Experimentos Ortogonais;
- Experimentos D-Ótimos e A-Ótimos.

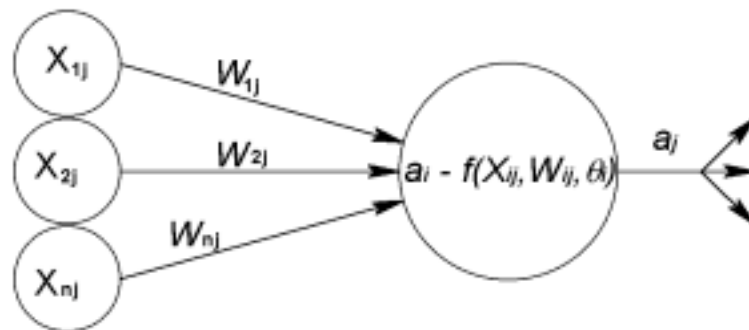
## 2.2 Redes Neurais Artificiais

Redes neurais são modelos computacionais que podem ser tratados como um dispositivo "caixa preta" que aceita uma entrada e produz uma saída. São potencialmente eficazes nas tarefas de remoção de ruído, classificação, reconhecimento e complementação de padrões.

Uma rede neural compõe-se de um conjunto de unidades de processamento ou neurônios, uma regra de propagação que determina como as informações percorrem os neurônios e uma função de ativação que produzirá um valor de saída( $a$ ) do neurônio a partir de um conjunto de valores de entrada( $X$ ) e um valor de *offset*( $\theta$ ).

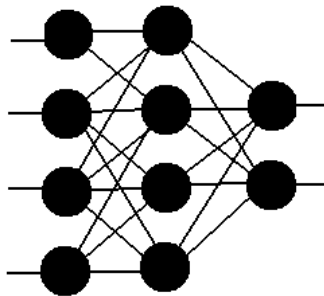
O neurônio é o elemento responsável pelo processamento numérico da rede, atua de forma isolada dos demais, realiza apenas operações matemáticas predefinidas, só tem acesso às informações locais e produz somente um valor de saída.

As sinapses ou ligações entre neurônios são caminhos lógicos por onde os sinais fluem de um neurônio para outro. Cada sinapse, em particular, tem um peso característico que amplifica ou atenua o sinal transportado como mostra a Figura 3.



**Figura 3.** Esquema de processamento de um neurônio

As funções de ativação são expressões matemáticas que convertem um domínio em outro. A maioria das redes neurais empregam funções de ativação simples (Oliveira, 1999): função de ativação linear, degrau, rampa, sigmoidal, gaussiana, etc..



**Figura 4.** Esquema de sinapses entre neurônios de uma Rede Neural

A topologia das redes neurais refere-se à maneira pela qual a rede neural está organizada: o número de camadas, o tipo de ligação entre os neurônios e como os dados fluem através dela. Na rede neural unidirecional (*feed-forward networks*) os dados entram na rede pela camada de entrada, percorrem as camadas invisíveis, onde são processados e saem pela camada de saída da rede.

Nenhum neurônio recebe sinal de outro da mesma camada, e tampouco de uma camada subsequente. Na rede neural recorrente (*feedback networks*) os neurônios são retroalimentados.

## 2.3 O Algoritmo *Back-propagation*

Rumelhart et al. (1986) propôs um algoritmo que permite ajustar os pesos das sinapses a partir da camada de entrada para as camadas invisíveis. O erro de cada camada invisível é obtido retrocedendo os erros a partir da camada de saída. Por essa razão este algoritmo é denominado *back-propagation learning rule*. Esse algoritmo pode ser considerado uma generalização da regra delta para funções de ativação não-lineares e rede neural multicamadas (Oliveira, 1999).

O treinamento das redes neurais é obtido ajustando os pesos das ligações entre os neurônios através de um método de otimização. A variação dos pesos é proporcional ao erro residual calculado para cada camada da rede. A constante de proporcionalidade é a taxa de aprendizagem. Uma evolução desse método considera parte da informação do gradiente da iteração anterior, o que permite o otimizador se libertar de mínimos locais pouco significantes. Esta parcela é dita termo de inércia.

Apesar de que o algoritmo de aprendizagem de *Back-propagation* estar baseado numa metodologia sólida, método do gradiente descendente, existem alguns aspectos que não garantem a sua aplicabilidade universal.

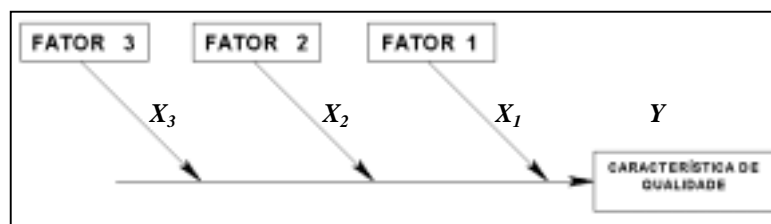
O elevado custo computacional de treinamento pode ser provocado por valores inadequados da taxa de aprendizagem e do fator de inércia. A maioria dos métodos avançados de treinamento, baseado no método de *Back-propagation*, têm algum dispositivo de ajuste automático da taxa de aprendizagem. Além disso o número adequado de neurônios é decisivo com relação ao seu treinamento. Muitos neurônios implica em elevado custo computacional de treinamento e rede neural de baixa eficiência. Poucos neurônios implica em instabilidade numérica do processo de treinamento.

A quantidade e a representatividade dos dados apresentados à rede durante o seu treinamento é fator essencial para a obtenção de uma rede neural de qualidade.

## 3. ESTUDO DE CASO

### 3.1 Sistema Proposto

Para testar as ferramentas de modelagem de variabilidade apresentadas nas seções precedentes, foi idealizado um processo produtivo com uma resposta dependente de três variáveis de entrada, conforme esquematizado na Figura 5 abaixo:



**Figura 5.** Representação esquemática de um processo de produção para exemplo ilustrativo

Com o intuito de simplificar a verificação da eficácia dos métodos de modelagem, foram supostas três possíveis relações funcionais conhecidas e completamente determinadas entre as entradas e a saída do sistema esquematizado acima:

- Função 1: Relação linear em todas as variáveis independentes mais um termo livre:

$$Y = a_0 + a_1 \cdot X_1 + a_2 \cdot X_2 + a_3 \cdot X_3 \quad (3)$$

- Função 2: Relação quadrática em todas as variáveis independentes mais um termo livre:

$$Y = b_0 + b_1 \cdot X_1^2 + b_2 \cdot X_2^2 + b_3 \cdot X_3^2 \quad (4)$$

- Função 3: Relação com termos lineares, quadráticos e interações de segunda ordem em todas as variáveis independentes, mais um termo livre:

$$Y = c_0 + c_1 \cdot X_1^2 + c_2 \cdot X_2^2 + c_3 \cdot X_3^2 + c_4 \cdot X_1 + c_5 \cdot X_2 + c_6 \cdot X_3 + c_7 \cdot X_1 \cdot X_2 + c_8 \cdot X_1 \cdot X_3 + c_9 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad (5)$$

Os valores dos coeficientes das equações acima foram gerados aleatoriamente e retidos para o cálculo dos resultados das funções (vide Tabela 1 abaixo).

**Tabela 1.** Valores de referência dos coeficientes das funções

<b>Função 1</b>	<b>a0</b>	<b>a1</b>	<b>a2</b>	<b>a3</b>						
	0.95	0.23	0.61	0.49						
<b>Função 2</b>	<b>b0</b>	<b>b1</b>	<b>b2</b>	<b>b3</b>						
	0.89	0.76	0.46	0.02						
<b>Função 3</b>	<b>c0</b>	<b>c1</b>	<b>c2</b>	<b>c3</b>	<b>c4</b>	<b>c5</b>	<b>c6</b>	<b>c7</b>	<b>c8</b>	<b>c9</b>
	0.82	0.44	0.62	0.79	0.92	0.74	0.18	0.41	0.94	0.92

### 3.2 Dados de Entrada

Os dados de entrada foram dispostos em um experimento do tipo Fatorial Pleno a 3 níveis, para possibilitar regressões não-lineares do segundo grau (três pontos definem uma parábola). As 27 combinações requeridas por este arranjo estão na Tabela 2 abaixo:

**Tabela 2.** Arranjo experimental empregado no exemplo ilustrativo

<b>COMBINAÇÕES</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
<b>FATOR 1</b>	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
<b>FATOR 2</b>	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1
<b>FATOR 3</b>	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
<b>RESPOSTA</b>	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub>	Y <sub>4</sub>	Y <sub>5</sub>	Y <sub>6</sub>	Y <sub>7</sub>	Y <sub>8</sub>	Y <sub>9</sub>
<b>COMBINAÇÕES</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>
<b>FATOR 1</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>FATOR 2</b>	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1
<b>FATOR 3</b>	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
<b>RESPOSTA</b>	Y <sub>10</sub>	Y <sub>11</sub>	Y <sub>12</sub>	Y <sub>13</sub>	Y <sub>14</sub>	Y <sub>15</sub>	Y <sub>16</sub>	Y <sub>17</sub>	Y <sub>18</sub>
<b>COMBINAÇÕES</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>24</b>	<b>25</b>	<b>26</b>	<b>27</b>
<b>FATOR 1</b>	1	1	1	1	1	1	1	1	1
<b>FATOR 2</b>	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1
<b>FATOR 3</b>	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
<b>RESPOSTA</b>	Y <sub>19</sub>	Y <sub>20</sub>	Y <sub>21</sub>	Y <sub>22</sub>	Y <sub>23</sub>	Y <sub>24</sub>	Y <sub>25</sub>	Y <sub>26</sub>	Y <sub>27</sub>

onde os códigos -1, 0 e 1 correspondem respectivamente aos valores mínimos, intermediários e máximos das variáveis independentes.

Num primeiro momento, os dados de entrada são utilizados tal qual na Tabela 2. Posteriormente, ruídos randômicos crescentes (1%, 5%, 10%, 50% e 100% da média dos valores de cada fator) são adicionados para avaliar a robustez dos métodos propostos.

Todas as modalidades de dados assim geradas são submetidas a uma família de redes neurais com  $e$  neurônios na camada de entrada,  $o$  neurônios na camada oculta e sempre três neurônios na camada de saída, cada qual destinado, simultaneamente, a representar uma das funções consideradas neste estudo de caso. Na seção de resultados, cada uma das topologias de rede empregadas estão representadas pelo código  $e X o X 3$ .

#### 4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

A métrica adotada para avaliar os resultados da análise de regressão é o percentual da variância explicada pelo modelo, expresso pelo coeficiente de regressão múltipla  $R^2$ :

**Tabela 3.** Resultados da Variância Explicada ( $R^2$ ) para a análise de regressão:

Nível de Ruído Aleatório	Função 1	Função 2	Função 3
0% (Variação Determinística)	100.000%	100.000%	100.000%
1% (Variação Aleatória)	99.999%	99.586%	99.999%
5% (Variação Aleatória)	99.968%	99.571%	99.976%
10% (Variação Aleatória)	99.818%	99.613%	99.827%
50% (Variação Aleatória)	97.218%	97.081%	97.787%
100% (Variação Aleatória)	93.012%	92.972%	95.874%

A primeira linha da Tabela 3 apresenta o resultado (óbvio) do caso ideal em que os dados envolvidos são determinísticos. Neste caso, toda a variância é explicada pelo modelo de regressão.

A partir da segunda linha, por outro lado, são listados os casos em que interfere um ruído aditivo aleatório na entrada, cujo efeito é medido na resposta. Percebe-se que a qualidade do modelo de regressão cai com o aumento do ruído, porém de maneira extremamente lenta, numa demonstração de robustez. Entre os modelos, as diferenças de robustez não foram significativas. Estas observações, embora não levem a conclusões inéditas, são extremamente importantes na aplicação do método estatístico aqui exposto.

Os resultados advindos da aplicação da técnica das redes neurais, por sua vez, são avaliados para todos os níveis de ruído introduzidos (de 1% a 100%), computando-se as médias gerais (todas as combinações de variáveis de entrada para todas as três funções consideradas para o estudo de caso) dos erros relativos entre as estimativas das redes neurais e os valores efetivos das respostas:

**Tabela 4.** Percentuais médios de erro para avaliação do desempenho das redes neurais

Topologia	Ruído= 1%	Ruído= 5%	Ruído= 10%	Ruído= 50%	Ruído= 100%
1 X 4 X 3	-2.7381014e-3	-1.2638002e-2	-3.3938797e-2	-1.4777761e-1	-3.3947241e-1
2 X 4 X 3	-3.1149805e-3	-1.4890376e-2	-4.0613776e-2	-1.5339190e-1	-3.5260005e-1
2 X 6 X 3	-2.9280539e-3	-1.3911295e-2	-3.6051400e-2	-1.5654788e-1	-3.6464360e-1
2 X 8 X 3	-2.2935612e-3	-8.5232753e-3	-2.7642746e-2	-1.4263394e-1	-2.4921967e-1
3 X 3 X 3	-2.4247190e-3	-1.5212011e-2	-3.6319027e-2	-1.5664673e-1	-3.0946620e-1

Os resultados acima espelham, antes de mais nada, o altíssimo grau de robustez das redes neurais para estimação dos resultados advindos da variabilidade dos parâmetros de entrada do



processo. Isto se verifica mesmo quando são consideradas perturbações aleatórias da mesma ordem de grandeza dos fatores principais (ruído de 100%). Evidentemente, a magnitude dos erros aumenta com o ruído.

Além disso, observa-se que não existe nenhuma relação direta significativa entre o tamanho da rede, definido pela quantidade de sinapses resultantes de sua topologia, e a precisão no processo de estimação das respostas. Este resultado é coerente com premissas teóricas que estabelecem que o aumento do número de neurônios da rede não leva necessariamente a incrementos na qualidade dos resultados.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através das considerações e resultados expostos neste trabalho é razoável concluir que os tradicionais métodos estatísticos são uma ferramenta robusta e confiável para a análise da variabilidade de processos. Sua operação unida às modernas técnicas matemático-computacionais da inteligência artificial, como as redes neurais, forma um conjunto completo de ferramentas, que fornecem informações em formatos diferentes, mas complementares em conteúdo e utilidade prática.

Enquanto a análise de regressão apresenta como vantagem a disponibilidade de uma expressão analítica (equação) com toda a perspectiva sobre o funcionamento do processo analisado, as redes neurais constituem um preditor de resultados extremamente robusto, com grau de imunidade superior aos métodos estatísticos tradicionais, mesmo sob a intervenção de níveis de ruído altamente significativos. Para a rede empregada na solução do estudo de caso aqui apresentado, cabe salientar que, uma vez superada a fase de treinamento (responsável por grande parte do esforço computacional associado à implementação), a característica de robustez é mantida, mesmo numa topologia idealizada para abstrair, simultaneamente, os resultados de três funções distintas, cada qual associada a um dos neurônios da camada de saída.

Como sugestões para trabalhos futuros, os autores gostariam de apontar:

- Emprego de outros arranjos experimentais, para avaliar a influência da matriz experimental  $[E]$ , sobretudo no desempenho das redes neurais artificiais;
- Aplicação da metodologia proposta, com diversos arranjos experimentais diferentes, em dados provenientes de um processo produtivo real, sob influência de erro experimental.

## 6. REFERÊNCIAS

- Montgomery D.C., 1996, "Design and Analysis of Experiments", John Willey & Sons, 4<sup>th</sup> Edition, New York, NY, USA
- Oliveira, A. G., 1999, "Técnicas de Caracterização de Excitações em Máquinas Rotativas", Tese de doutorado, UFU, Uberlândia.
- Oliveira, C. A., 1997, "Engenharia da Qualidade - Método Taguchi", publicação interna Belgo Mineira, João Monlevade, 239p.
- Rumelhart, D. E.; Hinton, G. E. e Williams, R. J., 1986, "Learning representations by back-propagations errors", Nature 323. pp. 533 - 536.
- Wheeler, D. J., 1993, "Understanding Variation: The key to manage chaos", SPC Press Inc., Knoxville, TN, USA.

# RUGOSIDADE E ESPALHAMENTO LUMINOSO EM SUPERFÍCIES DE ALUMÍNIO TORNEADAS COM FERRAMENTA DE DIAMANTE

**Arthur José Vieira Porto**

**Luciana Montanari**

**Enrico Di Raimo**

**Jaime Gilberto Duduch**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Trabalhador São-carlense, 400; CEP - 13566-590, Centro, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: ajvporto@sc.usp.br

## **Resumo**

O desenvolvimento de novos produtos tem forçado a indústria a desenvolver pesquisas em novos materiais e processos. Um exemplo é o desenvolvimento de componentes ópticos, onde o processo de torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante está sendo pesquisado para substituir os processos convencionais de polimento e lapidação. Para avaliação da qualidade de superfícies ópticas, métodos ópticos, além de não danificarem a superfície, produzem respostas mais rápidas. Neste trabalho, utilizou-se a técnica de espalhamento de luz laser ( $\lambda = 633 \text{ nm}$ ) para a avaliação da superfície usinada, visando uma futura aplicação do método no controle em tempo real da superfície usinada.

**Palavras-chave:** Torneamento, Ultraprecisão, Espalhamento Luminoso

## **1. INTRODUÇÃO**

Indústrias de alta tecnologia como as de informática, microeletrônica, óptica e mecânica de precisão têm constantemente procurado desenvolver pesquisas em diversas áreas como as dos materiais, de instrumentação, de controle e fabricação, no intuito de produzir componentes e equipamentos cada vez mais precisos e de melhor qualidade.

Para a obtenção de superfícies ópticas, além dos processos convencionais de polimento e lapidação, pode-se utilizar o processo de torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante de ponta única, capaz de produzir componentes ópticos (Church & Takacs, 1985). Estes componentes fabricados através da usinagem de ultraprecisão apresentam superfícies com ótima textura, forma e refletividade.

A presença de luz espalhada é um problema contínuo no projeto e desempenho dos sistemas ópticos. Este espalhamento está relacionado com a qualidade superficial dos componentes ópticos fabricados. No torneamento de ultraprecisão pode-se obter rugosidades superficiais da ordem de 3 a 10 nm.

O espalhamento de luz de uma superfície pode ser resultante dos seguintes fatores:

- irregularidades, tais como riscos, crateras ou partículas que são grandes comparadas ao comprimento de onda da luz incidente;
- irregularidades isoladas, cujo tamanho é comparável ou menor que o comprimento de onda da luz incidente;

- irregularidades que são pequenas em uma ou mais dimensões, mas que têm espaçamento tão pequenos, que não podem ser tratados como centros espalhados independentes. O efeito de cada centro está relacionado com aquele de suas vizinhanças.

Os métodos utilizados para cálculo de espalhamento ópticos citados na literatura são: óptica geométrica, teoria escalar, teoria vetorial, teoria de Mie e métodos numéricos (Elson; Bennett & Bennett, 1979).

Essas irregularidades superficiais podem ser observadas através de uma análise do acabamento superficial de uma peça usinada por processos convencionais ou pelo torneamento de ultraprecisão. E podem aparecer sob as seguintes formas:

- depressões ou ranhuras em forma de rosca;
- marcas de vibração sobre as ranhuras;
- grandes ranhuras espaçadas devido à interação máquina-ferramenta-cavaco;
- irregularidades próprias do material como as inclusões.

As irregularidades geométricas que são introduzidas na superfície de uma peça modificam a estrutura cristalográfica. Quanto mais dúctil for o material mais acentuadas serão as modificações na superfície. Com isso, o acabamento superficial é alterado resultando em mudanças nas condições de refletividade.

Materiais com ligas de alumínio segregam inclusões duras que produzem inchaços (bumps) característicos em superfícies torneadas com diamante. Esses defeitos podem ser os responsáveis pela maior parte do espalhamento luminoso destas superfícies (Bennett, 1992).

Uma extensa variedade de métodos estão disponíveis para medir rugosidade superficial. Estes métodos podem ser agrupados entre aqueles que fornecem a fotografia das superfícies (e às vezes informação quantitativa) e aqueles que fornecem informação estatística quantitativa sobre as superfícies.

Para superfícies lisas, há dois métodos de caracterização superficial que podem informar quantitativamente sobre a rugosidade superficial. São eles:

- perfilômetros mecânicos e ópticos que tomam perfis ao longo de uma linha ou fazem mapas topográficos de uma área;
- métodos de espalhamento de luz que podem dar informação sobre as propriedades estatísticas da superfície tais como a rugosidade RMS ou espectro de potência, mas não a topografia da superfície.

O objetivo deste trabalho é observar a relação entre rugosidade superficial e refletividade de uma liga de alumínio torneada com ferramenta de diamante de ponta única. Esta refletividade é analisada em função da distribuição do espalhamento luminoso.

A avaliação da rugosidade superficial via distribuição do espalhamento luminoso visa o desenvolvimento de um método de monitoramento em tempo real de uma superfície óptica sendo usinada.

O desenvolvimento deste método faz-se necessário em função do altíssimo custo de usinagem de superfícies ópticas de ultraprecisão com ferramenta de diamante monocristalino. O monitoramento em tempo real da usinagem permitirá interromper e/ou corrigir uma usinagem que esteja gerando superfícies com rugosidade superficial fora da especificação.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A máquina-ferramenta utilizada nos ensaios foi um torno *Aspheric Surface Generator ASG 2500 Rank Pneumo*, equipamento que permite um avanço de 10 nm/rev. O material utilizado para produzir superfícies espelhadas foram ligas de alumínio na forma de tarugos cilíndricos com diâmetro e comprimento de 20 mm.

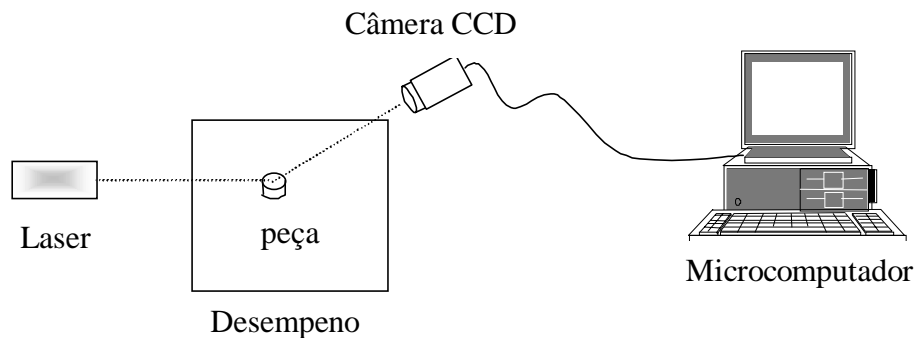
Após a usinagem foram avaliadas as rugosidades superficiais através de um perfilômetro mecânico *Form Talysurf* modelo 120L, de 4 nm de resolução, obtendo-se o perfil da

superfície usinada e os parâmetros característicos de rugosidade ( $R_a$ ,  $R_q$ ,  $R_t$ ,  $Delq$ , solpe,  $R_v$ ) de acordo com a norma NBR 6405/1988 (Carpinetti et al., 1996).

Uma fonte laser Opto He-Ne ( $\lambda=630$  nm) foi utilizada como luz incidente, fixando-se o ângulo de incidência em aproximadamente  $45^\circ$ .

O espalhamento luminoso foi observado através de uma câmera CCD que contém uma série de fotodiodos de silício dispostos em matriz, da *Hitachi* modelo KP-M1 e software de tratamento da *Global Lab Image*.

Na Figura 1 pode-se observar a representação esquemática da instrumentação para análise do espalhamento luminoso, montada no Laboratório de Engenharia de Precisão (EESC/USP).



**Figura 1.** Representação esquemática da instrumentação para análise de espalhamento luminoso

Foram realizados dois ensaios. No primeiro ensaio, apenas condições de usinagem indicados para a geração de superfícies ópticas foram utilizadas. Especificamente, foram usinadas 16 peças avaliando dois materiais com características mecânicas distintas, principalmente quanto à resiliência (Al-2011 e Al-1050). As condições de usinagem utilizadas estão descritas na Tabela 1.

**Tabela 1.** Condições de usinagem

rotação do eixo-árvore	avanço (a)	profundidade de corte (p)
1000rpm	5 $\mu$ m/rev. e 30 $\mu$ m/rev.	3 $\mu$ m e 30 $\mu$ m

Foram utilizadas duas ferramentas de diamante com suas respectivas características geométricas, como pode ser visto na Tabela 2.

**Tabela 2.** Características geométricas das ferramentas

	Raio de ponta ( $R_p$ )	ângulo de saída ( $\gamma$ )	ângulo de folga ( $\alpha$ )
Ferramenta 1	0,76 mm	$0^\circ$	$0^\circ$
Ferramenta 2	1,52 mm	$0^\circ$	$0^\circ$

No segundo ensaio foram usinadas oito peças, sendo 4 da liga Al. 6061T6 e quatro de liga KOBE. As condições de usinagem permaneceram constantes, com rotação de 1000 rpm, avanço de 5  $\mu$ m/rev. e profundidade de corte de 10  $\mu$ m. Foram utilizadas três ferramentas diferentes para a usinagem de ultraprecisão: metal duro, diamante nacional e diamante importado.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As diferenças no acabamento superficial neste experimento são resultantes das condições de usinagem, geometria da ferramenta e material da peça. Segundo a literatura, os fatores de usinagem que mais influenciam no acabamento superficial de uma peça são o avanço e o raio de ponta da ferramenta.

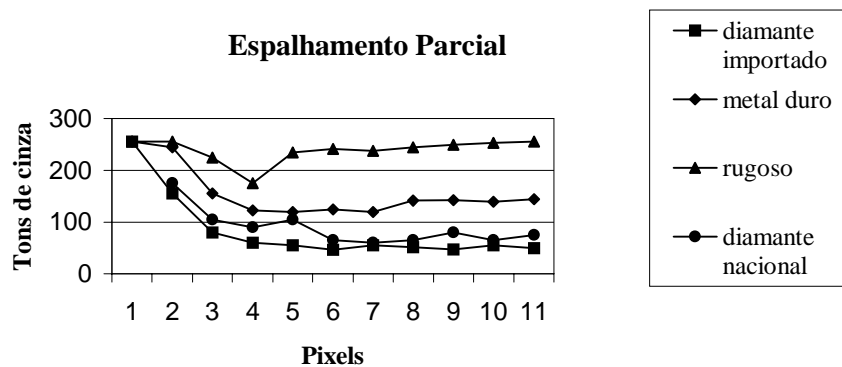
A Tabela 3 mostra os resultados quanto aos parâmetros de rugosidade: Ra, Rt, Rq, Rv, slope e Delq.

**Tabela 3.** Resultados obtidos segundo os parâmetros de rugosidade: Ra, Rt, Rq, Rv, slope e Delq.

Rp	Material	p ( $\mu\text{m}$ )	a ( $\mu\text{m}/\text{rev.}$ )	slope ( $^\circ$ )	Rq ( $\mu\text{m}$ )	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Delq ( $^\circ$ )	Rv ( $\mu\text{m}$ )	Rt ( $\mu\text{m}$ )
0,76	Al-2011	3	5	0,0529	0,0280	0,0168	2,0414	0,2898	0,2905
			30	0,0559	0,0591	0,0489	1,2794	0,1226	0,4298
		30	5	0,0312	0,0184	0,0129	1,3772	0,2165	0,3229
			30	0,0266	0,0506	0,0413	1,5529	0,2378	0,4100
	Al-1050	3	5	0,1187	0,0269	0,0184	1,4856	0,1722	0,3367
			30	-0,0523	0,0560	0,0450	1,8634	0,3917	0,5678
		30	5	-0,0658	0,0251	0,0164	1,8205	0,1287	0,3144
			30	0,1347	0,0575	0,0465	1,8233	0,4055	0,5733
1,52	Al-2011	3	5	0,0562	0,0176	0,0128	1,0062	-	0,2751
			30	0,0547	0,0258	0,0195	1,3450	0,1071	0,2315
		30	5	-0,0846	0,0223	0,0161	1,2024	0,3067	0,3792
			30	0,1669	0,0293	0,0220	1,3234	0,0855	0,2116
	Al-1050	3	5	0,1407	0,0246	0,0165	1,0221	0,3951	0,4827
			30	0,0643	0,0327	0,0221	1,6063	0,4378	0,6040
		30	5	0,1363	0,0227	0,0170	1,7312	0,111	0,2144
			30	0,1250	0,0366	0,0242	1,8753	0,5401	0,6602

O ensaio de espalhamento realizado nas peças usinadas no primeiro ensaio de corte, apresentou saturação na intensidade da luz laser refletida, isto porque todas as peças apresentaram qualidades ópticas, como pode ser verificado nos valores, apresentados na Tabela 3, dos parâmetros de rugosidade.

Em relação ao segundo ensaio de corte, a Figura 2 mostra o espalhamento parcial em superfícies de alumínio de mesma liga usinadas através do processo de torneamento de ultraprecisão com três ferramentas distintas (diamante importado, diamante nacional e metal duro) e através do processo convencional de torneamento (rugoso). As intensidades luminosas foram coletadas através de uma câmera CCD diretamente do feixe refletido da peça, de acordo com as condições de usinagem pré-estabelecidas.



**Figura 2.** Espalhamento parcial em superfícies de alumínio

No torneamento de ultraprecisão obtém-se superfícies com qualidade óptica da ordem de 10nm (Ra). Pelos resultados obtidos observa-se que a qualidade superficial em termos de textura é bastante afetada pela integridade do gume de corte da ferramenta.

Os resultados de espalhamento luminoso indicam que superfícies de melhor acabamento espalham menos ou tem menos luz difusa. Isto é difícil de ser observado em superfícies usinadas através do processo de torneamento de ultraprecisão.

As superfícies analisadas foram medidas a partir de coordenadas (pixels) que mostram como a curva de intensidade diminui da região de reflexão especular para região de reflexão difusa.

Os resultados da Figura 2 comprovam que a integridade da ferramenta afeta a qualidade superficial e conseqüentemente o espalhamento luminoso. A superfície testemunha, isto é, usinada através do processo convencional de torneamento apresentou altas intensidades de energia espalhada (em torno de 255 grayscale). Esta intensidade diminui a medida que melhoram as qualidades superficiais.

#### 4. CONCLUSÕES

No torneamento de ultraprecisão tem-se resultados próximos de espalhamento luminoso, onde pode ser observado a correlação entre a refletividade e a rugosidade superficial. Esse fato pode ser atribuído à qualidade superficial superior de suas peças.

Os ensaios mostraram que é possível o desenvolvimento de um método, onde a técnica de espalhamento de luz pode ser utilizada, através da calibração da escala de intensidade luminosa refletiva para com a rugosidade superficial, e conseqüente utilização, como indicados, em tempo real da rugosidade superficial de uma superfície óptica sendo usinada.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bennett, J. M., 1992, "Recent developments in surface roughness characterization", Meas. Scie. Technol., Vol. 3, pp. 1119-1127.
- Carpinetti, L. C. R., Gonçalves Filho, E., Porto, A. J. V., Jasinevícius, R.G., 1996, "Rugosidade Superficial- Conceitos e Princípios de Medição", Apostila EESC-USP, 51p.
- Church, E. L. & Takacs, P. Z., 1985, "Survey of the finish characteristics of machined optical surfaces", Optical Engineering, Vol. 24, n. 3, pp. 396-403.
- Elson, J. M.; Bennett, H. E. & Bennett, J. M., 1979, "Scattering from optical surfaces", Applied Optical and Engineering, Vol. 7, pp. 191-244.

## EFEITOS DOS TRATAMENTOS SUPERFICIAIS NO COMPORTAMENTO EM FADIGA DO AÇO AERONÁUTICO - ABNT 4340

**Marcelino Pereira do Nascimento**

**Herman Jacobus Cornelis Voorwald**

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Departamento de Materiais e Tecnologia, 12500-000, São Paulo, Brasil. E-mail: [pereira@feg.unesp.br](mailto:pereira@feg.unesp.br).

**Renato Chaves Souza**

Faculdade de Engenharia Química de Lorena, Departamento de Materiais, 12600-000, Lorena, São Paulo, Brasil.

**Walter Luis Pigatin**

Empresa Brasileira de Aeronáutica, Divisão de Equipamentos, 12237-010, São José dos Campos, São Paulo, Brasil.

### Resumo

Este estudo objetivou analisar alguns tratamentos de superfícies destinados a recuperar o comportamento em fadiga por flexão rotativa do aço de alta resistência ABNT 4340 (de uso aeronáutico) revestido com cromo duro, ou substituí-lo. Os tratamentos superficiais utilizados foram: revestimento com carbeto de tungstênio aplicado pelo sistema HVOF de aspersão térmica; aplicação de intercamada de níquel químico entre o material base e o revestimento de cromo duro; e aplicação de *shot peening* anterior ao revestimento de cromo duro. Os resultados dos ensaios de fadiga por flexão rotativa mostraram que o revestimento de carbeto de tungstênio, além do fator ambiental, é uma alternativa tecnicamente viável ao cromo; a aplicação de *shot peening* é fundamental à recuperação da vida em fadiga de componentes revestidos com cromo duro; e a aplicação da intercamada de níquel químico confirmou a importância do sistema de multicamadas no processo de retardo ou mesmo retenção da propagação de trincas de fadiga.

**Palavras-chave:** Fadiga, Cromo duro, Carbeto de Tungstênio, *Shot peening*, Aço aeronáutico ABNT 4340.

### 1. INTRODUÇÃO

Fadiga em aeronaves tem sido objeto de extensivas investigações desde as décadas de 1950 e 1960 (Payne, 1976). Estima-se que 90% das falhas em qualquer componente submetido a solicitações cíclicas devem-se à fadiga (Voorwald & Pastoukhov, 1994). Estudos realizados por Lange G. A. (1993), na Alemanha, envolvendo 250 casos de acidentes em aeronaves relacionados a fraturas metálicas indicaram que: 60% foram por fadiga, 34% por sobre-cargas, 4% por corrosão e 2% devido a outros fatores, dentre os quais *fretting*. Em função das altas cargas provenientes da decolagem, aterrissagem e principalmente do taxiamento, os trens de pouso devem possuir excelentes características em fadiga, principalmente fadiga de baixo ciclo (Guillemette, 1993) (Young, 1986). Entretanto, além de fadiga, as aeronaves estão sujeitas a

ação de ambientes agressivos, normalmente marítimos, possibilitando a ocorrência de fraturas através da ação sinérgica da combinação corrosão-fadiga (Guillemette, 1993). Assim, como procedimento preventivo, as indústrias aeronáuticas se utilizam de tratamentos superficiais resistentes a estes ambientes, dos quais destacam-se os revestimentos de cromo duro (Vasconcelos, 1992). A eletrodeposição de cromo duro é um processo já bem estabelecido e amplamente utilizado nas indústrias aeronáuticas, automotivas e petroquímicas (Lin *et al*, 1992). Entretanto, cromo duro reduz a resistência à fadiga de um componente devido as altas tensões residuais internas de tração (Hotta *et al*, 1995), além de sofrer restrições ambientais. Por esses motivos, pressões para encontrar alternativas ou melhorias ao revestimento de cromo duro têm aumentado dramaticamente (Kuo *et al*, 1997). Os revestimentos com cromo duro de alta eficiência (25%) com catalizador livre de íons fluoreto (neste estudo denominado “acelerado”) são considerados um avanço no processo de eletrodeposição, apresentando propriedades físicas e químicas melhores em relação ao revestimento de cromo duro convencional. *Shot peening* é outro bem conhecido processo de tratamento de superfície caracterizado por induzir tensões residuais compressivas no substrato (Kobayashi *et al*, 1998). Revestimentos com níquel químico (10%<P<12%), além de oferecer excelente resistência à corrosão, também possuem tensões residuais compressivas (Duncan, 1994). Entretanto, uma das mais viáveis alternativas é o processo de revestimento por aspersão térmica (Bolles, 1995) (Bodger *et al*, 1997). Recentes avanços em *High Velocity Oxy-Fuel* (HVOF), possibilitam-no ser uma alternativa tecnológica e ambientalmente segura ao revestimento de cromo duro. O objetivo deste estudo foi, portanto, analisar os efeitos dos tratamentos superficiais de carbeto de tungstênio com 12% Co, aplicado pelo processo HVOF, níquel químico como intercamada entre o revestimento de cromo duro e o material base, e o pré tratamento de *shot peening*, no comportamento em fadiga do aço aeronáutico - ABNT 4340 - revestido com cromo duro. Análises das superfícies de fratura adquiridas por microscopia eletrônica de varredura foram realizadas para auxiliar na interpretação dos resultados.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 2.1 Material

O material utilizado foi o aço ABNT 4340, aplicado em trens de pouso de aeronaves, onde alta resistência mecânica e tenacidade são exigências fundamentais de projeto. Os resultados das análises de sua composição química estão apresentados na Tabela 1.

**Tabela 1.** Composição química do aço ABNT 4340.

Composição %	C	S	Mn	Cr	Ni	Mo
Especificado	0,38-0,43	0,25 máx.	0,60-0,80	0,70-0,90	1,65-2,00	0,20-0,30
Encontrado	0,39	<0,01	0,69	0,74	1,70	0,23

### 2.2 Métodos

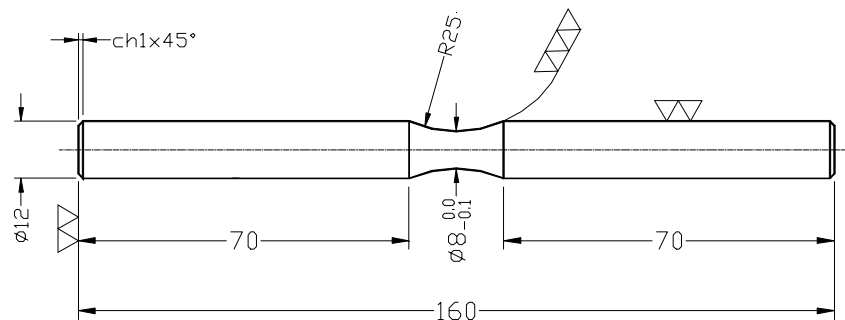
#### *Procedimentos para ensaios de tração e fadiga.*

Os corpos de prova foram confeccionados de barras de Ø15,8 mm, fornecidas temperadas em forno de atmosfera controlada a 1088 K por 45 min, com resfriamento em óleo até 293 K e revenidas a 793 K durante 2 horas. O tratamento térmico produziu uma estrutura martensítica com dureza de 39 HRC.



Os corpos de prova para ensaios de tração foram confeccionados conforme a norma ASTM E 8M. Os ensaios foram realizados no equipamento universal modelo Otto Volpert com 196 kN de capacidade, na temperatura ambiente.

As dimensões dos corpos de prova para ensaios de fadiga por flexão rotativa estão indicadas na Fig. 1, de acordo com os critérios do fabricante do equipamento, modelo UBM 520/86/9 - Veb Werkstoffprufmaschinen Leipzig.



**Figura 1.** Dimensões do corpo de prova para ensaio de fadiga por flexão rotativa.

Após a confecção final, os corpos de prova de fadiga por flexão rotativa foram polidos com lixa de granulometria 600 na região central ( $R=25$ ) e inspecionados por partículas magnéticas. Os corpos de prova, antes de serem revestidos, foram submetidos a tratamento térmico para alívio de tensões, com aquecimento a 463 K por 4 horas e resfriamento ao ar calmo.

Os ensaios foram realizados a 3.000 rpm, razão  $R = -1$ , temperatura ambiente, considerando a fratura ou  $10^7$  ciclos como limite de fadiga, e obedecendo a seguinte ordem:

- corpos de prova do material base;
- corpos de prova do material base e revestidos com 100  $\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado;
- corpos de prova do material base, submetidos a pré tratamento de *shot peening* e revestidos com 100  $\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado;
- corpos de prova do material base e revestidos com 145  $\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado sobre 15  $\mu\text{m}$  de níquel químico, e
- corpos de prova do material base e revestidos com 100  $\mu\text{m}$  de carvão de tungstênio;

#### ***Procedimentos para eletrodeposição.***

A eletrodeposição de cromo duro acelerado foi realizada em uma solução contendo 250 g/L de ácido crômico e 2,7 g/L de ácido sulfúrico, com densidade de corrente de 55 A/dm<sup>2</sup> a 65 A/dm<sup>2</sup>, velocidade de deposição de 80  $\mu\text{m}/\text{h}$ , na temperatura de 328 K a 333 K. Foi utilizado um banho com catalizador duplo, sendo um à base de sulfato e outro isento de fluoreto. O termo *acelerado*, neste estudo, refere-se ao revestimento de cromo duro com alta velocidade de deposição e livre de ions fluoreto.

Antes dos processos eletroquímicos, os corpos de prova foram limpos por desengraxante alcalino, desoxidados e submetidos a ataque anódico entre 15 A/dm<sup>2</sup> a 30 A/dm<sup>2</sup>, durante 1 a 3 minutos. Após a eletrodeposição de cromo duro, os corpos de prova foram submetidos a tratamento térmico de desidrogenação por 8 horas a 463 K.

#### ***Revestimento de carvão de tungstênio.***

O revestimento foi aplicado pelo sistema HVOF (*High Velocity Oxy-Fuel*) de aspersão térmica, utilizando carbeto de tungstênio contendo 12% Co ( $29 \text{ kg/m}^2 \times \text{mm}$ ), taxa de deposição de  $4,5 \text{ kg/h}$  e taxa de recobrimento de  $0,1 \text{ m}^2/\text{h}/\text{mm}$ .

#### ***Procedimentos para deposição de níquel químico.***

O revestimento de níquel químico foi realizado em uma solução contendo  $20 \text{ g/L}$  de  $\text{NiSO}_4$  e  $24 \text{ g/L}$  de  $\text{NaH}_2\text{PO}_2$ , com pH 5, entre  $355 \text{ K}$  a  $361 \text{ K}$  e velocidade de deposição entre  $8 \text{ }\mu\text{m/h}$  a  $10 \text{ }\mu\text{m/h}$ .

#### ***Aplicação de shot peening.***

O tratamento superficial de *shot peening* foi aplicado de acordo com a norma MIL-S-13165C, com intensidade de 8 A, utilizando esferas tipo S 230 ( $\varnothing 1 \text{ mm}$ ) em aço, e cobertura de 200%. O tratamento foi executado diretamente sobre os corpos de prova de fadiga por flexão rotativa, anterior à eletrodeposição de cromo duro e apenas na região central ( $R=25$ ).

#### ***Análises das superfícies de fratura.***

As análises foram realizadas nos corpos de prova fraturados em fadiga por flexão rotativa, através de imagens obtidas nos microscópios eletrônicos de varredura, modelos LEO 435 vpi e Zeiss DSM 950 do CTA/AMR.

### **3. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

#### **3.1 Ensaio de tração**

Os resultados do ensaio de tração confirmaram as propriedades mecânicas especificadas pela norma MIL-HBK-5, apresentando: limite de resistência à tração de  $1210 \text{ MPa}$ ; tensão de escoamento de  $1118 \text{ MPa}$ ; alongamento de  $14,9\%$  e dureza de  $39 \text{ HRC}$ .

#### **3.2 Ensaio de fadiga por flexão rotativa**

A Figura 2 apresenta os resultados dos ensaios de fadiga por flexão rotativa dos corpos de prova do material base; corpos de prova do material base e revestidos com  $100 \text{ }\mu\text{m}$  de carbeto de tungstênio; corpos de prova do material base e revestidos com  $100 \text{ }\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado com e sem pré tratamento de *shot peening*; e corpos de prova do material base e revestidos com  $145 \text{ }\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado sobre intercamada de  $15 \text{ }\mu\text{m}$  de níquel químico.

Os resultados demonstraram o efeito prejudicial de todos os revestimentos no comportamento em fadiga por flexão rotativa do aço ABNT 4340. Isto é, as resistências à fadiga dos corpos de prova revestidos foram menores em todos os níveis de tensão, em relação aos corpos de prova sem revestimentos. A Tabela 2 apresenta as resistências à fadiga dos grupos de corpos de prova em baixo ( $10^4$ ) e alto ( $10^5$ ) ciclos, bem como nos ciclos limites de resistências à fadiga ( $10^7$ ), com base nas tendências apresentadas pelas curvas da Fig.2.

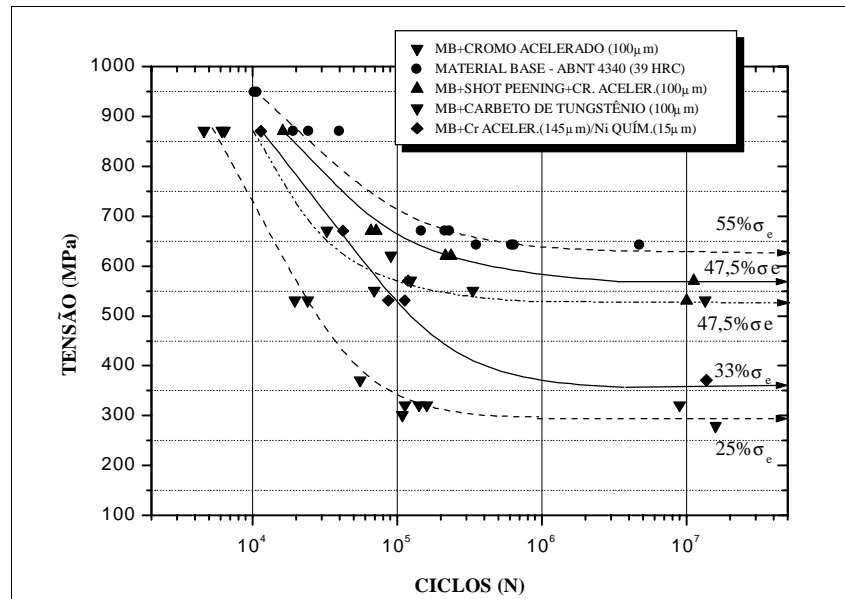


Figura 2. Resultados dos ensaios de fadiga por flexão rotativa.

Tabela 2. Resistências à fadiga em baixo e alto ciclos.

RESISTÊNCIAS À FADIGA			
GRUPO	BAIXO CICLO ( $10^4$ )	ALTO CICLO ( $10^5$ )	LIMITE ( $10^7$ )
MATERIAL BASE ABNT 4340	$\approx 950$ MPa ( $85\% \sigma_e$ )	$\approx 730$ MPa ( $65\% \sigma_e$ )	$\approx 625$ MPa ( $56\% \sigma_e$ )
CARB. TUNGSTÊNIO. (100µm)	$\approx 900$ MPa ( $80\% \sigma_e$ )	$\approx 570$ MPa ( $51\% \sigma_e$ )	$\approx 531$ MPa ( $47,5\% \sigma_e$ )
Cr. ACEL.(145 µm) / Ni (15 µm)	$\approx 900$ MPa ( $80\% \sigma_e$ )	$\approx 550$ MPa ( $49\% \sigma_e$ )	$\approx 360$ MPa ( $32\% \sigma_e$ )
SP+CrômO ACEL. (100 µm)	$\approx 930$ MPa ( $83\% \sigma_e$ )	$\approx 650$ MPa ( $58\% \sigma_e$ )	$\approx 555$ MPa ( $49\% \sigma_e$ )
CrômO ACELER. (100 µm)	$\approx 730$ MPa ( $65\% \sigma_e$ )	$\approx 340$ MPa ( $30\% \sigma_e$ )	$\approx 280$ MPa ( $25\% \sigma_e$ )

Observa-se, na Figura 2 e Tabela 2, a extraordinária redução no comportamento em fadiga por flexão rotativa apresentada pelos corpos de prova revestidos com cromo duro acelerado e a excelente recuperação quando submetidos a pré tratamento de *shot peening*. É bem conhecido que este processo induz tensões residuais compressivas na superfície e sub superfície, a uma profundidade que depende da intensidade, tamanho, material e dureza do *shot* e porcentagem de recobrimento (Kobayashi, 1998). A origem de tensões residuais compressivas é explicada como sendo o resultado da resistência da região circunvizinha do material à deformação plástica causada pelo *shot*. Sabe-se que a iniciação de trincas de fadiga é um processo superficial e relacionado ao nível de tensões residuais próximas à superfície (Wu *et al*, 1995). Em componentes revestidos, a nucleação e propagação de trincas ocorrem preferencialmente na interface revestimento/substrato, podendo provocar o destacamento do revestimento. Assim, as tensões residuais compressivas auto fortalecem esta região (Wu *et al*, 1995) impedindo ou retardando a nucleação e propagação destas trincas.

- *Efeito da camada de níquel químico.*

As curvas ilustradas na Fig. 2 demonstram o efeito também benéfico da utilização da intercâmara de níquel químico na recuperação da vida em fadiga do aço ABNT 4340, revestido com cromo duro. Este comportamento é atribuído a maior tenacidade/ductilidade e tensões residuais compressivas contidas no revestimento de níquel químico e que possivelmente promoveram o retardamento na propagação das microtrincas existentes na camada externa de cromo duro acelerado. Basicamente, as

tensões residuais presentes nos revestimentos de níquel químico variam em função do conteúdo de fósforo contido no mesmo, sendo trativas entre 4% P e 9% P e compressivas abaixo de 4% P e entre 10% P e 12% P. Sua ductilidade também varia com o teor de fósforo, sendo mínima a 10% P (ainda assim superior à ductilidade do revestimento de cromo duro) e máxima a 12% P (Duncan, 1994). As tensões residuais de tração contidas no revestimento de cromo duro, em geral, aumentam com o aumento de sua espessura, implicando no pior desempenho em fadiga. Entretanto, analisando as curvas da Fig. 2 observa-se que apesar do aumento na espessura da camada de cromo duro de 100  $\mu\text{m}$  para 145  $\mu\text{m}$ , a redução em fadiga deste último foi inferior àquela apresentada pelos corpos de prova revestidos com camada única de 100  $\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado. Conclui-se, portanto, que esta recuperação no comportamento em fadiga deve-se a interação entre a camada de cromo duro com a intercamada de níquel químico.

- *Efeito do revestimento de carbeto de tungstênio.*

Ainda da Fig. 2, podemos observar que os corpos de prova revestidos com carbeto de tungstênio apresentaram pequena redução na resistência à fadiga em relação ao material base. Isto pode ser atribuído ao processo em si. Sabe-se que o sistema HVOF de revestimento produz tensões residuais compressivas no substrato devido às deformações mecânicas superficiais provocadas pelo impacto das partículas, similar ao processo de *shot peening*. Estas tensões residuais compressivas induzidas no material base, contrapõem-se às tensões trativas contidas no revestimento, as quais surgem em função da contração provocada pelo rápido esfriamento deste revestimento quando contata a superfície do material base. Por outro lado, esta redução em fadiga pode ser atribuída a alta quantidade de inclusões de óxidos que comumente são formadas durante o processo, as quais apresentam-se como possíveis regiões de iniciação de trincas (<http://member.aol.com/englandg/tsc.htm>).

### 3.3 Análises das superfícies de fratura.

As superfícies de fratura estão indicadas nas Figs. 3 e 4. A Figura 3a apresenta a superfície de fratura de um corpo de prova revestido com cromo duro acelerado e a Figura 3b, a de um corpo de prova submetido a pré tratamento de *shot peening*.

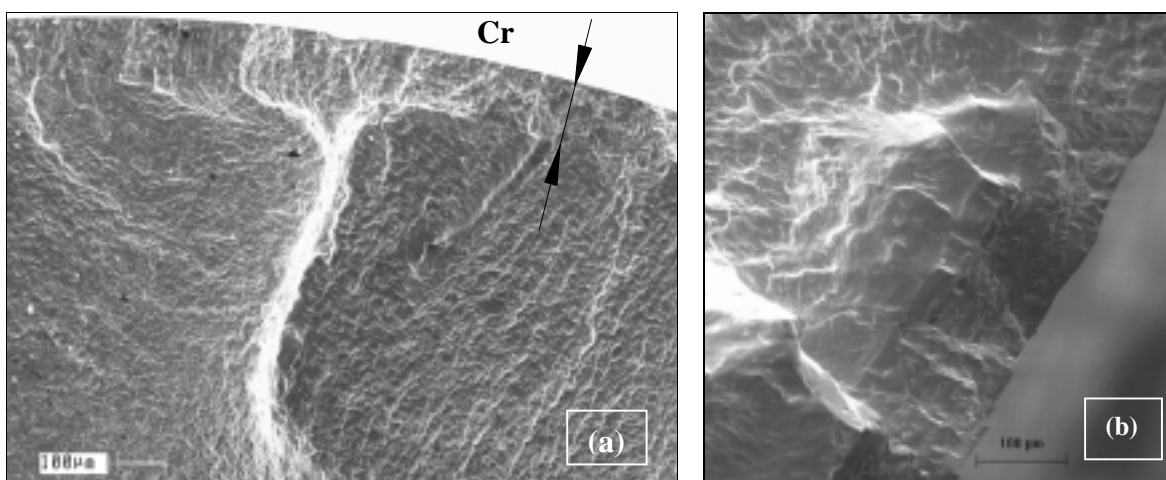


Figura 3. Superfícies típicas de fratura transgranular de corpos de prova revestidos com cromo duro acelerado, sem pré tratamento de *shot peening* (a), e com o pré tratamento (b).

Na Figura 3a observam-se várias frentes de propagação lenta de trincas, tanto na superfície e núcleo do revestimento como na interface do mesmo com o substrato. Nota-se o coalescimento e convergência das trincas em direção ao interior do material base, indicando processo lento de fratura e consumo de grande parte da vida em ciclos. Observam-se a homogeneidade da camada e sua forte aderência ao material base, e microtrincas distribuídas radialmente ao longo da espessura.

Na Figura 3b, que apresenta uma amostra tratada por *shot peening* e revestida com cromo duro, nota-se o coalescimento de microtrincas, crescimento e propagação através de uma região de tensões residuais compressivas, divergindo em seguida. Torna-se clara a resistência oferecida pela região tratada por *shot peening* à propagação de trincas, resultando em ganho em número de ciclos.

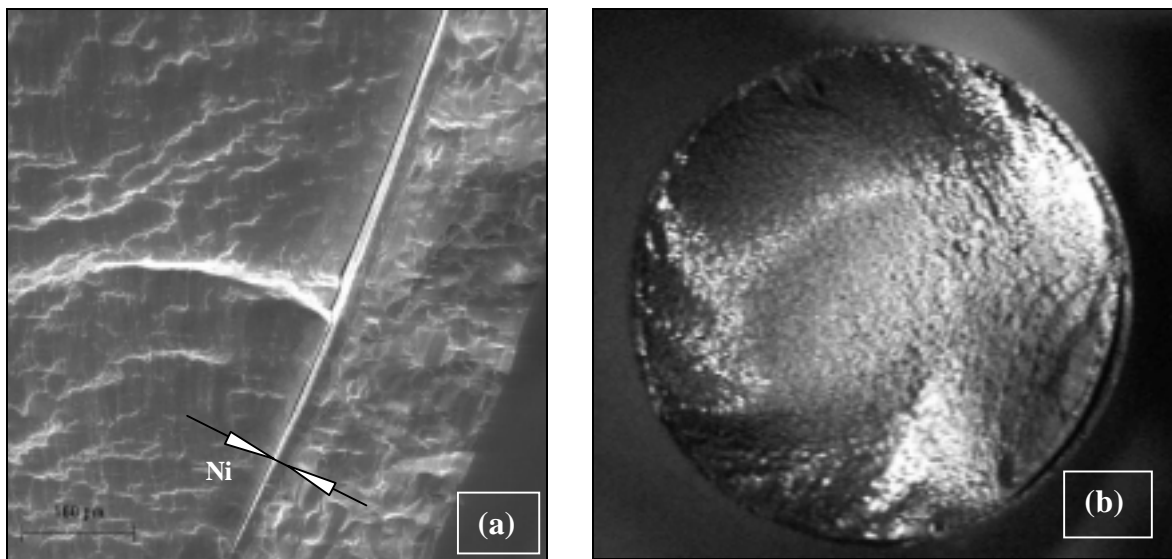


Figura 4. Superfícies de fratura de corpos de prova revestidos com (a) 145  $\mu\text{m}$  de cromo duro acelerado sobre 15  $\mu\text{m}$  de níquel químico e (b) 100 $\mu\text{m}$  de WC.

A Figura 4a apresenta trincas que iniciaram-se a partir da interface revestimento/substrato. Nota-se a uniformidade em ambas as espessuras de níquel químico e cromo duro acelerado; microtrincas radiais ao longo da espessura do revestimento de cromo duro acelerado e que não se propagaram em direção ao substrato (talvez inibidas pela camada intermediária de níquel químico); a excelente aderência entre as camadas de cromo duro acelerado e níquel químico; e delaminação entre esta última com o substrato. As delaminações ocorreram nas regiões de iniciação das trincas e região oposta (ruptura final).

A Figura 4b mostra a estereoscopia da superfície de fratura do material base revestido com carbeto de tungstênio. Observa-se as marcas de praia próximas a região de ruptura final, caracterizando a propagação instável da trinca, bem como o destacamento ocorrido, também nesta região, em função das altas tensões de tração que ocorrem neste instante.

#### 4. CONCLUSÕES

1. Todos os revestimentos reduziram a resistência à fadiga por flexão rotativa do aço ABNT 4340.
2. O pior desempenho em fadiga por flexão rotativa foi atribuído ao revestimento de cromo duro acelerado.

3. Todos os tratamentos superficiais empregados foram benéficos na recuperação do comportamento em fadiga do aço ABNT 4340 revestido com cromo duro. Entretanto, esta recuperação não foi total, isto é, não superou o comportamento apresentado pelo material base.
4. O pré tratamento superficial de *shot peening* provou ser fundamental à recuperação em fadiga por flexão rotativa de componentes revestidos com cromo duro.
5. O revestimento de carbeto de tungstênio forneceu uma recuperação em fadiga para o material base, próxima àquela fornecida pelo tratamento de *shot peening*.
6. A aplicação da intercâmara de níquel químico também provou ser benéfico na recuperação do comportamento em fadiga do material base, promovendo a retenção da propagação de trincas oriundas da camada externa de cromo duro.

## AGRADECIMENTOS.

Os autores manifestam seus agradecimentos à: FAPESP, CAPES e EMBRAER-EDE e ao CTA-AMR, por proporcionarem a realização deste trabalho.

## 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BODGER, B. E., McGRANN, R. T. R., SOMERVILLE, D. A., The Evaluation of Tungsten Carbide Thermal Spray Coatings as Replacements for Electrodeposited Chrome Plating on Aircraft Landing Gear, *Plating and Surface Finishing*, September, p. 28-31, 1997.
- BOLLES, D. C., HVOF Thermal Spraying: An Alternative to Hard Chrome Plating, *Welding Journal*, p. 31-34, October 1995.
- Disponível no endereço World Wide Web: <http://member.aol.com/englandg/tsc.htm>.
- DUNCAN, R. N., The Structure and Properties of Electroless Nickel Deposits, *Anais do VIII EBRATS - Encontro Brasileiro de Tratamentos de Superfícies*, 1994.
- GUILLEMETTE, R., Evaluation of thermal spray coatings for Navy H-60 tail landing gear piston, *United Technologies Sikorsky Aircraft, Praxair, Report Number Mer, L1-319*, September 1993.
- HOTTA, S., ITOU, Y., SARUKI, K., ARAI, T., Fatigue strength at a number of cycles of thin hard coated steels with quench-hardened substrates, *Surface & Coatings Technology*, v. 73, p. 5-13, 1995.
- KOBAYASHI, M., MATSUI, T., MURAKAMI, Y., Mechanism of creation of compressive residual stress by shot peening, *International Journal of Fatigue*, v. 20, No. 5, pp. 351-357, 1998.
- KUO, W. H., SHOUNG, L., LIN, T-I., Nasal septum lesions and lung function in workers exposed to chromic acid in electroplating factories, *Int. Arch. Occup. Environ. Health*, v. 70, p. 272-276, 1997.
- LANGE, G. A., *Fractures in Aircraft Components, Mixed-Mode Fatigue and Fracture*, Mechanical Engineering Publications, London, p. 23-30, 1993.
- LIN, K. L., HSU, C.-J., CHANG, J.-T., Electroplating of Ni-Cr on steel with pulse plating, *Journal of Materials Engineering and Performance*, v. 1(3), p. 359-362, June 1992.
- McGRANN, R. T. R., GREVING, D. J., SHADLEY, J. R., RYBICKI, E. F., KRUECKE, T. L., BODGER, B. E., The effect of coating residual stress on the fatigue life of thermal spray coated steel and aluminium, *Surface & Coatings Technology*, 108-109 (1998) 59-64.
- PAYNE, A. O., The fatigue of aircraft structures, *Engineering Fracture Mechanics*, v. 8, p. 157-203, 1976.

- VASCONCELOS, S. M. B., Estudo da influência dos tratamentos superficiais de cromo duro e níquel químico na vida em fadiga do aço de alta resistência, ABNT 4340, Trabalho final de graduação, Escola de Engenharia Industrial, E. E. I., São José dos Campos/SP, 1992.
- VOORWALD, H. J. C., PASTOUKHOV, V. A., Introdução à Mecânica da Integridade Estrutural, Editora UNESP, São Paulo/SP, Junho/1994.
- WU, Y., ZHANG, Y., YAO, M., Effect of Electroless Nickel Plating on Fatigue Strength of 30CrMoA Steel, Plating and Surface Finishing, p. 83-85, April 1995.
- YOUNG, D. W., Aircraft landing gears - the past, present and future, Proc. Institution of Mechanical Engineers, Proc. Imech-E, v. 200, n. D2, p. 75-92, 1986.

# **A ENGENHARIA SIMULTÂNEA SEMPRE PRESSUPÕE UM AMBIENTE INTEGRADO DE PROJETOS**

**Márcio Silva Alves Branco**

Universidade Federal de Juiz de Fora, Colégio Técnico Universitário, Coordenação de Mecânica, 36080-001, Juiz de Fora, MG, Brasil. E-mail: [branco@mailctu.ufjf.br](mailto:branco@mailctu.ufjf.br)

## **Resumo**

O presente artigo irá abordar aspectos relacionados com a implementação da engenharia simultânea. Assim, a partir de problemas detectados na indústria, apresenta-se estratégias (como), áreas afetadas (onde), técnicas empregadas e infra-estrutura para esta tarefa no intuito de se constituir um novo ambiente para o processo de desenvolvimento de um produto industrial, que pode ser chamado de desenvolvimento integrado, necessário ao aprimoramento, à sobrevivência e ao crescimento de uma empresa em um mercado competitivo e globalizado.

**Palavras-chave:** Desenvolvimento de produtos, Engenharia simultânea, Projeto integrado.

## **1. INTRODUÇÃO**

Nos últimos 10 anos, o ciclo de vida de produtos de diferentes ramos da indústria diminuiu, enquanto que o tempo (proporcionalmente relativo ao ciclo de vida) gasto no desenvolvimento de novos produtos aumentou significativamente (Bullinger et al, 1996). Isto mostra que, atualmente, as empresas estão vivenciando uma época em condições turbulentas, na qual sobreviver não depende apenas da habilidade de vender seus produtos, mas também, da capacidade de renovação destes. Deste modo, uma contínua adaptação é necessária, especialmente na área de projeto de produtos que influencia de maneira decisiva outras áreas, tais como a de produção e a de vendas.

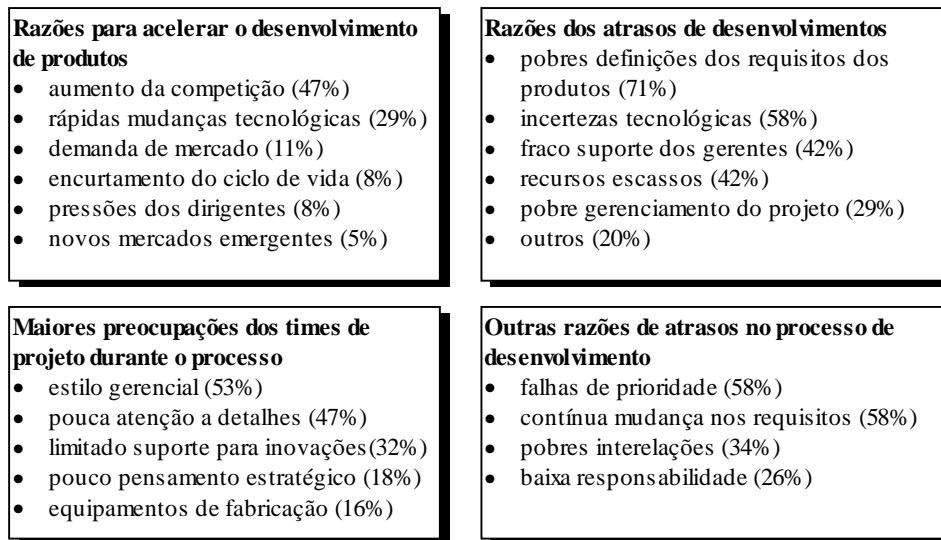
## **2. FATORES QUE INFLUENCIAM O DESENVOLVIMENTO**

Clark et al (1994) escreve em seu artigo que, para ser um líder no ambiente industrial nos anos 90 uma empresa deve sobressair-se, pelo que apresenta, de duas contraditórias maneiras. Primeiramente, ela deve, constantemente, construir e refazer suas áreas de especialização, então ela terá a capacidade necessária para ficar a frente das outras. Em segundo lugar, ela deve estar pronta a uma mudança para um ambiente de tarefas multi-disciplinares e contar com o trabalho em times sempre que isto ocorra para se prevalecer num ambiente competitivo e turbulento. Em outras palavras, a empresa deve encontrar o modo que melhor a capacita num dado ponto no tempo para apresentar um produto que encontre as necessidades de seus consumidores (o que depende de alta especialização de seu pessoal) e do modo mais rápido possível e mais eficiente que seus competidores (o que depende de integração).



Clausing (1994) nos diz que a rapidez no lançamento de um produto é essencial na dinâmica da moderna economia internacional. Isto faz com que o produto obtenha uma grande fatia do mercado, liderando-o e obtendo, conseqüentemente, o sucesso esperado. Por outro lado, capacita uma adaptação rápida que o produto por ventura tenha que sofrer devido às mudanças no mercado ou de seu competidor.

De acordo com Gupta et all (1990), apesar do aumento da pressão em desenvolver mais e novos produtos e da necessidade de acelerar o desenvolvimento, 87% das respostas, obtidas em uma pesquisa realizada em diversas empresas, mostraram que a maioria das razões, as quais são responsáveis pelo atraso do desenvolvimento de um produto no passado, permanecem atualmente em suas companhias. Baseado nas respostas dos gerentes entrevistados, a maior parte das razões foram identificadas e são apresentadas na figura 1.



**Figura 1.** Avaliação do processo de desenvolvimento (Gupta *et all*, 1990).

A engenharia simultânea possui diretrizes para uma integração e adaptação necessários ao processo de desenvolvimento de produtos. Na implementação de todas essas mudanças é necessário um efetivo e eficaz gerenciamento do processo de desenvolvimento para que se alcance qualidade no produto, num período curto de tempo com o menor custo o que se vai demonstrar ao longo deste capítulo (Branco, 1998).

### 3. O DESENVOLVIMENTO NUM AMBIENTE DE ENGENHARIA SIMULTÂNEA

Indubitavelmente, a otimização do “Triângulo Mágico”, ou seja, da qualidade, tempo e custo é necessária (Bullinger *et all*, 1996).

Segundo Clausing (1994), a engenharia simultânea possui duas características essenciais: (1) capacita um processo simultâneo, isto é, em uma visão micro as tarefas são realizadas seqüencialmente, mas de uma perspectiva macro, o efeito é de simultaneidade e (2) é realizada por um time multidisciplinar de desenvolvimento de produtos multifuncional, isto é, integrando o projeto. A engenharia de projeto do produto, de processos-produção, o suporte e todas as outras áreas relacionadas com o desenvolvimento são comprometidas, desde o início, com uma série de objetivos e atividades integradas. A idéia é simples: ter um time trabalhando em um sistema integrado de atividades de desenvolvimento focada no benefício

do consumidor. O sistema compreende o produto, e a capacidade de produção e apoio, sendo estes integrados em um sistema unificado.

De acordo com Bullinger *et all* (1996), a engenharia simultânea foi baseada nas reações da indústria européia no sentido de obter uma diminuição do tempo de desenvolvimento de novos produtos em relação às companhias Japonesas. Seu enfoque principal é na simultaneidade das diversas tarefas, não se preocupando muito com os aspectos de integração. Na literatura, a engenharia simultânea é descrita, freqüentemente, como uma estratégia, mas a experiência prática mostra muito mais que isto. A engenharia simultânea, de acordo com Bullinger, é antes uma metodologia e uma proposição de uma técnica integrada de resolução de problemas, envolvendo todos os recursos presentes no processo de desenvolvimento de produtos.

A integração exige que o trabalho seja executado entre departamentos de uma empresa, congregando conhecimentos diversos. Deste modo, irá propiciar um processo realizado e orientado através de objetivos comuns.

Assim, uma organização composta por times multidisciplinares se apresenta capacitada a enfrentar um mercado competitivo, proporcionando subsídios a implementação de técnicas integradas para a concepção, desenvolvimento, fabricação e venda de seus novos produtos.

### 3.1 Aspectos de implementação da engenharia simultânea

Como mencionado anteriormente, os benefícios de um ambiente de engenharia simultânea podem ser vistos na otimização do processo de desenvolvimento com relação ao “Triângulo Mágico”, i é no que se refere a tempo, custos e qualidade. Agora, a questão é como e onde a engenharia simultânea deverá ser introduzida na empresa. Para responder esta pergunta, várias estratégias (como), áreas (onde) serão discutidas em seguida.

#### Estratégias

Para Bullinger *et all*, (1996), geralmente três possíveis estratégias podem ser identificadas como recomendações para um eficiente ambiente de engenharia simultânea:

- Paralelização de sub-processos e de tarefas, a fim de eliminarem-se os atrasos (figura 2).
- Padronização de elementos pertinentes ao processo de desenvolvimento do produto, com o intuito de melhorar o entendimento e minimizar as confusões (figura 3).
- Integração de departamentos e pessoal via uma composição matricial ou multifuncional de equipes de trabalho (figura 3).

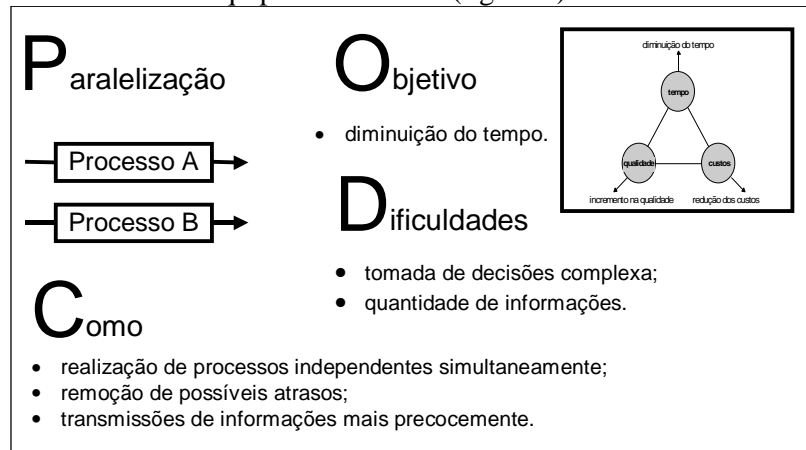
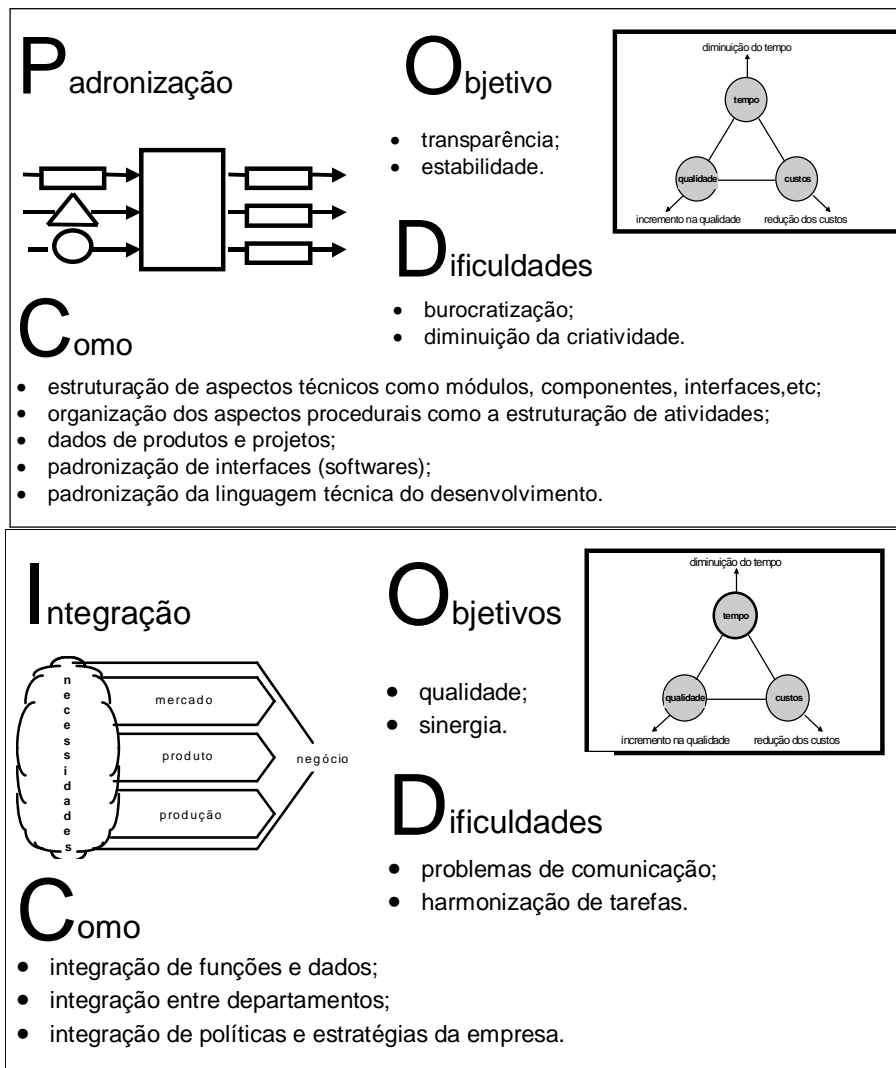


Figura 2. Aspectos de paralelização.



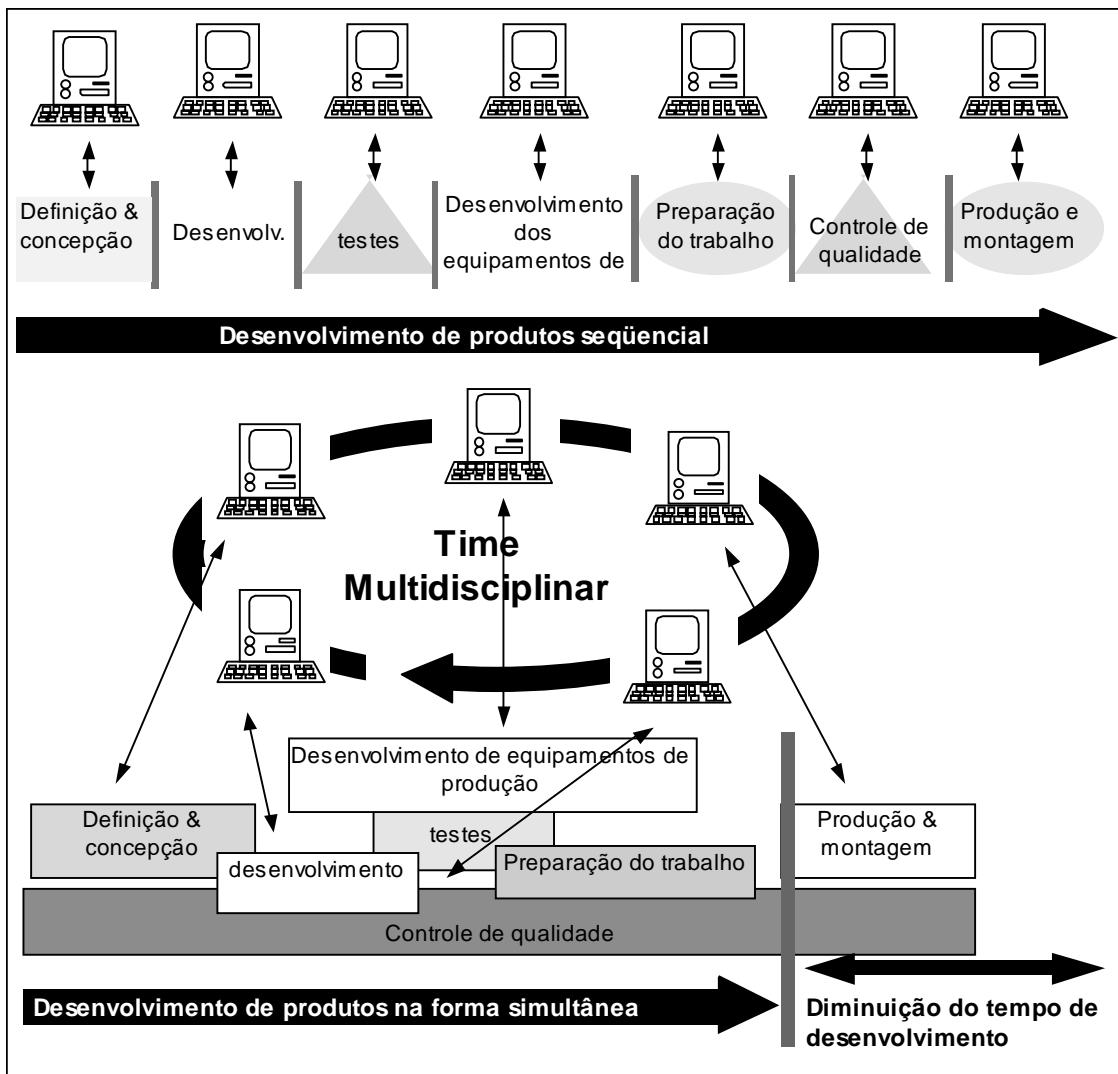
**Figura 3.** Aspectos de integração.

### Áreas potenciais para o aperfeiçoamento

Como ilustra a figura 4, para otimizar o processo de desenvolvimento do produto em uma empresa, i. e. melhorar a efetividade e a eficiência, é inevitável que mudanças devam ser feitas na estrutura organizacional, nos processos, instalações e nas diretrizes do treinamento de pessoal, bem como novas soluções para o próprio produto. Estas mudanças são realizadas em áreas susceptíveis e controladas de uma empresa:

- organização, relacionado com a estruturação funcional e coordenação;
  - unidades autônomas e autárquicas de projeto;
  - organização por times multidisciplinares orientada ao produto e componentes;
  - transferências de informações e interfaces claras;
  - fluxos de informações integrados;
  - estruturas de projeto uniformes e
  - curta distância entre membros dos times.

- processos, estruturação e planejamentos das tarefas;
  - separação de processos independentes;
  - identificação de processos interdependentes;
  - começo antecipado de processos dependentes mesmo sem completa informação;
  - identificação de processos repetitivos;
  - comunicação face a face entre membros de equipes;
  - transparência de resultados relevantes de cada processo.
- recursos, planejamento e coordenação na alocação de recursos;
  - flexibilidade e rapidez;
  - linguagem comum entre os engenheiros, compradores, vendedores;
  - equipes generalistas ao invés de especialistas;
  - objetivos comuns prevalecendo.
- produtos, controle da qualidade.



**Figura 4.** Organização, estruturação, planejamento e controle no processo.

## **Técnicas empregadas**

A partir dessa complexidade do ambiente de desenvolvimento de produtos surgiram vários novos conceitos, denominações e preocupações que servem como apoio para a implementação das idéias da engenharia simultânea. Esses conceitos são encontrados na literatura técnica e na prática industrial sob denominações tais como: desdobramento da função qualidade (QFD), projeto para o custo (DFC), projeto para manufatura (DFM) e projeto para montagem (DFA). Dentro desses, conceitos é importante destacar duas linhas principais de pensamento. A primeira é que o projeto deve ser elaborado tendo por preocupação todas as fases pela qual passa o produto, isto é, desde a identificação das necessidades até o descarte deste. A segunda linha é quanto ao processo de desenvolvimento, no que se refere a multidisciplinaridade das atividades, formação e integração de equipes e simultaneidade das atividades. Outra visão rica em novos termos ou siglas, é quando se enfoca o meio computacional ou o uso do computador no processo de produção, onde se tem ferramentas como: CAE, CAD, CAM, CIM e FEA.

## **Infra-estrutura necessária**

A estrutura para implantação da engenharia simultânea normalmente agrega três elementos principais: um ambiente organizacional bem estruturado, referente aos dados de produtos para o suporte ao desenvolvimento; uma estrutura de ferramentas, para o tratamento dos dados e integração do processo; tudo isso apoiado em um sistema informatizado. A seguir, são listadas algumas das características de uma estrutura bem montada de um ambiente integrado de projetos:

- distribuição e controle de dados pertinentes ao desenvolvimento;
- arquitetura cliente/servidor com múltiplos terminais;
- interações entre diferentes desenvolvimentos e estabelecimentos de suas interdependências;
- modelagens de processos dependentes e independentes para capacitar trabalhos paralelos e simultâneos;
- reação flexível a mudanças no processo de desenvolvimento bem como na organização deste;
- métodos comuns para execução de tarefas via o uso de interfaces;
- estruturação da capacidade da empresa no que se refere a organização de multi-projetos;
- sistemas de comunicação e integração;
- sistemas de segurança de dados;
- oferecer diferentes ferramentas através do uso de interfaces de integração;
- integração entre as várias ferramentas;
- atualização contínua de dados referentes a atividades de desenvolvimento para um efetivo acompanhamento e controle de dados;
- padronização da linguagem técnica usada pelos membros da equipe;
- armazenamento, controle e acesso de documentação oficial de produtos e projeto, do início do desenvolvimento até o final do ciclo de vida e;
- planejamento progressivo dos projetos, controle do progresso do desenvolvimento e auditoria deste.

## 4. CONCLUSÕES

A partir deste estudo pode-se fazer algumas considerações:

- A organização do ambiente empresarial é de extrema importância, portanto os aspectos de implementação citados, estratégias e áreas afetadas, devem ser priorizados.
- Para um sucesso maior, ou seja, para se atingir uma eficiência exigida atualmente, deve-se, também, apoiar o ambiente de desenvolvimento com as técnicas e ferramentas apresentadas e introduzir uma infra-estrutura necessária para que estas se tornem eficazes.
- A formação de um ambiente formado por times multidisciplinares é essencial ao sucesso de um ambiente integrado de projetos.

Portanto, pode-se chegar a conclusão de que a engenharia simultânea indica caminhos a serem seguidos para a formação de um ambiente de desenvolvimento de excelência, isto é, que proporcione alta qualidade dos produtos gerados por este, a um custo reduzido e no tempo adequado às pressões competitivas do mercado nas condições atuais.

## 5. REFERÊNCIAS

- Bullinger, H. -J. e Warschat, J., 1996, “Concurrent simultaneous engineering systems: the way to successful product development”, Springer-Verlag, London.
- Clausing, Don, 1994, “Total quality development: a step by step guide to world class concurrent engineering”, New York, ASME press.
- Clark, Kim B. et al., 1994, “How to integrate work and deepen expertise”, Harvard business review, setembro-outubro, pp. 121-130.
- Gupta, Ashok K. e Wilemon, David L., 1990, “Accelerating the development of technology based new products”, California management review, Winter.
- Branco, Márcio S. A., 1998, “Sistemática para o gerenciamento do processo de desenvolvimento de produtos num ambiente de engenharia simultânea”, dissertação de mestrado, curso de pós-graduação em engenharia mecânica, UFSC.

# A IMPLANTAÇÃO DO JUST-IN-TIME EM EMPRESAS DA INDÚSTRIA METAL - MECÂNICA DO ESTADO DE SANTA CATARINA

Maurílio José dos Santos

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, 53074-000 Recife, PE, Brasil: mjs@npd.ufpe.br

## Resumo

Este artigo apresenta uma investigação da influência da cultura da empresa no just in time. A implantação do just in time nas empresas foi estudada em função das técnicas, procedimentos e filosofias de administração da produção que a empresa utilizando há pelo menos um ano. As características culturais da empresa foram estudadas por meio de um modelo de cultura organizacional. O estudo empírico foi efetuado em 10 empresas, de tamanho médio, da indústria de Estado de Santa Catarina. A pesquisa não encontrou uma relação direta entre a cultura organizacional e a implantação do just in time. Esta foi influenciada por outros fatores, sendo a existência de uma pessoa responsável pela implantação dessa filosofia

Palavras Chaves: Taylorismo, Fordismo, Cultura, Just in Time.

## 1. INTRODUÇÃO

As empresas industriais têm, de um modo geral, demonstrado uma preocupação com o desempenho competitivo das indústrias japonesas. E há um forte processo de mudança também aumentar sua eficiência. E isso tem feito com que elas procurem inovações organizacionais que as empresas japonesas utilizam. E isto tem levado essas empresas a utilizarem de forma intensa a filosofia da produção just in time. Isto é, as empresas japonesas, em sua grande maioria, não trabalham mais na forma tradicional de produzir denominada Taylorismo numa forma muito mais eficiente chamada just in time.

Portanto, para as empresas do ocidente, uma forma fácil de resolver esse problema é passar também a usar essa inovação organizacional. Entretanto, há no Brasil algumas considerações sobre as dificuldades da implantação dessa filosofia no Brasil. Muitas delas afirmativas de que esta forma de trabalhar só é aplicável se a nossa cultura não permite que essa filosofia seja aplicada em nosso país.

## 2. O TAYLORISMO-FORDISMO

A indústria como conhecemos teve seu início com a Revolução Industrial ocorrida no período de 1750 a 1850. A indústria pioneira no período foi a têxtil. Posteriormente surgiram outras, como a siderúrgica e a metalúrgica (Harding 1989). Esse processo foi seguido por países como os Estados Unidos e depois a Alemanha.

No tocante ao estudo e à pesquisa da administração da produção, o pioneiro nessa área foi o economista Adam Smith. Em 1776 ele escreveu o livro A

Riqueza das Nações, no qual mostrou as vantagens econômicas fundamentais do trabalho.

Entre os vários estudos sobre o assunto, um que teve grande impacto industrial foi o do pesquisador americano Frederick Taylor. Este estudioso que em 1911 introduziu o conceito de administração científica na indústria. Ele iniciou a indústria como operário e depois continuou como engenheiro adotando uma metodologia de trabalho, muito diferente da que se utilizava até então. A administração científica, pregava uma divisão de responsabilidades e tarefas. Os empregados seriam responsáveis pela seleção e treinamento das pessoas mais habilitadas para as tarefas. O operário deveria ter produtividade que seria fixada pela administração, e em compensação receber remuneração superior a que vinha recebendo (Beylor, 1989).

Além de Taylor o pesquisador americano Henry Ford também tinha seu foco de estudo centrado no aumento da produtividade. Enquanto o primeiro trabalhou em empresas, Ford estudou a produtividade na fabricação de veículos.

Em 1913 conseguiu desenvolver um produto que pudesse ser fabricado na forma artesanal, mas num processo de manufatura como o que conhecemos hoje. Ele introduziu a produção em grandes quantidades (em massa) numa indústria que trabalhava por encomenda. Ford possibilitou essa inovação estabelecendo a montagem em movimento, mas, e principalmente, a segurança. (1992, p. 14),

"pela completa e consistente intercambialidade das coisas, e das coisas entre si, é que essas inovações tornaram a

Essa forma de produção em massa passou a ser então o padrão de produção em termos mundiais. Ela passou a ser adotada por empresas das mais diversas indústrias. E a utilização das técnicas desenvolvidas por Henry Ford passou a ser denominada de Taylorismo.

### 3. A FILOSOFIA JUST-IN-TIME

Em 1949 a Toyota localizada na cidade de Toyota, no Japão, estava passando por grandes dificuldades financeiras e solicitou recursos financeiros para seus bancos. Segundo (1990), os financistas concordaram em fornecer o empréstimo que Toyota precisava desde que atendesse às seguintes exigências:

- a) constituísse uma empresa para efetuar a distribuição e comercialização dos veículos que funcionasse de forma autônoma.
- b) demitisse grande número de funcionários, a fim de reduzir custos.
- c) só fabricasse os veículos que a empresa de distribuição tivesse vendendo (produção às vendas).

A implantação dessas recomendações fez nascer uma filosofia de manufatura denominada Just-in-time a qual Schomburg (1984) deu a seguinte definição:

"A empresa deve fazer apenas o necessário para atender aos clientes, e não fazer produtos acabados, mas fazer peças a medida, a tempo de entrega, e adquirir materiais apenas a tempo de produção em peças fabricadas".



#### 4. A CULTURA DA EMPRESA

A cultura da empresa vem sendo utilizada para explicar fenômenos que empresas, bem como para resolver os seus problemas. Ela tem recebido, década, uma grande atenção dos estudiosos das organizações. Tal fato foi constatado pelo grande sucesso de público e crítico de *Deitch & Kennedy* (estudo corporativo, 1982) e *Pascale* e *Atho* (As Artes Gerenciais Japonesas, 1982). *Waterman* (Vencendo a Crise, 1981) e *Teoria Z*, 1986).

Segundo *Schein* (1989, p. 16)

"a cultura é uma noção pertinente na medida que permite compreender o funcionamento das organizações e resolver os seus problemas, coisas em que outras abordagens são ineficazes".

Neste trabalho, entre as variáveis da empresa encontradas na literatura foi escolhida a da corrente comportamental. *Edgar Schein* que define que: "Cultura Organizacional é o conjunto de pressupostos básicos que um indivíduo descobre ou desenvolve para aprender a lidar com os problemas de adaptação de integração interna e que funcionaram bem o bastante para serem ensinados aos membros, como a forma correta de perceber, pensar e sentir em relação aos problemas" (*Schein* 1991, p. 9)

Para explicar a sua definição *Schein* elaborou um modelo com três níveis: artefatos, valores e pressupostos básicos, o qual está apresentado a seguir:

##### ARTEFATOS E CRIAÇÕES

Tecnologia

Arte

Padrões de comportamento visuais e audíveis

##### VALORES

Testáveis no ambiente físico

Testados somente por consenso social

##### PRESSUPOSTOS BÁSICOS

Relacionamento com o ambiente

Natureza da realidade, tempo e espaço

Natureza da natureza humana

Natureza da atividade humana

Natureza dos relacionamentos humanos

#### 5. METODOLOGIA

A pesquisa foi elaborada com a finalidade de verificar se havia alguma implantação de cultura existente na empresa.

O maior ou menor sucesso da implantação foi medido em função das técnicas, filosofias e procedimentos de administração utilizados para apoiar como: redução de estoques, eliminação de desperdícios, células de manufatura rápida de resposta, redução de tempo de controle total da qualidade, círculos de qualidade, auto controle da qualidade e kaizen. Sendo por esse critério níveis I, II, III e IV de sucesso. Quanto mais elementos a empresa tiver seria sua classificação na citada tipologia.

O conhecimento do nível de implantação foi obtido por meio de uma entrevista com os responsáveis pela implantação.

A leitura da pesquisa foi efetuada a partir de dois tipos de questionário aplicado exclusivamente a pessoas que trabalhavam na seção de manufatura e pessoas das demais seções.

Os questionários utilizaram a escala de pontos para pesquisar características culturais das empresas.

A pesquisa foi efetuada em cinco empresas situadas no Estado de Santa Catarina, de tamanho médio (com mais de 100 e menos de 500 empregados) e com processo de fabricação repetitivo, implantando a filosofia há mais de um ano.

## 6. O ESTUDO COMPARATIVO DE CASOS

Foram pesquisadas três empresas mecânicas, com 202, 300 e 421 empregados e duas empresas metalúrgicas, com 262 e 356 empregados. Essas empresas produzem produtos: compressores, furadeiras, relógios, tornos, fresadores, guias, sedes de válvulas, discos de freios, silenciosos para automotores, produtos laminados e produção de tubos, perfis e longarinas.

Das cinco empresas pesquisadas, nenhuma tinha implantado todos os procedimentos de administração da produção que atingiam um nível alcançado o nível III, duas o nível II, uma o nível I e depois tinha abandonado essa inovação.

### 6.1. OS ESTÁGIOS DA IMPLANTAÇÃO DA FILOSOFIA JUST-IN-TIME

As empresas pesquisadas apresentaram os seguintes comportamentos:

#### A Empresa de Nível III

Implantou: eliminação de desperdícios; estoques; células de manufatura; troca rápida de ferramentas; redução do lead time; autocontrole de qualidade e kaizen.

#### As Empresas de Nível II

##### A Empresa A

Implantou: redução dos estoques; eliminação dos desperdícios; troca rápida de ferramentas (parcial) e redução do lead time.

##### A Empresa B

Implantou: redução dos estoques; eliminação dos desperdícios; células de manufatura (parcial); kanban (parcial) e autocontrole de qualidade.

#### A Empresa de Nível I

Implantou: redução de estoques; células de manufatura (parcial); troca rápida de ferramentas (parcial); autocontrole de qualidade (parcial); kaizen.

#### A Empresa de Nível Zero

Iniciou a implantação de eliminação de desperdícios e de células de manufatura, abandonou (fracassou na implantação).

## 6.2. AS CARACTERÍSTICAS CULTURAIS DAS EMPRESAS

Para investigar a influência da cultura empresarial na implantação, foram utilizadas perguntas norteadoras. Elas tiveram como base o código de Edgar Schein, ou seja: Os artefatos e Criações, os Valores e os Pressupostos. As perguntas estão apresentadas a seguir:

A primeira foi: Qual a influência das características culturais class. categoria artefatos e criações no nível de implantação do

Para saber a resposta desta investigação foi feita nesta categoria de cultura, as seguintes afirmativas eram verdadeiras ou falsas

A empresa utiliza de forma eficiente o seu espaço físico. A e instalações extremamente As pessoas da empresa têm um comportamento aberto e comunicam-se de forma intensa. Os chefes e subordinados trabalham no mesmo espaço físico. Os chefes e subordinados trabalham num ambiente físico separado.

Os dados mostraram que

A empresa com nível III de implantação apresentou a presença favoráveis à implantação. Uma das empresas de nível II teve apenas um elemento presente. Logo, neste item do modelo de cultura, não houve confirmando a pergunta norteadora, isto é, a cultura não influenciou a implantação.

A Segunda pergunta foi: Qual a influência das características culturais classificadas na categoria valores no nível de implantação do

Da mesma forma que na primeira pergunta, aqui foi feita uma investigação da cultura, para saber se as afirmativas eram verdadeiras ou falsas.

A empresa procura constantemente motivar seu empregados para todas as atividades. A empresa incentiva seus empregados a se interessarem pela qualidade de direção da empresa demonstrando interesse nas novas técnicas, procedimentos e filosofia de administração da produção. As técnicas, procedimentos e filosofias de produção foram implantadas num momento em que a empresa estava com dificuldades para vender seus produtos. As técnicas, procedimentos e filosofias de administração foram implantadas por exigência dos clientes. O gerente de produção aceita que os empregados nas novas técnicas, procedimentos e filosofias de administração.

Os dados mostraram que:

A empresa de nível III apresentou a presença de oito elementos. Uma empresa de nível II teve quatro elementos presentes, e a outra empresa de nível I teve oito elementos presentes. A empresa que abandonou teve cinco elementos presentes. A outra empresa de nível III teve cinco elementos presentes.

Também neste caso a implantação não foi influenciada pela presença dos elementos da categoria valores.

A terceira pergunta foi :

Qual a influência da presença das características culturais classificadas pressupostos básicos no nível de implantação do

Fazem parte dessa categoria as seguintes afirmativas:

Os empregados participam das decisões que lhes afetam. A empresa só decide conseguir a concordância de todos os envolvidos na decisão. As pessoas, detestam o trabalho. O controle exercido pela chefia e a ameaça de punição meios de estimular o trabalho em vista aos objetivos da empresa. Uma pessoa sob condições adequadas, tanto a aceitar responsabilidades como a procurar são mutáveis e passíveis de procurar a perfeição.. A informação e a habilidade de todos os níveis, são relevantes para o desempenho da empresa. A empresa toma decisões estratégicas analisando suas conseqüências a longo prazo. Os empregados não percebem a existência de ameaças à sobrevivência da empresa. A empresa vive de uma maneira que, para trabalhar, ela procura sempre se antecipar aos fatos. Os empregados confiam na empresa. A empresa procura viver em harmonia com seus ambientes econômico e tecnológico e social. A empresa conhece as oportunidades do ambiente.

A análise dos dados mostrou que:

A empresa de nível III de implantação teve a presença de oito elementos. A empresa de nível II apresentou a presença de quatro elementos. A empresa de nível I teve a presença de dois elementos. A empresa que desativou a implantação teve a presença de um elemento. A outra empresa de nível II teve a presença de cinco elementos.

O comportamento das empresas não ocorreu no sentido de quanto maior o nível de implantação, maior o número de elementos.

## 7. CONCLUSÕES

A investigação da implantação de uma nova tecnologia mostrou uma relação direta entre a cultura da empresa e as características mais propícias para o sucesso. Entretanto, os dados pesquisados permitiram detectar a existência de uma cultura que favorece a implantação. As 3 (três) empresas que possuem esses elementos tiveram um maior nível de sucesso na implantação e as 2 que não possuíam, uma fracassou e outra teve um menor nível de sucesso. Esses

- a) Coerência entre valores (teoria exposta) e pressupostos básicos
- b) Os empregados não perceberam a empresa como autoritária.
- c) Havia uma pessoa gerenciando e se envolvendo com a implantação do just in time

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- . Coriat, Benjamin, 1990, "Penser à L'envers", Christian Burgois Éditeur, Paris.
- . Deal, Terrence E and Kennedy, Allen, 1982. "Corporate Cultures: The Rites and Rituals of Corporate Life", Addison-Wesley Publishing Company Inc. Massachusetts USA
- . Dean, Phillis., 1982, "A Revolução Industrial". Rio de Janeiro, Zahar Editores, Rio de Janeiro, Brasil, 348 p.

- . Ford, Henry, 1954, *Uma Nova Obra*". In: Ford, Henry. "Os Princípios de Prosperidade" Ed. Freitas Bastos. Rio de Janeiro e São Paulo, Brasil
- . Harding, H.A,1989, "Administração da Produção". Ed. Atlas, São Paulo,
- . Ouchi, William., 1986, "Teoria Z: Como Podem Empresas Enfrentar o Desafio Japonês". São Paulo, Brasil.
- . Pascale, Richard Tanner, Athos, Anthony G. 1982. "As Artes Gerenciais" Record Rio de Janeiro, Brasil.
- . Peters, Thomas and Waterman Jr., Robert H., 1983,. "Vencendo a Crise: Bom Senso Empresarial Pode Superar a Crise" Haper e Row.. São Paulo, Brasil.
- . Schein, Edgar H.1984. "Coming to a new awareness of Organizational Culture" Sloan Management Review. Winter .
- . Schomberger, Richard J,. 1984, *Técnicas Industriais Japonesas* Sobre a Simplicidade. São Paulo: Pioneira.
- . Taylor, Frederick Winslow, 1989,"Princípios de Administração Científica" São Paulo, Brasil.
- . Thèvenet, Maurice,1989,"Cultura de Empresa: Auditoria e Mudança", Portugal
- . Womack, James P., Jones, Daniel T. and Ross, Daniel, 1992, "A Máquina do Mundo", Ed. Campus, Rio de Janeiro, Brasil, 347p.

# MISTURAS DIESEL-ÁLCOOL-ÓLEO DE RÍCINO COMO UM COMBUSTÍVEL ALTERNATIVO PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO.

**Eduardo Gagliuffi Peralta**

**José Guilherme R. R. Bastos**

**Cleiton Rubens Formiga Barbosa**

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 59.072-970, Natal, RN, Brasil. E-mail: [eduardo@dem.ufrn.br](mailto:eduardo@dem.ufrn.br)

## Resumo

O presente trabalho tem como propósito avaliar algumas características das misturas ternárias de diesel-álcool-óleo de rícino, onde este último é utilizado como co-solvente, visando sua utilização em motores de ignição por compressão. As misturas foram obtidas por processos simples, misturando-se em um mesmo recipiente, quantidades conhecidas dos componentes. Em uma primeira fase, foram preparadas soluções com variados teores de álcool no óleo de rícino, para determinação das características da mistura. Numa segunda fase, adicionou-se para cada solução óleo de rícino-álcool, a quantidade de óleo diesel que proporcionasse completa solubilidade da mistura. As misturas ternárias foram caracterizadas e comparadas com as propriedades do óleo diesel padrão. Os resultados obtidos sinalizam para a possibilidade de aplicação destas misturas ternárias como combustíveis alternativos em motores de ignição por compressão, sem modificações, podendo ser adotadas em regiões com disponibilidade dos componentes da mistura.

**Palavras-chave:** Misturas ternárias, Diesel alternativo, Combustível renovável, Combustível alternativo.

## 1. INTRODUÇÃO

Várias pesquisas têm sido direcionadas para o alcance de soluções convenientes na substituição de combustíveis derivados do petróleo por alternativas de produção mais simples e, principalmente, renovável de origem vegetal. A necessidade de se buscar essas alternativas, induz a necessidade de investimentos em estudos de combustíveis alternativos. Novamente, o caminho é o álcool, que produz energia limpa e renovável. Estudos apontam cada vez mais a viabilidade desse combustível puro ou em mistura, como no caso particular deste estudo, com o combustível diesel.

Diversas pesquisas com misturas álcool-diesel foram desenvolvidas nas décadas de 70 e 80, em diversos países, entre os quais o Brasil, e avaliou-se alternativas tais como soluções, emulsões, alimentação multicomcombustível, ignição através de aceleradores, ignição assistida com vela incandescente, fumigação etc. Nos últimos anos o chamado diesel “ecológico” voltou a ser testado e as demonstrações de viabilidade seguem em continuidade.

Uma das dificuldades na aplicação deste tipo de alternativa é a baixa solubilidade do etanol em óleo diesel, fato que impede a utilização de misturas com teores acima de aproximadamente 5% de etanol (Andrade, 1986).

As pesquisas que procuram aumentar a capacidade de solubilização do álcool em óleo diesel, despertam interesse sob os seguintes aspectos:

- a) Se consolidaria uma nova fonte consumidora para os excedentes de álcool etílico;
- b) Consiste em uma solução para substituição de uma parcela do óleo diesel;
- c) Os níveis de emissões atendem melhor ao estabelecido pelos órgãos de controle ambiental.

Uma das formas de aumentar a solubilidade do álcool no diesel é utilizando-se de uma terceira substância (misturas ternárias) que, agindo como co-solvente, possibilitasse teores de misturas mais elevados (França *et al.*, 1984). Estes co-solventes têm que apresentar propriedades que permitam solubilização no álcool e no diesel. Dentre algumas alternativas de utilização de co-solventes, este trabalho apresenta o óleo de rícino, que além de sua disponibilidade local, é de origem vegetal, viável e sustentável em termos sócio-econômicos.

## 2. CONSIDERAÇÕES GERAIS

A solubilidade de uma substância em um solvente tem como fatores preponderantes a temperatura e a estrutura química dos solventes e solutos.

O óleo diesel solubiliza álcool etílico anidro em quantidades variáveis que dependerão da sua composição hidrocarbônica, pois este se constitui como um produto comercial de composição química variável. Desta forma, o estudo da solubilidade de álcool etílico em óleo diesel tem de vir precedido da análise deste óleo, pois desta maneira, ter-se-á meios de interpretar seus resultados (Andrade, 1986).

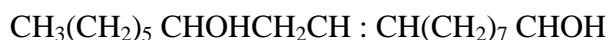
Nos líquidos hidrófilos a água é um grande inconveniente, pois alteram a solubilidade em pequenas quantidades, principalmente se um dos líquidos for apolar e o outro polar higroscópico, como no caso do óleo diesel e álcool etílico, respectivamente.

De acordo com França *et al.* (1984), o óleo diesel possui capacidade de solubilizar de 5 a 7% de álcool etílico. O óleo de rícino é totalmente solúvel no álcool.

### 2.1 Propriedades do óleo de rícino

O óleo de rícino é o principal produto da industrialização da semente ou baga de mamona. A mamoeira (*Ricinus Comunnis L.*), também conhecido como carrapateira, mamona, rícino, palma-cristo, bafureira e baga, é produzida em maior escala na região Nordeste, onde se destaca a Bahia como o maior produtor nacional da atualidade. Na Inglaterra e nos Estados Unidos é denominada de “*castor beans*” e “*castor seed*”. O teor de óleo na planta é de 43 a 45% (Carioca & Arora, 1984). O óleo de rícino caracteriza-se por ser um líquido estável e não tóxico a temperatura ambiente.

O principal ácido graxo componente do óleo de rícino é o ácido ricinoléico ou 12-hidroxi-9-octadecenóico, cuja fórmula é:



Contém um grupo hidróxilo que possivelmente forma um campo de elétrons que protege a dupla ligação, uma estrutura incomum entre os ácidos graxos existentes em óleos vegetais, tornando desta forma o óleo de rícino muito versátil como base para uma série de produtos. Além de ser encontrado praticamente puro na natureza, o óleo de rícino é ainda uma fonte rara de ácido hidroxilado e insaturado.

Devido à sua composição e privilegiada estrutura, o óleo de rícino é o melhor óleo para fins industriais, pois não muda as suas características em altas ou baixas temperaturas e também em variações bruscas de temperatura, razão do seu emprego imprescindível na aeronáutica, como lubrificante de alta pressão e aditivos para tanques de combustíveis. Distingue-se dos outros óleos pela sua alta viscosidade, densidade específica e valor de acetil.

O óleo de rícino é solúvel em álcool e apresenta pouca solubilidade em derivados do petróleo (Ayyappath, 1998). Além disso, o óleo de rícino é um excelente lubrificante e é carburante em motores diesel.

A Tabela 1 apresenta algumas características físicas e químicas do óleo de rícino.

**Tabela 1.** Características do óleo de rícino “*in natura*”.

CARACTERÍSTICAS DO ÓLEO DE RÍCINO	
Estado físico	Líquido
Ponto de solidificação (°C)	-10
Densidade, 25°C (kg/m <sup>3</sup> )	950 a 970
Viscosidade (St)	6 a 8
Solubilidade em água (20°C)	Insolúvel
Solubilidade em álcool (etanol)	Completa
Ponto de fulgor (°C)	229
Auto-ignição (°C)	448

O óleo de rícino, na sua forma “*in natura*”, apresenta-se como um combustível alternativo, uma vez que sua obtenção requer um menor número de processos de fabricação partindo das oleaginosas.

Além disso, o óleo de rícino apresenta aspectos positivos quanto à sua propriedade de lubricidade, das quais podemos citar:

- a) Produz ótima lubrificação;
- b) Permite temperaturas internas cerca de 100°C mais alta que qualquer sintético;
- c) Ótimo inibidor de óxido e corrosão.

A razão de compressão crítica, que se constitui como o grau mínimo de compressão que determina a auto-ignição do combustível, apresenta um valor de 14,2 para o óleo de rícino, valor superior aos 10,5 do óleo diesel.

## 2.2 Misturas álcool-diesel

Os motores diesel de alta razão de compressão, por apresentarem admissão de ar sem restrição e processo de combustão heterogênea, possibilitam a consecução final de liberação de energia mais eficiente, ao utilizar combustíveis alternativos, do que seria alcançado em motores de ICE.

Na utilização do álcool nos motores de ICO, devem ser considerados os seguintes aspectos (Engine Manufactures Association, 1982):

- a) Seu alto grau de octano (baixo índice de cetano), o faz difícil para uso em motores diesel;
- b) O seu alto calor latente de vaporização aumenta o efeito evaporativo de resfriamento;
- c) A baixa pressão de vapor à temperaturas baixas causam dificuldades na partida;
- d) Possui baixo ponto de fulgor e poder calorífico;
- e) Pode atuar como solvente e desta forma atacar os materiais utilizados nos sistemas de combustíveis projetados para o uso de diesel;
- f) O álcool é completamente solúvel na água, o que em caso de contaminação, absorverá o conteúdo causando separação de fase quando misturado com outro combustível.

Dentre as características que fazem do álcool um candidato atrativo para o uso em motores diesel, podemos citar:

- O álcool não fornece os componentes iniciais necessários à formação de anéis aromáticos, sobre a qual a formação de fuligem é iniciada, nem as espécies acetilênicas, que contribuem para o seu crescimento (Gjirja *et al.*, 1998);



- Apresenta níveis de emissões (HC, CO, material particulado) abaixo do produzido pelos motores diesel, o que o caracteriza como combustível “limpo”.

A adição de álcool ao diesel na forma de soluções ou emulsões, diminuem o índice de cetano do combustível (Adelman, 1979). A utilização de aditivos especiais, a adequação dos combustíveis e configurações compatíveis do motor, tem sido objetos de análises no sentido de suplantarem estas deficiências.

Uma vez que os álcoois são mais polares, estes rejeitam em se misturar bem com o combustível diesel. O diesel contém pequenas quantidades de componentes hidrocarbonos, tais como aromáticos, que podem atuar como solubilizadores, mas em quantidades muito pequenas que não auxiliam o bastante. Desta forma um solubilizador tem que ser usado para total mistura estável, ou seja, uma solução ou emulsão (Weidmann & Menrad, 1984).

O máximo conteúdo de álcool de uma mistura é limitada não apenas pelo desempenho de ignição, mas também pelas condições de viscosidade e poder calorífico. Como consequência do teor de álcool, o calor latente de vaporização das misturas de combustível é certamente acima daquela correspondente ao combustível diesel puro.

Uma das alternativas para aumentar a solubilidade do etanol em óleo diesel, é utilizar-se de uma terceira substância que, agindo como co-solvente, possibilitasse teores da mistura na ordem de até 40%.

A utilização de óleos vegetais, no caso específico do óleo de rícino, como co-solvente, aparece como uma alternativa devido às seguintes condições:

- Apresenta viscosidade superior ao diesel;
- O poder calorífico se apresenta a um valor próximo ao diesel;
- O óleo de rícino é insolúvel em água;
- É completamente solúvel no álcool;
- É um excelente lubrificante.

Desta forma a adição do óleo de rícino à mistura álcool/diesel, tende a elevar o número de cetano da mistura e melhorar a sua qualidade de ignição.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para o experimento, foram utilizados os seguintes componentes com as seguintes características fornecidas pelos fabricantes:

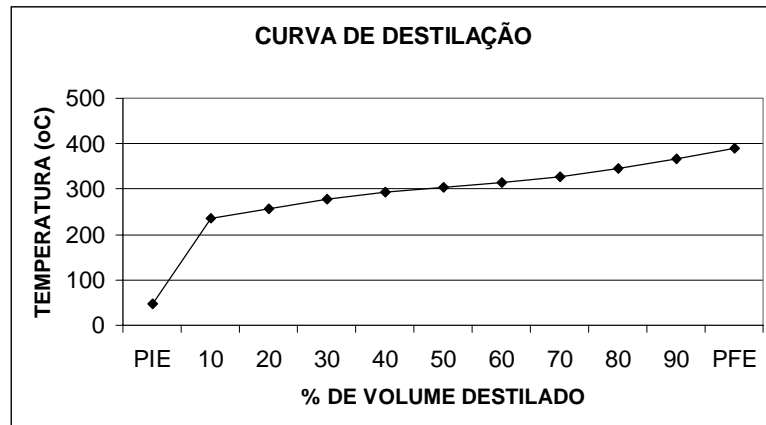
- Óleo diesel : comercial, de classificação do tipo D, conforme o estabelecido pela Agência Nacional de Petróleo (ANP), através do Departamento Nacional de Combustíveis (DNC), em sua portaria nº 032 de 04 de agosto de 1997
- Álcool etílico anidro : comercial, de classificação conforme Portaria nº 23 de 29.10.1999 do Departamento Nacional de Combustíveis (DNC), da Agência Nacional de Petróleo (ANP);
- Óleo de rícino : comercial, na forma “*in natura*”.

Os componentes da mistura foram caracterizados a fim de confirmar as informações dos fabricantes, e se obteve as propriedades apresentadas na Tabela 2:

**Tabela 2.** Caracterização individual dos componentes da mistura ternária.

	Diesel	Álcool	Óleo de rícino
Massa específica (g/cm <sup>3</sup> a 20°C)	0,880	0,790	0,967
Viscosidade (SSU a 37,7°C)	39	30	1430
Poder Calorífico Inferior (kcal/kg)	10.170	6.400	8.780
Temperatura de auto-ignição (°C)	254	550	445

Foi realizado o perfil de destilação do óleo diesel, a fim de caracterizá-lo, e se obteve a curva apresentada na Figura 1.



**Figura 1.** Curva de destilação do óleo diesel.

### 3.1 Variação da viscosidade do álcool etílico com adição de óleo de rícino

Em motores diesel, a variação da viscosidade do combustível exerce influência muito pronunciada sobre a forma do jato vaporizado. Viscosidades altas, por exemplo, causam baixa atomização enquanto em baixas viscosidades, perdas pelas bordas do êmbolo serão mais agravadas.

Assim, foram realizados testes de viscosidade Saybolt Universal a 37,7°C do álcool anidro com vários percentuais de óleo de rícino, em volume, a fim de se obter os valores próximos ao diesel padrão. Observou-se os resultados apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3.** Variação de viscosidade da mistura álcool-óleo de rícino.

% de óleo de rícino no álcool (em volume)	Viscosidade (SSU a 37,7°C)
10%	39,0
20%	51,0
30%	62,0
40%	69,0
50%	74,0

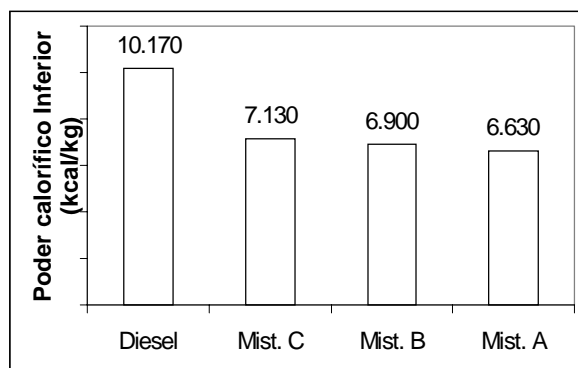
Verificou-se que na proporção 10% de óleo de rícino e 90% de álcool, a viscosidade obtida foi a mesma do óleo diesel padrão (39 SSU).

### 3.2 Variação do poder calorífico com adição do óleo de rícino

O álcool etílico apresenta baixo poder calorífico; com a adição do óleo de rícino, este com poder calorífico de maior valor, espera-se obter um aumento do poder calorífico da mistura.

Foram levantados o poder calorífico inferior das misturas álcool-óleo de rícino e comparou-se com as características do óleo diesel padrão. Tomou-se as seguintes proporções, em volume:

- Mistura A : 10% óleo de rícino + 90% álcool;
  - Mistura B : 20% óleo de rícino + 80% álcool;
  - Mistura C : 30% óleo de rícino + 70% álcool.
- Os valores obtidos são apresentados na Figura 2.



**Figura 2.** Poder calorífico das misturas álcool-óleo de rícino.

Verifica-se que, conforme esperado, a adição de óleo de rícino aumenta de forma gradativa o poder calorífico do álcool. A mistura A, anteriormente selecionada como mistura padrão pela viscosidade, apresentou um poder calorífico inferior de 6.630 kcal/kg, pouco superior ao do álcool (6.400 kcal/kg) e bem abaixo do diesel-padrão (10.170 kcal/kg).

Na análise das misturas óleo de rícino-álcool não houve necessidade de determinação de características de solubilidade, uma vez que o óleo de rícino é totalmente solúvel no álcool.

### 3.3 Determinação da solubilidade dos componentes da mistura ternária

Para verificar a solubilidade das misturas diesel-álcool-óleo de rícino, várias soluções foram preparadas, nas proporções descritas na Tabela 4, obedecendo a relação de viscosidade determinada no ensaio para a mistura álcool/óleo de rícino (90%-10%, respectivamente).

**Tabela 4.** Proporções das misturas ternárias (em volume).

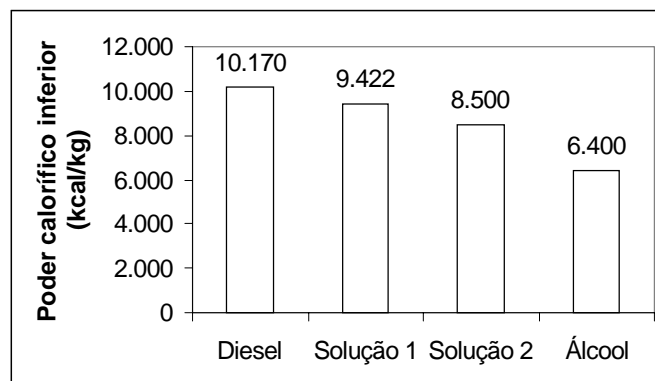
	Diesel	Álcool	Óleo de Rícino
Solução 1	90%	9%	1%
Solução 2	80%	18%	2%
Solução 3	70%	27%	3%
Solução 4	60%	36%	4%
Solução 5	50%	45%	5%

As soluções ficaram em observação por um período de sete dias e selecionou-se aquelas nas quais não foi observada a separação. Durante este período, duas amostras de cada mistura foram colocadas sob temperatura ambiente (27°C) e outras à temperatura de 10°C. Nas amostras à temperatura ambiente, uma amostra permaneceu aberta e a outra fechada.

Verificou-se que todas as amostras apresentaram uma melhor solubilidade com a adição do óleo de rícino quando comparadas às mesmas proporções de soluções diesel-álcool. Apesar disso, apenas a solução 1 não apresentou visível separação de fase. Após isso, determinou-se a viscosidade e o poder calorífico das soluções 1 e 2, esta última apenas como referência.

### 3.4 Determinação do poder calorífico e viscosidade das misturas ternárias

De posse dos dados acima, foram levantados o poder calorífico e viscosidade das misturas ternárias selecionadas anteriormente e comparadas ao óleo diesel-padrão. Os resultados são apresentados na Figura 3 e Tabela 5.



**Figura 3.** Poder calorífico das misturas ternárias selecionadas.

**Tabela 5.** Viscosidade das mistura ternárias x padrão diesel.

Soluções	Viscosidade (SSU a 37,7°C)
Diesel	39
Solução 1 (90%D, 9%A, 1%R)	39
Solução 2 (80%D, 18%A, 2%R)	39

## 4. CONCLUSÕES

A mistura ternária (diesel-álcool-óleo de rícino) se apresentou como um combustível alternativo interessante, uma vez que proporciona a substituição de uma parcela do óleo diesel pelo álcool etílico. Além disso, a utilização do óleo de rícino “*in natura*” atuando como co-solvente melhorou as características de poder calorífico e viscosidade da mistura, além de suprir a deficiência de lubricidade causada pelo álcool. A determinação da melhor proporção da mistura ternária (90% diesel – 9% álcool – 1% óleo de rícino) permite a sua utilização no motor sem quaisquer modificações na sua versão original, uma vez que houve a preocupação em se manter as características da mistura próximas ao diesel padrão (a viscosidade influencia na atomização do jato e o poder calorífico no rendimento do motor). Cabe salientar a vantagem dos componentes álcool e óleo de rícino se constituírem em fontes de energia renováveis. A adição de 9% de álcool ao diesel, aumentaria o mercado nacional de álcool em aproximadamente 20%. A alternativa apresentada permite que a utilização desta solução possa ser adotada em função da disponibilidade dos componentes da mistura.

Ensaio dinâmométricos caracterizarão o desempenho do motor com a mistura ternária.

## 5. REFERÊNCIAS

- Adelman, H., 1979, “Alcohols in diesel engines – A review”, SAE paper 790956.

- Andrade, J. M. V., 1986, “Solubilidade de álcool etílico em óleo diesel”, In: Simpósio de Engenharia Automotiva, 3. , Brasília, 1986, pg. 718-734.
- Ayyappath, S., 1999, “Castor oil – Chemistry and applications”, *Paradigmas*, v.14, n.4, p. 51-57, jan-mar.
- Bandel, W.; Ventura, L. M., 1980, “Problemas na adaptação do etanol aos requisitos do diesel”, In: IV Simpósio Internacional Sobre Tecnologia dos Álcoois Como Combustível. *Anais*. Guarujá, São Paulo, IPT, v.2, p.583-589.
- Bermudo, A. ; Silvério, J. A., 1983, “Misturas binárias diesel-álcool”. In: I Simpósio de Engenharia Automotiva. *Anais*. Brasília, STI.
- Carioca, J. O. B. ; Arora, H. L., 1984, “Biomassa – fundamentos e aplicações tecnológicas”, UFC/BNB, Fortaleza-CE, 644p.
- Engine Manufacturers Association, 1982, “A technical assessment of alcohol fuels”, In: International Congress & Exposition. Detroit, Michigan. p. 65-101.
- França *et al.*, 1986, “Utilização de misturas diesel-etanol-butanol em motores de ignição por compressão”, In: Simpósio de Engenharia Automotiva, 3. *Anais*. Brasília, 1986, p. 503-513.
- Gjirja, S. ; Olsson. E. ; Karlström, A., 1998, “Considerations on engine design and fuelling technique effects on qualitative combustion in alcohol diesel engine”, SAE paper 982530.
- Murayama, T. *et al.*, 1982, “A method to improve the solubility and combustion characteristics of alcohol-diesel fuel blends”, SAE paper 821113.
- Santos, A. N.; Dodd, W. G.; Lena, J. C., 1983, “Diagramas de fase de misturas etanol-diesel”, In: I Simpósio de Engenharia Automotiva. *Anais*. Brasília, STI.
- Weidmann, K. ; Menrad, H., 1984, “Fleet test, performance and emissions of diesel engines using different alcohol-diesel fuel blends”, SAE paper 841331.

# TENSÕES TÉRMICAS CÍCLICAS EM AÇO AISI 52100 AQUECIDO POR CHAMA GLP

**João Telésforo N. Medeiros** – jtelesforo@yahoo.com

UFRN, Departamento de Engenharia Mecânica - Natal - Rio Grande do Norte, Brasil  
Aluno de Doutorado do Lab. de Fenômenos de Superfície – EPUSP - São Paulo, Brasil

**Adelci Menezes de Oliveira** – adelci@yahoo.com

Aluno de doutorado do Lab. de Fenômenos de Superfície – EPUSP - São Paulo, Brasil

**Deniol Katsuki Tanaka** - dktanaka@usp.br

Prof. Associado Doutor da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Fenômenos de Superfície – São Paulo, Brasil

**Amilton Sinatora** – sinatora@usp.br

Prof. Associado Doutor da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica  
Laboratório de Fenômenos de Superfície – São Paulo, Brasil

**Nelson Batista de Lima** – nblima@net.ipen.br

Prof. Dr. do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – São Paulo, Brasil

**Luis Gallego Martinez** - lgallego@net.ipen.br

Pesquisador MSc. do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – São Paulo, Brasil

## Resumo

Este trabalho propõe-se a investigar as tensões térmicas que definem o comportamento mecânico da superfície e subsuperfície de alguns materiais sob o efeito de um dado campo térmico cíclico. Foi construído um equipamento para manter seis amostras fixas a um rotor de 150 mm de diâmetro, girando a 3 rpm, entre uma fonte quente – uma tocha de gás GLP e uma fonte fria – gotejamento de água à temperatura ambiente. A temperatura da superfície frontal (submetida à ação da tocha), em cada amostra, variou de 1253 K a 373 K, enquanto na face de trás variou de 833 a 393 K, gerando tensões térmicas durante cada ciclo. As amostras foram cortadas de dois tarugos de 152,4 mm de diâmetro de 5 mm de espessura, de aço AISI 52100, com superfícies retificadas. Um desses tarugos foi resfriado rapidamente de 1123 K a 493 K, num banho de sais e revenido em 443 K (S). De cada tarugo (R) e (S) foram extraídas, por eletro-erosão, três amostras com 14,8 mm de diâmetro e 5 mm de espessura. Seis amostras foram ensaiadas ciclicamente, com finalidade de garantir um carregamento térmico uniforme entre todas elas, e garantir as mesmas condições ambientais. Tensões residuais foram medidas antes e após a ciclagem térmica, por difração de raios-X, usando a técnica  $\sin^2\psi$ . Para as amostras não tratadas termicamente (R), os valores iniciais de tensão estavam no nível de  $-228\pm 20$  Mpa e os valores finais estavam no nível de  $-122\pm 21$  Mpa, após 1305 ciclos e, para amostras tratadas (S), a tensão inicial era  $-210\pm 11$  Mpa e o valor final era  $-44$  Mpa, após 2500 ciclos. A tensão residual foi reduzida de 0,032% por ciclo para amostras (S), enquanto para as amostras (R) a redução foi bastante irregular. Microtrincas na matriz e camada de óxido foram observadas após 1305 (R) e 2500 ciclos (S).

**Palavras-chave:** *Aço AISI 52100 - Ciclagem térmica, Tensão residual, dano superficial.*

## INTRODUÇÃO

Uma peça, componente ou equipamento submetido a um campo de temperatura que varia ciclicamente provoca no material de que é constituído um estado cíclico de tensões, muitas vezes intensificado por um carregamento mecânico adicional. Coffin (1954, 1976) e Manson (1953, 1966) estudaram esse tipo de problema, formalizaram-no e levantaram questões relativas ao comportamento termomecânico dos materiais.

A imposição de uma falha em um material no *primeiro ciclo* de tensão térmica é definida por Manson (1953), segundo Spera (1976), como *choque térmico*, enquanto a *fadiga térmica* necessita de ciclos repetidos de tensão térmica até a falha. A fadiga térmica é dita *oligocíclica* ou de *baixo ciclo* quando a falha ocorre, no máximo, entre  $10^3$  a  $10^5$  ciclos.

A Figura 1 apresenta uma configuração típica de fadiga térmica de uma superfície de aço AISI 52100 mecanicamente confinada e termicamente danificada, ensaiada em máquina disco-disco no LFS (Laboratório de Fenômenos de Superfície), onde se pode ver a existência de trincas em várias direções.



**Figura 1** - Malhas características de fadiga térmica no fundo de uma falha tipo *spalling* de uma superfície de aço AISI 52100 (DIN 100 Cr 6). Imagem obtida por microscopia eletrônica de varredura (elétrons secundários). 1.000 X.

Este trabalho se propõe a investigar as tensões térmicas que definem o comportamento mecânico da superfície e subsuperfície de alguns materiais sob o efeito de um dado campo térmico cíclico, bem como medir a evolução das tensões residuais desenvolvidas.

## EQUIPAMENTO PARA CICLAGEM TÉRMICA

Desenvolveu-se um equipamento de ciclagem térmica de baixo custo que proporcionasse condições de repetibilidade aos corpos-de-prova (C.P.) ensaiados ao utilizar um maçarico GLP como fonte quente e água ou ar como fonte fria, cujos C.P. pudessem ter os espectros de sua história cíclica de tensões residuais analisados por difração de raios-X. O rotor porta-C.P., que gira a 3 rpm, é acionado por um motor de 2 W. Cada conjunto de seis C.P. em forma de disco ( diâmetro 14,8 mm, altura 5 mm ) é ensaiado simultaneamente. A Figura 2 apresenta a versão original do equipamento desenvolvido.

Assegura-se, assim, homogeneidade de condições solicitantes em cada ensaio de um lote de seis C.P. - o meio-ambiente, o campo de temperatura, a umidade relativa do ar, o material - permitindo-se, assim, avaliar a tendência central e a dispersão dos resultados obtidos em um mesmo lote. Os C.P. são fixados e distribuídos circunferencialmente na extremidade de um disco de seis polegadas, distando 60 graus um do outro.

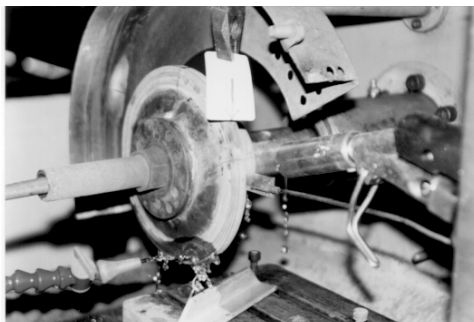


Figura 2 – Equipamento para ciclagem térmica.

## MEDIÇÃO DE TEMPERATURA NAS FACES DE UM CORPO-DE-PROVA

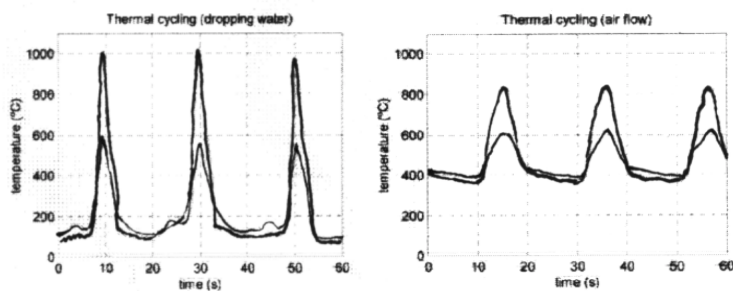
Há um campo de temperatura na superfície de cada face dos C.P. cuja caracterização, no tempo, não é trivial. A idéia intuitiva é utilizar-se um sistema sem contato para essa medida, tipo pirômetro ótico ou termômetro infravermelho. Entretanto, como os medidores disponíveis geralmente não medem a temperatura pontual, mas de uma região circular de diâmetro da ordem de 20 mm, optou-se pela utilização de termopares de cromel-alumel.

A fixação dos termopares em um sistema de C.P. girando solidariamente a um rotor foi etapa que demandou um procedimento experimental composto de:

- 1) Um sistema de medidas, com aquisição de dados de temperatura por dois termopares ligados a um microcomputador;
- 2) Um sistema de soldagem a ponto, unindo um termopar cromel - alumel a cada uma das faces de um C.P. em forma de disco, por meio de descarga elétrica de circuito capacitivo.

Uma vez soldados ao centro de cada superfície de um corpo-de-prova, levantaram - se duas famílias de curvas de temperatura, apresentadas na Figura 03:

- a) A da esquerda, em que as fontes quente e fria eram constituídas, respectivamente, por um maçarico GLP e água gotejando (2 gotas / C.P. / ciclo) - usada neste trabalho;
- b) A da direita, cujas fontes eram, respectivamente um maçarico GLP e ar inflado por uma ventoinha.



**Figura 3** - Perfis de temperatura de um corpo-de-prova durante três ciclos térmicos sob duas condições diferentes: **a)** água gotejando (esquerda) **b)** ar insuflado (direita)

Os termopares utilizados foram calibrados entre os pontos tríplice e de evaporação da água, apresentando nessa faixa de temperatura um erro máximo de 1%, o que permite que se estime um erro de fundo de escala inferior a 5% para as medidas apresentadas na Figura 03.



## CAMPO DE TEMPERATURA E ESTADOS DE TENSÃO NO CORPO-DE-PROVA

Após analisadas as curvas de variação de temperatura, optou - se, neste trabalho, pela ciclagem térmica com aquecimento por um maçarico GLP e resfriamento por água gotejando no C.P. . Tal decisão foi tomada em função das seguintes razões:

- 1) As faixas de temperatura obtidas para as faces anterior e posterior do C.P. asseguram amplitudes de ciclos térmicos variando de, respectivamente, 373 a 1253 K e 373 a 833 K, em cada ciclo de 20 segundos de duração;
- 2) À temperatura máxima, a água gotejando proporciona um gradiente térmico entre as faces anterior e posterior de 420 K, enquanto, sob ar insuflado, esse valor é de 220 K;
- 3) Durante cerca de 1 s, à faixa de temperatura entre 1073 e 1253 K e à taxa de 653 K/s, é muito provável que uma pequena região da face anterior dos C.P. de aço AISI 52100 austenitiza-se (segundo o Metals Handbook, 9th ed, v.4, p. 29, o aço AISI 52100 temperado em água austenitiza-se entre 1048 e 1073 K );
- 4) A face posterior [à faixa entre 763 e 833 K], por sua vez, não atinge a temperatura de austenitização e a estrutura martensítica se decompõe em martensita revenida, uma estrutura de carbonetos finos em ferrita, segundo Brooks ( 1992: 114-118 );
- 5) Após cada ciclo de resfriamento com água, frações volumétricas de regiões austenitizadas da face anterior dos C.P., resfriadas a 633 K/s, transformar-se-ão em regiões martensíticas abaixo da linha de início de formação de martensita (Ms).

Como o diâmetro da chama é da mesma ordem de grandeza da área frontal do C.P., admite-se que a chama atinja simultaneamente toda a sua parte frontal.

Eventuais descarbonetações promovedoras de deformações (e tensões) variáveis durante um ciclo são desconsideradas, face à fonte de carbono presente no combustível utilizado, o GLP e, portanto, na atmosfera circundante em torno de cada corpo-de-prova.

O aço AISI 52100 utilizado continha inclusões, destacando-se carbonetos, sulfetos e carbossulfetos. Ao longo da ciclagem térmica, as microtensões locais decorrem dos coeficientes de dilatação e condutibilidade térmicas distintos. Após tratamento térmico, registrou-se dureza entre 58 e 62 Rockwell C.

Baseado na Figura 3 e admitindo como hipótese simplificadora que o C.P. é formado por uma sucessão de discos micrométricos constituídos por uma única fase, cada disco caracterizado por uma isoterma  $\theta ( z, \tau )$ , função do espaço-tempo  $( z, \tau )$ , a condição de unidimensionalidade do gradiente térmico fornece uma tensão axial no centro do corpo-de-prova,  $\sigma_{ax} ( \tau ) = \sigma_{zz} ( \tau )$ , [MPa] cuja magnitude pode ser calculada em qualquer instante de tempo  $( \tau )$  por

$$\sigma_{zz} ( \tau ) = E(\theta). \alpha. \Delta\theta ( \tau ) / ( 1 - \nu ) \quad [1]$$

onde  $E(\theta)$  [MPa] é o módulo de elasticidade longitudinal dependente da temperatura  $( \theta )$ ,  $\alpha$  é o coeficiente de expansão volumétrica [  $K^{-1}$  ],  $\Delta\theta ( \tau )$  [ K ] é o gradiente de temperatura entre as faces anterior e posterior do corpo-de-prova e  $\nu$ , o coeficiente de Poisson. Admitindo-se  $E(\theta) = 1,73 \times 10^{11}$  MPa,  $\alpha = 2,2 \times 10^{-5} K^{-1}$ ,  $\nu = 0,3$  e os valores de  $\Delta\theta ( \tau )$  [ K ] medidos experimentalmente, obtiveram-se os valores da Tabela 1 para  $\sigma_{zz} ( \tau )$ .

No Metals Handbook, 9th ed, v.1, p. 680, o limite de resistência à tração do aço AISI 52100 temperado e revenido é de 2,0 GPa (518 HBN). Às altas temperaturas, esse valor diminui e, após N ciclos, em que a resistência à fadiga diminui, o acúmulo de deformações elásticas  $\epsilon_e$ , plásticas  $\epsilon_p$  e devido à fluência  $\epsilon_f$  podem levar a microtrincas locais.

**Tabela 1** - Valores medidos da temperatura no centro das faces anterior e posterior do corpo-de-prova e calculados para a tensão axial em um ciclo térmico (chama GLP - água gotejando)

Tempo em um ciclo (s)→	0 s	8 s	9 s	10 s	11 s	12 s	20 s
Temperatura da face anterior [K]	373	573	873	1253	893	483	373
Temperatura da face posterior [K]	393	473	693	833	713	493	293
$\sigma_{zz}(\tau)$ [MPa]	- 49,4	0	+444,9	+1038	+444,9	- 24,7	- 49,4
$\Delta\sigma(\theta)$ . [MPa]	- 8	0	+ 72	+ 168	+ 72	- 4	- 8

Xu *et al.* [1996] calculam a tensão de fluência do material,  $\sigma(\theta)$ , à temperatura ( $\theta$ ) como

$$\sigma(\theta) = \sigma_0 - \alpha_\sigma \cdot \Delta\theta \quad [2]$$

onde  $\sigma_0$  é a tensão de fluência do material à temperatura ambiente,  $\alpha_\sigma \cdot \rho \cdot c / \lambda = 0,4$  MPa/ K (um valor médio de  $\rho \cdot c = 3,6018 \times 10^6$  J.m<sup>-3</sup>.K e condutividade térmica  $\lambda = 41,6$  W.m<sup>-1</sup>.K).

Assim, a variação na tensão de fluência entre as faces anterior e posterior do corpo-de-prova,  $\Delta\sigma(\theta) = \alpha_\sigma \cdot \Delta\theta = 0,4 \cdot \Delta\theta$  [MPa], é apresentada na última linha da Tabela 1.

Assim, ainda que o sistema de fixação dos C.P. não se constitua num sistema de confinamento mecânico externo que restrinja seus graus de liberdade, há microconfinamentos cíclicos no material, em cuja ordem de grandeza a hipótese clássica do contínuo da mecânica dos sólidos e o tratamento de tensões térmicas têm merecido ser revistos.

Interagem na tensão residual da superfície e subsuperfície dos aços termicamente ciclados: a composição química, a microestrutura decorrente de tratamentos térmicos, a usinagem, as inclusões presentes na matriz, a geometria, os gradientes térmicos envolvidos, as transformações de fase, a oxidação a altas temperaturas e a corrosão-sob-tensão.

Todinov (1999) discute a influência de alguns parâmetros sobre as tensões residuais decorrentes da têmpera e apresenta uma modelagem matemática do campo de temperatura envolvido, do problema elastoplástico acoplado e das mudanças de fase associadas. Em sua simulação, um cilindro de aço de 12 mm de diâmetro austenitizado a 1173 K e resfriado em água, em um intervalo de transformação martensítica  $\Delta = M_i - M_f = 393$  K, após 2,6 s, apresenta uma distribuição de tensões principais no centro ( $r = 0$ ) e na borda ( $r = 6$  mm), cujas tensões subsuperficiais são trativas e as superficiais, compressivas:

$$\begin{aligned} (\sigma_{zz}) [r=0] &= (\sigma_{zz}) [r=5,6 \text{ mm}] = + 17 \text{ MPa} & (\sigma_{zz}) [r=6 \text{ mm}] &= - 183 \text{ MPa} \\ (\sigma_{\theta\theta}) [r=0] &= (\sigma_{\theta\theta}) [r=5,6 \text{ mm}] = + 8 \text{ MPa} & (\sigma_{\theta\theta}) [r=6 \text{ mm}] &= - 195 \text{ MPa} \\ (\sigma_{rr}) [r=0] &= (\sigma_{rr}) [r=5,6 \text{ mm}] = + 8 \text{ MPa} & (\sigma_{rr}) [r=6 \text{ mm}] &= 0 \end{aligned}$$

e, sob as mesmas condições, considerando-se, porém, um menor intervalo,  $\Delta = 60^\circ\text{C}$ , tem-se tensões subsuperficiais compressivas e superficiais trativas:

$$\begin{aligned} (\sigma_{zz}) [r=0] &= (\sigma_{zz}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 224 \text{ MPa} & (\sigma_{zz}) [r=6 \text{ mm}] &= + 857 \text{ MPa} \\ (\sigma_{\theta\theta}) [r=0] &= (\sigma_{\theta\theta}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 123 \text{ MPa} & (\sigma_{\theta\theta}) [r=6 \text{ mm}] &= + 979 \text{ MPa} \\ (\sigma_{rr}) [r=0] &= (\sigma_{rr}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 123 \text{ MPa} & (\sigma_{rr}) [r=6 \text{ mm}] &= 0 \end{aligned}$$

enquanto, considerada a influência das tensões térmicas sobre a temperatura de início da transformação martensítica, segundo o modelo de Todinov para  $\Delta = 120\text{K}$ , têm-se tensões superficiais trativas e subsuperficiais compressivas:

$$\begin{aligned} (\sigma_{zz}) [r=0] &= (\sigma_{zz}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 48 \text{ MPa} & (\sigma_{zz}) [r=6 \text{ mm}] &= + 336 \text{ MPa} \\ (\sigma_{\theta\theta}) [r=0] &= (\sigma_{\theta\theta}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 26 \text{ MPa} & (\sigma_{\theta\theta}) [r=6 \text{ mm}] &= + 384 \text{ MPa} \\ (\sigma_{rr}) [r=0] &= (\sigma_{rr}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 26 \text{ MPa} & (\sigma_{rr}) [r=6 \text{ mm}] &= 0 \end{aligned}$$

De acordo com as simulações efetuadas por Todinov [1999: 36], assegura-se relevância à magnitude do intervalo de transformação martensítica associado às tensões residuais: intervalos pequenos ( da ordem de 333 K ), tensões residuais trativas na superfície, intervalos maiores (da ordem de 393 K ou superiores), tensões residuais compressivas.

## MEDIDA DE TENSÕES RESIDUAIS

Submeteu-se à ciclagem térmica simultânea um lote de seis C.P. de aço AISI 52100, com a composição química mostrada na Tabela 2. Três C.P. estavam no estado recozido original e retificados (R) e três retificados, temperados (1123 K) em banho de sais a 493 K e revenidos (S).

**Tabela 2** - Composição química do aço dos C.P. ensaiados

% C	%Ni,	%Mn	%Cr	%P	%Cu	%S	%Ti	%Si	%V	%Fe
1,00	0,030	0,380	1,460	0,016	0,009	0,015	0,006	0,270	0,005	balanço

Para se avaliar o estado de tensões residuais antes e após a ciclagem térmica, utilizou-se um difratômetro Rigaku D-max 2000 e seu módulo adicional “stress attachment”, detetor de cintilação de NaI (  $Tl$  ), radiação Cr-K $\alpha$ , do Laboratório de Difração de Raios-X do IPEN e a técnica de  $\text{sen}^2\psi$ , adotando-se as inclinações  $\phi = 0^\circ$ ,  $\phi = 45^\circ$ ,  $\phi = 90^\circ$ . As Tabelas 3 e 4 apresentam os resultados obtidos nesta etapa.

Os três ângulos  $\psi$  foram escolhidos para permitir a avaliação, na superfície anterior, das tensões principais normais e de cisalhamento. O desvio tabulado expressa a incerteza do conjunto das medidas individuais do parâmetro de rede cristalina em relação ao ajuste da sua curva de correlação com  $\sigma\phi$ .

**Tabela 3** - Variação da tensão residual: corpos-de-prova retificados, temperados e revenidos

C.P - N. Ciclos	$\phi$ [grau]	$\psi_{\text{pos}} \sigma\phi$ [Mpa]	Desvio o [Mpa]	$\psi_{\text{neg}} \sigma\phi$ [MPa]	Desvio o [MPa]	Média T.Res. [MPa]	Desvio [MPa]	Desvio %	Var. T.Res. %	T.Res. Média C.P.
S1 - 0 2500	0°	- 241 - 43	± 8 ± 5	- 241 - 28	± 12 ± 22	- 241 - 36	± 10 ± 16	± 4,1 ± 44,4	85,1	[ - 223 ± 8 ] [ - 38 ± 12 ]
S1 - 0 - 2500	45°	- 220 - 34	± 7 ± 4	- 228 - 41	± 8 ± 18	- 224 - 38	± 8 ± 13	± 3,6 ± 34,2	83,0	
S1 - 0 -2500	90°	- 189 - 42	± 5 ± 3	- 217 - 39	± 7 ± 2	- 203 - 41	± 6 ± 3	± 3,0 ± 7,3	79,8	
S2 - 0 2500	0°	- 208 - 44	± 12 ± 3	- 199 - 47	± 5 ± 2	- 204 - 46	± 10 ± 3	± 4,9 ± 6,5	77,5	[ -219 ± 8 ] [ - 48 ± 3 ]
S2 - 0 - 2500	45°	- 228 - 46	± 4 ± 2	- 209 - 48	± 8 ± 2	- 219 - 47	± 8 ± 2	± 3,7 ± 4,3	78,5	
S2 - 0 2500	90°	- 214 - 49	± 7 ± 2	- 251 - 55	± 10 ± 2	- 233 - 52	± 6 ± 2	± 2,6 ± 3,8	77,7	
S3 - 0 - 2500	0°	- 200 - 42	± 8 ± 1	- 194 - 42	± 24 ± 2	- 197 - 42	± 18 ± 2	± 9,1 ± 4,8	78,7	[ -190 ± 16 ] [ - 46 ± 2 ]
S3 - 0 2500	45°	- 201 - 54	± 8 ± 3	- 201 - 46	± 21 ± 1	- 201 - 50	± 16 ± 2	± 8,0 ± 4,0	75,1	
S3 - 0 -2500	90°	- 156 - 46	± 14 ± 1	- 188 - 43	± 16 ± 2	- 172 - 45	± 15 ± 2	± 8,7 ± 4,4	73,8	

**Tabela 4** - Variação da tensão residual dos corpos-de-prova recozidos e retificados

C.P. - N. Ciclos	$\phi$ [graus]	$\psi_{pos}$ $\sigma\phi$ [Mpa]	Desvio [Mpa]	$\psi_{neg}$ $\sigma\phi$ [MPa]	Desvio [MPa]	Média T.Res. [MPa]	Desvio [MPa]	Desvio %	Var. T.Res. %	T.Res. Média C.P.
R1 - 0 <b>1305</b>	0°	- 245 <b>- 146</b>	$\pm 17$ <b><math>\pm 9</math></b>	- 193 <b>- 116</b>	$\pm 23$ <b><math>\pm 35</math></b>	- 219 <b>- 131</b>	$\pm 20$ <b><math>\pm 26</math></b>	$\pm 9,1$ <b><math>\pm 19,8</math></b>	<b>40,2</b>	[- 208 $\pm 26$ ] [- 122 $\pm 21$ ]
R1 - 0 <b>1305</b>	45°	- 227 <b>- 128</b>	$\pm 33$ <b><math>\pm 7</math></b>	- 169 <b>- 113</b>	$\pm 38$ <b><math>\pm 34</math></b>	- 198 <b>- 121</b>	$\pm 36$ <b><math>\pm 25</math></b>	$\pm 18,2$ <b><math>\pm 20,7</math></b>	<b>38,9</b>	
R1 - 0 <b>1305</b>	90°	- 225 <b>- 116</b>	$\pm 9$ <b><math>\pm 3</math></b>	- 191 <b>- 112</b>	$\pm 21$ <b><math>\pm 10</math></b>	- 208 <b>- 114</b>	$\pm 16$ <b><math>\pm 7</math></b>	$\pm 7,7$ <b><math>\pm 6,1</math></b>	<b>45,2</b>	
R2 - 0 <b>1542</b>	0°	- 255 <b>- 155</b>	$\pm 23$ <b><math>\pm 6</math></b>	- 193 <b>- 145</b>	$\pm 24$ <b><math>\pm 11</math></b>	- 224 <b>- 150</b>	$\pm 24$ <b><math>\pm 9</math></b>	$\pm 10,7$ <b><math>\pm 6,0</math></b>	<b>33,0</b>	[- 238 $\pm 18$ ] [- 160 $\pm 14$ ]
R2 - 0 <b>1542</b>	45°	- 265 <b>- 182</b>	$\pm 20$ <b><math>\pm 13</math></b>	- 211 <b>- 181</b>	$\pm 13$ <b><math>\pm 28</math></b>	- 238 <b>- 182</b>	$\pm 17$ <b><math>\pm 22</math></b>	$\pm 7,1$ <b><math>\pm 12,1</math></b>	<b>23,5</b>	
R2 - 0 <b>1542</b>	90°	- 259 <b>- 151</b>	$\pm 12$ <b><math>\pm 6</math></b>	- 244 <b>- 143</b>	$\pm 7$ <b><math>\pm 6</math></b>	- 252 <b>- 147</b>	$\pm 10$ <b><math>\pm 6</math></b>	$\pm 4,0$ <b><math>\pm 4,1</math></b>	<b>41,7</b>	
R3 - 0 <b>1767</b>	0°	- 193 <b>- 154</b>	$\pm 11$ <b><math>\pm 7</math></b>	- 249 <b>- 170</b>	$\pm 6$ <b><math>\pm 5</math></b>	- 221 <b>- 162</b>	$\pm 9$ <b><math>\pm 6</math></b>	$\pm 4,1$ <b><math>\pm 3,7</math></b>	<b>26,7</b>	[- 237 $\pm 15$ ] [- 167 $\pm 8$ ]
R3 - 0 <b>1767</b>	45°	- 246 <b>- 183</b>	$\pm 8$ <b><math>\pm 1</math></b>	- 259 <b>- 152</b>	$\pm 9$ <b><math>\pm 7</math></b>	- 253 <b>- 168</b>	$\pm 9$ <b><math>\pm 5</math></b>	$\pm 3,6$ <b><math>\pm 3,0</math></b>	<b>33,6</b>	
R3 - 0 <b>1767</b>	90°	- 270 <b>- 184</b>	$\pm 27$ <b><math>\pm 7</math></b>	- 204 <b>- 160</b>	$\pm 15$ <b><math>\pm 14</math></b>	- 237 <b>- 172</b>	$\pm 22$ <b><math>\pm 11</math></b>	$\pm 9,3$ <b><math>\pm 6,4</math></b>	<b>27,4</b>	

A coluna da esquerda apresenta a identificação e o número de ciclos de cada corpo-de-prova. Os dados em negrito dizem respeito às tensões residuais após N ciclos, enquanto os demais se referem às tensões residuais de cada corpo-de-prova no início do ensaio (0 ciclos).

As colunas sombreadas apresentam valores médios das tensões residuais, seus desvios e o percentual de variação total da tensão residual em cada amostra ensaiada. O material, o processo de retificação, os tratamentos térmicos (S), as condições de ensaio são os mesmos.

A magnitude dos valores de  $\sigma\phi$  para  $\psi_{neg}$  e  $\psi_{pos}$  medidos para cada amostra apresentou-se concordante e sem “*splitting*”, fenômeno constatado em medições em que a tensão máxima de cisalhamento é significativa. Ensaio futuros de ciclagem térmica, nas condições, descritas, requerem medição de tensões residuais apenas nas direções  $\phi = 0^\circ$  e  $\phi = 90^\circ$ .

Os valores médios absolutos de tensão residual compressiva inicial variaram de 190 a 223 MPa e, após 2500 ciclos, tais valores situaram-se entre -38 e -48 MPa. A tensão residual nos C.P. (S) diminuiu 0,032% por ciclo, em média, entre 0 e 2.500 ciclos por coincidência as tensões residuais iniciais nos C.P. (S) e (R) apresentaram a mesma ordem de grandeza.

Em materiais retificados, as tensões residuais dependem do rebolo abrasivo e dos parâmetros de usinagem utilizados. Na tabela 4, dentre os C.P. retificados e não tratados termicamente (R), a tensão residual diminuiu, em média, para vidas de 1.305, 1.542 e 1.767 ciclos, 41,4%, 32,7% e 29,2%, invertendo a tendência de diminuição da tensão residual compressiva com a ciclagem - como observada em S1, S2 e S3. Assumiram-se esses valores de vida para investigar o comportamento dos C.P. (R) entre 50% e 70% da vida dos C.P. (S).

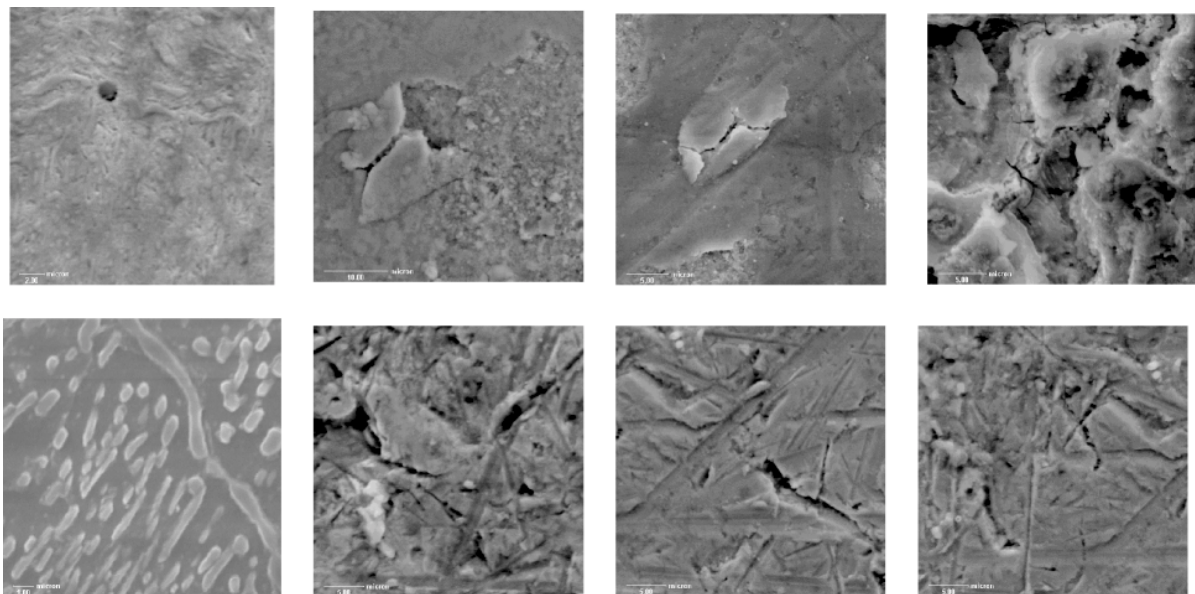
Duas constatações relativas ao comportamento dos C.P. : 1) Em S3 e R1, os níveis respectivos de tensão residual inicial (-190 e -208 MPa) eram mais baixos que as outras amostras e resultaram em tensão residual final abaixo da média dos seus pares; 2) A dispersão, medida através do desvio, caiu de dois dígitos, em 1.305 e 1.542, para um dígito, em 1.767 ciclos.

Os valores médios absolutos de tensão residual compressiva variaram de 208 a 238 MPa (média = 228 MPa), no início, para 122, 160 e 167 MPa médios, após as ciclagens acima. Como os C.P. eram lixados à mão, ainda que cuidadosamente, para remoção de óxidos antes

da medição de tensões residuais, acredita-se que foram induzidas tensões diferenciadas, incerteza que sinaliza para a remoção de óxidos através de ataque eletrolítico.

## ASPECTOS MICROESTRUTURAIS APÓS CICLAGEM TÉRMICA

Para analisar o estado microestrutural dos C.P., utilizaram-se microscopia óptica e eletrônica de varredura (SEM) e espectroscopia de Raios-X por dispersão de energia (EDS). A Figura 4 apresenta aspectos das superfícies “S e R” iniciais e de S2 e S3, após 2500 ciclos, e riscos de lixamento em R1 e R3, após 1305 e 1767 ciclos térmicos. Os C.P. foram extraídos da coroa circular mais externa do disco de 6”, região cujas taxas de resfriamento na retificação eram as maiores. Os C.P. “S” apresentavam microestrutura martensítica, com contornos de grãos de carbonetos e inclusões de sulfetos; os “R” possuíam uma matriz perlítica (Fig. 4).



**Figura 4** - Da esquerda à direita: **ao alto**, superfície dos C.P. “S” antes dos ensaios (nital 1%, 1.000 X) ; S2 (2.440 X), S2 (3.400X) e S3 (4.000X), após 2.500 ciclos térmicos; **embaixo**, superfície dos C.P. “R” antes dos ensaios (nital 1%, 1.000 X); R1 (3.100 X), após 1.305 ciclos; R3 (3.100 X) e R3 (3.100 X), após 1.767 ciclos térmicos.

Mostram-se danos nas camadas superficiais de óxidos formados em S2, cuja inclusão em “borboleta” tem 77,3%Fe, 17,8%O, 1,8%Cr, 0,3%Ti, 0,6% Mn, 1,5%Al, 0,7%Ni, 0,02%Si e 0,007%Ca; na foto à direita, a gênese da quebra da camada de óxido, provocada durante a expansão/contração diferencial cíclica em relação à matriz; mais à direita, ainda ao alto, trinca provocada pela ciclagem térmica na matriz martensítica do C.P. S3, o mesmo ocorrendo nas fotos embaixo, à direita, que apresentam trincas na matriz dos C.P. R1 e R3.

## CONCLUSÃO

- 1) Ensaio de aquecimento e resfriamento cíclico de corpos-de-prova de aço AISI 52100 introduz tensões térmicas no material, que, no presente estudo, apresentaram uma variação estimada entre +1.038 MPa e -49,4 MPa, com uma tensão média  $R = -0,048$  MPa;
- 2) A superfície do aço 52100 retificado, temperado e revenido (matriz inicial martensítica com inclusões de carbonetos e sulfetos), apresentou uma redução média de 0,032% por ciclo no valor da tensão residual compressiva, medida por difração de raios-X, através da técnica de  $\text{sen}^2\psi$ , enquanto, na sua condição recozida e retificada (matriz inicial perlítica,

com contornos de ferrita e inclusões), com menores limites de escoamento e resistência à tração, essa redução média foi de 0,023% por ciclo;

- 3) Apesar dos estado de tensão residual ser compressivo, constatou-se a presença de microtrincas superficiais nos corpos-de-prova retificados (a 1.305 ciclos de ensaio ) e nos retificados e tratados termicamente ( a 2.500 ciclos);
- 4) A metodologia proposta pode ser útil a projetistas de peças e equipamentos sujeitos a flutuações térmicas decorrentes de chama GLP, por possibilitar correlações entre a redução das tensões residuais superficiais, o surgimento de microtrincas, o campo de temperatura e o conseqüente estado cíclico de tensões térmicas solicitante, com o número de ciclos.

## **BIBLIOGRAFIA**

BROOKS, C.R. [1992] Principles of the austenitization of steels. London, Elsevier. pp. 82-129.

COFFIN, L.F. [1976] Instabilities Effects in Thermal Fatigue. In SPERA, D.A; MOWBRAY, D.F., ed. [1976] *ASTM STP 612*. Philadelphia, ASTM. pp. 227-238.

MANSON, S.S. [1966] *Thermal stress and low cycle fatigue*. New York, McGrawHill, 403 p

TODINOV, M.T. [1999] Influence of some parameters on the residual stresses from quenching. *Modelling Simul. Mater. Sci. Eng.* (1999), pp. 25-41.

XU, D.; LI, Z.; LUO, J. Expressions for predicting the residual stress in surface induction hardening of steel bars. \_----- (1996), pp. 111-122.

SPERA, D.A; MOWBRAY, D.F. [1976] (eds) *Thermal fatigue of materials and components: ASTM STP 612*. Philadelphia, ASTM. 262p.

# **PLANEJAMENTO DO LEVANTAMENTO DA UTILIZAÇÃO DE TÉCNICAS SISTEMÁTICAS DE PROCESSO DE PROJETO NO SETOR MECÂNICO-METALÚRGICO DA INDÚSTRIA PARAENSE**

**Rodrigo José de Andrade Vieira**

**Celso Augusto Coelho**

**Antonio Jorge Hernandez Fonseca**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66075-970, Belém-PA, Brasil. E-mail: rvieira@ufpa.br

## **Resumo**

No caso do setor mecânico-metalúrgico do Estado do Pará, os produtos/serviços geradores de receita não estão adequados a nova filosofia da abertura do mercado e a crescente conscientização do consumidor. Estes produtos foram desenvolvidos observando-se a produção em massa com a preocupação centrada na redução dos custos de produção. Visando apoiar o processo de desenvolvimento de novos produtos no Estado, primeiramente, elaborou-se um questionário com base em uma lista de atributos específicos, através do qual realizar-se-á uma pesquisa de campo para levantar a utilização de técnicas sistemáticas no desenvolvimento dos atuais produtos da linha de fabricação do setor. A pesquisa está, ainda em andamento, porém, pode-se adiantar que o setor tem uma grande quantidade de produtos com problemas de desenvolvimento e por tanto, com excelente capacidade de absorver as metodologias e ferramentas de desenvolvimento de produtos disponíveis.

**Palavras-chave:** Desenvolvimento de produtos, Competitividade, Indústria Mecânica.

## **1. INTRODUÇÃO**

Apesar de apresentar uma inestimável gama de recursos naturais, com um grande potencial de agregação de valor através de processos de transformação, o Estado do Pará detém uma indústria pouco desenvolvida, com predomínio de uma cultura empírica na fabricação e no desenvolvimento de novos produtos, implicando em baixa qualidade e custos proibitivos com perda de competitividade, o que leva a uma insignificante participação na magnitude do PIB industrial do Estado.

Visando conhecer a filosofia de planejamento, projeto e desenvolvimento de produtos no setor mecânico-metalúrgico da indústria paraense, primeiramente, elaborou-se um questionário com base em uma lista de atributos específicos, através do qual realizasse-a uma pesquisa de campo para levantar a existência de técnicas sistemáticas no desenvolvimento dos atuais produtos da linha de fabricação do setor

Esta pesquisa representa o esforço inicial do Grupo de Produção do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Pará para, a partir do conhecimento da real situação vigente, propor a transferência, elaboração e implantação de estratégias de desenvolvimento de produtos que visem uma melhor adaptação as necessidades de clientes e usuários, apoiados nas técnicas sistemáticas de abordagem.

## 2. SISTEMÁTICA PARA ELABORAÇÃO E UTILIZAÇÃO DOS QUESTIONÁRIOS

A pesquisa usa um conjunto de métodos para detectar situação atual dos produtos, tanto em relação ao processo de desenvolvimento e produção, quanto ao seu comportamento, determinando como os consumidores e as empresas percebem uma necessidade que não é atendida pelos produtos atualmente existentes no mercado. A pesquisa procura determinar como as empresas alcançaram sucesso e onde fracassaram.

Essa análise ajuda a antecipar a maneira como os negócios podem ser ameaçados no futuro e a desenvolver uma estratégia mais efetiva de competição. A chave do sucesso desta análise é a qualidade das informações que se consegue obter. Algumas delas são obtidas com relativa facilidade, mas outras exigem uma pesquisa mais aprofundada durante algum tempo. Há algumas informações que são públicas, como relatórios anuais da empresa, preços catálogos materiais promocionais, além do próprio produto. Outra fonte informação acessível são os distribuidores e os serviços prestados pela empresa.

A primeira providência na análise das empresas é reunir todos os fatos disponíveis. Posteriormente é necessário analisar a natureza do negócio de cada empresa. Finalmente, as conclusões devem indicar as mudanças que deverão ocorrer nas empresas para torna-las mais competitivas no futuro.

É necessário aprofundar a análise das questões a serem formuladas, as que devem ser colocadas em um questionário estruturado, a serem submetidos às empresas. As questões fornecerão a evidência de uma necessidade de mercado (ou ausência dela) e atuarão como um filtro, analisando criticamente a viabilidade dos produtos. É crucial identificar os produtos que não tem e/ou terão sucesso no mercado, para serem eliminados neste estágio, antes que consumam mais recursos.

A pesquisa é feita para subsidiar as decisões. Nenhuma pesquisa deve ser feita se não houver necessidade da mesma ou quando não se tem um objetivo claro. O planejamento da pesquisa define o objetivo em função das decisões a serem tomadas e é focalizado nas áreas críticas de incertezas, das quais depende o sucesso dos produtos. A seguir determina-se a metodologia, escolhendo-se a sua categoria, as perguntas a serem feitas e a amostra representativa a ser analisada. Os métodos de medida determinam como as questões serão apresentadas e a análise de dados deve estabelecer a forma de processá-las. A etapa final do planejamento deve decidir como os resultados serão interpretados e transformados em decisão.

Antes de mais nada, deve-se saber quais são as informações que se quer extrair das empresas. Elas devem ser focalizadas nas oportunidades percebidas e nas ameaças que podem determinar o sucesso ou fracasso da empresa. Merecem ser pesquisados os aspectos que geram grande incerteza. Um resumo dos requisitos a serem identificados na pesquisa é um documento importante para o controle da qualidade neste estágio, assegurando clareza e consenso sobre os objetivos da pesquisa. Considerando que a utilidade da pesquisa é fornecer subsídios à análise, seus objetivos devem ser descritos de modo a informar, apoiar ou refutar essas análises.

Após identificar os requisitos da pesquisa, deve-se escolher o tipo de pesquisa mais adequado para o caso. A pesquisa qualitativa pode cobrir uma ampla gama de assuntos e pode estudar mais a fundo a percepção das empresas sobre os produtos existentes no mercado. Contudo, é limitado por uma pequena amostragem. A pesquisa pode ser realizada individualmente ou em grupos pequenos.

A pesquisa quantitativa faz um pequeno número de perguntas a um grande número de pessoas. Ela fornece respostas objetivas, consultando uma amostra estatisticamente significativa. A pesquisa quantitativa de mercado pode ser utilizada para a elaboração de



modelos sofisticados de comportamento das empresas. Ela não pode ser feita de modo superficial.

Características básicas da pesquisa:

- Qualitativa:
  - ⟨ Informativa e Explorativa.
  - ⟨ Exploratória sem fronteiras definidas.
  - ⟨ Sem resposta conclusiva.
  - ⟨ Depende da habilidade do entrevistador.
- Quantitativa:
  - ⟨ Definida e Específica.
  - ⟨ Resultados Numéricos e Orientados Estatisticamente.
  - ⟨ Facilita decisões quantitativas.

Para o desenvolvimento de grandes produtos, pode-se usar os dois tipos, pois eles se completam entre si. As pesquisas qualitativas podem explorar as percepções e necessidades do setor, que depois podem ser pesquisadas em maior profundidade com o método quantitativo. Tanto a pesquisa quantitativa como a qualitativa, baseiam-se em entrevistas com pessoas. A seleção dessas pessoas é parte importante da pesquisa e deve-se investir tempo para que seja realizada corretamente. Em termos gerais, o grupo de pessoas selecionadas deve ser uma amostra representativa das empresas.

Se o setor ainda não estiver bem definido, deve-se começar com uma amostra bem variada, representando vários segmentos das empresas. A medida em que os objetivos vão ficando mais claros, a amostragem deve ir de estreitando.

Tanto a pesquisa qualitativa quanto a quantitativa, depende das perguntas corretas, para se obter a informação desejada. A pesquisa deve evitar as idéias preconcebidas. É necessário dar ao entrevistado a oportunidade para que eles possam escolher as respostas. Muitas vezes as questões são formuladas e depois se oferecem várias alternativas de respostas. Isso ajuda estruturar a análise e interpretar os resultados, mas pode também esconder o resultado da pesquisa. Contudo as questões devem ser neutras, não induzindo a nenhuma das alternativas de respostas. Quando é dada oportunidade para o entrevistado simplesmente concordar com a pergunta feita, provavelmente as respostas serão tendenciosas.

Infelizmente, as pessoas procuram dar a resposta que você quer ouvir, no julgamento delas. Isso faz parte da natureza humana. Se você perguntar: “Você prefere o produto X em vez do Y?”, as pessoas tendem a concordar, simplesmente. Em vez disso se a pergunta for: “Que produto você prefere, produto X ou produto Y?”, força a pessoa a tomar uma decisão, sem induzi-la. Fazer uma pergunta neutra nem sempre é só um questão de palavras. A entonação na hora de fazer a pergunta pode ter influência. A explicação inicial sobre o objetivo da pesquisa também pode ser uma fonte de distorção das respostas. Assim deve-se dar apenas uma indicação bem genérica sobre os objetivos da pesquisa.

### **3. LEVANTAMENTO PRELIMINAR DA SITUAÇÃO DO SETOR**

Primeiramente foi contatado o Sindicato dos Produtores do setor Metal-Mecânico do Estado do Pará (SIMEPA), em busca de informação e material para a elaboração do questionário, visto que o mesmo já havia demonstrado a deficiência do setor quanto ao desenvolvimento de produtos. Formou-se então, uma parceria o Grupo de Produção da Universidade Federal do Pará com a Federação das Industrias do Estado do Pará e com o Programa Paraense de Design, que têm trabalhos no sentido de diminuir as dificuldades em obter competitividade, qualidade superior e mercado, dos produtos da região.

No caso do setor mecânico-metalúrgico, os produtos/serviços geradores de receita não estão adequados a nova filosofia de abertura do mercado e a crescente conscientização do consumidor, que procura produtos e serviços de qualidade. Os produtos do setor foram desenvolvidos observando-se a produção em massa com a preocupação centrada na redução dos custos de produção. Deve-se ressaltar que isto, na verdade, não foi um erro, pois para o momento que foram desenvolvidos, estavam adequados à sua realidade, o que atualmente não tem validade, devido às mudanças que estão em curso.

Foi percebido que as empresas têm apenas um conhecimento superficial sobre o assunto e por isso pouco utilizam essas sistemáticas de desenvolvimento de produto, utilizando, muitas vezes, processos de fabricação e desenvolvimento de produtos baseados em conhecimentos empíricos. Apresentam, também, carência de hardwares e softwares especializados, assim como de recursos humanos na área.

## **4. DEFINIÇÕES BÁSICAS DA PESQUISA**

### **4.1. Metodologia utilizada**

Do contato com o sindicato dos produtores saiu uma proposta de empresas a serem tomadas como base na pesquisa que se inicia, as quais serão visitadas para levantar as informações que permitam a ação de introdução das técnicas de projeto e desenvolvimento de produtos nas mesmas. Esta escolha foi feita através do cadastro do sindicato, onde selecionou-se empresas de grande, médio e pequeno porte, de forma a ter resultados com validade estatística e abrangentes.

Nem todas as empresas puderam ser entrevistadas. Das 94 selecionadas anteriormente, apenas 40 ficaram como alvo da pesquisa. Os motivos para tal serão explicados adiante.

A aplicação ocorreu, primeiramente via sindicato com acompanhamento direto (visitas) nas principais empresas e por telefone nas demais, para o esclarecimento de possíveis dúvidas e análise direta sobre os problemas vividos pelas empresas.

Depois de decorridos 15 dias úteis os questionários prontos foram recolhidos e encaminhados para posterior análise.

No decorrer da pesquisa foram encontrados alguns problemas como:

- Medo por parte das empresas em “abrir as portas”, deixando que os questionários fossem aplicados, pois desconfiavam de espionagem.
- “Pra que mudar?”. Algumas empresas acham que o modo de produzir seus produtos está adequado, apesar de não ser apoiado por nenhuma das ferramentas existentes.
- Dificuldade para seleção das empresas a serem abordadas pela pesquisa, pois o setor engloba tanto empresas multinacionais como oficinas de “fundo de quintal”, que fazem serviços pequenos de manutenção.

Para se realizar o levantamento em questão, foi adotado os dois métodos de pesquisa citados anteriormente: qualitativo e quantitativo, com o objetivo de obter dados gerais, porém com significado estatístico.

A aplicação dos questionários começou com a escolha da pessoa que seria entrevistada na empresa. Foi analisado o nível de instrução, o relacionamento do mesmo com os produtos da empresa e o cargo que ele ocupa dentro da empresa.

## 4.2. Questionários

O questionário foi elaborado com base em uma lista de atributos específicos, que tem como objetivo identificar os pontos do processo de desenvolvimento e do ciclo de vida que podem agregar valor aos produtos do setor. Ele foi elaborado principalmente com o objetivo de entender as tecnologias de desenvolvimento de novos produtos utilizadas pelas empresas e detectar os pontos que impedem o bom desenvolvimento dos produtos.

O questionário é composto de vinte e cinco questões subjetivas, formuladas o mais claro possível, que passam por diversas fases do ciclo de vida dos produtos em questão, como se expõe na continuação.

- 1) Qual o setor de atuação da empresa?
- 2) Que tipo de produtos sua empresa costuma projetar?
- 3) Que tipo de produtos sua empresa costuma fabricar?
- 4) Como são definidos (projetados, configurados) os seus produtos?
- 5) Por que produzir estes produtos? Sua empresa considera a atual, a melhor forma de produzir os seus produtos?
- 6) Para que os seus produtos são utilizados? Defina o mercado consumidor.
- 7) Há um trabalho de pesquisa de mercado quando se pretende projetar um produto ou há um melhoramento em cima de um produto já materializado.
- 8) Quais as fontes de informações para o desenvolvimento dos seus produtos e quais as dificuldades encontradas para encontrar essas informações? (Características de matérias primas, novas tecnologias, critérios dos usuários do produto, etc.)
- 9) Sua empresa sabe como os seus produtos se comportam no mercado? Se “sim”, como e quais as ferramentas que ela utiliza para fazer esta detecção?
- 10) Sua empresa conhece todo o ciclo de vida dos seus produtos?
- 11) Os seus produtos têm algum tipo de tratamento estético/expressivo, (de design)?
- 12) A sua empresa tem conhecimento de alguma técnica de desenvolvimento de produto? Por exemplo?
- 13) Quantas pessoas estão envolvidas com o processo de desenvolvimento de produto em sua empresa?
- 14) A sua empresa tem pessoal especializado no assunto?
- 15) A sua empresa tem setor especializado em projeto de produto?
- 16) O que existe na sua empresa em relação a software especializado em desenvolvimento de produto e hardware?

17) Caso a sua empresa utilize equipes de projeto, como elas são estruturadas e quais as suas características?

18) Como a sua empresa equaciona a parte de custos gerais com recursos humanos e computacionais nos projetos?

19) Que dificuldades a sua empresa encontra no desenvolvimento e detalhamento do projeto?

20) A sua empresa segue alguma metodologia adequada? Se sim, qual? Por que esta foi adotada?

21) No caso da produção em larga escala é costume da equipe produzir e testar protótipos?

22) Como a sua empresa gerência a documentação e registro no projeto?

23) A sua empresa costuma patentear seus produtos? Tem dificuldades para fazê-lo?

24) Já foi feita alguma parceria, no sentido de desenvolver novos produtos?

25) A empresa considera as técnicas de projeto (ou design) como ferramentas para agregar valor a seus produtos?

Fora as questões mostradas, foi deixado um espaço reservado, para o entrevistado fazer comentários tanto em relação as respostas, quanto a qualquer outro assunto.

## 5. CONCLUSÃO

O questionário elaborado para a realização do levantamento em questão, apresentou grande aceitabilidade por parte das empresas, pois mostrou se claro quanto ao entendimento e com a capacidade de direcionar o entrevistado para o assunto. A pesquisa ainda está em andamento, porém já pode-se adiantar que o setor tem uma grande quantidade de produtos com problemas de desenvolvimento e com capacidade de absorver as metodologias e ferramentas desenvolvidas, podendo assim dar continuidade ao trabalho. O questionário, apesar de ser adequado, demonstrou alguns problemas, que foram detectados e corrigidos, tendo-se então, constantemente, um processo de retroalimentação e correção. A maioria das empresas participantes do diagnóstico, têm os questionários respondidos e as respostas estão sendo classificadas e analisadas. O trabalho faz parte do plano de pesquisa do Grupo de Produção da UFPA, o qual espera introduzir as técnicas de projeto e desenvolvimento de novos produtos, disponíveis pelo Grupo, nas empresas envolvidas na pesquisa.

Concluído o trabalho de diagnóstico do setor, as técnicas de desenvolvimento de produtos serão repassadas às indústrias selecionadas e será iniciado o processo de desenvolvimento de um produto do setor (reprojeto), utilizando as ferramentas adequadas, com ênfase a aplicabilidade a esquemas produtivos reais.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akao Y. Quality Function Deployment. Integrating Customer Requirements into Products Design. Productivity Press, Cambridge, Massachusetts, Norwalk, Connecticut, 1990.
- Back, N. Metodologia de Projetos de Produtos Industriais, Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois, 1983.
- Baxter, M. “Projeto de produto – Guia prático para o desenvolvimento de novos produtos”, 1ª Edição, Ed. Edgard Blucher, São Paulo S.P., 1998.
- Borland Delphi – Developer’s Guide, 1997.
- Fiod Neto, M. Desenvolvimento de um Sistema Computacional para Auxiliar a Concepção de Produtos Industriais, Tese de doutorado, UFSC, Dpto. Eng. Mecânica, Set., 1993.
- Fonseca, A. J. H. Desenvolvimento de uma Sistemática para a Obtenção das Especificações de Projeto de Produtos Industriais, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.
- Hauser, J. R. e Clausing, D. The House of Quality, Harvard Business Review, May-Jun., 1988.
- Ogliari A. Sistematização da concepção de produtos auxiliadas por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetado. Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Julho 1999.
- Pahl, G. e Beitz W. Engineering Design-A Systematic Approach, Springer-Verlag, London Limited, 1996.
- Radcliffe, D.F. & Harrison, P., “Transforming Design Practice in Small Manufacturing Enterprise”, Proceedings of the 1994 ASME Design Technical Conference: Design Theory and Methodology, 1994, pp.131-140.
- Tjalve, E. A Short Course in Industrial Design, Ed. Butterworth and Co. Ltd., London, 1979.
- Skalak, S.C., Hans, P.K. & Allen, K. “Concurrent Engineering Applied to Product Development in Small Companies”. ICED, Tampere, August. 19-21, 1997.

# **FLEXIBILIZANDO OS EQUIPAMENTOS DE UM ENGENHO DE BENEFICIAMENTO DE CANA-DE-AÇÚCAR: PRODUZINDO AÇÚCAR MASCADO, RAPADURA E AGUARDENTE DE FORMA INTEGRADA.**

Prof. Dr. Maurílio José dos Santos

Universidade Federal de Pernambuco – Centro de Tecnologia e Geociências

Departamento de Engenharia Mecânica – Rua Acadêmico Hélio Ramos S/N – Cidade Universitária – 50740-530 - Recife - PE

Geraldo Porfírio Pessoa

EMATER / PE

Proa. Esp. Íris Eucáris de Vasconcelos

UFP/ CTG- Departamento de Engenharia Química

## **RESUMO**

Tradicionalmente no Brasil a cana de açúcar ou é beneficiada em grandes unidades industriais, denominadas de Usinas ou Destilarias, as quais produzem respectivamente açúcar ou álcool, ou em pequenas unidades fabris artesanais, especializadas em um ou no máximo dois dos seguintes produtos: rapadura, açúcar mascado(batido) e aguardente. Com este artigo os autores apresentam uma alternativa de produção, semi - artesanal, com ênfase na higiene e limpeza e que possibilita a flexibilidade da produção, obtendo-se de forma integrada os três produtos. Esta nova forma de trabalhar, situada numa posição intermediária entre a grande indústria e a produção artesanal, tem a grande vantagem de melhorar a qualidade da produção comparada com a forma artesanal. O seu processo produtivo tem um maior rendimento, o produto fabricado tem uma melhor qualidade e a unidade fabril tem uma maior flexibilidade. Características muito valorizadas pelo empreendedor e pelo mercado consumidor.

Palavras chave: açúcar, rapadura , aguardente

## **1. INTRODUÇÃO**

A agroindústria sucroalcooleira de Pernambuco é uma das mais tradicionais e importantes atividades econômicas do Estado. A cultura da cana de açúcar estende-se pelas zonas da Mata e do Agreste Meridional do Estado e em parte da Região Metropolitana do Recife, representando aproximadamente 41% do valor bruto da produção agrícola do Estado.

Cerca de 300 engenhos de beneficiamento de cana-de-açúcar estão distribuídos pelo território do Estado, sendo que apenas 14 deles não estão localizados no Sertão. É uma atividade que

tradicionalmente vem produzindo rapadura, produto largamente consumido pelos sertanejos, sendo por esse motivo também conhecido como pão de sertanejo.

Os engenhos de rapadura situados em sua grande maioria no sertão, destinam seus produtos ao mercado local, cuja comercialização é feita nas feiras livres. O processo adotado é totalmente artesanal, apresentando muitas deficiências, conforme diagnóstico setorial feito pela Emater e Sebrae com o objetivo de subsidiar o Programa de Desenvolvimento do Setor Rapadueiro de Pernambuco.

A Zona da Mata, principal região da zona canavieira do Estado, destina a cana produzida, primordialmente à fabricação do açúcar e do álcool, e em segundo plano à produção de aguardente, sendo insignificante a fabricação de rapadura.

Este trabalho apresenta uma proposta inovadora, pois parte do resgate de atividades produtivas conhecidas artesanalmente no Estado de Pernambuco, e sugere um novo processo, semi-artesanal, com maior produtividade, que permite a obtenção de novos produtos, de melhor qualidade, bem como a diversificação e flexibilização do processo produtivo.

## **2. METAS DO PROJETO**

Beneficiar 3000 toneladas de cana de açúcar num período de 04 meses obtendo os seguintes produtos: 90 toneladas de açúcar mascavo, 142,8 toneladas de rapadura e 149,2 mil litros de aguardente.

O açúcar mascavo e a rapadura serão produzidos a partir do cozimento do caldo, oriundo da moagem da cana de açúcar, durante os quatro meses de safra, enquanto a aguardente será fabricada de forma integrada, utilizando-se o caldo ou garapa, as impurezas e o novo mel residual, provenientes, respectivamente, dos processos de cozimento e cristalização do açúcar mascavo e da rapadura.

## **3. QUALIFICAÇÃO DOS PRODUTOS**

Açúcar Mascavo: é o produto resultante da concentração do caldo de cana-de-açúcar puro até o ponto de saturação e posterior cristalização da massa resultante. Como não há adição de quaisquer aditivos ou conservantes, é um produto 100% natural. Traz consigo constituintes da cana-de-açúcar, tais como: fósforo, ferro, cálcio, vitaminas e glicídios. O ferro é essencial na formação da hemoglobina do sangue e enzimas essenciais para o metabolismo celular. O cálcio e o fósforo são importantes na formação dos ossos e dos dentes. O fósforo é ainda importante no aproveitamento da vitamina D, que evita o raquitismo. As vitaminas encontradas no açúcar mascavo têm as seguintes características: são protetoras do sistema nervoso, estimulantes do crescimento e atuam na prevenção de doenças.

A demanda: de acordo com a crescente preocupação do consumidor com uma alimentação natural, livre de conservante e outros produtos nocivos à saúde, o açúcar mascavo vem sendo um produto de grande aceitação no mercado e com forte tendência de crescimento. A comercialização será efetuada em sacos de juta, de 50 kg ou em sacos plásticos, de 1 e de 2 kg.

Rapadura: é o produto obtido a partir da concentração do caldo-de-cana até determinado ponto, em que, pelo resfriamento do caldo concentrado ou xarope se solidifica e é moldado em

forma de tijolos ou tabletes. É um produto que tem preços bastante acessíveis e é uma excelente fonte de calorias e sais minerais, tais como: cálcio, fósforo, potássio e ferro. Ela pode integrar o cardápio das dietas mais saudáveis, porque contém minerais fundamentais para uma nutrição equilibrada, é um elemento energético capaz de suprir todas as calorias necessárias, sendo bem tolerado pelo organismo, até por recém nascidos. Neles ela previne a constipação, por sua ação laxante, bem como evita a formação de gases. O ferro previne a anemia, fortalece o sistema imunológico e previne enfermidades do sistema respiratório e urinário. O magnésio fortifica o sistema nervoso. O potássio atua na atividade celular e o cálcio ajuda na formação da dentição e dos ossos, combatendo enfermidades articulares como a osteoporose. A vitamina A ajuda no crescimento do esqueleto e tecido conjuntivo. A Aguardente obtida pelo processo produtivo terá teor alcoólico entre 38 a 51 GL.

#### 4. O EMPREENDIMENTO

A Unidade Produtivo terá como principal característica a flexibilidade. Durante um período de 4 meses ela irá moer a cana-de açúcar, quando serão produzidos, de forma integrada, açúcar mascavo, rapadura e aguardente. O processo produtivo foi idealizado para dar grande flexibilidade à unidade de beneficiamento, de tal forma que permitirá que a empresa possa direcionar sua produção segundo as necessidades do mercado ou a rentabilidade dos produtos. Isto é, a empresa terá as seguintes opções:

Produzir

- a) Açúcar mascavo, rapadura e aguardente
- b) Açúcar mascavo e rapadura
- c) Açúcar mascavo e aguardente
- d) Rapadura e aguardente
- e) Apenas um dos três produtos. Só açúcar mascavo, só rapadura ou só aguardente

O fornecimento de cana de açúcar para os engenhos de beneficiamento não é constante durante o ano todo. Há um período de tempo no qual a cana é plantada e depois fica crescendo, chamado de entressafra, no qual não há cana de açúcar madura para ser moída nos engenhos. Para diminuir os efeitos desta sazonalidade, a unidade produtiva permitirá que seja formado um estoque de mel durante a fabricação do açúcar e da rapadura, o qual poderá ser, posteriormente – na entressafra – transformado em aguardente.

#### 5. PROGRAMAÇÃO ANUAL DE PRODUÇÃO E VENDAS

**Tabela 01. Programa Anual de Produção e Vendas**

<b>Produto</b>	<b>Embalagem</b>	<b>Preço Unitário(R\$)</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Receita Total(R\$ 1,00)</b>
Açúcar Mascavo	Sacos 1kg	1.70	36.000	61.200
Açúcar Mascavo	Sacos 2kg	3.40	18.000	61.200
Açúcar Mascavo	Sacos 50kg	85.00	360	30.600
Rapadura	Caixa 20x25g	0.90	228.480	205.632
Rapadura	Caixa 500g	0.90	57.120	51.408
Aguardente	600ml	0.72	248.668	179.040
<b>TOTAL</b>				<b>589.080</b>



## 6. DISTRIBUIÇÃO DE MATÉRIA-PRIMA POR PRODUTO

**Tabela 02. Distribuição da Matéria-prima por Produto**

<b>Produto</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Unidade</b>	<b>%</b>
Açúcar Mascavo	1.200	Tonelada	40.0
Aguardente	120	Tonelada	4.0
Rapadura	1.680	Tonelada	56.0
<b>Total</b>	<b>3.000</b>	<b>Tonelada</b>	<b>100.0</b>

**Tabela 03. Índices Técnicos**

- Produção do açúcar mascavo: 75 kg por tonelada de cana
  - Produção de rapadura : 85 kg por tonelada de cana
  - Produção de aguardente
    - A partir do caldo de cana: 115 litros por tonelada de cana
    - A partir do mel residual(ou mel de furo): 32.55 litros por tonelada de cana
- Destinada à produção de açúcar mascavo e rapadura
- A partir da cachaça: 14.46 litros por tonelada de cana destinada à produção de açúcar mascavo e rapadura.

A produção foi calculada com base em um turno contínuo de 12 horas diárias, trabalhando 22 dias úteis por mês, durante 12 meses por ano

Serão gerados 18(dezoito) empregos diretos na época da moagem e 8 na entressafra, quando apenas será produzida aguardente, conforme citado anteriormente.

**Tabela 04. Investimentos Fixos de Capital de Trabalho**

<b>Discriminação</b>	<b>Valores em R\$ 1.00</b>	<b>%</b>
<b>Investimentos Fixos</b>	<b>414.00</b>	<b>95</b>
Elaboração de Projetos	9.000	2
Terreno	10.000	2
Construções Civas	134.000	31
Equipamentos e Instalações	252.000	58
Assistência Técnica	9.000	2
<b>Capital de Trabalho</b>	<b>22.000</b>	<b>5</b>
<b>Total</b>	<b>436.000</b>	<b>100</b>

**Tabela 05. Dados Econômicos Financeiros**

<b>Discriminação</b>	<b>Valores</b>
Investimentos Total	436.000
Receitas Totais	590.000
Custos Totais	389.000
Custos Variáveis	300.000
Custos Fixos	89.000
Lucro antes do imposto de renda	201.000
Margem de Contribuição	290.000
Rentabilidade em Relação aos Investimentos	46%
Ponto de Nivelamento	31%

## **7. PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DOS ENGENHOS TRADICIONAIS**

Os engenhos de beneficiamento de cana-de-açúcar que tradicionalmente operam no Estado de Pernambuco se caracterizam por terem sérias deficiências técnicas e operacionais.

Em Diagnóstico do Setor Rapadueiro de Pernambuco, realizado pelo SEBRAE-PE e EMATER em 285 engenhos da Região do Sertão, foi constatado que:

1. Os engenhos têm se limitado a produzir apenas rapadura e mel de engenho, havendo um pequeno número que fabricam outros tipos de produto. Do total desses engenhos: 255 produzem rapadura; 117 mel de engenho; 21 rapadura batida; 4 rapadura granulada e apenas 1, açúcar mascavo.
2. O transporte da matéria-prima, em mais da metade dos engenhos é feita em lombos de mulas e jumentos, cerca de 40% utilizam carros-de-boi e apenas 21% empregam caminhões.
3. Quanto à fonte energética, 86% utilizam lenha, vindo o uso do bagaço em segundo lugar, aumentando portanto a desertificação da Região.
4. As instalações civis apresentam várias deficiências, como área construída muito reduzida para a atividade industrial, com 14% deles com área menor do que 50m<sup>2</sup> e com cerca de 50% com aparência apenas sofrível.
5. Apenas 41% dos produtores possuem energia elétrica e 28% água encanada e piso de alvenaria.
6. Nenhum engenho possui telas nas janelas, providência fundamental para evitar contaminação por insetos dos produtos em processo.
7. A maior parte dos equipamentos tem entre seis e trinta anos. Com relação às moendas, cerca de 10% delas não são substituídas há mais de meio século.
8. Alguns produtores utilizam o aditivo branquito para clarear a rapadura. Prática não recomendada pelo fato desse insumo ser nocivo ao homem.
9. Falta padronização do produto final. Há cerca de 20 diferentes tamanhos de rapadura. Entre 32% dos produtores, a rapadura mais comum fabricada é a de 500g. A de 1000g é produzida por 16% dos engenhos.

## 8. FLUXOGRAMA DO PROCESSO PRODUTIVO

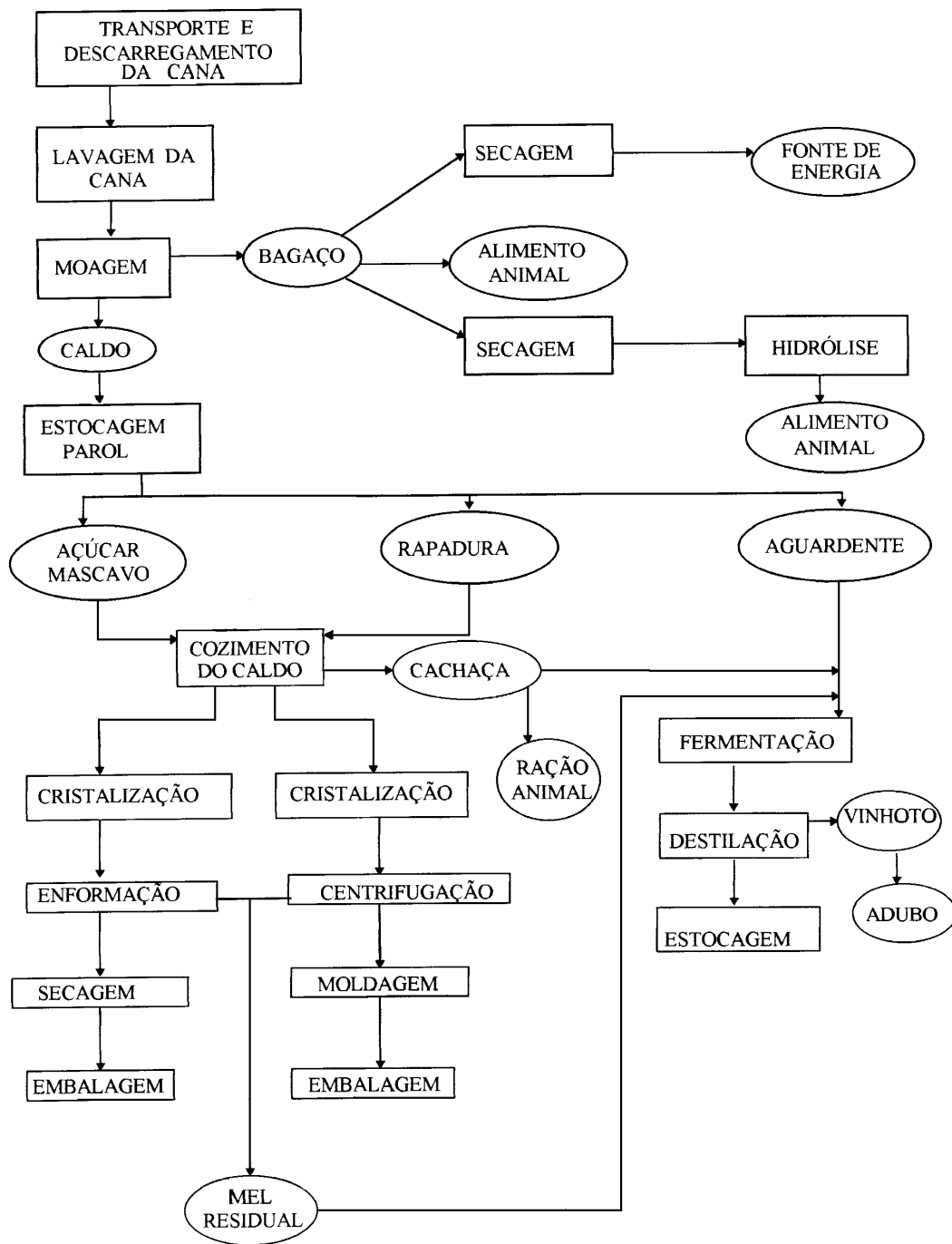


Fig. O1 Fluxograma do Processo produtivo

## 9. CONCLUSÕES

A implantação do projeto deste artigo, permitirá o resgate de uma experiência da Zona da Mata do Estado de Pernambuco, que já produziu artesanalmente, o açúcar mascavo, largamente utilizado, em épocas passadas, pela população, na sua culinária.

A produção artesanal da aguardente nos engenhos do Estado foi sendo paulatinamente substituída pela produção industrial em larga escala, fazendo com que os produtores tradicionais, passassem a apenas fornecer matéria-prima para as grandes engarrafadoras, perdendo por consequência, a importante característica de fabricação artesanal.

No tocante à produção de rapadura, o projeto irá introduzir na região da Zona da Mata, a fabricação de um produto de grande valor nutricional, importantíssimo para suprir parte das carências de calorias e de sais minerais, tão necessárias nesta região.

O principal aspecto inovador deste projeto é que ele atua na modernização do processo produtivo do açúcar mascavo, da rapadura e da aguardente. Com ele serão introduzidas inovações que irão melhorar a qualidade dos citados produtos. Essas modificações atuarão notadamente nos aspectos de padronização, higiene e embalagem.

Haverá melhorias quanto aos aspectos de higiene e padronização. Quanto à tecnologia, haverá modernização dos equipamentos, melhorias das instalações e do processo produtivo. A integração de dois processos tradicionais como a fabricação da rapadura, flexibilizando e inovando com a produção do açúcar mascavo mediante apenas algumas pequenas modificações no processo, permitirá que a produção seja direcionada conforme a demanda do mercado, para qualquer um dos três produtos.

## 10. BIBLIOGRAFIA

- Pessoa, G.L.,1990, "Fabricação de Rapadura e Açúcar Batido: Informe Técnico no 65", Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais, Brasil.
- Pessoa, G.P., 1996, "Projeto Para Instalação de Engenho de Beneficiamento de cana-de-açúcar", EMATER, Brasil.
- SEBRAE, 1995, "Diagnóstico do Setor Rapadueiro de Pernambuco; Relatório de Pesquisa de Campo Realizada em Outubro de 1995", Recife, Brasil.
- Bayma, C., 1974, "Tecnologia do Açúcar II. Cozimento, Cristalização e Turbinação - O Produto Mel Final e sua Utilização - Resíduos", Coleção Canavieira 15, M.I/Ciências e I.A.A, Rio de Janeiro, Brasil.
- Campos, J.C.S, Fonseca, JLF, 1990, "Tecnologia na Fabricação de Rapadura", Governo do Estado do Ceará - NUTEC, Fortaleza, Brasil.
- Oriá, H. F, Guedes, Z. B. L, Branco, C.S.C., 1990, "Valor Nutritivo e Condições Higiênicas de Rapaduras Produzidas no Ceará", Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, Brasil.

# **ESTUDO DA VIABILIDADE DE TÉCNICAS ALTERNATIVAS DE CONVERSÃO DE MOTORES A ÁLCOOL PARA O USO DE GASOLINA**

**José Antônio Ferreira Borges**

**Edsonei Pereira Parreira**

**Eduardo Thiago Coelho Vieira da Costa**

**Andréa Fernandes da Silva**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: zeborges@mecanica.ufu.br

## **Resumo**

Este trabalho de pesquisa investiga a viabilidade técnica da conversão de motores a álcool para o uso de gasolina através de métodos alternativos de baixo custo. Nesta abordagem os motores convertidos deverão ser necessariamente equipados com carburador. Os resultados de desempenho, consumo, durabilidade e ocorrência de problemas são analisados. Destacam-se também aspectos relativos à aplicabilidade de cada técnica aos motores nacionais.

**Palavras-Chave:** Motores a álcool. Técnicas de conversão.

## **1. INTRODUÇÃO**

A conversão bem feita de motores a álcool para o uso de gasolina sempre foi um procedimento caro e trabalhoso. O custo elevado desta transformação geralmente é associado à necessidade de redução da taxa de compressão original do motor a álcool através da troca dos pistões e/ou do cabeçote pelo original do motor a gasolina. Uma vez que esta conversão implica necessariamente na abertura do motor e na troca de algumas de suas peças básicas, ela se torna mais viável economicamente quando feita durante uma retífica.

Atualmente, grande parte da frota nacional de veículos movidos a álcool é equipada com carburador e se encontra envelhecida. Isto acarreta problemas crônicos de funcionamento, principalmente associados à corrosão do carburador. Quando um carburador usado em um motor a álcool tem sua proteção superficial rompida pela corrosão, esta se instala de forma generalizada e pode levar à completa destruição do componente.

Com um carburador corroído, agravam-se sobremaneira os problemas de regulagem, consumo excessivo, marcha lenta instável e dificuldade de partida a frio. Dentre todos estes problemas, talvez o pior seja a ocorrência de entupimentos frequentes dos orifícios calibrados do carburador por partículas do próprio revestimento anti-corrosão. Estas partículas se desprendem continuamente do carburador, sendo que nada pode ser feito para evitar este desprendimento. O problema ocorre com bastante frequência e muitas vezes causa a paralisação do veículo até que o entupimento seja eliminado. Além de grande desconforto, uma falha como esta pode ter implicações do ponto de vista da segurança geral do tráfego caso o veículo fique paralisado em local perigoso.

Na maioria das vezes, o motor a álcool convertido para gasolina pode continuar usando, sem problemas, o carburador original corroído desde que este seja recalibrado para as novas condições de funcionamento. Ao mudar de combustível o processo de corrosão é interrompido e o desgaste se mantém, bastando então para o bom funcionamento uma limpeza química e a substituição dos orifícios calibrados pelos correspondentes ao uso de gasolina.

Nos veículos equipados com injeção eletrônica de álcool o sistema pressurizado elimina a necessidade de um reservatório tipo cuba e a proteção contra a corrosão é mais eficiente que nos modelos carburados. Além disto, o controle eletrônico da injeção permite o ajuste dos parâmetros relativos à dosagem do combustível, compensando condições de operação desfavoráveis e praticamente elimina os problemas de regulagem do motor.

Do ponto de vista financeiro, um carburador novo pode custar em torno de 50 % a 60 % do valor de uma retífica, o que representa um valor muito elevado quando comparado com o valor de revenda de um veículo a álcool usado.

Desta forma, alternativas tecnicamente viáveis de conversão de motores a álcool para gasolina sem a necessidade de troca de peças básicas do motor nem do carburador desgastado seriam de grande interesse para resgatar, a baixo custo, o bom funcionamento destes motores.

## **2. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE COMBUSTÍVEIS**

Do ponto de vista do uso em motores de combustão interna as diferenças mais importantes entre álcool e gasolina são:

- Poder calorífico: É a quantidade de energia fornecida pela queima do combustível. O poder calorífico da gasolina é maior que o do álcool.

- Velocidade de queima: Depende do combustível e de diversos fatores ligados à condição de funcionamento do motor, mas em geral a gasolina queima mais rápido que o álcool.

- Poder anti-detonante: É a capacidade que o combustível possui de resistir à temperatura e pressão sem se inflamar espontaneamente na presença de oxigênio. É desejado que o poder anti-detonante do combustível usado em um motor do ciclo otto seja o maior possível, permitindo ao mesmo trabalhar com uma taxa de compressão elevada. Por sua vez, uma taxa de compressão maior aumenta o rendimento termodinâmico do motor e aproveita melhor a energia contida no combustível. O poder anti-detonante é medido pela octanagem do combustível, sendo maior no álcool do que na gasolina.

As gasolinas comum e aditivada vendidas atualmente no Brasil possuem 80 octanas (MON) e suportam teoricamente uma taxa de compressão máxima de 9,5:1. Em alguns casos especiais, em virtude de geometria de projeto, consegue-se operar com uma taxa de compressão entre 11 e 12:1.

Em geral, uma variação de 4 pontos na octanagem de um combustível representa a possibilidade de se elevar a taxa de compressão em 1 unidade. Sendo assim, a gasolina premium, por apresentar em média 84 octanas (MON), consegue suportar uma taxa de compressão máxima de 10,5:1. Em casos especiais consegue-se operar com taxa de compressão entre 13 e 14:1.

Na tabela 1 são mostradas algumas das características mais importantes dos combustíveis atualmente vendidos no Brasil.

**Tabela 1.** Características dos combustíveis vendidos no Brasil.

Combustível	Octanagem MON	Poder Calorífico [Kcal / Kg]	Temperatura de Auto Ignição[ °C]	Taxa de Compressão Máxima (aproximada)
Álcool Hidratado	92	5952	580	13,0 : 1
Gasolina Comum/Aditivada	80	10500	367	9,5 : 1
Gasolina Premium	84	10500	-----	10,5 : 1

### **3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS TÉCNICAS SELECIONADAS**

#### **3.1 Conversão por meio do atraso do eixo comando de válvulas**

O fenômeno da detonação é decorrente da mistura no interior do cilindro atingir a sua temperatura e pressão de auto ignição. Esta ocorrência deve ser evitada a todo custo nos motores do ciclo otto, através da redução da temperatura na câmara de combustão.

A temperatura na câmara de combustão no final do ciclo de compressão é diretamente proporcional à pressão inicial no cilindro (final do ciclo de admissão e início da compressão) e à taxa de compressão. Uma vez que se pretende manter a taxa de compressão inalterada por motivos econômicos, deve-se trabalhar no sentido de reduzir a pressão inicial no cilindro de forma tal que ao final do tempo de compressão ela atinja, no máximo, o valor equivalente ao de um motor similar a gasolina.

Para efeito de implementação prática, uma das melhores maneiras de se reduzir a pressão inicial dentro do cilindro é atuar no eixo comando de válvulas de forma a atrasar a abertura e fechamento das válvulas. Isto induz uma maior perda de carga na admissão e conseqüentemente um menor rendimento volumétrico no enchimento dos cilindros.

O atraso do comando de válvulas deve ser feito com cuidado pois existe o perigo iminente de interferência entre a cabeça do pistão e as válvulas. Por medida de segurança, o comando de válvulas deve ser atrasado em apenas um dente por vez, quer seja o seu acionamento feito por correia dentada, corrente ou engrenagens. Recomenda-se fortemente que o motor seja girado com a mão a cada incremento no atraso a fim de certificar a ausência de interferência entre pistões e válvulas. A cada incremento no atraso deve-se também monitorar o valor da pressão de compressão nos cilindros de forma a mantê-la o mais próximo possível do valor medido para um motor similar a gasolina.

A medição da pressão de compressão nos cilindros é feita por meio de um medidor especialmente adaptado para esta função. O equipamento é montado no furo da vela e é composto por uma válvula de retenção de esfera ligada a um manômetro por meio de uma mangueira de alta pressão. De acordo com o procedimento normalmente utilizado para esta medição, desliga-se a ignição e o motor de partida é acionado com a borboleta do acelerador em sua posição de máxima abertura. Nestas condições de baixa rotação e aceleração total o rendimento volumétrico é favorecido, obtendo-se um bom enchimento dos cilindros e o valor máximo para a pressão de compressão (Heisler, 1995).

#### **3.2 Conversão pela introdução de uma perda de carga controlada na admissão**

Neste caso, o princípio básico da conversão é o mesmo do item anterior. A principal diferença é a forma com que se obtém um menor rendimento volumétrico do

motor e conseqüentemente uma menor pressão inicial no cilindro. Ao invés de atrasar o comando de válvulas, introduz-se no coletor de admissão um dispositivo que permite obter uma perda de carga controlada. Este dispositivo, basicamente um orifício de dimensões reguláveis, pode ser instalado entre a base do carburador e o coletor de admissão facilitando sua montagem e posterior ajuste.

Instalado o dispositivo, o orifício variável vai sendo gradualmente reduzido. Em cada etapa de redução é feita uma medição da pressão de compressão conforme especificado no item anterior. O dispositivo é então travado na posição em que o orifício proporcione uma pressão de compressão igual ao valor medido em um motor similar movido a gasolina.

### **3.3 Uso de gasolina premium de alta octanagem nos motores a álcool**

Neste item, tem-se por objetivo estudar o comportamento de um motor a álcool quando abastecido exclusivamente com gasolina premium de alta octanagem. Conforme descrito no item 2, existe uma possibilidade concreta de se obter um funcionamento estável e livre de detonação mesmo em motores com elevada taxa de compressão.

Durante esta avaliação é importante observar o aumento da potência do motor devido ao maior poder calorífico da gasolina. Isto pode ter influência direta sobre a sua durabilidade.

### **3.4 Conversão usando junta de cabeçote mais espessa ou duas juntas sobrepostas**

Neste caso, a abordagem é diferente das anteriores. A taxa de compressão é reduzida através do levantamento do cabeçote. Este levantamento pode ser obtido por meio de uma junta de cabeçote mais grossa ou então usando duas juntas de espessura padrão sobrepostas.

A elevação do cabeçote e conseqüentemente a ampliação do volume da câmara de combustão será feita de forma que a taxa de compressão final seja próxima daquela usada no motor similar movido a gasolina.

Uma vez que a união entre o bloco dos cilindros e o cabeçote é feita por uma ou duas juntas que somadas resultam numa espessura maior que a recomendada originalmente, existe uma maior probabilidade de queima destes componentes. Sendo assim, a durabilidade do motor convertido deve ser analisada de forma particular.

### **3.5 Redução da taxa de compressão do motor por usinagem na cabeça dos pistões**

O princípio de funcionamento deste método é semelhante ao anterior, porém, neste caso o aumento do volume da câmara de combustão e a redução da taxa de compressão são obtidos pela usinagem da cabeça do pistão.

Esta técnica conserva a junta do cabeçote com sua espessura original, mas a sua viabilidade depende de uma análise caso a caso para verificar a possibilidade de usinagem do pistão entre o topo de sua cabeça e o canal do primeiro anel de compressão.

A operação de usinagem geralmente fica limitada a um máximo de 2 ou 3 milímetros e torna a conversão irreversível. Usinagens mais profundas não são indicadas, uma vez que a espessura reduzida da cabeça dos pistões os torna mais propensos a furos em caso de superaquecimento.

Esta técnica de conversão pode ser utilizada em conjunto com a do item 3.4, principalmente em casos onde a relação entre o curso do pistão e o diâmetro do cilindro



for elevada. Nestes casos, a simples colocação de duas juntas de cabeçote ou a usinagem da cabeça do pistão feitas separadamente podem não ser suficientes para reduzir a taxa de compressão a níveis aceitáveis para o uso de gasolina.

### **3.6 Alterações secundárias necessárias em todas as técnicas de conversão**

Depois de aplicada a técnica de conversão, deve-se atentar para algumas modificações complementares que são fundamentais para o sucesso da operação.

A primeira modificação necessária é a troca de todos os orifícios calibrados (giclês) do carburador pelos equivalentes do motor a gasolina. Caso existam sistemas auxiliares de aquecimento no corpo do carburador por meio de água quente ou gás de escapamento, estes sistemas devem ser desativados como medida de segurança.

Outro aspecto de fundamental importância para o sucesso e durabilidade do motor após a conversão é o ajuste cuidadoso do novo ponto de ignição. Como a gasolina queima mais rápido que o álcool, a manutenção da mesma curva de avanço só é aceitável se o ponto (avanço) inicial for atrasado. Se isto não for feito, a detonação ocorrerá não mais devido à elevada taxa de compressão e sim pela frente de chama que se propaga antes da hora na câmara de combustão. Existe também a necessidade de substituir as velas originais de grau térmico mais frio pelas de grau térmico mais quente, próprias para o uso gasolina. Isto é necessário pois o motor convertido trabalhará numa temperatura mais baixa e as velas frias podem ficar sujeitas ao acúmulo de carvão em seus eletrodos. Com o motor em funcionamento, este carvão acumulado pode ficar incandescente e se tornar um ponto quente na câmara de combustão. Se este ponto quente evoluir, ele pode causar a pré-ignição ou até mesmo um furo na cabeça do pistão.

De acordo com as necessidades específicas de cada caso em particular, podem ser necessárias outras alterações secundárias para garantir o perfeito funcionamento do motor, as mais prováveis são: substituição da válvula termostática e do interruptor do sistema de refrigeração, eliminação da válvula Termac na admissão e instalação de tubulação para o retorno da gasolina excedente no carburador.

## **4. RESULTADOS**

O veículo utilizado nos testes foi um FIAT Elba 1986 mostrado na figura 1. Este veículo é equipado com um motor argentino de 1500 cm<sup>3</sup> de cilindrada originalmente movido a álcool. A tabela 2 resume as principais características técnicas deste motor e de seu similar movido a gasolina.



**Figura 1.** Veículo utilizado nos testes.

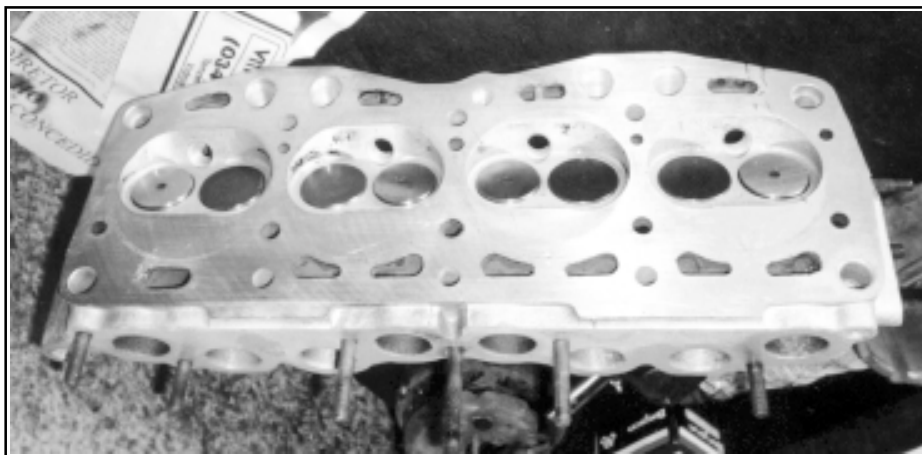
**Tabela 2.** Ficha técnica do motor de teste e seu similar a gasolina

Características		1500 Álcool	1500 Gasolina
Cilindros		4 em linha	
Diâmetro x Curso [mm]		86,4 x 63,9	
Cilindrada [cm <sup>3</sup> ]		1498,57	
Taxa de compressão		11 : 1	8 : 1
Potência (ABNT)	kW	52,5	
	CV	71,4	
	Regime [rpm]	5500	
Torque (ABNT)	mdaN	12,1	
	kgm	12,3	
	Regime [rpm]	3000	

A partir das características mostradas na tabela 2, observa-se que este motor apresenta taxa de compressão relativamente baixa tanto na versão a álcool quanto na versão a gasolina. Outra qualidade importante que torna este motor especialmente adequado à experimentação das técnicas de conversão é o fato do diâmetro dos cilindros ser significativamente maior que o curso do pistão (motor sub-quadrado). Esta relação geométrica permite obter uma maior variação no volume da câmara de combustão com uma pequena alteração na espessura da junta do cabeçote ou através de usinagem na cabeça dos pistões. Além disto, o acionamento do eixo comando de válvulas é feito por correia dentada, o que facilita a alteração do seu sincronismo.

O câmara de combustão do motor de teste possui formato triangular conforme mostrado na figura 2. Esta geometria reduz a possibilidade de ocorrência de detonação uma vez que a vela de ignição é posicionada na parte mais volumosa da câmara, levemente deslocada para o lado da válvula de escape (Giacosa, 1970). Este posicionamento da vela de ignição apresenta as seguintes vantagens:

- A combustão se inicia nas proximidades da região mais quente da câmara (válvula de escape), impedindo que haja detonação devido à onda de pressão da frente de chama.
- A última região atingida pela onda de pressão da frente de chama contém apenas uma pequena quantidade de mistura devido à geometria afunilada da câmara. Isto minimiza o impacto de uma eventual detonação que ocorra nesta região.



**Figura 2.** Detalhe das câmaras de combustão do motor de teste.

O motor do veículo apresentava-se em bom estado de conservação, porém o carburador estava bastante corroído e as falhas de funcionamento eram constantes. A simples troca do carburador representava um custo de R\$ 400,00 (valor equivalente a 50 % de uma retífica completa do motor).

#### **4.1 Atraso do eixo comando de válvulas**

Esta conversão foi realizada de forma bastante rápida e simples. As velas foram retiradas e a pressão de compressão original foi medida. O valor encontrado foi de 14 [kgf/cm<sup>2</sup>], o que comprova o bom estado geral do motor.

O eixo comando de válvulas sofreu um atraso total de 2 dentes, o que corresponde a aproximadamente 8°. Nesta condição, a pressão de compressão obtida foi de 12 [kgf/cm<sup>2</sup>], o que em um motor a gasolina corresponderia a uma taxa de compressão de aproximadamente 9,2:1 (Filho, 1983). Para efeito de comparação, a pressão de compressão medida em um FIAT Uno 1.5 ie ano 1993 a gasolina foi de 11,5 [kgf/cm<sup>2</sup>].

Após a conversão o carburador foi calibrado para o uso de gasolina e o ponto de ignição foi ajustado. Além disto, foram desativados os três sistemas de aquecimento da mistura: válvula Termac, aquecimento do carburador por água quente e aquecimento do coletor de admissão por gás de escape. A fim de melhor isolar termicamente o carburador do coletor de admissão, a base de alumínio foi substituída por uma de madeira.

Por fim, foi colocada uma tubulação de retorno de gasolina para o tanque e a válvula termostática foi eliminada. Após algum tempo de uso, detectou-se a real necessidade de troca das velas por outras adequadas ao uso de gasolina uma vez que estava ocorrendo depósito de carvão nos seus eletrodos.

O consumo do veículo de teste foi avaliado através do acompanhamento de seu uso diário normal em percursos urbanos e rodoviários e o desempenho pela sensibilidade dos motoristas envolvidos na pesquisa. Os resultados obtidos foram bastante positivos, uma vez que não foi notada nenhuma alteração no desempenho do veículo, enquanto que o consumo de combustível foi sensivelmente reduzido. Seus valores médios passaram de 5,5 [Km/l] de álcool para 9,5 [Km/l] de gasolina na cidade e de 10 [Km/l] de álcool para 14 [Km/l] de gasolina na estrada. A confiabilidade do funcionamento do motor melhorou bastante, mesmo mantendo o carburador corroído. O problema da dificuldade de partida a frio em condições de baixa temperatura também foi completamente eliminado após a conversão.

O veículo convertido foi utilizado normalmente por cerca de 4000 [Km] e não apresentou problemas graves associados à conversão. A única deficiência crônica detectada foi uma leve tendência à detonação em rotações extremamente elevadas.

O custo total desta conversão ficou abaixo de R\$ 200,00 e se mostrou uma opção viável para aplicação em veículos com pequeno valor de revenda.

#### **4.2 Uso de duas juntas de cabeçote sobrepostas**

Nesta conversão o eixo comando de válvulas foi recolocado em sua posição original e a junta do cabeçote foi trocada por duas sobrepostas. Isto provocou uma elevação total do cabeçote estimada em cerca de 1 [mm]. Baseado nesta informação e na geometria do motor (diâmetro dos cilindros e curso dos pistões) foi determinado que a taxa de compressão original de 11:1 foi reduzida para 9,65:1.

Todas as alterações secundárias realizadas foram mantidas e os resultados obtidos foram ligeiramente melhores que no caso anterior. O desempenho melhorou ligeira-

mente enquanto que o consumo médio se manteve equivalente ao caso do comando de válvulas atrasado.

Nesta condição, o veículo foi utilizado por cerca de 1000 [Km] e não apresentou nenhuma espécie de problema, desaparecendo inclusive a tendência de detonação para qualquer regime de rotação.

O custo desta conversão se equivale ao caso anterior e também se mostrou compensador frente aos resultados obtidos.

#### **4.3 Considerações**

No estágio atual da pesquisa procura-se reproduzir os resultados obtidos até agora com outros motores bem como implementar as outras maneiras alternativas de conversão.

### **5. CONCLUSÕES**

Pelo que foi apresentado neste trabalho pode-se concluir que alternativas viáveis para a conversão de motores movidos a álcool para o uso de gasolina podem apresentar grande aplicação no que diz respeito a resgatar as condições de normalidade de funcionamento de motores usados, sem a necessidade de grandes investimentos.

Os autores deste trabalho são plenamente favoráveis ao uso do álcool como combustível veicular, uma vez que este é um produto nacional, renovável e que proporciona alto desempenho aliado a baixos níveis de emissão de poluentes. Seus principais problemas, associados ao elevado consumo, dificuldade de partida a frio e corrosão já se encontram tecnicamente solucionados pelo uso de novos materiais e sistemas de injeção eletrônica de combustível.

Cabe destacar também que as possíveis vantagens financeiras apontadas neste trabalho estão sujeitas à política de preços dos combustíveis, controlada pelo governo.

### **6. REFERÊNCIAS**

- Filho, P.P., 1983, "Os Motores a Combustão Interna", Editora Lemi S.A., Belo Horizonte, Brasil, 699 p.
- Giacosa, D., 1970, "Motores Endotérmicos"; HOEPLI - Editorial Científico Medica; 3ª Ed.; Barcelona; Espanha, 758 p.
- Heisler, H., 1995, "Advanced Engine Technology"; ISBN 1-56091-734-2; Society of Automotive Engineers, Inc.; SAE Order R-163; USA; 1995; 794 p.

# PARALLEL/VECTOR IMPLEMENTATION OF A SPLIT-CHARACTERISTIC BASED FEM FORMULATION FOR SHALLOW WATER EQUATIONS

**Ramiro Brito Willmersdorf**

**Paulo Roberto Maciel Lyra**

Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, 50740-530, Recife, PE, Brasil.

**Pablo Ortiz**

Centro de Estudios de Técnicas Aplicadas, CEDEX, Alfonso XII,3,E-28014, Madrid, Spain.

## Abstract

The solution of large scale geophysical flows is important for realistic prediction of natural phenomena. Such analysis demand very long computational times and large amount of computer memory. We present a parallel implementation for shared memory computers of a finite element method for the solution of the Shallow Water equations. A semi-explicit split Characteristic-Galerkin formulation is used, which removes the wave celerity from the computation of the stability limit. This formulation allows the use of Galerkin-type spatial discretization with fractional time steps, in which the velocities are computed explicitly and the pressure field is computed through the solution of a system of linear algebraic equations, originated from a Laplacian-type equation, solved using the conjugate gradient method. The parallelization of the computational system is done with the introduction of compiler directives to force the most important loops of the program to run concurrently on more than one processor. We analyse the performance of the parallel implementation and robustness of the formulation with simulation of some model problems and some realistic geophysical flows.

**Keywords:** Parallel Processing, Finite Element Method, Hydrodynamic Flow Simulation

## 1. INTRODUCTION

Shared memory parallel computers have become commodity items. Dual processor motherboards for personal computers are readily available and quite affordable, while motherboards with four processors, suitable to very high performance workstations, are easy to find and cost a few thousand dollars. A complete parallel computer, with four very high performance Xeon processors, whose performance is higher than most scientific supercomputers of a few years ago, can be bought for less than ten thousand dollars.

Multitasking operating systems can and do make use of this multiple processors to run several jobs simultaneously, therefore increasing the throughput of the system. In the field of

computational mechanics, however, the main attraction of these multiprocessor systems is to reduce the running time of numerical simulation. We will show how easily we can obtain very good performance gains on a program for solving shallow water equations. The structure of this program, in particular, the parts of the program that are responsible for most of the running time, are very similar to programs that are used for the solution of incompressible viscous flows, Euler equations and even the full Navier-Stokes equations, therefore the same good performance can be expected in these programs.

## 2. SHALLOW WATER ALGORITHM

Zienkiewicz and Ortiz (1995) developed the algorithm and computer implementation for the solution of the shallow water equations, and these are described in detail in his work. The algorithm is based on a fractional step procedure. The semi-explicit formulation allows the critical time step to depend on the velocity and not on the wave celerity, as is the case with fully explicit Taylor-Galerkin approximation. This formulation is therefore better suited to the analysis of long wave propagation in shallow waters.

The pressure (or elevations of the free surface) is calculated by solving a Laplacian-type equation. This self-adjoint equation ensures that the Galerkin space discretization is optimal and allows the use of a conjugate gradient solver. The velocities are computed explicitly in two stages with the characteristic-Galerkin method, first omitting the pressure gradient term from the momentum equations and then using the new computed pressure to correct the velocity terms.

## 3. COMPUTATIONAL ASPECTS

One of the simplest, but most useful, tools for analysing and improving the performance of a computer program is the run time execution profile. This is a record of how much time is spent on each routine. Modern development environments have sophisticated graphical tools to help creating and analysing the profile, and can even use the profile information during the optimization phase to increase the performance of the program. The shallow water solver used in this work is relatively small, with no great algorithmic complexity, so the simple unix tools, “prof” and “gprof” were used.

A summary of the profile data for the shallow water program is shown in table 1 for some representative runs of the program. This profile data was obtained using a PC with a AMD-450Mhz processor and 128Mbytes of memory. We also took profiles with a Sun Enterprise 450, with similar results. In all cases, the programs were run for 200 iterations. In table 1, “Total time” lists the total execution time for the 200 iterations, and `pcgsol`, `get1st`, and `getend` are the percentage of the total execution time spent on each of these routines for each case. The remaining routines are not listed since the time spent on each of them is always very small.

“Small-C”, “Medium-C”, and “Large-C” are models of the same rectangular channel with different meshes. “Severn” is a model of the Severn Estuary in Wales, and “Anular” is a model of an annular harbour. These problems are described in the work of Zienkiewicz and Ortiz (1990). Clearly, any effort to improve the performance of this program must be directed first to the routine `pcgsol`, which accounts for about three quarters of the total run time. Additional effort can be spent on the routine `get1st`, and it is very questionable if any effort to optimize any other routine is worthwhile.

The routine `pcgsol` is an implementation of a Jacobi preconditioned conjugate gradient (PCG) method for the solution of a system of linear equations. This routine is called every time step during the computation of the pressure. The routine `get1st` updates the velocity in an explicit form and prepares the right hand side of system of linear equations for the PCG solution

Table 1: Run time execution profile

	Small-C	Severn	Medium-C	Anular	Large-C
Elements	32	256	860	2739	18430
Nodes	28	172	461	1445	9426
Total time(s)	0.28	3.6	10.5	34.8	282
Step time (s)	0.0014	0.018	0.053	0.174	1.4
pcgsol	54%	75%	75%	76%	76%
get1st	9.7%	14%	9.5%	9.8%	8.0%
getend	9.7%	3.0%	3.8%	3.5%	3.9%

in every time step.

### 3.1 PCG Operations

The PCG implementation used in this program is based on an EBE (element by element) formulation. In this formulation, the global “stiffness” matrix is never fully assembled, all operations are done with element matrices (King and Sonnad, 1987). There are three basic operations on this PCG implementation: vector additions, vector reductions and matrix vector multiplications (matvecs). These operations are described in detail below.

**Vector-additions:** These are loops over all the nodes in the mesh, with the following form (in pseudo fortran)

```
do ip = 1, npoin
  rg(ip) = frhs(ip) - apg(ip)
enddo
```

where `npoin` is the number of nodes in the finite element mesh, and `rg`, `frhs` and `apg` are vectors used in the PCG routine. The term “addition” is being used as a generic term for any algebraic operation between two vectors done node by node.

**Vector-reductions:** These are loops that obtain a scalar value out of a vector that spans all nodes of the mesh of the problem, typically when computing norms. A typical loop would be

```
aln = 0.0
do ip = 1, npoin
  aln = aln + rg(ip)*sg(ip)
enddo
```

where `rg` and `sg` are PCG vectors.

**Matvecs:** These loops are the core of the PCG routine. They implement the multiplication of the global “stiffness” matrix by a vector an element at a time, without forming the global matrix. A typical loop is

```
do ie = 1, nelm
  i1 = intma(1,ie)
  i2 = intma(2,ie)
  i3 = intma(3,ie)
  apg(i1) = apg(i1)+
    ke(1,ie)*pg(i1)+ke(2,ie)*pg(i2)+ke(4,ie)*pg(i3)
  ! Similar lines for nodes i2 and i3
enddo
```

where `intma` is the nodal connectivity array, `ke` stores the stiffness matrices for all elements, and `apg` and `pc` are PCG vectors. Of course the indices that appear on `ke` depend on the format of the storage of the element matrices. The implementation of the PCG method used in this work consists of a sequence of iterations, repeated until some convergence criterium is met, where each iteration is composed of the above operations. The sequence of global iterations is, by definition, sequential, therefore any attempt to improve the performace of this routine with parallel processing must be applied to the operations done inside each iteration, ie, the loops described above.

### 3.2 Get1st Operations

This routine prepares the right hand side of the sistem of algebraic linear equations for the PCG solution. It consists of a large loop of all elements, done on every time step. In this loop, most operations are local to each element. There are two situations when global values are updated. Global vectors are either indexed (therefore, updated) directly by the number of the element being considered, or they are indexed by the number of the nodes of the element being considered. We will see later that these are very different when this loop is to be executed in parallel. A simplified representation of the typical operations in this loop is:

```
do ie = 1, nelm
  area = 0.5 * geome(7,ie)      ! Local scalar variable
  ...                          ! Many local operations
  do ino = 1, 3                 ! Compute element variables
    locally = ...
    ...                          ! More local element operations
  enddo
  ...                          ! Many local loops as above
  fxsec(ie) = ct2 * delte(ie) ! Global update by elm. number
  ...
  do in = 1, 3                  ! Global update by node number
    ip = intma(in,ie)
    rhs(1,ip) = rhs(1,ip) + locally
  enddo
  ...                          ! Many operations as above
enddo
```

## 4. PARALLEL IMPLEMENTATION

Most, if not all, modern shared memory parallel computers are built following the CREW (concurrent read exclusive write) model (see Akl, 1989). Different processors are allowed to read the same memory location at the same time, however they cannot update the same memory location concurrently. The easiest and less intrusive way to parallelize the routines discussed above is doing it loop by loop, either automatically or with the introduction of compiler directives in the code. We used a Sun Microsystems Enterprise 450, with four 233Mhz processors, running Solaris 2.6, and all programming was done in the Workshop environment using version 4.2 of the fortran 77 compiler. The command line used for compilation of a single program module named `pcgsol.f` was:

```
f77 -fast -parallel -mp=sun -reduction -loopinfo -vpara
      -c pcgsol.o pcgsol.f
```



where `-fast` activates sequential optimization, `-parallel` turns on automatic and manual loop parallelization, `-mp=sun` chooses Sun's syntax for parallelization directives, `-reduction` turns on recognition of vector reductions and `-loopinfo` and `-vpara` are informational options. These options are fully documented online, on Sun Microsystems documentation site: <http://docs.sun.com/>. In this program, each routine is in its own separate file, so this command line was used to compile just two files, `pcgsol.f` and `get1st.f`. The remaining modules were compiled with the sequential optimization only. Of course, compatible options must also be passed to the linker when building the complete program.

When the compiler parallelizes a loop, each processor executes a subset of the loop iterations. It is necessary that the iterations be independent of each other, ie, an iteration must not depend on results of previous iterations. It is also necessary to ensure that more than one processor cannot write to same memory location at the same time, but there is no restriction of concurrent reads of the same location.

The actual scheduling of the iterations, ie, which iteration is assigned to each specific processor, depends on a policy that can be chosen by the user. For this problem though, all the iterations last the same time, there is no serious load balancing problem. The default scheduling policy, where iterations are assigned to processors in a round robin way, works very well and was adopted (see Sun's online documentation site).

The operating system must make calls to system libraries every time a parallel loop is started. This is very expensive in comparison with the startup of a sequential loop. This parallel overhead is very important, and only long loops can be parallelized efficiently. In fact, too short loops can actually run slower in parallel than sequentially. In many cases, the compiler cannot determine the number of iterations of a loop during compilation, so it generates both a sequential and a parallel version of the loop and decides which one to use when the program runs. Many times the programmer does know which loops will be short and can avoid this extra overhead with a compiler directive to force sequential compilation (`C$PAR DO SERIAL`).

## 4.1 PCG Operations

To improve the performance of the PCG routine, we have to parallelize the three types of loops described above: vector additions, vector reductions and matrix vector multiplications. The first two require no modifications to the source code, and are automatically recognized by the compiler, while the third requires a small change to source code.

**Vector-additions:** All iterations of the loop are obviously independent, and there is no possibility of different processors writing to same memory location, since the `ip` are necessarily different for different processors. The compiler recognizes this and these loops are automatically parallelized.

**Vector-reductions:** These loops are potentially problematic, since all iterations write to the same variable. This reduction cannot, as it is stated, be done in parallel. It is necessary to introduce a temporary variable for each processor, in which partial results for each processor are accumulated. When all processors finish, the partial results are accumulated by one of them into the final variable. The compiler does all of this automatically when given the appropriate option (`-reduction`).

**Matvecs:** There is obviously a problem with these loops. The loop is indexed by element number, while the global vector is updated by the number of the nodes of the element. In principle, it is quite possible that different processors be assigned different elements with a common node. It is then possible that these two (or more) processors try to update the same position of the vector `apq` at the same time, which would immediately crash the program.

This kind of data dependency is a traditional problem for vector processing, and it has been dealt with historically by “colouring” the mesh (see Hughes, 1987). To colour the mesh means to divide the mesh in disjoint subsets of elements, ensuring that no two elements in each subset share a node. This technique neatly solves the data dependency problem and has been successfully used for parallelization of finite element programs. Each colour is processed sequentially, and all processors work concurrently on the elements of each colour. As the elements of each colour do not have common nodes, all updates can be done in parallel in complete safety.

This approach has some drawbacks, however, for the kind of problem we were solving in the kind of parallel computer we were using. The meshes for our typical problems usually have a few thousand elements. These meshes are coloured with eight to eleven colours, on the average. The length of the inner loop over the elements of each colour is the number of elements divided by the number of colours times number of processors. In a typical case, we would have the number of elements divided by forty, or about forty or fifty elements per processor. In many of the examples we tried, we had just ten or even less elements per processor. The parallel overhead completely dominated the run time of these loops and we could not get acceptable efficiency. We decided to try a different approach. We split the loop in two, in the following manner:

```
do ie = 1, nelm
  i1 = intma(1,ie)
  i2 = intma(2,ie)
  i3 = intma(3,ie)
  lpg(1,i1) = apg(i1) + ke(1,ie)*pg(i1) + ke(2,ie)*pg(i2) +
    ke(4,ie)*pg(i3)
  ! Similar lines for other nodes
enddo
do ipoin = 1, npoin
  do ie = 0, iecount(ipoin)-1
    icurr = lstart(ipoin) + ie
    apg(ipoin) = apg(ipoin) + lpg(enodn(icurr),elmnod(icurr))
  enddo
enddo
```

where `lpg` is an array for the local element vectors and `iecount`, `lstart`, `enodn` and `elmnod` define, for each node, a list of elements that contain the node. The list is simple data structure: `iecount` stores the number of elements to which the node belongs, `lstart` is the position where the list of the elements for that node starts, `elmnod` is the number of the element that has that node and `enodn` is the position of the node in the connectivity array of the element. The remaining variables are as above. Both these loops are recognized by the compiler and parallelized automatically.

The matvec loops can be understood as a three stage operation, even if these three stages are not explicit. First, data is *gathered* from the global vector into a local vector (with size equal to the number of nodes of the element). Then element matrix is multiplied by the local vector, storing the result in the same local vector. Finally, the result of the multiplication (the local vector) is accumulated in the global vector (a *scatter-add* operation.)

It is safe to do the first stage in parallel with a loop indexed by element number since there is no problem in reading the same memory location concurrently. The second stage can also be done in parallel in the same loop, without any mesh colouring, *if* there is a separate local vector for each element. Of course, this results in a considerable increase in the memory usage of the program. As the program use triangular elements, a vector of three times the number of

elements in the mesh is necessary. Fortran 77 does not have dynamic memory allocation, so a vector of three times the *maximum* number of elements must be allocated during compilation. There are schemes to simulate dynamic memory allocation in fortran 77 programs, and, if lack of compliance with the language standard is acceptable, full memory allocation can be used. We decided not to employ any of these schemes, neither to use fortran 90 memory management constructs, to maintain compatibility with the original program and because our problems do not really use that much memory.

The third stage, the scatter-add, cannot be done in parallel in a loop indexed by element number without mesh colouring. We decided to separate this stage from the other two, splitting the matvec operation in two loops: the first indexed by element number does the gather and the multiplication; the second, indexed by node number, does only the final scatter-add. This second loop can be safely done in parallel since no two processors are ever assigned the same node number.

## 4.2 Get1st Operations

The `get1st` operations can be easily parallelized. Global updates by element number are trivially parallelized, just like the vector additions in the PCG routine. Global updates by node number present the same difficulty as the matvecs in the PCG routine, and can be treated in the same way. All local updates can be done in parallel, if the compiler keeps a copy of the variable for each processor (which can easily be requested by the programmer.) The only difficulty is that, due to the size and apparent complexity of the loop, the compiler misdetects data dependencies and does not parallelize the loop. A compiler directive (`C$PAR DOALL`) must be inserted before the loop to force the parallelization. When this directive is used, the compiler must know which variables of the loop are private to each iteration, and which variables are shared among all processors. The compiler has a simple heuristic (scalar variables are private, arrays are shared) that does not work for our program, so we have to state explicitly, with directives, which variables are shared and which are private. The syntax of these directives is: `C$PAR& SHARED(list of variables)` and `C$PAR& PRIVATE(list of variables)`. All variables that are used in the loop must appear in one of these two lists.

## 5. RESULTS

Table 2 shows the sequential and parallel run times for the examples described above. Also shown are the speed up (the sequential time divided by the parallel time, ideally, should be equal to the number of processors) and the efficiency (the speed up divided by the number of processors, ideally, should be equal to 1). The parallel overhead is quite evident, since the smallest problems actually run slower in parallel. This is expected. The larger problems, however, present very reasonable speed ups considering how few modifications were made to the program.

## 6. CONCLUSIONS

We used a shared memory parallel computer to obtain important reductions in the running time of a shallow water program. This economy allows the solution of larger scale problems or provides results in a shorter time frame. The necessary modifications of the source code are very simple and limited to a few routines, and the parallelization directives are easy to use. Parallel computers like the one used in this paper are already readily available, and will certainly take on an even more important role on scientific computation. The techniques presented here can be used to same effect on similar computer programs, and the same performance is expected.

Table 2: Parallel Performance

	Small-C	Severn	Medium-C	Anular	Large-C
Time Steps	2000	1000	1000	1000	500
Seq. time(s)	1.8	12	59	220	528
Two Processors					
Par. time(s)	2.9	14	44	135	295
Speed Up	.62	.85	1.34	1.76	1.79
Efficiency	32%	42%	67%	88%	89%
Three Processors					
Par. time(s)	–	–	37	105	220
Speed Up	–	–	1.6	2.1	2.4
Efficiency	–	–	53%	70%	80%
Four Processors					
Par. time(s)	–	–	36	88	186
Speed Up	–	–	1.6	2.5	2.9
Efficiency	–	–	40%	63%	70%

## 7. REFERENCES

- Akl, S.G., 1989, “The Design and Analysis of Parallel Algorithms”, Prentice-Hall International, UK, 401p.
- Hughes, T.J.R, Ferencz, R.M. and Hallquist, J.O., 1987, “Large Scale Vectorized Implicit Calculations in Solid Mechanics on a Cray X-MP/48 Utilizing EBE Preconditioned Conjugate Gradients”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol 61, pp 215-248.
- King, R.B. and Sonnad, V., 1987, “Implementation of an Element-by-Element Solution Algorithm for the Finite Element Method on a Coarse Grained Parallel Computer”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol 65, pp 47–59.
- Sun Microsystems, 1998, “Sun Workshop Compilers FORTRAN 77 4.2”, Sun Microsystems, USA.
- Zienkiewicz, O.C., and Ortiz, P., 1995, “A Split-Characteristic Based Finite Element Model for the Shallow Water Equations”, International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol 20, pp 1061–1080.

# ELEMENTO FINITO TRIANGULAR LINEAR HIERÁRQUICO - AVALIAÇÃO DO MODELO

**Antonio Pedro Clapis**

Faculdade Federal de Uberlândia

Campus Santa Mônica – Departamento de Projetos e Sistemas Mecânicos

Uberlândia - MG - Brasil E-mail: [apclapis@mecanica.ufu.br](mailto:apclapis@mecanica.ufu.br)

## Resumo

O trabalho apresenta um desenvolvimento da formulação do elemento finito triangular hierárquico de grau dois, enfatizando-se o uso de coordenadas de área, a obtenção das funções de forma hierárquicas, forças equivalentes nodais sobre os parâmetros hierárquicos e o desenvolvimento das equações de equilíbrio, principalmente no que se refere ao vetor gradiente e a montagem da matriz de rigidez global com os termos hierárquicos. O modelo obtido tem como objetivo a busca de um estimador de erro de discretização do elemento finito triangular linear. A formulação obtida é avaliada através de exemplos tradicionais da literatura e os resultados numéricos (lineares e quadráticos) são comparados às soluções analíticas.

**Palavras-chave:** elemento finito, funções de forma, erro de discretização

## 1. INTRODUÇÃO

No método dos elementos finitos uma eficiente formulação do elemento é de suma importância nos problemas onde muitas malhas podem ser geradas na busca da solução de um problema específico. Elementos triangulares têm um papel importante nos métodos adaptativos numa análise com este método pois possuem uma polinomial completa e, portanto, oferecem certas vantagens sobre os elementos quadriláteros os quais empregam polinomiais com termos parasíticos, Serpa (1991) e Zienkiewicz (1971). Observa-se, ainda, pelas discussões em Zienkiewicz (1983), e Szabo (1981), que as vantagens do elemento triangular aumentam com o uso da formulação hierárquica.

A formulação hierárquica possui os seguintes méritos: utiliza soluções prévias na busca de um refinamento, permite um esquema simples de iteração na solução para refinamentos sucessivos, melhora o condicionamento da matriz de rigidez e nos fornece um imediato estimador de erro. A propriedade de melhorar o condicionamento da matriz de rigidez é atribuída ao fato que os graus de liberdade hierárquicos são perturbações adicionadas as soluções, obtidas com funções de forma de ordem mais baixa. Por isso a matriz resultante é mais diagonal do que a que se obteria utilizando a formulação clássica. Logo a diferença entre o máximo e o mínimo autovalor da matriz de rigidez normalmente é menor em uma formulação hierárquica.

O campo de deslocamentos ( $\hat{v}, \hat{u}$ ) para qualquer ponto do elemento finito triangular linear dado em termos dos deslocamentos nodais vale:

$$\begin{Bmatrix} \hat{u}(L_1, L_2, L_3) \\ \hat{v}(L_1, L_2, L_3) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [N](L_1, L_2, L_3) & 0 \\ 0 & [N](L_1, L_2, L_3) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\bar{u}\} \\ \{\bar{v}\} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

onde  $[N]$  é a matriz função de forma em termos das coordenadas de área

Porém alguns problemas com as funções de forma padrão ocorrem quando existe a necessidade de se usar um elemento mais refinado. Novas funções de forma terão que ser geradas e todos os cálculos terão que ser refeitos. Seria uma grande vantagem evitar esta dificuldade de modo que a função de forma não dependeria do número de nós da malha. Isto é alcançado através das funções de forma hierárquicas.

Como cada termo de  $[N]$  corresponde ao deslocamento do vértice do elemento triangular e associando-se com o elemento hierárquico tem-se a seguinte função de forma

$$[N] = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_\alpha \ N_\beta \ N_\gamma] = [L_1 \ L_2 \ L_3 \ 2L_1L_2 \ 2L_2L_3 \ 2L_1L_3] \quad (2)$$

onde os três primeiros termos estão associados aos graus de liberdade anteriores e os três últimos termos estão associados aos novos graus de liberdade para cada lado do elemento, nas direções x e y.

## 2. FORMULAÇÃO DO ELEMENTO TRIANGULAR HIERÁRQUICO DE GRAU 2

A expressão da energia de deformação, para o problema bidimensional, é dada por

$$U = \frac{1}{2} \iint \varepsilon^T D \varepsilon t \, dx \, dy \quad (3)$$

onde  $D$  é a matriz elasticidade,  $t$  é a espessura e  $\varepsilon$  é o vetor das deformações, ou vetor gradiente, e vale

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} \\ \frac{\partial \hat{v}}{\partial y} \\ \frac{\partial \hat{u}}{\partial y} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \bar{u}_i \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \bar{v}_i \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \bar{u}_i + \frac{\partial N_i}{\partial x} \bar{v}_i \end{Bmatrix} \quad \text{onde } i = 1, 2, 3 \quad (4)$$

Para os componentes referentes ao campo hierárquico, tem-se

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_\alpha}{\partial x} &= \frac{1}{A} (L_2 y_{23} + L_1 y_{31}); & \frac{\partial N_\beta}{\partial x} &= \frac{1}{A} (L_3 y_{31} + L_2 y_{12}); & \frac{\partial N_\gamma}{\partial x} &= \frac{1}{A} (L_3 y_{23} + L_1 y_{12}) \\ \frac{\partial N_\alpha}{\partial y} &= \frac{1}{A} (L_1 x_{13} + L_2 x_{32}); & \frac{\partial N_\beta}{\partial y} &= \frac{1}{A} (L_2 x_{21} + L_3 x_{13}); & \frac{\partial N_\gamma}{\partial y} &= \frac{1}{A} (L_1 x_{21} + L_3 x_{32}) \end{aligned}$$

Desenvolvendo-se então a equação (4), tem-se para o vetor das deformações a seguinte expressão:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} y_{23} & 0 & y_{31} & 0 & y_{12} & 0 & a & 0 & b & 0 & c & 0 \\ 0 & x_{32} & 0 & x_{13} & 0 & x_{21} & 0 & d & 0 & e & 0 & f \\ x_{32} & y_{23} & x_{13} & y_{31} & x_{21} & y_{12} & d & a & e & b & f & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ \alpha_1 \\ \beta_1 \\ \alpha_2 \\ \beta_2 \\ \alpha_3 \\ \beta_3 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

onde

$$\begin{aligned} a &= 2(L_2 y_{23} + L_1 y_{31}); & b &= 2(L_2 y_{12} + L_3 y_{31}); & c &= 2(L_1 y_{12} + L_3 y_{23}); \\ d &= 2(L_1 x_{13} + L_2 x_{32}); & e &= 2(L_2 x_{21} + L_3 x_{13}); & f &= 2(L_1 x_{21} + L_3 x_{32}); \\ A &= \text{área do elemento}; & \alpha \text{ e } \beta &= \text{campos de deslocamentos hierárquicos}. \end{aligned}$$

Substituindo (5) em (3) e desenvolvendo algebricamente a equação (2) observa-se que os coeficientes de rigidez originais permanecem preservados, sendo isto um dos méritos da formulação hierárquica conforme afirma Zienkiewicz [1983]. Todos os coeficientes adicionados à matriz de rigidez original podem ser calculados analiticamente pois as integrais são relativamente simples. As equações de equilíbrio iniciais aparecem então com os termos adicionais previamente calculados e, remontando-se as novas linhas e colunas correspondentes aos novos graus de liberdade, ficam:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{nh} \\ \mathbf{K}_{hn} & \mathbf{K}_{hh} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{\mathbf{u}}_n \\ \bar{\mathbf{u}}_h \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n \\ \mathbf{f}_h \end{Bmatrix} \quad (6)$$

A matriz de rigidez inicial  $\mathbf{K}$  permanece invariável, possibilitando a recuperação de alguns coeficientes computacionais na ocorrência de refinamento. Isto já é uma das vantagens de se usar o elemento hierárquico. Além disso pode-se considerar  $\bar{\mathbf{u}}_n = \bar{\mathbf{u}}$  como uma primeira aproximação razoável da solução, que se pode utilizar como início de um processo iterativo de resolução, Zienkiewicz (1989), Bugeda (1991). Os parâmetros hierárquicos derivados da solução das novas equações de equilíbrio valem:

$$\bar{\mathbf{u}}_h = \mathbf{K}_{hh}^{-1} (\mathbf{f}_h - \mathbf{K}_{hn} \bar{\mathbf{u}}) \quad (7)$$

### 3. FORÇAS NODAIS EQUIVALENTES HIERÁRQUICAS $\{ \mathbf{f}_h \}$

#### 3.1 Carregamento ao longo do lado

A interpolação do campo de deslocamentos  $u(s)$ , ao longo do lado  $(i - j)$ , denominado  $u(\xi)$ , vale:

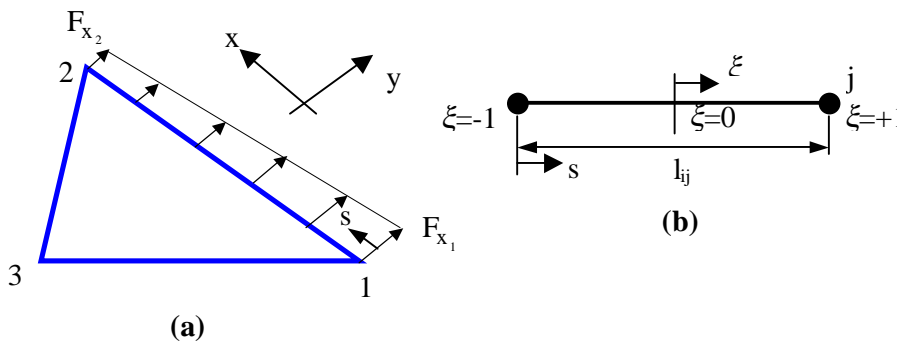
$$u(\xi) = \begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} + (1-\xi^2) \alpha_{ij} \quad (8)$$

onde  $\begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} \end{bmatrix}$  representa a interpolação nodal e  $(1-\xi^2)$  representa a interpolação hierárquica. Reportando-se a Figura 1(a) a interpolação das forças distribuídas ao longo do lado (i - j) permite uma variação quadrática e vale:

$$f_x(\xi) = \begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{x_j} \end{Bmatrix} + (1-\xi^2) F_x \quad (9)$$

onde  $F_x$  é a carga distribuída ao longo do lado (i - j). O vetor das forças nodais equivalentes pode ser obtido a partir do trabalho realizado pela força  $f_x(\xi)$ , agindo sobre  $u(\xi)$  ao longo de um lado (i - j),

$$W = \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \\ \alpha_{ij} \end{Bmatrix}^T \int_{-1}^{+1} \begin{bmatrix} (1-\xi)/2 \\ (1+\xi)/2 \\ (1-\xi^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} & (1-\xi^2) \end{bmatrix} d\xi \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{x_j} \\ F_x \end{Bmatrix}. \quad (10)$$



**Figura 1** - Elemento triangular com carga ao longo do lado: (a) variação linear ao longo do lado 1-2; (b) coordenadas locais parametrizadas

Resolvendo-se a integral da equação (10), obtém-se para o trabalho a seguinte expressão:

$$W = \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \\ \alpha_{ij} \end{Bmatrix}^T \frac{1}{l_{ij}} \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 & 1/3 \\ 1/6 & 1/3 & 1/3 \\ 1/3 & 1/3 & 8/15 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{x_j} \\ F_x \end{Bmatrix} \quad (11)$$

onde o vetor força equivalente para o lado do elemento triangular fica o seguinte



$$\{F\}_{eq} = I_{ij} \begin{Bmatrix} \frac{F_{x_i}}{3} & \frac{F_{x_j}}{6} & \frac{F_x}{3} \\ \frac{F_{x_i}}{6} & \frac{F_{x_j}}{3} & \frac{F_x}{3} \\ \frac{F_{x_i}}{3} & \frac{F_{x_j}}{3} & \frac{8F_x}{15} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

### 3.2 Carregamento ao longo da área

A integral da equação (10) será modificada substituindo-se por uma integral da carga distribuída ao longo da área do elemento,  $Q(x,y)$ , dependente das funções de forma em coordenadas de área, equação (2). O vetor das forças nodais equivalentes ao longo da área para o caso de  $Q(x,y) = Q$  (constante), usando-se as fórmulas de integração polinomial sobre o triângulo fica:

$$\{F\}_{eq} = Q A \begin{Bmatrix} 1/3 \\ 1/3 \\ 1/3 \\ 1/6 \\ 1/6 \\ 1/6 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

## 4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO

### 4.1 Carga nodal equivalente ao longo da área e constante

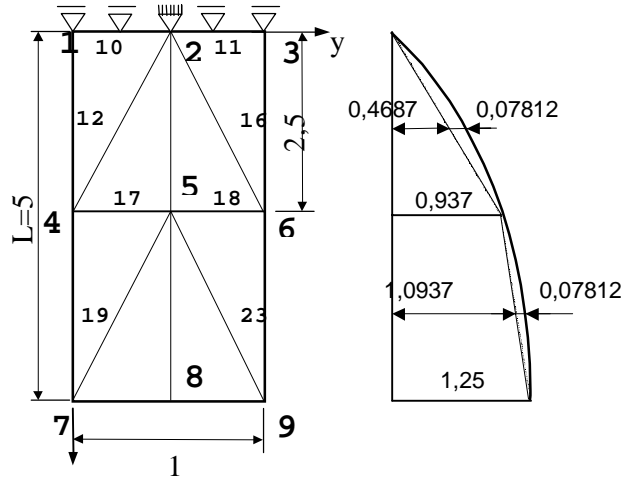
A figura 2 apresenta uma viga sujeita ao carregamento de peso próprio, com espessura unitária, coeficiente de Poisson zero e módulo de elasticidade igual a 10. Foram usados 8 elementos triangulares lineares com grau hierárquico dois.

### 4.2 Carga nodal equivalente ao longo do lado e quadrática

Analisa-se uma viga, de seção transversal retangular, com cisalhamento aplicado na extremidade livre da mesma. A figura 3 apresenta as características dimensionais da viga, geometria da malha e o carregamento equivalente nodal. Adotou-se o módulo de elasticidade  $E = 10000$ , o coeficiente de Poisson  $\nu = 0$  e a espessura  $t=1$ .

### 4.3 Carga nodal equivalente ao longo do lado e linear

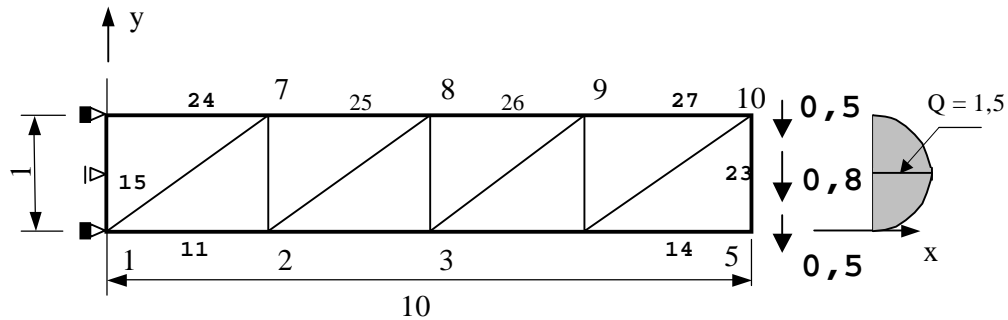
Uma viga em balanço com uma carga distribuída constante,  $Q$ , aplicada na face superior está representada esquematicamente na figura 4. A mesma mostra um modelo discretizado com 20 elementos finitos triangulares lineares e hierárquicos de grau 2. A espessura da viga é unitária e as propriedades do material são módulo de elasticidade  $E = 10000$  e coeficiente de Poisson  $\nu = 0,3$ .



**Figura 2** - Viga sob peso próprio e diagrama de deslocamentos na direção x

**Tabela 1** - Comparação dos dados obtidos, numéricos e analíticos.

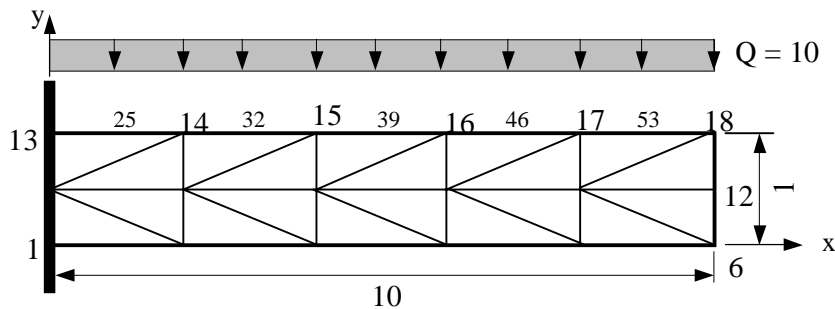
NÓ	x	Linear ( $\bar{u}$ )	Proposto ( $\bar{u}$ )	Analítico
4	2,5	0,93742	0,93750	0,93750
7	5,0	1,25000	1,25000	1,25000



**Figura 3** - Viga com cisalhamento na extremidade livre

**Tabela 2** - Comparação de dados. Lineares, hierárquicos, e analíticos.

NÓ	x	Linear ( $\bar{u}$ )	Proposto ( $\bar{u}$ )	Analítico
7	2,50	-0,003148	-0,033877	-0,03437
8	5,00	-0,01088	-0,12393	-0,1250
9	7,50	-0,02167	-0,25147	-0,2531
10	10,00	-0,03388	-0,39776	-0,4000



**Figura 4** - Viga em balanço com carregamento distribuído constante e vertical.

**Tabela 3** - Comparação numérica e analítica dos dados obtidos.

NÓ	x	Linear ( $\bar{u}$ )	Proposto ( $\bar{u}$ )	Analítico	Erro relativo %
14	2,0	-0,20405	-1,041498	-1,0480	0,62
15	4,0	-0,65014	-3,618349	3,6500	0,87
16	6,0	-1,2329	-7,070264	-7,1280	0,81
17	8,0	-1,8750	-10,918380	-11,0080	0,81
18	10,0	-2,5299	-14,876190	-15,0000	0,83

## 5. CONCLUSÕES

As tabelas 2 e 3 mostram para os deslocamentos em y, dos nós da linha superior da viga, que os resultados são bastante satisfatórios mesmo considerando que as discretizações são bastante grosseiras nas regiões dos maiores erros relativos..

Observa-se com isto que os resultados com a introdução dos parâmetros hierárquicos nas funções de forma do elemento triangular linear são confiáveis na avaliação do modelo para o objetivo a que se destina.

## 6. REFERÊNCIAS

- L. A. Serpa, “Otimização de malhas de elementos finitos pelo método da relocação dos nós na elasticidade linear”, Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas, 1991.
- B. A. Szabo, P. K. Basu and D. A. Dunavant, “Quality control in finite element analysis”, Proc. Int. Conf. on Computing in Civil Engineering, New York, May, 1981, pp 15-26.
- O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor and J. M. Too, “Reduced integration techniques in general analysis of plates and shells”, Int. J. Num. Meth. Eng., 3, 275-290, 1971.
- O. C. Zienkiewicz, J. P. de S. R. Gago and D. W. Kelly, “The hierarchical concept in finite element analysis”, Comp. Struct., 16, 53-65 (1983)

# **PROJETO E ADAPTAÇÃO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE IMPACTO PARA OSSOS LONGOS DE ANIMAIS DE PEQUENO E MÉDIO PORTE**

**Ricardo Marinzeck Santos**

**José Baptista de Portugal Paulin**

**Antônio Carlos Shimano**

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos / Faculdade de Medicina de Ribeirão Preto / Instituto de Química de São Carlos, 14049-902, Ribeirão Preto, SP, Brasil.

E-mail: [marinzeck.aux@auxiliadora.com.br](mailto:marinzeck.aux@auxiliadora.com.br)

## **Resumo**

As fraturas dos ossos longos são, geralmente, provocadas por esforços dinâmicos de impacto. O esclarecimento do comportamento destes ossos submetidos a testes de impacto, pode representar um avanço no conhecimento das questões que envolvem as fraturas. Os testes são realizados, normalmente, em uma máquina provida de martelo pendular que incide sobre corpos de prova. Porém, as máquinas de impacto disponíveis são projetadas para ensaiar peças com dimensões normatizadas, de acordo com o material, e não são adaptadas para materiais biológicos, que são anisotrópicos, o que impede a confecção de corpos de prova com dimensões rigorosamente padronizadas. Foi o objetivo deste trabalho, projetar, construir e testar, comparativamente a outra máquina comercialmente disponível, uma máquina de ensaio de impacto especificamente destinada a materiais biológicos, com possibilidade de variação dos vãos entre os apoios dos corpos de prova, o que flexibiliza o ensaio de acordo com as características de cada corpo de prova.

**Palavras-chave:** máquina de impacto, ensaio de impacto, ensaio dinâmico, ossos longos.

## **1 INTRODUÇÃO**

O comportamento de um material, pode ser avaliado através de suas propriedades mecânicas, por meio de ensaios com a aplicação de cargas estáticas. O conhecimento de tais propriedades auxilia os profissionais dedicados a reabilitação óssea a entender o comportamento dos ossos no organismo de acordo com sua arquitetura e função e, também, se outros materiais podem ser utilizados para substituir os ossos ou parte deles, como no caso dos implantes.

A resistência mecânica dos materiais depende da forma como a carga é aplicada e da deformação resultante ocorrida. Muitos podem resistir a grandes carregamentos se as cargas forem aplicadas durante um longo período de tempo (ensaio estáticos). Se uma carga é aplicada repentinamente (ensaio dinâmicos), o material pode falhar e parecer ter menor resistência (HORATH, 1995). Dos ensaios dinâmicos que podem ser realizados, o de impacto é o que mais se aproxima da simulação das fraturas de ossos ocasionadas por acidentes, sendo um dos primeiros ensaios empregados no estudo de fratura frágil de materiais em geral.

Devido ao fato das propriedades dos materiais dependerem da taxa de deformação, ensaios têm sido propostos e normatizados para determinar a energia requerida para romper

uma amostra de um material, quando submetida a carregamento repentino. Estes ensaios são chamados de “ensaios de impacto”.

Existem vários modelos teóricos que tentam descrever o comportamento do material quando submetido a uma carga de impacto, porém métodos experimentais ainda são necessários para se obter estas propriedades com mais exatidão. O método experimental mais fácil de ser empregado é a produção de ondas de tensão em um sólido pela colisão de uma massa, onde geralmente é utilizado um martelo de impacto.

## 1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

Com o objetivo de quantificar a energia absorvida por materiais biológicos (ossos longos de animais de pequeno e médio porte), devido a um carregamento de impacto, foi desenvolvido o projeto e confeccionada uma Máquina de Ensaio de Impacto (MEI - 50), que permita o ajuste da distância entre os apoios às dimensões das peças a serem ensaiadas.

## 1.2 ASPECTOS TEÓRICOS DO ENSAIO DE IMPACTO

A mecânica do impacto envolve não somente a questão da tensão induzida, mas também considerações de transferência, absorção e dissipação de energia.

No projeto de estruturas e máquinas, um esforço deve ser feito para prover absorção do quanto for possível de energia através da ação elástica e secundariamente alguma forma de amortecimento para dissipá-la. Durante anos, o desenvolvimento de um ensaio de impacto para avaliar as relações de tensão e deformação de um material era feito em peças não entalhadas, dificultando a análise da região fraturada; posteriormente, com o advento da padronização dos ensaios de impacto com cargas de flexão, foram adotados os corpos de prova tipo *Charpy* e *Izod*, que possuem um entalhe como forma de precipitar a fratura naquela região.

Nos ensaios com corpos de prova entalhados, o estado de tensão em torno do entalhe é triaxial e não uniformemente distribuído ao longo do corpo de prova, suficiente para provocar uma ruptura de caráter frágil (HORATH, 1995). O ensaio de impacto em corpos de prova entalhados tem limitada significação e interpretação, sendo úteis apenas para fim de comparação dos materiais ensaiados nas mesmas condições pois provêm valores proporcionais de resistências devido ao entalhe, não fornecendo um valor acurado de resistência ao impacto (SOUZA, 1974).

A resistência ao impacto, obtida pelo ensaio de impacto em corpos de prova entalhados, é influenciada por uma série de fatores: a máquina de teste irá influenciar os resultados visto que a energia absorvida pode variar de máquina para máquina; a velocidade de impacto irá modificar naturalmente os resultados do ensaio; a forma e o tamanho do entalhe irá influenciar a resistência ao impacto, pois uma diminuição desta resistência ocorre com o aumento do tamanho do entalhe (MARIN, 1962).

Segundo a normatização existente, os itens a serem avaliados no ensaio de impacto são: fundação para fixação da máquina, apoios e suportes do corpo de prova, forma e entalhe do corpo de prova, massa pendular e velocidade de impacto da massa pendular.

Os principais requisitos de uma máquina de ensaio de impacto devem ser:

- 1) Uma massa pendular que deve fornecer energia cinética suficiente para causar ruptura do corpo de prova colocado no caminho;
- 2) Um apoio lateral e um suporte no qual o corpo de prova é colocado;
- 3) Recurso para medir a energia residual da massa móvel após a ruptura do corpo de prova.

A energia cinética é determinada pela massa do pêndulo e altura de queda a partir do centro de massa do pêndulo. O pêndulo deve ser fixado ao eixo de rotação de forma tal que

reduza o desvio lateral e a fricção na oscilação quando da queda em direção ao corpo de prova. O mecanismo de queda deve ser construído para reduzir qualquer desaceleração ou aceleração do movimento e também efeitos vibratórios.

O suporte deve ser pesado o suficiente em relação à energia de golpe, para que a energia de impacto não seja perdida devido a qualquer tipo de deformação ou de vibração das partes da máquina (HORATH, 1995).

## 2 MATERIAL E MÉTODOS

### 2.1 MONTAGEM DA MÁQUINA DE IMPACTO

A confecção da máquina foi baseada na Norma Européia EN 10.045 – Partes 1 e 2. Para a confecção da máquina foram utilizados os materiais listados na Tabela 2.1. As cantoneiras, chapas e barras são de aço 1020.

**Tabela 2.1** – Relação dos materiais utilizados na construção da máquina de impacto.

N.º	Quant.	Material	Utilização	Especificação
1	01	Chapa de aço de 1”	Base	600x350 [mm]
2	02	Cantoneira de aço	Apoios laterais	4”x4”x ½”
3	02 / 02	Chapa de aço de ¾”	Estruturas / suportes laterais	1000x1000 [mm]
4	04	Chapa de aço de 1”	Martelo / Disco	Ø300 [mm]
5	01	Barra de aço cilíndrica Ø 20 mm	Eixo	210 [mm]
6	32	Parafuso allen	Fixação das cantoneiras	½”x 1 ¼”
7	12	Parafuso allen	Fixação dos apoios	¼” x ½”
8	02	Rolamento de esferas	Eixo de rotação	17 x 35 x 10

A chapa de aço N.º 1, foi utilizada como base de sustentação das peças componentes da estrutura da máquina (Figura 2.1-A). Nela foram parafusadas as cantoneiras N.º 2, para dar sustentação ao conjunto (Figura 2.1-B). As estruturas laterais (Figura 2.1-C), obtidas da chapa N.º 3, foram cortadas utilizando-se de um pantógrafo e parafusadas junto às cantoneiras na posição vertical; em sua parte superior foram feitos furos para o acoplamento dos rolamentos, N.º 8, e do eixo de rotação, N.º 5. Desta mesma chapa foram confeccionados os suportes laterais (Figura 2.1-D), sendo soldados às cantoneiras e parafusados às estruturas laterais com a finalidade de evitar a movimentação horizontal das estruturas e para o aumento da estabilidade do conjunto. As dimensões do disco do martelo (Figura 2.1-E), obtido da chapa N.º 4, foram determinadas através do cálculo da posição do centro de massa desta peça, para que este se localizasse o mais próximo possível do elemento a ser ensaiado (o corpo de prova) e também das estruturas laterais. Na confecção do martelo foi utilizada a barra de aço circular N.º 5 como haste desta estrutura, cortada no comprimento de 202 mm, roscando o disco à

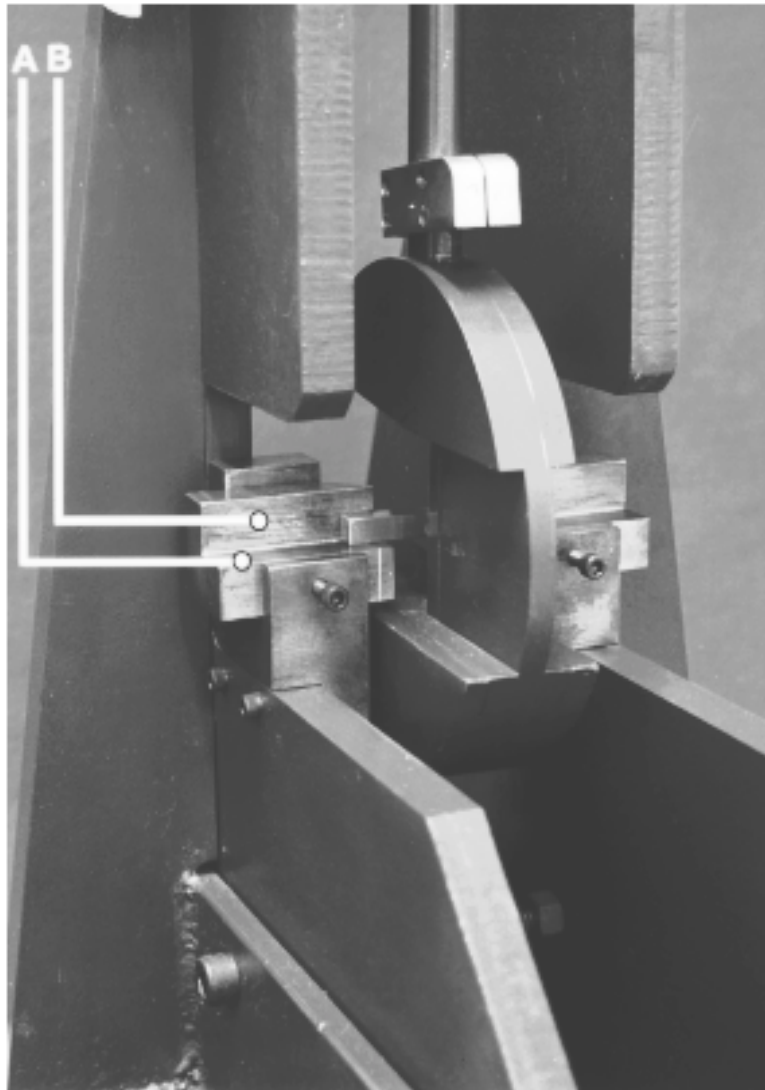
barra em uma das extremidades e, na outra, um acoplamento, de dimensões especificadas no mesmo desenho, fazendo a ligação da haste do martelo com o eixo de rotação sustentado pelos rolamentos (Figura 2.1).



**Figura 2.1** – Detalhamento construtivo da máquina de impacto para ensaios de ossos longos, com o martelo em posição de descanso. A – base de sustentação de toda a estrutura. B – cantoneiras. C – estruturas laterais. D – suportes laterais. E – disco do martelo .

Os suportes e apoios dos corpos de prova foram fresados e plainados nas dimensões especificadas no projeto e fixados à estrutura lateral utilizando os parafusos N.º 7. Para o apoio do corpo de prova tomou-se o cuidado de verificar o ângulo entre a apoio vertical e o suporte (Figura 2.2) da peça que deve ser  $90^\circ \pm 2^\circ$  (EN 10.045 - 1). De acordo com a mesma norma, o chanfro posterior dos apoios deveria obedecer a um ângulo de  $11^\circ \pm 1^\circ$ , porém, o ângulo de  $45^\circ$  foi adotado na confecção. Este procedimento foi tomado com o intuito de evitar que o corpo de prova (osso) ficasse preso, entre o martelo e os apoios, durante a realização do ensaio, considerando que suas dimensões não são padronizadas como as especificadas para os

ensaios de materiais não biológicos e, conseqüentemente, influenciar diretamente nos resultados dos ensaios.



**Figura 2.2** – Detalhamento dos apoios (A) e suportes (B) do corpo de prova.

### **2.1.1 Confeção da escala graduada**

A confecção da escala do goniômetro foi executada com base em ensaio preliminar realizado em uma máquina de ensaio de impacto HECKERT - PSd 50/15, operando por sistema digital, do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

### **2.1.2 Verificação do alinhamento das peças da máquina**

Segundo a Norma Européia EN 10.045 - 2, algumas partes da máquina de impacto devem ser construídas com um índice fixado de tolerância para não afetar os valores das medidas nos ensaios. Por isso, na montagem da máquina, foram feitas as seguintes verificações de medida:

- 1) A máquina deve ser instalada em um plano de referência horizontal cujo desvio angular com relação ao plano vertical não deve ultrapassar 0,2 %.



- 2) O eixo de rotação do pêndulo deve ser paralelo ao plano de referência horizontal cujo desvio não deve ser maior que 0,2 %.
- 3) O pêndulo deve oscilar em um plano perpendicular ao eixo de rotação cujo desvio não pode ser maior que 0,3 %.
- 4) O pêndulo deve ser posicionado de tal forma que o centro do percussor coincida com o plano médio entre os apoios verticais, sendo que qualquer desvio não pode ser maior que  $\pm 0,5\text{mm}$ .
- 5) Os suportes devem ser montados paralelos a um mesmo plano. A variação das posições dos planos dos suportes não deve exceder 0,1 mm.
- 6) Os suportes devem ser montados de tal forma que quando a peça for posicionada, o seu eixo fique paralelo ao eixo de rotação com um desvio menor que 0,3 %.
- 7) Os apoios verticais devem ser posicionados no mesmo plano. A variação das posições dos planos dos apoios não deve exceder 0,1 mm.
- 8) O ângulo formado entre o plano dos apoios verticais e o plano dos suportes deve ser  $90^\circ \pm 0,1^\circ$ .
- 9) O ângulo entre a linha de contato do percussor e o eixo horizontal do martelo deve ser  $90^\circ \pm 2^\circ$ .
- 10) Nenhuma parte do pêndulo que passe entre os apoios verticais deve ser maior que 18 mm.
- 11) A resolução do indicador,  $r$ , é obtida dividindo a espessura do ponteiro pela mínima distância entre os centros de duas marcações adjacentes. Os valores recomendados para  $r$  são: 1:4, 1:5 e 1:10. A distância entre duas marcações adjacentes deve ser no mínimo 2,5 mm.
- 12) Uma divisão de escala não deve ser maior que 1 % da energia potencial inicial e deve permitir a estimativa de um incremento de no mínimo 0,25 % da energia potencial inicial.

### 2.1.3 Energia absorvida

Na determinação da energia absorvida pela quebra do corpo de prova, a peça ensaiada deve ser retirada de um lote cuja energia de impacto de referência seja conhecida.

Segundo a Norma Européia EN 10.045 – 2, deve-se considerar a energia total absorvida quando a peça é fraturada como sendo:

- 1) a energia requerida para quebrar a peça ensaiada;
- 2) a perda de energia interna da máquina de impacto durante a primeira metade do percurso de oscilação a partir da posição inicial.

As perdas de energia são devido a:

- 1) resistência do ar, atrito do rolamento e atrito devido à resistência ao arrasto do ponteiro. Estas perdas podem ser determinadas pelo método direto;
- 2) vibração da fundação, da estrutura da máquina e do pêndulo, para as quais nenhum método de determinação foi desenvolvido.

Para a avaliação da energia absorvida pelo corpo de prova, as seguintes energias não são levadas em consideração:

- 1) a energia absorvida pelo trabalho de deformação dos apoios verticais e o centro do percussor;
- 2) a energia absorvida pela fricção da peça ensaiada com os suportes, principalmente os apoios verticais.

## 2.2 ENSAIOS PARA A AFERIÇÃO DA MÁQUINA DE ENSAIO DE IMPACTO

### 2.2.1 Teste para corpos de prova padrão

Para a calibração da máquina de ensaio de impacto (MEI - 50) foram confeccionados, na Oficina Mecânica de Precisão da Prefeitura do Campus da USP de Ribeirão Preto, 128 corpos de prova *Charpy* - tipo C, extraídos de duas barras comerciais, uma de alumínio e outra de latão, e divididos em 2 grupos, sendo 64 peças em alumínio (Liga 6261) e as outras 64 em latão (Liga 360). Em seguida, cada grupo foi subdividido em 8 lotes de 8 peças.

Em uma máquina de ensaio de impacto HECKERT - PSd 300/150, com sistema de operação digital de leitura das energias absorvidas, do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da EESC – USP, foi ensaiado, de acordo com o padrão DIN, para corpos de prova *Charpy* - tipo C e distância entre os apoios de 40 mm, o primeiro lote com 8 peças de alumínio e 8 de latão. Com a mesma quantidade de peças e obedecendo o mesmo padrão, o segundo lote foi ensaiado, numa máquina de ensaio de impacto HECKERT – 50, a qual opera por sistema analógico. Os demais lotes foram ensaiados na MEI - 50, no Laboratório de Bioengenharia da FMRP – USP, cujos resultados foram comparados aos dos dois primeiros lotes.

## 3 RESULTADOS

### 3.1 ENERGIA ABSORVIDA NOS ENSAIOS

Ensaio na máquina de impacto HECKERT - PSd 300/150 o primeiro lote de 16 peças, constituído por 8 em alumínio e 8 em latão, a energia absorvida média verificada foi de  $(19,25 \pm 0,77)$  Joules para os corpos de prova em alumínio e, para os corpos de prova em latão, de  $(18,41 \pm 0,65)$  Joules. O segundo lote contendo também 8 peças em alumínio e 8 em latão foi ensaiado na máquina HECKERT – 50, cujos valores obtidos determinaram uma energia absorvida média de  $(19,46 \pm 0,63)$  Joules para os corpos de prova em alumínio e de  $(16,88 \pm 0,82)$  Joules para o latão. Estes resultados foram tomados como referenciais e comparados com os resultados obtidos nos ensaios realizados na MEI - 50 com os lotes de 1 a 6 em alumínio e também de 1 a 6 em latão, como mostra a Tabela 3.1.

**Tabela 3.1** – Médias e desvios padrão das energias absorvidas pelos corpos de prova.

	<b>HECKERT PSd 300/150</b>	<b>HECKERT - 50</b>	<b>MEI - 50</b>
<b>N.º de C. P.</b>	8	8	48
<b>ALUMÍNIO</b>	$(19,25 \pm 0,77)$ Joules	$(19,46 \pm 0,63)$ Joules	$(19,85 \pm 0,75)$ Joules
<b>LATÃO</b>	$(18,41 \pm 0,65)$ Joules	$(16,88 \pm 0,82)$ Joules	$(18,00 \pm 0,69)$ Joules

N.º de C. P. – número de corpos de prova.

### 3.2 MATERIAL BIOLÓGICO

As dimensões ( $D_M$  – diâmetro maior e  $D_m$  – diâmetro menor) médias das tíbias e os respectivos valores das energias absorvidas ( $E_d$  – tíbia direita e  $E_e$  – tíbia esquerda) médias, medidas nos ensaios para verificação do funcionamento da MEI - 50, com aplicação de carga no sentido pósterio-anterior foram: tíbias direitas de  $(0,98 \pm 0,54)$  Joules; tíbias esquerdas de  $(1,07 \pm 0,61)$  Joules, cujos resultados são mostrados na Tabela 3.2. O comprimento médio das tíbias ensaiadas foi de 86 mm.

**Tabela 3.2** – Valores das energias absorvidas pelas tíbias, direitas e esquerdas, no ensaio de impacto, na máquina de ensaio de impacto (MEI – 50).

Tíbia	$E_d$ (J)	$D_M$ (mm)	$D_m$ (mm)	$E_e$ (J)	$D_M$ (mm)	$D_m$ (mm)
Média	0,98	8,06	5,66	1,07	8,05	5,56
D. P.	0,54	0,49	0,29	0,61	0,42	0,25

D. P. → Desvio Padrão

### 4 DISCUSSÃO

Na calibração da máquina de ensaio de impacto (MEI – 50), através dos ensaios com corpos de prova padrão (Tabela 4.1), foi obtida uma boa precisão para o latão, apresentando um desvio percentual de 2,2% da MEI – 50, comparada à máquina de impacto HECKERT - PSd 300/150. O alumínio apresentou um desvio percentual de 3,1% em relação a mesma máquina. Estes desvios entretanto não comprometem a calibração, pois estão dentro dos limites permitidos de variação das energias absorvidas pelos corpos de prova no ensaio de impacto. Com relação às máquinas MEI – 50 e HECKERT – 50, uma precisão também considerada como boa foi verificada, onde o alumínio apresentou um desvio percentual de 2,0% e de 6,6% para o latão, considerando que o limite de desvio percentual permitido é de 10%, segundo NASSOUR (1998)<sup>5</sup>.

**Tabela 4.1** – Desvios percentuais das máquinas de impacto para os corpos de prova de alumínio e latão.

	HECKERT PSd 300/150	HECKERT - 50	MEI - 50
HECKERT PSd 300/150	—	1,1% (Al)	3,1% (Al)
HECKERT - 50	8,3% (Latão)	—	2,0% (Al)
MEI - 50	2,2% (Latão)	6,6% (Latão)	—

<sup>5</sup> NASSOUR, A. C. (1998). (USP. Escola de Engenharia de São Carlos. Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística). *Comunicação pessoal*.

Nos ensaios realizados em material biológico, verificou-se o valor médio de energia absorvida de 0,98 J com desvio padrão de 0,54 J para as tíbias direitas e, para as tíbias esquerdas, 1,07 J o valor médio de energia absorvida com desvio padrão de 0,61 J. Estas variações devem-se, provavelmente, às diferenças nas propriedades geométricas e composição microestrutural dos ossos.

Os ensaios realizados em ossos expõem uma certa complexidade devido às diferenças constatadas nas propriedades geométricas, mecânicas e microestruturais, ou seja, porque o osso é um material anisotrópico.

Apesar da dispersão verificada, o estudo das propriedades mecânicas de impacto dos ossos longos ajudará esclarecer tal comportamento, dando ênfase à necessidade de se eliminar suas variáveis geométricas (irregularidades) e estudar os componentes microestruturais (minerais, fibras de colágeno, porosidade e quantidade de água) para se determinar a relação de cada um, com as propriedades dinâmicas de impacto. Porém, através deste estudo foi possível verificar a facilidade de execução dos ensaios em materiais biológicos com a adaptação da distância entre os apoios de acordo com o osso a ser ensaiado, constituindo esta a diferença básica e importante com relação às máquinas de ensaio comerciais que utilizam distâncias padronizadas entre os apoios, dificultando a adaptação à estrutura biológica. Esta alteração da distância entre os apoios possibilita o estudo de diferentes tipos de ossos.

O estudo da resistência mecânica do tecido ósseo a cargas dinâmicas têm fundamental importância no entendimento do mecanismo de fratura femoral, principalmente junto ao quadril. O desenvolvimento do projeto e confecção da máquina de ensaio de impacto possibilitará ao Laboratório de Bioengenharia da FMRP-USP apoiar futuros trabalhos na área de ensaios dinâmicos.

## **5 CONCLUSÃO**

Os testes de verificação do funcionamento e calibração da máquina de ensaio de impacto apresentaram resultados muito satisfatórios, comprovando a validade dos objetivos, justificando a proposta de variação das distâncias entre os apoios e dos métodos construtivos empregados. No entanto, foi significativa a dispersão observada no ensaio com material biológico, o que revela a necessidade de se ter cautela no uso do ensaio de impacto para caracterizar a resistência mecânica dos materiais biológicos quando submetidos a cargas dinâmicas.

## **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- EUROPEAN STANDARD, 1992. EN 10 045-1 – “Charpy impact tests on metallic materials – Part 1: Test method”, Bruxelas.
- EUROPEAN STANDARD, 1992. EN 10 045-2 – “Charpy impact tests – Part 2: Verification of the testing machine (pendulum impact)”, Bruxelas.
- HORATH, L. 1995. “Fundamentals of materials science for technologists – Properties, testing, and laboratory exercises”, Prentice Hall, New Jersey, p. 355-360.
- MARIN, J. 1962. “Mechanical Behavior of Engineering Materials”, Prentice-Hall, New Jersey, p. 237-271.
- SOUZA, A. S. (1974). Ensaios mecânicos de materiais metálicos. 3. ed. São Paulo, Edgard Blücher, p.99-109.

# INFLUÊNCIA DA MICROESTRUTURA NA RESISTÊNCIA AO DESGASTE ABRASIVO EM FERROS FUNDIDOS NODULARES

**Edison Gustavo Cueva G.**

**André Paulo Tschiptschin**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, 05508-900, São Paulo, SP, Brasil, E-mail: [gustcg@usp.br](mailto:gustcg@usp.br)

## Resumo

A resistência ao desgaste abrasivo de um ferro fundido nodular com diferentes estruturas de matriz metálica foi estudada. Tratamentos térmicos de têmpera, perlitização e austêmpera foram realizados visando se obter diferentes condições microestruturais iniciais. Os ensaios de desgaste foram feitos a seco, utilizando-se areia (tamanho de partícula de 50/40 mesh) como material abrasivo. Os corpos de prova foram colocados num suporte que gira a 1.000 r.p.m. dentro de um recipiente contendo o abrasivo. O desgaste foi determinado através de medidas de perda de massa e variações da rugosidade superficial. Os resultados mostraram que as amostras com microestruturas de bainita inferior, apresentaram a maior resistência ao desgaste abrasivo; enquanto que as amostras com matriz martensítica foram as que mostraram as piores características de resistência ao desgaste. Em todos os casos, observou-se um significativo aumento da rugosidade superficial e um aumento considerável de dureza, decorrente de deformação plástica e transformação martensítica induzida por deformação.

**Palavras - Chaves:** Desgaste abrasivo, Ferro fundido nodular, Austêmpera.

## 1. INTRODUÇÃO

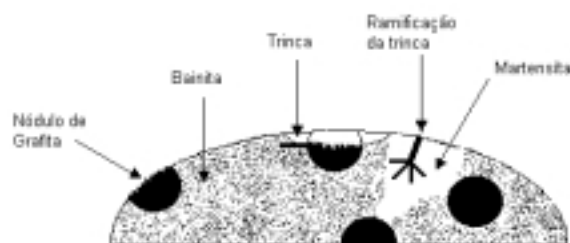
A aplicação de ferros fundidos nodulares austemperados (FFNA) na fabricação de elementos submetidos à abrasão é de grande interesse devido a seu baixo custo, quando comparado com os custos dos materiais tradicionalmente usados neste tipo de aplicações, tais como aços ligados e ferros fundidos brancos. Os FFNA de alta dureza, austemperados em temperaturas baixas (~ 300°C), têm mostrado um desempenho que compete com os materiais martensíticos dependendo das condições do tribosistema, segundo os trabalhos de Gundlach (1987) e Zum Gahr. (1979). Quando tratados em temperaturas acima de 350°C, podem apresentar resistência à abrasão relativamente elevada se ocorrer transformação martensítica induzida por deformação e/ou encruamento da austenita retida, como foi mostrado por Fordyce (1989).

A influência da temperatura de austêmpera na resistência ao desgaste abrasivo foi estudada por Zum Ghar (1987) utilizando o método pino na lixa. Para temperaturas baixas, menores que 350°C, foi encontrada uma resistência menor apesar de sua maior dureza, sendo as frações volumétricas de austenita retida as responsáveis por este comportamento.

Lerner (1998) realizando ensaios de desgaste abrasivo em FFNA, encontrou que a resistência ao desgaste de um FFNA foi equivalente a do aço AISI 4340; quase duas vezes melhor que o aço AISI 1050 temperado e muito melhor do que alguns ferros fundidos brancos. Esta boa característica foi atribuída à transformação martensítica da austenita retida que acontece na camada superficial durante os ensaios de desgaste.

Vélez (1997) realizando ensaios de desgaste abrasivo em FFNA usando esclerometria pendular, observou que a resistência ao desgaste destes materiais variou em função da dureza, da microestrutura e da profundidade de penetração da partícula abrasiva. Este autor notou que o aumento da fração volumétrica de austenita não produziu um aumento da resistência ao desgaste abrasivo.

Owhadi et al. (1998) mostrou que nos FFNA, contendo austenita não transformada, o mecanismo de desgaste abrasivo pode ser explicado, como mostrado na figura 1, da seguinte maneira: o abrasivo esmaga a matriz com uma intensidade tal que remove os nódulos de grafita da matriz e, eventualmente, destrói as bordas do buraco deixado pelo nódulo que saiu, produzindo trincas nestas regiões. De fato, os nódulos atuam como os principais sítios de nucleação de trincas em FFNA. Depois de curtos tempos de austêmpera, a austenita não transformada (martensita), conectada com a grafita sofre expansão devida à transformação martensítica e em decorrência disto, tensões residuais de tração facilitam o crescimento de uma trinca desde a grafita até outras regiões na matriz, diminuindo assim a resistência ao desgaste. As estruturas que têm grafita embebida completamente em bainita têm uma melhor resistência à destruição das bordas dos buracos dos nódulos, e a presença desta bainita, adjacente à grafita, sob condições de tensão produzidas pela abrasão, inibe o crescimento das trincas, devido às tensões residuais de compressão resultantes da expansão que acompanha a transformação martensítica em regiões vizinhas.



**Figura 1.** Representação esquemática dos mecanismos de desgaste abrasivo em FFNA.

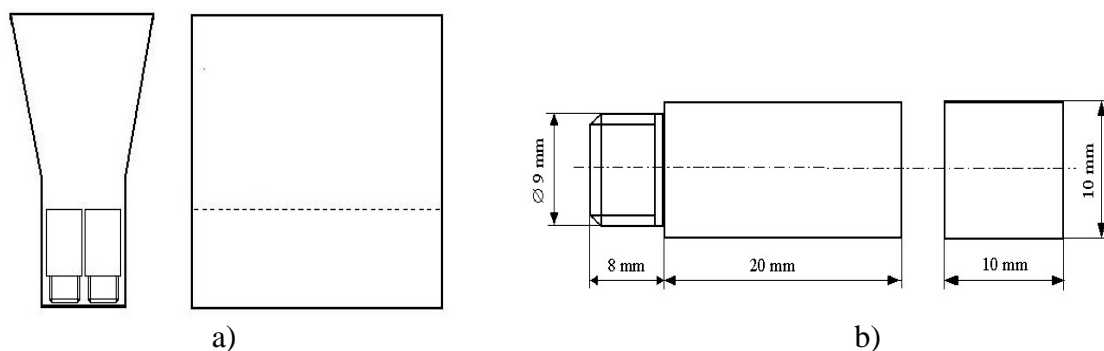
Recentemente, Dommarco et al. (1998) verificou que a propagação de uma trinca nos FFNA começa com a nucleação e posterior propagação de pequenas trincas desde os nódulos como consequência das tensões induzidas nas vizinhanças dos nódulos pelo avanço de uma trinca principal. Devido a este mecanismo de tenacificação, a propagação da trinca precisa de uma quantidade de energia extra. A estrutura típica dos FFNA (austenita retida + ferrita bainítica) apresenta-se como um caminho muito difícil para que a trinca consiga atravessar a matriz, sendo absorvida muita energia durante este percurso. Além disso, a austenita retida poderia se transformar para martensita sob tensão ou deformação, provocando um consumo adicional de energia, gerando também, tensões residuais compressivas que tendem a fechar a ponta da trinca.

O objetivo do trabalho é estudar o desgaste abrasivo num ferro fundido nodular com diferentes estruturas de matriz metálica submetido a ensaios de desgaste abrasivo usando areia

como partícula abrasiva. A resistência ao desgaste será analisada através de medições de perda de massa e variações da rugosidade superficial. Pretende-se comparar o comportamento de matrizes austemperadas com o de matrizes perlíticas e martensíticas não revenidas.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado na pesquisa foi um ferro fundido nodular, produzido na forma de blocos “Y” de 25 mm de espessura, contendo: 3.5% C, 2.75% Si, 0.15% Mn, 0.05% Mg, 0.038% P, 0.022% S, 0.022% Cr, 0.01% Sn, 0.017% Cu, 0.005% Mo e 0.01% Ni (% em peso). Os blocos foram cortados verticalmente em fatias para extrair os corpos de prova para os ensaios de desgaste, como mostrado na figura 2. Foi escolhida esta forma de extração de corpos de prova, para garantir que todas as amostras tivessem características microestruturais semelhantes, especialmente em relação ao número de nódulos de grafita.

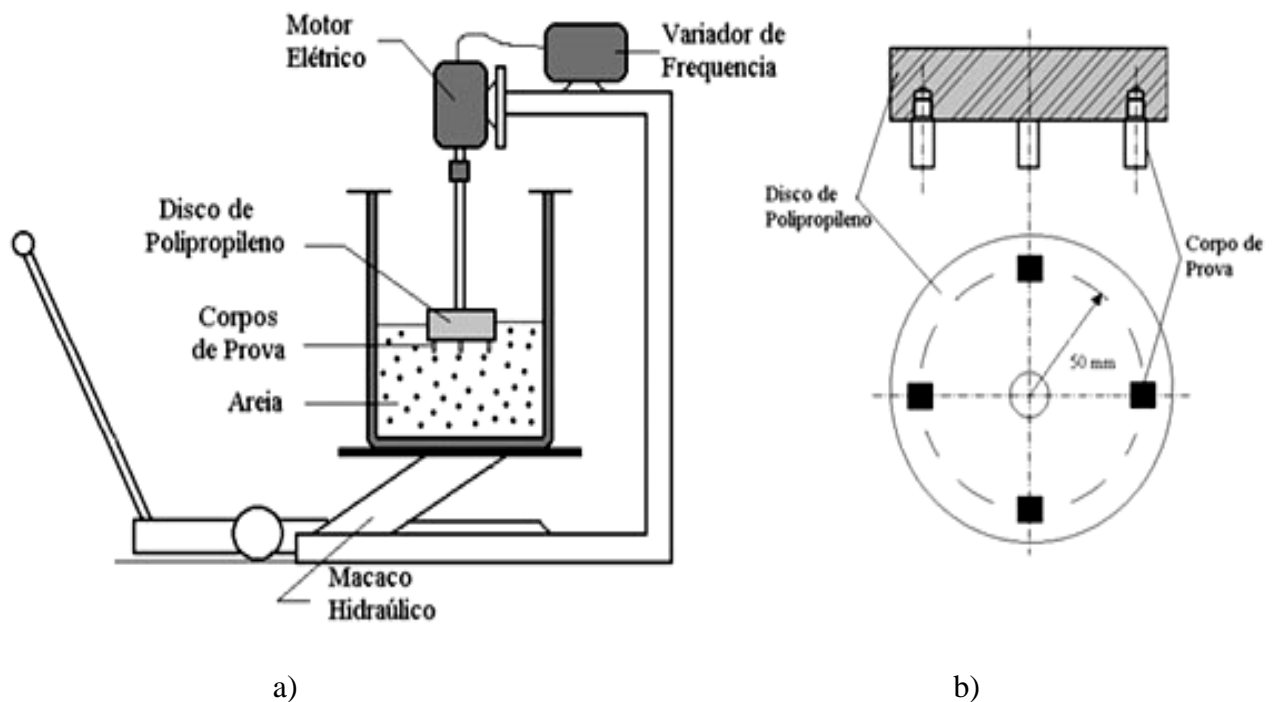


**Figura 2.** a) Esquema da extração dos corpos de prova a partir do bloco Y.  
b) Corpo de prova usado nos ensaios de desgaste.

Os corpos de prova foram submetidos a vários tratamentos térmicos visando obter várias características morfológicas das fases que aparecem após estes tratamentos. A temperatura de austenitização usada foi 925 °C e o tempo de austenitização 2h. A perlitização foi feita resfriando as amostras desde a temperatura de austenitização até a temperatura ambiente usando um ventilador. A tempera foi feita resfriando as amostras em óleo até a temperatura ambiente. Os tratamentos de austêmpera foram realizados, dentro de um banho de sais fundidos, a temperaturas de 370 °C e 300 °C, mantendo as amostras nesta temperatura por duas horas e depois foram resfriadas ao ar até a temperatura ambiente.

Os corpos de prova tratados termicamente e polidos até 600  $\mu\text{m}$  foram ensaiados a desgaste num equipamento, como mostrado esquematicamente na figura 3, cujos detalhes de projeto e construção foram indicados por Toro et al (1999). Foram usadas velocidade de rotação de 1000 rpm (velocidade tangencial 5.2 m/s) e areia (quartzo) como abrasivo. O tamanho das partículas abrasivas foi de 300 e 420  $\mu\text{m}$ . As amostras foram posicionadas de tal maneira que o choque com as partículas abrasivas sempre acontecesse de forma perpendicular. O tempo total de ensaio foi de 60 h e a cada 5 h o ensaio foi interrompido para realizar a pesagem das amostras e determinar sua rugosidade. O desgaste foi definido como a perda de massa acumulada, expressa em  $\text{g}/\text{mm}^2$ , sendo a área obtida pela somatória das áreas da face frontal, as duas faces laterais e a face inferior que de alguma maneira sofreram desgaste. Nesta somatória não está incluída a face posterior devido ao fato de a mesma não ter tido contato com as partículas abrasivas. Após os ensaios de desgaste foram realizadas novas medidas de dureza Vickers para verificar se a austenita tinha sofrido encruamento e/ou

transformação martensítica. Finalmente, as superfícies desgastadas foram analisadas por microscopia eletrônica de varredura.



**Figura 3.** Esquema. a) máquina de ensaio de desgaste abrasivo, b) porta amostras.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O ferro fundido nodular estudado, em seu estado bruto de fundição, tinha uma microestrutura com 85% a 90% de ferrita e pequenas áreas de perlita (< 1%), espalhadas por toda a matriz. O número de nódulos por  $\text{mm}^2$  esteve na faixa de 150 a 250. A microestrutura ferrítica inicial foi alterada com os tratamentos térmicos, obtendo-se microestruturas com fases diferentes e cujas frações volumétricas são mostradas na tabela 1.

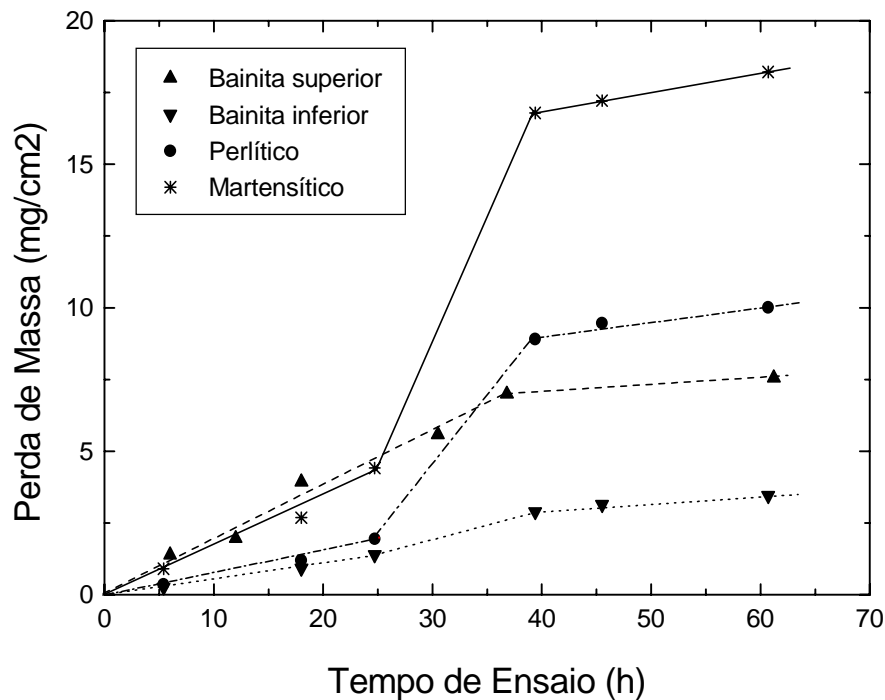
**Tabela 1** Características do FFN depois dos tratamentos térmicos

	% Perlita	% Martensita	% Ferrita Bainítica	% Austenita Retida	Dureza HV10
<b>Perlitização</b>	80 – 85	-	-	6 - 8	295
<b>Têmpera</b>		80 - 85	-	6 - 8	625
<b>Austêmpera - 370°C</b>	-	-	55 – 60	28 – 32	338
<b>Austêmpera - 300°C</b>	-	-	70 - 75	14 -18	433

Os ensaios de desgaste realizados, mostraram, que a microestrutura tem uma influência muito grande na perda de massa. Observou-se que os corpos de prova, com matriz austemperada, apresentaram uma tendência uniforme e crescente de perda de massa conforme aumenta o tempo de ensaio; notando-se inclusive, que após 40 h de ensaio, a perda de massa é menos severa que em tempos menores, como mostra a inclinação das curvas na figura 4. Nesta figura verifica-se também, que as amostras com estrutura de bainita superior tiveram quase o dobro de perda de massa que as amostras com estrutura de bainita inferior. Este



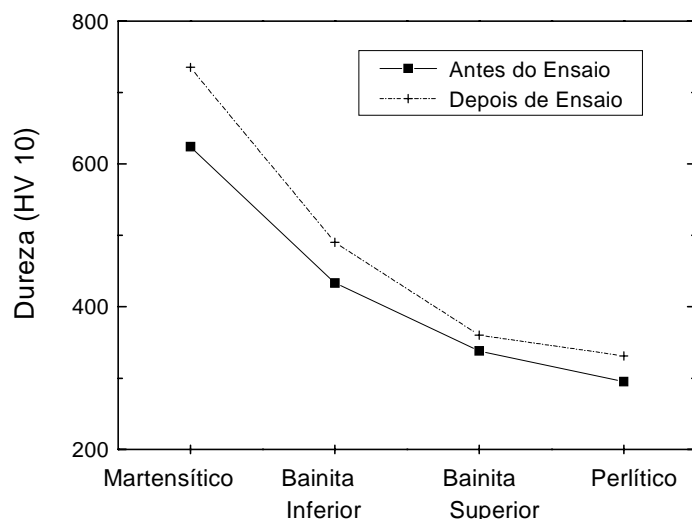
resultado verifica outro encontrado por Vélez (1997) que observou que o aumento da fração de austenita retida não produziu um aumento da resistência ao desgaste abrasivo em FFNA.



**Figura 4.** Perda de massa com relação ao tempo de ensaio e microestrutura

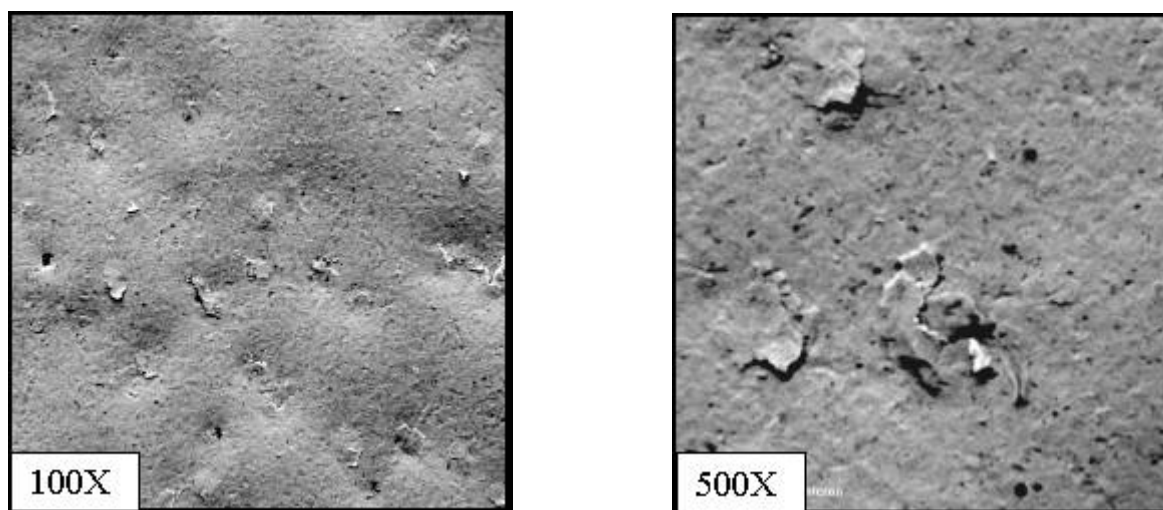
Na figura 4, as amostras com matrizes perlíticas e martensíticas apresentaram um comportamento muito heterogêneo com relação à perda de massa. Verificou-se que para tempos de ensaio menores a 20 h, o desgaste foi semelhante a aquele das amostras austemperadas. Entre 20 h e 40 h de ensaio, aproximadamente, as amostras com matrizes martensítica e perlítica experimentam um aumento muito severo de perda de massa, chegando a ser até 3 vezes mais do que nas amostras austemperadas. Após 40 h de ensaio, o desgaste continua a aumentar só que de uma forma menos severa do que nos outros dois intervalos. Estes resultados verificam aqueles obtidos por Peterson (1987), que realizando ensaios de erosão em aços AISI-SAE 1078 e 10105, mostrou que aços perlíticos e martensíticos desgastam mais do que aços com outro tipo de matriz quando o ângulo de impacto é 90°.

Foi observado que depois dos ensaios de desgaste a dureza tinha aumentado, como é mostrado na figura 5. Este aumento da dureza se deve a que durante a abrasão, a austenita retida sofreu deformação plástica provocando encruamento e transformação martensítica. Nesta figura observa-se também, que mesmo que as amostras austemperadas a 370 °C possuem maiores teores de austenita retida, o que implicaria que podem se deformar, encruar e transformar martensiticamente mais que as outras amostras, como foi mostrado por Cueva (1998); o que aumentaria sua dureza superficial e com isto sua resistência ao desgaste, isto não acontece. E em seu lugar é verificado que as amostras austemperadas a 300 °C são as que apresentam maiores níveis de dureza e de resistência ao desgaste.

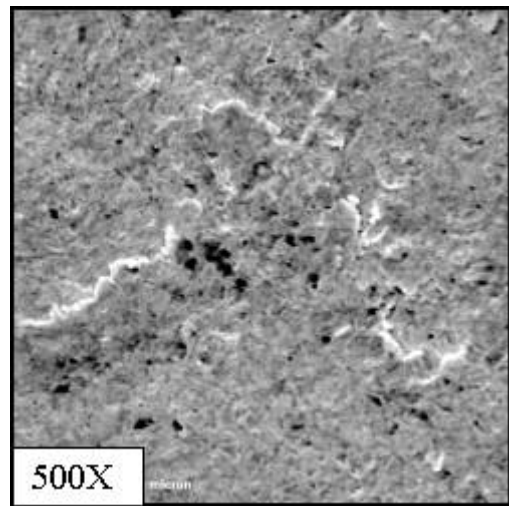
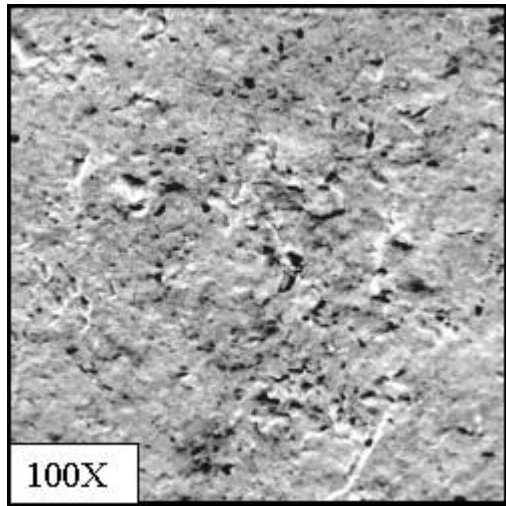


**Figura 5.** Variação da dureza da superficial com o desgaste abrasivo.

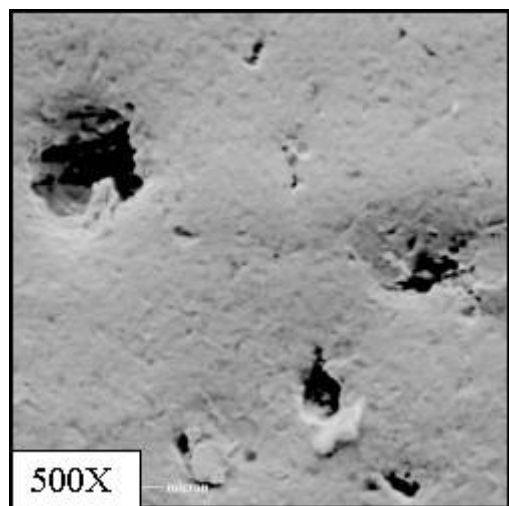
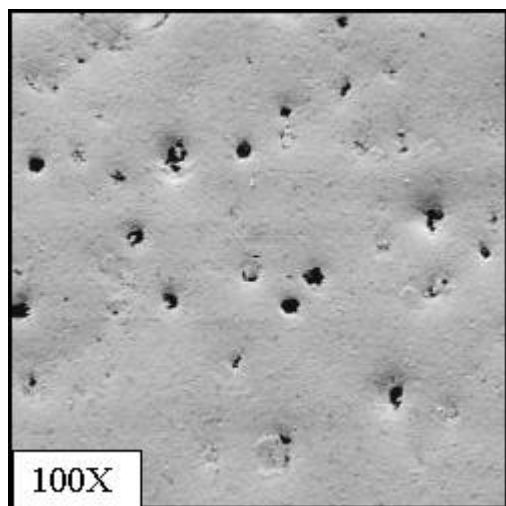
Nas figuras 6, 7 e 8 são mostradas fotografias das superfícies desgastadas, obtidas em microscópio eletrônico de varredura (MEV). É verificado nas amostras austemperadas, figura 6, grande deformação plástica na superfície desgastada, tendo uma aparência ondulada e não sendo possível observar os nódulos de grafita, dando a idéia que eles foram cobertos pelo material que se deformou e escorregou acima deles. Nota-se, também, a presença de uma espécie de escama que são pedaços de material que não foram removidos completamente. Pensa-se que as bordas destas escamas são formadas por austenita encruada ou martensita formada a partir da austenita retida que devido ao choque repetido das partículas abrasivas falharam por fadiga. Adicionalmente, não foi vista uma diferença significativa entre as superfícies desgastadas das amostras austemperadas em temperaturas de bainita superior e inferior, embora a taxa de desgaste tenha sido diferente.



**Figura 6** Amostras austemperadas, ondulações e escamas na superfície.



**Figura 7** Amostras perlíticas, grande deformação plástica e marcas de microcorte.



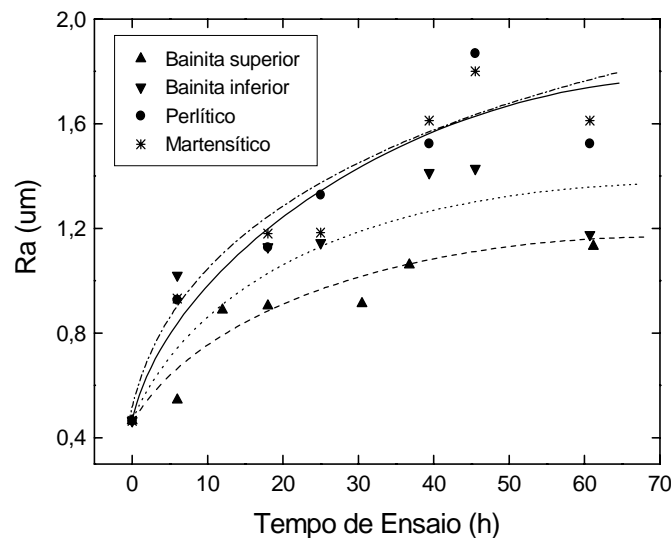
**Figura 8** Amostras martensíticas, superfície lisa e buracos deixados pelos nódulos de grafita arrancados.

Nas amostras perlíticas, figura 7, observa-se, também, grande deformação plástica nas superfícies desgastadas, maiores inclusive que aquela observada nas amostras austemperadas. A superfície apresenta-se muito rugosa e esburacada dando a impressão que muito material foi removido da superfície. Diferentemente das amostras austemperadas, as superfícies nas amostras perlíticas não têm ondulações e a deformação plástica deixa marcas, uniformemente distribuídas sobre toda a superfície. Devido ao fato de que a matriz perlítica é relativamente mole, pode-se observar, também, que existem marcas de riscos criados por mecanismos de corte das superfícies, como se o abrasivo tivesse entrado, se arrastado e saído deixando esses sulcos.

As superfícies desgastadas das amostras martensíticas, figura 8, são totalmente diferentes das superfícies já examinadas. Aqui são vistas pequenas marcas de deformação plástica, especialmente, nas bordas dos buracos deixados pelos nódulos de grafita que foram removidos. Os buracos observados nos locais em que antes estavam os nódulos de grafita são evidência de que o mecanismo de desgaste neste tipo de matriz é diretamente influenciado pela presença dos nódulos. Nota-se que o desgaste se produz pela remoção de material das

bordas dos nódulos deixando um buraco que vai aumentando de tamanho conforme mais e mais partículas abrasivas chocam-se contra elas. Este mecanismo de desgaste é muito severo e deixa a superfície de desgaste praticamente lisa o que facilita a contínua remoção de material, já que as partículas abrasivas não teriam que remover partículas ou cavacos de material que poderiam ter ficado grudados na superfície como foi observado nas amostras austemperadas e perlíticas.

As medidas de rugosidade feitas e mostradas na figura 9, estabelecem que em geral e para todos os casos, houve um aumento da rugosidade com o incremento do tempo de ensaio. Para longos tempos de ensaio, a rugosidade tende a estabilizar-se; sendo isto mais evidente nas amostras austemperadas do que nas outras. Esta figura mostra também, que as amostras que mais se desgastaram apresentaram maiores valores de rugosidade e muito semelhantes, entre si, o que significaria que as grandes deformações plásticas das amostras perlíticas e os buracos deixados pelos nódulos arrancados das amostras martensíticas produzem superfícies com acabamentos praticamente iguais. No caso das amostras austemperadas, observa-se que as austemperadas a 370 °C apresentaram uma rugosidade menor que as tratadas a 300 °C, embora o desgaste tenha sido um desgaste maior



**Figura 9** Medidas de rugosidade Ra em função do tempo de ensaio.

#### 4. CONCLUSÕES

- Os piores comportamentos de resistência ao desgaste abrasivo foram observados nas amostras com matrizes perlíticas e martensíticas. As amostras martensíticas perdem até 3 vezes mais massa do que nas amostras austemperadas.
- As amostras martensíticas apresentam superfícies desgastadas quase lisas, com pequenas marcas de deformação plástica. O desgaste ocorreu pela remoção de material das bordas dos buracos deixados pelos nódulos de grafita que foram removidos durante a abrasão.
- As amostras austemperadas mostraram ser as mais resistentes ao desgaste abrasivo, sendo melhores aquelas que têm matriz de bainita inferior do que aquelas que têm microestrutura de bainita superior. As superfícies desgastadas das amostras austemperadas mostraram grande deformação plástica e a presença de restos de material destacado em forma de escamas que, ainda, se mantém grudadas à superfície.
- As superfícies das amostras perlíticas apresentaram a maior deformação plástica, inclusive, maior que as amostras austemperadas, mas sem a presença de escamas.

- O aumento da dureza para todas as amostras é devido ao encruamento e à transformação martensítica da austenita retida ocorrida durante a deformação plástica.
- As medidas de rugosidade mostraram que as amostras que mais se desgastaram (perlíticas e martensíticas) apresentaram os maiores valores de rugosidade.

## **AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem a Empresa de Fundição Tupy pela doação do material utilizado na pesquisa e a CAPES pelo suporte financeiro.

## **BIBLIOGRAFIA**

- Cueva, E. G., Tschiptschin, A. P., 1998, “Transformação martensítica induzida por deformação em ferros fundidos nodulares austemperados”. Anais do 53º Congresso Anual da Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, ABM, Belo Horizonte, Brasil.
- Dommarco, R. C; et. al, 1998, “Rolling contact fatigue (RFC) resistance of austempered ductile iron (ADI)”. Wear. v. 221, p. 69 – 74.
- Fordyce, E. P.; Allen, C., 1989, “The dry sliding wear of an austempered spheroidal Cast Iron”, International Conference on Wear of Materials, Denver, USA, 9 – 13 April, Proceedings. v. 1, ASME,
- Gundlach, R. B.; Janowak, J. F., 1987, “Resistance of austempered ductile iron to abrasive wear”, Giesserei Prax, v.11, p.171-77.
- Lerner, Y. S.; Kingsbury G. R., 1998, “Wear resistance properties of austempered ductile iron”, Journal of Materials Engineering and Performance. v. 7, n.1, Feb. p. 48 – 52.
- Owhadi, A. et al., 1998, “Wear behavior of 1,5Mn austempered ductile iron”, Materials Science and Technology. V.14, March, p. 245 – 250.
- Peterson, L. G. et al., 1987, “Effect of microstructure on the erosion of steel by solid particles”, Wear Materials Proceedings, p. 661 - 670
- Toro, A et al., 1999, “Wear resistance of high-nitrogen martensitic stainless steels in a sand slurry environment”, Stainless Steel World 99 Conference. Nov, p. 393-400. The Hague, Netherlands
- Vélez, J. M., 1997, “Estudo da resistência ao desgaste abrasivo de ferros fundidos nodulares austemperados e temperados e revenidos utilizando um esclerômetro pendular”, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.
- Zum Gahr, C., 1979, “How microstructure affects abrasive wear resistance”, Metal Progress, v. 47, Set.
- Zum Gahr, C., 1987, “Microstructure and wear of materials”, Tribology series, 10, ELSEVIER.

# ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE MÉTODOS UTILIZADOS NA CARACTERIZAÇÃO DE ESTRUTURAS POROSAS APLICADAS EM BOMBAS CAPILARES

**Eduardo Gonçalves Reimbrecht\***

**Ana Maria Maliska**

**Edson Bazzo**

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica,  
88040-900, Florianópolis, Brasil. E-mail: \*edurg@pg.materiais.ufsc.br

## **Resumo**

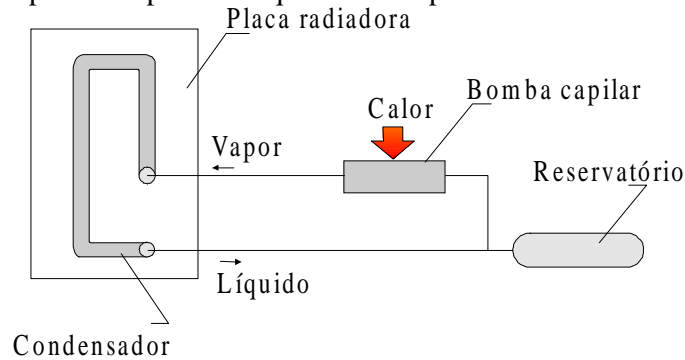
No presente trabalho são analisados os resultados relativos à porosidade, distribuição de tamanho de poros e ordenação dos mesmos com a finalidade de se identificar estruturas porosas de níquel sinterizado, que sejam mais adequadas para uso em bombas capilares. Diferentes métodos são considerados para avaliação da porosidade com ênfase na análise de imagens, através de dois programas computacionais, o Imago e o AnalySIS 2.1. As análises foram realizadas em imagens obtidas por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) em amostras de estruturas porosas. Resultados obtidos através de porosimetria de intrusão de mercúrio e através do princípio de Arquimedes são, também, apresentados. Todos os métodos avaliados apresentaram resultados consistentes. Em decorrência da interconectividade dos poros presentes no material, melhores resultados por análise de imagens são possíveis através da utilização do programa computacional Imago.

**Palavras-chave:** Análise de imagens, Porosidade, Caracterização microestrutural, Bombas capilares.

## **1. INTRODUÇÃO**

Elementos porosos têm sido utilizados em circuitos de bombas capilares (CPL – Capillary Pumped Loop), destinados a processos de isothermalização e controle térmico de painéis de componentes eletrônicos de satélites e estações orbitais. CPL's foram originariamente desenvolvidos para substituírem tubos de calor ou circuitos convencionais de dupla-fase, em aplicações que requeiram altas taxas de demanda térmica. Bombas capilares são dispositivos utilizados em circuitos de transferência de calor de dupla-fase, em substituição a bombas mecânicas, para circulação de fluidos térmicos. Bombas capilares dispõem de elementos porosos capazes de proporcionar o trabalho requerido para bombeamento de líquido ao longo do circuito. A força capilar dos elementos porosos garante a circulação do fluido. Na expectativa de se melhorar o desempenho das bombas capilares, elementos porosos metálicos e poliméricos vêm sendo produzidos e testados como estrutura capilar (Ku, 1993; Goncharov, 1995; Fedorchenko, 1980). Os elementos porosos metálicos se constituem em uma alternativa vantajosa por apresentarem maior capacidade de bombeamento capilar (Ku, 1993). Elementos

de níquel sinterizado têm sido propostos como estrutura capilar, apresentando porosidade da ordem de 50%, com tamanho de poros na faixa de 1 a 12  $\mu\text{m}$ , o que corresponde a pressões de bombeamento variáveis entre 3 e 40 kPa (Maidanik et al., 1991). Conforme esquema mostrado na Figura 1, CPL's são constituídos geralmente por um evaporador, um condensador, um reservatório e linhas para transporte de líquido e de vapor.



**Figura 1.** Esquema simplificado de um CPL.

Diversos estudos vêm sendo sistematicamente realizados com o objetivo de se resolver problemas pendentes relacionados com a operação do CPL e de se buscar alternativas de projeto que ampliem a capacidade de bombeamento capilar (Goncharov, 1995; Maidanik et al., 1991). Seguindo esta tendência, trabalhos vêm sendo conduzidos também na UFSC, no sentido de se fabricar bombas capilares de elementos porosos, utilizando materiais metálicos poliméricos e cerâmicos. No presente trabalho, foram utilizados elementos porosos de níquel sinterizado com as características anteriormente citadas (porosidade da ordem de 50% e poros com diâmetro inferior a 10  $\mu\text{m}$ ). Detalhes relativos a montagem e funcionamento da bomba capilar foram apresentados por Reimbrecht et al. (1999).

A sinterização de pó de níquel vem sendo apresentada como uma alternativa promissora na produção de estruturas capilares para CPL's. O níquel apresenta compatibilidade com o fluido de trabalho e o processo de sinterização permite o controle da porosidade. Na busca do aperfeiçoamento da estrutura capilar, diversas variáveis do processo de sinterização foram consideradas em laboratório, como, por exemplo, tempo, temperatura e granulometria do pó. A técnica utilizada para a fabricação de elementos porosos foi a de sinterização de pó densificado por vibração (Fedorchenko, 1980; Cahn, 1991), que permite controlar a forma e o volume de poros.

O elemento poroso se constitui no componente principal para o funcionamento da bomba capilar, pois dele depende a capacidade de bombeamento do líquido ao longo do CPL. Dessa forma busca-se determinar a porosidade, distribuição e tamanho dos poros. Neste sentido diferentes métodos são empregados para caracterização do material. No presente trabalho, foram empregados os métodos de Arquimedes, Geométrico, Porosimetria de intrusão de mercúrio, e Análise de imagens. Para análise de imagens foram utilizados o programa "Imago", versão  $\beta$ , desenvolvido pelo LMPT/UFSC (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais), em parceria com a empresa ESSS (Engineering Simulation and Scientific Software), e do programa *AnalySIS 2.1 fornecido pela SIS Soft-Imaging Software Corp.* Diferentes procedimentos na preparação das amostras e na obtenção das imagens foram considerados com a finalidade de identificar sua influência sobre os resultados obtidos.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 2.1. Obtenção das estruturas porosas

A matéria prima empregada foi o pó de níquel carbonila 123 com tamanho de partícula entre 3 e 7  $\mu\text{m}$ . O pó de níquel foi vibrado no interior da matriz de grafite e, em seguida, sinterizado. O processo de sinterização foi conduzido em um forno tubular Heraeus (ROK-F 7/60) com um fluxo aproximado de 1  $\text{cm}^3/\text{s}$  de hidrogênio comercial. Foram testadas temperaturas de sinterização na faixa de 800 a 1000°C, a intervalos de 50°C, com ciclos de duração de 15 e 30 minutos. De acordo com os resultados apresentados por Reimbrecht et al. (1998), foram determinados os melhores parâmetros de sinterização. Os principais parâmetros foram fixados em 950°C/30min.

### 2.2. Porosidade pelo Princípio de Arquimedes

A porosidade pelo Princípio de Arquimedes foi obtida através da Equação 1, onde o empuxo é medido com o auxílio de um densímetro, no qual se mede a força necessária a completa imersão da peça em mercúrio.

$$Pa = 100 \cdot \left( 1 - \frac{m \cdot \rho_{Hg} \cdot g}{\rho_{Ni} \cdot E} \right) \quad (1)$$

onde,  $Pa$  representa a porosidade por Arquimedes (%),  $\rho$  a densidade ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ),  $m$  a massa (g),  $\rho_{Ni}$  a densidade teórica do níquel ( $8,9\text{g}/\text{cm}^3$ ),  $E$  o empuxo (g) exercido sobre o material imerso em mercúrio ( $\rho_{Hg} = 13,6\text{g}/\text{cm}^3$ ), e  $g$  a aceleração da gravidade ( $\text{m}/\text{s}^2$ ).

### 2.3. Porosimetria por intrusão de mercúrio

A porosimetria de intrusão de mercúrio está fundamentada na Lei de Young-Laplace, que governa a penetração de líquido em pequenos poros. Para o caso específico de fluidos não molhantes, como o mercúrio, a Lei de Young-Laplace pode ser expressa pela Equação 3, onde  $d$  é o diâmetro do poro (m),  $\sigma$  é a tensão superficial do líquido (N/m),  $p$  é a pressão aplicada no líquido (Pa) e  $\varphi$  é o ângulo de contato entre o fluido e o sólido (Bellini, 1992).

$$d = \frac{-4 \cdot \sigma \cdot \cos \varphi}{p} \quad (2)$$

Para determinar o diâmetro crítico de poro ( $D_c$ ) e a porosidade total, foi utilizado um porosímetro modelo “Micromeritics Pore Sizer 9320”. O equipamento possui um sistema capaz de gerar pressões entre 0 e 30.000 psia, sendo capaz de medir poros na faixa de 0,006 a 360  $\mu\text{m}$ , com precisão de  $\pm 0,1\%$ . Através de pressão hidráulica, o mercúrio é forçado a penetrar na amostra. O volume de mercúrio que penetra nos poros é relacionado com a pressão aplicada. Conforme a pressão aumenta, o mercúrio penetra progressivamente nos poros cada vez menores. O diâmetro crítico de poro é o diâmetro que corresponde à pressão capaz de fazer com que a maior parte da amostra seja preenchida pelo mercúrio.

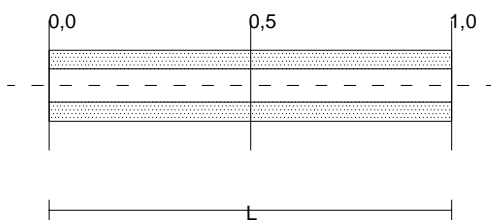
Numa bomba capilar, quanto menor  $D_c$  maior será diferença de pressão que o elemento poroso poderá suportar sem colapsar, diferença essa medida entre a pressão do gás no lado



externo do elemento poroso e do líquido no lado interno. O diâmetro crítico indica a maior ou menor capacidade de transferência de calor que o elemento poroso irá apresentar. Quanto menor o diâmetro crítico maior será o limite capilar da estrutura.

## 2.4. Análise de imagens

Para o preparo das amostras, as peças foram cortadas conforme as posições indicadas na Figura 3, visando desta forma mapear a variação da porosidade ao longo das amostras. A posição  $L = 0$  corresponde a parte inferior da peça durante a sinterização. As diferentes seções foram, então, embutidas em baquelite, lixadas e polidas. O polimento foi realizado com pasta de diamante  $1\mu\text{m}$  e com alumina  $1\mu\text{m}$  para verificar a influência do material empregado. A aquisição das imagens foi feita por microscopia eletrônica de varredura. Foram testados 2 aumentos para as imagens, 200x e 500x, para desta forma determinar a influência da ampliação na capacidade de detecção do programa utilizado. As imagens foram analisadas com o auxílio do programa “Imago”, versão  $\beta$ , desenvolvido pelo LMPT/UFSC (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais), em parceria com a empresa ESSS (Engineering Simulation and Scientific Software), e do programa *AnalySIS 2.1* fornecido pela *SIS Soft-Imaging Software Corp.* Com o auxílio de ambos os programas foi feita a análise morfológica das estruturas, onde foi determinada a distribuição de tamanho de poros e porosidade total. O diâmetro dos poros é de grande importância pois está relacionado com força de bombeamento capilar e perdas de carga desenvolvidas no circuito.



**Figura 3.** Localização das cotas de corte das peças para aquisição de imagens.

## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

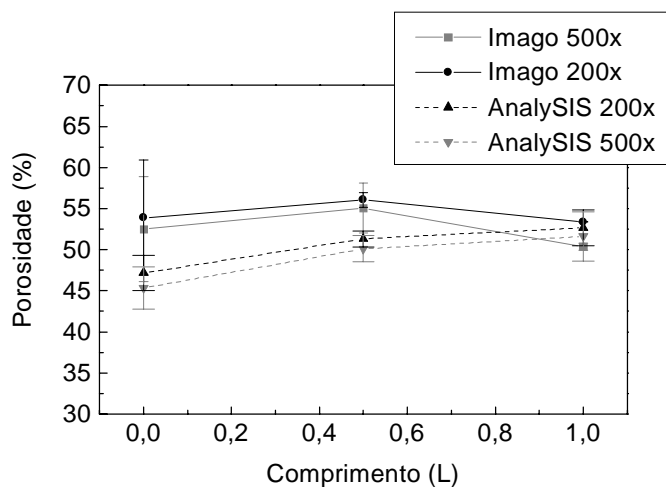
### 3.1. Determinação da porosidade

A porosidade foi determinada através de diversos métodos visando a comparação entre estes, alguns parâmetros também foram parâmetros testados, conforme pode ser visto na Tabela 1. Os métodos supracitados são porosimetria de intrusão de mercúrio, análise de imagens (através de dois programas computacionais, com modificações no preparo das amostras), pelo princípio de Arquimedes e pela geometria da amostra.

**Tabela 1.** Porosidade geral

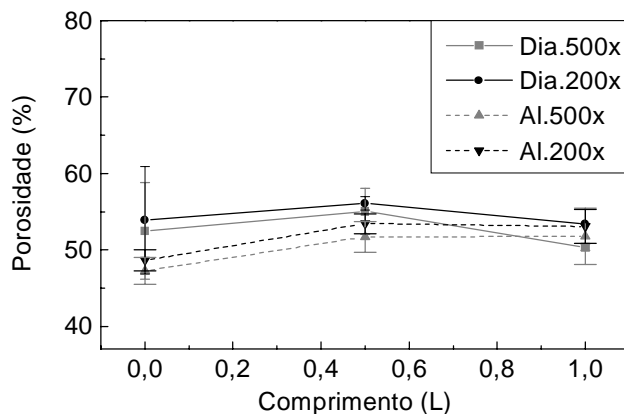
Intrusão de Hg	Arquimedes	Geométrico	Imago – diamante (200x)	Imago – diamante (500x)	SIS – diamante (200x)	SIS – diamante (500x)	Imago – alumina (200x)	Imago – alumina (500x)
58,4%	57,1%	59,8%	54,45%	52,63%	52,44%	50,36%	51,72%	50,25%

O método de porosimetria de intrusão de mercúrio tem sido aceito como o mais preciso dentre os utilizados. Pode-se verificar uma diminuição nos resultados obtidos por análise de imagens, sendo estes resultados apresentados valores médios. Esta diminuição se deve provavelmente ao fechamento de poros na preparação das amostras. Pode ser também verificado um indicativo de que a alumina aumenta o fechamento de poros. Visando uma comparação mais detalhada foi feita a comparação entre os dois programas empregados na análise de imagens (Imago e analySIS), Figura 4, onde foi levantada a porosidade ao longo das peças.



**Figura 4.** Comparação entre a porosidade para diferentes aumentos com diferentes programas ( polimento com diamante).

Apesar do desvio padrão elevado apresentado nos resultados da Figura 4, pode-se afirmar que a tendência demonstrada na Tabela 1 é confirmada, o programa analySIS apresenta valores de porosidade inferiores aos apresentados pelo programa Imago. Pode-se também verificar que o desvio padrão dos resultados é bem mais elevado na posição  $L = 0$ , isso se deve ao maior gradiente de densidade existente nesta região durante a sinterização. O gradiente de densidade é originado na etapa de preenchimento da matriz por vibração. Visando determinar a influência do tipo polimento na porosidade total das amostras ao longo das peças se obteve os resultados mostrados na Figura 5, através de análise de imagens com o programa Imago.

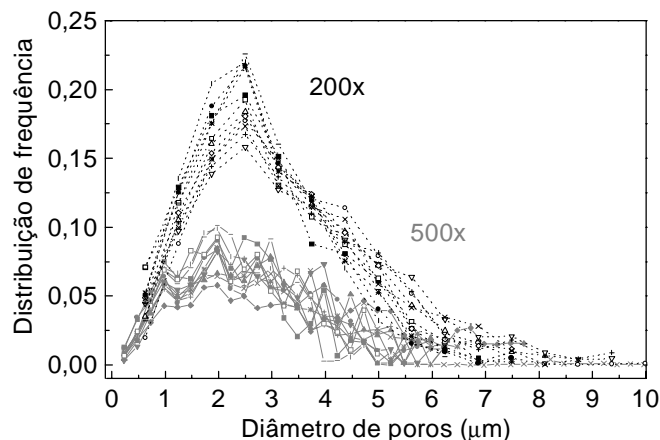


**Figura 5.** Comparação entre a porosidade obtida após o polimento com diamante ou alumina ( com aumento de 200x e 500x).

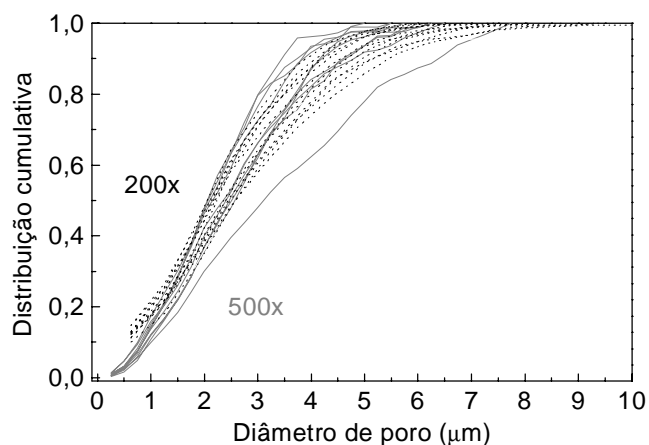
Apesar da diferença de porosidade entre as amostras preparadas com os dois polimentos, mostrada na Tabela 1, aproximadamente 2,5 pontos percentuais, na Figura 5 pode-se observar que a variação da porosidade total em termos da mudança de polimento não é significativa, devido ao desvio padrão dos resultados. Em termos de porosidade total os diferentes aumentos testados também não se mostraram significativos, Figuras 4 e 5.

### 3.2. Determinação da distribuição de tamanho de poros

Inicialmente, foi feito o levantamento da distribuição de poros para as estruturas após o polimento com pasta de diamante, que vem sendo freqüentemente empregado na determinação de porosidade por análise de imagens. Foram realizados testes com ampliações de 200x e 500x, para verificar a sua influência nos resultados. Esses resultados podem ser observados nas Figuras 6 e 7, distribuição de freqüência e acumulada respectivamente. Todas as imagens foram geradas com a mesma resolução, sendo os diferentes resultados obtidos para os diferentes aumentos.



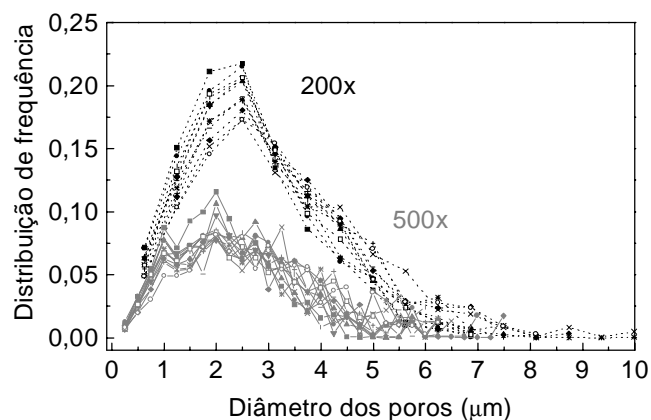
**Figura 6.** Comparação da distribuição de frequência de poros para 200x e 500x (polimento com diamante).



**Figura 7.** Comparação da frequência acumulada para 200x e 500x (polimento com diamante).

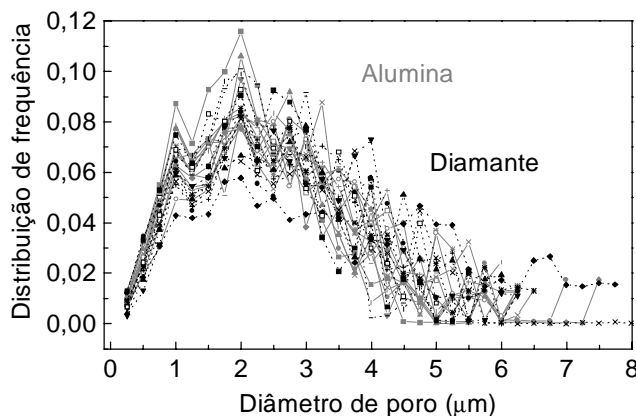
Pode-se observar, na Figura 6, que o aumento empregado está influenciando significativamente no resultado, apesar de que para ambos os aumentos os maiores poros detectados são menores que  $10\mu\text{m}$ . Com o aumento de 500x a distribuição se torna mais aberta, fica demonstrada a existência de uma maior quantidade de diâmetros na estrutura. Essa maior quantidade de diâmetros detectados explica a diferença verificada na Figura 6. Além da capacidade de detectar poros menores com aumento de 500x, cerca de  $0,25\mu\text{m}$ , que para um aumento de 200x sobe para  $0,6\mu\text{m}$ . Na Figura 7, pode-se verificar que para ambos os aumentos as curvas são muito semelhantes e que 90% dos poros estão abaixo de  $6\mu\text{m}$ , este resultado se torna importante porque dificilmente os 10% de poros restantes serão intercomunicantes. O maior diâmetro de poros intercomunicantes irá determinar o limite de bombeamento capilar da estrutura. Os resultados mostrados na Figura 7 confirmam que a variação observada na Figura 6 se deve provavelmente a diferença de diâmetros detectados pelo programa, para 200x e 500x.

Para uma análise do efeito do polimento na distribuição dos poros, também foi feita a análise morfológica da estrutura após polimento com alumina, Figura 8.



**Figura 8.** Comparação da distribuição de frequência de poros para 200x e 500x (polimento com alumina).

Verifica-se na Figura 8 que as distribuições de frequência apresentadas para polimento com alumina são bastante semelhantes as mostradas na Figura 6 para polimento com diamante. Para uma melhor visualização foram sobrepostas em um mesmo gráfico as distribuições com aumento de 500x, Figura 9.



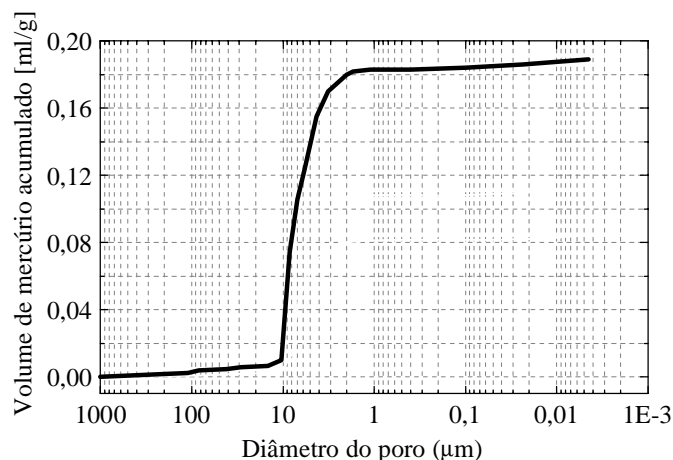
**Figura 9.** Comparação entre as distribuições de frequência obtidas para os dois polimento empregados (diamante e alumina).

Pode-se desta forma confirmar que praticamente não existe diferença nas distribuições apresentadas. Logo o polimento testado também não afeta diretamente os resultados de distribuição de tamanho de poros.

### 3.2.1. Porosimetria de intrusão de mercúrio

O resultado relativo ao diâmetro crítico da estrutura porosa pode ser observado na Figura 10. A porosidade obtida através da porosimetria de mercúrio foi 58,4%. Os valores de

porosidade determinados por este método são mais precisos do que aqueles apresentados na análise de imagens, pois a peça é analisada no campo tridimensional.



**Figura 10.** Diâmetro crítico de poro por porosimetria de intrusão de mercúrio.

A porosimetria de Hg fornece um valor aproximado de  $D_c = 9 \mu\text{m}$ . O diâmetro crítico determinado pela porosimetria de Hg se deve não somente ao diâmetro dos poros, mas também ao arranjo de poros dentro da estrutura. Poros com diâmetros menores do que  $1\mu\text{m}$  e maiores do que  $15\mu\text{m}$  não foram detectados.

#### 4. CONCLUSÕES

Com respeito a determinação da porosidade total da amostra, tanto o uso do princípio de Arquimedes como da geometria se mostraram adequados, tomando como base o valor obtido pela porosimetria de intrusão de mercúrio. Sendo ambos bem mais rápidos e menos trabalhosos que a análise de imagens. A análise de imagens fornece importantes informações adicionais, como, distribuição freqüencial e cumulativa do tamanho dos poros, aquelas obtidas pela porosimetria de mercúrio, diâmetro crítico. De acordo com os resultados apresentados na análise morfológica o tipo de polimento utilizado não tem uma influência significativa na porosidade e na distribuição de tamanho de poros. Entretanto, a análise de imagens parece mascarar parte da porosidade quando comparada aos outros métodos, e estes problemas provavelmente se devem a etapa de preparação da amostra, onde temos como principal etapa o polimento. Já a modificação no aumento utilizado mostrou grande influência na distribuição de tamanho de poros, sendo que o aumento de 500x se mostrou mais adequado que o de 200x por possibilitar a detecção de uma maior amplitude de diâmetro de poros, tornando a distribuição mais completa. Testes adicionais com aumentos maiores e menores prosseguem com o intuito de melhor analisar esta influência. O programa Imago também apresentou um desempenho mais satisfatório que o programa analySIS para a análise de estruturas porosas com porosidade na ordem de 50%. Estudos prosseguem sempre na expectativa de se conseguir boa uniformidade na distribuição de poros e maior capacidade de bombeamento capilar.

## **Agradecimentos**

Os autores agradecem ao Dr. Celso P. Fernandes, ao Prof. Paulo C. Philippi e ao Prof. José A. Bellini da Cunha Neto pelo apoio técnico dispensado na execução dos trabalhos.

## **5. REFERÊNCIAS**

- Bellini, J.A., 1992, Transport d'humidité en matériau poreux en présence d'un gradient de température. Caractérisation expérimentale d'un béton cellulaire, l'Université Joseph Fourier Grenoble I, pp.35-40, Ph.D. Thesis.
- Cahn, R.W., 1991, Materials science and technology: A comprehensive treatment processing of metals and alloys, VCH Publishers Inc., vol.15, New York.
- Fedorchenko, I.M., 1980, Progress in work in the field of high-porosity materials from metal powders and fibers, Plenum Publishing Corporation, pp.615-622.
- Goncharov, K. and Nikitkin, M., 1995, Loop heat pipes in thermal control system for "OBZOR" spacecraft, Paper 951555, 25<sup>th</sup>. International Conference on Environmental Systems, San Diego, July 10-13.
- Ku, Jentung, 1993, Overview of capillary pumped loop technology, 29th National Heat Transfer Conference, Atlanta, Georgia, August 8-11, HTD-vol. 236.
- Maidanik, Yu.F., Fershtater, Yu.G., Goncharov, K., 1991, Capillary-pump loop for systems of thermal regulation of spacecraft, 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems, Florence, October 21-24.
- Reimbrecht, E.G., Fredel, M.C., Bazzo, E., Pereira, F.M., 1998, Manufacturing and microstructural characterization of sintered nickel wicks for capillary pumps. Materials Research, vol.2, n°3, pp.225-229, 1999.
- Thümmler, F. & Oberacker, R., 1993, Introduction to powder metallurgy, The Institute of Materials, Carlton House Terrace, London.

Isto denota um problema , já citado em (LIGGET e TREVINO,1992), que é a falta de indicadores específicos para as células.

Dentre os indicadores citados na pesquisa , apenas o “% de Valor Agregado” não é utilizado. Tal fato revela uma inconsistência, uma vez que este indicador é utilizado tipicamente nas situações em que se deseja quantificar os tempos improdutivos associados ao *lead time* de fabricação, e a empresa E2 citou como objetivo prioritário, a redução de tempos improdutivos.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

As empresas analisadas neste trabalho apresentam características, objetivos e motivações semelhantes para a adoção de células de fabricação. Para tais empresas, o AFC (arranjo físico celular) mostrou-se mais adequado às características de seus sistemas produtivos, que os tradicionais arranjos funcionais.

No entanto, por terem projetado suas células há cerca de 10 anos, apresentam sinais de necessidade de melhorias e modernização de seus arranjos. Isto pode ser verificado quando se identifica que o método utilizado para projeto e os indicadores de desempenho foram estruturados com base nas ferramentas disponíveis na época de projeto.

Atualmente, existem métodos , ferramentas e indicadores específicos para manufatura celular, que podem ser aplicados, visando a melhoria da performance destes arranjos.

Para as empresas analisadas, trata-se agora não mais de apresentar resultados superiores aos arranjos funcionais, mas buscar continuamente, a melhoria de desempenho do arranjo físico celular.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

COUTINHO, L. e FERRAZ, J.C. *Estudo da Competitividade da Indústria Brasileira*. Papirus Editora. 510p. 1995.

ARRUDA, J. Perfil das empresas usuárias de Tecnologia de Grupo e Manufatura Celular. *Anais do Encontro Nacional de Engenharia de Produção/ ENEGEP 95*. São Carlos. 1995.

DILMAN,D.A . *The Total Design Method: Mail and Telephone Surveys*. John Wiley & Sons. 518p.1978.

BURBIDGE, J.L. *An Introduction to Group Technology*. John Wiley & Sons, 190p.1971.

KUSIAK,A . *Intelligent Manufacturing Systems*. Prentice Hall. 290p. 1991.

BLACK,J.T. *The Factory with a Future*. Prentice Hall. 154p. 1991.

LIGGET,H.R. e TREVINO, J. “The Application of Multi-Attribute Techniques in the Development of Performance Measurement and Evaluation Models for Cellular Manufacturing”. *Flexible Automation and Information Management*. 1992. p712-721.



#### 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Analisando-se as tabelas mostradas no item anterior, verifica-se que as duas empresas apresentam diversidade de produtos ( na faixa de 10 a 50 produtos fazem parte do *mix* de cada uma) e desenvolvem constantemente novos produtos. Embora a média anual de novos produtos não seja alta, estas empresas caracterizam-se por produtos de alta complexidade tecnológica e grande número de componentes (ordem de milhares) e sub conjuntos (4 a 5 níveis de estrutura de produto).

Seus sistemas produtivos caracterizam-se por trabalhar em lotes pequenos e médios, com lotes de transferência próximos (empresa E2) ou iguais (empresa E1) aos lotes de produção. A preocupação constante com a redução dos tempos de preparação de máquinas foi identificada nas duas empresas: ambas utilizam sistemas TRF (Troca Rápida de Ferramentas), embora apenas a empresa E1 utilize os conceitos de Ferramental de Grupo. O sistema produtivo da empresa E1 caracteriza-se por trabalhar com peças de grande porte e média de poucas operações por peça (3 a 5) ; na empresa E2 os lotes são maiores e as peças, por serem de pequeno porte, são mais facilmente transportadas internamente, mas o número médio de operações por peça é bastante alto (acima de 12 operações) . Isto pode ser relacionado com os objetivos prioritários declarados pelas empresas, para adoção do AFC (Arranjo Físico Celular) : a empresa E1 citou a flexibilidade em relação ao fluxo produtivo como objetivo prioritário, enquanto a empresa E2 citou a necessidade de reduzir tempos improdutivos (esperas, filas, paradas não previstas) como prioridade.

Em relação ao método utilizado no projeto das células, em ambas as empresas pesquisadas foi citada a PFA (“*Production Flow Analysis*” ), ou Análise de Fluxo de Produção (BURBIDGE,1971) . Este fato pode ser relacionado com o tempo de funcionamento das células (5 a 10 anos na empresa E1 e mais de 10 anos na empresa E2), uma vez que este método foi utilizado com muita frequência na década de 80 pelas empresas que implantaram células. Atualmente existem métodos mais simples e rápidos para o projeto de células (KUSIAK,1991) , e que poderiam ser utilizados para otimização dos *layouts* atuais destas empresas.

Outra característica importante para as empresas pesquisadas é que ambas utilizam manufatura celular em todo o seu sistema produtivo (100%) e utilizaram equipes internas para o desenvolvimento de projeto das células. O grande inconveniente deste tipo de abordagem, quando se compara esta situação aos projetos desenvolvidos por empresas de consultoria e equipes externas, é a dificuldade em se documentar adequadamente os procedimentos adotados no projeto. Esta falta de cuidado com o registro das etapas de projeto, quando realizado internamente, muitas vezes pode comprometer trabalhos posteriores de adaptação do arranjo físico à introdução de novos itens produtivos , aumentos de capacidade e introdução de novos equipamentos.

Quanto aos benefícios que as empresas identificaram, após a adoção do AFC, destacam-se a redução de *lead time* e a melhoria do fluxo produtivo. Embora a redução dos tempos de preparação de máquinas seja citada constantemente na literatura como um dos benefícios potenciais do uso de AFC (KUSIAK,1991), em ambas as empresas tal redução ocorreu apenas quando os sistemas TRF foram implementados, como ferramentas de apoio, e utilizados em conjunto com o AFC.

A análise dos indicadores de desempenho utilizados pelas empresas merece especial atenção. Com exceção do indicador “Tempo de Ciclo” , que é característico dos arranjos celulares (BLACK,1991), e é utilizado pela empresa E1, os demais indicadores usados são aplicados a qualquer sistema produtivo, independentemente do arranjo físico adotado.

As empresas analisadas apresentaram motivações diferentes, para adoção de arranjos físicos celulares (AFC) em suas instalações produtivas. Os objetivos prioritários, benefícios e ferramentas de apoio estão detalhados na tabela 4 , seguinte.

Tabela 4: Benefícios do AFC nas empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Objetivos prioritários para adoção do AFC	Flexibilidade em relação ao fluxo produtivo	Reduzir tempos improdutivos
Benefícios obtidos com o AFC (citados em ordem de prioridade pelas empresas pesquisadas)	1. Melhora de fluxo produtivo 2. Redução dos lotes de produção 3. Redução do <i>lead time</i> 4. Melhora da qualidade	1. Redução dos tempos improdutivos 2. Melhora do fluxo produtivo 3. Redução do <i>lead time</i>
Técnicas e ferramentas de apoio utilizadas	Ferramental de grupo Sistemas TRF (*) Sistemas JIT (**)	Sistemas TRF (*) Sistemas JIT (**)
(*) TRF: Troca Rápida de Ferramentas (**) JIT: <i>Just In Time</i>		

Para avaliar o funcionamento das células, são utilizados indicadores de desempenho. Embora existam indicadores desenvolvidos especialmente para avaliar a eficiência de projeto e de funcionamento das células, as empresas analisadas utilizam os indicadores tradicionais. A relação dos principais indicadores utilizados está mostrada na tabela 5.

A empresa E1 promove alterações de arranjo físico em intervalos variáveis de 6 meses a 1 ano. A empresa E2 faz alterações de arranjo em intervalos maiores, de 1 a 3 anos.

Em ambos os casos, no entanto, tais alterações não são motivadas por tentativas de otimização, mas por necessidades de introdução de novos processos (novos equipamentos) ou aumento de capacidade produtiva. No item seguinte deste trabalho os resultados obtidos são avaliados.

Tabela 5: Indicadores de Desempenho utilizados pelas empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Tempo de Ciclo (*)		
<i>Lead Time</i>		
Tempo de Preparação		
Produtividade (unidades/hora.homem)		
Índices de refugo e retrabalho		
Percentual de Utilização de Máquinas		
Eficiência Operacional		
Percentual de Valor Agregado		
Rendimento Global do Equipamento (**)		
(*) Medida utilizada somente em arranjos celulares (**) Medida utilizada como parte da metodologia de aplicação de MPT (Manutenção Produtiva Total)		

Tabela 1: Caracterização das empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Produto Principal	Máquinas rodoviárias, tratores e veículos especiais	Sistemas automotivos e autopeças
Principais Clientes	Empreiteiras, construção civil, órgãos públicos	Montadoras automotivas
Origem	Norte americana	Norte americana
Número de Unidades no Brasil	1	3 (*)
Localização	Piracicaba/SP	Piracicaba/SP Jambeiro/SP Paraisópolis/MG
Número de Funcionários	2700	1000
Participação no Mercado	50 a 75%	25 a 50%
(*) Obs.: Os dados desta pesquisa referem-se à unidade de Piracicaba/SP		

A tabela 2 apresenta as características dos sistemas produtivos das empresas analisadas.

A manufatura celular é utilizada principalmente para as empresas que se caracterizam por fabricar pequenos e médios lotes, situação típica de grande parte da indústria atual, dadas as necessidades de diversificação de produtos e crescente velocidade na introdução de novos produtos.

Tabela 2: Caracterização do sistema produtivo das empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Sistema produtivo	Fabricação em lotes	Fabricação em lotes
Média Anual de de Novos Produtos	2 a 3	5 a 7
Número de Produtos (Mix)	10 a 50	10 a 50
Tamanho Médio dos lotes de produção	20 a 200 unidades	Acima de 500 unidades
Tamanho Médio dos lotes de transferência	20 a 200 unidades	100 a 250 unidades
Tempo Médio de Preparação de Máquinas	10 min	10 a 30 min
Lead Time de Produção	14 dias	2 a 7 dias
Tempo Médio de Operações por Máquina	30 a 60 min	NF
Número Médio de Operações por Peça	3 a 5	Acima de 12 operações

As duas empresas analisadas neste trabalho, foram selecionadas em função do tempo que utilizam manufatura celular, o que permite estudar com mais detalhes os principais problemas que estas empresas enfrentam no gerenciamento deste tipo de arranjo físico.

A tabela 3 seguinte mostra as características principais de arranjo físico adotado pelas empresas analisadas.

Tabela 3: Caracterização do arranjo físico do sistema produtivo das empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Arranjo Físico Predominante	Celular 100%	Celular 100%
Projeto das Células e Identificação do Setor Responsável	Interno, Engenharia de Planejamento	Interno, grupo multifuncional
Tempo de Utilização	5 a 10 anos	Mais de 10 anos
Metodo/ Técnica de Projeto Utilizada	Análise de Fluxo da Produção (PFA)	Análise de Fluxo da Produção (PFA)

As desvantagens são:

- Poucos questionários retornam;
- A falta de compreensão dos correspondentes, gera um grande número de questões sem respostas ou nulas;
- Pessoas analfabetas não podem responder;
- Influência de uma questão para outra, devido à leitura de todas as perguntas anteriormente;
- Atraso na devolução do questionário, afetando o calendário ou a sua utilização.

A entrevista pessoal é uma maneira de se obter informações face a face com o entrevistado. Na entrevista pessoal são proporcionadas ao entrevistado todas as informações necessárias para sua compreensão. Ela permite ao entrevistador, observar as reações do entrevistado e utilizar estímulos para que as respostas sejam satisfatórias.

As vantagens da entrevista pessoal são:

- Pode ser respondido por pessoas analfabetas;
- Obtenção de dados não documentados, possibilitando obter informações mais precisas;
- Maior flexibilidade ao entrevistador na formulação da pergunta de maneira diferente, a fim de proporcionar compreensão;
- Quantificação dos dados que podem ser submetidos à tratamento estatístico.

As desvantagens são:

- O entrevistador pode influenciar o entrevistado;
- Indisposição de tempo do entrevistado para dar as informações necessárias devido a entrevista ocupar muito tempo;
- Dificuldade de comunicação e expressão de ambas as partes;
- Falta de controle do entrevistador na coleta de dados;
- Receando que sua identidade seja revelada, o entrevistado retém alguns dados importantes.

O tipo de entrevista usado é a padronizada ou estruturada, onde o entrevistador segue um roteiro de questões pré-determinadas, não podendo alterar a ordem dos tópicos ou fazer outras perguntas que não estejam elaboradas no questionário, isto é, o pesquisador não é livre para adaptar suas perguntas a uma determinada situação.

O motivo da padronização é obter, dos entrevistados, respostas às mesmas perguntas, para que elas sejam comparadas entre si.

No item seguinte deste trabalho, são apresentados os principais dados obtidos nas empresas pesquisadas.

### **3. PRINCIPAIS RESULTADOS OBTIDOS**

As duas empresas escolhidas para detalhamento da análise sobre a utilização de manufatura celular estão caracterizadas na tabela 1, seguinte.

Ambas se caracterizam por apresentar participação significativa no mercado em que atuam, tanto interno como externo, por apresentarem políticas definidas de qualidade (ambas são certificadas por normas de qualidade) e atuarem no ramo metal mecânico.

## **2. PRINCÍPIOS DO TDM (*TOTAL DESIGN METHOD*)**

O TDM (*“Total Design Method”*) foi o método escolhido para obtenção de dados neste projeto de pesquisa. O TDM é considerado tão eficaz quanto as pesquisas que se baseiam em entrevistas cara-a-cara (DILMAN, 1978). Antigamente os métodos usados para questionários aplicados por correspondência e por telefone apresentavam muitas deficiências, sendo constantemente necessária a comprovação de dados coletados.

Os objetivos do TDM consistem em obter índices de respostas maiores, de maior qualidade e satisfação aos pesquisadores, através da aplicação de alguns princípios norteadores, tanto na elaboração dos questionários, como na sua utilização.

Para o sucesso do método, os princípios considerados fundamentais são: planejamento, sincronização, supervisão e controle ao conduzir o projeto. Ao organizar todos os levantamentos, deve-se identificar cada aspecto do processo e associar qual deles afeta a qualidade e a quantidade de respostas e modelá-los em padrões semelhantes para assim obter melhores respostas.

Para a obtenção de alta qualidade de dados é necessário grande atenção para detalhes da administração. Um projeto administrativo tem como essência a identificação de tarefas por completo e a determinação da dependência de cada tarefa, caracterizando a ordem e o método pela qual cada tarefa será feita.

### **2.1. O usuário e o método no levantamento de dados**

Os métodos usuais para levantamento de dados são três:

- Correio;
- Telefone;
- Entrevista pessoal.

A diferença entre eles está no tipo e na estrutura das questões a serem feitas. Este trabalho utilizou também correio eletrônico para obtenção de dados e troca de informações com as empresas pesquisadas.

### **2.2. O questionário e as formas de obtenção dos dados**

Quando o questionário for enviado pelo correio, deve apresentar questões simples e de fácil compreensão. Junto a ele deve-se anexar documentos com explicações sobre a importância da pesquisa, tentando motivar o correspondente a preencher e a reenviar o questionário em curto prazo.

As vantagens dos questionários enviados pelo correio são:

- Economia de tempo, viagens e de pessoal para aplicá-los;
- Obtenção de grande número de dados devido à liberdade de respostas pelo anonimato;
- Respostas seguras por não serem identificadas;
- Grande número de pessoas respondem em horas mais favoráveis, num maior tempo;
- A não influência do pesquisador gera menos possibilidade de distorções nas respostas.

- a) redução dos níveis hierárquicos e reestruturação administrativa, para absorver os novos modelos de organização;
- b) seleção de linhas de produtos visando concentração em áreas de comprovada competência;
- c) reestruturação produtiva com adoção de novas técnicas, produção enxuta e compacta, novos *layouts*, visando produzir sem estoques, aumentar a eficiência, a qualidade, e obter flexibilidade.

Dentre as técnicas mais recentes de organização da produção, destacam-se as células de manufatura. Embora utilizadas nos países altamente industrializados, desde a década de 70, no Brasil, os princípios de manufatura celular começaram a se difundir com maior intensidade no início dos anos 90. Em (ARRUDA,1995), pesquisa realizada em 13 empresas paulistas revelou que 43% delas utilizava ou planejava utilizar os conceitos de manufatura celular nos próximos anos.

A implantação dos conceitos de manufatura celular requer o estudo das questões estruturais relacionadas ao projeto das células e que incluem:

- a) definição do método a ser utilizado na formação das famílias de peças e grupos de máquinas;
- b) determinação das peças e máquinas pertencentes a cada célula;
- c) dimensionamento e balanceamento das células de manufatura;
- d) análise do desempenho das células de manufatura, em relação às condições de funcionamento para as quais as mesmas são projetadas.

Embora existam muitos modelos e técnicas de agrupamento para proceder à tarefa de identificação de famílias de peças e grupos de máquinas, existe relativamente pouca bibliografia sobre critérios de avaliação de projeto e de análise de desempenho para as células de manufatura.

Desse modo, as empresas que pretendem adotar os princípios de manufatura celular deparam-se com problemas da seguinte ordem:

- a) no caso da escolha do método para identificação de agrupamentos a ser utilizado, o número muito grande de opções e a dificuldade de estabelecer comparações entre eles é um ponto de particular importância;
- b) para a avaliação do projeto das células quanto à sua eficiência e para o exame das condições de uso e desempenho do sistema celular, há carência de parâmetros de análise.

Este trabalho apresenta os resultados obtidos em uma pesquisa realizada em empresas usuárias de manufatura celular da região de Piracicaba/SP, visando identificar os principais problemas enfrentados por estas empresas, desde a fase de projeto das células, até as dificuldades de avaliar o desempenho das células ao longo do tempo. Embora a pesquisa tenha envolvido 20 empresas da região, os resultados apresentados neste trabalho concentram-se na experiência de duas empresas, do ramo metal mecânico, que se destacam por sua participação significativa no mercado e pelo tempo de utilização de manufatura celular.

A metodologia utilizada para obtenção dos dados foi o *TDM (Total Design Method)*, uma técnica que se baseia em procedimentos a serem adotados na construção e aplicação de questionários, tanto enviados por correio como respondidos em entrevistas pessoais (DILMAN, 1978). As duas formas de obtenção (correio e entrevista pessoal) foram utilizadas nesta pesquisa.

O item seguinte deste trabalho apresenta os princípios do TDM.

## UTILIZAÇÃO DE TECNOLOGIA DE GRUPO E MANUFATURA CELULAR NAS EMPRESAS DA REGIÃO DE PIRACICABA/SP

**Milton Vieira Jr (\*)**

**Nelson Carvalho Maestrelli (\*)**

**Antonio Batocchio (\*\*)**

Universidade Metodista de Piracicaba, Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção, Rodovia S.Bárbara-Iracemápolis, Km1, Santa Bárbara Doeste/SP, Brasil,

Email: nmaestre@unimep.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Fabricação, Campinas/SP, Brasil.

Email: batocchi@fem.unicamp.br

### **Resumo**

Este trabalho apresenta os principais resultados obtidos em projeto de pesquisa que estudou as condições de aplicação de Tecnologia de Grupo e Manufatura Celular em duas empresas, situadas na região de Piracicaba SP. Os sistemas celulares de produção tem sido aplicados com frequência crescente nas empresas que procuram adotar os princípios da “World Class Manufacturing”, como forma de manutenção de sua competitividade e ampliação de seus mercados de atuação. A adoção de arranjo físico celular é considerada a primeira etapa do procedimento necessário para modernização do chão de fábrica, dentro dos conceitos da “Lean Production”. Esta pesquisa analisou a metodologia utilizada pelas empresas para definição dos agrupamentos (peças e máquinas que formam as células) , condições de dimensionamento e balanceamento dos sistemas celulares e avaliação do desempenho destes sistemas produtivos.

**Palavras-chave:** Manufatura Celular, Tecnologia de Grupo, Análise de Agrupamentos.

### **1. INTRODUÇÃO**

No início da década de 90, a indústria brasileira, em comparação com os padrões internacionais , caracterizava-se por operar com equipamentos e instalações tecnologicamente defasadas, apresentava deficiências na tecnologia de processos, exibia atraso quanto à tecnologia de produto e demonstrava limitada difusão dos sistemas de gestão da produção e da qualidade.

A adoção de inovações gerenciais e organizacionais é realizada com lentidão, em parte como função da reduzida capacidade de investimentos das empresas e parte pelas dificuldades de adaptação dos modelos importados à realidade nacional (COUTINHO e FERRAZ, 1995).

No entanto, a globalização da economia e a conseqüente necessidade de inserção no mercado mundial, fundamental para a sua sobrevivência, obrigam as empresas à rápida adoção de ajustes, alguns abruptos e emergenciais, concentrados em três planos:

# CONSIDERAÇÕES SOBRE A DISPONIBILIZAÇÃO DE UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL DE APOIO AO PLANEJAMENTO ESTRATÉGICO EMPRESARIAL

**Marcos Ricardo Rosa Georges**

georges@fem.unicamp.br

**Antônio Batocchio**

batocchi@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas

Faculdade de Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia de Fabricação

Cidade Universitária Zeferino Vaz, caixa postal 6122 – Campinas – SP – CEP 13083 970

## Resumo

Neste trabalho é proposto um modelo a ser utilizado para a implementação de uma ferramenta computacional de apoio ao planejamento estratégico empresarial. Aliando-se os novos desenvolvimentos tecnológicos com os modernos conceitos de sistemas de manufatura promove-se a elaboração de um modelo consistente e integrado à organização e as diversas tarefas relacionadas ao planejamento estratégico empresarial. A seleção das técnicas para a implementação do modelo foi baseada em novos desenvolvimentos de técnicas de modelagem de processos e sistemas integrados de informação. Além de alguns aspectos operacionais, será discutido o entendimento da empresa como um sistema, adotando uma visão coerente com a visão sistêmica do processo de planejamento estratégico e sua integração com o sistema de manufatura e os diversos níveis de planejamento que deste derivam.

**Palavras-chave:** Planejamento Estratégico Empresarial; Sistemas de Manufaturas Integrada; Modelagem dos Processos de Negócios; Sistemas de Informações Gerenciais.

## 1. INTRODUÇÃO

A alta complexidade do mercado e da sociedade, aliado ao desenvolvimento científico e tecnológico, impõe as empresas repentinas mudanças que podem tornar um negócio obsoleto, defasado ou inadequado. Sejam estas mudanças provocadas por alterações dos hábitos do consumidor ou pelo surgimento de uma nova tecnologia superior a existente ou simplesmente pelo oferecimento de um produto similar com um preço mais convidativo.

O fato é que nenhuma empresa pode gozar de uma situação estável sem que esta esteja em uma fina sintonia com o ambiente que a cerca, adaptando-se às mudanças necessárias a favor da manutenção de sua posição favorável no mercado; portanto uma empresa pode estar competitiva em dado momento e não ter garantias de que também estará competitiva em momentos futuros se nada fizer para a manutenção do estado de competitividade.

As mudanças repentinas do mercado evidenciam a necessidade de monitoramento constante das variações ambientais, tornando-se uma prática útil na prevenção de ameaças, assim como no usufruto das oportunidades advindas do mercado.

Desta forma provoca-se um novo direcionamento das metas organizacionais, que devem ser difundidas a todos os níveis da organização, fazendo com que todos os esforços e recursos



convirjam para a realização da situação futura esperada. Nada adiantará antever situações inevitáveis se as alterações necessárias para sua adaptação não são realizadas.

A prática da metodologia de planejamento estratégico torna-se uma importante ferramenta em ambientes adversos e competitivos, pois sua utilização propicia o redirecionamento das metas empresariais em função de uma análise ambiental, propondo alternativas para a manutenção de uma vantagem competitiva.

Além destes aspectos metodológicos e organizacionais, é necessário enfatizar, também, sobre questões de âmbito operacional, observando os novos desenvolvimentos tecnológicos de modo elucidar um caminho que seja efetivo na programação de tal metodologia tecnológica, propiciando uma ferramenta que seja adequada aos novos padrões de desenvolvimento de software e que também se adequem aos novos conceitos e modelos de sistema de manufatura.

Este trabalho desenvolve os passos iniciais na implementação de uma ferramenta computacional de apoio a prática de planejamento estratégico direcionada para o estado de competitividade, utilizando como suporte os sistemas de informações integrados com o propósito de prover a integração estrutural do sistema de manufatura.

## **2. A NATUREZA DO PLANEJAMENTO**

O planejamento é conceituado como um processo, sendo alimentado por uma entrada e produzindo uma saída, promovendo uma situação desejada num instante futuro.

“Toda atividade de planejamento nas empresas, por sua natureza, deverá resultar de decisões presentes, tomadas a partir do exame do impacto das mesmas no futuro, o que lhe proporciona uma dimensão temporal de alto significado”( Oliveira, 1985).

“O planejamento não diz respeito a decisões futuras, mas às implicações futuras de decisões presentes” ( Drucker, 1962). Portanto o planejamento é um processo sistemático e constante de tomada de decisões, cujos efeitos e conseqüências deverão ocorrer em futuros períodos de tempo.

O planejamento não é um ato isolado, deve ser visualizado como um processo composto de ações inter-relacionadas e interdependentes que visam o alcance dos objetivos previamente estabelecidos.

O processo de planejamento dentro das empresas deve respeitar alguns princípios para que os resultados de sua implementação sejam os esperados, alguns desses princípios, proposto por Ackoff ( 1974 ) são :

- O princípio coordenado, em que todos os aspectos envolvidos devem ser projetados para que atuem interdependentemente, pois nenhuma parte da empresa pode ser planejado de forma eficiente se for de maneira independente de qualquer outra parte da empresa;
- O princípio integrado, onde o planejamento de todas as partes deve ser totalmente integrado, tanto verticalmente quanto horizontalmente, convergindo os esforços e recursos para os objetivos; e
- O princípio permanente, condição que exigida pela própria turbulência do ambiente, pois nenhum plano mantém sua validade com o tempo.

Portanto a implementação da metodologia do planejamento estratégico deve ser consistente com tais princípios e estar totalmente integrado com os outros níveis de planejamento, a saber : o planejamento tático e o planejamento operacional.

A metodologia do planejamento estratégico é constituída, de forma resumida, de uma etapa de análise ambiental; seguida pela etapa de definição das diretrizes organizacionais;

formulação e seleção dos planos; e a implementação e controle é a última etapa do planejamento estratégico ( Certo & Peter, 1993 ).

Cada uma destas etapas é alimentada por informações de diversas fontes, sendo de alguma maneira processada e produzindo outras informações que serão utilizadas nas etapas seguintes ou em outros processos, como os demais planejamentos.

### **3. A EMPRESA COMO SISTEMA**

Define-se manufatura de bens como: “um sistema que integra seus diferentes estágios necessitando para isso dados de entrada definidos para se obter resultados esperados” ( Agostinho, 1995).

A teoria dos sistemas contempla todos os aspectos que podem ser sensíveis a uma empresa, essa visão, onde partes individuais do corpo são vistas como partes de um todo integrado foi abordado inicialmente na medicina, e sua principal característica é na natureza holística desse modo de observação ( Tapscott, 1995).

Como um sistema, a empresa é constituída de subsistemas, sendo alimentado por entradas, efetuando transformações e produzindo saídas, tendo um mecanismo de controle e retroalimentação para alcance dos objetivos.

“Sistema é definido como um conjunto de partes interagentes e interdependentes que, conjuntamente, formam um todo unitário com determinado objetivo e efetuando uma função”( Oliveira, 1999).

“Sistema é um conjunto de partes coordenadas, que concorrem para a realização de um conjunto de objetivos”( Dias, 1985 ).

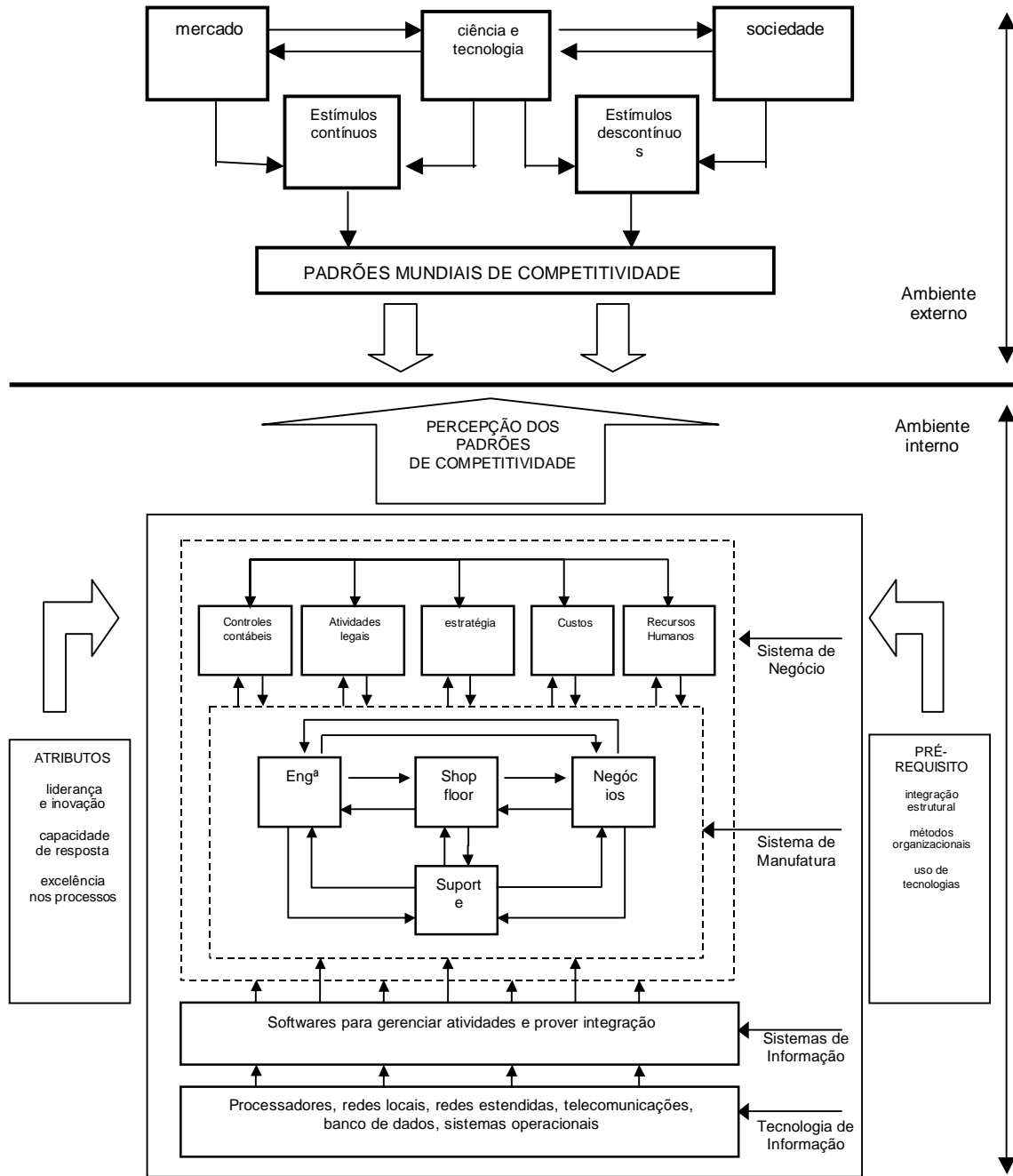
Identifica-se aqui por equifinalidade deste sistema a missão definida estrategicamente; neste trabalho, a escolha estratégica para a missão é a busca pelo estado de competitividade.

Competitividade é um conceito estratégico, e pode ser definido por : “a capacidade de uma organização em oferecer ao mercado alternativas capazes de motivar a troca da organização detentora de produto” ( Agostinho, 1995 ).

Para o alcance do estado de competitividade é necessário definir quais serão os elementos do sistema empresarial, ou seja, quais serão suas saídas em termos de produtos, serviços ou tecnologias; da mesma forma é necessário definir quais serão as entradas e os processos necessários para a produção dessas saídas, os objetivos da empresa e os mecanismos de controle para a verificação da validade do caminho escolhido.

Como o sistema empresarial é dividido em subsistemas, segundo o princípio de hierarquia do planejamento, o planejamento estratégico deverá delegar aos subsistemas seus planejamentos táticos, que definirá objetivos setoriais e outros elementos necessários para o alcance dos objetivos da empresa como um todo.

Utilizando-se os conceitos da teoria de sistemas, e reconhecendo a empresa como um sistema de manufatura, este sistema pode ser composto de outros subsistemas, ou atividades básicas, e sua representação gráfica extraída de Agostinho ( 1995 ) é mostrada na figura 1 :



**Figura 1.** Modelo de Sistema de Manufatura ( Agostinho, 1995 )

O mercado, a sociedade e o desenvolvimento científico e tecnológico impõe padrões de competitividade as empresas, e estas devem ter percepção para compreender tais padrões e promoverem as mudanças necessárias para o alcance do estado de competitividade.

A metodologia do planejamento estratégico é responsável pelos mecanismos internos ao sistema de manufatura capazes de detectar as mudanças do meio exterior (mercado, ciência e tecnologia, sociedade) , redirecionando as metas e objetivos empresariais em função do

alcance do estado de competitividade, definindo os pré requisitos necessários e os atributos a serem praticados.

A percepção dos padrões de competitividade é feito pelas técnicas de análise ambiental do planejamento estratégico; a proposição das mudanças a serem realizadas é feita pela formulação dos planos, sendo estes orientados para o cumprimento das diretrizes organizacionais definidas previamente.

Observe que o modelo acima contempla todas as informações necessárias para a plena prática do planejamento estratégico empresarial em todas as suas etapas, e que a metodologia do planejamento estratégico é reconhecido como um dos métodos organizacionais utilizados por ser um pré requisito identificado nos padrões de competitividade.

O planejamento estratégico é uma tarefa pertencente a atividade do sistema de negócio denominada estratégia, relacionando-se diretamente com a atividade do sistema de manufatura denominada de negócio, responsável pelo planejamento tático e operacional do chão de fábrica.

As informações requeridas por cada uma das etapas do planejamento estratégico deve ser obtida diretamente na sua origem, através de interfaces que permitam precisão na sua exposição. As interfaces podem ser desde relatórios manuscritos até tabelas e outras ferramentas automatizadas, mas devem ser precisas em conteúdo para o processo subjacente e reportadas diretamente da origem ao destinatário.

#### **4. A LINGUAGEM DE DESCRIÇÃO E IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO**

Atualmente os padrões de competitividade exige das empresas um dinamismo muito grande, onde a concepção de um novo produto e sua comercialização devem ocorrer da forma mais rápida possível, sendo imprescindível um perfeito fluxo das informações entre os diversos departamentos para que seja possível uma convergência dos esforços.

Ao longo dos anos, diversas tecnologias de informação e padrões de confecção de *software* foram desenvolvidos (Martin, 1993), aliados aos desenvolvimento de tecnologias de informações possibilita-se um melhor tráfego de informações, favorecendo o intercâmbio de informações entre as diversas atividades de um sistema de manufatura ( Tapscott, 1995 ); estes recentes avanços propiciaram os padrões integrados de *software*, possibilitando uma base de dados únicas, eliminando a redundância de informação e constituindo uma interface entre os diversas tecnologias empregadas em cada uma das atividades.

Esses sistemas, os denominados ERP's ( *Enterprise Resources Planning* ), possibilitam as empresas integrarem seus diversos departamento, utilizando-se soluções modulares para cada departamento que são facilmente incorporadas ao sistema, devido ao seu padrão de confecção que permite uma alta conectividade e uma perfeita *interface*. Os sistemas ERP são fundamentados na metodologia de modelagem dos processos de negócios que utilizam conceitos advindos das metodologias de orientação à objetos para a descrição dos modelo ( Scheer, 1994 ) e ( Furlan, 1997 ).

Desta forma a modelagem do planejamento estratégico empresarial foi feita utilizando-se os conceitos inerentes a modelagem dos processos de negócios e sua descrição formal foi feita utilizando-se a metodologia de orientação a objetos, sendo descrito todo o processo, suas funções e responsáveis, e os dados necessários para a sua execução. É uma linguagem voltada para a descrição de todas as tarefas de uma empresa, descrita por uma lógica de precedência, feita por diagramas executáveis de fácil entendimento e que pode ser implementado em diversas linguagens ( Martin, 1993 ) e ( Coad & Yourdon, 1993 ).

Através dessas metodologias foi possível mapear todo o fluxo de informações necessárias à execução do planejamento estratégico, descrevendo em detalhe todas as etapas e seus

processos internos, identificando a origem da informação para cada uma das etapas, sendo flexível no desenvolvimento de *interfaces* e reportando diretamente ao destinatário.

A implementação foi feita utilizando-se o sistema ERP *Baan IV* da empresa holandesa Baan, cuja linguagem de modelagem é baseada na metodologia de rede petri ( Baan, 1999 ) e posteriormente no sistema *ARIS 2.1* da empresa alemã IDS ( Scheer, 1994 ), ambos amplamente difundidos comercialmente. Embora a implementação não esteja completamente efetuada já é possível obter algumas conclusões sobre o trabalho.

## 5. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

A proposição de ferramentas computacionais para o auxílio ao processo de planejamento estratégico não é inédito, “Knowledge Based Systems for Strategic Planning” (Mockler, 1989) é livro onde ele expõe uma ferramenta para o planejamento estratégico programada em linguagem C; outras publicações se seguiram, sendo sempre incrementadas com novos conceitos; hoje se encontra empresas fabricando *softwares* especialistas de planejamento estratégico, que utilizam a inteligência artificial para a proposição de planos e estratégia a serem seguidas; no entanto essas sistemas são fechados, operando de forma independente de outros sistemas, sem conectividade, provendo uma falta de integração na empresa.

Batocchio, em 1996, desenvolveu um módulo de gestão estratégica para uma célula de manufatura piloto, condizente com os aspectos de integração com outros sistemas e da empresa como um todo; mas este módulo não contemplava todas as etapas e informações necessárias para a execução do planejamento estratégico, todavia este módulo foi denominado de “...modulo semi estratégico...” (Batocchio, 1996 ).

Pensando na integração de todos os sistemas que originou a idéia de propor tal abordagem, observando a metodologia do planejamento estratégico empresarial como uma solução modular para uma atividade do sistema de manufatura que pode ser facilmente incorporada a um sistema maior.

Embora esta abordagem possa parecer simples, seu grande apelo não reside no detalhamento do processo e na sua descrição por uma linguagem de programação, mas sim na integração que essa abordagem pode propiciar entre todos os níveis de planejamento e na integração com todas as informações produzidas e consumidas pela organização.

O objetivo deste trabalho foi apresentar esta abordagem para a implementação desta metodologia nos sistemas de gestão integrados, os ERP's. Alguns ERP's possuem alguns mecanismos de cumprimentos de metas empresariais, entretanto o estabelecimento dessas metas e objetivos não é auxiliado por nenhuma ferramenta de análise ambiental, assim como não existe nenhuma ferramenta auxiliando a proposição de planos para cumprir tais metas e objetivos.

Este trabalho consistiu um passo inicial para a proposição de uma ferramenta de auxílio a prática empresarial de planejamento estratégico, constituindo em mais uma solução modular desses grandes sistemas integrados, retratando da forma mais próxima possível a metodologia de planejamento estratégico empresarial segundo a exposição dos autores mais consagrados no assunto.

Após sua implementação no sistema ERP *Baan IV* , a metodologia do planejamento estratégico empresarial foi disponibilizada no repositório do ERP *Baan IV* , constituindo em uma solução modular para o sistema de negócio de estratégia no modelo de sistema de manufatura adotado.

A adaptação para outros modelos de sistemas de manufatura pode ser feita facilmente identificando-se no modelo a ser adaptado as atividades correspondentes ao modelo de sistema de manufatura adotado.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - pelo fomento ao projeto de mestrado de um dos autores; agradecimentos ao RECOPE/FINEP/BID ( Automação da Manufatura ) pela aquisição de recursos computacionais e, finalmente, agradecimentos à BAAN COMPANY pelo ERP *Baan IV*.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ackoff, Russel L. – *Planejamento Empresarial* , Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1974.
2. Agostinho, L. O. - *Integração Estrutural dos Sistemas de Manufatura como Pré Requisito de Competitividade* , Tese de Livre Docência, Universidade Estadual de Campinas, 1995.
3. ARIS Toolset 3.2 Quick Guide - apostila de treinamento, IDS Scheer, São Paulo, 1999.
4. BAAN – *Enterprise Modeler* , apostila de treinamento, São Paulo, 1999.
5. Batocchio, A – Desenvolvimento de um módulo semi-estratégico para apoio `as decisões no nível operacional. Tese de Livre Docência, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 1996.
6. Certo, S.C. e Peter, J.P - Administração Estratégica: planejamento e implantação da estratégia. Makron Books do Brasil Editora: São Paulo, 1993.
7. Coad, Peter; Yourdon, Edward – *Projeto Baseado em Objeto*. Editora Campus, Rio de Janeiro, 1993.
8. Furlan, José Davi - *Modelagem de Negócio* , Makron Books, São Paulo, 1997.
9. Martin, James – *Principles of Object-Oriented Analysis and Design*. Prentice Hall, New Jersey, USA, 1993.
10. Mockler, Robert – *Knowledge-Based Systems for Strategic Planning* , Prentice-Hall Press, New Jersey, 1989.
11. Oliveira, Djalma P. Rebouças – *Planejamento Estratégico : conceitos, metodologia e práticas* , Ed. Atlas, São Paulo, 1985.
12. Scheer, A. W. – *Business Process Engineering: Reference Models for Industrial Enterprises*.Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1994.
13. Scheer, A. W. – *CIM Towards the Factory of the Future*, Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1994
14. Tapscott, D. – *Mudança de Paradigma*. Makron Books, São Paulo, 1995.

# ESTUDO ALTERNATIVO DA CANA DE AÇÚCAR COMO RECURSO ALIMENTAR E ENERGÉTICO - UM MODELO INTEGRADO

**Juan Mario Gamarra Caballero**

**Electo Silva Lora**

**Luiz Augusto Horta Nogueira**

Núcleo de Estudos em Sistemas Térmicos – NEST - Departamento de Engenharia Mecânica - DEM  
Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI - Itajubá - MG – Brasil

**João José Assumpção de Abreu Demarchi**

Centro de Nutrição e Alimentação Animal - Instituto de Zootecnia / Secretaria de Agricultura e Abastecimento - Nova Odessa – SP – Brasil

## **Abstract**

This article shows and compares the economical feasibility of sugar mills diversification in Brazil for 3 types of cogeneration technologies: backpressure turbines (TCP), two extractions condensation turbines (TCE) and bagasse gasification with gas turbines combined cycles (BIG GT). A fraction of the bagasse used to the electric cogeneration is by-passed and hidrolised for confined cattle food production. This ready ration is sold to cattle breeder during the time of the crop that coincides with dry season when cattle food shortage is usual. This allowed to obtain larger specific profits for ton of milled cane per year. These specific profits are still more significant in diversified mills with two extractions condensation turbines operating with 60 kgf/cm<sup>2</sup> steam pressure as current technological alternative. Future technological perspectives of diversification using bagasse gasification and gas turbine combined cycles (BIG GT) are presented with a potential annual profit higher than for all the previous ones.

**Key Words:** Sugarcane Industry, Food, Electric Energy, Diversification.

## **1- INTRODUÇÃO**

O setor açucareiro atravessa uma profunda crise como consequência das políticas protecionistas de alguns países e blocos comerciais, a que se intensifica pela aparição de novos produtos de laboratório, capazes de substituir o açúcar (adoçantes). Este fato se reflete claramente na queda contínua dos preços de venda do açúcar. Tudo isto indica que existe a necessidade de diversificar a gama de produtos do setor mediante a implementação de sistemas alternativos para a produção de energia e combustíveis, a produção de alimento animal e de outros derivados. Estes mostram vantagens comerciais e estratégicas que devem ser avaliadas em diferentes contextos macro-econômicos.

A indústria açucareira diversificada é definida como um sistema flexível, capaz de reagir, variando a correlação entre os volumes fabricados de cada produto, a fim de operar sempre em faixas de lucro máximo.

Uma central açucareira diversificada permite um melhor aproveitamento dos resíduos da agroindústria. Por um lado, o bagaço é valorizado quando utilizam-se tecnologias para incrementar a geração de energia elétrica a um custo ambiental baixo. Por outro, os brotos, os extremos e folhas podem ser utilizados como alimento para bovinos, assim como outros preparados a partir do bagaço hidrolizado.

Um antecedente importante em estudo de diversificação foi o projeto “*La diversificación de la agroindustria de la caña de azúcar en América Latina y el Caribe*” (GEPLACEA/PNUD/RLA/86/011), continuando válida a afirmação de que a diversificação é: “... fundamentalmente, uma estratégia de desenvolvimento do setor canavieiro...” (GEPLACEA, 1991).

Os dados utilizados nos cálculos foram facilitados pela central açucareira Monte Alegre, o Centro de Tecnología COPERSUCAR, outras usinas localizadas no interior do Estado de São Paulo e tomadas referências bibliográficas recentes.

A análise apresentada das vantagens econômicas da diversificação foi estruturado da seguinte maneira:

1. Avaliação dos lucros por atividades separadas, incluindo a produção de açúcar, álcool, a geração de eletricidade e a venda de ração pronta para a engorda do gado.

2. Avaliação integral de uma usina diversificada capaz de produzir açúcar, melão e álcool, gerando grandes quantidades de energia elétrica e produzindo ração para bovinos. Esta avaliação não compreende a substituição de um produto por outro. Além disso, no caso da geração de eletricidade fora da época da safra considerou-se o uso de Eucalipto como combustível alternativo comprado pela usina, preservando os combustíveis da época da safra, para um uso eventual como alimento animal ou para a proteção dos solos.

3. Comparação de indicadores econômicos de distintas alternativas de diversificação com uma usina típica (não diversificada).

O objetivo proposto é o de quantificar vantagens econômicas da diversificação no contexto econômico brasileiro para uma usina de 150 tc/h. Os resultados, ilustrados graficamente, são referidos as toneladas de cana moída, levando em conta os preços e custos operativos e os investimentos iniciais, sendo assim, mais gerais.

## 2- AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA PRODUÇÃO DE AÇÚCAR E ÁLCOOL.

São mostrados a seguir nas tabelas 1 e 2 detalhes dos custos, despesas e lucros de uma usina (produzindo a uma taxa de 0,12 t de açúcar/tc; 0,07 m<sup>3</sup> de álcool/tc e 0,028 t de melão/tc). Por fabricarem vários tipos de açúcar, e o preço do mesmo variar durante o ano, os cálculos foram realizados com o valor médio do custo deste produto. Neste caso, o custo é de 0,177 US\$/kg produzido segundo dados da última safra em 98/99. Para o álcool tem-se um custo médio de 278 US\$/m<sup>3</sup>.

Tabela 1 – Custos médios de produção e comercialização do açúcar.

PRODUÇÃO DE AÇÚCAR				
SAFRA	94/95	95/96	96/97	98/99
Custo da cana <sup>(a)</sup>	5,85	8,17	8,47	6,28
Transformação industrial <sup>(b)</sup>	3,12	2,72	2,50	1,77
Transformação comercial	1,33	1,73	1,24	0,80
Total, US\$/(saca de 50 kg)	10,30	12,62	12,21	8,85
Total, US\$/kg	0,206	0,252	0,244	0,177
COMERCIALIZAÇÃO DO AÇÚCAR				
Preço de venda, US\$/kg	0,280	0,276	0,258	0,192
Custos totais <sup>(c)</sup> , US\$/kg	0,206	0,252	0,244	0,177
Lucro total líquido, US\$/kg	0,074	0,024	0,014	0,015



- Os valores de custo da cana incluem os custos da cultura e colheita.
- Referem-se a todos os processos industriais como a recepção e preparo da cana, extração e preparo do caldo, evaporação, cozimento, centrifugação e secagem.
- São calculados para uma média de custos de 4 tipos de açúcar fabricadas.

Os preços de venda também mostram variações mensais impostas pelo mercado consumidor, o que brinda uma média anual de preço de venda para o açúcar de 0,192 US\$/kg e de 289 US\$/m<sup>3</sup> para o álcool segundo referências da última safra.

Tabela 2 – Custos médios de produção e comercialização do álcool.

PRODUÇÃO DE ÁLCOOL				
SAFRA	94/95	95/96	96/97	98/99
Custo da cana	159,57	252,92	271,96	206,69
Transformação industrial	102,97	97,85	90,44	70,42
Transformação comercial	3,57	4,37	8,46	1,69
Total, US\$/m <sup>3</sup>	266,11	355,14	370,86	278,88
COMERCIALIZAÇÃO DO ÁLCOOL				
Preço de venda, US\$/m <sup>3</sup>	420,00	415,00	388,00	289,00
Lucro líquido, US\$/m <sup>3</sup>	154,89	58,86	17,14	10,12

Na figura 1 apresenta-se um análise de sensibilidade dos lucros líquidos com relação aos preços de comercialização do açúcar e do álcool, mantendo constantes os custos médios de produção.

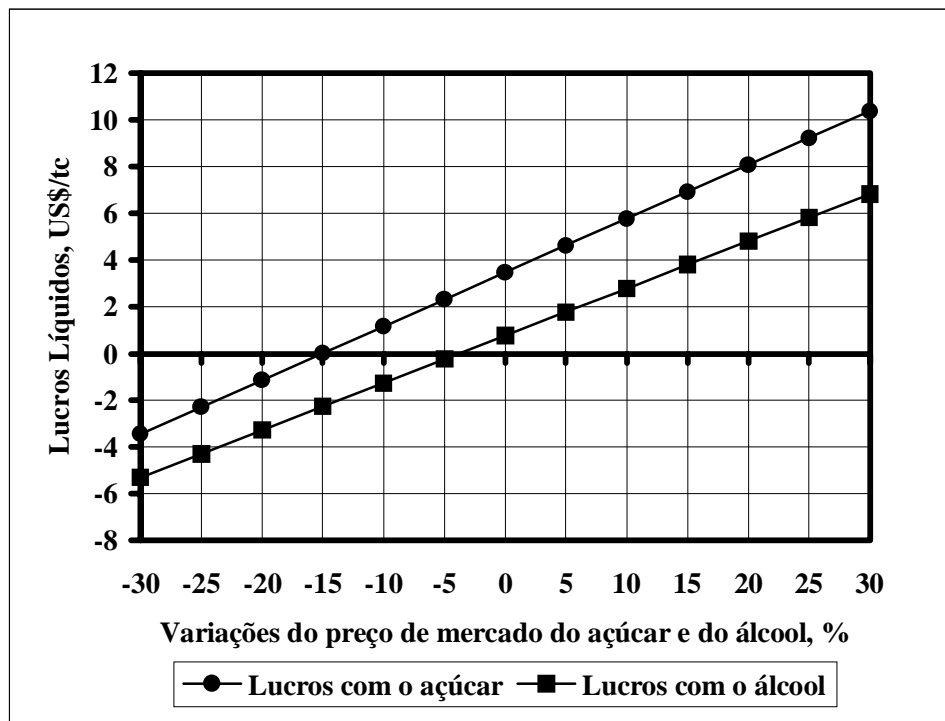


Figura 1 - Análise de sensibilidade dos preços de mercado do açúcar e do álcool sobre os lucros líquidos pela venda de cada produto

É interessante indicar que para o contexto econômico analisado, os lucros pela comercialização do açúcar são menos sensíveis a variação dos preços de mercado que as correspondentes para o álcool. Nos cálculos dos lucros por conceito de venda de açúcar está incluído também a componente correspondente à venda do melaço (vendida a 60 US\$/t, GEPLACEA, 1991).

Outro enfoque consiste em definir o limite de lucros iguais e áreas de conveniência durante a comercialização de açúcar e álcool (Figura 2). Com ajuda desta figura podem-se definir os volumes de produção de cada um destes produtos para determinadas condições de preços de mercado.

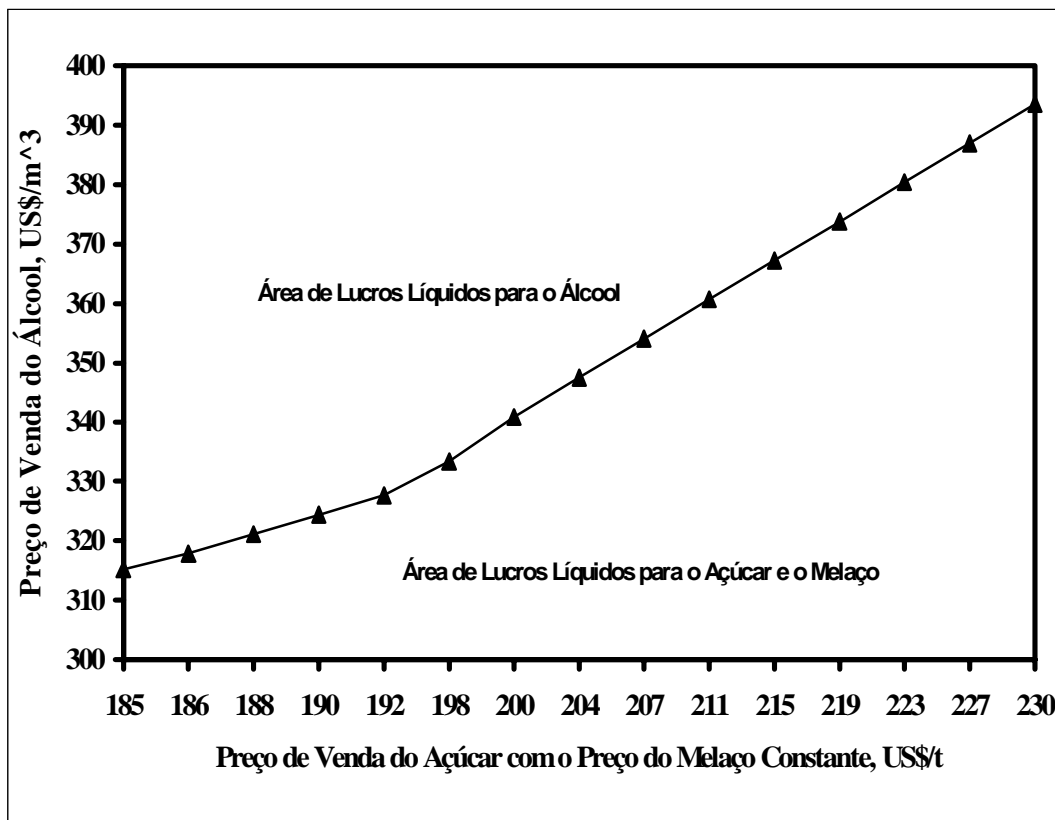


Figura 2 - Linha de lucros iguais e áreas de conveniência durante a comercialização de açúcar e álcool.

### 3- AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE DIFERENTES TECNOLOGIAS.

No caso particular do Brasil, com o objetivo de revitalizar o programa PROALCOOL e de contribuir a satisfazer a crescente demanda de eletricidade, recentemente foram definidos novos preços de compra para a eletricidade gerada a partir do bagaço por parte do setor elétrico. O novo preço alcança o valor de 44,90 US\$/MWh (ANEEL, 1999).

Para a análise dos lucros líquidos que se obteriam por conceito de geração de eletricidade foram compreendidas, além da existente para a usina tomada como base,

outras quatro alternativas tecnológicas (Tabela 3). A alternativa A representa o sistema de cogeração com turbina de contrapressão atualmente instalado na usina. As alternativas B, C e D compreendem uma nova planta de cogeração a partir da instalação de caldeiras com diferentes parâmetros de vapor e uma turbina de extração condensação. Finalmente, na alternativa E se inclui a instalação de uma planta com gaseificação integrada de biomassa e turbina a gás (BIG GT) como uma variante de elevada eficiência energética.

Tabela 3 Alternativas para o Análise de Lucros Líquidos por Geração de Eletricidade.

ALTERNATIVA	A	B	C	D	E
Tecnologia <sup>(a)</sup>	TCP	TEC-42	TEC-60	TEC-80	BIG GT
Pressão do vapor <sup>(b)</sup> , MPa	2,1	4,2	6,0	8,0	8,0
Temperatura do vapor, °C	300	450	450	450	500
Capacidade da moenda, tc/h	150	150	150	150	150
Vapor para processo, kgv/tc	500	300	300	300	300
Duração (safra), h/ano	4032	4032	4032	4032	4032
Duração (fora de safra), h/ano	-	2880	2880	2880	2880
Combustível em safra <sup>(c)</sup>	Bagaço	Bagaço	Bagaço	Bagaço	Bagaço
Combustível fora de safra <sup>(d)</sup>	-	Eucalip.	Eucalip.	Eucalip.	Eucalip.
Custos de investimento <sup>(e)</sup> , US\$/kW	797	664	735	866	1700
Vida útil, anos	25	25	25	25	25
Taxa de juros	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Potência disponível instalada, MW	5,4	14,9	16,0	16,8	29,2
Potência excedente em safra, MW	0,9	10,6	11,9	12,6	24,3
Custo de geração <sup>(f)</sup> , US\$/MWh	23,0	40,4	40,0	42,2	27

- a) TCP (Turbina de Contrapressão), TEC (Turbina de Extração Condensação), BIG GT (do inglês Biomass Integrated Gasifier Gas Turbine).
- b) Para o caso da alternativa BIG GT os valores dos parâmetros do vapor se referem a uma caldeira de recuperação de calor.
- c) Em todos os casos se considerou que o bagaço era o único combustível a ser consumido. Seu custo, adotado como "0" (zero) US\$/t, foi dado levando em conta sua disponibilidade como resíduo. Além disso, todo o custo do investimento realizado descontou-se unicamente na eletricidade entregue para a rede de distribuição.
- d) O Eucalipto foi considerado como o único combustível a ser empregado fora da época da safra. O preço deste combustível foi tomado sobre o valor de 2,3 US\$/GJ (detalhes em Carpio, et al., 1999), considerando que a usina compra esta biomassa.
- e) No caso das tecnologias TEC o custo específico foi calculado a partir de uma estimativa, com dados de fabricantes, do custo de investimento que leva em consideração os custos adicionais pela redução de consumo de vapor para processo (detalhes em Carpio, et al., 1999) neste tipo de planta. A potência considerada foi correspondente a época de não safra. No caso da tecnologia BIG GT parte-se do critério de que esta se encontra em fase comercial (Northern Sates Power, 1995).
- f) O custo de geração é um custo médio e foi calculado considerando o uso dos dois combustíveis e a quantidade total de eletricidade gerada no ano.

Na figura 3 se ressalta a importância econômica que tem a implementação de tecnologias avançadas de geração de eletricidade no setor açucareiro. Destacando, no entanto, que para a capacidade de moenda que se teve em conta durante os cálculos, não se aprecia uma vantagem substancial ao passar de 4,2 a 6,0 e 8,0 MPa de pressão de operação nas caldeiras. Considerando os volumes de investimento e as quantidades de energia elétrica excedentes, a variante com 6,0 MPa de pressão resulta ser a mais conveniente no momento da seleção desta tecnologia (detalhes em Carpio, et al., 1999).

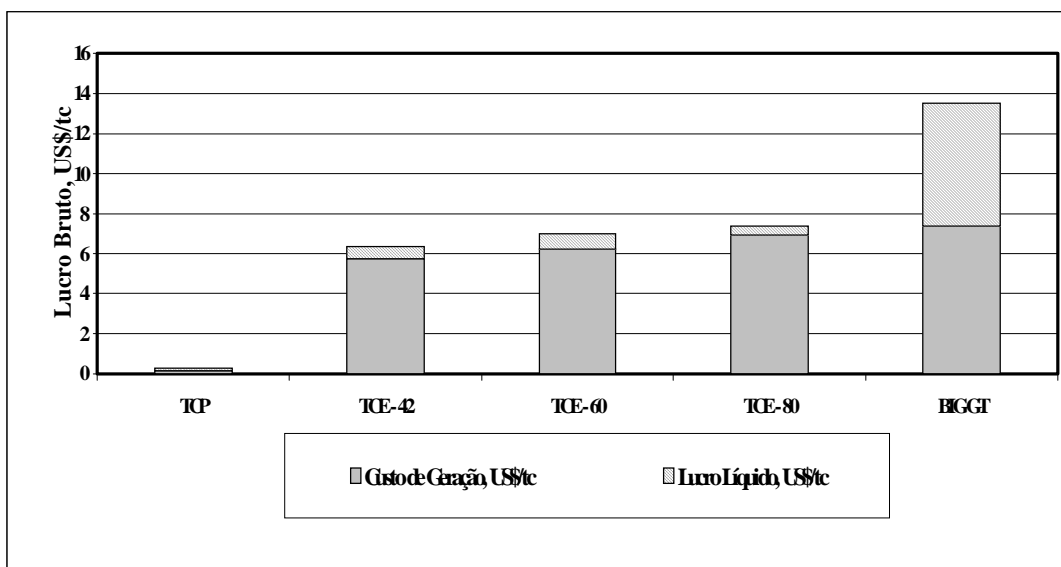


Figura 3 - Lucro bruto e líquido por tonelada de cana moída para diferentes tecnologias de cogeração para um preço de venda da eletricidade de 44,9 US\$/MWh.

Um aspecto interessante é o significado de implementar tecnologias cada vez mais eficientes. Assim, vemos que com a tecnologia BIG GT, caracterizada por um custo de investimento mais alto e por tanto, por um custo maior de geração da eletricidade (referido as toneladas de cana moídas), pode-se obter um lucro líquido maior.

#### 4- AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DE DERIVADOS E RESÍDUOS DA INDÚSTRIA AÇUCARERA COMO ALIMENTO PARA BOVINOS

Para realizar os cálculos que geraram as tabelas 4 e 5 a continuação considerou-se o seguinte:

- No Brasil o período da seca, aonde se vê uma grande escassez de grãos e forragens, coincide com o período de safra. Este fato possibilita a venda de uma ração pronta a base de bagaço hidrolisado produzida pela própria usina, com a qual o criador consegue ganhos de peso diário por boi de 1 kg ou mais, pagando um preço muito mais acessível que comprando as forragens comuns durante esse período do ano.
- Com esta ração o criador consegue um bom acabamento em novilhos de 300 kg de peso vivo, atingindo o peso ideal de abate em aproximadamente 130 a 150 dias.

- A ração pronta para bovinos é uma ração que possui 60% de volumoso e 40% de concentrado aproximadamente. O consumo médio desta ração é de 25 kg/boi· dia.
- A ração pronta utilizada para o engorde em confinamento é uma ração composta por 55% de bagaço hidrolisado, 5% de levadura torula, 5% de melaço, 8% de milho moído, 24% de polpa cítrica peletizada, 2,5% de farelo de soja e 0,5% de calcário calcítico.(CTC, 1999).

Tabela 4- Dados referente a venda de ração pronta para bovinos em confinamento na fase de acabamento no período da safra.

DADOS	VALOR
Ganho de peso diário por novilho com a ração pronta <sup>(a)</sup> , kg/dia	1,10
Preço de venda da ração pronta para bovinos <sup>(b)</sup> , US\$/t	52,70
Quantidade diária de bagaço hidrolisado para fazer a ração <sup>(c)</sup> , t/dia	76,00
Duração estimada da safra, dias/ano	210,00
Quantidade diária de ração a ser produzida para a venda <sup>(a,e)</sup> , t/dia	138,18
Custos aproximados da ração <sup>(d)</sup> , US\$/t	23,37
Custos da ração em função da cana moída, US\$/tc	0,90

- A base de bagaço hidrolisado e polpa cítrica, CTC 1999.
- Fonte, usinas diversificadas no Estado de São Paulo (2000).
- Bagaço hidrolisado requerido para completar os 55% de matéria original da ração pronta para bovinos em confinamento à ser vendida.
- Incluindo o preço dos ingredientes constituintes da ração na época de safra. Os custos com mão de obra, a compra de 1 autoclave e 2 misturadores para preparar a ração CTC, 1999, são descarregados no custo do bagaço hidrolisado.
- Restringido pela capacidade de um autoclave capaz de hidrolisar 76000 kg de bagaço/dia trabalhando 20 horas/dia, CTC, 1999.

Tabela 5 – Resultados da avaliação econômica da venda de ração pronta para gado em confinamento na fase de acabamento a base de bagaço hidrolisado, melaço e levadura como resíduos da agroindústria canavieira no período da safra.

RESULTADOS	VALOR
Lucro bruto pela venda de ração pronta <sup>(a)</sup> , US\$/t	52,70
Lucro bruto total pela quantidade de ração vendida, US\$/tc	2,02
Lucro líquido pela venda da ração para bovinos, US\$/t	29,33
Lucro líquido total na venda de ração pronta, US\$/safra	851.018,00
Lucro líquido total <sup>(b)</sup> , US\$/tc	1,12

- Fonte usinas diversificadas do Estado de São Paulo (2000).
- Para 23.184 toneladas de ração pronta para bovinos vendidas por ano.

Os dados referente aos custos específicos e ganhos em peso dos animais com esta ração pronta aparecem na tabela 4. A avaliação econômica desta proposta (tabela 5) mostra um ganho líquido total de 1,12 US\$/tc.

## 5 – ESTUDOS DE DIVERSIFICAÇÃO

Um resumo dos resultados dos cálculos econômicos para os produtos: Venda de ração para bovinos, açúcar, melão e álcool apresenta-se na tabela 6. Como se observa os lucros líquidos específicos correspondentes a venda de ração e ao álcool são pequenos comparados com os correspondentes ao açúcar e melão.

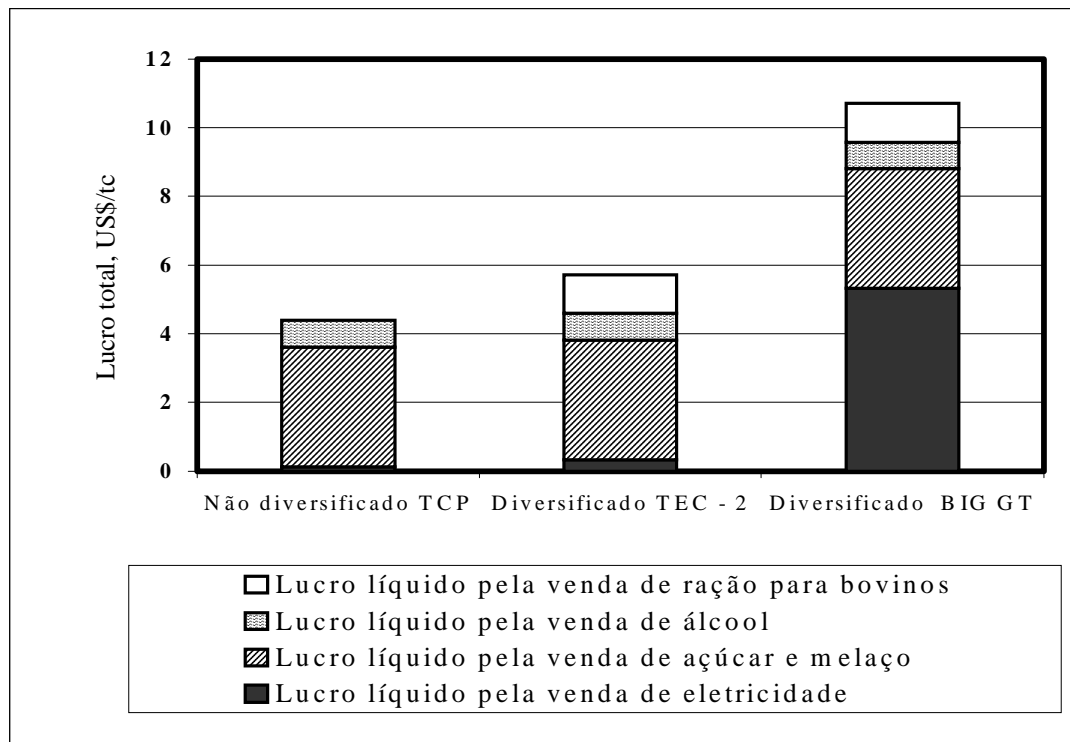


Figura 4- Lucro líquido total para a usina antes da diversificação e depois de diversificado incluindo os diferentes tipos de obtenção de lucros.

Os lucros, produto da venda de eletricidade excedente, caíram devido ao desvio de parte do bagaço utilizado como combustível na geração de eletricidade, para a produção de ração pronta para bovinos, porém, aparecem aumentos nos lucros totais da usina, que é vantajoso (figura 4). No entanto, devemos salientar que para a alternativa com turbina de extração condensação, ainda com parâmetros elevados de vapor, o açúcar continua sendo o produto que proporciona maiores lucros. Agora, a alternativa com a implementação de um sistema BIG GT se caracteriza porque a eletricidade passa a ser o produto comercialmente mais importante.

Tabela 6 Resultados dos cálculos econômicos para os diferentes produtos na central açucareira diversificada.

	VENDA DE RAÇÃO	AÇÚCAR E MELÃO	ÁLCOOL
Custo de produção, US\$/tc	0,90	21,24	19,46
Lucro bruto, US\$/tc	2,02	24,72	20,23
Lucro líquido, US\$/tc	1,12	3,48	0,77

Finalmente, vemos que para o contexto econômico brasileiro a diversificação se justifica economicamente e poderia, em princípio, aumentar consideravelmente os lucros líquidos específicos de uma central açucareira convencional. Para chegar a materializar este objetivo deverão ser alcançados novos paradigmas tecnológicos relacionados com a disponibilidade comercial das tecnologias BIG GT. Aqui a colaboração internacional deve cumprir um papel fundamental a fim de resolver os problemas técnicos e financeiros que freiam a implementação comercial desta tecnologia.

## **6- CONCLUSÕES**

A opção pela diversificação produtiva na indústria açucareira conduz, ao aumento substancial dos lucros líquidos específicos em determinados contextos.

A cogeração com altos parâmetros de vapor constitui de imediato uma alternativa real de diversificação. E, Num futuro mais distante a tecnologia BIG GT aponta a ser a mais atrativa.

## **7- AGRADECIMENTOS**

Agradecemos ao Eng<sup>o</sup>. Luis Fernando P. Alves, Gerente Industrial da Usina Monte Alegre, ao Dr. Manoel Regis Lima Verde Leal do CTC COPERSUCAR, ao Eng<sup>o</sup>. Alvaro Zapata da CIPAV (Colombia) pelo fornecimento dos dados que fizeram possível este trabalho. Nossos agradecimentos também a CAPES pelas bolsas de estudo concedidas.

## **8- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

1. Alvarez F.J.F., “Experiencia con la caña de azúcar integral en la alimentación animal en México”, p.72-81, in “La caña de azúcar como pienso”, Estudio FAO Producción y Sanidad Animal 72, Editores: Sansoucy, R., Aarts, G., Preston, T.R., Roma, 1988.
2. Alves, L.F.P. - Gerente Industrial da Usina “Monte Alegre” situado em Minas Gerais, Comunicação pessoal, Julho de 1999.
3. ANEEL, “ANEEL fixa tarifa de geração”, Brasil Energia, No. 226, Setembro, p. 88, 1999.
4. Carpio, R.C., Teixeira, F.N., Bessa, F., Silva, E.L., “Avaliação termodinâmica de sistemas de cogeração em usinas de açúcar”, Trabalho a ser apresentado no Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM, Novembro, 1999.
5. CTC, “Informativo Técnico da Cooperativa de Produtores de Cana e Alcool do Estado de São Paulo Ltda”. – COPERSUCAR, 24 de Setembro de 1999.
6. GEPLACEA, “La diversificación de la agroindustria de la caña de azúcar en América Latina y el Caribe”, 1991.
7. Hall, D.O., Rosillo-Calle, F., Williams, R.H., Woods, J., “Biomass for energy: supply prospects”, pp. 593-651, in Renewable Energy: Sources for Fuel and

Electricity, Edited by Johansson, Kelly, H., Reddy, A.K.N., Williams, R.H., Island Press, 1993.

8. Hassuani, S.J., Comunicação pessoal, Seção de projetos mecânicos agrícolas de COPERSUCAR, 1999.
9. Northern States Power, “Economic Development Through Biomass System Integration, sustainable energy production”, Prepared for The United States Department of Energy under DOE Subcontract AAC-4-13326-02, 1995.
10. Silva, E.L., do Nascimento, M.A.R., Ponce, F. R., “BIG – GT and CEST Technologies for sugar cane mill thermodynamic and economic assessment”, Trabalho a ser apresentado no Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM, Novembro, 1999.
11. Suplemento Agrícola do journal “O Estado de São Paulo”, 27/09/99.



# ATTITUDE SIMULATION AND MANEUVER FOR A SUN-SYNCHRONOUS SPINNING SATELLITE

Hans-Ulrich Pilchowski

Universidade Braz Cubas, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia - CCET  
 Av. Francisco Rodrigues Filho, 1233, 08773-380, Mogi das Cruzes, SP, Brasil.

E-mail: [hans@dem.inpe.br](mailto:hans@dem.inpe.br)

## Summary

The present work simulates the behavior of a Sun-synchronous spinning satellite, using a digital computer. The results yield an attitude control law, for maintenance of the angular velocity and the sun aspect, by using the Earth's magnetic field, a magnetometer as spin-rate sensor, three magnetic coils as actuators and two sun sensors. The magnetic torque availability is strongly dependent on the relative motion Sun-Earth-satellite and on the Sun-Earth pointing requirements. The first step is the evaluation of the initial orbit and attitude conditions; the second step are define and determine a coefficient, which will be used to evaluate the eddy current effects on the satellite's attitude. Finally, we simulate the nominal attitude behavior considering all determined parameters and the magnetic coils maneuvers.

Guidance, navigation and control, flight dynamic and orbital dynamic.

## 1 – ANGULAR VELOCITY VECTOR $\vec{\omega}$ DEFINITION

To determine the orientation of the spin axis, for a Sun-synchronous spinning satellite, on the Inertial System, the precession has to be computed. Fonseca (1995) assumed the geomagnetic field to be parallel to spin axis, under this assumption, the satellite system must be rotated three times, as shown in Figure 1.

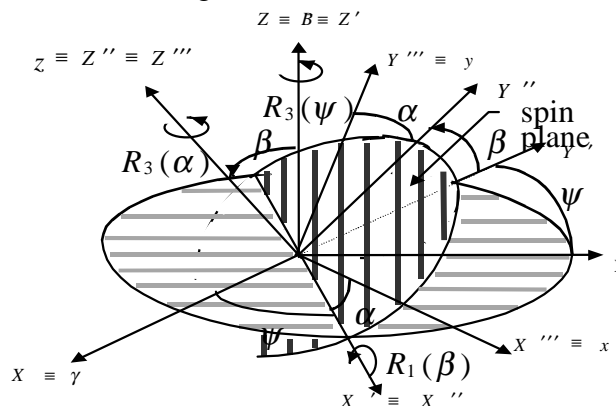


Figure 1 – Relationship between the orientations of the satellite's spin axis and the geomagnetic field, in the Inertial System.

The rotation matrix  $R_3(\psi)$ , denoting the precession, represents de rotation from the inertial X - axis to the nodal line X'. The rotation matrix  $R_1(\beta)$  transforms the (X'Y') plane to the plane (X''Y'') = (x y), which is normal to the Z''- axis and parallel to the spin axis, z - axis. The rotation matrix  $R_3(\alpha)$ , transforms positions X'' and Y'' to the instantaneous positions X''' and Y''', i. e., x and y. In this way the **X** system is transformed to the **X'''** system, this means, to the **x** system, as follows:

$$\mathbf{X}''' = R_3(\psi) R_1(\beta) R_3(\alpha) \mathbf{X}, \quad (1)$$

in a the matrix notation as

$$\mathbf{X}''' = \begin{vmatrix} c\alpha & s\alpha & 0 \\ -s\alpha & c\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\beta & s\beta \\ 0 & -s\beta & c\beta \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} c\psi & s\psi & 0 \\ -s\psi & c\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \mathbf{X}, \quad (2)$$

in which the abbreviation  $c\theta = \cos\theta$  and  $s\theta = \sin\theta$  are used to save space.

Thus,  $B_x$ ,  $B_y$  and  $B_z$ , components of the geomagnetic field  $\vec{B}$ , can be obtained, as follows:

$$\begin{aligned} B_x &= B_X(c\alpha c\psi - s\alpha c\beta s\psi) + B_Y(c\alpha s\psi + s\alpha c\beta c\psi) + B_Z s\alpha s\beta \\ B_y &= -B_X(s\alpha c\psi + c\alpha c\beta s\psi) - B_Y(s\alpha s\psi - c\alpha c\beta c\psi) + B_Z c\alpha s\beta \\ B_z &= B_X s\beta s\psi - B_Y s\beta c\psi + B_Z c\beta \end{aligned} \quad (3)$$

Where  $B_X$ ,  $B_Y$  and  $B_Z$  are the geomagnetic field components at the Inertial System and will be propagated with the orbital elements. But, if this data does not available at the satellite's onboard computer, it is possible to use  $|\vec{B}|$  which could be obtained directly from the magnetometer measured components  $B_x$ ,  $B_y$  and  $B_z$ , in regions where the geomagnetic field is nearly parallel to the  $Z\hat{k}$  inertial direction ( $\vec{B} \uparrow \uparrow Z\hat{k}$ ), through  $|\vec{B}| = (B_x^2 + B_y^2 + B_z^2)^{1/2}$ .

Thus,

$$\begin{vmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} c\alpha c\psi - s\alpha c\beta s\psi & s\psi c\alpha + s\alpha c\beta c\psi & s\alpha s\beta \\ -s\alpha c\psi - c\alpha c\beta s\psi & -s\alpha s\psi + c\alpha c\beta c\psi & c\alpha s\beta \\ s\beta s\psi & -s\beta c\psi & c\beta \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{vmatrix}, \quad (4)$$

which in view of the zeros reduces to

$$B_x = B \sin\alpha \sin\beta, \quad B_y = B \cos\alpha \sin\beta, \quad B_z = B \cos\beta, \quad (5)$$

where:

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1} \left[ \frac{B_x}{B_y} \right] \quad \text{and} \quad \beta = \cos^{-1} \left[ \frac{B_z}{B} \right] \quad (6)$$

In this way the angles  $\alpha$  and  $\beta$  could be obtained directly and this system is almost the same as the system proposed by Fonseca (1995), in which the precession  $\psi$  was assumed to be null. However, for this case it is not truth and we assume the precession  $\psi$  to be very small, but not null. Therefore, de derivative  $\dot{\psi}$  must be kept in account on the evaluation of the angular velocity vector  $\vec{\omega}$ , so:

$$\begin{vmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \text{sen } \beta \text{ sen } \alpha & \cos \alpha & 0 \\ \text{sen } \beta \cos \alpha & \text{sen } \alpha & 0 \\ \cos \beta & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\alpha} \end{vmatrix}. \quad (7)$$

Thus, the angular velocity vector  $\vec{\omega}$  components of the satellite, in terms of the nodal system, were obtained from temporal derivatives  $\dot{\alpha}$  and  $\dot{\beta}$ :

$$\omega_x = \dot{\psi} \text{sen } \beta \text{ sen } \alpha + \dot{\beta} \cos \alpha, \quad \omega_y = \dot{\psi} \text{sen } \beta \cos \alpha + \dot{\beta} \text{sen } \alpha, \quad \omega_z = \dot{\psi} \cos \beta + \dot{\alpha}, \quad (8)$$

where  $\dot{\alpha}$  and  $\dot{\beta}$  are obtained as shown bellow:

$$\dot{\alpha} = \frac{d}{dt} \left\{ \text{tg}^{-1} \left[ \frac{B_x}{B_y} \right] \right\} \Rightarrow \dot{\alpha} = \frac{B_y \dot{B}_x - B_x \dot{B}_y}{B_y^2 + B_x^2} \quad (9)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left[ \frac{B_z}{B} \right], \quad \Rightarrow \quad \dot{\beta} = \frac{d}{dt} \left\{ \cos^{-1} \left[ \frac{B_z}{B} \right] \right\} \Rightarrow \dot{\beta} = \frac{B_z \dot{B} - B \dot{B}_z}{B \sqrt{B^2 - B_z^2}}. \quad (10)$$

The derivatives were obtained as follows:

$$\dot{B}_x = \frac{B_{xk} - B_{xk-1}}{\Delta t}, \quad \dot{B}_y = \frac{B_{yk} - B_{yk-1}}{\Delta t}, \quad \text{and} \quad \dot{B} = \frac{B_k - B_{k-1}}{\Delta t}, \quad (11)$$

this means, that for small time intervals one could take

$$\dot{\alpha} \cong \frac{\Delta \alpha}{\Delta t}, \quad \dot{\beta} \cong \frac{\Delta \beta}{\Delta t}, \quad (12)$$

where  $\Delta \alpha$  and  $\Delta \beta$ , are

$$\Delta \alpha = \alpha_k - \alpha_{k-1} \quad \text{and} \quad \Delta \beta = \beta_k - \beta_{k-1}, \quad (13)$$

instead of

$$\frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha}, \quad \frac{d\beta}{dt} = \dot{\beta}, \quad (14)$$

Although this method is consistent, for the full orbit, only if the geomagnetic field  $\vec{B}$  could be propagated. If  $\vec{B}$  couldn't be propagated the control will be consistent only on latitudes near to the equator, this means, where the geomagnetic field  $\vec{B}$  is nearly parallel to the  $Z\hat{k}$  inertial direction ( $\vec{B} \uparrow \uparrow Z\hat{k}$ ).

Thus, we suggest to use a well known cinematic relation (Goldstein, 1973) for evaluate the temporal derivatives of the geomagnetic flux density vector at satellite coordinate system, i.e.,

$$\left( \frac{d\vec{B}}{dt} \right)_s = \left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T + (\vec{\omega})_s \times (\vec{B})_s. \quad (15)$$

Assuming that the Earth's orbital and the angular velocities are very small compared with the satellite's angular velocity, this implies that we could assume the derivative  $\dot{B}_s$ , as null, or:

$$\left( \frac{d\vec{B}}{dt} \right)_s = \left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T + (\vec{\omega})_s \times (\vec{B})_s = \vec{0}, \quad (16)$$

where

$$-(\vec{\omega})_s \times (\vec{B})_s = \left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|. \quad (17)$$

Consequently the satellite's angular velocity vector  $\vec{\omega}$  could be obtained, as follows:

$$(\vec{\omega})_s = \frac{\left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T \times (\vec{B})_s}{(\vec{B})_s \cdot (\vec{B})_s} + \frac{k(\vec{B})_s}{(\vec{B})_s \cdot (\vec{B})_s}, \quad (18)$$

where  $k = \hat{\omega} \cdot \hat{B}$ , and  $\left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T$  are given by:

$$\begin{aligned} \dot{B}_x &= \frac{B_{xk} - B_{xk-1}}{\Delta t}, \\ \dot{B}_y &= \frac{B_{yk} - B_{yk-1}}{\Delta t}, \\ \dot{B}_z &= \frac{B_{zk} - B_{zk-1}}{\Delta t} \end{aligned} \quad (19)$$

and

$$\dot{B} = \frac{B_k - B_{k-1}}{\Delta t} \quad \text{for} \quad B = (B_x^2 + B_y^2 + B_z^2)^{1/2}, \quad (20)$$

where  $B_X$ ,  $B_Y$  and  $B_Z$  could be obtained, as follows:

$$\begin{aligned} B_x &= -B_X \sin \alpha_s + B_Y \cos \alpha_s \\ B_y &= -B_X \cos \alpha_s \sin \delta_s - B_Y \sin \alpha_s \sin \delta_s + B_Z \cos \delta_s \\ B_z &= B_X \cos \alpha_s \sin \delta_s + B_Y \sin \alpha_s \sin \delta_s + B_Z \sin \delta_s. \end{aligned} \quad (21)$$

A better way to obtain the satellite's attitude is to determine it at the Inertial System, and afterwards transform it to the nodal system, like shown in Figure 2.

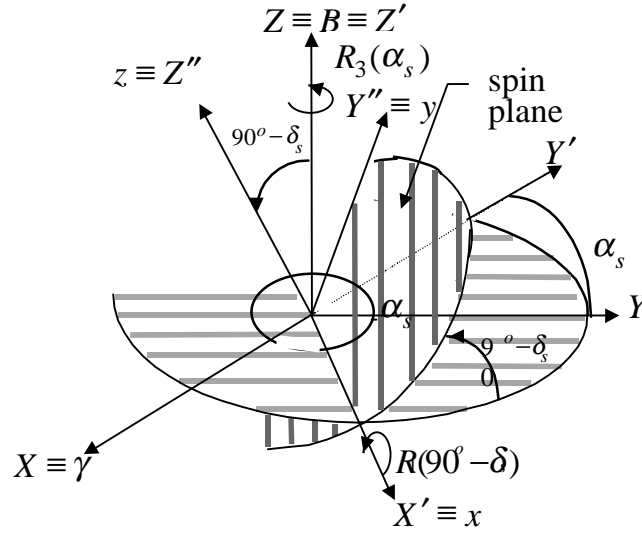


Figure 2 – Relationship between the orientations of the satellite's spin axis and the nodal coordinate system  $\alpha_s$  and  $\delta_s$  in the Inertial System.

Because of the slow orbital and the angular velocities of the Earth, compared with the satellite's angular velocity, the temporal derivatives  $\dot{B}_X$ ,  $\dot{B}_Y$  and  $\dot{B}_Z$  could be considered constants. Where  $B_X$ ,  $B_Y$  and  $B_Z$  could be obtained in a Geomagnetic Dipole Model like the IGRF85 or that one published by Mead and Fairfield (American Geophysical Union, 1972) (Ferreira, *et al* 1987). The GEOMAG model (Lopes, *et al* 1983), could be found at INPE 's software library as function of  $\alpha_s$  e  $\delta_s$ , where  $\alpha_s$  is the right ascension and  $\delta_s$  declination. Thus

$$\dot{B}_x = -B_X c \alpha_s \frac{d\alpha_s}{dt} - B_Y s \alpha_s \frac{d\alpha_s}{dt}, \quad (22)$$

$$\dot{B}_y = (B_X c \alpha_s c \delta_s - B_Y s \alpha_s c \delta_s - B_Z s \delta_s) \frac{d\delta_s}{dt} - (B_X c \alpha_s s \delta_s + B_Y c \alpha_s s \delta_s) \frac{d\alpha_s}{dt} \quad (23)$$

$$\dot{B}_z = -(B_X c \alpha_s s \delta_s + B_Y s \alpha_s s \delta_s - B_Z c \delta_s) \frac{d\delta_s}{dt} - (B_X s \alpha_s c \delta_s - B_Y c \alpha_s c \delta_s) \frac{d\alpha_s}{dt}. \quad (24)$$

Where the derivatives  $\dot{\alpha}_s$  and  $\dot{\delta}_s$ , are given by:

$$\frac{d\alpha_s}{dt} = (B_x \cos \alpha_s + B_y \sin \alpha_s) \operatorname{tg} \delta_s - B_z, \quad (25)$$

$$\frac{d\delta_s}{dt} = -B_x \sin \alpha_s + B_y \cos \alpha_s.$$

Finally, we have the new control variables  $\dot{B}_x$ ,  $\dot{B}_y$  and  $\dot{B}_z$ .

## 2 – INITIAL ATTITUDE ACQUISITION

The initial attitude acquisition could be made through Sun sensors, where unique problem consists in how to make the initial Sun acquisition. The initial Sun acquisition is a function of the threshold definition, the sun sensor quantity and it's location on the satellite. Prudêncio, (1997) suppose two analog Sun sensors, with a 60 mV threshold, each one. This means two sensors with a  $141^\circ$  field view ( $141^\circ$  visibility angle in respect to the sensor's reference axis) each one. Assuming that the threshold's maximum error is around 10%, the field view will be reduced to  $116^\circ$ . Otherwise, Prudêncio (1997) proposed a configuration where "sensor 1" is aligned with the satellite's spin axis, "sensor 2" made a  $135^\circ$  angle with "sensor 1" and simultaneously a  $45^\circ$  angle with the spin axis. Making testes for this Sun sensor configuration, we obtain the initial Sun acquisition possibility illustrated in Figure 3.

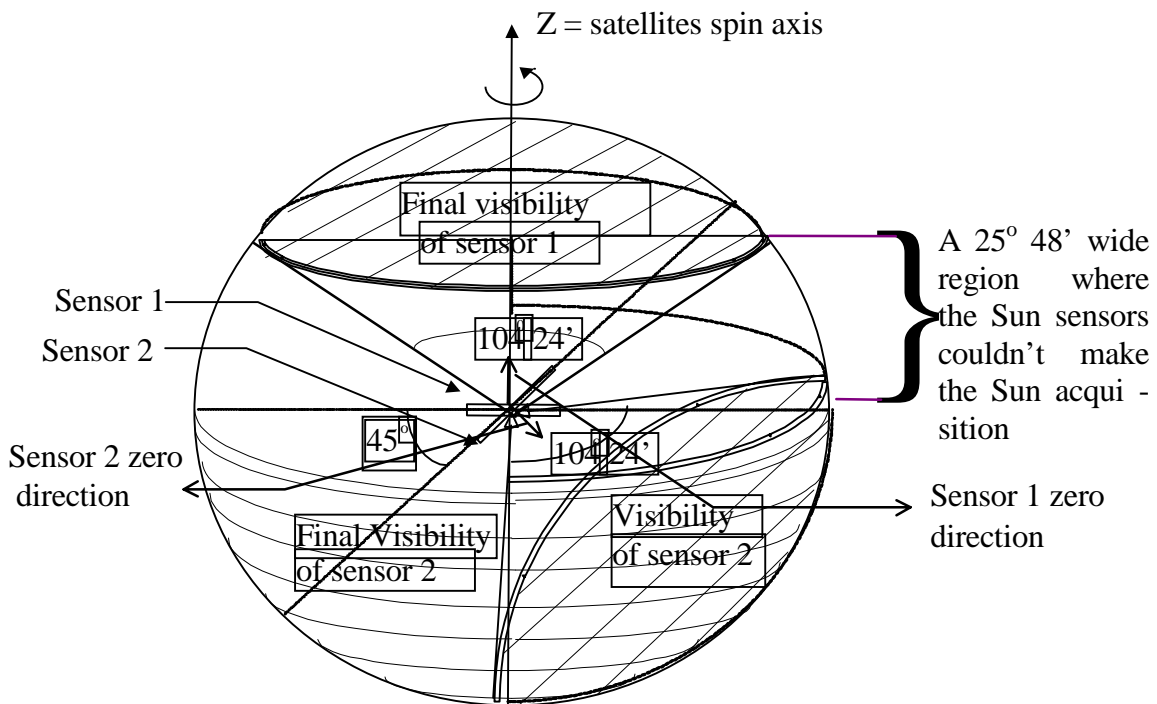


Figure 3 - The Sun's acquisition region for two Sun sensors with a 60 mV threshold, each one, and 10% maximum error, that means a  $116^\circ$  visibility angle with a  $104^\circ 24'$  wide visibility angle projection onto the Earth.

Thus we conclude that there will be a  $25^\circ 48'$  wide region where any one of the two Sun sensors acquire the Sun.

After some testes, we could define a new positioning for the two analog Sun sensors, with same threshold definition. Where we assume that both sensors made a  $45^\circ$  angle with the satellite's spin axis and a  $180^\circ$  angle between them. Thus, we have the initial Sun acquisition possibility, as illustrated in Figure 4.

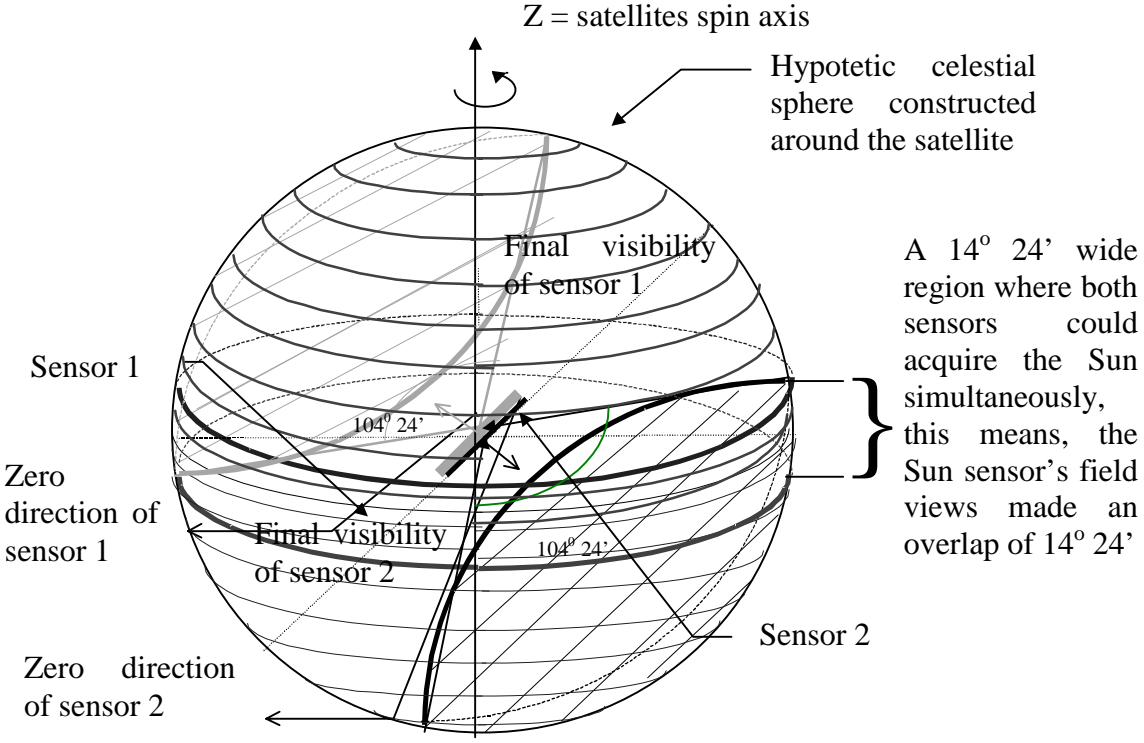


Figure 4 - The Sun's acquisition region, for two Sun sensors with a  $116^\circ$  visibility angle, where the visibility angle projection onto the Earth is  $104^\circ 24'$  wide. Both sensors made a  $45^\circ$  angle with the spin axis and a  $180^\circ$  angle between them. The Sun sensor's field views made an overlap of  $14^\circ 24'$ .

Thus we conclude that there will be a  $14^\circ 24'$  wide overlap region, where both Sun sensors could acquire the Sun simultaneously, and in this way the initial Sun acquisition is warranted.

**3 - CONCLUSION**

We conclude that Shigehara's (1972) method for equatorial spinning satellites could be used also for polar spinning satellites, as proposed by Prudêncio (1997). For autonomous control is it necessary to take  $Z\hat{k}$  approximately parallel to  $\vec{B}$ , but this is truth only near the equatorial region. Thus, for this kind of control is it necessary to propagate at least the orbital elements on the onboard computer, and to fix previously the regions where the autonomous control system should be turned on or of. Otherwise, if the computer has sufficient memory for propagate the geomagnetic density field  $\vec{B}$ , together with the orbital elements, all decisions could be made, in real time, by the onboard computer as function of the actual angle between  $\vec{B}$  and  $Z\hat{k}$ .

#### 4 - REFERENCES

Ferreira, L.D.D.; Guedes, U.T.V.; da Cruz, J.J.; Orlando, V.; da Silva, W.C.C. & Kuga, H.H. *Study of Spin Axis Maneuvers for the Data Collecting Satellite*, A-ETD-0022, INPE, S. J. Campos, outubro, 1987

Fonseca, I. M. *Specification of the Torque Coils for the SACI-1 Micro Satellite*, INPE, S. J. Campos, outubro, 1995.

Goldstein, H. *Classical Mechanics*, Addison-Wesley, Amsterdam, 1973.

Lopes, R.V.F.; Carrara, V.; Kuga, H.H. & de Medeiros, V.M. *Cálculo Recursivo do Vetor Campo Geomagnético*, INPE-2865-PRE/400, INPE, S. J. Campos, setembro, 1983.

Prudêncio, S.V. *Simulação Digital em Tempo Real de um Sistema de Controle de Atitude Magnético Autônomo de um Satélite*, INPE, S. J. Campos, agosto, 1997.

Shigehara, M. *Geomagnetic Attitude Control of an Axisymmetric Spinning Satellite*, J. Spacecraft, vol. 9, nº 6, June 1972.



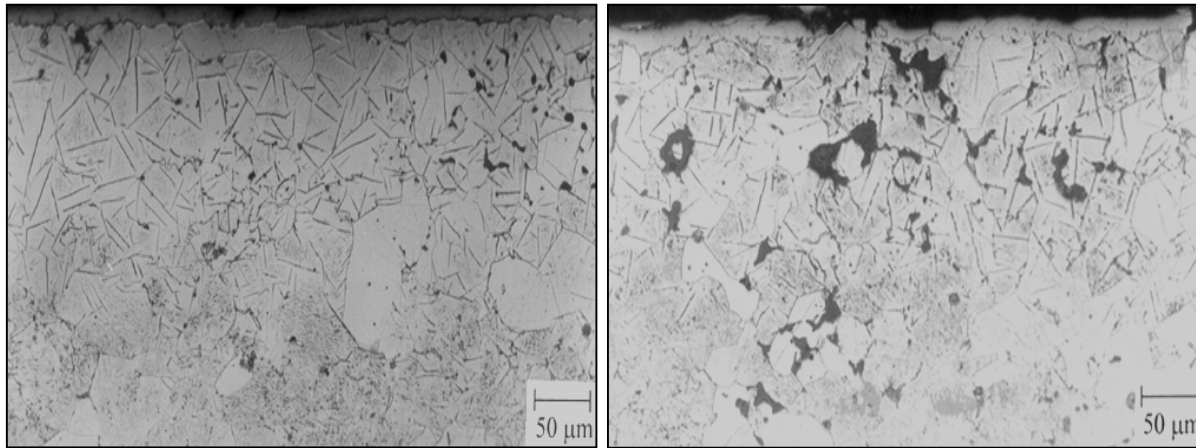
## 4.0 CONCLUSÃO

É mostrado que amostras de ferro puro sinterizadas submetidas a um banho de óleo durante 24 horas, pode ser totalmente limpas, quando são submetidas a uma descarga de hidrogênio a pressão de 2 Torr e temperatura de 300 °C durante 1 hora.

Foi evidenciado que a limpeza feita no reator de plasma permite uma nitretação eficiente, processada no mesmo reator com a simples mudança de mistura gasosa e na potência aplicada ao plasma, a fim de alcançar a temperatura de tratamento desejada.

## 5. REFERÊNCIAS

1. Belkind, A, S. Krommenhoek, H. Li, Z. Orban and F. Jasen, 1994, **“Removal of oil from metals by plasma techniques”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 68/69, p. 804.
2. Belkind, A , et al., 1995, *39th Annual Technical Conference Proceedings*, April 2-7, 1995, Chicago, Society of Vacuum Coaters, Albuquerque; p. 432
3. Belkind, A , H. Li , H. Clow , F. Jansen, 1995, **“ Oil removal from metals by linear multi-orifice hollow cathode”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol.76/77, p. 738-743.
4. Belkind, A , H., et al., 1996, **“ Plasma Cleaning of Metals: Lubrificant Oil Removal”**, *Metal Finishing*, p. 19-22.
5. Bocchini, G. F., 1986, *The Intern. J. of Powder Metallurgy*, Vol. 22, n. 3, p. 185
6. Borba, E. C., 1998, **“Estudo Experimental da Nitretação em Ligas de Fe-C e Nitrocementação no Ferro Puro”**, Tese de Doutorado Eng, Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC.,Brasil.
7. Clow, H. and Belkind, A., 1994, *in Proceedings of Eighth International Conference on Vacuum Web Coating*, Bakish Material Corp., Englewood, N.J.; p. 191
8. Fessmann, J., Grünwald, H., 1993, **“Plasma Treatment for cleaning of metal parts”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 59, p. 290-296
9. Hombeck, F., Bell, T., 1991, *Surface Engineering*, Vol. 7, n. 1, p. 45-52
10. Maliska, A.M., Klein, A.N., Souza, A. R.,1995 *Surface & Coating Technology*, Editora: Elsevier Science, Vol.70, p.175-179
11. Ohl, A., et al., 1995, **“Investigation of plasma surface cleaning in planar low-pressure microwave discharges”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 74-75, p. 59-62
12. Rembges, W., 1988, *Metal Powder Report*, p. 765
13. Strohmeier, B. R., 1989, *Journal of Vacuum Science Technology*, A7: 3238
14. Watanabe, S., 1992, **“Plasma Cleaning by use for Hollow-Cathode Discharge in a CHF<sub>3</sub> – SiO<sub>2</sub> Dry-Etching System”**, *Jpn J. Appl. Phys.*, Vol. 31, p. 1491-1498

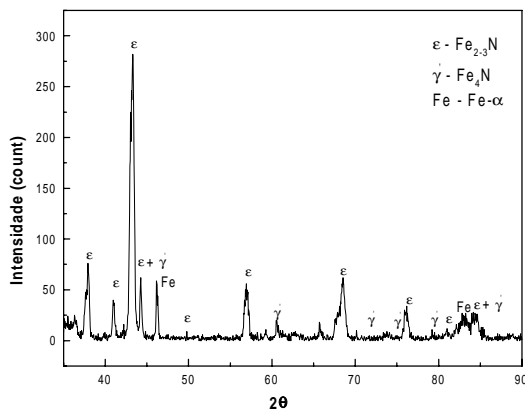


(a)

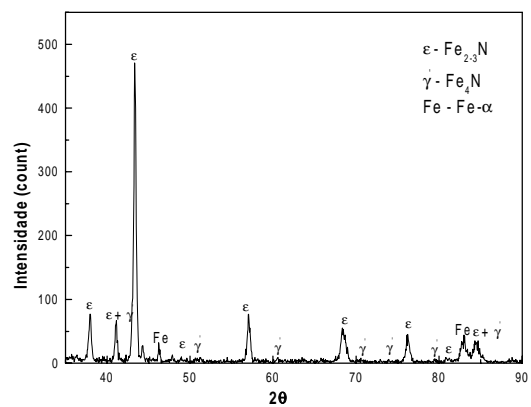
(b)

**Figura 4-** Microscopia ótica da camada nitrada de amostra: (a) não imersa em óleo e (b) imersa em óleo e submetida a uma limpeza de hidrogênio a 300°C.

A caracterização das fases por difratometria de raios-X destas amostras é apresentada na Fig. 5. Podemos observar que a amostra não submetida a banho de óleo (Fig. 5a), a camada é constituída de uma mistura das fases  $\gamma$  e  $\epsilon$ , como é esperado quando à temperatura de nitretação é 560°C [18]. Na Fig. 5b, é observado predominantemente a fase  $\epsilon$ , efeito atribuído a traços de carbono existente na superfície da amostra que favorece a formação da fase  $\text{Fe}_{2-3}\text{N}$  [6].



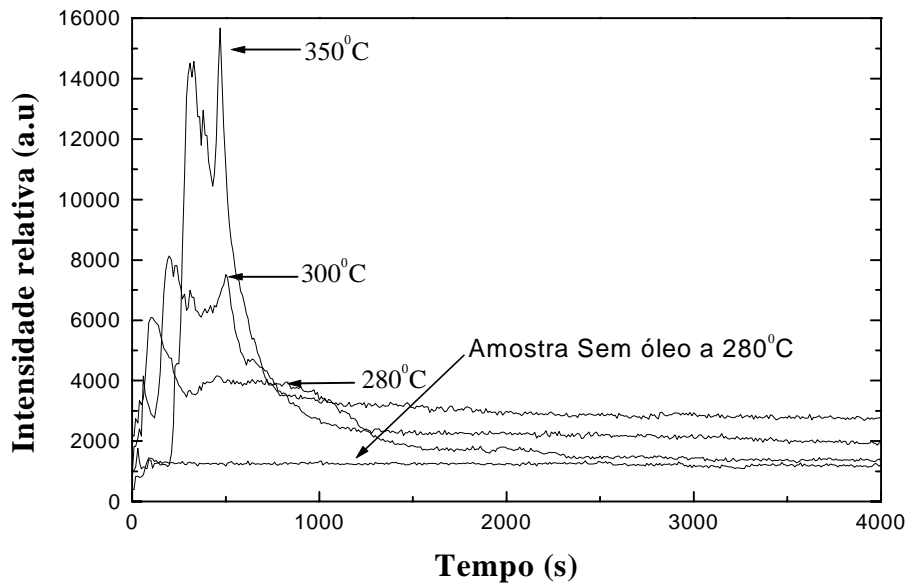
(a)



(b)

**Figura 5-** Difratograma da superfície da amostra nitretada por plasma: (a) amostra não imersa em óleo, (b) amostra imersa em óleo, com remoção deste a 300°C em plasma de hidrogênio

presença de carbono deve ser atribuída a existência de óleo no corpo de prova; já que as mesmas são de ferro puro. Além disso, observa-se que a partir de 1500 segundos a intensidade da banda se estabiliza indicando que a limpeza da amostra pode ser obtida em tempos menores do que 1 hora.



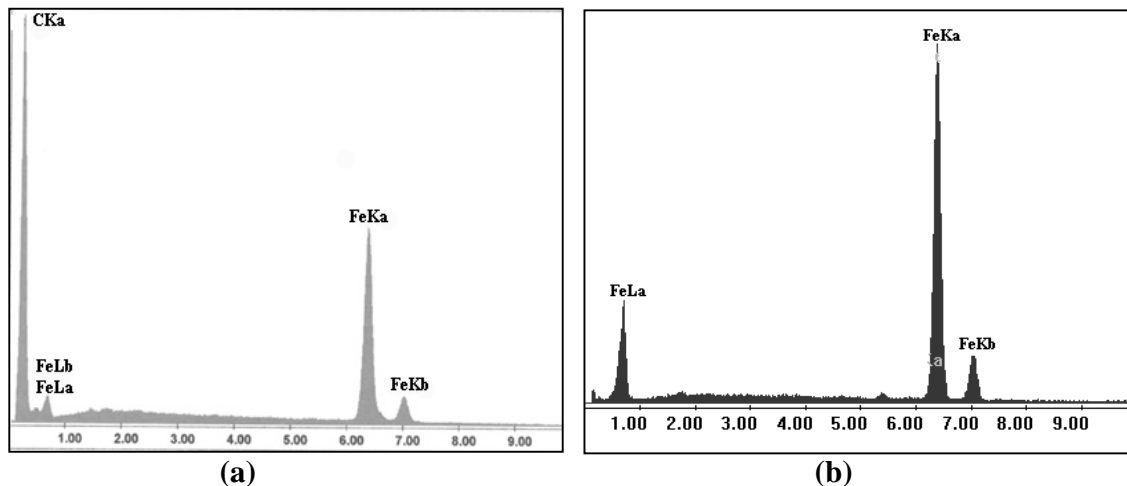
**Figura 3** - Evolução da Intensidade da banda do CH em função do tempo em diversas temperatura.

Com a finalidade de comparar o processo de limpeza por plasma e o convencional, as amostras imersas em banho de óleo durante 24 horas foram submetidas a um processo de limpeza, constituído de banho em éter de petróleo com ultrasom; em seguida foi realizado um tratamento térmico num forno com atmosfera de hidrogênio a 350°C durante 1 e 2 horas.

Tanto para os tempos de 1 e 2 horas à medida de perda de massa foi de 99,02%, indicando que o processo convencional não permite uma remoção total de óleo.

### 3.3- Nitretação das amostras

Foram nitretadas amostras imersas em óleo e submetidas a uma descarga de hidrogênio bem como as amostras não colocadas em óleo. Podemos observar na Fig. 4, que a amostra colocada em óleo e submetida a uma descarga de hidrogênio apresenta uma camada nitretada similar a amostra não imersa em óleo. Em ambos os casos, a camada nitretada é formada de uma camada composta de aproximadamente de 8  $\mu\text{m}$  de espessura e uma camada de difusão com precipitação de agulha de nitreto  $\gamma'$  e  $\alpha''$ .



**Figura 2-** Análise química da superfície das amostras: (a) imersa em óleo, tratada com nitrogênio, (b) imerso em óleo, tratada com hidrogênio.

### 3.2- Limpeza com descarga de hidrogênio

Os resultados obtidos, mostram que a descarga de hidrogênio puro é a mais eficiente para a retirada de óleo de peça sinterizada. Um estudo da limpeza da amostra em função da temperatura, em plasma de hidrogênio puro é mostrado a seguir. A descarga foi realizada a pressão de 2 Torr durante 1 hora, com a temperatura variando de 180 a 350°C.

Os resultados de perda de massa (referente às amostras imersa em óleo) estão apresentados na Tabela 2, mostram que a remoção total do óleo é obtida a partir da temperatura de 300°C.

**Tabela 2-** Perda de massa em diferentes temperaturas, numa pressão de 2 Torr durante 1 hora em uma descarga de Hidrogênio

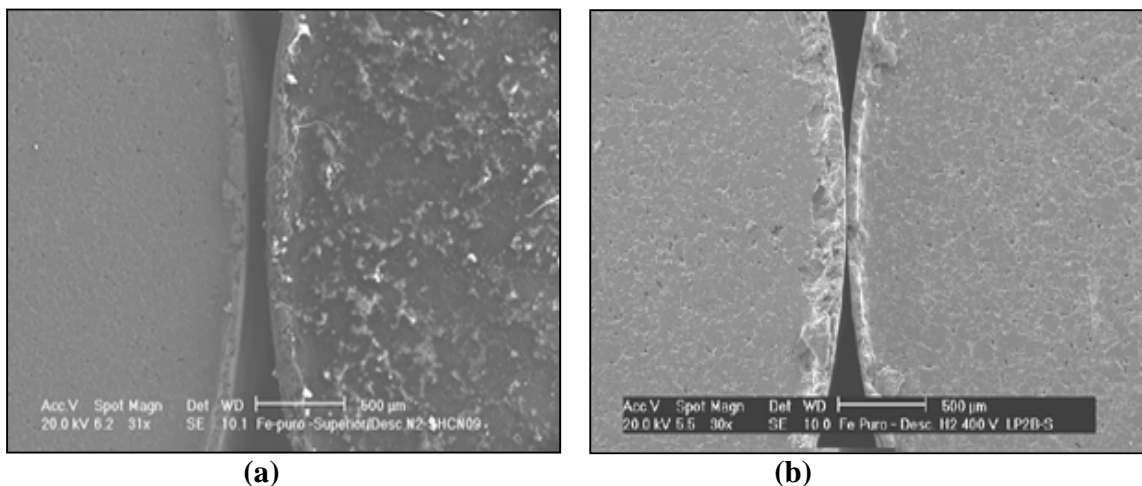
Temperatura (°C)	Perda de Massa (%)
180	99,81
200	99,89
260	99,90
280	99,97
300	100,00
350	100,00

A caracterização da descarga elétrica por espectroscopia ótica de emissão (Fig. 3) mostra a evolução da intensidade da banda de CH ( $\lambda = 431,5$  nm) em função do tempo para diversas temperaturas utilizadas. Podemos observar, como esperado, que na amostra não imersa em óleo, não é detectada a presença da banda do CH. Nas amostras imersas em óleo, a banda do CH é observada com intensidade crescente à medida que a temperatura da descarga aumenta. Esta

Este resultado indica que a presença de hidrogênio atômico formado na descarga elétrica, provavelmente em maior quantidade no plasma de hidrogênio puro, contribui para uma melhor limpeza da amostra.

A análise microscopia eletrônica de varredura (MEV) das amostras, mostra a presença de óleo na superfície das amostras tratadas em todas as misturas usadas com exceção da descarga de hidrogênio. A título ilustrativo na micrografia da Fig. 1, é mostrada a superfície da amostra tratada com a descarga de nitrogênio (Fig. 1a) e descarga de hidrogênio puro (Fig. 1b). Para comparar o aspecto da superfície tratada é mostrado junto a superfície de uma amostra não imersa em óleo. Podemos observar na Fig. 1a uma rugosidade na superfície da amostra imersa em óleo e tratada por plasma de nitrogênio, enquanto que na superfície da amostra não imersa em óleo esta rugosidade não é observada. Resultados semelhantes a limpeza com nitrogênio foram observados nas amostras submetidas a descargas de argônio puro e argônio / hidrogênio.

Na Fig. 1b, observa-se que o aspecto superficial da amostra imersa em óleo e submetida a descarga de hidrogênio, é idêntica a da amostra não colocada em óleo, confirmando a retirada total do óleo apresentada conforme os resultados da Tabela 1.



**Figura 1-** Micrografias eletrônica de varredura da superfície das amostras: (a) não imersa em óleo / imersa em óleo, tratada com nitrogênio, (b) não imersa em óleo / imersa em óleo, tratada com hidrogênio.

Os resultados da análise química realizada por microsonda na superfície, mostram a presença de um pico intenso de carbono na amostra de Fe-puro imerso em óleo e submetido a descarga de Nitrogênio (Fig. 2a). No caso da amostra submetida a descarga de hidrogênio, não é observado a presença do pico de carbono (Fig. 2b). Estes resultados estão de acordo com os resultados da tabela 1 e a observação das imagens de superfície mostrada na Fig. 1.

nitretação foi realizada no mesmo reator de plasma mantendo a mesma configuração usada no processo de limpeza.

Para efeito de comparação o mesmo procedimento de nitretação foi realizado em amostras não armazenadas em óleo e mantida sob vácuo.

### *Caracterização das amostras*

Foi usada uma balança analítica para quantificar a perda de massa das amostras usando o processo de limpeza por plasma e o processo convencional.

A superfície das amostras foi caracterizada por microscopia eletrônica de varredura (MEV) e a sua composição química superficial determinada com auxílio de microsonda de raios-X de comprimento de onda dispersivo (*Philips XL-30*).

A camada nitretada foi analisada através de microscopia ótica (*Carl Zeiss- Neophot 30*) e as fases presentes na camada nitretada por difratometria de raios-X (*X'Pert*) usando a radiação  $K\alpha$  do Cu.

### *Caracterização da Descarga*

Durante a limpeza da amostra a descarga foi caracterizada por espectroscopia ótica de emissão. O equipamento utilizado é um monocromador *Jobin-Yvon HR 640*, de comprimento focal de 640 nm, com uma rede de difração holográfica de 1200 linhas /mm. O domínio espectral do equipamento varre de 190 a 900 nm. A radiação luminosa proveniente da descarga é captada através de uma fibra ótica e conduzida até a fenda de saída. Nesta fenda é conectada uma fotomultiplicadora *Hamamatsu R928*, com rendimento quântico máximo  $\lambda = 400$  nm. O controle e a aquisição dos dados são realizados através do programa *PRISM*, instalado num computador *486DX2*. A comunicação entre o monocromador e o microcomputador é feita usando um controlador de interfaciamento *Spectralink*. A evolução temporal da intensidade da banda de CH ( $\lambda = 431,5$  nm) foi usada para monitorar o processo de limpeza.

## **3. RESULTADOS E DISCUSSÕES**

### *3.1- Amostras tratadas em diferentes misturas gasosas.*

Os resultados de perda de massa (referentes às amostras imersas em óleo) obtidos em diferentes misturas gasosas a 300 °C durante 1 hora são apresentados na Tabela 1. Analisando os dados, podemos observar que a descarga de hidrogênio puro é mais eficiente.

**Tabela 1-** Perda de massa em diferentes misturas gasosas a 300°C, numa pressão de 2 Torr durante 1 hora.

<b>Gás</b>	<b>Perda de Massa (%)</b>
Argônio/Hidrogênio	99,89
Nitrogênio	99,90
Argônio	99,91
Hidrogênio	100,00

No tratamento de nitretação por plasma o óleo retido nos poros da peça sinterizada exsuda para a superfície, desestabilizando a descarga e contaminando o reator [5,912]. Portanto torna-se necessário remover todo o lubrificante das peças antes de submetê-las ao tratamento de nitretação por plasma.

Recentes trabalhos, mostraram que o uso do plasma de oxigênio tem sido muito eficiente para a remoção de óleo da superfície das peças de ligas de aços e alumínio. [8,11]. Muitos estudos têm sido feitos usando configuração de catodo oco de multi orifício linear com plasma de oxigênio, e os resultados demonstraram que a remoção do óleo da superfície metálica tem sido muito eficiente. [1-4,7,13-14].

Neste trabalho é apresentado um processo alternativo de limpeza de amostra de Fe-puro sinterizado, usando uma descarga em regime anormal de mistura gasosa de nitrogênio, hidrogênio e argônio. O aquecimento da peça colocado no anodo é obtido pela radiação de calor proveniente do cátodo. Além disso, as colisões dos elétrons com as moléculas da mistura gasosa produz espécies atômicas altamente reativas, principalmente de hidrogênio que contribuem para a eficiência do processo de limpeza.

## **2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

### *Obtenção das Amostras*

Amostra de Fe-puro foram produzidas à partir de pó de ferro 1000B da Hoeganaes. As amostras foram compactadas a frio em matriz uniaxial de dupla ação sob pressão de 600 MPa, usando 0,6% de estearato de zinco como lubrificante. A sinterização foi realizada a 1150°C, durante 1,0 hora em atmosfera controlada de hidrogênio pré-purificado. As amostras em forma cilíndricas com 10 mm de altura e 10 mm de diâmetro, após a sinterização parte delas foram acondicionadas em óleo e a outra parte foi nitretada num reator de plasma.

A Retirada de óleo das amostras sinterizadas foi realizada num reator de plasma. O reator é constituído de uma câmara de vácuo cilíndrica de 300 mm de diâmetro e 300 mm de altura, com a parte superior e inferior de aço inox e lateral de pyrex. A configuração dos eletrodos é constituída de um sistema catodo-anodo confinado. O catodo tem uma forma retangular de 50mm de comprimento, 10 mm de largura e 5 mm de altura e no interior do catodo é colocado um anodo aterrado, constituído de uma placa de 10 mm de largura e 2 mm de espessura. A amostra de ferro sinterizado é colocada sobre o anodo e a sua temperatura determinada usando um termopar (Cromel Alumel Tipo-K) inserido 5 mm no interior da amostra.

Uma bomba mecânica de duplo estágio permite a obtenção de um vácuo limite de  $10^{-2}$  Torr. Um medidor de pressão a capacitância é usado para medir a pressão da mistura gasosa que é ajustada por meio de uma válvula colocada entre a câmara e a bomba de vácuo. A mistura gasosa é regulada por meio de medidor / regulador de fluxo gasoso.

### *Nitretação das amostras*

Após a retirada de óleo as amostras foram nitretadas por plasma sob fluxo de 4 cm<sup>3</sup>/s de mistura gasosa composta por 75% de N<sub>2</sub> e 25% de H<sub>2</sub>. A nitretação foi efetuada a 560°C na pressão de 3,0 Torr durante 2 horas, usando o mesmo procedimento de Maliska et al [10]. A

## RETIRADA DE ÓLEO DE AMOSTRAS SINTERIZADAS VIA PLASMA

**Maria Antonia dos Santos**  
**Rodrigo P. Cardoso**  
**Antonio Rogério de Souza**  
**Joel L. Muzart**  
**Ana Maria Maliska**

Universidade Federal de Santa Catarina, Laboratório de Materiais, Departamento de Ciências em Engenharia de Materiais, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail:tuca@pg.materiais.ufsc.br

### Resumo

Neste trabalho, são apresentados os resultados que mostram a viabilidade do uso do plasma para a retirada de óleo em peças sinterizadas. Amostras de ferro puro sinterizadas e armazenadas em óleo, foram tratadas em diferentes misturas gasosas - Ar, H<sub>2</sub>, Ar / H<sub>2</sub> e N<sub>2</sub>. Com a finalidade de mostrar o processo durante a limpeza, foi monitorada a banda de CH ( $\lambda = 431,5$  nm) por espectroscopia ótica de emissão. As amostras, foram caracterizadas através da perda de massa, análise de superfície por microscopia eletrônica de varredura, microanálise química por energia dispersiva, microscopia ótica e difratometria de raios-X. Os resultados mostram que a descarga de H<sub>2</sub> a pressão de 2 Torr e temperatura de 300°C durante 1 hora, é mais eficiente para a retirada total de óleo das peças sinterizadas. Confirmando estes resultados as amostras tratadas nestas condições foram submetidas ao tratamento de nitretação e apresentaram resultados semelhantes aos obtidos em amostras não armazenadas em óleo.

**Palavras-chaves:** Limpeza de peças sinterizadas, Retirada de óleo, Limpeza de superfície por plasma.

### 1. INTRODUÇÃO

A porosidade é uma característica principal de componentes metálicos obtidas por metalurgia do pó. Após a sinterização, as peças podem necessitar de um ajuste dimensional, retornando para as prensas de compactação para uma calibração. Assim, com esta nova compactação, possíveis alterações podem ser reparadas garantindo as dimensões originais da peça. Óleos lubrificantes são utilizados em prensas de calibração para diminuir o atrito e extração das peças após seu ajuste. Outra importante função do óleo no armazenamento das peças é a proteção contra a oxidação. O lubrificante usado na calibração ou conservação dos componentes se torna um empecilho quando se deseja realizar um tratamento superficial. Um dos métodos usados para a retirada de óleo consiste em usar ultrassom com solvente (acetona, álcool ou éter de petróleo) e aquecimento da peça em um forno convencional com atmosfera de hidrogênio.



## **5. RESULTADOS OBTIDOS**

A implantação do algoritmo ROC por computador permite eliminar uma desvantagem de utilização, citada no quadro 1 do item 3 deste trabalho, que é a dificuldade de aplicar o algoritmo, quando o número de máquinas e peças da matriz em análise é elevado, em função do número necessário de repetições do procedimento que pode ocorrer nestes casos.

No entanto, permanece a dificuldade, neste caso, de cadastrar cada peça e cada máquina presente no sistema produtivo, e estabelecer as relações de passagem/não passagem das peças nas máquinas, antes de proceder à aplicação do algoritmo.

A necessidade de intervenção do analista na identificação dos grupos permanece como sendo a principal dificuldade à aplicação do algoritmo ROC. O programa desenvolvido e apresentado neste trabalho está sendo complementado com a possibilidade de utilização de rotinas e procedimentos para permitir a identificação dos agrupamentos através do próprio programa.

## **6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

BURBIDGE,J.L.,1992, Change to Group Technology: Process Organization is Obsolete. . International Journal of Production Research,30(5), 1209-1219.

CHENG,CS. e CHEN,SJ.,1995, A Neural Network Based Cell Formation Algorithm in Cellular Manufacturing. International Journal of Production Research, 33(2) 293-318.

GUPTA,T. e SEIFODDINI,H.,1990, Production Data Based Similarity Coefficient for Machine-Component Grouping Decisions in the Design of a Cellular Manufacturing System. International Journal of Production Research, 28(7), 1247-1269.

KAPARTHI,S. e SURESH,N.C., 1992, Machine Component Cell Formation in Group Technology: A Neural Network Approach. International Journal of Production Research, 30(6) 1353-1367.

KING e NAKORNCHAI, 1982, Machine-component group formation in group technology: review and extension. International Journal of Production Research, 3 117-133.

KUSIAK,1991, Intelligent Manufacturing Systems, Englewood Cliffs.

VAKHARIA,A .J. e WEMMERLOV,U.,1995, A Comparative Investigation of Hierarchical Clustering Techniques and Dissimilarity Measures applied to the Cell Formation Problem. Journal of Operations Management 13 117-137.

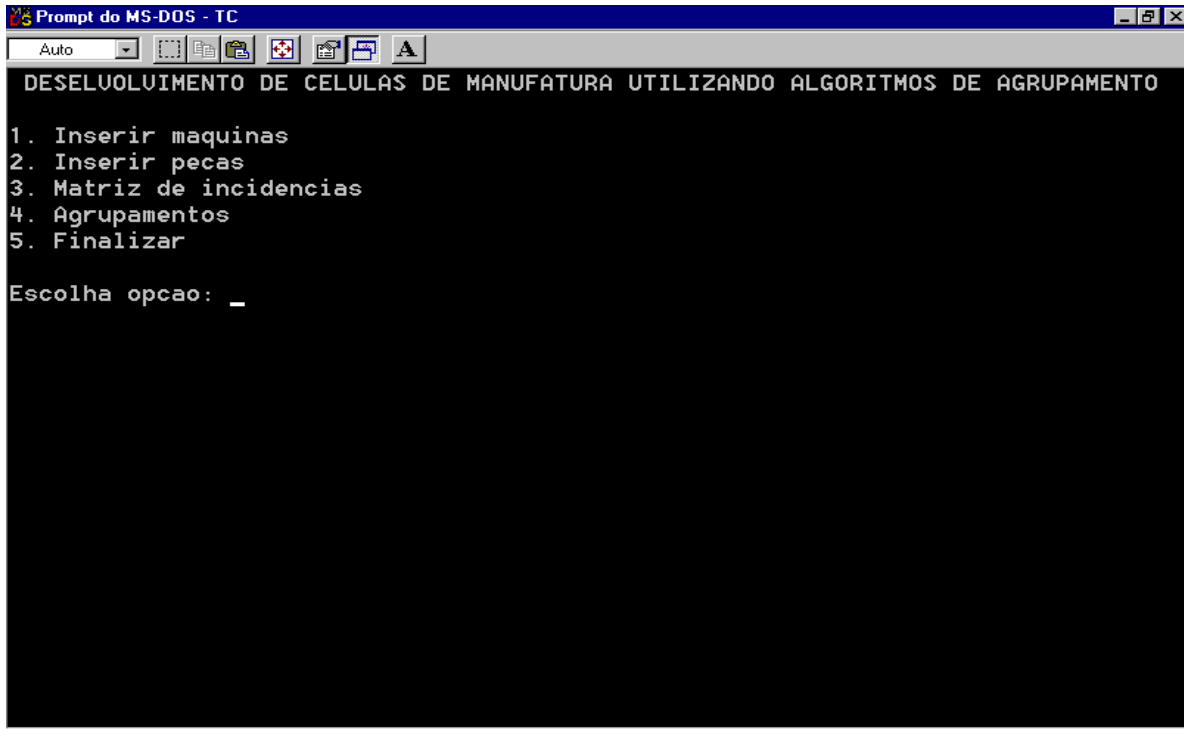


Figura 4 : Exemplo de Tela do Programa para aplicação do algoritmo ROC

		MÁQUINAS								
		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
P E Ç A S	P1	1				1		1		1
	P2		1				1		1	
	P3			1	1			1		
	P4			1	1					
	P5					1				1
	P6		1				1		1	
	P7	1				1		1		1
	P8				1			1		
	P9	1	1				1		1	
	P10	1	1				1		1	
	P11						1		1	
	P12		1						1	

Figura 5(a): Matriz de Incidência antes da aplicação do algoritmo ROC

		MÁQUINAS									
		M4	M3	M7	M9	M5	M1	M6	M8	M2	
P E Ç A S	P3	1	1	1							
	P4	1	1								
	P8	1		1							
	P7			1	1	1	1				
	P1			1	1	1	1				
	P5				1	1					
	P9						1	1	1	1	
	P10						1	1	1	1	
	P6							1	1	1	
	P2							1	1	1	
	P11							1	1		
	P12								1	1	

Figura 5(a): Matriz de Incidência após aplicação do algoritmo ROC

- 3.) reescrever a MI de acordo com a ordenação definida no passo anterior, mantendo a ordem original/anterior das colunas;
- 4.) ordenar as colunas da MI obtida do passo anterior, em ordem decrescente de seus valores binários;
- 5.) reescrever a MI de acordo com a ordenação definida no passo anterior (mantendo a ordem anterior das linhas);
- 6.) verificar se as linhas de MI necessitam de novo ordenamento (ordem decrescente de valores binários) ; caso seja necessário, voltar ao passo 2) . Senão, ir para o próximo passo;
- 7.) fim do procedimento.

O quadro seguinte (quadro 1) mostra as principais vantagens e desvantagens da aplicação do algoritmo ROC.

VANTAGENS	DESvantagens
Solução rápida para EBD perfeita	MI com grande volume de elementos necessita de apoio computacional
Fácil compreensão e aplicação rápida	Depende do analista para identificação dos agrupamentos
Fácil aplicação para número reduzido de elementos	Necessita de visualização da MI reordenada para identificar grupos
Facilidade de implementar por computador, segundo (SUNDARAM e LIAN, 1990)	Para MI com grande número de elementos, o número de repetições do procedimento pode tornar-se muito alto.

Quadro 1. : Vantagens e desvantagens do algoritmo ROC (adaptado de SEIFFODINI e WOLFE, 1992)

#### 4. PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA APLICAÇÃO DO ALGORITMO ROC

O programa desenvolvido para aplicação do algoritmo ROC possui as seguintes características: a linguagem utilizada foi a C, mas será posteriormente usada a linguagem C++ Builder, para facilitar a visualização dos dados e a interface com os usuários.

A configuração mínima exigida para sua utilização é um computador PC, Pentium 100MHz, com 32Mb de memória RAM.

Não há limitações para as dimensões das matrizes de incidência a serem modeladas, ou seja, o número de máquinas e peças é ilimitado. Mas para efeito de visualização dos resultados, a identificação dos agrupamentos evidentemente fica prejudicada, quando o número de elementos ultrapassa as dimensões da tela do microcomputador.

A figura 4 apresenta uma das telas do programa, conforme estágio atual de desenvolvimento, apenas para efeito ilustrativo.

Para testar o funcionamento do programa, é apresentada um exemplo de sua aplicação, utilizando-se a matriz de incidência da figura 5(a), composta por 9 máquinas e 12 peças.

A figura 5(b) apresenta os resultados obtidos, a partir da aplicação do programa computacional desenvolvido para o algoritmo ROC.

Neste caso, foi obtida uma solução com grupos parcialmente separáveis, uma vez que foram identificados elementos de exceção (elementos “1” fora dos grupos gerados).

		PEÇAS						
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
MÁQUINAS	M1	1	1	0	0	0	0	0
	M2	0	1	1	0	0	0	0
	M3	1	1	1	0	0	0	0
	M4	0	0	1	1	0	1	1
	M5	0	0	0	1	0	1	1
	M6	0	0	0	1	1	0	1

Situação (b) : Grupos Parcialmente Separáveis

Figura 2: Soluções possíveis para identificação de EBD (estrutura bloco diagonal)

Analisando-se a situação (b), percebe-se que a necessidade de executar uma operação da peça P3 na máquina M4 impede a separação dos grupos de modo único: a peça P3 pode ser considerada como pertencente tanto ao primeiro agrupamento quanto ao segundo. A mesma situação ocorre com a máquina M4, que pode estar alocada em qualquer dos dois grupos gerados. No exemplo analisado, tanto a peça P3 quanto a máquina M4 podem ser caracterizados como elementos de exceção.

## 2.4. Principais Algoritmos de Agrupamento

Existem muitas propostas de algoritmos baseados em formulação matricial que buscam a identificação de agrupamentos para formação de células.

Os algoritmos mais conhecidos e tradicionalmente usados, bem como suas lógicas de agrupamento, estão mostrados na tabela 1. seguinte.

Tabela 1. : Algoritmos básicos usados em formulação matricial

ALGORITMOS BÁSICOS USADOS EM FORMULAÇÃO MATRICIAL	
Algoritmo	Lógica de Agrupamento
ROC (Rank Order Clustering)	Valor binário
BEA (Bond Energy Algorithm)	Medida de Efetividade
CIA (Cluster Identification Algorithm)	Densidade de matriz
SLC (Single Linkage Algorithm)	Medida de Similaridade
DCA (Direct Clustering Analysis)	Número de elementos i

No item seguinte deste trabalho, será detalhado o funcionamento do algoritmo ROC (*Rank Order Clustering*), que foi implementado por computador, para facilitar a tarefa de identificação de agrupamentos.

## 3. MÉTODO ROC (*Rank Order Clustering*)

O algoritmo ROC pode ser entendido ou traduzido por “algoritmo por ordem de grandeza” e foi publicado em 1980, originalmente em (KING e NAKORNCHAI, 1982).

É um algoritmo baseado no arranjo de linhas e colunas da MI e que usa como lógica de agrupamento, o valor binário de linhas e colunas.

O procedimento de aplicação consiste dos seguintes passos:

- 1.) obter a MI correspondente à situação que se deseja analisar;
- 2.) ordenar as linhas da MI obtida em ordem decrescente, de seus valores binários;

Avaliando-se a MI no ítem (b), após o reordenamento de peças e máquinas, é possível identificar três agrupamentos: o primeiro composto pelas máquinas M3, M5 e M6 e pelas peças P3, P7 e P10; o segundo composto por M1 e M7, e pelas peças P5, P4, e P2; e o terceiro agrupamento com as máquinas M2 e M4, e as peças P1, P6, P9 e P8.

É importante salientar que os exemplos apresentados são didáticos. No caso da matriz analisada, tem-se 7 máquinas e 10 peças (70 elementos ao todo), que é um número muito pequeno de elementos para representar uma situação real. No entanto, neste trabalho serão utilizados exemplos de MI com número reduzido de elementos, em função de dois aspectos:

- a) facilitar a visualização dos métodos de análise de agrupamentos por formulação matricial, bem como de seus principais conceitos, potencial de utilização e problemas;
- b) todos os aspectos analisados para as MI com poucos elementos podem ser considerados para as situações reais, em que o número de elementos pode chegar a  $10^5$  ou  $10^6$ , em função do porte da empresa. Isto ocorre porque os algoritmos de agrupamento podem ser implementados por computador, como pode ser verificado pelo programa apresentado neste trabalho.

### 2.3. Processo de Identificação de Agrupamentos

O processo de identificação de agrupamentos é realizado através da aplicação dos chamados “algoritmos de agrupamento”. Os algoritmos procuram, através de procedimentos baseados em alguma “lógica de agrupamento”; predeterminada, reordenar as linhas e colunas da MI, de modo a agrupar os elementos “1” em estruturas chamadas “estruturas bloco diagonais” ou (EBD), que permitem identificar as peças e máquinas que compõem os grupos.

Existem duas possíveis soluções que podem ser obtidas:

- a) Estrutura bloco diagonal perfeita : ocorre quando todos os grupos gerados pelo reordenamento de elementos não apresentam intersecções entre si. Neste caso, refere-se aos grupos obtidos como “grupos mutuamente exclusivos”, e os elementos são facilmente identificados;
- b) Estrutura Bloco diagonal incompleta ou imperfeita : ocorre quando não é possível definir com exatidão, a composição de cada grupo, face às intersecções que ocorrem. Neste caso, refere-se aos resultados como “grupos parcialmente separáveis” e a tarefa de identificar os elementos de cada grupo fica prejudicada.

A figura 2. exemplifica as duas soluções possíveis através de MI, com grupos mutuamente exclusivos, na situação (a) e grupos parcialmente separáveis, na situação (b).

M		PEÇAS						
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
Á	M1	1	1	1	0	0	0	0
Q	M2	1	0	1	0	0	0	0
U	M3	0	1	1	0	0	0	0
I	M4	0	0	0	1	1	0	1
N	M5	0	0	0	1	1	1	0
A	M6	0	0	0	0	1	1	1

Situação (a) : Grupos Mutuamente Exclusivos

A matriz de incidência MI consiste, portanto, de um conjunto de elementos “0” e “1”, distribuídos por suas linhas e colunas, que obedecem ao processo de fabricação de cada peça no chão de fábrica.

Uma matriz genérica MI, composta por m máquinas e n peças, será definida por m x n elementos. Cada peça do sistema de manufatura é definida por uma das n colunas de MI, enquanto cada linha de MI corresponde a uma máquina m.

Assim, quando se observa cada linha de MI, verifica-se pelo número de elementos “1”, quais as peças que sofrem operação na máquina que corresponde a esta linha. Analogamente, para cada coluna da matriz, representada pelo número de elementos “1” presentes, tem-se as máquinas que são necessárias para o processamento completo da peça correspondente à esta coluna.

## 2.2. Objetivos da Formulação Matricial

Uma vez obtida a MI representativa para a situação do chão de fábrica que se pretende analisar, o passo seguinte deve ser a identificação dos agrupamentos.

Os agrupamentos são definidos pelos conjuntos de peças e máquinas representados pelo aglomerado de elementos “1” em regiões determinadas da matriz. Procurar agrupar os elementos “1” da MI, é portanto, a tarefa fundamental dos algoritmos de agrupamentos baseados em formulação matricial – e seu objetivo principal.

As matrizes MI da figura 1. são apresentadas em duas situações distintas, para ilustrar a função destes algoritmos: na situação (a) é mostrada a MI original, sem alteração de posição de linhas e colunas, conforme sua obtenção. A situação (b) mostra a matriz MI reordenada de forma a permitir a visualização dos grupos de elementos “1”, que originam as células, pois representam a identificação dos agrupamentos.

		PEÇAS									
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
M	M1	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0
Á	M2	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0
Q	M3	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
U	M4	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0
I	M5	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1
N	M6	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
A	M7	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0

Situação (a) : MI original, sem aplicação de algoritmo de agrupamento

		PEÇAS									
		P3	P7	P10	P5	P4	P2	P1	P6	P9	P8
M	M3	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Á	M5	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0
Q	M6	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
U	M1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
I	M7	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0
N	M2	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1
A	M4	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1

Situação (b) : MI reordenada, após a aplicação de algoritmo de agrupamento

Figura 1.: Matriz de Incidência MI, na situação original e após reordenamento

Outros autores (KUSIAK,1991), (BURBIDGE, 1992), utilizando o mesmo critério de classificação, separam os métodos existentes em :

- i) Métodos de classificação e codificação, associados às características das peças/componentes;
- ii) Métodos baseados em “análise de agrupamentos” (cluster analysis), associadas às características de produção.

O conjunto de métodos de análise de agrupamentos baseados em formulação matricial constitui o maior grupo de propostas para identificação de peças e máquinas, visando configuração de células.

Os métodos baseados em formulação matricial são os mais utilizados por reunirem uma série de vantagens:

- a) as informações necessárias para sua utilização são simples e obtidas com facilidade: restringem-se ao fluxo de peças/componentes pelas máquinas do sistema de manufatura;
- b) com o desenvolvimento dos microcomputadores, o tempo de processamento dos algoritmos usados diminuiu para frações de segundos, e a capacidade de memória permite que se trabalhe com volume muito grande de dados, eliminando-se as restrições que existiam anteriormente para aplicação destes métodos.

Este trabalho apresenta uma proposta para implantação de um algoritmo de agrupamento baseado em formulação matricial, denominado *Rank Order Clustering* (ROC). Por isso, o próximo item enfocará os métodos baseados em formulação matricial.

## 2. MÉTODOS BASEADOS EM FORMULAÇÃO MATRICIAL

Pesquisas mais recentes em manufatura celular indicam que a maioria das empresas que utilizam arranjos celulares preferem aplicar técnicas mais simples e mais baratas para formar agrupamentos. Segundo (VAKHARIA e WEMMERLOV, 1995), por volta de um terço das empresas americanas utilizam algoritmos de agrupamentos, e a maioria concilia o uso destes algoritmos com análise de dados.

Esta informação justifica o fato de que os métodos baseados em formulação matricial para identificação de agrupamentos são os mais difundidos atualmente.

Além do custo relativamente baixo de implantação, em comparação aos demais, a velocidade de resposta é extremamente alta. Assim, estes métodos apresentam resultados a curto prazo e não necessitam de grandes investimentos. Para explicar o funcionamento destes métodos, é necessário antes que os princípios da formulação matricial sejam conhecidos. Os próximos itens deste trabalho apresentam estes princípios.

### 2.1. Composição da Matriz de Incidência (MI)

Todos os algoritmos de agrupamento baseiam-se em informações que são obtidas das matrizes de incidência (MI). A regra de formação das MI é bastante simples.

Seja  $a_{ij}$  um elemento da MI. Seu valor será definido pela relação:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{quando a peça (i) sofre operação na máquina (j);} \\ 0, & \text{se a peça (i) não sofre operação na máquina (j).} \end{cases}$$

## UMA APLICAÇÃO DO ALGORITMO ROC (*RANK ORDER CLUSTERING*) EM MANUFATURA CELULAR

**Rosangela Aparecida Leal (\*)**

**Antonio Nelson Correia Filho (\*)**

**Nelson Carvalho Maestrelli (\*)**

**Antonio Batocchio (\*\*)**

Universidade Metodista de Piracicaba, Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção, Rodovia S.Bárbara-Iracemápolis, Km1, Santa Bárbara Doeste/SP, Brasil,

Email: nmaestre@unimep.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Fabricação, Campinas/SP, Brasil.

Email: batocchi@fem.unicamp.br

### Resumo

Os sistemas celulares de produção tem sido aplicados com frequência crescente nas empresas que procuram adotar os princípios da “*World Class Manufacturing*”, como forma de manutenção de sua competitividade e ampliação de seus mercados de atuação. ”. Os programas de implantação de Tecnologia de Grupo e Manufatura Celular visam basicamente a redução dos tempos improdutivos associados aos processos de fabricação, através de melhorias de fluxo, redução de *setup* e de inventários em processo. A primeira fase do projeto de células de manufatura é a fase de identificação de agrupamentos, baseada em critérios de similaridade e formação de famílias de peças. Um dos métodos mais simples e rápidos para identificação de agrupamentos (peças e máquinas que formarão as células de manufatura) é a aplicação de algoritmos para “*cluster analysis*” que utilizam formulação matricial. Este trabalho apresenta os principais resultados obtidos aplicando-se o algoritmo ROC (*Rank Order Clustering*) , para obtenção de agrupamentos em manufatura celular, através de um programa computacional de auxílio.

**Palavras-chave:** Manufatura Celular, Tecnologia de Grupo, Análise de Agrupamentos.

### 1. INTRODUÇÃO

O passo inicial no projeto de células de manufatura consiste na identificação das famílias de peças e grupos de máquinas que definem os agrupamentos (GUPTA, 1990).

Estes agrupamentos são os conjuntos iniciais a partir dos quais os estudos de dimensionamento serão feitos, até o estágio de configuração das células.

Existe um número significativo de métodos para proceder à identificação destes agrupamentos . Estes métodos estão classificados em dois grandes grupos (CHENG e CHEN,1995),(KAPARTHI e SURESH, 1992):

- a) métodos baseados em características das peças/ componentes fabricados;
- b) métodos baseados em características da produção (fluxo de produção) e roteiros de fabricação.



# TOWARDS THE GENERAL USE OF OBJECT-ORIENTED SOFTWARE ENGINEERING IN EVERYDAY FINITE ELEMENT PROGRAMMING

**Gray Farias Moita**

**Henrique Elias Borges**

**Vinícius Ferreira de Oliveira Campos**

**Valdemilson Lopes dos Reis**

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação, Av. Amazonas, 7675, Nova Gameleira, 30510-000, Belo Horizonte, MG, Brasil.  
E-mail: gray@dppg.cefetmg.br

## **Abstract**

This paper discusses the convenience of the application of object-oriented software engineering (OOSE) concepts and techniques in the development of software for engineering in order to increase the reliability and performance, enhance the reusability and scalability, and reduce the cost of production and maintenance. It is restricted to the software dedicated to analysis of problems solved via the finite element method (FEM), which has many applications in the field of engineering. Nonetheless, the arguments presented here apply equally well, *mutatis mutandis*, to any software for the engineering.

**Keywords:** Software engineering, Finite elements, Object-oriented programming, UML, Systems modelling.

## **1. INTRODUCTION**

The development of finite element codes has become a common task in civil, mechanical, aeronautical, electrical (among others) engineering fields for the last decades. However, little attention has been given to the use (or, rather, reuse) of some of these results in future developments. The prevalent approach employed could be summarized as “here is the algorithm, just code it”, and to extend the software “pick some functionality and code it, then pick another functionality and add to it”. There is no planning at all for the software to grow or change, as it would inevitably do. Hence, more and more lines of code are being generated everyday and the re-utilisation of earlier works tends to be low, especially due to the lack of a systematic approach to the development and of a general definition of software development guidelines. There has been some attempts to accomplish this kind of continuity but so far the results are far from satisfactory.

The main problem faced by the current finite element codes, especially those developed at universities, is the lack of a methodological approach for the programming. Coupled with the vast quantity of code generated, some aging more than 30 years, this “disorganised” approach can easily lead to large programs where the maintenance is neglected and reuse is almost impossible. In addition, this deficiency introduces many problems when different researchers try to use the same program. Of course, such problems could be alleviated if some of the directives from the modern OOSE are applied.

Another source of trouble is related to the programming languages utilised in FEM software. Traditionally procedural languages, like Fortran, C and Pascal, have been used to implement the method. Also, these FEM software were often developed in many distinct programming languages. The use of C++, for example, to supersede Fortran usually finds great opposition, although the clear gains are generally recognised. This happens mainly due to the large number of Fortran routines that can be found everywhere and the high cost involved in converting them into some object-oriented programming (OOP) language.

For the last 10 years object-oriented programming languages have been employed in development of engineering software. As far as the application with the Finite Element Method (FEM) is concerned, good reviews can be found in McKenna (1997), Marczak (1999) and Bittencourt *et al.* (1999). Marczak puts together some of the recent publications and an interesting overview of different ways and interpretations of modelling finite element using OOP.

Despite the fact that in the last decade the developers of FEM software started using OOP languages and worrying about reusability and scalability of their software, there is a long way to go through, in order to achieve “industrial strength” FEM software. Fortunately, this situation is gradually changing, with the help from the concepts of object-orientation, as Marczak’s work has shown. To be successful in this enterprise, one must complete the paradigm shift initiated in the early ‘90s, and move towards the application of object-oriented software engineering (OOSE) concepts and techniques in the development of software for engineering.

In this paper the Unified Modelling Language (UML) is used in conjunction with finite elements in order to develop a simple axisymmetric finite element and initiate a validation of this new combination. Some diagrams, associations and notation are shown and its use in the current context is exploited. It must be emphasised here that this work brings results from initial experiments with the *finite element/UML* association and only some early conclusions are drawn and discussed. In this study, the FEM is treated in a pure academic way. This means that the development shown here is used merely to demonstrate the application of the UML for a finite element implementation.

## **2. HOW CAN OOSE IMPROVE THE MODELLING OF ENGINEERING SOFTWARE**

To answer the above question some aspects must be pointed out. Software engineering encompasses a proven (not in the scientific sense, but rather in the empirical sense of “best practices”) body of knowledge, tools, techniques and methods to develop computer software products.

There are many ways to develop a software. The two most common are the procedural approach (also called, algorithmic approach), and the object-oriented approach. In the former, the main building block of a software is the procedure, function or routine, and the main goal of the developer is to decompose a large algorithm into smaller pieces of code (procedures and routines). In the object-oriented approach the main building block of a software is the object, or better, a class of objects. In a phrase, the object is a thing (like a steel bar or a node in a finite element analysis) that has identity (can be distinguished, in some way, from other objects), state (is created; evolves in time, passing through many states; and, eventually, is discarded, i.e., has a lifecycle), and behaviour (can do things in benefit of other objects).

There is nothing inherently wrong with the procedural approach. It can be (and has been) used to develop very good software. On the other hand, there are plenty of software said to be object-oriented (as if OO would be a stamp ensuring quality) that hardly could be called “software”. Object-orientation is not a programming language, rather it is a concept (or a

development paradigm) we could use to develop better software systems. Both approaches can benefit a lot from the software engineering techniques.

The main objective of software engineering, both procedural or object-oriented, is to improve software quality by maximising the overall performance, reliability and life cycle of the product, reducing production cost, and minimising the development time, the need for maintenance and the occurrence of errors.

In spite of the increasing publicity of the recent years, software engineering can still be regarded a new branch of the computer science, at least for the non-computer scientists. This often leads to bad development procedures especially due to a lack of experience from the practitioners and of well-disseminated practices necessary to the accomplishment of any product development. However, much effort has been devoted to lead software engineering to the maturity one would expect to find in some of the more traditional fields of engineering.

It is far beyond the scope of this paper to present the principles of the object-oriented software engineering, or to discuss the differences between procedural and object-oriented software engineering (for such, see the excellent book of Pressman, 1997). Instead, our main purpose is to advocate the cause that OOSE can effectively contribute to the development of software for engineering and point out three ideas, which can be easily applied, to improve the quality and reusability of the FEM software. These are the ideas concerning visual modelling and Unified Modelling Language (UML), architectural design, design and architectural patterns.

The basic idea behind the visual models is the abstract representation of the software, encompassing details so that all the complexity can be more easily dealt with, mainly with complex systems where the comprehension is generally very difficult. Instead of starting straight with lines and lines of code, the software engineer has got an alternative and attractive approach to analyse the software (or rather, a general overview of it) without having to worry about specific points and implementation details at the early stages of development.

Visual modelling is a friendly way of representing a problem by mimicking the real-world processes or, better, simulating the environment delineated by the problem. The main advantage of using a visual modelling is that it facilitates the understanding of the requirements of the software to be developed. Therefore, better design and maintenance can be achieved. Well-produced models are a very useful manner to format a clear and easily understandable project. Besides, they can show different views and scenarios within a given development.

In the late '80s and early '90s several methodologies, and CASE (Computer Aided Software Engineering) tools, have been developed in an attempt to create a standard in visual modelling. Three of them are worthy mentioning because they were created by three top methodologists: Object Modelling Technique (OMT) from James Rumbaugh, Object-Oriented Software Engineering (OOSE) from Ivar Jacobson and Booch Method from Grady Booch. Each modelling approach has its own characteristics and can be used in any given development. However, as always, they also have their drawbacks and that is the main reason to devise a new and standard modelling method. The effort for the unification of the three above methods began by the end of 1994. Soon, the stakeholders from the software industry joined the effort, and finally by the end of 1997 the Unified Modelling Language (UML) was formally accepted as standard by the Object Management Group (OMG). The OMG is an international non-profitable organisation, established in 1989, to promote the development of the theory and practice of the object technology.

Nowadays, the UML is one of the main visual modelling languages there exists. Note that UML is not a programming language, instead, it is a language specially constructed for the purpose of visual modelling. With the help of UML one can obtain a clearer view of what one is trying to develop, one can capture the user's points of view and, also, easily check the

functionality of the software. If used correctly, UML can eliminate miscommunication due to different modelling terminology, hence, increasing efficiency.

The UML can handle different levels of complexity or different views, so that the system can be displayed in a number of ways and visualised from different standpoints. Reuse of components can be made in a natural manner and modules can be much comfortably manipulated and comprehended. The UML can be used to visualise, specify, construct and document the software to be built and is a handy approach to be used with the traditional software engineering.

Although very young, there is a lot of literature available about UML, as can be seen, for example, in Booch *et al.* (1999), Fowler and Scott (1997), and of course, in the Internet. The main problem we found concerning the literature is that sometimes it becomes out-of-phase with the current standard release of the UML, since OMG is working very hard and fast to keep UML up to date.

If one intends to develop a robust software to be reused by oneself and/or others, and to be changed later (as it certainly will), one should plan for it. So, our first concern should be: what this system will do, how it will be organised, how it will be partitioned into components, how the components would interact, how the components will be allocated for processing in the computers in our network, how can one component be added to the system to increase functionality, how the performance will be affected, etc. These are some of the issues addressed in the architectural design of a software system.

Good architectures are built over well-defined abstraction layers. Each layer represents one coherent abstraction, with a well-defined and controlled interface. Each layer uses the services (functionality) of the lower layers, through their interfaces. Lower layer presents a lower level of abstraction. There is a clear distinction between the interface of a layer and the implementation of the layer itself, such that changes in the implementation of the layer do not affect the layers above (Rechtin, 1991).

Yet, it is virtually impossible to capture such a wide range of issues and demands, in a single picture. This means that the software architect should analyse the software from several different perspectives or viewpoints. How many viewpoints are necessary to ensure the software to be built is fully understood? In a classical paper, Kruchten (1995) argues that one needs “4+1” views of the architecture, which are:

1. *Logical View*: primarily describes the functional requirements of the system, i.e., “what” the system is supposed to provide in terms of services for its end users;
2. *Process View*: this view addresses some non-functional requirements such as performance and system availability. It also addresses issues like fault-tolerance, system integrity, concurrency and distribution;
3. *Development View*: describes the software static organisation in its development environment, i.e., defines how the components of a software would be grouped. A component is a unit of source code that will be used as a building block for the structure of the system;
4. *Physical View*: maps the processes, tasks, objects and every element identified in every other view onto the various processing nodes (like computers and the alike), taking into account the system’s non-functional requirements mentioned above;
5. *Use Case View*: this is a redundant view with the other ones, hence the “+1”. This view drives the process of discovering architectural elements in the other four views. Also, it validates and illustrates the architectural design.

The above architecture has been widely accepted in the community of software engineers. However, it seems that the architectures designed in the last years for the FEM software (Marzak, 1999; McKenna, 1997) do not satisfy the architectural model proposed by Kruchten. Therefore, it is not a surprise when they present problems concerning reuse of parts of codes

(e.g., when someone else wants to use the software to solve a different problem using FEM), they could not be changed easily (e.g., in order to take into account an enhancement of an algorithm), and so on.

Another useful idea that increases the software productivity and quality, is reuse of design patterns. A design pattern describes a common way of modelling (designing) something. In this sense, it is like a template or an example model. However, a design pattern is much more than an example model, it is a solution, or a set of solutions, to a specific designing problem. Most of the design problems faced by the developers are recurring, so are the solutions. This is the main reason why designing patterns are so important, i.e., they take the idea of reuse one step further.

In a design pattern, the problem is posed and made clear, then a set of solutions to model (and solve) the problem are presented and explained. Also, some analyses are made concerning the pros and cons of each solution and in which circumstances it works or not. It is also worthy mentioning that design patterns are independent of programming language, so they can be coded in the object-oriented programming language preferred by the user.

Design patterns is still a new research field, but is growing at an astonishing rate. The most influential reference is Gamma *et al.* (1995); another useful reference is Larman (1998). In the Internet there are dozens of web sites dedicated to patterns. The search could begin at the Patterns Home Page (<http://hillside.net/patterns/patterns.html>) and at the Ward Cunningham's Portland Patterns Repository Page (<http://c2.com/ppr/index.html>).

If design patterns takes the idea of reuse one step further, then architectural patterns takes it even farther. The main idea behind architectural patterns remains being reutilisation, this time at a highest level of abstraction. Architectural patterns are an even newer research field, also growing very fast. Nowadays, there are some architectures already available in books like Buschmann (1996) and in the Internet. Although they are not completely suitable for software developed for engineering use, they still can be employed as a starting point to construct our own architecture, tailored to fit for our own needs.

### 3. WHY SHOULD THE UML BE USED

The UML is a formal standard established by the Object Management Group (OMG) in November 1997. Since then, the UML is rapidly becoming, not only the “*de jus*” standard, but also the “*de facto*”, since it has been supported and adopted by some of the main industry leaders in the software development arena, including IBM, Microsoft, Hewlett-Packard, Unisys, I-Logix, Oracle, Rational, Texas Instruments, MCI Systemhouse, Intelligcorp, ICON Computing, Ericsson, Andersen Consulting, Sterling Software, and many others. To maintain the UML up to date with the most recent advances of the OOSE and demands from the software developers, the OMG has put together the Revision Task Force which has recently released UML version 1.3, whose adoption voting process is under way (see the OMG web site at <http://www.omg.org>).

As pointed out by Booch *et al.* (1999), the UML is much more than a bunch of graphical symbols, it is a powerful language that has been built, from the very beginning, to achieve three goals: enable the modelling of systems, from the conception to execution, within the object-oriented paradigm; address the issues of scale, typical in the complex, mission-critical systems; be a modelling language usable by both humans and computers.

The UML defines an expressive and coherent notation fully consistent with the concepts of object-orientation. Some of the characteristics of the UML are:

1. It provides end users, developers, designers, software engineers and software architects with a common standardised language. Hence, contributing to enhance the dialog among these actors;

2. It supports Kruchten's "4+1" architectural views of a system as it evolves throughout the software development lifecycle;
3. It is the only language a developer will need in order to specify, visualise, construct, and document a software system. Also, it is a handy approach to be used with the traditional software engineering techniques;
4. It is a visual modelling language, meaning that it employs a graphical notation;
5. Its vocabulary and rules (semantic and syntax) are precise, unambiguous and complete, such that, everyone can understand;
6. It focuses on the conceptual and physical representation of a system. Thus, making the process of software specification easier, clearer and unambiguous;
7. As a language, it is independent from the chosen software development process. Nonetheless, one must choose any development process in order to model a given software;
8. In conjunction with a well-defined software development process, it contributes to make the reuse of pieces of code easier, and even the reuse of design and architectural patterns;
9. The models built with UML have excellent stability in relation with changes in the specification, i.e., small changes in the software requirements do not imply massive changes in the models;
10. There are several CASE tools of excellent quality available in the market (some of them enabling code generation directly from the model) that supports the UML;
11. The UML has been used successfully in the development of very large and complex software, from aircraft simulation systems to strategic enterprise information systems. It has been also used in the modelling of mission-critical real-time systems;
12. The development of UML has been a collective effort, the contributions coming from the most prominent scientists and software engineers.

#### **4. SMALL FINITE ELEMENT APPLICATION**

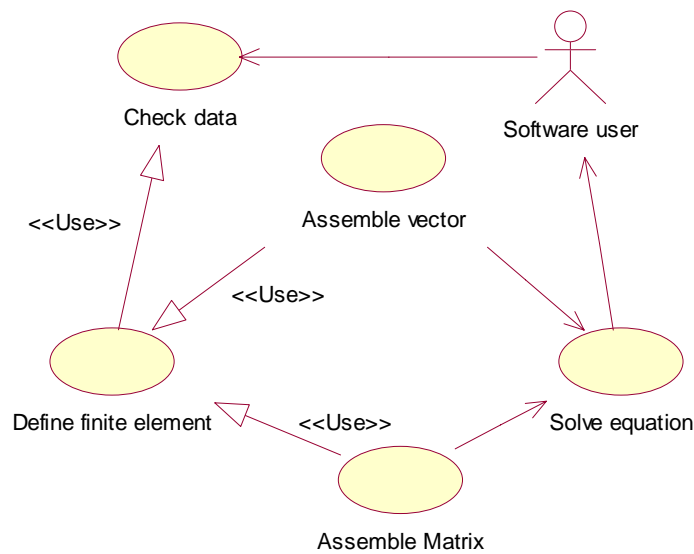
In this section a simple axisymmetric finite element is used to demonstrate the utilisation of the UML for a finite element implementation. Once again, it should be emphasised that this application has been simply devised to illustrate a combination FEM/UML without much concern with the originality and complexity of the problem. Note that, due to the lack of space, only three diagrams are shown in order to depict the functionality of the visual language employed in the current context.

In the development to be described below, each diagram is briefly explained according to the usual UML terminology.

##### Use Case Diagram:

The use cases describe the functional requirements of the system as observed by the external actors. The actor could be viewed as something that interacts with the system and can be a user, a device or another system. Figure 1 presents the Use Case diagram for the present case study.

In the current use case model, only one actor has been created, namely, the user running the software. The diagram also shows the use cases: check data, define finite element, assemble matrix, assemble vector and solve system. They define the ways the system functions. The use case diagram helps to understand how the system works and the possible interactions and gives a general outlook of the development of the project. Note that in this case, only actor interacts with the program but this is not always the case (Booch *et al.*, 1999).



**Figure 1.** Use Case diagram for the finite element case study

### Class Diagram

A class diagram represents the static structure of a given system. Classes are templates to create objects with common characteristics, i.e., pertaining to a certain category. Within the class diagram five main relationship can be used, namely, specialisation, association, aggregation, composition and dependency.

There are several class diagrams for this current development. With the purpose of illustrating this case study, only one of them is shown in Figure 2.

Due to the characteristic of the problem, the several diagrams are grouped together into packages that must represent some kind of unity or module within the system. The class diagram of Figure 2 displays the classes in the package vector, the relationship among the classes as well as the kind of relationship (association or aggregation) and the cardinality.

As can be seen in the diagram, `nodalDisplacementVector`, `loadVector` and `boundaryConditionVector` are specialised classes (or subclasses), derived from the abstract class `vector`. The latter only exists to encompass the common attributes and methods to be use by the child classes. Also, the method `checkConsistency` is inherited by the three subclasses although each one implements its own code for the particular consistency test needed. This is an example of the so-called polymorphism.

The main class diagram, encompassing the different packages of classes, for a given case study can be devised. In the current system data, the following packages can be thought: data, vectors and matrices and solution algorithms. Each should present high internal cohesion and low coupling with other packages.

### Sequence Diagram

The sequence diagram depicts a time-wise event flow for each use case. It is a two-dimensional diagram with time represented vertically and objects (not classes) in the horizontal position, showing the sequence of messages sent amongst the objects. The diagram of Figure 3 displays the time sequence of events of the use case `Solve equation`.

Each the sequence diagram is based on the event flow created for a specific use case, e.g., the event flow for the use case shown in Figure 3 is:

Preconditions:

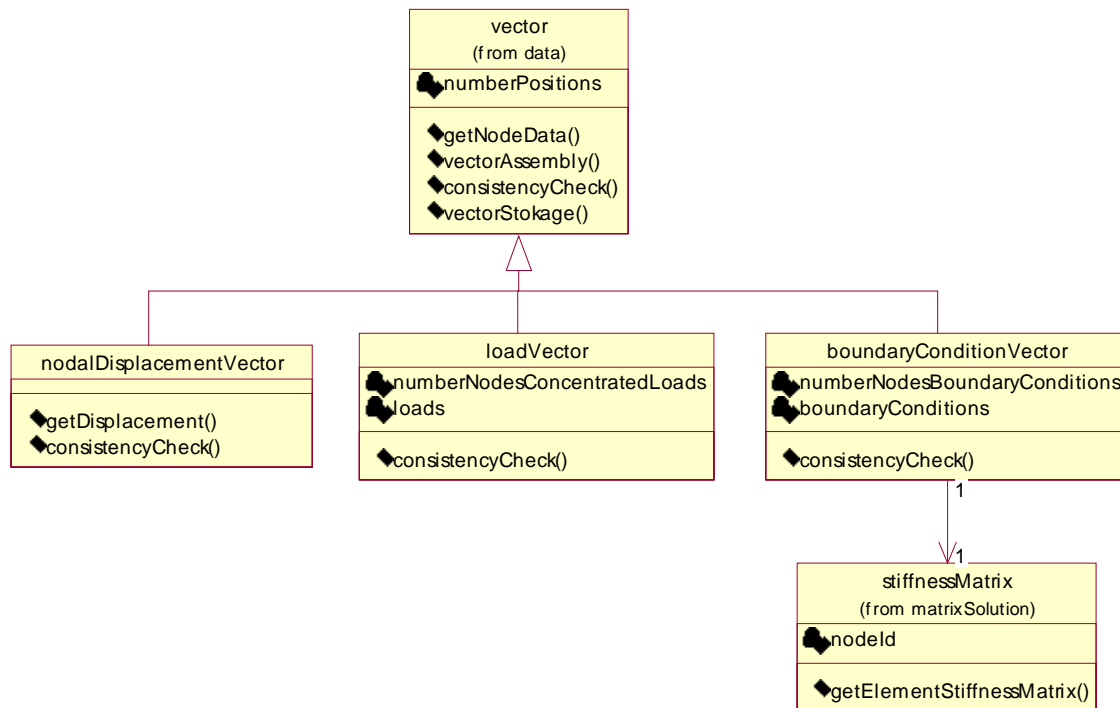
The use case matrix assembly and vector assembly must have been successfully completed to allow for this use case to initiate.

Main Flow:

1. Receives the global stiffness matrix
2. Receives the global load vector
3. Picks up the defined solution algorithm
4. Solves the finite element equation to determine the displacements  
 $K a = f$ , where  $K$  = global stiffness matrix;  $a$  = displacements vector;  $f$  = load vector
5. Sends displacements to the object `myDisplacementVector` of the class `displacementVector`.
6. Displays the results (the displacements) to the object "anybody" of the stereotyped actor class named `user`.

Alternative Flow:

If an error occur during the solving process due to wrong data, the program sends the users an error message and finishes the execution.



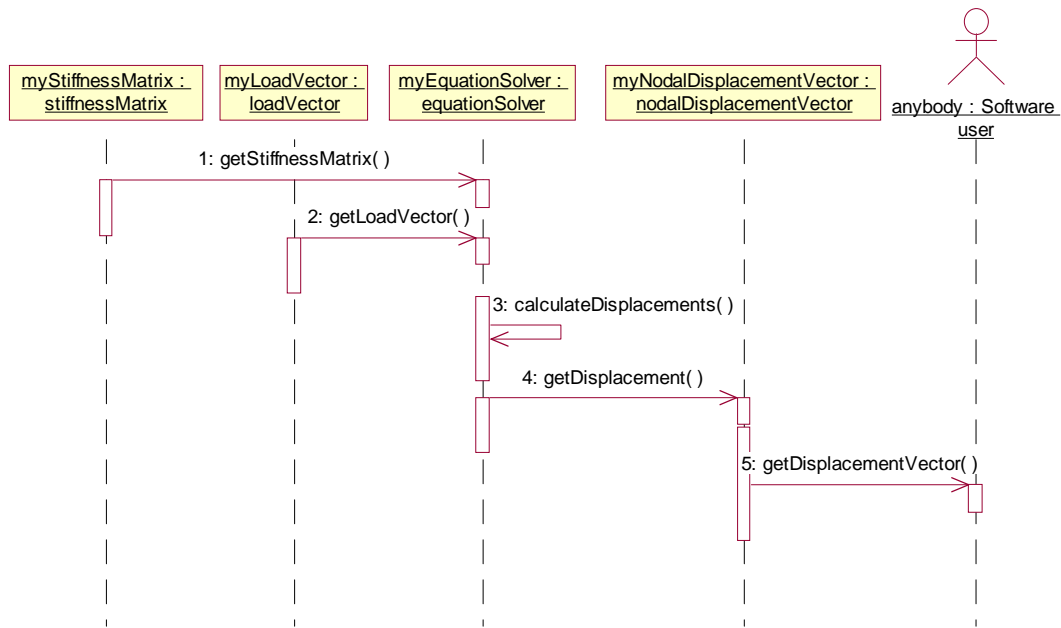
**Figure 2.** Class diagram for the package vector

## 5. FINAL REMARKS

The paper deals with the use of object-oriented software engineering for finite element programming in conjunction with the introduction of visual modelling techniques. The suitability of the use of the UML is exploited and a general explanation on the subject is given. The main points discussed are reusability, scalability, comprehensibility, reduction of production and maintenance costs as well as prevention of errors.

The main objective was to shed some light on the subject, mainly regarded with the association of finite elements and the new software engineering tendencies, in order to motivate the finite element community to adopt these modern ideas.





**Figure 3.** Sequence diagram for the use case Solve equation

## 6. ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to express their gratitude to CNPq, FAPEMIG and FINEP for their financial support.

## 7. REFERENCES

- Bittencourt, M.L., Guimarães, A.S. and Feijóo, R.A., 1999, “Elementos Finitos Orientador por Objetos”, Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, Vol. 15 (3), pp. 343-355.
- Booch, G., Rumbaugh, J. and Jacobson, I., 1999, “The Unified Modelling Language User Guide”, Addison-Wesley, Object Technology Series, 4<sup>th</sup> Printing.
- Buschmann, F., Meunier, R., Rohnert, H., Sommerlad, P. and Stal, M., 1996, “Pattern-Oriented Software Architecture: A System of Patterns”, John Wiley & Sons.
- Fowler, M. and Scott, K., 1997, “UML Distilled: Applying the Standard Object Modelling Language”, Addison-Wesley, Object Technology Series, 11<sup>th</sup> Printing.
- Gamma, E., Helm, R., Johnson, R. and Vlissides, J. [Gang of Four], 1995, “Design Patterns: Elements of Reusable Object-Oriented Software”, Addison-Wesley.
- Kruchten, P.B., 1995, “The 4+1 View Model of Architecture”, IEEE Software, pp. 43-50.
- Larman, C., 1998, “Applying UML and Patterns”, Prentice Hall.
- Marczak, R. J., 1999, “Uma Revisão Parcial de Arquiteturas Orientadas a Objetos Para Programas de Elementos Finitos”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, CD-Rom, Águas de Lindóia, SP, Brazil.
- McKenna, F.T., 1997, “Object-Oriented Finite Element Programming: Frameworks for Analysis, Algorithms and Parallel Computing”, PhD thesis, University of California, Berkeley.

- Pressman, R.S., 1997, “Software Engineering: A Practitioner’s Approach”, McGraw-Hill, 4<sup>th</sup> Edition.
- Rechtin, E., 1991, “Systems Architecting: Creating and Building Complex Systems”, Prentice-Hall.

**FILOSOFIA, ORGANIZAÇÃO E ESTRUTURA DE EMPRESA JÚNIORS -  
ESTUDO DE CASO DA MCJ, MECÂNICA CONSULTORIA JUNIOR -  
EMPRESA JÚNIOR DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DA UFPB -CAMPUS II.**

**Laerte de Araújo Lima**

**Eduardo Ferreira de Sousa**

Universidade Federal da Paraíba - UFPB, Campus II, Centro de Ciências e Tecnologia -CCT,  
Departamento de Engenharia Mecânica - DEM, CEP 50190-970,CxP .10069 Campina  
Grande PB, Brasil.

[laerte@dem.ufpb.br](mailto:laerte@dem.ufpb.br) , [edsousa@dem.ufpb.br](mailto:edsousa@dem.ufpb.br)

## **RESUMO**

O objetivo do proposto artigo é de apresentar o que é uma empresa júnior, qual suas origens seus objetivo e em que tal empreendimento pode vir a beneficiar o estudante de graduação, além de mostrar a **filosofia, organização e estrutura da MCJ - Mecânica Consultoria Júnior, empresa júnior do curso de graduação em Engenharia Mecânica da UFPB -campus II, Campina Grande.**

**Palavras – Chaves:** Empresa Junior - Aluno – Empreendedorismo – Engenharia Mecânica.

## **1. DEFINIÇÃO**

Por definição, temos que Empresa Júnior é uma associação civil , sem fins lucrativos constituída por alunos de graduação de estabelecimentos de ensino superior que presta serviços e desenvolve projetos para empresas, entidades e sociedade em geral nas suas áreas de atuação sob a supervisão de professores e profissionais especializados.

A Empresa Júnior tem a natureza de uma empresa real, com Diretoria Executiva, Conselho de Administração, estatuto, regimento etc, próprios, com uma gestão autônoma em relação à :

- ✓ Direção da Faculdade,
- ✓ Centro Acadêmico;
- ✓ Coordenação do Curso;
- ✓ Chefia do Departamento;

ou qualquer outra entidade acadêmica.

## **2. ORIGENS DO MOVIMENTO**

A primeira Empresa Júnior surgiu na França em 1967, na ESSEC (*L'Ecole Supérieure des Sciences Economiques et Commerciales ,de Paris*) devido grande necessidade percebida

através de pesquisas e estudos de mercado e à necessidade dos acadêmicos em aplicar os conhecimentos teóricos vistos em sala de aula empresas juniores.

Desde então este movimento vem se difundindo e pode ser considerado como um fenômeno econômico e empresarial, atingindo um faturamento de 19 milhões de dólares em 16 empresas ,com mais de 5000 projetos e cerca de 1 200 membros trabalhando em projetos apenas na França.

O processo de internacionalização ocorreu em 1986 e hoje existem Empresas Juniores espalhadas por todo o mundo: Portugal, Espanha, Itália, Inglaterra, Eslovênia , Suíça, Alemanha, Holanda entre outros. A Europa conta hoje com uma Associação Européia de Empresas Juniores (JADE - *Júnior Association for Development in Europe*) e Confederações Nacionais em todos os países.

No Brasil, a idéia foi introduzida pela Câmara de Comércio França-Brasil em 1988. As primeiras Empresas Juniores começaram a surgir no final deste ano, com as Empresas Juniores da FGV ( Fundação Getúlio Vargas) e da FAAP ( Fundação Armando Álvares Penteado).

### **3. OBJETIVOS**

As empresas juniores tem como objetivos principais:

- Proporcionar ao estudante aplicação prática de conhecimentos teóricos, relativos à área de formação profissional específica.
- Desenvolver o espírito crítico, analítico e empreendedor do aluno.
- Intensificar o relacionamento Empresa/Escola.
- Facilitar o ingresso de futuros profissionais no mercado, colocando-os em contato direto com o seu mercado de trabalho.
- Contribuir com a sociedade, através de prestação de serviços, proporcionando ao micro, pequeno e médio empresário especialmente, um trabalho de qualidade a preços acessíveis.
- Valorizar a instituição de ensino como um todo no mercado de trabalho.

### **4. CLIENTES**

Os principais clientes das empresas juniores, são:

#### ***a)Aluno***

É o principal cliente da Empresa Júnior, cuja missão é buscar seu desenvolvimento pessoal, profissional e acadêmico através da prestação de serviços de qualidade. Uma Empresa Júnior complementa a formação acadêmica de um estudante em vários aspectos, pois proporciona a ele experiências como :

- Administração de uma empresa;
- Organização do trabalho em equipe;
- Delegação de responsabilidades;
- Participação efetiva em reuniões de trabalho;
- Negociação com clientes, patrocinadores, fornecedores, parceiros;
- Exercícios de atividades financeiras e contábeis de uma empresa;
- Decisões sobre políticas de imagem e prospecção de negócios;

- Contato direto com problemas e situações da realidade empresarial;

### ***b) Micro, pequenas e médias empresas***

As Empresas Juniores tornam acessíveis os serviços de consultoria a este seguimento, uma vez que o custo de um projeto é bem inferior ao de uma empresa de consultoria de grande porte, já que as Empresas Juniores se utilizam exclusivamente de estudantes. A qualidade do serviço é garantida pela orientação dos professores das escolas onde estas empresas estão estabelecidas, ou ainda pelo auxílio de profissionais da área.

### ***c) Instituição de Ensino***

As Instituições de Ensino Superior do Brasil, que contam com Empresas Juniores, além da possibilidade de oferecer uma oportunidade diferenciada de desenvolvimento para o aluno, são favorecidas pela divulgação que o trabalho da Empresa Júnior garante ao seu nome.

## **5. PROCESSO DE CRIAÇÃO**

O trabalho de implantação de uma Empresa Júnior requer uma postura bastante profissional por parte dos alunos interessados, que devem ter responsabilidade e espírito empreendedor. Faz-se uma divisão de tarefas entre o grupo empreendedor.

É recomendável, também, que o projeto de criação da Empresa Júnior seja apresentado para discussão junto à Direção da Faculdade, Corpo Docente e Corpo Discente, a partir de uma proposta bem definida.

Na exposição do projeto aos membros da faculdade, é necessário que seja bastante enfatizado os objetivos da Empresa Júnior e as vantagens que ela poderá trazer para a instituição de ensino, professores e alunos.

Tudo isto é muito importante para se obter a estrutura e apoio da faculdade, e também serve como uma primeira atividade de Marketing interno da Empresa Júnior frente a professores e alunos.

## **6. O PROFISSIONAL E O CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA, NA UFPB, CAMPUS II.**

Ao profissional da engenharia mecânica compete projetar motores, máquinas, instalações, veículos e outros produtos das indústrias mecânicas, preparando e fiscalizando a fabricação, a montagem, o funcionamento e a manutenção das mesmas. Estuda a natureza dos materiais empregados na construção de máquinas, prevendo seus custos prováveis e os meios de produção. Determina os processos de fabricação e inspeciona a parte técnica da produção, e projeta sistemas de ar condicionado, calefação e refrigeração, além de submeter à prova instalações mecânicas, para conferir sua segurança e eficiência, e verificar se correspondem às especificações do projeto. Também assessora a instalação mecânica e o funcionamento de indústrias, colaborando com a administração na observação de legislação e no comércio.

Ao integralizar o Curso de Engenharia Mecânica, o aluno recebe o título de Engenheiro Mecânico. Esta integralização pode ser feita em um prazo mínimo de 4 (quatro) e máximo de 9 (nove) anos. A UFPB oferece 02 (dois) Cursos de Engenharia Mecânica, um no Campus I (João-Pessoa), e outro no Campus II (Campina Grande). Neste último em particular com

cerca de 60 (sessenta) vagas sendo distribuídas em duas chamadas de 30 cada. No último provão realizado pelo MEC, o curso obteve nota C.

## **7. A PROPOSTA DA MCJ, MECÂNICA CONSULTORIA JÚNIOR, EMPRESA JÚNIOR DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UFPB CAMPUS II.**

Vendo o crescimento do movimento de Empresas Juniores dentro da UFPB, um grupo de alunos do curso de Eng. Mecânica, cursando na sua maioria o 6º período, tomou a iniciativa e resolveu unir-se para elaborar um projeto de implantação da **Empresa Júnior de Engenharia Mecânica**.

A idéia da criação da MCJ, partiu da necessidade de aplicar os conhecimentos adquiridos no desenvolver do curso, na prática, em projetos de pequenos e médios porte que estejam na área de atuação da Eng Mecânica.

Como a empresa Júnior é formada e gerida pelos próprios alunos de graduação, ela serve como uma alternativa de formação profissional. Os alunos aprimoram seus conhecimentos técnicos e desenvolvem o espírito empreendedor a partir dos primeiros períodos do curso, aprendendo a trabalhar em equipe e se relacionando diretamente com o mercado de trabalho através de seus projetos.

Baseado neste pressuposto, foi elaborado um estatuto, tomando com exemplo outros já existentes, mas adaptados ao tipo de organização que queremos implantar, que traz as diretrizes básicas da empresa tais como:

- ✓ Objetivo da empresa;
- ✓ Organização estrutural;
- ✓ Divisão administrativa;
- ✓ Definição de membros constituintes;
- ✓ Competência e atribuições dos membros constituintes;
- ✓ Definição dos Tutores;

A MCJ, com 9 (nove) meses de operação, conta hoje com um número de 52 (cinquenta e dois) associados representando cerca de 15% dos alunos regularmente matriculados na graduação de Eng. Mecânica até o presente momento, um número razoável, tendo em vista a dificuldade de despertar o interesse do alunado em participar do movimento de empresas juniores, pelo mesmo ser relativamente jovem no âmbito da UFPB, e em especial no Campus II, e por ainda não ter o apoio devido da instituição. Mas inerente a este fato a MCJ já mostra resultados de relevância, mesmo sendo uma empresa ainda em fase de maturação. Esse resultados podem ser observados à seguir:

- A Assembléia Geral (11/09/99) para Fundação, aprovação do Estatuto, Eleição e Posse da Diretoria;
- Aquisição de Ambiente Físico, Material de Expediente e Equipamentos;
- Legalização de toda a documentação da Empresa:(CNPJ, Inscrição Municipal, Alvará de Saúde, DIPJ);
- Criação da *Home-Page*: [www.dem.ufpb.br/mcj](http://www.dem.ufpb.br/mcj)
- Assinaturas de Convênios e Parcerias com o **IEL-NRPB** e **SEBRAE/PB**.
- Promoção de Eventos que contribuem para o engrandecimento do curso de Eng., Mecânica: tais como:
  - Palestras " A Engenharia e suas Tendências ", promovidas em parceria com o programa Conselheiro Master do **IEL**;

- I Semana de Produção Discente de Eng. Mecânica com palestras direcionadas ao público da Eng. Mecânica, além de mini-cursos e amostra dos trabalhos de Pesquisa, Ensino e Extensão do Departamento;
- Cursos de Capacitação em Consultoria para os membros da Diretoria e Associados, em parceria com o **IEL** e o **Paqtc**;
- Visitas Técnicas a empresas da região;
- Divulgação das ações da MCJ dentro e fora da Universidade dos meios de comunicação: **TV Paraíba**(11/08/99), **Jornal Correio da Paraíba** e **Diário da Borborema**(09/01/00), Edições do **Jornal CCT Hoje** (09/99; 11/99, 04/00 ), **Jornal Assessoria de Informação em Marketing - ASSIM-** (02/09/99);
- Patrocínio para o Projeto **Mini-Baja 2000**, junto à Prefeitura Municipal de Campina Grande;
- Consultoria para à **Metalúrgica Pacheco** ( Estudo de Layout e PCP );
- Consultorias nas Caldeiras do **Restaurante Universitário** da **UFPB**( Manutenção e Inspeções de Segurança );
- Consultoria para à **Prefeitura Municipal de Campina Grande** ( redução de custos na sua frota veicular );
- Consultoria e Assessoria à Companhia e **Indústria de Cerâmica - CINCERA** ( redução de custos e aumento da produtividade );
- Estágio de um associado por meio da **MCJ** no **Shopping Iguatemi** ( Manutenção e Desenvolvimento de Projetos ).

## 7.1-Filosofia

A MCJ, tem como filosofia “ *Capacitar o aluno de engenharia mecânica para o mercado de trabalho, através do desenvolvimento de atividades nas quais o aluno, ainda como graduando, possa trabalhar junto a empresas desenvolvendo seus conhecimentos adquiridos na graduação tendo assim contato direto com o mercado de trabalho, favorecendo o seu amadurecimento profissional*”

## 7.2- Estrutura organizacional

“*Uma organização é um produto da combinação de esforços individuais, visando a realização de propósitos coletivos. Por meio de uma organização, torna-se possível perseguir e alcançar objetivos que seriam inatingíveis para um pessoa.*”, MAXIMINIANO em Introdução a Administração.

Baseado em tal princípio , a estrutura organizacional da MCJ foi elaborada tendo como base o modelo não burocratizado, este modelo corresponde às organizações que procuram reduzir ao mínimo indispensável a formalidade e a impessoalidade. Organizações deste tipo são chamadas orgânicas, elas dão maior ênfase ao sistema social. Algumas de suas características são as seguintes:

- Processos de administração de pessoal informalizados;
- A seleção faz-se em boa parte por meio de contatos pessoais, embora os interessados estejam em igualdade de condições.
- Processo de decisão inerente a chefes e subordinados, que são encorajados a compartilhar a responsabilidade de fazer escolhas.
- Reduzido nível de especialização: as pessoas desempenham tarefas de escopo amplo, ocupando cargos com responsabilidades definidas de forma vaga.

- Critérios de departamentalização heterogêneos: a organização procura usar tantos modelos quantos forem adequados para suas diversas atividades e missões.
- Pequeno número de pessoas subordinadas a um chefe qualquer: a amplitude de controle é pequena e, conseqüentemente, a autoridade é descentralizada.
- Processo de motivação que enfatiza a iniciativa e a autodeterminação.
- Comunicações preponderantemente informais e multidirecionais.

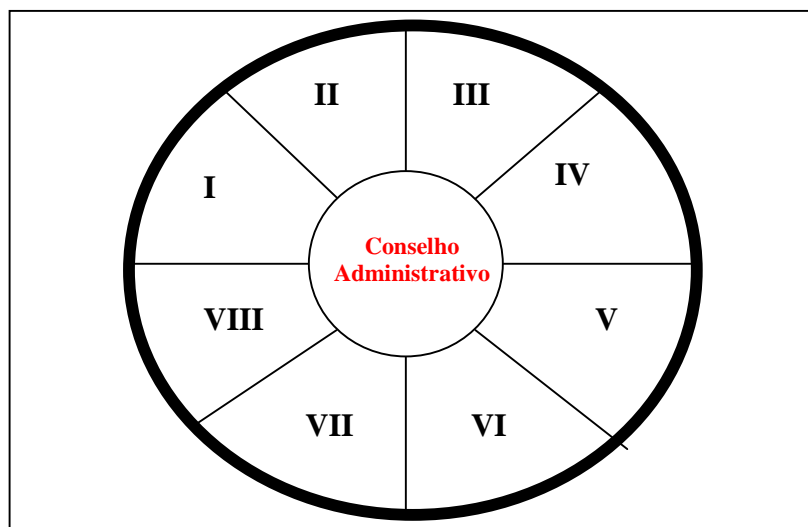
Dentre outros.

LIKERT, em *The human organization*, tem muita simpatia pelo sistema não burocrático em vista do burocrático, uma vez que ele identificou organizações mais eficazes, aquelas que são mais rentáveis e produtivas e que, ao mesmo tempo, tem os colaboradores mais satisfeitos e motivados.

A estrutura organizacional da MCJ, é composta de 08 diretorias, sendo elas:

**I – Diretoria Administrativa;**  
**II - Diretoria Contábil- financeira**  
**III - Diretoria de Marketing;**  
**IV - Diretoria da área de Expressão Gráfica;**  
**V - Diretoria da área de Materiais e Processos de Fabricação;**

**VI - Diretoria da área de Produção;**  
**VII - Diretoria da área de Projetos Mecânicos;**  
**VIII - Diretoria da área de Térmicas e Fluidos;**



**Figura 1.** Organograma administrativo da MCJ.

Os membros constituintes da Empresa júnior são classificados em duas categorias:

I - Membros efetivos: estudantes de Engenharia Mecânica , UFPB – Campus II , regularmente matriculados e devidamente cadastrados na Empresa júnior

II - Membros colaboradores: Toda pessoa jurídica que, interessada na integração Universidade / Mercado, e na difusão de serviços prestados pela **empresa júnior** contribua com suporte técnico e/ou financeiro para a condução de suas atividades e consecução de suas finalidades;

Para cada área do curso de Engenharia Mecânica ,foram designados “*Diretores*”, que serão responsáveis pelo acompanhamento dos projetos junto com os tutores, que podem



auxiliar no desenvolvimento e elaboração de projeto ou determinarem outros professores mais qualificados para isso.

Para minimizar o problema da falta de experiência de administração e organização, foi criado um sistema de tutoria, onde professores de experiência relevante nas cinco áreas de atuação da engenharia mecânica, foram convidados, para serem os consultores diretos da empresa, para os desenvolvimentos de projetos e consultorias, não impedindo que qualquer outro professor possa vir a prestar tal ajuda.

Nenhum membro da diretoria será remunerado pelo seu trabalho na empresa, só será remunerado o aluno que foi escolhido entre os associados da empresa para o desenvolvimento do projeto. Uma vez da execução do projeto, cabe aos tutores e diretorias determinar :

- ✓ Duração do Projeto;
- ✓ Áreas de atuação do projeto;
- ✓ Custo do Projeto;
- ✓ Número de alunos envolvidos;
- ✓ Pré requisitos mínimos para o aluno desenvolver o projeto;

Durante a escolha do aluno para o projeto, será aberto espaço para um aluno iniciante do curso, (até o 3º período), de acompanhar o projeto, sem remuneração, exclusivamente a título de ganho de experiência.

## 8. CONCLUSÃO

Conclui-se portanto que as empresas juniores são uma realidade e provam isto com a realização trabalhos de excelências em seus campos , superando todas as barreiras e ganhando espaço no mercado. A medida que cresce o número de empresas juniores no Brasil, o empresariado fica mais consciente do potencial dos alunos vindos de instituições como estas, tornando-se assim, um diferencial, que poderá facilitar o ingresso do profissional no mercado de trabalho. A MCJ mostra muita maturidade e responsabilidade nas atividades desenvolvidas, o reflexo do prestígio alcançado pode ser comprovado por meio das consultorias já prestadas. Com o crescimento da MCJ, o departamento e o curso de graduação em Eng. Mecânica passaram a ser mais valorizados na universidade e conseqüentemente os seus alunos no mercado de trabalho, aproximando assim a universidade da sociedade.

## 9. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a todos, **CCT** -Centro de Ciências e Tecnologia, **DEM** -Departamento de Eng Mecânica, **CEM** - Coordenação de Eng. Mecânica, **PRAI** - Pró Reitoria para Assuntos do Interior, **PRAC** –Pró Reitoria para Assuntos Comunitários, **IEL/PB** –Instituto Euvaldo Lodi,, professores, funcionários e alunos dentre outros, que tornaram possível a criação da **MCJ –Mecânica Consultoria Júnior**, e desde então vem ajudando e estimulando tal empreendimento.

## 10. REFERÊNCIAS

- **BAZZO**, Walter Antônio. *Introdução à Engenharia*. 5º Edição – Florianópolis. Ed da UFSC. 1997, 266 pág.
- **LIKERT**, Rensis. *The human organization*, New York, McGraw-Hill, 1967, 201pág.
- **MAXIMINIANO**, Antônio César Amaru, *Introdução à Administração*. 2º Edição, São Paulo, Editora Atlas. 315 pág.
- **REVISTA DO PROVÃO**, *A universidade e o profissional do futuro*. N° 04, Brasília 1999. 66 pág.

## **PROJETO“SAÚDE E SEGURANÇA NO TRABALHO”, UMA PROPOSTA DE ATIVIDADE EXTENSIONISTA ENTRE UNIVERSIDADE / EMPRESA**

**Jader Morais Borges**

**Laerte de Araújo Lima**

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58109-907, Paraíba, PB, Brasil. E-mail: [jader@dem.ufpb.br](mailto:jader@dem.ufpb.br)  
[laerte@dem.ufpb.br](mailto:laerte@dem.ufpb.br)

### **Resumo**

Percebe-se hoje a grande necessidade da universidade em desenvolver, junto a iniciativa privada, programas que estimulem a participação dos estudantes de graduação, e que abram novos horizontes para o relacionamento universidade-empresas. Tentando suprir esta necessidade, o projeto de extensão“Saúde e Segurança no Trabalho”, vem sendo desenvolvido pelo DEM / UFPB / CCT / PROBEX, Campus II, Campina Grande, em convênio com o IEL, realizando um trabalho educativo dentro de empresas da região, permitindo que haja cada vez mais trabalhadores e empresários conscientes da importância da **Saúde e Segurança no Trabalho**. Na universidade e nas empresas, os alunos do projeto desenvolvem campanhas e palestras relativas ao tema, como também de melhorias em determinados pontos da Segurança no Trabalho nas empresas atingidas, tais como: determinação dos agentes ambientais incidentes no ambiente laboral; observância, nos postos de trabalho, das normas de segurança; confecção de mapa de risco; estudo do layout e da sinalização de segurança.

**Palavras Chaves:** Saúde e Segurança no Trabalho, conscientização, extensão, integração, capacitação

### **1.INTRODUÇÃO**

Sabe-se hoje, que Saúde e Segurança são imprescindíveis quando o propósito é manter um ambiente de trabalho saudável e produtivo. Tais questões estão diretamente ligadas à valorização do elemento humano como primordial para o sucesso de qualquer organização.

Em um mundo em que, a cada dia, são crescentes as descobertas e inovações tecnológicas, a disseminação de informações sobre a prevenção de acidentes e doenças do trabalho se torna decisiva para que a qualidade de vida no ambiente de trabalho seja valorizada.

O trabalho educativo dentro das empresas é de extrema importância, uma vez que permite que haja cada vez mais trabalhadores e empresários conscientes da importância da Saúde e Segurança do Trabalho.

Considerando sua grande responsabilidade social, é indispensável que a indústria e os órgãos institucionais brasileiros se preocupem com a promoção de iniciativas que possibilitem a redução de problemas tão graves.

Diante de tal realidade, e observando a carência e o interesse das empresas da região no que diz respeito a melhoria das condições de higiene e segurança no trabalho, há a necessidade de se criar uma parceria entre universidade-empresa para o desenvolvimento de ações conjuntas que visam melhorias para o setor produtivo, bem como um estímulo maior as atividades em empresas de estudantes de graduação, adquirindo assim mais vivência e experiência no mercado de trabalho.

NÉRICI *et al* Leopoldo Maupas diz que “A universidade deve ser, também, uma escola da comunidade, uma vez que tem por dever atender as necessidades da comunidade em que se localiza. Assim, a universidade, em seus estudos, deve partir do particular (problemas concretos da comunidade), dirigir-se ao universal (estudos dos mesmos problemas em outras partes e outros países em caráter geral) e voltar ao particular (visando resolver ou atenuar as dificuldades da comunidade).”

Para tentar suprir tais necessidades foi desenvolvido o presente projeto de extensão, que está inserido dentro da nova filosofia da UFPB/CCT/DEM e conta com o total apoio do IEL/PB, para o desenvolvimento de suas atividades

## **2.OBJETIVOS**

Objetivo geral:

Desenvolver uma conscientização nos empresários, empregados e comunidade universitária, a respeito da importância de alguns fatores ligados à Saúde e Segurança do Trabalho.

Objetivos específicos:

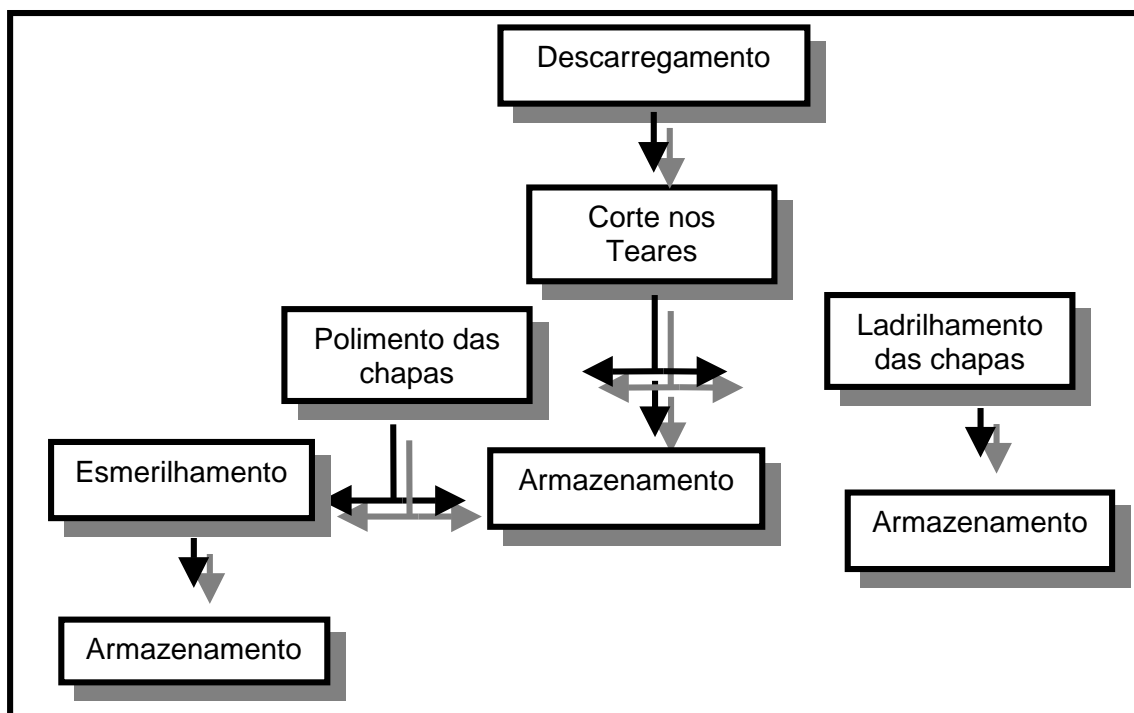
- Determinação dos agentes prejudiciais à saúde que incidem no ambiente laboral;
- Conscientização dos empregados e empregadores, sobre a importância da Saúde e Segurança no trabalho;
- Observância, nos locais de trabalho, das normas de segurança;
- Confecção, a partir da determinação dos agentes ambientais, do mapa de risco para as empresas pesquisadas;
- Estudo do *lay-out* a fim de observar aspectos de não conformidade com as condições de segurança;
- Aplicação dos resultados obtidos durante a pesquisa nas disciplinas e cursos relacionados à Saúde e Segurança do Trabalho, ministrados pela Universidade;
- Desenvolvimento de uma home page para divulgação de temas relativos a segurança no trabalho em âmbito nacional e internacional.

## **3.A EMPRESA E A ATIVIDADE LABORAL DE BENEFICIAMENTO DE GRANITO**

O projeto está se desenvolvendo em uma empresa de extração e beneficiamento de granito, localizada na cidade de Campina Grande (PB).

A empresa conta no seu quadro, com 62 funcionário, trabalhando em três turnos, e tem como produtos chapas e ladrilhos de granito, que são vendidos para construtoras do nordeste e do sul do país e exportados para a Europa. Trabalhando com tecnologia de ponta, importando da Itália e Alemanha as mais modernas máquinas, a empresa sentiu a necessidade de se adequar às normas regulamentadoras de segurança no trabalho (NR's) e de capacitar seus empregados, melhorando assim a segurança em seus ambientes laborais.

Para uma melhor compreensão do processo de beneficiamento do granito, veja a figura 1.



**Figura 1.** Organograma do beneficiamento dos blocos de granito

#### 4. ATIVIDADES NA EMPRESA

O passo inicial do projeto na empresa, foi a apresentação do projeto e a consolidação do compromisso entre a diretoria e a equipe do projeto para o desenvolvimento do mesmo, uma vez que é essencial o comprometimento da administração para com as atividades desenvolvidas.

Cada setor da empresa foi visitado e observado por um determinado período de tempo, a fim de fazer um levantamento dos aspectos causadores de possíveis acidentes. Os setores observados foram:

- Corte com fresa computadorizada;
- Transporte de cargas;
- Corte com fresa manual;
- Polimento;
- Teares;
- Armazenamento.
- Escritórios

Pôde-se notar, a partir destas observações, o perfil da mão-de-obra da empresa, em sua totalidade formada por alunos de SENAC, com o primeiro grau de escolaridade e com média de idade de 25 anos.

Estas observações preliminares foram importantes para o conhecimento das reais condições de trabalho nos setores da empresa, bem como para identificar as principais fontes geradoras de riscos, estabelecendo com isso, um roteiro de atuação que nortearia toda a execução do projeto.

Dentre as atividades desenvolvidas até o momento, podem-se ainda destacar:

- Estudo do layout e desenvolvimento da sinalização de segurança;

- Desenvolvimento dos mapas de risco por setor;
- Conscientização, através de palestras, dos funcionários.

O estudo do *lay-out* da fábrica foi realizado tomando como base a ampliação que a empresa estava sofrendo, devido a incorporação de uma nova linha de produtos. Como resultado final, foi apresentado, em planta, uma proposta de sinalização considerando os aspectos de riscos existentes na fábrica.

Em paralelo ao desenvolvimento do *lay-out*, foi elaborado um modelo de mapa de risco a ser adotado por todos os setores da empresa. O Mapa de riscos tem como objetivos :

- Reunir as informações necessárias para estabelecer o diagnóstico da situação de segurança e saúde no trabalho na empresa;
- Possibilitar, durante a sua elaboração, a troca e divulgação de informações entre os trabalhadores, bem como estimular sua participação nas atividades de prevenção.

Deve-se destacar, ainda, que para o desenvolvimento de qualquer programa de segurança, é fundamental a importância de campanhas de conscientização dos funcionários sobre questões relacionadas à higiene e segurança.

Diante disto, dentro das atividades do projeto, reservou-se atenção especial às campanhas de conscientização, sobre forma de palestras inseridas dentro da programação das reuniões setoriais semanais da empresa.

As palestras enfatizavam aspectos de higiene e segurança dos locais de trabalho da fábrica, mostrando através de exemplos práticos, situações de riscos aos quais os funcionários estavam expostos, bem como algumas formas de prevenção a serem adotadas.

## **5.ATIVIDADES NA UNIVERSIDADE**

As atividades desenvolvidas na universidade, têm como objetivo principal criar uma conscientização na comunidade universitária, uma vez que a UFPB, é um centro de excelência na formação de engenheiros e é de extrema necessidade que estes profissionais saiam para o mercado de emprego conscientes a respeito da segurança nos ambiente de trabalho. Esta conscientização é feita através de palestras, mini-cursos e campanhas realizadas no âmbito da Universidade.

Os mini-cursos, com duração de 18 horas, foram ministrados por especialistas do próprio departamento, além de médicos do trabalho do SESMT/UFPB e advogados trabalhistas da OAB / Campina Grande, abordando aspectos introdutórios gerais ao tema, tais como:

- |  |  |
|--|--|
| • Histórico sobre Saúde e Segurança no Trabalho; | • Proteção contra incêndios;                           |
| • Acidentes de trabalho;                         | • Noções de primeiros socorros e doenças ocupacionais; |
| • Agentes Ambientais,                            | • Acidente de trabalho do ponto de vista jurídico;     |
| • Linhas de defesa do trabalhador;               | • A Qualidade e a Segurança no Trabalho                |
| • Equipamento de Proteção individual e Coletivo; |  |

Verificou-se nos mini-cursos a presença de um público bastante eclético, formado por pessoas de diversas áreas (Tecnologia, Humanas, Saúde), mostrando a grande interdisciplinidade do tema. Os mini-cursos atenderam no total, um público de 85 pessoas, em suas duas versões.

A seguir é apresentado o resultado das avaliações dos mini-cursos.

**Tabela 1.** Resultados da avaliação dos mini-cursos.

	<b>Ótimo</b>	<b>Bom</b>	<b>Satisfatório</b>	<b>Regular</b>	<b>Péssimo</b>
<b>Acesso</b>	24%	30%	18%	10%	18%
<b>Equipe</b>	42%	48%	10%	#	#
<b>Explicação</b>	47%	50%	3%	#	#
<b>Horário</b>	30%	33%	20%	11%	#
<b>Infra-estrut.</b>	77%	9%	6%	5%	3%
<b>Material</b>	21%	53%	23%	3%	#
<b>Assuntos</b>	50%	47%	3%	#	#

Sabendo que a internet, como meio de divulgação de informações tecnológicas, é hoje uma arma poderosa e fundamental em um contexto acadêmico contemporâneo e não podendo fugir desta realidade, foi desenvolvida uma *home-page* para o projeto, com o objetivo de difundir entre a comunidade virtual, noções iniciais relativas a Saúde e Segurança no Trabalho, bem como deixa-los inteirados do desenvolvimento do projeto.

A página é também uma fonte de pesquisa, pois lá estão disponíveis os TCC's (Trabalhos de Conclusão de Curso) e as dissertações sobre Segurança, do Curso de Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho, como também artigos publicados em congressos.

[www.dem.ufpb.br/sst](http://www.dem.ufpb.br/sst)

A página do projeto é composta de 09 *links*:

🔗 **Probex:**

🔗 **Projeto:**

🔗 **Equipe:**

🔗 **Agentes:**

🔗 **Mapas de Risco:**

🔗 **Normas:**

🔗 **Relatórios:**

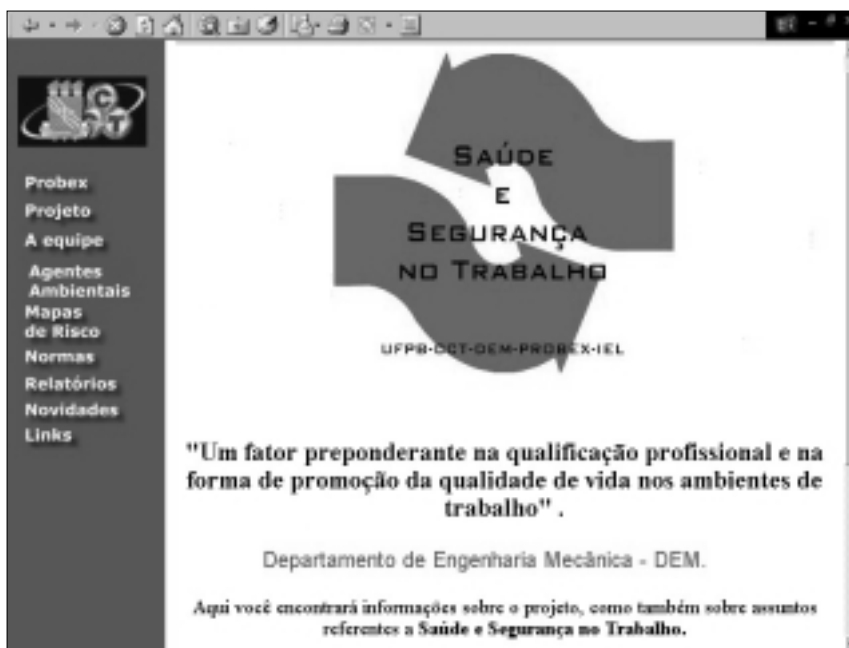
🔗 **Novidades**

- Calendário

- Trabalhos

- Artigos

🔗 **Links**



**Figura 2.** Página inicial do *site* do projeto.

## 6. CONCLUSÃO

A Saúde e Segurança nos locais de trabalho é uma questão tão importante e básica quando o intuito é preservar a vida humana, principalmente de nossos trabalhadores.

Nesta perspectiva, o projeto tem procurado suprir as deficiências das empresas quanto às informações necessárias para a realização de melhorias da segurança no trabalho em seus ambientes laborais, tornando-se assim, mais um importante meio de disseminação de conhecimentos sobre o tema, conseguindo estreitar parcerias com o setor produtivo e com entidades de cunho institucional (IEL, SESI, SENAI), além de estimular o envolvimento de alunos em tais parcerias, contribuindo para o estímulo e a qualificação dos mesmos, além de contribuir para processo de formação de cidadãos, além de estreitar as relações entre universidade/empresa, para o desenvolvimento de outros projetos que possam viabilizar a participação dos alunos de graduação, trazendo para os mesmos mais experiência.

Por fim, espera-se que tal iniciativa venha a despertar o interesse da comunidade em geral para o desenvolvimento de projetos similares a este, em todos os campus da universidade. A avaliação que se tem do programa é que o mesmo tem efetivamente contribuído para o fortalecimento de extensão universitária, além de estimular e qualificar a participação dos alunos em tais projetos.

## 7. REFERÊNCIAS

- CAMPANHOLE, Hilto Lobo. **Consolidação das Leis de Trabalho e legislação complementar**. 100 ed. São Paulo, Atlas, 1998. 867pp.
- BRAGA, W. **Design of a Virtual Engineering Course**, Anais do 4<sup>th</sup> International Conference on Computer Aided Learning and Instruction in Science and Engineering, CALISCE '98, Chalmers University of Technology, Göteborg, Suíça, páginas 313-318, 1998.
- DORLEI, Leonir Hilgert, 1997, "Universidade e empresa: a responsabilidade do professor na difícil missão de aproximar duas entidades, dependentes e complementares, que andam em trilhas distantes. Anais do ENEGEP 1997, CD-ROM 01, Gramado RS, Brasil.
- FALCÃO, Roberto José Kassab. **Tecnologia de Proteção contra Incêndios**. Rio de Janeiro: Edição do autor, 1995. 762p.
- GONÇALVES, Edwar Abreu. **Segurança no trabalho em 1200 perguntas e respostas**. 2 Edição- São Paulo: Ltr, 1998, 576p.
- IIDA, Itiro. **Ergonomia - Projeto e Produção**, Editora Edgard Bludcher Ltda., 1991, 465p
- PACHECO JÚNIOR, Waldemar. **Qualidade na segurança e Higiene do Trabalho: Série SHT 9000, Normas para Gestão e Garantia da Segurança e Higiene do Trabalho**. São Paulo, Edit. Atlas S.A -1995.
- PIAZA, Fábio de Toledo. **Informações básicas sobre Segurança e Saúde no Trabalho**. São Paulo: CIPA, 1997, 118p.
- SOUNIS, Emílio. **Manual de Higiene e Medicina do Trabalho**, São Paulo: Editora Ícone, 1991.
- TAVARES, José da Cunha. **Noções de Prevenção e Controle de perdas em Segurança do Trabalho**- Série Apontamentos, Editora SENAC- SP, 1996. 124p.

# INVESTIGAÇÃO SOBRE COMPORTAMENTOS LOCALIZADOS EM UMA SÉRIE TEMPORAL COM COMPORTAMENTO IRREGULAR

**Humberto Camargo Piccoli**

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Materiais e Construção, 96201-900, Rio Grande, RS, Brasil. E-mail: [piccoli@dmc.furg.br](mailto:piccoli@dmc.furg.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta uma investigação de uma série temporal que exhibe comportamentos não linear e linear em diferentes intervalos de tempo. Além da tradicional análise espectral, realizada em ambos os intervalos observados bem como nos intervalos de transição, foram também utilizadas ferramentas de análise não linear, com a reconstrução do espaço de estado por meio das coordenadas de estado, construção de diagramas de Poincaré e cálculo de expoentes de Lyapunov para a identificação das diferenças de comportamento. Embora os resultados da análise espectral e os diagramas de Poincaré tenham demonstrado significativas diferenças nos diferentes intervalos, os expoentes de Lyapunov não foram influenciados pelo intervalo de comportamento linear.

**Palavras-chave:** séries temporais, caos, expoentes de Lyapunov, diagramas de Poincaré, análise espectral.

## 1. INTRODUÇÃO

Em um trabalho anterior foi realizada uma investigação sobre o comportamento das vibrações laterais de um rotor vertical sujeito a “rubbing” que apresentavam espectros com conteúdos de banda larga (Piccoli, 1994, Piccoli e Weber, 1998). A possibilidade de movimento caótico em rotores sujeitos a “rubbing” foi amplamente sugerido na literatura (Szczygielski e Schweitzer, 1985, Ehrich, 1992 e Müller e Bajkowski, 1993). O trabalho de Li e Paidoussis (1994) simulando o comportamento dinâmico de um rotor tocando um obstáculo é também uma importante contribuição apesar de não considerar a rigidez e o amortecimento do sistema rotor-estator em um modelo inicial. A nossa atenção esteve concentrada na identificação de comportamento caótico diretamente das medições do movimento vibratório.

Este trabalho apresenta uma nova abordagem da análise do movimento lateral de um rotor vertical sujeito a “rubbing”. Uma análise mais ampla, embora utilizando as mesmas ferramentas foi desenvolvida com o objetivo de confirmar alguns resultados e explorar mais profundamente algumas observações realizadas posteriormente. Em especial, foi constatada uma diferença de comportamento em uma das medições que havia apresentado um comportamento caótico. O sistema mostra comportamento irregular durante parte do movimento e ocorre uma transição para um movimento regular e, posteriormente, uma nova transição para comportamento irregular. O sinal observado integralmente foi analisado



anteriormente e o comportamento foi identificado como caótico. Agora procura-se mostrar as diferenças entre a análise de toda a série temporal e os dois regimes distintos. As técnicas utilizadas para o estudo foram as tradicionais transformadas de Fourier e reconstrução do espaço de estado pelas coordenadas de espera (delay coordinates) para o cálculo das características caóticas do sinal medido. A partir desta reconstrução foram construídos diagramas de Poincaré e calculados expoentes de Lyapunov, utilizando-se o programa TISEAN (Hegger *et alli*, 1999).

## 2. CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS

A técnica de reconstrução do espaço de estado através das coordenadas de espera foi desenvolvida através de um conjunto de trabalhos realizados nas duas últimas décadas (Takens, 1981, Packard *et alli*, 1981, Eckmann e Ruelle, 1985).

Se a série temporal proveniente das medições realizadas é representada por  $s(n)$ ,  $n = (d-1)\tau+1, \dots, N$ , onde  $N$  é o número total de pontos da série, então o vetor no espaço de estado reconstruído é dado por

$$y(n) = \{s(n), s(n-\tau), \dots, s(n-(d-1)\tau)\}^T \quad (1)$$

onde o sobrescrito  $T$  indica a transposta da matriz,  $\tau$  e  $d$  são os parâmetros de mergulho.

O tempo de espera  $\tau$  é um múltiplo inteiro do intervalo de amostragem não devendo ser tão pequeno que a correlação entre os pontos seja muito alta e nem muito grande que toda a informação que relaciona os dois pontos tenha sido completamente perdida. Dentre as técnicas possíveis para calcular  $\tau$  a mais utilizada na literatura é a que utiliza a informação mútua média (Fraser, 1989), dada por

$$I(\tau) = \sum_{n=1}^N P(s(n), s(n+\tau)) \log_2 \left[ \frac{P(s(n), s(n+\tau))}{P(s(n))P(s(n+\tau))} \right] \quad (2)$$

onde  $P(s(n))$  é a probabilidade de ocorrer uma medição  $s(n)$ ,  $P(s(n+\tau))$  é a probabilidade de ocorrer uma medição  $s(n+\tau)$ , e  $P(s(n), s(n+\tau))$  é a probabilidade de ocorrerem simultaneamente as medições  $s(n)$  e  $s(n+\tau)$ . O valor do tempo de espera escolhido é o correspondente ao primeiro mínimo local da curva da informação mútua média *versus* o tempo de espera. Geralmente, este primeiro mínimo local é bem determinado, entretanto, em alguns casos ele pode ser difícil de ser localizado. Em tais casos Fraser (1989) sugere que se escolha o valor correspondente a 1/5 do valor inicial. Isto também não é sempre eficiente. Nestas circunstâncias podem ser utilizadas alternativas como a função de autocorrelação ou a observação da topologia para valores localizados na região do primeiro mínimo local.

A dimensão de mergulho é obtida pelo método dos vizinhos falsos que está baseado na procura por um espaço de estado de dimensão  $d$  que apresente pontos que são observados como vizinhos devido exclusivamente à sua proximidade e não devido a uma observação de um atrator através de uma janela com uma dimensão insuficiente. Em outras palavras: não existem falsos cruzamentos ou aproximações da trajetória no espaço de estado reconstruído.

Após a reconstrução do espaço de estado pode ser realizada uma análise topológica através de diagramas de Poincaré.

O comportamento caótico pode ser quantificado calculando-se, dentre outros, os expoentes de Lyapunov. São os expoentes característicos associados a uma medida invariante. Eles são importante na identificação do movimento caótico em virtude da possibilidade dos mesmos serem calculados diretamente a partir dos dados experimentais e serem de fácil

interpretação. Um sistema apresentando comportamento caótico possui pelo menos um expoente de Lyapunov positivo.

A origem dos expoentes de Lyapunov está no teorema de Oseledec (1968), que estabelece que, se uma evolução no espaço de estado, dada pelo mapa

$$y(n+1) = F(y(n)) \quad (3)$$

é conhecida e, se alguns requisitos matemáticos adicionais são cumpridos, é possível construir a matriz

$$\Lambda = \lim_{n \rightarrow \infty} \left( DF^n(y(0)) DF^n(y(0))^T \right)^{1/2n} \quad (4)$$

conhecida como matriz de *Oseledec* ( $D$  é um operador diferencial). Se  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  são os autovalores de  $\Lambda$ , os expoentes de Lyapunov associados são

$$\lambda_1 = \log|\alpha_1|, \lambda_2 = \log|\alpha_2|, \dots, \lambda_n = \log|\alpha_n|. \quad (5)$$

O expoente de Lyapunov dominante (máximo) pode ser estimado através da observação da evolução de pontos encontrados dentro de uma vizinhança no espaço de estado (muito próximos, pequenas perturbações). As trajetórias dos pontos observados devem separar-se com a evolução de forma que a sua distância cresça exponencialmente. Considerando-se dois pontos que visitam o espaço de estado em um determinado instante muito próximos  $y$  e  $y'$  e sendo a distância entre os mesmos igual a  $\Delta_0 = y_0 - y'_0$ , que ser observada depois de transcorridas um número  $j$  de iterações, tornando-se  $\Delta_j = y_j - y'_j$ . Encontra-se que  $|\Delta_j| \approx \Delta_0 e^{\lambda j}$  onde  $\lambda$  é o maior expoente de Lyapunov. Com base nisso, é possível calcular a função

$$S(\varepsilon, d, \tau) = \left\langle \ln \left( \frac{1}{|U_j|} \sum_{y', e^{U_j}} |y_{j+\tau} - y'_{j+\tau}| \right) \right\rangle_j \quad (6)$$

onde  $U_j$  é a vizinhança do ponto  $y_j$  e  $\varepsilon$  é o tamanho da vizinhança. A inclinação de  $S$  é uma robusta estimativa do máximo expoente de Lyapunov.

### 3. ANÁLISE DOS SINAIS

Inicialmente, observa-se que os sinais medidos apresentam comportamentos distintos em diferentes intervalos de tempo: do início da medição até aproximadamente 152 segundos a série temporal mostra um comportamento irregular, passando então por uma transição que conduz a um comportamento regular (Fig. 1). Isto acontece nas medições realizadas em ambas as direções ortogonais radiais ( $x$  e  $y$ ).

A análise das figuras 1a e 1b mostra uma transição rápida de um regime irregular para um regular com maiores amplitudes. O retorno ao regime irregular, entretanto, passa por uma transição em que ocorre uma modulação entre 194 e 197 segundos (figuras 1c e 1d). Como os comportamentos nas duas direções foram similares os resultados que serão apresentados a

seguir serão exclusivamente obtidos das medições na direção  $x$  para efeito de maior brevidade. Toda análise também foi realizada na direção  $y$  apresentando resultados idênticos.

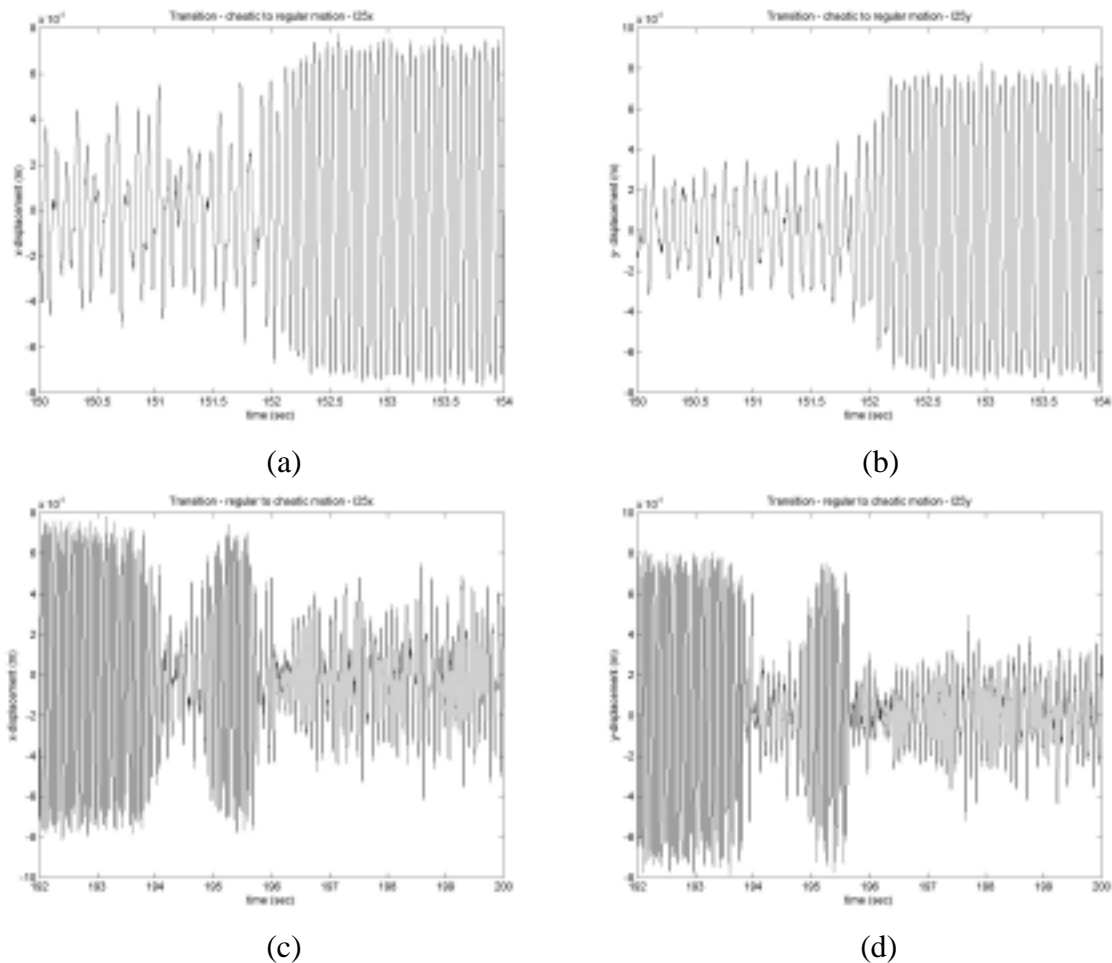


Figura 1 – Transições do regime irregular para o regular nas medições na direção  $x$  (a) e  $y$  (b) e do regime regular para o irregular na direção  $x$  (c) e  $y$  (d).

As transformadas de Fourier destes sinais (fig. 2) são então calculadas para interpretar os diferentes tipos de comportamento presentes. No intervalo entre 0 e 151,5 seg o comportamento é irregular (fig. 2a) nas direções  $x$  e  $y$  predominando as componentes síncrona em 11,4 Hz, aparecendo uma harmônica em 22,7 Hz resultado da folga existente. Estes espectros também apresentam um importante conteúdo de banda larga sugerindo um comportamento caótico. A transição entre este comportamento irregular e o regular que o segue é brusca não exigindo uma análise mais detalhada como mostram as figs. 1a e 1b. A seguir começa um movimento regular na frequência de 18,3 Hz, mostrado na fig. 2b. A transição deste intervalo regular para o irregular seguinte apresenta um movimento com banda larga misturada com as componentes do movimento regular e do irregular (fig. 2c). Finalmente o movimento retorna ao seu estado irregular semelhante ao inicial apenas com uma excitação da primeira frequência natural que migra de 21,3 Hz para 8,4 Hz quando a folga do sistema aumenta (Piccoli e Weber, 1996), devido à permanência de transientes não atenuados devido ao baixo amortecimento do sistema (fig. 2d).

A seguir inicia-se a reconstrução do espaço de estado calculando-se os parâmetros de mergulho, inicialmente o tempo de espera. Aplicando-se a informação mútua média, o tempo de espera foi calculado para toda a série (0 a 200 s) e apenas para o intervalo irregular inicial (0 a 151,5 s). As curvas estão mostradas na fig. 3, observando-se que o primeiro mínimo local

está melhor definido na série reduzida, sendo correspondente a um tempo de espera igual a 9, enquanto que na série completa a curva é mais irregular e o primeiro mínimo encontra-se com um tempo de espera igual a 8.

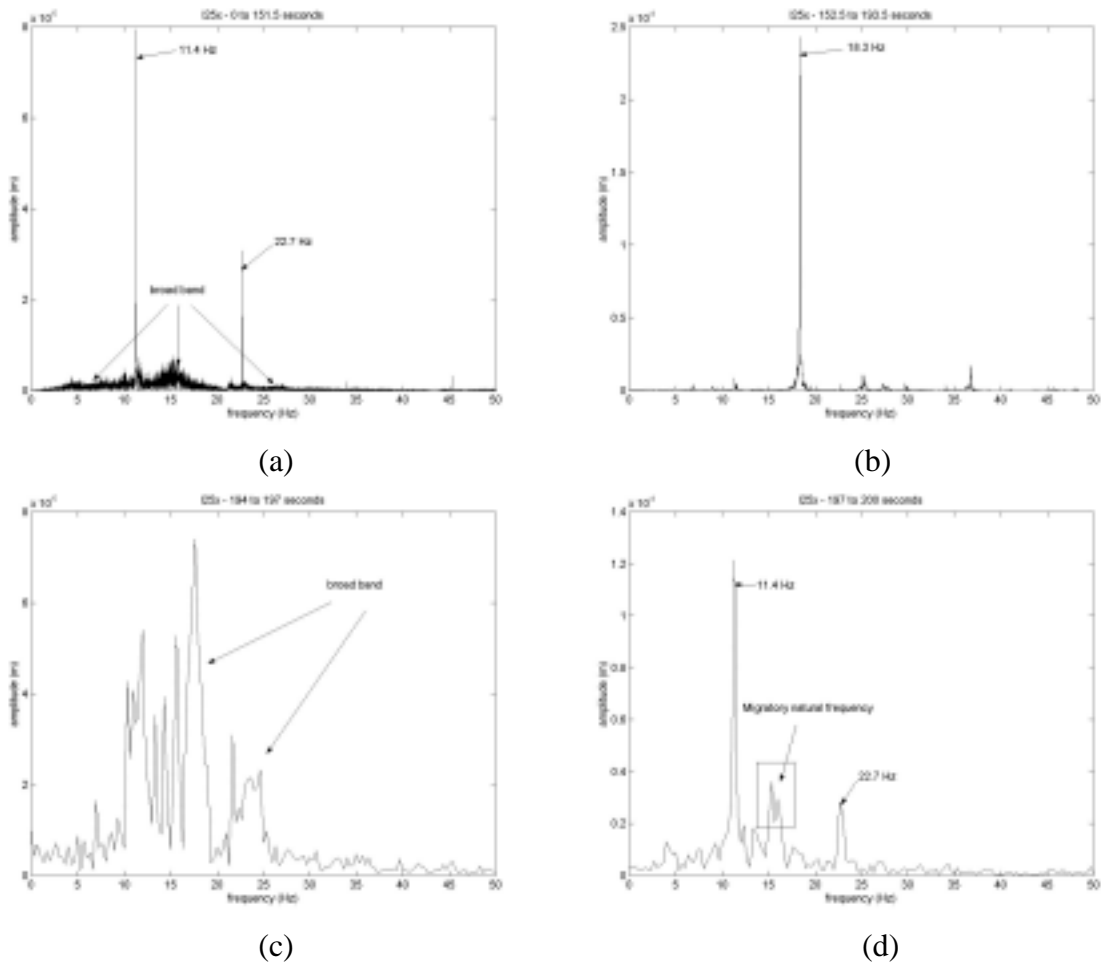


Figura 2 – Transformadas de Fourier das medições divididas em partes: (a) comportamento irregular no intervalo de 0 a 151,1 segundos; (b) comportamento regular no intervalo de 152,5 a 193,5 segundos; (c) transição do comportamento regular para o irregular no intervalo de 194 a 197 segundos; (d) comportamento irregular final no intervalo de 197 a 200 segundos.

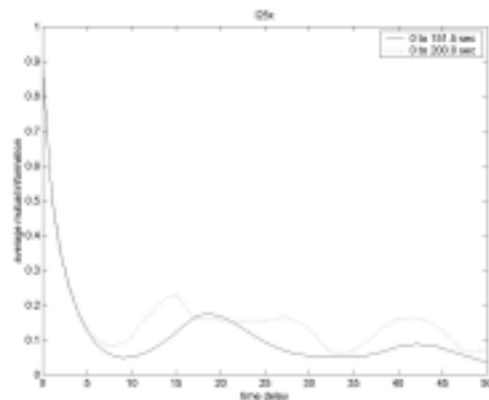


Figura 3 – Curvas de informação mútua média para a série reduzida (0 a 151,5 s) e completa (0 a 200 s).

Com base na fig. 3 deve ser escolhido o tempo de espera igual a 8 para a série completa e igual a 9 com a série reduzida. Foram obtidos tempos de espera também com a função de autocorrelação e os resultados foram os mesmos. A próxima escolha é da dimensão de mergulho, que é realizada através do método dos vizinhos falsos. Os resultados para as duas séries em questão estão mostrados na fig. 4.

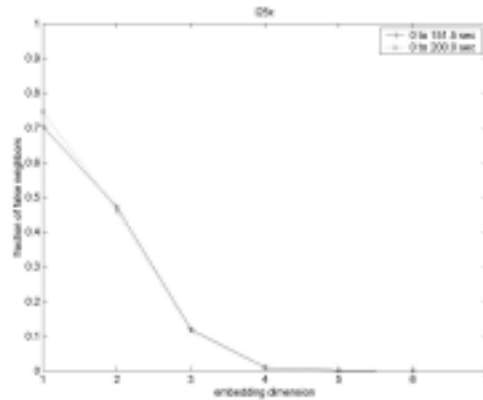


Figura 4 - Curvas de fração de vizinhos falsos para a série reduzida (0 a 151,5 s) e completa (0 a 200 s).

Como demonstra a fig. 4 tanto para a série reduzida como para a série completa uma dimensão de mergulho igual a 4 seria suficiente uma vez que o percentual de vizinhos falsos é inferior a 1 %, quantidade esta que é desprezível considerando-se o ruído presente no sinal (ruído de medição).

A fig. 5 mostra os diagramas de Poincaré, obtidos para dimensão de mergulho igual a 4, em que se evidenciam os dois tipos de comportamento onde, especialmente na fig.5b, estão bem distintos, com inclusive a transição sendo mostrada. O atrator formado na fig. 5b, considerada a região de transição pode ser considerado um atrator estranho, enquanto que na fig. 5a isto não está bem claro.

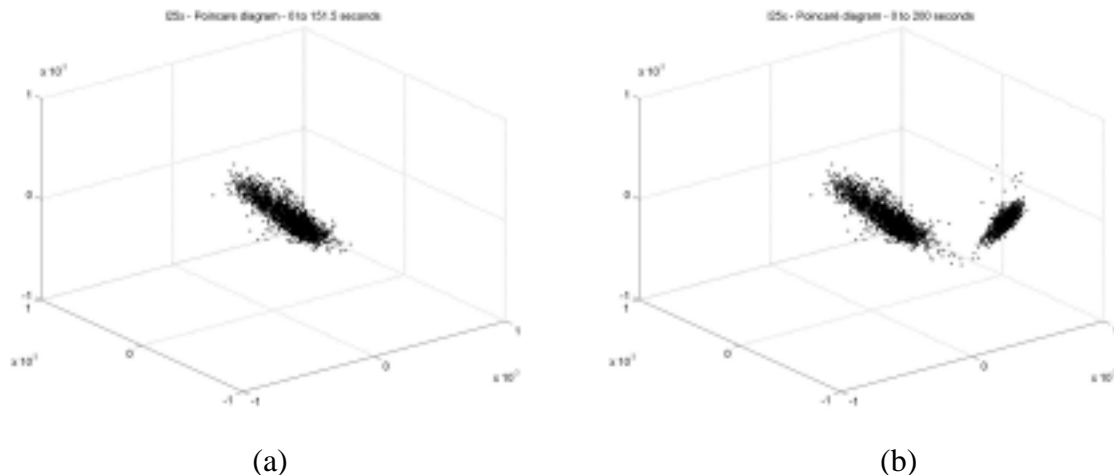


Figura 5 – Diagramas de Poincaré com a série projetada em dimensão 4, apresentando uma seção de dimensão 3 para (a) série reduzida (0 a 151,5 s) e (b) série completa (0 a 200 s).

Uma melhor análise é realizada com o cálculo do expoente de Lyapunov dominante que não mostrou diferença significativa entre as duas séries. Como mostra a fig. 6, os expoentes calculados para a série reduzida e para a série completa são muito próximos. Uma diferença

quase imperceptível está na região de inclinação constante que é menor na série completa. Entretanto, a inclinação média não chega a se modificar.

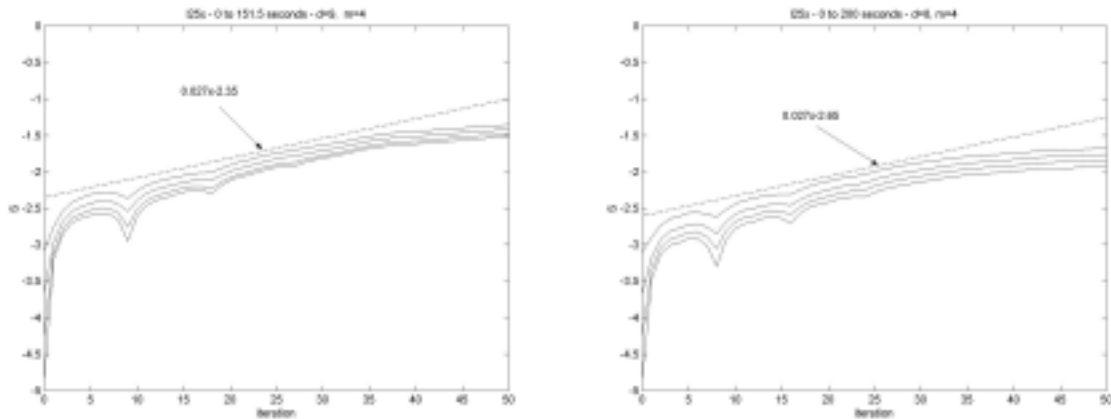


Figura 6 – Cálculo do expoente de Lyapunov dominante através do algoritmo de Kantz para (a) série reduzida (0 a 151,5 s) e (b) série completa (0 a 200 s).

Para validação dos resultados foram também calculados os expoentes de Lyapunov através do algoritmo desenvolvido por Rosenstein (Hegger et alli, 1999), onde apenas o vizinho mais próximo é seguido para cada ponto de referência. Os resultados estão apresentados na fig. 7 obtendo-se um expoente aproximado de 0,03 o que está bem próximo ao encontrado com o algoritmo de Kantz.

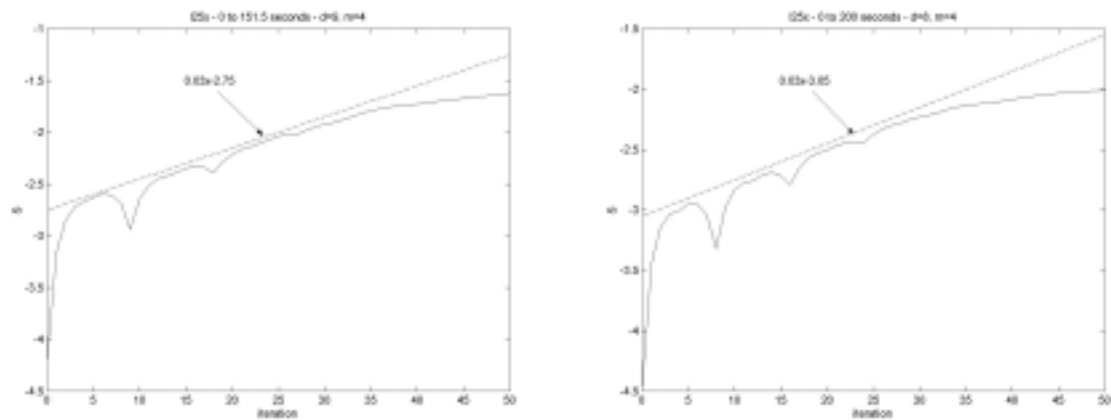


Figura 7 – Cálculo do expoente de Lyapunov dominante através do algoritmo de Rosenstein para (a) série reduzida (0 a 151,5 s) e (b) série completa (0 a 200 s).

#### 4. CONCLUSÃO

Uma comparação entre uma série temporal obtida de medições experimentais mostrando comportamento irregular e a mesma série com um intervalo com comportamento regular foi realizada. Observou-se diferenças significativas entre os espectros da séries nos dois intervalos e também nos diagramas de Poincaré, sugerindo a existência de um atrator estranho. O maior expoente de Lyapunov entretanto não foi significativamente afetado pelo período de comportamento regular talvez pelo fato que o período de comportamento irregular é bem mais longo. Novas investigações continuam a ser realizadas, tanto no campo da análise não linear como também com a utilização de “wavelets”, ferramentas apropriadas para este tipo de situação (localização).

## 5. REFERÊNCIAS

- Eckmann, J.-P., e Ruelle, D., 1985, Ergodic theory of chaos and strange attractors. *Reviews of Modern Physics*, Part I, vol. 57, n. 3, p. 617-656.
- Ehrich, F.F., 1992, Observations of subcritical superharmonic and chaotic response in rotordynamics. *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 114, n. 1, p. 93-100.
- Fraser, A.M., 1989, Reconstructing attractors from scalar time series: a comparison of singular system and redundancy criteria. *Physica D*, vol. 34, n. 3, p. 391-404.
- Hegger, R, Kantz, H. e Schreiber, T., 1999, Pratical implementation of nonlinear time series methods: The TISEAN package. *Chaos*, vol. 9, n. 2, p. 413-435.
- Li, G.X., and Païdoussis, M.P., 1994, Impact phenomena of rotor-casing dynamical systems. *Nonlinear Dynamics*, vol. 5, p. 53-70.
- Müller, P.C., and Bajkowski, 1993, J. Signal analysis in multibody systems. Preprint.
- Oseledec, V.I., 1968, A multiplicative ergodic theorem. Lyapunov characteristic numbers for dynamical systems. *Transactions of Moscow Mathematical Society*, vol. 19, p. 197-231.
- Packard, N.H., Crutchfield, J.P., Farmer, J.D., and Shaw, R.S., 1980, Geometry from a time series. *Physical Review Letters*, vol. 45, n. 9, p. 712-716.
- Piccoli, H.C., 1994, Observação de Caos nas medições do movimento de um rotor sujeito a “rubbing”
- Piccoli, H.C. e Weber, H.I., 1996, Nonlinear and frequency domain analysis of measured signals with chaotic behavior. *Proceedings of 2nd European Nonlinear Oscillations Conference*, Praga, República Tcheca, vol. 3, p. 137-140.
- Piccoli, H.C. e Weber, H.I., 1998, Experimental observation of chaotic motion in a rotor with rubbing, *nonlinear dynamics*, vol. 16, n. 1, p. 55-70, Kluwer, Holanda.
- Szczygielski, W.M., and Schweitzer, G., 1985, Dynamics of a high-speed rotor touching a boundary. *IUTAM/IFTToMM Symposium*.
- Takens, F., 1981, Detecting strange attractors in turbulence. *Lecture Notes in Mathematics*, vol. 898, p. 366-381.

# ESTUDO DA TOPOGRAFIA DE SUPERFÍCIES COMO UM PROCESSO ALEATÓRIO NÃO-ESTACIONÁRIO

**Marcelo Silva Guimarães**  
**Carlos Henrique da Silva**  
**Linilson R. Padovese**  
**Amilton Sinatora**

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Fenômenos de Superfície, Av. Professor Mello Moraes, nº 2231, CEP 05508-900, São Paulo, SP, Brasil.

E-mail: [marcsg@usp.br](mailto:marcsg@usp.br) [carloshs@usp.br](mailto:carloshs@usp.br) [lrpadove@usp.br](mailto:lrpadove@usp.br) [sinatora@usp.br](mailto:sinatora@usp.br)

## Resumo

A caracterização das superfícies de engenharia é importante para o estudo dos fenômenos tribológicos. A literatura mostra que a topografia das superfícies é descrita por um processo aleatório não-estacionário, sendo portanto necessário considerar o comprimento amostral como um parâmetro de análise. Este artigo estuda a dependência de alguns parâmetros de rugosidade em função do comprimento amostral e propõe o parâmetro  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  para analisar superfícies.

**Palavras-chave:** rugosidade, tribologia, análise de sinais.

## 1. INTRODUÇÃO

Um fenômeno é classificado como aleatório quando, a princípio, não é possível descrevê-lo através de leis físicas bem definidas.

As topografias das superfícies naturais e de engenharia podem ser classificadas como sinais aleatórios devido a características encontradas nos processos que geram estas superfícies e nos processos de medição.

A formação das superfícies naturais é função do histórico da interação da superfície com o meio, realizadas por processos como erosão, desgaste, ruptura do material e reações químicas, que ocorrem de forma não controlada.

A geração das superfícies de engenharia se deve aos processos de fabricação, que de certa maneira reproduzem os mesmos processos naturais, mas de forma controlada. Contudo este controle é limitado a uma determinada escala, sendo possível monitorar o processo de fabricação até uma determinada resolução. Além disso, sabe-se que quanto maior é esta resolução mais difícil é mantê-la por regiões muito grandes.

Na maioria dos casos a medição de perfis das superfícies é realizada com um rugosímetro. O posicionamento da ponta do rugosímetro sobre a superfície não é feito com o mesmo grau de



resolução que o da medida realizada, impedindo de maneira geral a reprodutibilidade do sinal de rugosidade.

Devido a estes fatores não há modelos matemáticos determinísticos para a topografia das superfícies, necessitando uma modelagem estocástica.

No estudo de sinais aleatórios e em particular em perfis de rugosidade, é importante verificar a estacionariedade do sinal, pois isto influenciará na escolha das metodologias a serem utilizadas na análise (Bendat & Piersol, 1971).

Se dois perfis de rugosidade consecutivos na mesma direção e sentido forem resultados de um processo estacionário, então apresentarão as mesmas propriedades estatísticas. Neste caso diz-se que as leis probabilísticas que regem o processo são invariantes no espaço (Karlin & Taylor, 1975).

No sentido estrito, a estacionariedade ocorre em um processo se todos os seus momentos estatísticos não são função da posição espacial em que foram amostrados.

No sentido amplo pode se considerar estacionário todos os processos cuja média e a função de autocorrelação não variam em função da posição espacial (Gardner, 1986).

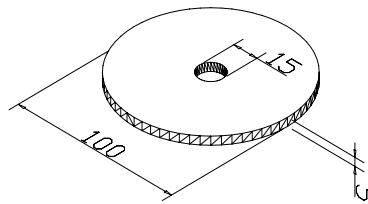
A estacionariedade do processo aleatório está muito ligado, ao fato do sistema que gera o sinal estar trabalhando em regime permanente ou transitório. Em muitos casos sistemas em regime permanente são estacionários enquanto que no transitório o sistema é não-estacionário (Bendat & Piersol, 1971). No caso das superfícies reais a não-estacionariedade pode ser evidenciada, por características como as ondulações e os erros de forma, que acabam gerando variações nas propriedades estatísticas do sinal em escalas diferentes.

Os estudos de Sayles e Thomas (1978) concluem que a topografia das superfícies é resultado de um processo não-estacionário. Uma propriedade encontrada por este estudo mostra que a variância das alturas do perfil é função do comprimento amostral. Neste texto pretende-se discutir as propriedades das superfícies encontradas nos estudos realizados por Sayles e Thomas (1978) no caso específico de corpos torneados e retificados.

## 2. EXPERIMENTO

### 2.1 Descrição do corpo-de-prova

Os corpos-de-prova utilizados neste experimento são discos de aço com  $100\text{mm}$  de diâmetro, como está mostrado, na Figura 1.



**Figura 1.** Descrição da geometria dos corpos-de-prova (medidas em mm).

Foram preparados quatro discos com acabamentos diferentes em suas faces, que serão as su-

perfícies estudadas, como pode ser visto na Tabela 1. Por uma inspeção visual e táctil verificou-se que o refinamento do acabamento superficial cresce do disco 1 para o disco 4.

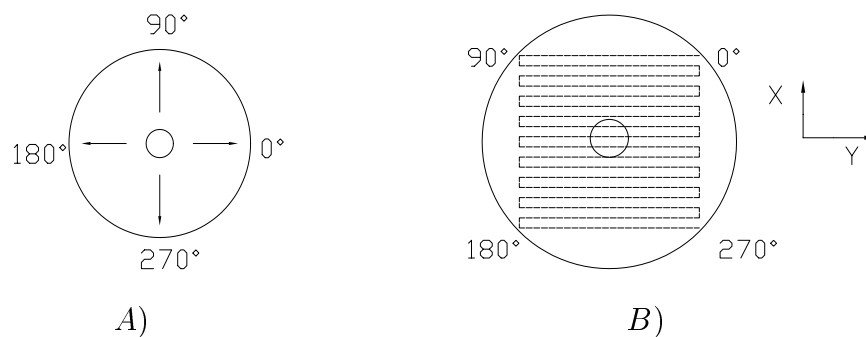
**Tabela 1.** Descrição dos processos de fabricação das superfícies dos corpos-de-prova.

Corpo-de-prova	Processamento
disco 1	Torneado
disco 2	Torneado
disco 3	Retificado
disco 4	Retificado

## 2.2 Procedimento de medição e equipamentos utilizados

Para se realizar a aquisição dos perfis foi utilizado um rugosímetro Surtronic 3+. Este rugosímetro se caracteriza por possuir um perfilômetro constituído por uma ponta de diamante e um patim. Portanto o perfilômetro apoia em dois pontos da superfície. Tal configuração funciona como um filtro mecânico de baixas frequências.

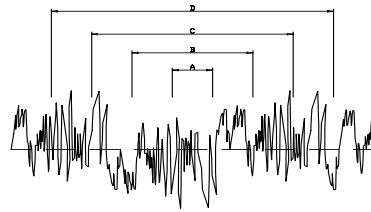
O disco foi dividido em quatro regiões (Figura 2A). Fez-se cinco medidas em cada região. A agulha percorreu o disco do centro para a fronteira, na direção radial, realizando-se a aquisição de 20 perfis com um comprimento amostral de  $8mm$ . Foi adotado este valor para o comprimento amostral com o objetivo de maximizar o tamanho do comprimento amostral ( procurando descrever a superfície de maneira mais fiel possível, não distinguindo ondulação de rugosidade), sem no entanto, tornar muito lenta a aquisição e o processamento dos sinais. Também foi realizada uma varredura na superfície dos discos com uma máquina de medição de coordenadas BN 710 da Mitutoyo, com o objetivo de detectar os erros de forma nos discos. Na Figura 2B pode se observa a trajetória seguida pelo apalpador sobre os corpos de prova.



**Figura 2.** A) Regiões onde foram realizadas as medições de rugosidade. B) Trajetória feita pelo apalpador na superfície dos corpos de prova para medição de erros de forma.

Após a aquisição, cada sinal obtido pelo rugosímetro foi dividido em segmentos, com o comprimento amostral variando de  $0.1$  a  $6mm$ , de tal forma que o segmento de comprimento menor está contido no centro do segmento maior (Figura 3). Para cada segmento calculou-se os parâmetros de rugosidade  $Rq$ ,  $Rz$ ,  $Sm$ ,  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$ , calculando-se a média dos parâmetros

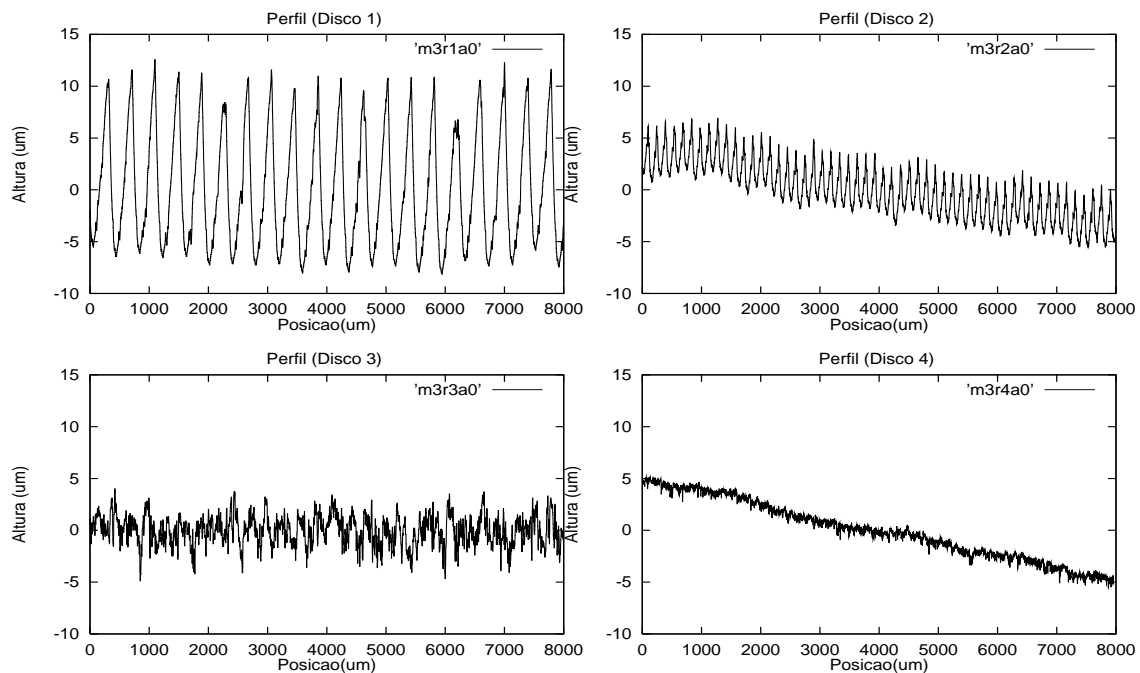
para cada comprimento amostral.



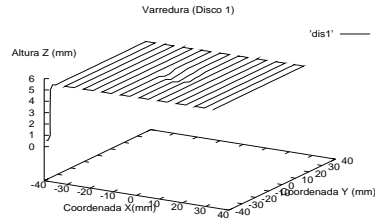
**Figura 3.** Segmentação dos sinais variando o comprimento amostral de 0.1 a 6mm.

### 2.3 Resultados e Discussão

A Figura 4 mostra um perfil típico de cada disco obtido pelo rugosímetro. Na Figura 5 é mostrado um gráfico para indicar como a varredura foi realizada pela máquina de medição de coordenadas, enquanto que na Figura 6 é possível observar as projeções das varreduras no plano Z-Y de cada disco (plano definido pelo eixo Altura Z e Coordenada Y , como pode ser visto na Figura 5).

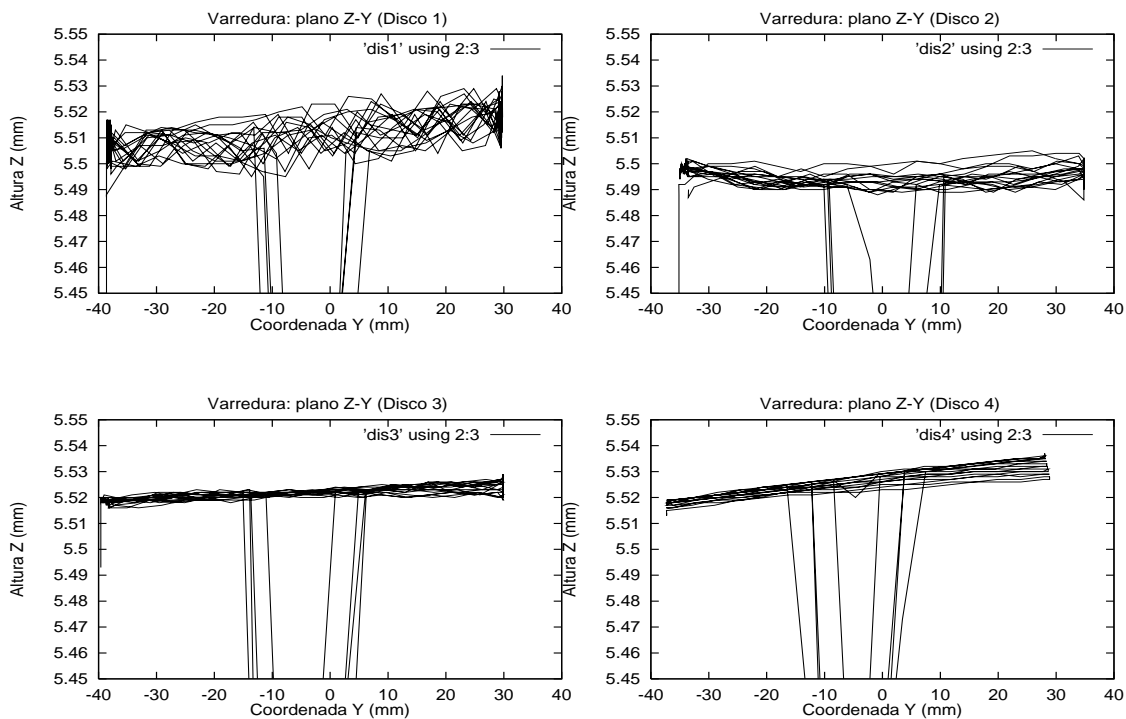


**Figura 4.** Perfis radiais típicos dos discos estudados: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).



**Figura 5.** Exemplo do processo de varredura.

Na Figura 6, a observação da topografia dos discos em uma escala maior mostra variações significativas nas alturas em baixas frequências, indicando uma não-estacionariedade das superfícies.



**Figura 6.** Varreduras projetadas no plano Z-Y: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

As razões para que os perfis de rugosidade trabalhados sejam não-estacionários, está ligado ao próprio processo de fabricação, pois na usinagem a definição da superfície gerada depende da trajetória da ferramenta, forças de corte envolvidas e comportamento do material processado e da ferramenta. Variáveis como vibrações da máquina, rigidez de fixação da peça a ser usinada

e da ferramenta, desgaste da ferramenta, variam ao longo do processo de usinagem contribuindo na geração de perfis não-estacionários.

Nota-se que os parâmetros que podem influenciar a geração da não-estacionariedade ocorrem em escalas diferentes, influenciando tanto o erro de forma como a rugosidade.

Deve-se ressaltar que ao descrever uma superfície com o intuito de verificar a sua influência nos fenômenos tribológicos, não se pode restringir a sua descrição apenas à escala da rugosidade, pois como se verifica pelos resultados os parâmetros convencionais de rugosidade sequer são constantes na superfície (no mínimo precisam ser aferidos à um determinado comprimento amostral).

Como exemplo, imaginem um ensaio de desgaste pino contra disco. As ondulações e erros de forma contribuem de maneira significativa na geração de vibrações na interação entre o pino e o disco. Pode-se concluir analisando somente a rugosidade que não se terá dados suficientes para caracterizar a interação superficial entre o pino e o disco, pois os erros de forma e ondulações também produziram efeitos no ensaio. Portanto é necessário caracterizar a topografia superficial como um todo e discernir os efeitos que cada escala produz no sistema.

Na Figura 7 aparecem os gráficos da variância das alturas em função do comprimento amostral. Nos gráficos apresentados por estas figuras (Figura 4 e 7) é possível classificar os perfis em dois grupos. Um grupo formado pelos discos 1 e 3 e o outro pelos discos 2 e 4.

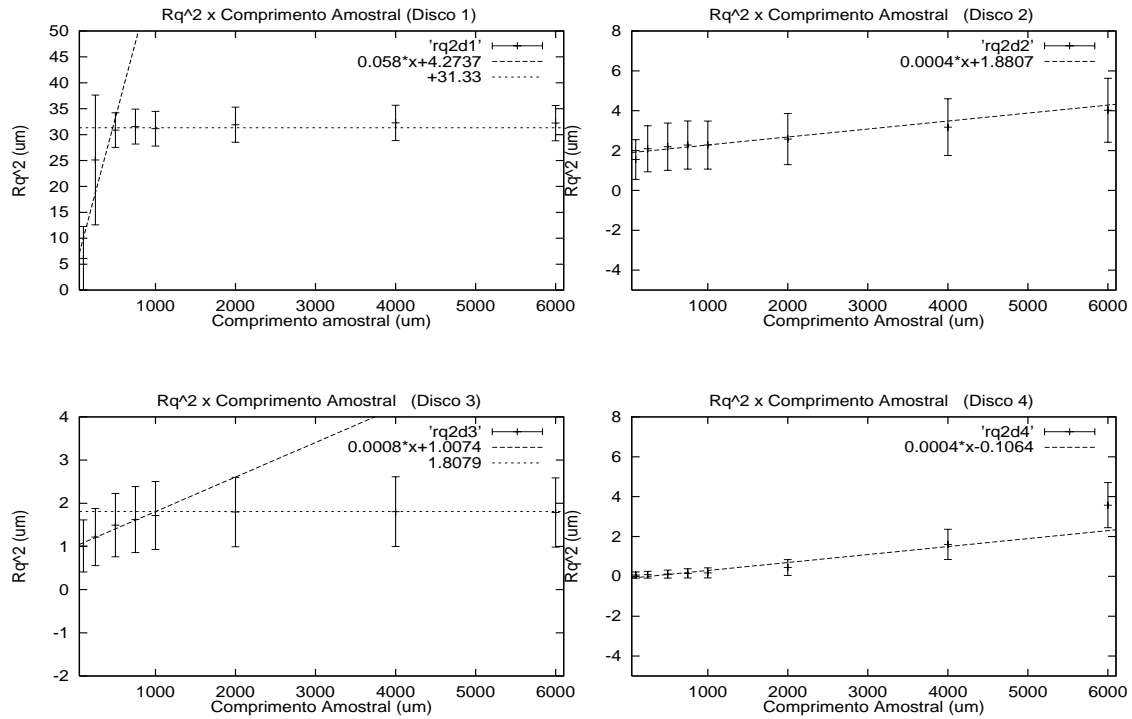
Nos discos 2 e 4 observa-se uma propriedade comum a sinais brownianos, o fato da variância ser uma função linear do comprimento amostral (Peitgen e outros, 1988). É possível definir para os perfis destes discos um novo parâmetro de rugosidade denominado topotesia (Sayles & Thomas, 1978), que é a razão entre a variância e o comprimento amostral. A topotesia medida para os discos 2 e 4 são iguais e vale  $k = 4 \times 10^{-4}$ .

Nota-se que os discos 2 e 4 representam as superfícies com acabamentos mais finos dos dois processos analisados (torneamento e retificação).

Os discos 2 e 4 apresentam resultados em conformidade com as teorias de Sayles e Thomas, sendo possível observar a variação da média em função do espaço nos próprios sinais adquiridos (Figura 4) e dependência da variância com comprimento amostral (Figura 7).

Enquanto que para os discos 1 e 3, os gráficos mostrados na Figura 7 apresentam um comportamento linear para um comprimento amostral menor que  $1mm$ , estabilizando o valor da variância após este comprimento amostral. Neste caso não é possível definir o parâmetro topotesia.

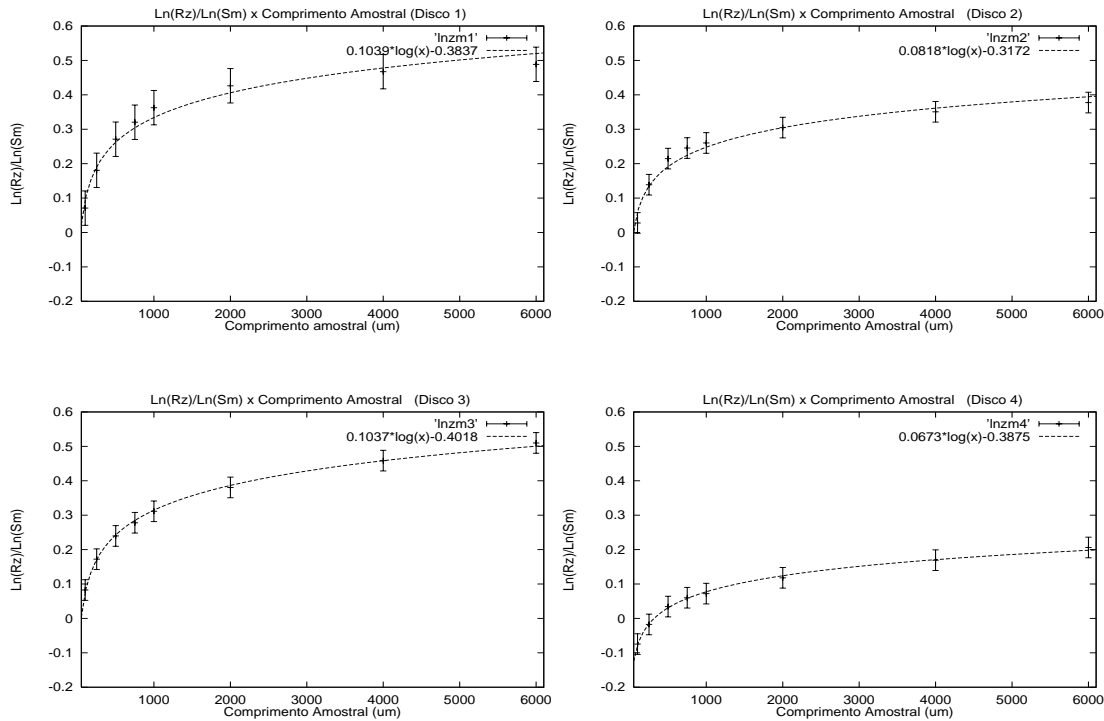
Uma hipótese para que o disco 1 e 3, não satisfaçam a teoria, se deve a própria instrumentação. Convém observar que a configuração do perfilômetro do rugosímetro, constituído de ponta e patim, funciona como um filtro passa-alta (Whitehouse, 1994). Assim os discos 1 e 3 podem ter características não-estacionárias em baixas frequências que são cortadas pelo processo de filtragem.



**Figura 7.** Gráficos da variância das alturas dos perfis de rugosidade em função do comprimento amostral: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

Criou-se o parâmetro  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  com objetivo de verificar o comportamento de outras propriedades estatísticas do perfil em função do comprimento amostral (ver o Apêndice). Na Figura 8 são mostrados os resultados, verificando-se um comportamento logarítmico para todas superfícies.

Para o gráfico do  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  observa-se um comportamento padrão para todos os discos (crescimento logarítmico). Uma hipótese seria que a medida que se aumenta o comprimento amostral do perfil, aumenta-se a probabilidade de se encontrar no perfil obtido um  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  maior, porém macroscopicamente a superfície é plana, ou seja, o valor de  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  tende a estabilizar em um limite.



**Figura 8.** Gráficos do  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  dos perfis de rugosidade em função do comprimento amostral: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

### 3. CONCLUSÕES

No âmbito das experiências realizadas, conclue-se que:

A) A variância das alturas do perfil é linearmente dependente do comprimento amostral nos corpos-de-prova de menor rugosidade para cada processo.

B) A dependência do parâmetro  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  para todos os corpos-de-prova apresentou o mesmo comportamento (logarítmico). Indicando que o parâmetro  $\ln(Rz)/\ln(Sm)$  tem uma aplicação mais genérica do que o parâmetro variância.

C) Os parâmetros convencionais de rugosidade não são capazes de descrever a superfície de maneira adequada para que se possa compreender os fenômenos que ocorrem sobre ela.

#### 3.1 Agradecimentos

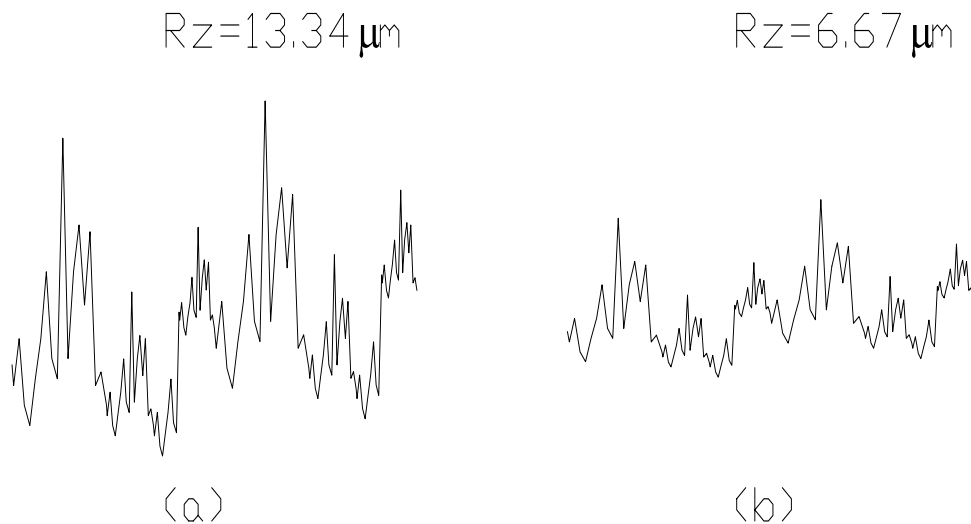
Agradeço a FAPESP e a CNPq pelo apoio financeiro.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Bendat, J. S., Piersol, A. G., 1971, “Random Data”, Wiley Interscience.
- Karlin, S., Taylor, H. M., 1975, “A First Course in Stochastic Processes”, Academic Press.
- Gardner, W. A., 1986, “Introduction to Random Process With Applications to Signals and Systems”, Macmillan Publishing Company .
- Peitgen, H. O., Saupe, D., Barnsley, M. F., 1988, “The Science of Fractal Images”, Springer-Verlag.
- Sayles, R. S., Thomas, T. R., 1978, “Surface Topography as a Nonstationary Random Process”, pág. 431-434, Nature ,Vol. 271.
- Shanmugan, K. S., Breipohl, A. M., 1988, ”Random Signals Detection, Estimation and Data Analysis”, Wiley.
- Whitehouse, D. J., 1994, “Handbook of Surface Metrology”, Institute of Physics Publication.

#### APÊNDICE

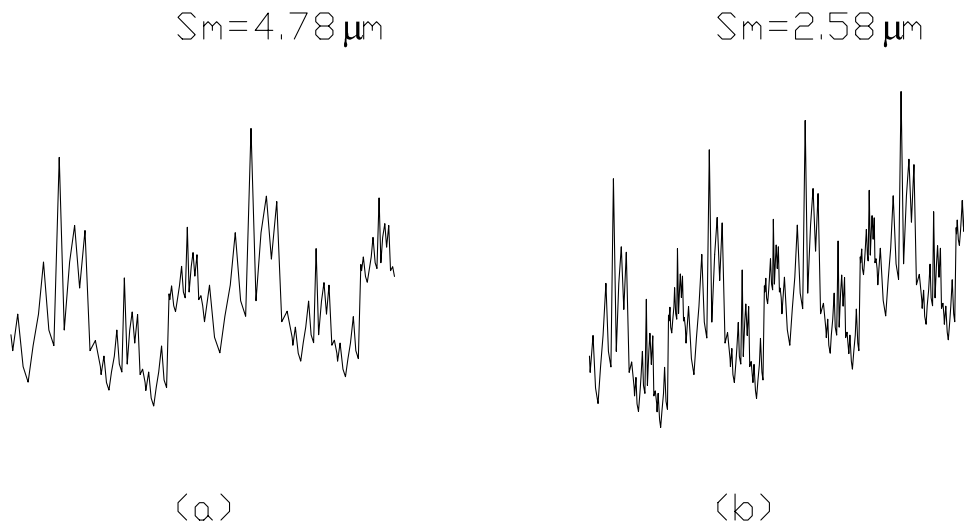
Na Figura A1 observa-se dois perfis de rugosidade, intuitivamente pode-se dizer que o perfil (a) é mais "rugoso" do que o perfil (b). Isto é caracterizado pelo fato de que o perfil (a) tem sua altura média de pico a vale maior do que o perfil (b).



**Figura A1.** Comparação de perfis com valores diferente de  $R_z$ .



Também observa-se que o perfil (b) da Figura A2 apresenta uma maior "rugosidade" do que o perfil (a), porém neste caso isto é caracterizado por ter o perfil (b) uma distância média entre picos menor.



**Figura A2.** Comparação de perfis com valores diferente de  $S_m$ .

Dessa maneira pode se observar que a "rugosidade" de um perfil é maior quanto maior for o valor do  $R_z$  e quanto menor for o valor de  $S_m$ . Este raciocínio pode ser sintetizado pelo parâmetro,  $\frac{\ln(R_z)}{\ln(S_m)}$ , que é utilizado neste trabalho.

# MONITORAÇÃO DE DEFEITOS UTILIZANDO SENSORES E ATUADORES PIEZELÉTRICOS

## **Antonio Lopes Gama**

Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica  
24210-000, Niterói, RJ, Brasil. E-mail: agama@mec.uff.br

## **Sérgio R. K. Morikawa**

## **Arthur M. B. Braga**

PUC-Rio, Departamento de Engenharia Mecânica  
22453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: abraga@mec.puc-rio.br

## **Resumo**

Apresenta-se um método para monitoração de defeitos superficiais em estruturas utilizando sensores e atuadores piezelétricos. O método consiste em excitar a estrutura com atuadores e analisar a resposta de sensores piezelétricos instalados próximos de falhas ou defeitos. Variações significativas no sinal do sensor são observadas a medida em que os defeitos ou falhas superficiais se propagam. Simulações e experimentos com vigas e estruturas contendo trincas de fadiga ou entalhes foram realizados. Os resultados mostram que a escolha de parâmetros adequados, como o comprimento do sensor e sua posição em relação ao defeito, permite que variações muito pequenas na profundidade de trincas superficiais ou entalhes sejam detectados.

**Palavras-chave:** estruturas inteligentes, integridade estrutural, materiais piezelétricos

## **1. INTRODUÇÃO**

O desempenho, versatilidade e baixo custo das cerâmicas e polímeros piezelétricos, tem motivado novas e inúmeras aplicações relacionadas com a monitoração da integridade estrutural (Monkhouse *et al* , 1998, Badcock & Birt, 1998 e Lin & Chang, 1999). Estas aplicações geralmente estão associadas com o conceito de estruturas inteligentes, onde sensores e atuadores integrados à estrutura, juntamente com uma unidade de controle, podem realizar inspeções não destrutivas. Os elementos piezoelétricos podem ser conformados de várias maneiras, operar de forma quase pontual ou distribuída, na superfície ou no interior de estruturas, tanto como sensores quanto como atuadores. Estas qualidades aliadas principalmente a alta sensibilidade dos sensores piezelétricos, foram exploradas neste trabalho para o desenvolvimento de um sistema de monitoração do crescimento de defeitos superficiais. Basicamente, o método consiste em excitar a estrutura danificada com atuadores piezelétricos, colados em sua superfície, e monitorar o crescimento de defeitos através da resposta elétrica de sensores instalados próximos aos defeitos. O que permite detectar o crescimento de falhas superficiais são as alterações do campo de deformações em sua vizinhança, a medida em que os defeitos se propagam. Por exemplo, com o aprofundamento

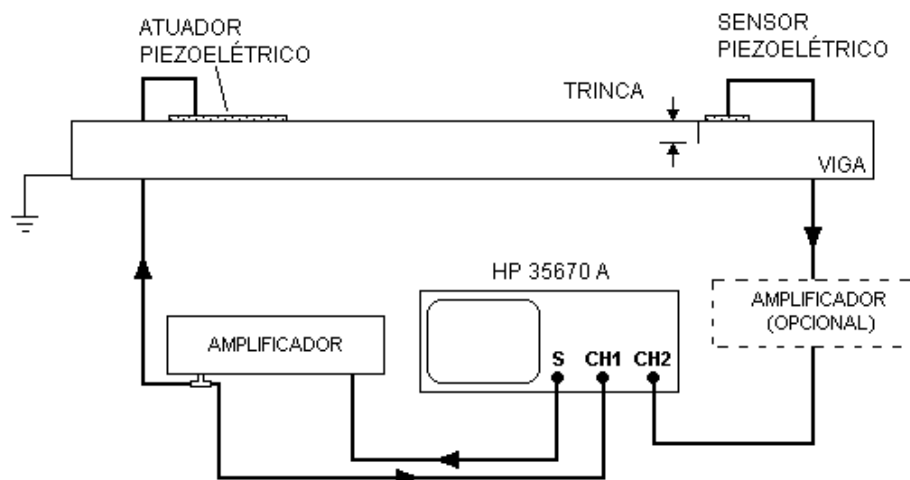
de uma trinca, as deformações produzidas pelo atuador piezoeletrico na região superficial próxima da trinca vão diminuindo gradualmente. Desta forma, o sensor piezoeletrico posicionado neste local, gera sinais elétricos de intensidade cada vez menor. A escolha de parâmetros adequados, como o comprimento do sensor e sua posição em relação ao defeito, permite que variações muito pequenas de seu tamanho sejam detectados.

Extensômetros de resistência elétrica também colados próximo a trincas, foram utilizados por Verreman (1994) e Otegui *et al.* (1991), para monitoração de trincas de fadiga em ensaios de juntas soldadas. Os autores relatam que utilizando extensômetros de pequenas dimensões, foram capazes de perceber variações muito pequenas (da ordem de 20  $\mu\text{m}$ ) no comprimento de trincas. A excelente capacidade para percepção na variação do comprimento de trincas superficiais encontrada por Verreman (1994) e Otegui *et al.* (1991) utilizando extensômetros de resistência elétrica, também foram verificadas ao se utilizar sensores piezoeletricos colados próximos a trinca. Os extensômetros de resistência elétrica entretanto, não são tão sensíveis como os sensores piezoeletricos e desta forma requerem atuadores mais potentes, capazes de produzir níveis de deformação mais elevados do que os geralmente produzidos por atuadores piezoeletricos.

Distintamente dos sistemas tradicionais para monitoração do crescimento de trincas, no método apresentado neste trabalho a excitação e monitoração da estrutura é realizada por elementos piezoeletricos, que podem fazer parte da própria estrutura. Para avaliar a eficiência deste método, realizou-se experimentos com vigas de aço e alumínio onde foram introduzidas trincas de fadiga e entalhes através de usinagem. Simulações numéricas utilizando um método baseado na Teoria de Reddy (Braga *et al.*, 1998, e Gama, 1998) e o método de elementos finitos, também foram empregados para verificação desta metodologia. Ao final, esta técnica foi aplicada a estruturas de maior complexidade, onde foram realizados experimentos para monitorar o crescimento de defeitos em uma treliça.

## 2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente, a eficiência do método para monitoração da propagação de defeitos superficiais foi verificada através de experimentos com vigas de alumínio e vigas de aço. Conforme mostra esquematicamente a Figura 1, cada viga foi instrumentada com um atuador e um sensor cerâmico piezoeletrico modelo APC 855, fornecidos pela *American Piezo Ceramics, Inc.*, cujas características podem ser observadas na Tabela 1.



**Figura 1.** Experimento para monitoração do crescimento de uma trinca.

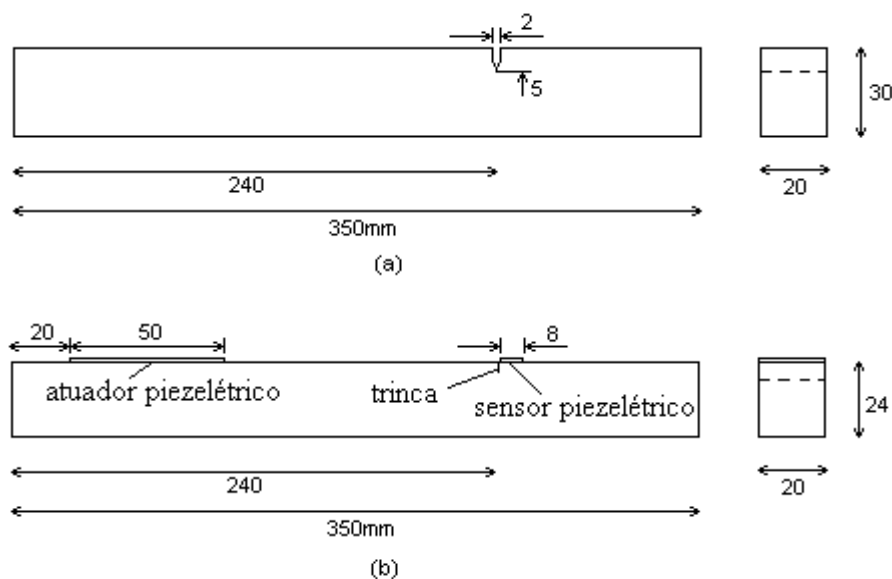
As dimensões do atuador e do sensor foram inicialmente estimadas através da análise por elementos finitos e também pelo método analítico-numérico baseado na teoria discreta de Reddy (Braga *et al.*, 1998, Gama, 1998,), conforme discutido na próxima seção. O procedimento experimental tem início com a determinação da função de resposta em frequência (FRF) da viga isenta de defeitos ou com um defeito em estágio inicial. A viga foi suspensa por dois fios flexíveis para reproduzir a condição de apoio livre-livre. Esta primeira FRF será utilizada como referência para comparações com FRFs da viga contendo defeitos. Para obter a FRF, a fonte de um analisador espectral HP 35670A e um amplificador são utilizados para gerar um sinal elétrico do tipo ruído branco, em várias faixas de frequência compreendidas entre 0 e 52 KHz. Este sinal é enviado ao atuador piezolétrico para excitar a viga. O sinal gerado pelo sensor piezolétrico devido a excitação produzida pelo atuador é conduzido ao analisador espectral. Note na Figura 1, que este sinal também pode ser enviado diretamente ao analisador. Tendo-se como entrada o sinal enviado para o atuador e como resposta o sinal gerado pelo sensor, determina-se a FRF. A FRF que será utilizada como referência para o estado inicial da viga, será uma média de várias funções de resposta em frequência, usualmente vinte.

**Tabela 1.** Propriedades da cerâmica piezolétrica APC 855

Módulo de Young (Gpa)	Coeficiente de Poisson	Densidade (Kg/m <sup>3</sup> )	Constantes piezolétricas (10 <sup>-12</sup> m/V)		Constante dielétrica
			d <sub>31</sub>	d <sub>33</sub>	
60	0,3	7500	-270	590	3250

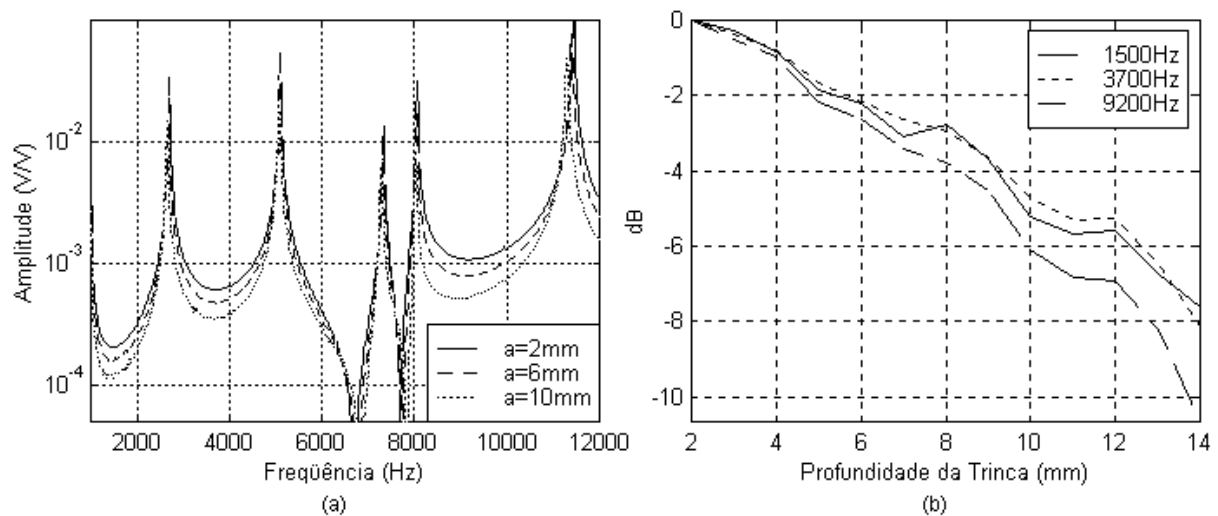
As análises iniciais foram realizadas simulando-se defeitos introduzidos através de usinagem em vigas de alumínio. Estes resultados preliminares revelaram uma excelente sensibilidade para percepção do crescimento de entalhes superficiais.

Nos experimentos posteriores, verificou-se o desempenho desta técnica na monitoração do crescimento de trincas de fadiga. Em vigas de aço SAE 1045, foram introduzidas trincas de fadiga, sensores e atuadores piezolétricos, conforme o procedimento descrito na Figura 2.



**Figura 2.** Preparação de corpos de prova para ensaios de monitoração do crescimento de trincas de fadiga com atuadores e sensores piezolétricos.

Inicialmente, usinou-se um entalhe na seção da viga onde se deseja nuclear a trinca (Figura 2(a)). Em seguida, uma trinca de aproximadamente 3 mm é produzida na raiz do entalhe através de ensaio de fadiga por flexão, em uma máquina de ensaios INSTRON. A viga é então usinada e sua espessura é reduzida gradualmente, a partir da superfície com o entalhe, até que este seja completamente eliminado. Após esta operação um atuador e posteriormente um sensor piezoeletrico são colados próximo à trinca (Figura 2(b)), de forma que sua borda fique a uma distância de aproximadamente 0,5 mm da trinca. O procedimento a seguir é semelhante ao que foi descrito anteriormente, ou seja, primeiramente determina-se a FRF que será utilizada como referência para verificação do crescimento da trinca. Neste caso a viga já possui uma trinca cuja profundidade é de cerca de 2mm. Em seguida, a viga instrumentada é reconduzida a máquina de ensaios INSTRON onde o tamanho da trinca é aumentado de 0,5 em 0,5 mm, e a cada incremento da trinca, uma nova FRF é medida. Os resultados para uma das vigas é reproduzido na Figura 3.



**Figura 3.** FRF para diferentes tamanhos de trinca (a). Redução em dB na amplitude da FRF em algumas frequências selecionadas (b).

Nota-se na Figura 3(a), uma redução de amplitude da FRF ao longo de quase toda a faixa de frequência, a medida em que o entalhe é aprofundado, apesar do sensor utilizado possuir um comprimento de 8 mm, considerado grande. A redução de amplitude se deve a queda do sinal elétrico no sensor piezoeletrico, devido a diminuição dos níveis de deformação na região próxima a borda da trinca a medida em que seu tamanho aumenta. Quatro vigas foram ensaiadas desta forma, e em todos os ensaios verificou-se a eficiência do método. Outras conclusões importantes foram obtidas através destes ensaios. A repetibilidade de resultados foi verificada ao realizar-se ensaios sob condições idênticas. Verificou-se também que o sinal do sensor piezoeletrico manteve-se perfeitamente estável apesar de submetido, em alguns casos, a até 500 000 ciclos sob deformações da ordem de  $800 \mu\text{m/m}$ .

Pretende-se entretanto, implementar uma técnica mais simples para a monitoração do crescimento de falhas superficiais, que não dependa continuamente de equipamentos caros e sofisticados. O método consiste em excitar a estrutura em uma única frequência e verificar a propagação de defeitos através do comportamento do sinal do sensor piezoeletrico. A FRF permite avaliar as faixas de frequência mais adequadas para excitar a estrutura. Através dos resultados concluiu-se que faixas de frequência distantes das frequências de ressonância, que apresentam níveis de sinais do sensor adequados e que não variam rapidamente com a frequência, são as mais indicadas. Na Figura 3(a), foram escolhidas algumas frequências onde a queda de amplitude da FRF foi relacionada com a profundidade do entalhe na Figura

3(b). O valor em dB é calculado tendo-se como referência a amplitude da FRF da viga com o defeito inicial ( $A_r$ ):

$$dB = 20 \log(A/A_r) \quad (1)$$

onde  $A$  é a amplitude da FRF da viga com diferentes tamanhos de trinca.

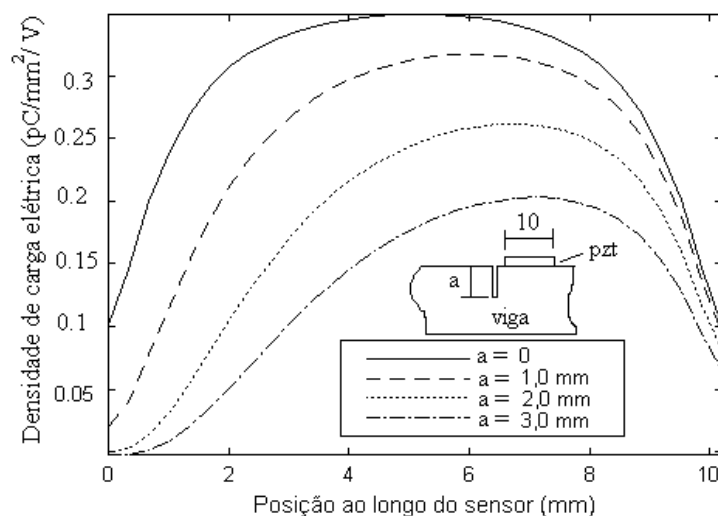
Na Figura 3(b), constata-se uma redução acentuada do sinal do sensor com o crescimento do entalhe. Quedas no sinal do sensor bem maiores foram observadas ao se utilizar sensores de menor comprimento. Outro ponto fundamental, é que a redução em dB da amplitude da FRF não varia muito com a frequência.

As dimensões e a localização do sensor em relação ao entalhe, são parâmetros fundamentais para o êxito deste procedimento. Estes devem ser escolhidos tendo-se em vista os objetivos do processo de monitoração, ou seja, um sensor de pequenas dimensões posicionado próximo a trinca, permite a determinação de pequenas variações em seu tamanho, entretanto fica limitado ao acompanhamento de pequenas profundidades. Já um sensor de maiores dimensões é menos sensível às variações de tamanho do defeito, mas pode monitorar o crescimento de defeitos mais profundos.

### 3. ANÁLISE POR SIMULAÇÃO

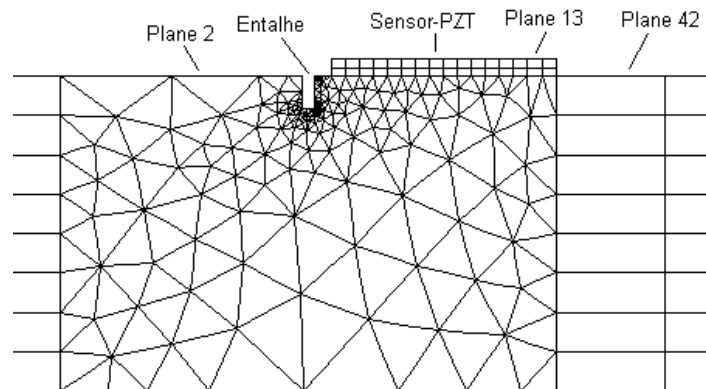
As análises numéricas, tiveram como objetivo estabelecer as condições iniciais para os experimentos e auxiliar na avaliação do desempenho do método de monitoração da propagação de trincas. Foram realizadas análises por elementos finitos utilizando o programa ANSYS, e através de um método analítico-numérico baseado na teoria discreta de Reddy (Braga *et al.*, 1998 e Gama, 1998).

Os primeiros estudos sobre a relação entre as variações do campo de deformações nas proximidades do entalhe, com a resposta elétrica de sensores piezelétricos, foram realizadas através de um método analítico-numérico baseado na teoria de Reddy (Braga *et al.*, 1998, Gama, 1998). Conforme mostra a Figura 4, verificou-se que a distribuição da carga elétrica ao longo do comprimento do sensor, posicionado próximo ao entalhe, decresce com o aprofundamento do entalhe. Esta redução na distribuição da carga elétrica está relacionada com a redução nos níveis de deformação na superfície próxima a borda do defeito, devido ao seu aprofundamento (Verreman, 1994).



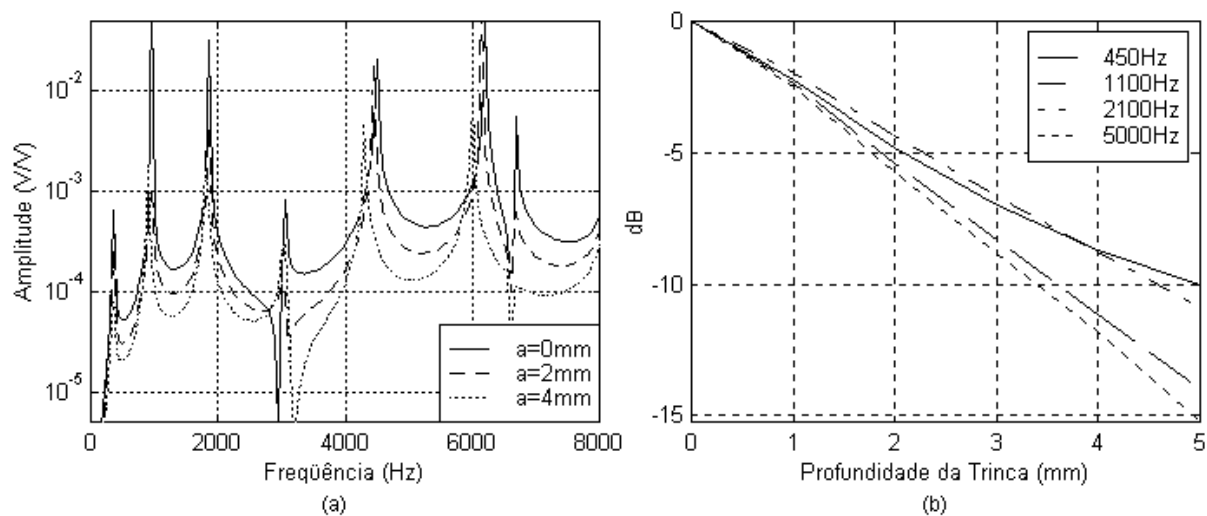
**Figura 4.** Variação da distribuição de carga elétrica no sensor piezelétrico.

Nas análises por elementos finitos, buscou-se reproduzir as condições dos experimentos com vigas de aço e alumínio contendo trincas de fadiga ou entalhes. Os casos analisados foram idênticos aos experimentos descritos na seção anterior, ou seja, uma viga excitada por um atuador e monitorada por um sensor piezelétrico instalado próximo a um entalhe ou trinca superficial. A Figura 5, mostra parte da malha de elementos finitos utilizada na modelagem de uma viga de alumínio contendo um entalhe. Três tipos diferentes de elementos foram empregados na modelagem da viga. O elemento *PLANE 13*, foi utilizado na modelagem das cerâmicas piezelétricas. Este elemento é um elemento quadrilátero de quatro nós e permite a modelagem de materiais piezelétricos. O *PLANE 2* é um elemento triangular com seis nós e foi empregado na modelagem da região próxima a trinca ou entalhe. Nas demais regiões da viga utilizou-se o elemento *PLANE 42*, que é um elemento quadrilátero de quatro nós.

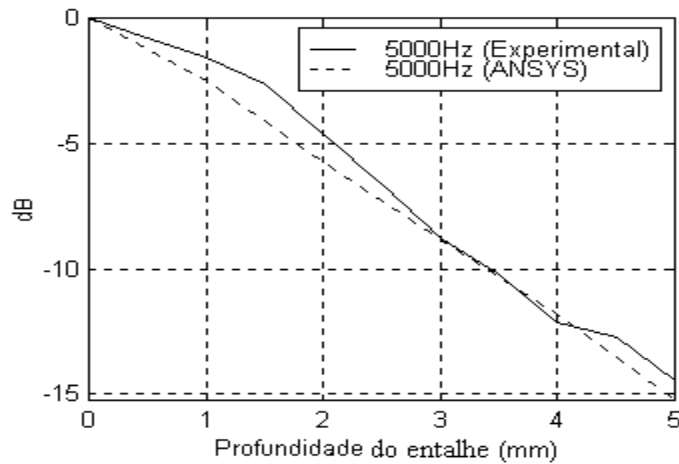


**Figura 5.** Malha de elementos finitos utilizada na modelagem de uma viga de alumínio com um entalhe e cerâmicas piezelétricas.

De maneira semelhante aos experimentos, na simulação por elementos finitos a viga foi excitada pelo atuador piezelétrico e obteve-se a resposta em frequência do sinal do sensor para cada comprimento da trinca. Os resultados são apresentados na Figura 6, onde constata-se um comportamento análogo ao que foi observado experimentalmente. Na Figura 7, pode-se observar a concordância entre os resultados experimentais e os resultados obtidos pelo método de elementos finitos para a viga de alumínio.



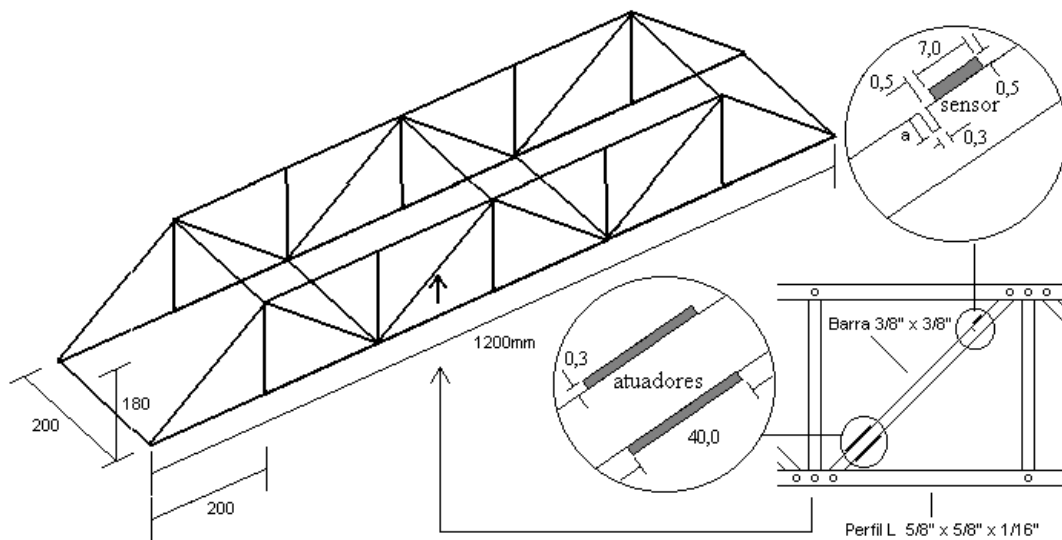
**Figura 6.** FRF para diferentes tamanhos do entalhe (a). Redução em dB na amplitude da FRF em algumas frequências selecionadas (b).



**Figura 7.** Comparação entre os resultados experimentais e o método de elementos finitos.

#### 4. MONITORAÇÃO DE DEFEITOS EM ESTRUTURAS

Nesta seção, o método para monitoração de defeitos descrito nas seções anteriores, é avaliado para aplicações em estruturas de maior complexidade. A estrutura apresentada na Figura 8, foi construída com 29 barras aparafusadas em quatro cantoneiras de alumínio. Em uma das barras de alumínio, indicada na Figura 8, foi colocado um atuador e um sensor piezelétrico. Nos experimentos realizados com esta estrutura, repetiu-se o mesmo procedimento para acompanhamento de defeitos superficiais apresentado anteriormente. Primeiramente, as FRFs entre 0 e 12 KHz foram obtidas excitando a estrutura com um atuador piezelétrico e medindo sua resposta com o sensor piezelétrico.

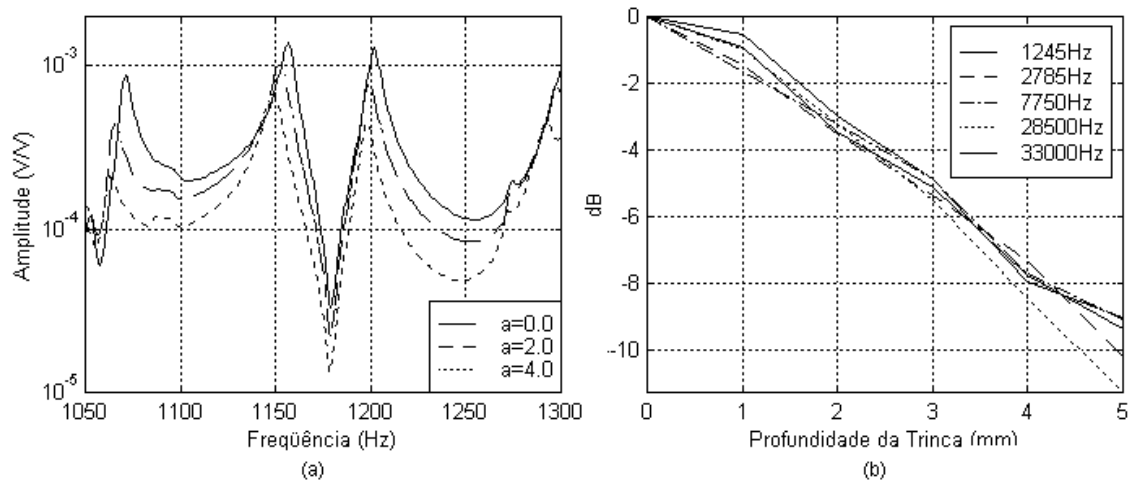


**Figura 8.** Monitoração do crescimento de um entalhe em uma estrutura.

As FRFs, servirão como referência para o estado inicial da estrutura, em que esta não apresenta nenhum defeito próximo ao sensor. Em seguida, usinou-se um entalhe com 0,3 mm de largura e com profundidade inicial de 0,5 mm, distante cerca de 0,5 mm do sensor. Este entalhe foi aprofundado gradualmente e para cada incremento em sua profundidade, obteve-se uma nova curva de resposta em frequência. A Figura 9(a), mostra as FRFs entre 1025 e 1400 Hz, para as várias profundidades do entalhe. A redução no sinal do sensor piezelétrico a



medida em que o entalhe se torna mais profundo, pode também ser observada na Figura 9(b) para algumas frequências escolhidas num espectro mais amplo.



**Figura 9.** FRF para diferentes tamanhos do entalhe (a). Redução na amplitude da FRF(b).

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, um método para monitoração da propagação de defeitos superficiais em estruturas através da análise do sinal de sensores piezelétricos instalados próximo de falhas ou defeitos, foi descrito e avaliado por simulações e experimentos. Distintamente de outros procedimentos com objetivos semelhantes, neste método atuadores e sensores podem ser incorporados a estrutura, possibilitando o desenvolvimento de sistemas autônomos para monitoração de defeitos ou falhas.

A exploração prática deste método requer entretanto estudos adicionais para correlacionar a variação no sinal de sensores piezelétricos com a propagação de defeitos, levando-se em consideração a geometria, localização da falha, e as dimensões dos sensores. Outro ponto importante, é a possível influência de fatores ambientais sobre a resposta elétrica de sensores piezelétricos. Estas questões ainda estão abertas para investigações e são no momento objeto de estudo dos autores do presente trabalho.

## 6. REFERÊNCIAS

- Badcock, R. A. and Birt, E. A., 1998, "The use of 0-3 piezocomposite embedded Lamb wave sensors for damage detection in advanced fibre composites", Proc. of the 4th European Conference on Smart Structures and Materials, Harrogate, UK, July, pp. 373-388 .
- Braga, A.M.B., Gama, A.L. and de Barros, L.P.F., 1998, "Models for the high frequency response of active piezoelectric composite beams", Proc. of the 4th European Conference on Smart Structures and Materials, Harrogate, UK, July 6-8, pp115-122.
- Gama, A. L., 1998, "Modelagem de Elementos Piezoelétricos para Excitação e Sensoriamento de Sinais Acústicos de Alta Frequência em Vigas Compósitas", Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Lin, M. and Chang, F. K., 1999, "Built-in diagnostics for composite structures, Proc. of PACAM IV, Vol. 7, Rio de Janeiro, Brasil, pp. 613-614.
- Monkhouse, R.S.C., Wilcox, P.W., Lowe, M.J.S., Dalton, R.P. and Cawley, P., 1998, "The rapid monitoring of structures using interdigital Lamb wave transducers", Proc. of the 4th European Conference on Smart Struc. and Mat., Harrogate, UK, July, pp. 397-404.

## **DIAGNÓSTICO AMBIENTAL PRELIMINAR DAS INDÚSTRIAS TÊXTEIS DO RIO GRANDE DO NORTE**

### **Marcos Eugênio Cure de Medeiros**

Centro de Ciências Exatas e da Terra/UFRN

Campus Universitário - Lagoa Nova

CEP. – 59078-970 - Natal/ RN

Fax: (084) 215-3781

E-mail: [marcure@ccet.ufrn.br](mailto:marcure@ccet.ufrn.br)

### **Luiz Pereira de Brito**

Centro de Tecnologia/UFRN

Campus Universitário - Lagoa Nova

CEP. – 59078-970 - Natal/ RN

Fax: (084) 215-3768

E-mail: [luizper@ufrnet.ufrn.br](mailto:luizper@ufrnet.ufrn.br)

***RESUMO.** No âmbito do Estado do Rio Grande do Norte, as indústrias têxteis e as de confecções respondem pela maior parcela da indústria local. Considerando a importância sócio-econômica deste setor para o Estado, iniciou-se um estudo visando elaborar um diagnóstico ambiental preliminar deste segmento com o objetivo de observar conformidades e não conformidades em relação à legislação vigente no país e nível de adesão a série de normas ISO 14.000.*

**PALAVRAS CHAVES:** ISO, Legislação, Sistema de Gestão Ambiental.

## **1. INTRODUÇÃO**

A quebra das fronteiras entre os países nos quatro cantos do mundo pelo comércio internacional vem se constituindo em um dos mais importantes fenômenos econômicos do nosso século: “A globalização da economia mundial”. Neste novo quadro, empresas dos diversos países passam a concorrer não só com outras empresas domésticas, mas também com outras empresas de todo o mundo as quais podem estar, como é o caso das empresas dos países desenvolvidos, operando com níveis tecnológicos bem mais avançados em relação às dos países subdesenvolvidos, na maioria dos casos.(AENOR, 1997).

O aumento da distância física entre os produtores e os consumidores aumentou também a dificuldade de se ter garantia sobre os produtos comercializados, o que gerou uma grande necessidade de standardização, tanto dos produtos como dos processos de produção, vindo a servir como referencial na comparação entre os mesmos, independentemente de sua origem. O melhor exemplo de como essa necessidade vem sendo sanada é a adoção e aceitação das normas da ISO ( International Standardization Organization), nas séries 9000 e 14000. Adotando critérios bastantes rígidos, as empresas se vêem estimuladas a atingir padrões mais elevados de qualidade, o que leva a uma melhoria de seus produtos e a uma aceitação global dos mesmos.( Brito, 1997).

O fenômeno da globalização aliado ao rápido processo de desenvolvimento tecnológico vem tornando empresas obsoletas da noite para o dia, pois muitas delas (principalmente as

localizadas em lugares onde há obstáculos para a modernização) não conseguem acompanhar o ritmo de desenvolvimento das concorrentes. Isto tem atraído a atenção do empresariado, que vem se mostrando muito mais preocupado em aumentar a eficiência de suas empresas, enxugando seus processos produtivos e aplicando técnicas de melhoria da qualidade, tudo isso voltado para um aumento da produtividade das mesmas.( Castro, 1996).

No Brasil, principalmente após a recente abertura ao comércio exterior, a concorrência com empresas estrangeiras foi, em certos setores catastrófica. O longo período de fechamento para o resto do mundo provocou a estagnação de muitas empresa, desacostumadas a concorrências mais agressivas e sem condições favoráveis para grandes investimentos. Mas, se por um lado, a súbita exposição à empresas estrangeiras mais capacitadas tecnologicamente provocou o fechamento de muitas empresas (com suas conseqüências sociais imediatas), por outro, provocou uma reação positiva do empresariado no sentido de se investir e se desenvolver tecnologicamente, por piores que fossem as condições, pois seria a única forma de sobreviverem no mercado.( Cortinas, 1994).

Desde épocas bastante remotas, o homem vem se aperfeiçoando quanto à tecnologia empregada para a fabricação de tecido. Com passar do tempo, ele vem dedicando-se à descoberta de novas máquinas e equipamentos que possam tornar o seu trabalho mais produtivo e de melhor qualidade. Por esse motivo, a indústria têxtil, dispõe atualmente das mais diversas áreas de atuação: beneficiamento, fiação, tecelagem, malharia, acabamento e laboratório.( Herrisson, 1996).

No âmbito estadual norte-rio-grandense, onde as indústrias têxteis respondem pela maior parcela da indústria local, o quadro não diferiu do verificado no contexto nacional. Muitas empresas encerraram suas atividades endividadas ou sem compradores para seus produtos, ao passo que outras, mais bem preparadas, cresceram abruptamente nos últimos anos e ainda apresentam indicadores de crescimento para o futuro próximo.(Juchem, 1995).

## **2. OBJETIVOS**

Elaborar um diagnóstico preliminar ambiental deste setor industrial com vistas a observar: conformidade e não-conformidades em relação a legislação vigente no país e nível de adesão a série de normas ISO 14000.

## **3. JUSTIFICATIVAS**

O crescimento do parque industrial do Rio Grande do Norte, a importância sócio-econômica do setor têxtil para o estado, a necessidade de, promover-se o desenvolvimento industrial sustentável, o alto custo social e financeiro da degradação ambiental, a importância de uma gestão ambiental competente para a preservação do meio ambiente, a necessidade de conhecer-se o grau de adesão do setor a série de normas ISO 14000, a necessidade de gerar-se dados ambientais locais para a literatura técnica especializada, são alguns fatores que justificam a elaboração de um diagnóstico preliminar ambiental das indústrias têxteis do estado do Rio Grande do Norte.

## **4. METODOLOGIA**

O primeiro passo do projeto foi definir que tipos de variáveis deveriam ser analisadas para se ter os aspectos relacionados com a gestão ambiental, nível de adesão a série de normas ISO 14000 e legislação ambiental. A partir daí foi elaborado um questionário com 53 perguntas divididas em 6 campos de assuntos distintos, explanados a seguir:

- I) Aspectos Formais.
- II) Tratamento Adotado para os Efluentes Líquidos.

- III) Tratamento Adotado para o Ar.
- IV) Tratamento Adotado para os Resíduos Sólidos.
- V) Poluição Sonora e outra Preocupações.
- VI) Posição da Empresa no que diz Respeito ao Sistema de Gestão Ambiental.

A aplicação dos questionários deu-se por meio de entrevistas pessoais junto a diretores das empresas ou a funcionários responsáveis diretamente pela produção das mesmas. Foram entrevistadas todas as empresas operantes nas diversas áreas abrangidas pelo setor têxtil (beneficiamento, fiação tecelagem, malharia e acabamento). Terminada a coleta, fez-se então uma compilação dos dados.

## **5. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Todos os resultados aqui apresentados foram obtidos a partir de aplicações de questionário. portanto refletem a situação ambiental do setor têxtil sob a ótica das empresas pesquisadas.

### **5.1 - Caracterização das Empresas**

Neste item, pretende-se apresentar os resultados e análises das respostas dadas pelas empresas através dos questionários, relacionados com a gestão ambiental, nível de adesão à série de normas ISO 14000 e legislação ambiental vigente no País.

#### **5.1.1 – Quanto aos Aspectos Formais**

60% das empresas afirmaram a existência de: relatórios ou registros de inspeções ambientais, um sistema de gestão ambiental e conhecimento da série de normas ISO 14000.

80% das empresas são inspecionadas por órgão estadual e afirmaram ter conhecimento de leis ou regulamentações governamentais para despejos industriais.

40% das empresas afirmaram adotar procedimentos previstos na norma ISO 14000 e preocupação para a implantação de um sistema de gestão ambiental.

100% das empresas apresentaram resultados positivos quanto as inspeções ambientais.

20% das empresas obtiveram certificação ambiental. (Tabelas e gráficos de 1 a 9, anexo II).

Não se pode precisar que tipos de inspeções são realizadas. Provavelmente as certificações a que se referem as empresas são pela ISO 9000 (gestão de qualidade total). Esta bastante difundida e que apresenta muitos pontos em comum com a série de normas ISO 14000 (gestão de qualidade ambiental) recentemente publicada e, portanto, pouco conhecida.

#### **5.1.2 – Quanto aos Tratamentos Adotados para os Efluentes Líquidos**

100% das empresas afirmaram a existência de monitoramento nos efluentes, a não existência de aspectos que não estão de acordo com a legislação ambiental, a não existência de pendências registradas pelos órgãos de inspeção ambiental, a não existência

de plano de emergência para controle de contaminações acidentais e, afirmaram adotar algum tratamento para os efluentes. ( Tabelas e gráficos de 10 a 14, anexo II).

Esta totalidade se deve provavelmente ao fato das empresas considerarem a água como uma das suas principais matérias primas, e dedicarem a mesma uma atenção especial dentro do processo industrial. Um pré-tratamento é feito através de lagoas de estabilização e depois entregue a CAERN para um posterior tratamento. É motivo de preocupação a não existência de plano de emergência para controle de contaminações acidentais.

### **5.1.3 – Quanto aos Tratamentos Adotados para o Ar**

100% das empresas afirmaram a não existência de pendências registradas pelos órgãos de inspeção ambiental e a não existência de aspectos que não estão de acordo com a legislação ambiental.

60% das empresas afirmaram adotar algum tratamento para os gases e monitoramento dos mesmos.

40% das empresas afirmaram a existência de plano de emergência para controle de contaminações acidentais. ( Tabelas e gráficos de 15 a 19, anexo II).

Não se pode precisar quais os tratamentos adotados para o ar. Provavelmente são os necessários para atender os níveis de contaminações estabelecidos na legislação ambiental. Considera-se preocupante em apenas 40% das empresas existir um plano de controle de contaminações acidentais para o ar.

### **5.1.4 – Quanto aos Tratamentos Adotados para os Resíduos Sólidos**

100% das empresas afirmaram a não existência de: aspectos que não estão de acordo com a legislação ambiental, pendências registradas pelos órgãos de inspeção ambiental e plano de emergência para controle de contaminações acidentais. A totalidade das empresas adota algum tratamento para os resíduos sólidos e faz monitoramento dos mesmos. ( Tabelas e gráficos de 20 a 24, anexo II).

Este percentual máximo se deve provavelmente ao fato das fibras têxteis naturais: seda, lã, algodão, juta, cânhamo, linho, rami, sisal, amianto e as fibras sintéticas: raion viscose, raion acetato, acrílico, elastano, poliamida e poliéster serem consideradas as suas principais matérias primas. Daí merecerem uma grande atenção por parte das empresas.

### **5.1.5 – Quanto a Poluição Sonora e Outras Preocupações**

100% das empresas afirmaram que são feitas medições quanto ao nível de ruído e iluminação.

20% das empresas afirmaram ser feitos monitoramentos toxicológicos no local de trabalho.

60% das empresas afirmaram a existência de manipulação de produtos perigosos na produção ou nos laboratórios.( Tabelas e gráficos de 25 a 28 , anexo II).

Os órgãos que inspecionam as empresas no que diz respeito a gestão ambiental são o IDEMA ( órgão estadual ) e a SEMURB ( órgão municipal).

Todas as empresas adotam como plano de emergência a reposição imediata do sistema filtrante como controle para contaminações acidentais.

Todas as empresas reciclam, vendem em forma de fardos e os colocam em aterros sanitários os resíduos sólidos produzidos por elas.

Quanto ao volume médio mensal do efluente líquido industrial produzido por empresa, este volume varia de: 102,312 m<sup>3</sup> à 130.968 m<sup>3</sup>. Intervalo este, obtido através do teste *t de student* com 95% de confiança, partindo da estimativa de que o consumo médio de água é de 162 m<sup>3</sup>/hora.

Quanto ao volume médio mensal gasoso produzido por empresa, este volume varia de: 217.974.555 m<sup>3</sup> à 442.742.733 m<sup>3</sup>. Intervalo este, obtido através do teste *t de student* com 95% de confiança, partindo da estimativa de que os gases produzidos em média são de 1.440.000 m<sup>3</sup>/hora.

Quanto ao volume médio mensal produzido pelos resíduos sólidos por empresa, este volume varia de 45,8 t à 129,2 t. Intervalo este, obtido através de teste *t de student* com 95% de confiança, partindo da estimativa de que os resíduos sólidos em média produzidos são de 110t ao mês. (Questionário, anexo I).

#### **5.1.6 – Quanto a Posição da Empresa no que diz Respeito ao Sistema de Gestão Ambiental:**

**Tabela 1** ASPECTOS QUE DETERMINAM OU DETERMINARAM A ADOÇÃO DO S .G. A.(Sistema de Gestão Ambiental).

MOTIVOS	FIAÇÃO	COMPLETA
Imagem da indústria junto a opinião pública	4,0	5,0
Degradação ambiental produzida pela indústria	3,0	5,0
Contaminação devida ao resíduo da produção	3,0	5,0
Pressão dos vizinhos e comunidade	3,0	4,3
Pressão da concorrência	2,5	4,0
Necessidade de crescimento industrial	4,0	4,3
Proporcionar <i>marketing</i> para a empresa	4,5	5,0
Proporcionar redução de custos	4,0	5,0
Sobrevivência da indústria	5,0	5,0
Exigência do governo	5,0	5,0

Nota: Escala adotada para os motivos: 1 = Totalmente irrelevante, até 5 = Totalmente relevante.

Quanto a motivação para as indústrias adotarem um sistema de gestão ambiental, todas as indústrias de fiação quanto as completas elegeram a sobrevivência da indústria e a exigência do governo como totalmente relevante para a adoção do S.G.A. Com médias variando de 4.0 à 5.0 as indústrias elegeram a imagem junto a opinião pública, a redução de custos e o marketing.

As indústrias completas em todos os itens apresentaram uma média acima de 4.0 como motivação para adotarem um S.G.A.

As indústrias de fiação apresentaram uma média acima de 2.0 como motivação para adotarem um S.G.A., apresentando uma média de 2.5 (mais baixa) para a pressão da concorrência como motivação para adotarem um S.G.A.

## **6 - CONCLUSÕES**

1) O setor têxtil do Rio Grande do Norte apresenta um perfil considerado bom do ponto de vista ambiental, ressaltando-se que esta conclusão fundamenta-se nos dados obtidos a partir de uma auto-avaliação das empresas pesquisadas, compilados e analisados no presente trabalho.

2) O perfil ambiental traçado sob a ótica das empresas, tende a maximizar os procedimentos já adotados pelas mesmas, benéficos ao meio ambiente e minimizar os danos ambientais produzidos pelo processo industrial. Fato este previsível e já esperado no Estado, tendo em vista a crescente preocupação social com as questões ambientais e a necessidade das empresas em apresentarem-se ambientalmente responsáveis perante a opinião pública.

3) É baixo o percentual de empresas do setor no Rio Grande do Norte com certificação ambiental ( 20%). No entanto não foi possível precisar no âmbito deste estudo, as origens das certificações obtidas.

4) 60% das empresas afirmaram possuir sistemas de gestão ambiental e os implantaram principalmente em função de: exigências do governo, necessidade de sobrevivência da indústria, proporcionar marketing e redução de custos para empresa e melhorar a imagem da mesma junto à opinião pública.

5) A totalidade das empresas pesquisadas afirmaram realizar tratamento dos efluentes líquidos e dos resíduos sólidos. Neste trabalho também não foi possível determinar se os citados tratamentos atendem aos padrões de qualidade para lançamento em processos de tratamentos subsequentes.

6) Todas as empresas estudadas realizam medições do nível de ruídos e afirmam não ter pendências com órgãos ambientais com respeito a este e outros tipos de contaminações.

7) Este setor industrial, para realizar suas atividades em conformidade com o princípio do desenvolvimento sustentável, deverá adotar procedimentos de gestão ambiental continuamente aperfeiçoados para mitigar os impactos negativos gerados, e buscar certificações ambientais pela série de normas ISO 14000. Os referidos procedimentos são consistentes com os da série ISO 9000 da gestão de qualidade total e, conforme o caso, são estruturas complementares e não paralelas.

## **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

**AENOR.** Norma Española. Directrices para la auditoría medioambiental. Principios generales. UNE-EN ISO 14010. Madri, 1997.

**AENOR.** Norma Española. Directrices para la auditoría medioambiental. Procedimientos de auditoría. UNE-EN ISO 14011. Madri, 1997.

**AENOR.** Norma Española. Directrices para la auditoría medioambiental. Criterios de cualificación para los auditores medioambientales. UNE-EN ISO14012. Madri, 1997.

**BRITO.** L. P. de. Sistema de gestão ambiental ISO 14000. Natal, UFRN/PGGQT, 1997.

**BRITO.** L. P. de. Gestão de qualidade total. Natal UFRN/PGGQT, 1997.

**CASTRO.** N. de. A questão ambiental o que todo empresário precisa saber. Brasília, 2ª edição. Ed. Sebrae, 1996.

**CORTINAS.** J. Aspectos práticos de uma auditoria do meio ambiente. Madri, 1994.

**HERRISON.** L. Manual de auditoria medioambiental. Higiene y seguridad. 2ª edição, McGraw-Hill, Madri, 1996.

**JUCHEM.** P.A. Gestão e auditoria ambiental. Curitiba, FAE/CDDE, 1995.



# MODELO SEMI-EMPÍRICO DE CONDICIONADOR DE GABINETE RESFRIADO A AR PARA ANÁLISE DINÂMICA DO COMPORTAMENTO INTEGRADO DE EDIFICAÇÕES E SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

**Jorge E. Corrêa**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica  
Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil – E.mail: jecorrea@amazon.com.br

**Cláudio Melo**

**Cezar O. R. Negrão**

Universidade Federal de Santa Catarina, Depto. de Engenharia Mecânica, NRVA  
CEP 88040-900 – Florianópolis, SC, Brasil – E.mail: melo@nrva.ufsc.br

## Resumo

Neste trabalho apresenta-se um modelo semi-empírico de condicionador de gabinete resfriado a ar, que inserido no programa ESP-r (*Environmental System Performance – research version*) permitirá a análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização usando esses equipamentos. Resultados de simulações em condições operacionais existentes no Brasil são obtidos e analisados.

**Palavras-chave:** Simulação, Climatização, Ar condicionado, Edificações, Energia.

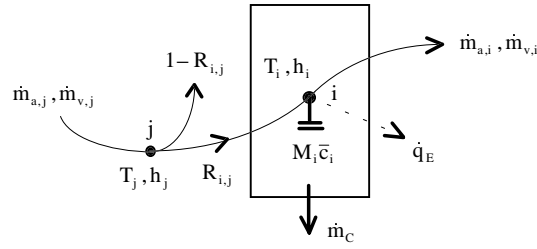
## 1. INTRODUÇÃO

Dos sub-sistemas da edificação o de climatização é um dos que mais consome energia. Isto tem motivado o desenvolvimento de programas computacionais para simular a interação térmica deste com a edificação, a fim de racionalizar esse consumo. A maioria desses programas surgiu em países de clima frio, e os modelos de equipamentos foram direcionados à calefação. No Brasil, onde predomina o clima tropical, o uso de condicionadores de gabinete resfriados a ar é bastante comum. Desse modo, apresenta-se um modelo semi-empírico desse tipo de equipamento, que inserido no programa computacional ESP-r (Clarke, 1985) permitirá simulações adequadas à realidade brasileira.

## 2. MODELO PROPOSTO

No ESP-r os equipamentos são representados por nós. Em cada nó são derivados balanços de massa e energia originando um conjunto de equações que descrevem o seu comportamento no espaço e no tempo. A discretização dessas equações pelo método dos volumes finitos estabelece um sistema matricial em termos de temperatura  $T$  e vazões mássicas de ar seco  $\dot{m}_a$  e vapor d'água  $\dot{m}_v$ . Na Fig. 1, o nó  $i$  representa a serpentina de resfriamento e o nó  $j$  outro equipamento. Os balanços de energia e massa de ar seco e vapor d'água em  $i$ , num instante de tempo qualquer, fornecem:

$$R_{i,j}(\dot{m}_{a,j}c_{pa} + \dot{m}_{v,j}c_{pv})(T_j - T_i) + \dot{m}_c h_{v,i}^S - \dot{q}_E = M_i \bar{c}_i \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad (1)$$



**Figura 1.** Esquema unidodal do condicionador de gabinete.

$$\dot{m}_{a,i} - R_{i,j} \dot{m}_{a,j} = 0 \quad (2)$$

e

$$\dot{m}_{v,i} - R_{i,j} \dot{m}_{v,j} = -\dot{m}_C \quad (3)$$

onde  $c_{pa}$  e  $c_{pv}$  são o calor específico à pressão constante,  $R_{i,j}$  a fração de ar úmido oriunda de **j** que atinge **i**,  $h_{lv,i}^S$  a entalpia de condensação do vapor d'água saturado à  $T_i$ ,  $\dot{q}_E$  a remoção de calor,  $M_i$  a massa,  $\bar{c}_i$  o calor específico médio,  $t$  o tempo, e  $\dot{m}_C$  a vazão mássica de condensado.

Neste modelo, o ar deixa a serpentina no estado de saturação à  $T_i$ . As capacidades sensível e latente são obtidas por:

$$\dot{q}_S = \dot{m}_{a,i} (c_{pa} + W_j c_{pv}) (T_j - T_i) \quad (4)$$

e

$$\dot{q}_L = \dot{m}_{a,i} h_{lv,i}^S (W_j - W_i^S) \quad (5)$$

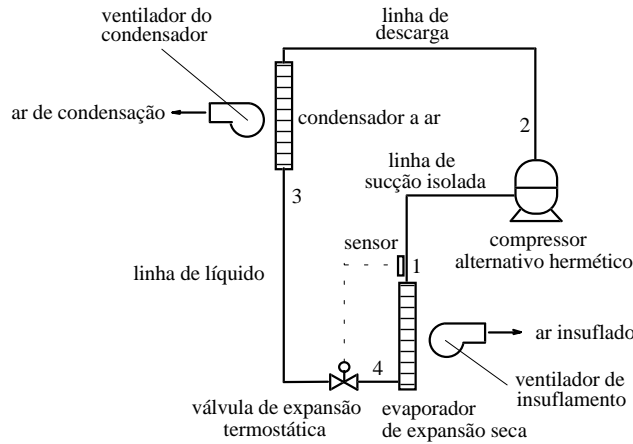
onde  $W_j$  é a umidade absoluta do ar em **j** e  $W_i^S$  é a umidade absoluta do ar saturado à  $T_i$ . Só existirá capacidade latente se a temperatura na serpentina  $T_i$  for menor do que a temperatura de orvalho do ar em **j**. A capacidade de resfriamento total é a soma da sensível com a latente, pois não é considerado o sub-resfriamento do condensado (Ashrae, 1996).

A remoção de calor na Eq. (1) é avaliada por um algoritmo independente representando o desempenho do condicionador. Deste modo, seu comportamento dinâmico é função desta remoção de calor e da capacidade térmica da serpentina de resfriamento. Mais detalhes de modelos de equipamentos adequados ao ESP-r podem ser obtidos em Aasem (1993).

## 2.1 Modelo de condicionador de gabinete resfriado a ar

O condicionador de gabinete resfriado a ar é esquematizado na Fig. 2. Os componentes do ciclo de refrigeração são: compressor alternativo hermético, condensador resfriado a ar, válvula de expansão termostática e serpentina de resfriamento. Ventiladores radiais movimentam o ar através do condensador e da serpentina de resfriamento. Um modelo para cada componente será obtido e depois de integrados representará o condicionador.

**Modelo semi-empírico de compressor alternativo hermético.** É baseado no modelo proposto em Popovic e Shapiro (1995). Dados de capacidade de resfriamento e consumo de energia, obtidos em catálogos de fabricantes, são usados para ajustar seus parâmetros internos, tais como: coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento dentro da carcaça hermética. A Fig. 3 mostra o compressor incorporado ao ciclo de refrigeração sobre o diagrama pressão-entalpia. As expansões nas válvulas são



**Figura 2.** Esquema do condicionador de gabinete resfriado a ar.

isentálpicas, a condensação e a evaporação ocorrem à pressão constante e a compressão é politrópica. A capacidade de resfriamento total e a potência elétrica de compressão são dadas por:

$$\dot{q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (6)$$

e

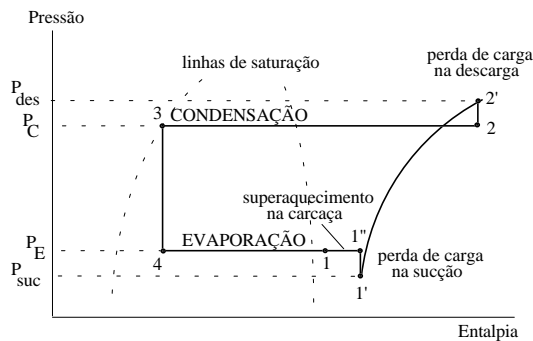
$$\dot{w}_{elet} = \gamma_1 + \gamma_2 \dot{w}_{poli} + \gamma_3 \dot{w}_{poli}^2 \quad (7)$$

onde  $h_4$  é a entalpia do refrigerante na entrada da serpentina e  $h_1$  na saída. Os coeficientes da Eq. (7) são determinados de acordo com o compressor usado pelo condicionador de gabinete. A potência de compressão é igual à taxa de trabalho termodinâmico politrópico (Moran e Shapiro, 1992), dada por:

$$\dot{w}_{poli} = \dot{m}_r \frac{n}{n-1} P_{suc} v_{suc} \left[ \left( \frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (8)$$

A vazão mássica de refrigerante nas Eqs. (6) e (8) é dada por:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_d}{v_{suc}} \left[ 1 + C_{vn} - C_{vn} \left( \frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{1/n} \right] \quad (9)$$



**Figura 3.** Modelo de compressor incorporado ao ciclo de refrigeração.

O expoente politrópico do HCFC-22 é  $n = 1,2094 - (0,2931/r) + (0,7802/r^2)$  onde  $r$  é a relação entre a pressão de descarga  $P_{des}$  e a de sucção  $P_{suc}$  (Gosling, 1980). O volume deslocado  $\dot{V}_d$  depende da geometria e da r.p.m. do compressor. O coeficiente de volume nocivo  $C_{vn}$  é uma informação sigilosa do fabricante. A pressão de descarga é a soma da pressão de condensação com a perda de carga efetiva na válvula de descarga; a de sucção obtém-se subtraindo a perda na válvula de sucção da pressão de evaporação (vide Fig. 3).

O ajuste procurou uma combinação de valores de coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento na carcaça que minimizasse a soma dos erros relativos entre os valores calculados pelas Eqs. (6) e (7) e os de catálogo.

**Modelo de condensador.** O modelo de condensador é baseado no método  $\varepsilon$ - $NTU$  (efetividade-número de unidades de transferência de calor). A temperatura de condensação é dada por:

$$T_C = T_{AE} + (\dot{q}_C / \varepsilon_C \dot{m}_{a,C} c_{pa}) \quad (10)$$

onde  $T_{AE}$  é a temperatura de bulbo seco do ar externo,  $\dot{q}_C$  o calor cedido no condensador,  $\varepsilon_C$  a efetividade e  $\dot{m}_{a,C}$  a vazão mássica de ar. A temperatura de bulbo seco do ar externo é obtida diretamente no arquivo de dados climáticos. Considerando o processo de compressão adiabático, o calor cedido no condensado é dado por:

$$\dot{q}_C = \dot{q}_E + \dot{w}_{poli} \quad (11)$$

Admitindo que os efeitos de dessuperaquecimento e de um eventual sub-resfriamento do refrigerante são desprezíveis, a efetividade é dada por:

$$\varepsilon_C = 1 - \exp(-UA_C / \dot{m}_{a,C} c_{pa}) \quad (12)$$

onde  $UA_C$  é a condutância global do condensador.

**Modelo de serpentina de expansão direta.** Durante o funcionamento do condicionador a temperatura da superfície externa dos tubos em contato com o ar é muito próxima da temperatura de evaporação. Essa temperatura superficial, geralmente abaixo do ponto de orvalho do ar, deixa a superfície da serpentina molhada. Neste caso, a temperatura de evaporação é calculada diretamente por uma relação funcional da forma:

$$T_E = f(h_{T_E}^S) \quad (13)$$

e

$$h_{T_E}^S = h_{E1} - (\dot{q}_E / \dot{m}_{a,E} \varepsilon_E) \quad (14)$$

onde  $h_{T_E}^S$  é a entalpia do ar saturado na temperatura da serpentina,  $h_{E1}$  a entalpia do ar na entrada e  $\dot{m}_{a,E}$  a vazão mássica de ar. A efetividade da serpentina molhada é dada por:

$$\varepsilon_E = 1 - \exp(-UA_E / \dot{m}_{a,E} c_{pa}) \quad (15)$$

onde  $UA_E$  é a condutância global da serpentina.

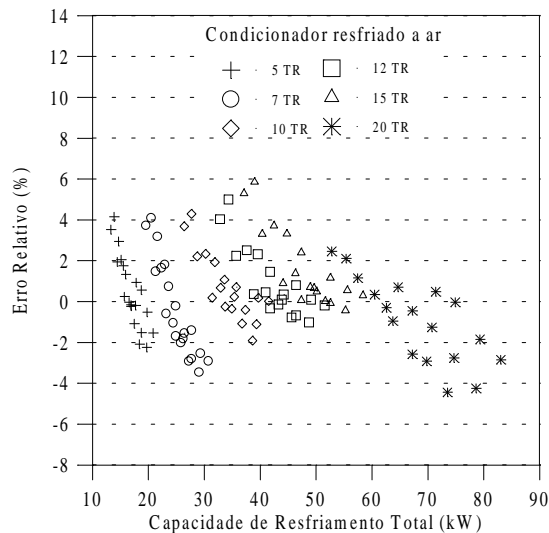
**Modelo de ventilador.** Nos condicionadores de gabinete, o motor elétrico do ventilador está em contato com o ar insuflado e o aquece. Admitindo o ar como fluido incompressível, este ganho de calor é dado por:

$$\dot{w}_f = \left( \dot{V}_a / \dot{V}_{a,nom} \right)^3 \dot{w}_{f,nom} \quad (16)$$

onde  $\dot{V}_a$  e  $\dot{V}_{a,nom}$  são as vazões de ar real e nominal e  $\dot{w}_{f,nom}$  é a potência elétrica nominal. Os valores nominais são obtidos em catálogo. A vazão de ar real é fornecida pelo usuário.

**Propriedades termodinâmicas do HCFC-22.** As propriedades termodinâmicas do refrigerante são obtidas por curvas ajustadas aos dados tabelados do HCFC-22. O programa Refprop 4.0 (Gallagher et. al., 1993) foi usado para gerar as tabelas, e os ajustes foram realizados pelo programa Grapher 1.06 (Schmitz et. al., 1992).

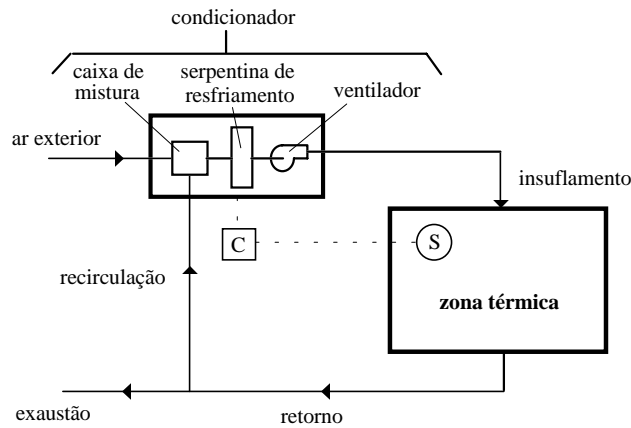
**Modelo de condicionador de gabinete.** Para obter a capacidade de resfriamento total e a potência elétrica do condicionador os equipamentos são integrados de acordo com o esquema da Fig. 2, permitindo que as temperaturas de evaporação e de condensação sejam determinadas. Essas temperaturas dependem das vazões mássicas de ar, das condutâncias globais e das trocas de calor no evaporador e no condensador. As condutâncias globais e as vazões mássicas de ar são constantes. Desse modo, o calor transferido no evaporador e no condensador depende, respectivamente, das temperaturas de evaporação e de condensação e vice-versa, mostrando que um processo iterativo é necessário para determinação dessas quantidades. Este fluxograma pode ser obtido em Corrêa (1998). A Fig. 4 mostra os resultados do modelo comparados aos valores de catálogo, para capacidades nominais de 17,6 kW (5 TR) a 70,3 kW (20 TR). Observa-se erros de até  $\pm 6\%$ .



**Figura 4.** Valores calculados pelo modelo de condicionador comparados aos de catálogo, em todas as condições de operação disponíveis.

### 3. SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

Para demonstrar as potencialidades do modelo, o mesmo foi usado num sistema de climatização com vazão de ar constante, conforme o esquema da Fig. 5. O ar recirculado



**Figura 5.** Sistema de climatização com vazão de ar constante.

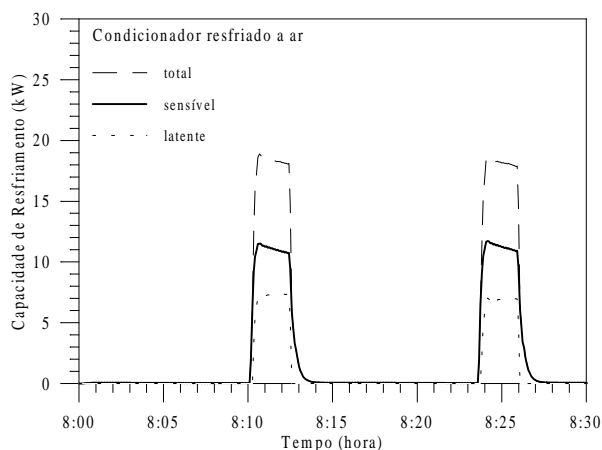
mistura-se ao ar externo de ventilação em proporções adequadas. O ventilador de insuflamento movimentava o ar tratado através da zona térmica. O sistema de controle é do tipo *on-off* e atua durante todo o tempo de ocupação da edificação, de 8:00 às 18:00 horas. O sensor (S) avalia a temperatura do ar na zona térmica e o controlador (C) liga e desliga o compressor.

A zona térmica da edificação apresenta um volume total de  $450 \text{ m}^3$ . Todas as paredes são de tijolos comuns com reboco em argamassa. O piso de concreto é assentado diretamente sobre o solo. A laje pré-moldada é termicamente isolada. As janelas usam vidro comum. As cargas térmicas eventuais são provenientes da infiltração de ar, dos ocupantes e da iluminação artificial. A vazão de ar de infiltração correspondente a 0,2 trocas de ar por hora. A iluminação fluorescente dissipa  $25 \text{ W/m}^2$  de área útil de piso, sendo que 60 % é parcela radiante e 40 % convectiva. Os dez ocupantes realizam atividades moderadas e cada um dissipa 95 W de calor sensível, sendo 20 % de parcela radiante e 80 % de convectiva e 45 W de calor latente.

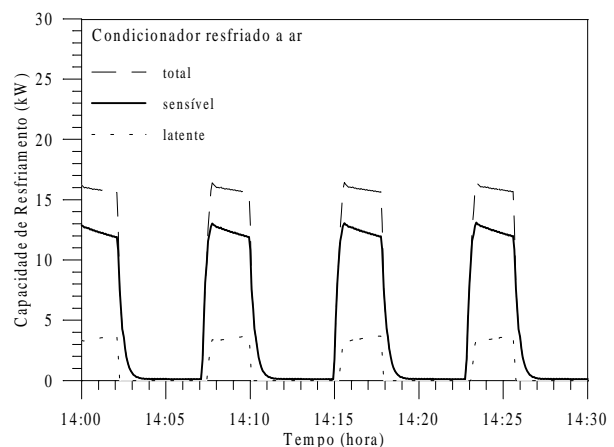
Foi usado um condicionador de 5 TR (17,6 kW) e as simulações foram realizadas para o dia 11 de janeiro, usando um arquivo climático para Florianópolis – SC (27° latitude Sul; 48° longitude Oeste).

#### 4. ANÁLISE DE RESULTADOS

As Figs. 6 e 7 mostram as capacidades de resfriamento total, sensível e latente em dois períodos do dia. Observa-se que a duração do ciclo *on-off* é maior no primeiro período (13



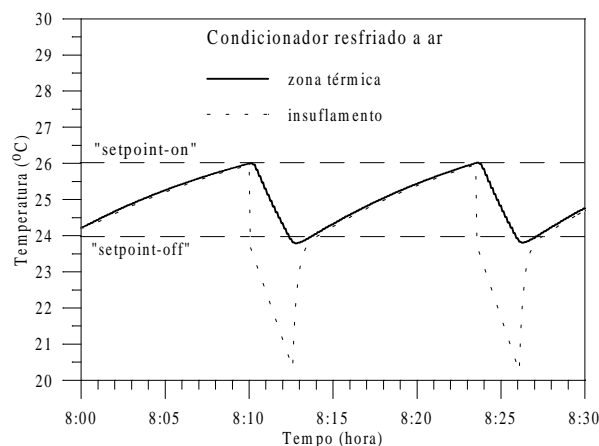
**Figura 6.** Capacidades de resfriamento de 8:00 às 8:30 horas.



**Figura 7.** Capacidades de resfriamento de 14:00 às 14:30 horas.

minutos e 30 segundos) do que no segundo (8 minutos). No primeiro, o condicionador fica ligado cerca de 2 minutos e 30 segundos (18,5 % do tempo total do ciclo); no segundo, o tempo ligado aumenta para cerca de 3 minutos (37,5 % do tempo total do ciclo). Durante um ciclo *on-off*, quando a temperatura da serpentina torna-se menor do que a do ponto de orvalho do ar na entrada do condicionador, surge uma capacidade de resfriamento latente. Quando o compressor é desligado (porém o ventilador de insuflamento continua ligado), a capacidade latente cessa tão logo a temperatura da serpentina supere esse ponto de orvalho. Depois disso, as capacidades sensível e total são iguais, e, diferentemente da capacidade latente, vão reduzindo mais lentamente. Essa taxa de redução menor está relacionada com a inércia térmica da serpentina. Durante um ciclo *on-off*, após o pico de capacidade de resfriamento total, a capacidade sensível diminui enquanto a latente aumenta (vide Fig. 6 ou 7).

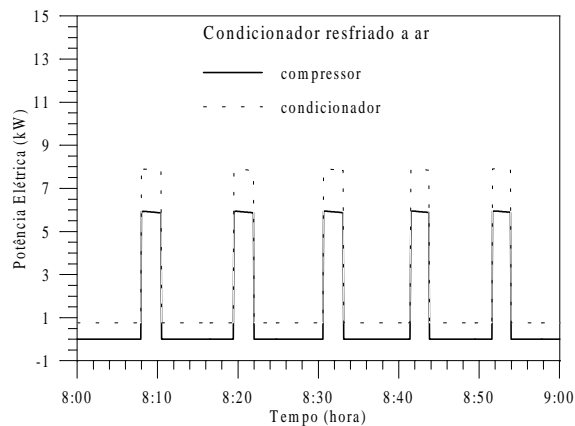
A Fig. 8 mostra a temperatura do ar na zona térmica e a de insuflamento entre 8:00 e 8:30 horas. O *setpoint* do controle *on-off* é ajustado para  $25 \pm 1$  °C. Quando a temperatura do ar na zona térmica atinge 26 °C o compressor é ligado e o ar insuflado resfria a zona térmica. Se essa temperatura atinge 24 °C o compressor é desligado, porém, como o ventilador permanece ligado as temperatura de insuflamento e da zona térmica ainda sofrem pequenas reduções, causadas pelo efeito das inércias térmicas da serpentina de resfriamento e da edificação, antes de voltarem a subir. O mesmo efeito é responsável pelo resfriamento da zona ocorrer em menos tempo que seu aquecimento.



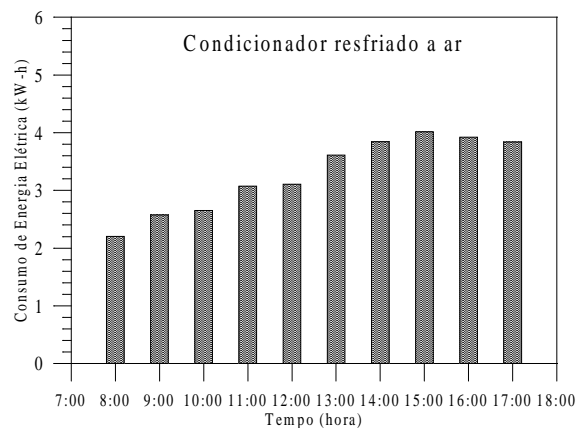
**Figura 8.** Temperaturas de insuflamento do ar e na zona térmica entre 8:00 e 8:30 horas.

A Fig. 9 mostra a potência elétrica total e a do compressor entre 8:00 e 9:00 horas. Quando o condicionador está ligado a potência total é a soma das potências do compressor e dos ventiladores; quando desligado, essa potência é igual a do ventilador de insuflamento, que permanece movimentando ar. Durante o período mostrado, não houve variações acentuadas dessas potências. Isto ocorre porque nos condicionadores de gabinete as vazões nos ventiladores permanecem inalteradas. Além disso, as condições que determinam as temperaturas de evaporação e de condensação, e, em consequência a potência de compressão, também não mudaram significativamente nesse período.

A Fig. 10 mostra o consumo de energia elétrica do condicionador em cada hora do período de controle. O consumo aumenta bastante a partir de 14:00 horas, porque o aumento da carga térmica faz aumentar a frequência dos ciclos *on-off*. Daí em diante, o consumo representa 58,5 % de um total de 32,8 kW-h consumidos durante o dia.



**Figura 9.** Potência elétrica do compressor e do condicionador, entre 8:00 e 9:00 horas.



**Figura 10.** Consumo de energia elétrica no condicionador, entre 8:00 e 18:00 horas.

## 5. CONCLUSÕES

O modelo proposto representa razoavelmente bem o comportamento dinâmico do condicionador de gabinete resfriado a ar abordado neste trabalho. Deve ser ressaltado que assumiu-se este comportamento dependente apenas da remoção de calor e da inércia térmica da serpentina de resfriamento, não sendo considerados atrasos provocados por fontes de qualquer outra natureza. Este modelo, quando implementado no programa ESP-r, permite simular o comportamento dinâmico e integrado do sistema formado pela edificação, equipamentos e seus controles, além de estimar o consumo de energia no condicionador. A utilização do modelo é simples pois utiliza dados obtidos diretamente em catálogos de fabricantes. Outros condicionadores do mesmo tipo também podem ser simulados, desde que seus parâmetros internos sejam determinados adequadamente.

## 6. REFERÊNCIAS

- Aasem, E. O., 1993, Practical simulation of buildings and air-conditioning systems in the transient domain, PhD Thesis, University of Strathclyde, Glasgow.
- Ashrae, 1996, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA.
- Brandemuehl, M. J. & Shauna, G. and Inger, A., 1993, HVAC 2 Toolkit: algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations, Georgia(USA), Ashrae.
- Corrêa, J. E., 1998, Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, tese de doutorado, NRVA (Núcleo de pesquisa em refrigeração, ventilação e ar condicionado), Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. and Huber, M., 1993, NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (Refprop. Version 4.0), National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- Gosling, C. T., 1980, Applied air conditioning and refrigeration, London, Applied Science, 2ed.
- Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 1992, Fundamentals of engineering thermodynamics, New York, John Wiley & Sons, 2ed.
- Popovic, P & Shapiro, H. N., 1995, A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems, Ashrae Transactions, American Society of



Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Parte 2, pp 367-362.

- Schmitz, D., Wall, W. and Smith, D., 1992, 2-D Graphic System (Grapher version 1.06), Golden Software, Inc., Colorado.
- Stoecker, W. F., 1989, Design of Thermal Systems, New York, McGraw-Hill Co.

# COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO: UM PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA

Júlio Santana Antunes<sup>1</sup>

José Luz Silveira<sup>2</sup>

José Antônio Perrella Balestieri<sup>2</sup>

UNESP, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, <sup>1</sup>Departamento de Matemática,

<sup>2</sup>Departamento de Energia, 12516-410, Guaratinguetá, SP, Brasil. E-mail: [santana@feg.unesp.br](mailto:santana@feg.unesp.br)

## Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um programa computacional para análise exergoeconômica de sistemas de cogeração que empregam turbinas a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção. O programa computacional seleciona sistemas de turbinas a gás, visando a operação em paridade térmica, através de um banco de dados composto de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, nas condições ISO (*International Standards Organization*). O programa computacional corrige os parâmetros de performance dos sistemas selecionados para as condições locais da instalação. A análise exergoeconômica é feita com base no menor custo de manufatura exergético no qual é considerado o melhor sistema entre os selecionados, àquele que apresentar o menor índice de irreversibilidade. O programa computacional foi desenvolvido em linguagem FORTRAN77, é um programa bastante amigável, com janelas que descrevem cada etapa de sua utilização. Um exemplo de estudo de caso da aplicação do programa computacional é apresentado neste trabalho.

**Palavras chaves:** Turbina a gás, Sistema de Refrigeração por Absorção, Cogeração, Exergia,

## 1. INTRODUÇÃO

Num projeto de centrais de cogeração, muitas vezes é conveniente ter acesso a alguma ferramenta de simulação que permita um cálculo rápido e seguro de balanços de massa e energia, bem como uma estimativa dos custos dos componentes e avaliação dos balanços de custos por meio de estudos exergoeconômicos (combinação dos conceitos de exergia com aspectos econômicos).

A grande diversidade de máquinas catalogadas por diferentes fabricantes possibilita a apresentação de um amplo leque de alternativas, as quais devem ser analisadas, para a seleção daquelas que mais adequadamente respondem às necessidades de um determinado processo produtivo. Estas são algumas das razões que justificam a elaboração de um programa computacional (Antunes *et al.*, 1999).

## 1.1 Sistema de cogeração proposto

Sistemas de cogeração com turbina a gás podem ser utilizados para produzir água gelada, com uso dos gases de exaustão da turbina para acionar um sistema de refrigeração por absorção (Najjar & Radhwan, 1991), como mostra a figura 1.

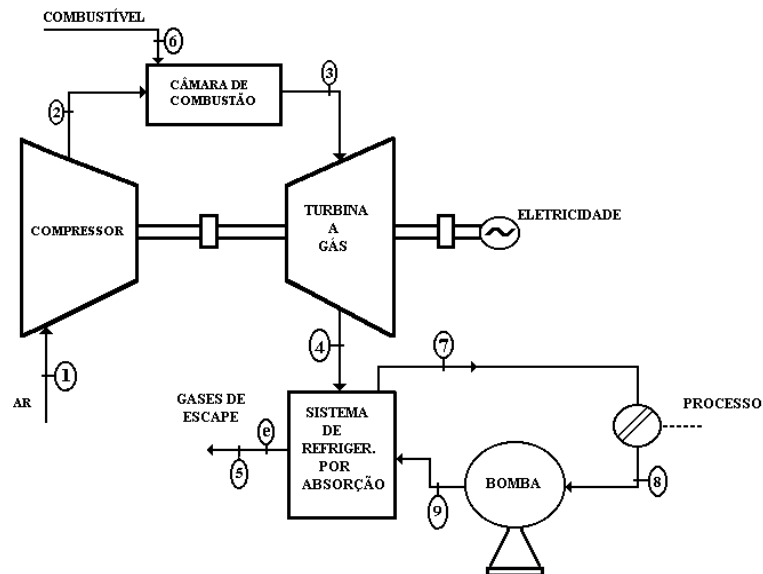


Figura 1 – Sistema de turbina a gás associada à turbina a vapor (ciclo combinado)

Um sistema de refrigeração por absorção consiste basicamente em um gerador, um condensador, um evaporador e um absorvedor. O ciclo opera com dois fluidos, um refrigerante (água, no caso de instalações utilizando solução de água e brometo de lítio, ou amônia, no caso de solução de água e amônia) e um absorvente (brometo de lítio ou água), de acordo com a solução utilizada.

Os sistemas com brometo de lítio (água refrigerante), são limitados a temperaturas acima de 0 °C, (ponto de congelamento da água). Se temperaturas inferiores são requeridas, o sistema de água e amônia deverá ser utilizado (Orlando, 1991 e Najjar & Radhwan, 1991).

Sistemas de refrigeração por absorção também podem ser classificados como de simples estágio, cujo coeficiente de performance (COP) situa-se entre 0,40 e 0,70; ou de duplo estágio ou duplo efeito que apresentam dois geradores e coeficiente de performance em torno de 1,4. Esses sistemas requerem pressão de vapor superiores, sendo mais utilizados em sistemas de cogeração (Orlando, 1991).

## 2. DESCRIÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DESENVOLVIDO

O código computacional escrito em linguagem de programação FORTRAN 77, utilizando o programa FORTRAN PowerStation versão 1.0 é um programa interativo, muito amigável, com janelas que descrevem cada etapa de sua utilização tornando-o bastante versátil, podendo ser executado em PCs em ambientes operacionais Windows ou DOS (Antunes, 1999).

Está composto por três blocos de programas (análise energética, análise exergética e análise exergoeconômica) que interagem entre si, sendo cada bloco responsável por um aspecto fundamental do processo de análise.

O banco de dados para a seleção dos sistemas de turbina a gás é formado por máquinas comercialmente disponíveis no mercado catalogadas no ano de 1997, cujos dados (nas

condições ISO: temperatura de 15 °C, nível do mar, com 60% de umidade relativa) foram fornecidos pelos fabricantes e agrupados em um catálogo, o *Gas Turbine World Handbook* (Biasi, 1997). A seguir passa-se a descrição detalhada dos blocos que compõem o programa computacional.

## 2.1 Análise energética

Ao executar o programa computacional, é solicitado do usuário as seguintes informações: fluxo mássico de água, temperatura da água, temperatura da água de retorno do processo, tipo de sistema de refrigeração por absorção, condições locais da instalação do sistema: temperatura ambiente, umidade relativa e a altitude; energia elétrica requerida e por fim o nome do arquivo de dados em que os resultados deverão ser gravados. Para a entrada de dados, o usuário pode escolher entre as opções ( $\text{m}^3/\text{h}$ ,  $\text{m}^3/\text{s}$  ou  $\text{kg}/\text{s}$ ), a unidade em que o fluxo de água deverá ser fornecida. Para a temperatura da água, a unidade que o usuário pode optar é °C ou K.

O programa também solicita do usuário o tipo de sistema de refrigeração por absorção que será utilizado (tipo simples ou de duplo efeito).

A toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo este dado ser alterado nesta fase.

Com as informações fornecidas pelo usuário o programa chama a rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas cujas equações são dadas por Badr *et al.* (1990); na fase seguinte, o programa seleciona os possíveis sistemas de turbina a gás comercialmente disponíveis no mercado, acessando o banco de dados de máquinas comerciais. Para a seleção dos equipamentos é feita uma análise de Primeira Lei da Termodinâmica, através de um balanço de energia sobre o sistema de refrigeração por absorção.

As seguintes considerações são efetuadas:

- Calor específico a pressão constante da água tem valor constante e igual a 4,187 kJ/kg K.
- Para o sistema de refrigeração por absorção do tipo simples efeito o coeficiente de performance (COP) é adotado como sendo igual a 0,65 e para o tipo duplo efeito o coeficiente de performance é adotado como 1,1 (Orlando, 1991).
- No caso da temperatura da água gelada, ser maior que 7 °C é utilizado o sistema de absorção que emprega a solução água e brometo de lítio em virtude da maior vida útil do equipamento, já que a solução de água e brometo de lítio é menos corrosiva do que a solução de água e amônia. Para temperatura da água gelada menor que 7 °C é utilizado o sistema de absorção que emprega a solução água e amônia (Najjar & Radhwan, 1991).
- Para sistemas de absorção que empregam água e brometo de lítio, é fixado valor de 170 °C para temperatura dos gases de escape e de 160 °C para temperatura dos gases de escape para sistemas de absorção que utilizam água e amônia (Najjar & Radhwan, 1991 e Aly, 1991).

Os dados, fornecidos pelos fabricantes, de turbinas a gás selecionadas nas condições ISO são: nome do fabricante, código da máquina, ano de fabricação, peso, dimensões, potência de eixo, *Heat rate* (BTU/h de combustível gasto para produzir 1 kW de potência de eixo), razão de pressão, rotação, vazão mássica dos gases de exaustão, temperatura dos gases de exaustão e em alguns casos a temperatura de entrada dos gases na turbina a gás.

Após a seleção dos equipamentos, o programa faz as devidas correções em função dos parâmetros de performance dos sistemas selecionados para as condições locais da instalação (Brooks, 1994). Na próxima etapa o programa chama a rotina para cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível, cujos cálculos são dados por Si-Doek *et al.* (1996).

Em seguida é feito o dimensionamento dos sistemas de turbina a gás selecionados cujo procedimento está indicado em (Antunes *et al.*, 1998), sendo efetuados cálculos tais como:

eficiência térmica da turbina a gás, eletricidade produzida pela turbina a gás, potência suprida pelo combustível, fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão, eficiência da geração de água gelada, eficiência de geração de energia elétrica e eficiência global do sistema (eficiência da geração de água gelada mais eficiência de geração de energia elétrica).

Por fim, o programa mostra os resultados da análise energética no monitor de vídeo e grava estes resultados no arquivo de dados fornecido pelo usuário

## **2.2 Análise exergética**

Terminada a análise energética, o programa efetua a análise exergética, utilizando as equações para cálculo do balanço de exergia dadas por Kotas (1985), aplicado para cada sistema de turbina a gás selecionado. Em seguida, a rotina determina as irreversibilidades para cada componente do sistema de turbina a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção selecionado, bem como a irreversibilidade total do sistema; finalmente, os resultados das irreversibilidades são mostrados no monitor de vídeo e gravados no arquivo de dados.

## **2.3 Análise exergoeconômica**

O programa, em sua última etapa, chama a Rotina Exergoeconômica para a realização da análise termoeconômica dos sistemas selecionados. Com as informações trazidas da análise energética e exergética, o programa calcula as funções exergéticas incrementais (Silveira, 1998) associadas a cada componente do sistema selecionado; em seguida o programa calcula o custo exergético anualizado de produção de eletricidade e custo exergético anualizado de produção de água gelada. Numa próxima etapa o programa calcula o custo de manufatura exergético (Silveira, 1998; Antunes, 1999) do sistema de turbina selecionado. Finalmente o programa mostra no monitor de vídeo e grava no arquivo de dados os custos de produção exergético de eletricidade e água gelada, o custo de manufatura exergético e os melhores sistemas selecionados, isto é, aqueles que apresentam menores custos de manufaturas exergéticos.

Após a análise exergoeconômica o comando do programa retorna ao menu principal para que o usuário possa realizar outras simulações ou então, encerrar a execução do programa.

## **3. ESTUDO DE CASO**

Utilização de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção, do tipo simples efeito, com uso direto dos gases de exaustão para a produção de água gelada a 7 °C em substituição aos chillers elétricos, correspondente a vazão de 94 kg/s de água gelada de um hospital, em um local situado a 640 m de altitude, de umidade relativa média de 76% e temperatura média de 30 °C. A temperatura de retorno da água é de 15 °C, sendo a eletricidade requerida de 2000 kW.

Para efeito de simulação foram fornecidos os seguintes dados:

- tarifa de energia elétrica paga a concessionária = 0,08 [US\$/kWh],
- preço de venda da energia elétrica excedente = 0,035 [US\$/kWh],
- taxa de juros anual = 12%,
- preço do combustível (gás natural) = 0,011 [US\$/kWh] e
- período de utilização de = 7000 h/ano.

### 3.1 Sistemas de turbinas a gás selecionados

A Tabela 1, mostra os sistemas selecionados de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, nas condições ISO.

Tabela 1. Sistemas de turbinas a gás selecionados (condições ISO)

Nome do fabricante	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código da máquina	Centaur 40S	SB15
Ano de fabricação	1992	1986
Peso - [kg]	27216	6400
Dimensões – LxWxH [m]	28,8 x 8,0 x 9,7 [ft]	3,0 x 1,5 x 3,0
Potência de eixo - [kW]	3515	2720
Heat Rate - [Btu/kWh]	1224	1330
Razão de pressão	9,7	10,0
Rotação da turbina - [rpm]	14951	13070
Vazão mássica dos gases de exaustão - [kg/s]	18,6	14,5
Temperatura de exaustão - [°C]	437,2	491,0
Temperatura na entrada da turbina - [°C]	Não fornecida	Não fornecida

### 3.2 Análise energética

A tabela 2 mostra a análise energética para cada sistema selecionado anteriormente. Os dados obtidos referem-se as condições para o local da instalação. Nota-se pela tabela que, o melhor sistema selecionado é a **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta a maior eficiência energética entre os sistemas de turbinas a gás selecionados.

Tabela 2. Análise energética para os sistemas selecionados

Máquina	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código	Centaur 40S	SB15
Eletricidade produzida- [kW]	2875	2225
Potência suprida no combustível - [kW]	11243,3	9475,1
Fluxo mássico de gases de exaustão - [kg/s]	16,5	12,9
Fluxo mássico de gás combustível - [kg/s]	0,243	0,222
Fluxo mássico de ar - [kg/s]	14,96	11,64
Relação estequiométrica	66,9	57,0
Fluxo de calor recuperado - [kW]	4876,9	4544,8
Eficiência da geração de energia elétrica - [%]	25,5	23,5
Eficiência térmica da turbina a gás- [%]	26,9	24,7
Eficiência da geração de água gelada - [%]	43,4	47,9
Eficiência global - [%]	68,9	71,4

### 3.3 Análise exergetica

A tabela 3 mostra a irreversibilidade para cada componente do sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção, selecionado anteriormente.

Tabela 3: Irreversibilidade de cada componente

Máquina	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código	Centaur 40S	SB15
Compressor - [kW]	1084,4	853,9
Câmara de combustão - [kW]	5310,0	3900,4
Turbina a gás - [kW]	5003,7	4427,5
Sistema de absorção - [kW]	2221,0	2189,6
Bomba - [kW]	1796,1	1673,7
Bomba do resfriador - [kW]	3965,6	3695,5
Resfriador - [kW]	2153,7	2007,0
Irreversibilidade total	21534,7	18748,0

Pela análise da tabela 3, o melhor sistema de turbinas a gás é a **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois este apresenta a menor irreversibilidade total.

### 3.4 Análise exergoeconômica

A tabela 4 mostra os custos de produção exergetico de eletricidade e de água gelada, além do custo de manufatura exergetico, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

Tabela 4: Análise exergoeconômica

Máquina	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código	Centaur 40S	SB15
Custo de produção exergetico de eletricidade - [US\$/kWh]	0,0861	0,1019
Custo da produção exergetico de água gelada- [US\$/kWh]	0,9742	0,9371
Custo de manufatura exergetico - [US\$/ano]	2,372.10 <sup>6</sup>	2,298.10 <sup>6</sup>

Pela análise da tabela 4, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta o menor custo de manufatura exergetico, o próximo é a **Centaur 40S** do fabricante **Solar Turbines**.

## 4 CONCLUSÕES

O programa computacional foi desenvolvido com o objetivo de realizar análises energéticas, exergeticas e exergoeconômicas de sistemas de cogeração com turbina a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção, sempre buscando escolher os melhores sistemas selecionados dentre os sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no

mercado. Da análise exergoeconômica, conclui-se que o melhor sistema escolhido é aquele que apresenta menor custo de manufatura exergético; deve-se observar que este fato está associado ao sistema que apresenta o menor índice de irreversibilidade.

A grande vantagem do programa computacional é a sua grande rapidez e eficiência na seleção e análise dos sistemas, já que o mesmo faz consulta a um banco de dados com mais de quatrocentas máquinas comercialmente disponíveis no mercado num tempo muito pequeno, corrigindo inclusive os níveis de performance para as condições locais da instalação.

O banco de dados do programa computacional é facilmente atualizado com a inclusão de novas máquinas que estiverem disponíveis no mercado.

## REFERÊNCIAS

- Aly, S. E., 1991, “Gas Turbine Waste Heat Driven Multiple Effect Absorption System”. Heat Recovery Systems and CHP, v 11, n° 5, p. 407-413, Pergamon Press Publishing London.
- Antunes, J. S., 1999, “Código Computacional para Análise de Sistemas de Cogeração com Turbinas a Gás”. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, Brasil, 157.
- Antunes, J. S., Silveira, J. L., Balestieri, J. A. P., 1999, “Cogeração em Ciclos Combinados: Um Programa Computacional para Análise Exergoeconômica”, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, anais em CD ROM, Águas de Lindóia, Brasil.
- Antunes, J. S., Silveira, J. L., Balestieri, J. A. P., 1998, “Programa para Seleção, Dimensionamento e Especificação de Sistemas de Cogeração com Turbina a Gás”. Proceedings of the VII Congresso Latinoamericano de Transferência de Calor y Materia - LATCYM98, Anais..., Salta – Argentina, pp. 46-50.
- Badr, O., Probert, S. D., O’Callaghan, P., 1990, “Rankine Cycles for Steam Power-Plants”. Applied Energy, v. 36, pp. 191-231.
- Biasi, V.(publisher), 1997, “Gas Turbine World Handbook”, Southport, Pequot Publishing.
- Brooks, F. J., 1994, “GE Gas Turbine Performance Characteristics”. 38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar. GER 3567E.
- Kotas, T. J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”. Editôra Butterworths, London, 296p.
- Najjar, Y. S. H., Radhwan, A. M., 1991, “Comparison of total Energy Systems Using Gas Turbine and Diesel Engines for Combined Cooling”. International Journal of Refrigeration, v. 14, p. 351-356.
- Orlando, J. A., 1991, “Cogeneration Planner’s Handbook”. Rio de Janeiro: Editôra Prentice-Hall do Brasil Ltda., 314p.
- Si-Doek, O., Hyo-Sun, P., Si-Moon, K., Ho-Young, K., 1996, “Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System”. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 118, pp. 782-791.
- Silveira, J. L., 1998, “Uma Contribuição para a Modelagem Termoeconômica: Otimização da Operação e do projeto de Sistemas Energéticos”. Tese de Livre-Docência, , Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, Brasil, 58.



# EVOLUÇÃO DAS FASES FORMADAS DURANTE TRATAMENTOS TERMOMECÂNICOS EM LIGAS INOXIDÁVEIS COM EFEITO DE MEMÓRIA DE FORMA

**Fabiana Cristina Nascimento**<sup>(1)</sup>

**Odair Doná Rigo**<sup>(1)</sup>

**Jorge Otubo**<sup>(1, 2)</sup>

**Paulo Roberto Mei**<sup>(1)</sup>

**Carlos de Moura Neto**<sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup>Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais. 13083-970- Campinas, SP, Brasil. E-mail: fabcris@fem.unicamp.br

<sup>(2)</sup>Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Centro Técnico Aeroespacial, 12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil.

**Resumo:** Os materiais com Efeito de Memória de Forma (EMF) apresentam a capacidade de recuperar sua forma original quando aquecidas depois de terem sido deformadas além de seu limite elástico. As ligas inoxidáveis, Fe-Mn-Si-Cr-Ni-(Co) com (EMF), começaram a ser estudadas a partir da década de 90 sendo que no Brasil os primeiros trabalhos surgem em 1994 dando início a um estudo que vai desde a elaboração das ligas até resultados que relacionam a evolução das fases a medida em que se alteram os tratamentos térmicos. Neste trabalho, ligas inoxidáveis com (EMF) foram submetidas a diferentes tempos de tratamento térmico a temperatura constante com o objetivo de se obter uma microestrutura inicial diferente. As amostras com tamanho de grão austenítico menor apresentaram bandas de martensita- $\epsilon$  com orientação única no interior do grão. Propriedades como dureza e limite de escoamento  $\sigma_{0,2\%}$  também foram alterados em função do tamanho de grão inicial.

**Palavras chave:** Efeito de Memória de Forma, Ligas Inoxidáveis, Transformação Martensítica, Tratamento Termomecânico, Microestrutura.

## INTRODUÇÃO

Diferente das ligas convencionais, que apresentam deformação plástica permanente, os materiais com Efeito de Memória de Forma (EMF) apresentam a capacidade de recuperar sua forma original quando aquecidas acima da temperatura  $A_F$  (temperatura de fim da transformação da martensita para austenita) após terem sido deformadas além do seu limite elástico. Em particular, nas ligas inoxidáveis a base de Fe, esse efeito está associado a transformação martensítica cristalograficamente reversível não termoelástica (Yang & Chen, 1992a) e (Otubo, 1996).

A transformação  $\gamma$  (CFC)  $\leftrightarrow$   $\epsilon$  (HC) ocorre em materiais com baixa energia de defeito de empilhamento (Yang & Chen, 1992b) (Kajiwara & Kikuchi, 1983) que

segundo (Bergeon & Guenin, 1997a-b) e (Bohong & Tsgio, 1997), é uma consequência da introdução de defeitos de empilhamento que surgem com o movimento de discordâncias parciais de Shockley durante o aquecimento. O produto das transformações  $\gamma \leftrightarrow \epsilon$ ,  $\gamma \leftrightarrow \alpha'$ ,  $\epsilon \leftrightarrow \alpha'$ , é fortemente afetado pela composição química da liga e também pelo tratamento termomecânico a que esta é submetida, (Ohtsuka & kajiwara, 1994) e (Zhang & Chen, 1998). Segundo (Garcia & Medrano, 1996), elementos como Cr e Mo aumentam a temperatura da transformação  $CFC \rightarrow HC$ . A presença do Si na composição da liga reduz a energia de defeito de empilhamento da austenita, facilitando a reversão da martensita, (Murakami & Suzuki, 1987).

A martensita- $\alpha'$  aparece com a medida em que o material é deformado (Jang & Gu, 1995) e (Otubo & Mei, 1998). De acordo com alguns autores, dependendo do tipo de tratamento termomecânico aplicado a presença da martensita- $\alpha'$  resulta em um fator negativo na recuperação de forma do material (Jang & Gu, 1995).

Variáveis como composição química e tratamento termomecânico atuam como fatores diretos na recuperação de forma, morfologia e evolução das fases. O objetivo desse trabalho é verificar a influência do tamanho de grão na evolução das fases e nas propriedades mecânicas, como limite de escoamento  $\sigma_{0,2\%}$  e dureza, em função dos ciclos de tratamento termomecânicos para a liga Fe-Mn-Si-Cr-Ni-(Co).

## PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste trabalho utilizou-se a liga inoxidável com (EMF) obtida por (Otubo & Mei, 1994a-b) em um forno de indução a vácuo (VIM), cuja composição química do material está apresentada na Tabela 1.

**Tabela 1.** Composição química (% em peso) da liga inoxidável com EMF.

<i>C</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>Cr</i>	<i>Ni</i>	<i>Co</i>
0,044	7,81	5,16	13,02	5,74	11,85

O lingote obtido foi forjado a quente em forma de barra com posterior solubilização a 1050°C durante uma hora com resfriamento em água. Com o objetivo de se obter uma microestrutura inicial diferenciada, a barra solubilizada foi laminada a frio com uma redução em área de aproximadamente 40% sendo posteriormente dividida em várias partes. Todas as amostras foram tratadas a 1050°C em tempos diferentes: 10 minutos, 1, 2, 5, 8 e 16 horas com posterior resfriamento em H<sub>2</sub>O. Neste estágio foram realizados ensaios de dureza Vickers com carga de 5N.

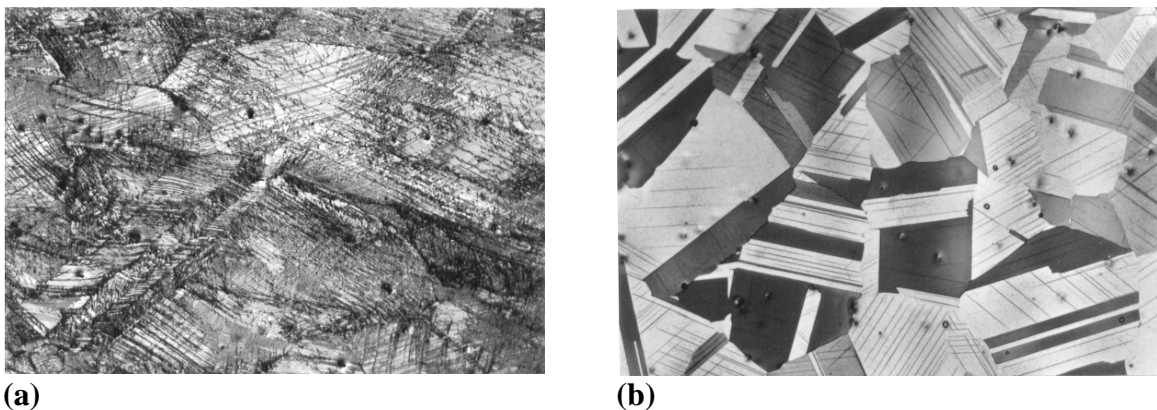
O ciclo de tratamento termomecânico aplicado a todas as amostras consistiu de: deformação de 4% por compressão, seguido de aquecimento a 600°C por 30 minutos para recuperação de forma. Todas as amostras foram submetidas a cinco ciclos e meio de tratamento termomecânico, ou seja: no sexto ciclo as amostras foram apenas deformadas. Durante a realização dos ensaios de compressão foram mantidas as seguintes condições:  $1,4 \times 10^{-4}$ s e 0,075mm/minuto. O tamanho inicial das amostras foi de 9mm de comprimento por 6mm de diâmetro.

Para a análise da morfologia das fases presentes durante o tratamento termomecânico, a superfície das amostras foram preparadas com polimento mecânico seguido de polimento químico proposto por (Kounick'y, 1968). Posteriormente as amostras foram atacadas com o reagente: 2ml HCl + 2ml HNO<sub>3</sub> e analisadas por microscopia eletrônica de varredura. A análise por metalografia ótica foi em amostras polidas eletroliticamente e atacadas com 100ml H<sub>2</sub>O + 15ml HCl + 15gr K<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>5</sub> + 5gr HN<sub>4</sub>HF<sub>2</sub> + 10gr Na<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>5</sub>.

A microscopia ótica foi utilizada para analisar a evolução das fases a partir da amostra deformada, solubilizada a 1050°C em diversos tempos e por fim no último ciclo de tratamento termomecânico. A estimativa do diâmetro de grão foi obtida utilizando a técnica da intersecção linear sendo posteriormente comparada com o método de Hilliard (círculo). A partir das curvas obtidas nos ensaios de compressão foi estimado o limite de escoamento  $\sigma_{0,2\%}$  para todas as condições.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

A deformação de aproximadamente 40%, após a solubilização da barra, resultou em uma estrutura de grãos totalmente deformados no sentido da laminação, como pode ser visto na Figura 1a.



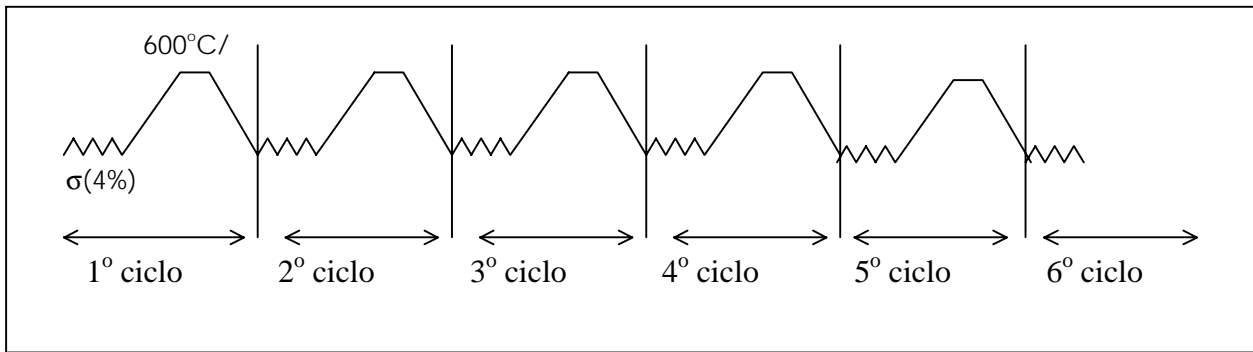
**Figura 1.** Micrografia ótica- 400X: (a)- após a laminação, (b)- após tratamento térmico a 1050°C/2horas/H<sub>2</sub>O.

Com o material no estado apresentado na Figura 1a, iniciou-se a segunda etapa do procedimento experimental, que resultou em amostras iniciais com diferentes microestruturas servindo como material de partida para o tratamento termomecânico. A Figura 1b, apresenta uma micrografia ótica da amostra após o tratamento térmico de 1050°C por 2 horas. Microestruturas semelhantes foram obtidas nas amostras submetidas a outros tempos de tratamento a esta temperatura, exceto com relação ao tamanho de grão que cresceu para tempos maiores de tratamento. A Figura 1b, apresenta maclas de recozimento, característica de materiais com baixa energia de defeito de empilhamento. O contraste das cores é devido a diferença de orientação dos grãos austeníticos.

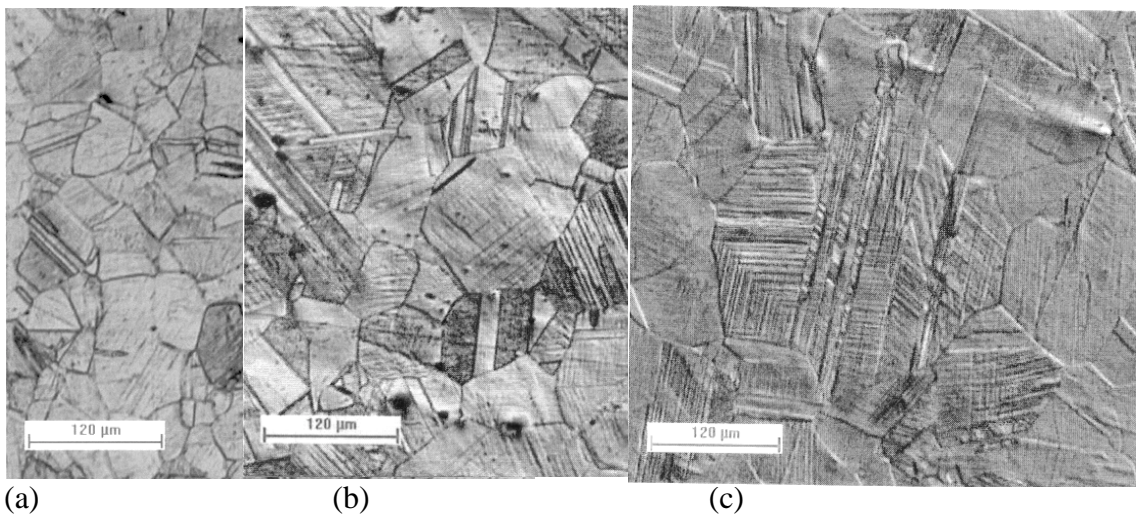
A Figura 2 apresenta o esquema do tratamento termomecânico utilizado, e a Figura 3 a microestrutura das amostras após o sexto ciclo incompleto.

Na Figura 3 (referente ao sexto ciclo incompleto) pode-se observar o crescimento do tamanho do grão a medida em que se aumenta o tempo de tratamento a 1050°C. O tamanho de grão mínimo foi de 35µm para a amostra tratada por 10 minutos (Figura 3a), 71µm para a amostra tratada por 8 horas (Figura 3b) e 88µm para o maior tempo de tratamento térmico, Figura 3c.

A influência do tamanho de grão na morfologia da martensita-ε induzida mecânicamente é bastante visível.



**Figura 2.** Diagrama esquemático dos ciclos de tratamento termomecânico.



**Figura 3.** Micrografia ótica referente ao último ciclo de tratamento termomecânico, 100X. (a)- 10 minutos, (b)- 5 horas e (d)- 16 horas.

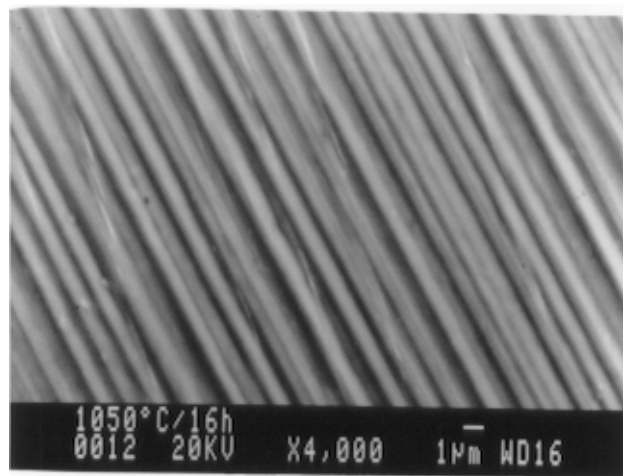
Na Figura 3a (tamanho de grão menor) observa-se que as bandas de martensita tem orientação única no interior dos grãos. A medida em que o tamanho de grão aumenta, observa-se o aparecimento de bandas de martensita-ε em diferentes orientações no mesmo grão. Esta tendência é tanto maior quanto maior for o tamanho de grão como pode ser observado na Figura 3c. Isto significa que a acomodação da martensita-ε induzida mecânicamente é mais difícil quanto maior for o tamanho do grão, o que leva a multi-orientação das bandas de martensita em único grão, Figura 3c.

Em nenhuma das amostras observou-se modificação no tamanho de grão inicial austenítico com os ciclos de tratamento termomecânico, o que significa que o tratamento a 600°C por 30 minutos não é suficiente para recristalizar esse material.

Segundo resultados mostrados por (Ohtuska & Kajiwara, 1994) e (Tsuzaki & Ikegami, 1992) em ligas semelhantes, a quantidade de martensita-ε aumenta a medida em que o material é submetido a vários ciclos de tratamento termomecânico ocorrendo então um processo acumulativo resultando em uma quantidade maior de martensita-ε para ser transformada e conseqüentemente melhorando o (EMF) com a ciclagem.

Em nenhum dos casos foi observada a presença da martensita-α após o último ciclo de tratamento termomecânico, o que nos leva a supor que estamos com uma fração volumétrica muito pequena dessa fase. Segundo (Gu & Humbeeck, 1994) a

transformação  $\gamma \rightarrow \varepsilon \rightarrow \alpha'$  depende muito da composição do material e da deformação aplicada a cada ciclo.



**Figura 4.** Micrografia Eletrônica de Varredura referente ao último ciclo incompleto de tratamento termomecânico com tratamento inicial de 1050°C por 16 horas.

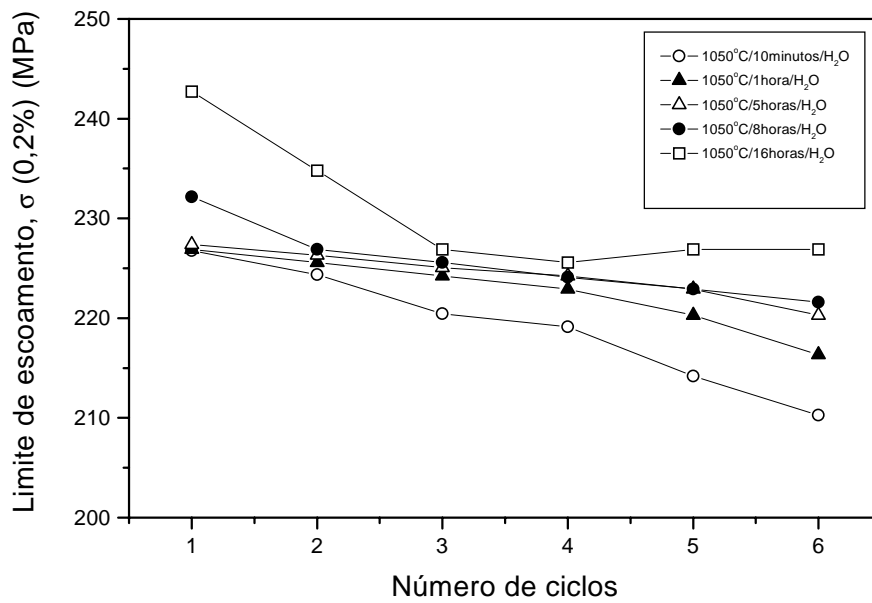
Todas as amostras apresentam uma estrutura semelhante à Figura 4, onde se observa uma estrutura lamelar com bandas de martensita- $\varepsilon$  vista com aumento de 4000X para a amostra com tamanho de grão austenítico de 88 $\mu\text{m}$ . As bandas de martensita- $\varepsilon$  apresentaram-se com largura da ordem de  $\mu\text{m}$ .

A Figura 5 apresenta a variação nos valores de limite de escoamento  $\sigma_{0,2\%}$  em função do número de ciclos para amostras tratadas em tempos diferentes a temperatura de 1050°C. Observa-se que para um menor ciclo, essa taxa de escoamento a 0,2% de deformação é tanto menor quanto menor for o tamanho do grão. O decréscimo na tensão de escoamento significa que a indução de martensita- $\varepsilon$  torna-se mais fácil com o aumento no número de ciclos. Resultados semelhantes foram obtidos por (Otubo, 1996), onde esse processo é conhecido como treinamento.

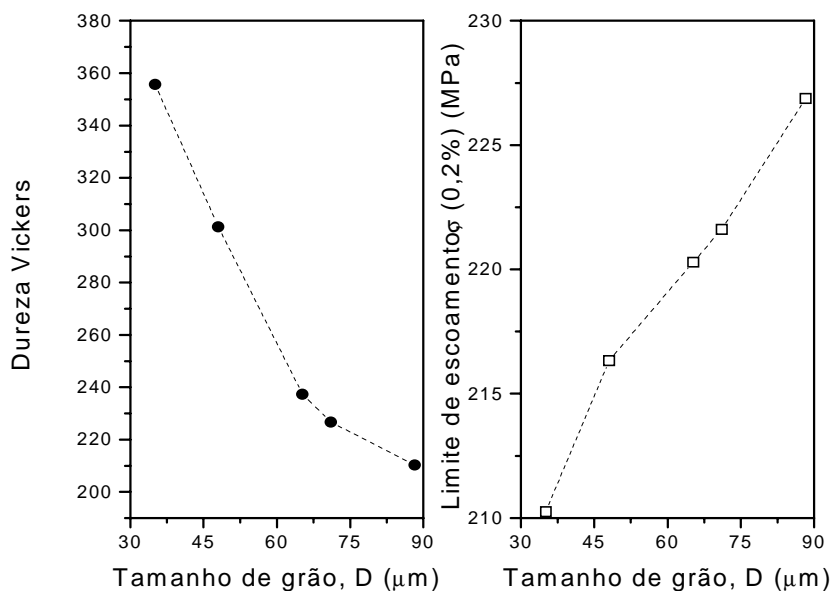
Já o decréscimo na tensão de escoamento com diminuição no tamanho do grão, vem a confirmar a hipótese inicial. A tensão necessária para induzir a transformação martensítica  $\gamma \rightarrow \varepsilon$  decresce a medida em que o grão austenítico é menor. Isso significa que a transformação é favorecida quando a estrutura apresenta um número maior de contornos de grão.

Isto pode ser mostrado mais claramente na Figura 6, em que a tensão limite de escoamento no sexto ciclo incompleto está apresentado em função do tamanho do grão.

Este resultado quando comparado com a metalografia ótica (Figura 3) vem a confirmar que um tamanho de grão menor, apresenta uma melhor acomodação das bandas de martensita, apresentando um limite de escoamento menor. A multi-orientação da fase  $\varepsilon$  requer uma tensão limite de escoamento maior, tornando a formação da martensita- $\varepsilon$  mais difícil.



**Figura 5.** Limite de escoamento  $\sigma$  (0,2%) para amostras tratadas com diferentes tempos de tratamento térmico a temperatura de 1050°C em função do número de ciclos de tratamento termomecânico.



**Figura 6.** Variação do limite de escoamento (para o último ciclo) e da dureza (antes do tratamento termomecânico) em função do diâmetro do grão.

Já em termos de dureza que reflete a deformação plástica da matriz austenítica como um todo, o comportamento foi clássico, diminuição da resistência mecânica com o aumento do tamanho de grão, obedecendo a relação de Hall-Petch (Dieter, 1988).

Quanto maior o tamanho de grão menor é a área de contornos de grão que favorecem a movimentação de discordâncias perfeitas. Mais trabalhos estão sendo realizados no sentido de verificar qual é o efeito do tamanho do grão na recuperação e forma dessas ligas.

## CONCLUSÕES

1. Análises feitas no último ciclo incompleto indicam que amostra com tamanho de grão menor apresenta bandas de martensita com orientação única e que a medida em que o tamanho de grão aumenta outras orientações começam a aparecer no interior do grão austenítico.
2. A tensão de escoamento que produz a transformação  $\gamma \rightarrow \varepsilon$  diminuí com a diminuição no tamanho de grão austenítico.
3. A dureza decresce com o aumento do tamanho de grão e obedece aproximadamente a relação clássica de Hall-Petch.

## AGRADECIMENTOS

- Ao CNPq, pelo auxílio financeiro a Nascimento, F. C., processo n°:14353/98-3
- Á FAPESP, pelo auxílio financeiro a Otubo, J., processo n°: 98/10971-1
- Á Agência Espacial Brasileira (convênio FUNCAMP/AEB n°2053), a Villares Metals SA, ao Instituto Tecnológico da Aeronáutica e ao Instituto de Pesquisas Espaciais pelo apoio ao projeto de desenvolvimento de ligas com Efeito de Memória de Forma.

## BIBLIOGRAFIA

- Bergeon, N.; Guenin, G.; Esnouf, C., (1997a), "*Characterization of the stress-induced  $\varepsilon$  martensite in a Fe-Mn-Si-Cr-Ni shape memory alloy: microstructural observation at different scales, mechanism of formation and growth*". Materials Science and Engineering, Vol. A238, pp-309-316.
- Bergeon, N.; Guenin, G.; Esnouf, C., (1997b), "*Study of the faults stackings in the  $\gamma$ (f.c.c)  $\leftrightarrow$   $\varepsilon$ (h.c.p) martensite transformation*", J. Phys., Vol. IV, N. 7, pp.125-130.
- Dieter, G. E. (1988), "*Mechanical Metallurgy*". SI Metric ed.
- Garcia, A .J.S.; Medrano, A. M.; Rodríguez, A S. (1996), "Effect of solution treatments on the FCC/HCP isothermal martensitic transformation in CO-27Cr-5Mo-0,05C aged at 800°C.", Scripta Materialia, Vol. 40, N. 6, pp. 717-722.
- Gu, Q.; Humbeeck, J. V; Delaey, L., (1994), "*A review on the martensitic transformation and shape memory effect in Fe-Mn-Si alloys*", Journal de Physique IV, Vol. 4, pp. 135-144.
- Jang, W. Y.; GU, Q.; Humbeeck, J. V.; Delaey, L., (1995), "*Microscopic Observation of  $\gamma$  phase and  $\varepsilon$ - and  $\alpha'$ -martensite in Fe-Mn-Si-based shape memory alloys.*", Materials Characterization, Vol. 34, pp. 67-72.
- Kajiwara, S.; Kikutchi, T., (1983), "*Reversible movement of the austenite-martensite interface and dislocation structures in reverse-transformed austenite in Fe-Ni-C alloys.*", Philosophical Magazine, A, Vol. 48, N. 4, pp. 509-526.
- Kajiwara, S., (1999), "*Characteristic features of shape memory effect and related transformation behavior in Fe-based alloys.*" Materials Science and Engineering, vol. A 273, pp. 67-88.

- Kounick'y, J., (1968), "*Deformation twinning in austenite Fe-Ni-C alloys at room temperature*", Phil. Mag, 18, pp. 205.
- Murakami, M.; Suzuki, H.; Nakamura, Y., (1987) "*Effect of Si on the shape memory effect of polycrystalline Fe-Mn-Si alloys*", Transaction ISIJ, Vol. 27, pp. 87.
- Ohtsuka, H.; Kajiwara, S.; Ishihara, T., (1994), "*Effect of  $\gamma \leftrightarrow \varepsilon$  cyclic transformations on the shape memory characteristics of an Fe-Mn-Si-Cr-Ni alloy.*", Materials Characterization, Vol. 32, pp. 229-235.
- Otubo, J.; Mei, P. R.; Koshimizu, S., (1994a), "*Desenvolvimento de novos aços inoxidáveis com efeito de memória de forma*", Anais do IV Seminário Brasileiro de Aço Inoxidável, INOX'94, São Paulo, SP, Brasil, pp. 131-136.
- Otubo, J.; Mei, P. R.; Koshimizu, S., (1994b) "*Caracterização de aços inoxidáveis com efeito de memória de forma*", Anais do 11º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências dos Materiais, CBCIMAT, Águas de São Pedro, SP, Brasil, pp. 219-222.
- Otubo, J.; Mei, P. R.; Koshimizu, S.; Shinohara, A. H.; Suzuki, C. K., (1998). "*Relations between thermomechanical treatment, microstructure and  $\alpha'$  martensite in Fe based stainless shape memory alloys*", International Conference on Martensitic Transformations, ICOMAT'98, pp. 2-10.
- Otubo, J., (1996), "*Desenvolvimento de ligas inoxidáveis com efeito de memória de forma: elaboração e caracterização*", Tese de doutorado, Unicamp.
- Tsuzaki, K.; Ikegami, M.; Tomota, Y.; Kurokawa, Y.; Nakagawara, W.; Maki, T., (1992), "*Effect of thermal cycling on the martensitic transformation in an Fe-24Mn-6Si shape memory alloy*". Materials Transactions, JIM, Vol. 33, N. 3, pp.263-270.
- Yang, J. H.; Chen, H.; Wayman, C. M., (1992a), "*Development of Fe-based shape memory alloys associated with face-centered cubic-hexagonal close packed martensitic transformations: part I. Shape memory behavior*", Metallurgical Transactions, Vol. 23A, pp. 1431-1437.
- Yang, J. H.; Chen, H.; Wayman, C. M., (1992b), "*Development of Fe-based shape memory alloys associated with face-centered cubic-hexagonal close packed martensitic transformations: part II. Shape memory behavior*", Metallurgical Transactions, Vol. 23A, pp. 1439-1444.
- Zhang, J.; Chen, Shuchuan.; Li, L.; Hsu, T. Y. "*Analysis of the stress-strain curves of a Fe-Mn-Si shape memory alloy*", (1998), Materials Characterization, Vol. 40, pp. 37-41.





# ANÁLISE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMBIENTE COM LEITO DE PEDRA

**Eduardo José Cidade Cavalcanti**

**Caio Glauco Sanchez**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica,

Depart<sup>o</sup> de engenharia térmica e de fluídos, Cx.P.6088 - 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

## Resumo

O sistema regenerativo de leito pedra (RBR) é um sistemas alternativo de conforto térmico desenvolvido na Austrália. Seu princípio de operação é uma combinação do resfriamento evaporativo com a transferência de calor regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde o ar é resfriado e umidificado quando entra em contato com as partículas úmidas de pedra. Suas principais vantagens são: baixo custo operacional quando bem dimensionado, utilizar ar sempre renovado e funcionar como lavador de gás. O efeito indesejado é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. Nesse trabalho, foi estudado uma modelagem teórica para a verificação do desempenho de uma unidade dimensionada para resfriar uma pequena casa com isolamento no teto. Também foi realizada a análise exérgica dessa unidade com objetivo de estimar as maiores fontes de irreversibilidade e determinar o ponto mais apropriado para melhoria do sistema.

**Palavras-chave:** Regenerador, Leito de Pedra, Conforto térmico e Resfriamento.

## 1. INTRODUÇÃO

O aumento do preço da energia elétrica e a dificuldade de uma boa distribuição de eletricidade em algumas áreas estimula a criação de soluções alternativas de conforto térmico, de custo acessível e com baixo consumo de energia. Essa busca por soluções alternativas é incentivada pela grande variedade de clima e também por fatores ecológicos.

Com esse intuito, o sistema (RBR) foi desenvolvido e utilizado com sucesso como sistema alternativo de conforto térmico na Austrália devido a seu desempenho versátil tanto no verão (resfriando), quanto no inverno (aquecendo). O fato da influência da umidade relativa (UR) no conforto térmico ser muito pequena em longos períodos, acima de uma ou duas horas após alcançar o equilíbrio, foi muito importante para utilização desse sistema, pois permiti o resfriamento do ar sem a sua desumidificação. Uma desvantagem desse sistema é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. O limite superior de umidade relativa (UR) em condições de conforto térmico é de 85 %. Deve-se controlar o aumento da umidade no local para que o sistema não seja inadequado.

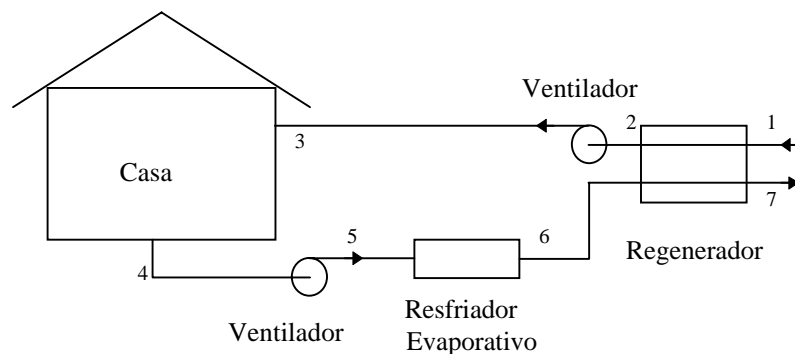
Esse sistema foi desenvolvido e amplamente estudado por volta dos anos 70, obtendo grande sucesso como sistema alternativo devido ao seu baixo custo operacional e a facilidade de abastecimento de água pelos lagos daquela região. Após isso, somente se conhece poucos estudos dele como sistema de aquecimento de ambiente, até os dias atuais.

Neste trabalho foi estudada uma modelagem teórica para verificar o funcionamento de uma unidade desenvolvida por Hogg (1971). Essa unidade resfriava uma pequena casa com isolamento no teto de 90 a 185 m<sup>2</sup> em regiões norte e noroeste do continente australiano, onde se caracteriza pelo clima quente e seco. Junto com essa modelo foi calculado a geração de entropia no sistema.

## 2. PRINCÍPIOS OPERACIONAIS

O sistema regenerativo de leito pedra úmido (RBR) é uma unidade de alta eficiência de troca térmica. Seu princípio de operação é uma combinação de resfriamento evaporativo com troca térmica regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde uma vazão de ar transfere calor para o leito de pedra e para uma vazão de água quando entram em contato. O fluxo de ar é resfriado e umidificado. O calor do ar é transferido para o leito de pedra, fornecendo a energia necessária para a evaporação da água.

Esse sistema possui 3 leitos de pedra, sendo que 2 são utilizados como regeneradores térmicos. O 3º leito funciona como resfriador evaporativo. Observe o esquema na figura 1.



**Figura 1.** Esquema do Sistema de Resfriamento de Leito

Uma vazão de ar à temperatura ambiente ( $T_1$ ) é resfriado no 1º regenerador de calor até a temperatura ( $T_2$ ). Ao escoar pelo ventilador ocorre um ganho de calor que aquece o ar de ( $T_2$ ) à ( $T_3$ ). A vazão de ar entra no local a ser resfriado à uma temperatura ( $T_3$ ) absorve a carga térmica do local e sai à temperatura ( $T_4$ ). Em seguida é succionado por outro ventilador ganhando calor de ( $T_4$ ) à ( $T_5$ ). O ar entre no resfriador evaporativo à ( $T_5$ ) e recebe um fluxo de água, se resfriando até ( $T_6$ ). O ar frio e úmido resfria o 2º regenerador se aquecendo de ( $T_6$ ) à ( $T_7$ ). Após um determinado tempo, o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor que resfriava o ar, se aquecendo passa a ser resfriado e o 2º regenerador que era resfriado passa a ser aquecido. Por isso o sistema opera ciclicamente em regime transiente. Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo estão em torno de 90 %. Quando a umidade no ambiente refrigerado exceder 80 %, a umidificação é interrompida, operando somente como sistema de ventilação. Entre as fases 1-2 e 6-7, além de transferência de calor, ocorre transferência de vapor de água. Observe o seu desempenho em carta psicrométrica na figura 2.

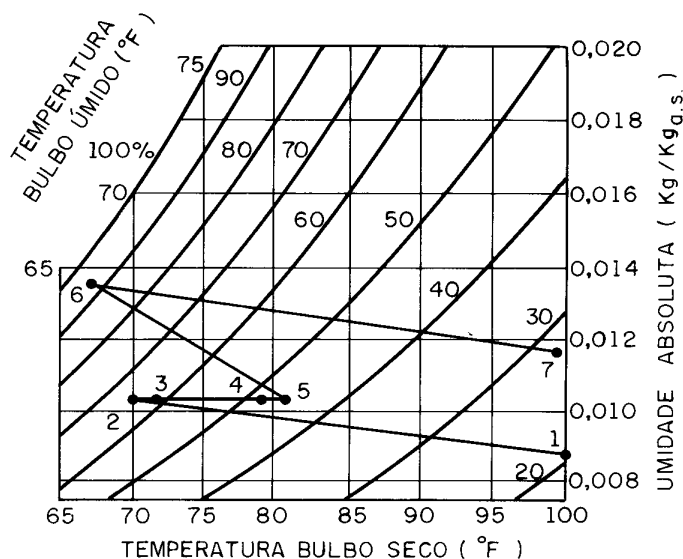


Figura 2. Desempenho do Sistema

### 3. MODELO E SIMULAÇÃO

Esse sistema opera sobre 2 princípios de funcionamento: Transferência de calor regenerativa e resfriamento evaporativo. Para verificar o desempenho desse sistema foi utilizado uma modelagem teórica no regenerador e no resfriador evaporativo.

#### 3.1 Regenerador

Foi utilizado o modelo de Mumma (1976) para regeneradores. Nele, a transferência de calor é unidirecional, ou seja, as pedras numa seção  $\Delta x$ , são assumidas como tendo uma temperatura uniforme  $T_{b_m}$ . A equação diferencial obtida do balanço de energia do ar no volume de controle é:

$$m c_p (T_i - T_{i+1}) = hv A \Delta x (T - T_b) \quad (1)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$\frac{T_{i+1} - T_b}{T_i - T_b} = \text{Exp} \left[ \frac{hv A \Delta x}{m \cdot c_p} \right] \quad (2)$$

Onde:  $m$  é a vazão mássica de ar [kg/s],  $c_p$  é o calor específico do ar [J/kg °C],  $T$  é a temperatura do ar e  $T_b$  é a temperatura das pedras [°C],  $A$  é a área frontal do leito [m<sup>2</sup>],  $\Delta x$  é a dimensão da seção [m] e  $hv$  é o coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/m<sup>3</sup> °C] utilizado por Anza (1966) calculado pela relação empírica.

$$\frac{hv \cdot d_p}{c_p Go} = 2,4 \text{Re}^{-0,3} \quad (3)$$

O número de Reynolds (Re) é definido pela vazão mássica do gás por área frontal (Go) [kg/m<sup>2</sup>s] e pelo diâmetro esférico equivalente das partículas (dp).

$$Re = \frac{Go \cdot d_p}{\mu} \quad (4)$$

O balanço de energia na seção  $\Delta x$  das pedras é:

$$(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb} \frac{dT_b}{d\tau} = m \cdot cp(T_i - T_{i+1}) \quad (5)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$T_{b(\tau+\Delta\tau)} = dT_{b(\tau)} + \left( \frac{m \cdot cp(T_i - T_{i+1})}{(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb}} \Delta\tau \right) \quad (6)$$

Onde:  $\rho$  é a massa específica [kg/m<sup>3</sup>],  $E$  é a fração de vazio da matriz de pedra [adimensional],  $\tau$  é o tempo [s] e o subscrito  $b$  é a matriz de pedra.

### 3.2 Resfriador evaporativo

A eficiência ( $\eta$ ) do resfriador ou condensador evaporativo, pode-se definir como:

$$\eta = \frac{T_{5(DB)} - T_{6(DB)}}{T_{5(DB)} - T_{5(WB)}} \quad (7)$$

onde: Os subscritos :  $DB$  é bulbo seco e  $WB$  é bulbo úmido.

O resfriador evaporativo foi modelado pela seguinte balanço de energia:

$$m \cdot h_e + m_w \cdot h_w = m \cdot h_s \quad (8)$$

onde:  $h$  é a entalpia [J/kg] e os subscritos  $w$  é a água,  $e$  é entrada e  $s$  é saída.

De acordo com Dunkle [9], esta eficiência é proporcional ao tamanho da matriz do resfriador e pode ser definida em função do comprimento adimensional ( $Y$ ):

$$1,05Y = \ln(1 - \eta) \quad (9)$$

$Y$  é o parâmetro adimensional do comprimento, calculado como:

$$Y = \frac{hvL}{\rho c_p Go} \quad (10)$$

Onde:  $\rho$  é a massa específica do ar [kg/m<sup>3</sup>] e  $L$  é a altura ou profundidade da matriz [m].

### 3.3 Variações de pressão no sistema

A queda de pressão do ventilador é estimada pelo teorema de Bernoulli

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (11)$$

A queda de pressão da matriz de pedra é estimada através de um parâmetro da queda de pressão de Dunkle e Ellul (1972).

$$\pi = \frac{d_p}{\mu} \sqrt{\frac{\rho \Delta p}{Y}} = \text{Re}^{0,65} (8,75 \text{Re} + 729,167)^{0,5} \quad (12)$$

Onde:  $v$  é a velocidade do ar [m/s],  $\mu$  é a viscosidade do ar [N s/m<sup>2</sup>],  $p$  é a pressão [N/m<sup>2</sup>].

Essas correlações utilizam a queda de pressão em partículas secas. De acordo com os mesmos autores acima, no regenerador úmido, a queda de pressão nas partículas ( $\Delta p_w$ ) deve ser corrigida pela expressão para faixa de  $d_p$  entre 5 e 20 mm:

$$\Delta p_w = \Delta p \left( 1 + \frac{0,0041}{d_p} \right) \quad (13)$$

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador foi estimado pela equação de gás perfeito:

$$\frac{P_e}{P_s} = \frac{T_e (\text{° K})}{T_s (\text{° K})} \quad (14)$$

onde:  $P$  é pressão absoluta e  $T$  é a temperatura [° K].

#### 4. ANÁLISE EXERGÉTICA

A proposta da análise exergética é determinar as maiores fontes de irreversibilidade ou destruição de exergia no sistema. As condições de operação são:

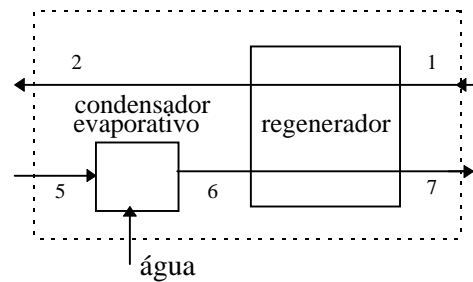
Altura do regenerador	$L = 0,127 \text{ m}$
Altura do resfriador evaporativo	$L_r = 0,01905 \text{ m}$
Área frontal do leito	$A_f = 4,64 \text{ m}^2$
Carga térmica da casa	$Q_t = 4960 \text{ W}$
Ciclo de funcionamento	$\theta = 5 \text{ min}$
Diâmetro dos dutos e do ventilador	$d = 0,381 \text{ m}$
Diâmetro esférico equivalente das partículas	$d_p = 0,635 \text{ cm}$
Número de Reynolds	$\text{Re} = 79,038$
Potência do ventilador axial	$P_v = 300 \text{ W}$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,94389 \text{ m}^3/\text{s}$

Os dados de temperatura e umidade foram obtidos da carta psicrométrica na figura 2. Os outros parâmetros do sistema foram calculados pelas expressões acima. As propriedades do ar foram estimadas em função da temperatura e da umidade. Alguns dados do trabalho de Hogg (1971) que não foram explicitados foram extraídos dos trabalhos citados na referência. Eles são:

calor específico da matriz de pedra	$c_{pb} = 840 \text{ [J/kg } ^\circ\text{C]}$
densidade da matriz de pedra	$\rho_b = 2700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
fração de vazio	$E = 0,3$

Como o sistema não funciona em regime permanente, pois funciona em ciclos de 5 minutos, a irreversibilidade foi calculada em função do tempo. Ela foi calculada para a casa, os dois ventiladores e o conjunto condensador-regenerador considerando a variação da umidade

do ar. Os volumes de controle estão bem próximos da superfície de cada componente analisado. O volume de controle do condensador-regenerador está indicado na figura 3.



**Figura 3.** Volume de controle do Condensador- Regenerador

A irreversibilidade foi calculada pelo teorema de Stodola.

$$I = T_R \cdot S_g \quad (15)$$

onde:

$$S_g = \frac{dS_{vc}}{dt} + (S_s^0 - S_e^0) + \frac{Qt}{T_o} - \left[ m_s R \ln\left(\frac{P_s}{P_R}\right) - m_e R \ln\left(\frac{P_e}{P_R}\right) \right] \quad (16)$$

A temperatura de referencia ( $T_R$ ) é de 25°C e ( $T_o$ ) é a temperatura do ar externo na fronteira do volume de controle.

A entropia do ar úmido foi calculada considerando uma mistura de ar com vapor de água. Foi assumido que:

1. As umidades  $UA_2$ ,  $UA_3$ ,  $UA_4$  e  $UA_5$  são constantes.

Na casa

2. Opera em regime permanente, ou seja, a variação da entropia com o tempo é zero.
3. Não há variação de pressão dentro do ambiente e a pressão dentro da casa é igual a pressão atmosférica.
4. A temperatura de referência do fluxo de calor é o ar externo  $T_1 = 37,8$  °C.

No ventilador

5. Opera em regime permanente.
6. É adiabático.
7. O ar é um gás perfeito e  $c_p$  nos pontos 2 e 3 é o  $c_p$  médio, pois a variação de temperatura é pequena.

No condensador-regenerador

8. A temperatura de entrada da água no resfriador evaporativo é de 25 °C.
9. O calor específico da matriz de pedra é constante.
10. Não há transferência de calor entre a superfície do regenerador e o ambiente.
11. Opera em regime permanente. O fluxo de calor recebido pela matriz de pedra entre os pontos (1-2) é igual ao fluxo de calor rejeitado pela matriz entre os pontos (6-7).

Há uma incerteza na quantificação da transferência de massa entre os pontos (1-2) e (6-7). Entre (1-2), ocorre evaporação de água acumulada na superfície das pedras do 1º regenerador para o fluxo de ar ambiente seco. Como o processo é cíclico, essa água foi acumulada no ciclo anterior, com a passagem de ar úmido através do regenerador. Já entre os pontos (6-7), ocorre transferência de água (acumulo) do fluxo de ar mais úmido para a superfície do 2º regenerador. Essa água acumulada no 2º regenerador será evaporada no próximo ciclo. Esses fenômenos de transferência de massa que ocorrem na superfície são chamados de adsorção e desorção. Conforme Anza e Mumma (1976), o fluxo de ar ao atravessar o regenerador sai a uma umidade aproximadamente constante. Este fato permite considerar a variação da entropia com

o tempo igual a zero. Foi estimado a irreversibilidade em 2 casos: No 1º, não há transferência de massa de água nos regeneradores e com isso a umidade absoluta no ponto 2 é mesma que no ponto 1. No 2º caso, há variação constante de massa de água nos regeneradores. As quantidades de água transferidas entre os pontos (1-2) e (6-7) foram determinadas quando as umidades relativas dos pontos 2 e 7 fossem alcançadas. As variações de umidade entre os pontos (1-2) e (6-7) são 8g/kg e 12g/kg de ar seco respectivamente. A variação de umidade entre os pontos (6-7) é maior que os pontos (1-2), pois o fluxo de ar entre (6-7) ao passar pelo resfriador evaporativo, está mais úmido do que o outro fluxo. Quanto maior a umidade do ar em relação ao ar externo, maior pode ser sua transferência de umidade por adsorção.

Os resultados do balanço exergética em função do tempo são apresentados na figura 4 e 5 para o 1º e 2º caso respectivamente.

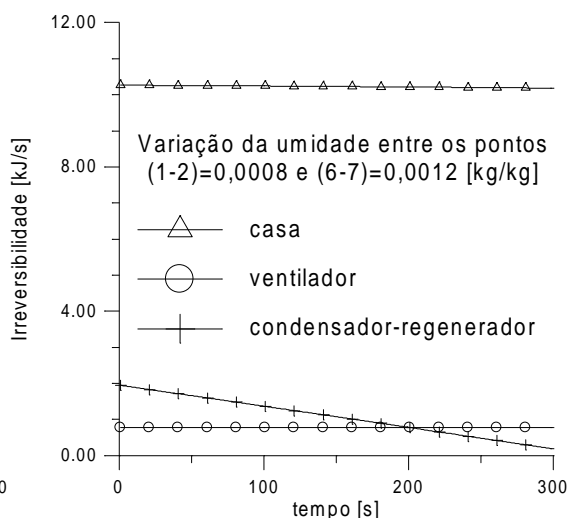
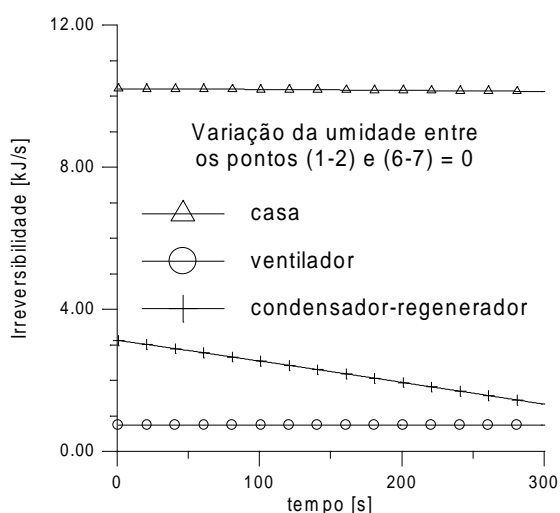


Figura 4 - Cálculo da irreversibilidade no 1º caso      Figura 5 - Cálculo da irreversibilidade no 2º caso

## 5. DISCUSSÃO

Ambas as figura acima demonstram que as maiores fontes de irreversibilidade no sistema ocorrem na casa. Elas representam cerca de 75 a 85 % da irreversibilidade total. Isso é causado devido ao ganho de calor do ambiente.

A variação da irreversibilidade da casa e do ventilador ao longo do tempo são praticamente constante, mas no condensador-regenerador, a irreversibilidade se reduz com o tempo. Como o regenerador funciona em regime transiente, as temperatura  $T_2$  e  $T_7$  vão aumentando no decorrer do tempo e as variações de temperatura entre  $(T_1-T_2)$  e  $(T_5-T_7)$  vão diminuindo e consequentemente diminuindo a geração de entropia no regenerador.

A comparação entre o 1º e 2º caso permite determinar a influência da variação da umidade no cálculo das irreversibilidades dentro do condensador-regenerador. No 1º caso, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador. No 2º caso, inicialmente, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador, mas com o decorrer do tempo ela se torna menor. Comparando as irreversibilidades médias na tabela 1, nota-se que a irreversibilidade média do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador no 1º caso, enquanto que no 2º, ela é quase igual.

A água evaporada no regenerador para o fluxo de ar entre pontos (1-2), reduz mais ainda a temperatura ( $T_2$ ) do ar, pois o regenerador atua como resfriador evaporativo. Em oposição, esse fato aumenta a umidade dentro do ambiente. Quanto menor a temperatura ( $T_2$ ) do ar em relação a temperatura ( $T_1$ ), maior será a variação de entropia negativa do ar ( $S_2-S_1$ ) e assim



menor será a geração de entropia do regenerador. Como a temperatura ( $T_1$ ) é constante, a entropia nesse ponto também é constante. Observe a temperatura ( $T_2$ ) no meio do ciclo e a variação de entropia entre os pontos (2-1) na tabela 1.

Já a água adsorvida do fluxo de ar para o regenerador entre os pontos (6-7), diminui o fluxo mássico de ar no ponto (7). Isso diminui a entropia de entrada no ponto (7) e diminui a irreversibilidade no condensador-regenerador.

**Tabela 1.** Dados do processo

caso	I.ventilador [kj/s]	I.casa [kj/s]	I.cond-regen [kj/s]	I. total [kj/s]	$T_{2(0/2)}$ [°C]	$\Delta s_{(2-1)}^o$ [kj/kg K]
1º	0,7691 [ 5,67 % ]	10,1809 [ 75,03 % ]	2,6194 [ 19,30 % ]	13,3594	21,9	-0,05275
2º	0,7698 [ 6,38 % ]	10,2290 [ 84,77 % ]	1,0684 [ 8,85 % ]	12,0671	19,3	-0,06155

A análise exergética dessa unidade permitiu determinar as maiores fontes de irreversibilidade. Elas ocorrem na casa, com isso qualquer melhoria para otimizar o sistema deve ser feito na casa para reduzir essa elevada geração de entropia.

A irreversibilidade do ventilador é pequena e praticamente constante ao longo do tempo. Já no condensador-regenerador, a diminuição da irreversibilidade do condensador-regenerador ao longo do tempo indica que a temperatura do regenerador vai se aproximando da temperatura ambiente e com isso perde sua capacidade de refrigera o ambiente com o tempo.

A variação da umidade dentro dos regeneradores reduz a irreversibilidades do conjunto condensador-regenerador, sendo vantajosa. O inconveniente é que o aumento da umidade dentro do espaço condicionado pode ultrapassar o limite de umidade relativa (85%) de conforto térmico.

A análise de 2ª Lei nos mostrou que o sistema regenerativo de leito pedra úmido pode ser um sistema alternativo de resfriamento de ambiente, mas deve ser controlado o aumento de umidade dentro do espaço condicionado.

**Agradecimentos**      Agradecemos ao Cnpq pela bolsa de estudo

## 6. REFERÊNCIAS

- Anza, Juan M.Rodriguez ; Mumma, Stanley A., 1966, "Rock Bed Regenerative as a Means of Indirect Evaporative Cooling", ASHRAE Trans., vol.68, pp.787-796.
- Dunkle, R. V.; Ellul, W. M. J., 1972, "Randomly-Pached Particulate Bed Regenerative and Evaporative Coolers", Mechanical e Chemical Engineering Transaction, Nov, pp.117-121.
- Hogg, F. G. 1971 *A Switched-Bed Regenerative Cooling System*. Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., Vol 4, p.41-46.
- Jones, W.P., 1983, Engenharia de Ar condicionado ,Rio de Janeiro, Campus,. Cap.6 e 15: A escolha das condições de insulflamento de projeto, e Os fundamentos do escoamento de ar em dutos, pp.138-139;378-432.
- Mumma, S. A.; Marvin, W. C., August 1976, "A Method of Simulating the Performance of a Pebble Bed Thermal Energy Storage and Recovery System", In Conference, St. Louis, MO: ASME-AICHE Heat transfer Conferenceration, nº 76-HT-73, pp.1-5.
- Read, W.R. ; Chapman, H.L. e Davey, L.E., Dec, 1972, "The use of RBR Systems in South Australian Schools", In Conference, Adelaide: Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, vol.26, nº 12, pp.20-27.

## 5. CONCLUSÕES

Utilizar os critérios do PNQ, seja para concorrer ao prêmio ou usá-los na gestão interna das organizações, é um processo importante para que busquem mecanismos para serem mais competitivas. Nos últimos anos, nota-se que a aplicação do Desdobramento da Função Qualidade transcende sua aplicação convencional para desenvolvimento de produtos ou serviços. Com a utilização do QFD, observou-se que é possível planejar e estruturar melhor a qualificação profissional, obtendo-se resultados significativos. No caso apresentado, se o treinamento for claramente estabelecido, e bem executado, tem-se como consequência maior contribuição para atender os critérios do PNQ em cada nível funcional da organização.

A partir do desenvolvimento do modelo conceitual apresentado e, mais especificamente, da aplicação da segunda matriz, demonstra-se que o modelo pode ser considerado, a princípio viável. Porém, é necessária continuidade no desenvolvimento estendendo a aplicação para as outras matrizes, completando assim os desdobramentos sucessivos que o QFD proporciona. Esses são os próximos passos para o desenvolvimento desse trabalho. A aplicação do QFD, tendo em vista atender os critérios do PNQ, apresenta-se como uma evolução importante para que as organizações possam aprimorar sua gestão no ambiente competitivo atual.

## 6. REFERÊNCIAS

- Abreu, F.S. "Desdobramento da Função Qualidade - Estruturando a Satisfação do Cliente". RAE - Revista de Administração de Empresas, Vol. 32, nº 2, p. 47-55, 1997.
- Akao, Y. "Introdução ao Desdobramento da Função Qualidade". FCO: Belo Horizonte, 1996.
- Campos, V.F. "O Valor dos Recursos Humanos na Era do Conhecimento. Editora Lítera Maciel Ltda., Belo Horizonte, 1995.
- Campos, R.B. e Miguel, P.A.C. Proposta de uma Aplicação de QFD para Identificação das Necessidades de Treinamento. CD ROM do XIX ENEGEP, Rio de Janeiro, 1999.
- Cheng, L.C. *et al.* "QFD: Planejamento da Qualidade". Editora Lítera Maciel Ltda., Belo Horizonte, 1995.
- Chiavenato, I. "Recursos Humanos". Editora Atlas, São Paulo, 1994.
- Coelho, M.A.S. *et al.* "Desdobramento da Função Qualidade - QFD: Um Modelo Conceitual Aplicado em Treinamento. CD ROM do XVII ENEGEP, Gramado, RS, 1997.
- Crowe, T.J. e Cheng, C. "Using Quality Function Deployment in Manufacturing Strategic Planning". Int. J. of Operations & Production Management, Vol. 6, nº 4, p. 35-48, 1996.
- Ermer, D.S. "Using QFD becomes an Educational Experience for Students and Faculty". Quality Progress, Vol. 28, nº 5, p. 131-136, 1995.
- Guinta, L.R. e Praizler, N.C. "Manual de QFD". Editora LTC, Rio de Janeiro, 1993.
- Glushkovsky, E.A. *et al.* "Avoid a Flop: Use QFD with Questionnaires". Quality Progress, Vol. 28, nº 6, p. 57-62, 1995.
- Jacobs, R.A. e Dygert, C.B. "A Non-traditional Use of Quality Function Deployment". Transactions of the Ninth Symposium on QFD, Novi, MI, p. 105-118, 1997.
- Montenegro, E. "Gestão por Competência". Makron Books, São Paulo, 1999.
- Stampen, J.O. "Training Function Deployment: Applying QFD to Staff Development". Transactions of the 9th Symposium on QFD, Novi, MI, p. 119-130, 1997.
- Vargas, R.M. "Treinamento e Desenvolvimento: Reflexões sobre seus Métodos". Revista de Administração, Vol. 31, nº 2, p. 126-136, 1996.

competências das pessoas da organização. A Tabela 3 mostra os resultados mais relevantes na aplicação na segunda matriz, considerando sugestões de indicadores para os valores objetivos (qualidade projetada).

Nível 2	Grau Importância	conhecimento do sistema de documentação da qualidade	conhecimento dos processos da organização	conhecimento de ética e cidadania	conhecimento das necessidades dos clientes	conhecimento de técnicas de aprendizagem	conhecimento de leis ambientais	(...)	habilidade criativa	habilidade de delegar	habilidade em atuar como facilitador	habilidade na gestão de projetos	habilidade na coordenação dinâmica de equipes	habilidade em lidar com pessoas	(...)
coordenar a implantação do sistema da qualidade	5	●	●	●	●	●	○		●	●	●	●	●	●	
gerir o sistema da qualidade	5	●	●	●	●	●	○		●	●	●	●	●	●	
ser representante da administração para o sistema da qualidade	3	●	●	○	●	○	○		●	●	●	●	●	●	
coordenar grupos para ação corretiva, preventiva, e melhorias	5	●	●	○	○	○	○		●	●	●	○	○	○	
ser responsável pela inspeção final	1	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pelo laboratório de metrologia	2	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pela inspeção de recebimento	3	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
elaboração de procedimentos relativos ao sistema da qualidade	2	○	●	○	●	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser auditor interno da qualidade	3	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
analisar requisitos normativos e coordenar atividades p/ atendê-los	5	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
executar auditorias de processo conforme procedimentos internos	3	●	●	○	●	△	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pelo desenvolvimento de novos fornecedores	1	○	●	○	●	○	○		●	●	○	○	○	○	
ministrar cursos relativos as ferramentas da qualidade	5	●	●	△	●	●	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pelo CEP	2	●	●	△	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
elaborar FMEAs e planos de controle	2	●	●	△	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pela implantação do sistema de gestão ambiental	4	●	●	●	●	●	●		●	●	●	●	●	●	
(...)															
<b>Peso Absoluto</b>		186	216	88	145	72	84		216	216	132	102	216	216	
<b>Peso Relativo (%)</b>		3,9	3,6	1,8	3	1,5	1,8		4,5	4,5	2,8	2,1	4,5	4,5	

**Figura 3.** Parte da Matriz da Qualidade Desenvolvida

**Tabela 3.** Características da qualidade relevantes e valores objetivos

Conhecimentos e Habilidades (Características da Qualidade)	Peso Abs.	Peso Rel. (%)	Indicadores para Valores Objetivos
Conhecimento dos processos	216	4,5	nº de sugestões apresentadas para solução de problemas
Conhecimento do sistema de documentação da qualidade	186	3,9	nº de sugestões apresentadas e nº de falhas no sistema documental
Conhecimento das leis ambientais	84	1,8	nº de sanções ambientais recebidas
Conhecimento de normas nacionais e internacionais	126	2,6	nº de não conformidades devido a falhas de interpretação das normas
Habilidade criativa	216	4,5	nº de inovações e/ou melhorias propostas
Habilidade de delegar	216	4,5	nº de sub-grupos formados
Habilidade em envolver o cliente e fornecedor no planejamento	149	3,1	nº de participantes externos nas reuniões
Habilidade no uso de ferramentas para melhoria contínua	216	4,5	nº de inovações propostas para melhoria contínua

A seguir, a equipe determinou os conhecimentos e habilidades requeridas, equivalentes as características da qualidade. Essa determinação foi fundamentada considerando as habilidades gerenciais, habilidades técnicas, e habilidades de interações pessoais. A equipe também se reuniu para definir, através de um *brainstorming*, as relações entre essas habilidades e as atribuições da engenharia da qualidade. Os conhecimentos e habilidades gerenciais, técnicas, e pessoais são apresentadas na Tabela 2. Essa tabela apresenta parte dos conhecimentos e habilidades requeridas, de um total de 20 conhecimentos e 13 habilidades.

Definido essas etapas, foi necessário voltar aos entrevistados para preenchimento da matriz da qualidade que relaciona as funções atribuídas com as habilidades requeridas. Adotou-se o modelo de distribuição independente de pontos conforme Akao (1996). O grau de relação seguiu a escala: 9 - relação forte, 3 - relação moderada, 1 - relação fraca, e em branco nenhuma relação. A Figura 3 mostra parte da matriz da qualidade com as respectivas relações e simbologia utilizadas; a matriz completa é de 24 linhas por 33 colunas.

**Tabela 2.** Tabela de Desdobramentos dos conhecimentos e habilidades requeridas

Nível 1	Nível 2
Conhecimentos	conhecimento do sistema de documentação da qualidade
	conhecimento de técnicas para garantir a exatidão e integridade dos dados
	conhecimento dos processos da organização
	conhecimento de ética e cidadania
	conhecimento das necessidades dos clientes internos e externos
	conhecimento de técnicas de aprendizagem
	conhecimento de leis ambientais
	conhecimento financeiro
	conhecimentos de normas nacionais e internacionais
	(...)
Habilidades	habilidade criativa
	habilidade de delegar
	habilidade em lidar com situações que envolvem conflito de interesses
	habilidade em atuar como facilitador
	habilidade na gestão de projetos
	habilidade na coordenação dinâmica de equipes
	habilidade em lidar com pessoas
	habilidade em envolver o cliente e fornecedor no planejamento
	(...)

A seguir, definiu-se os valores para peso absoluto e peso relativo, tendo como objetivo definir a importância de cada característica da qualidade, através do peso que cada uma representa. Essa importância pode ser usada para priorização dos recursos necessários.

A etapa final do trabalho foi a definição da qualidade projetada (valores objetivos). Na elaboração da matriz, verifica-se que a qualidade projetada é de extrema importância, usualmente tratada na literatura (Cheng *et al.*, 1995; Akao, 1996). Entretanto, não existe maior detalhamento de como tais valores devem ser determinados. Sendo assim, essa etapa pode ser considerada como sendo aquela de maior dificuldade no desenvolvimento do trabalho. Seria importante que os valores objetivos tivessem um tratamento bem definido, para que eles pudessem servir como indicadores de desempenho das funções de trabalho. Tal atividade estaria bem fundamentada de encontro aos objetivos organizacionais para buscar melhorar as

com a execução de um treinamento eficaz. Na verdade, apesar do modelo propor uma sequência de quatro matrizes, ele se compõe de  $n$  matrizes, a partir da primeira, de acordo com o número de níveis funcionais considerado.

### 3.1 Aplicação do Modelo Proposto para Elaboração da Segunda Matriz

A aplicação foi realizada através de reuniões da equipe formada pelos co-autores desse trabalho, com contribuição direta ou indireta de outros colaboradores. Em função da importância do desenvolvimento do treinamento, decidiu-se desenvolver a segunda matriz do modelo proposto. Partiu-se do pressuposto de que a função qualidade é uma das mais relevantes tendo em vista os critérios do PNQ. Para desenvolvimento da segunda matriz, as seguintes etapas, descritas a seguir, foram completadas.

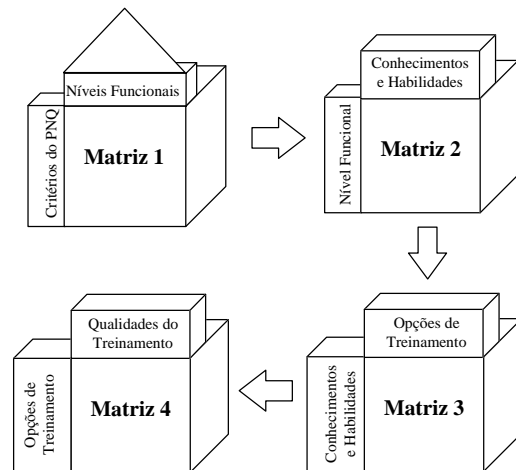
Uma vez definida a aplicação para a função qualidade, definiu-se entrevistas feitas pela equipe, com profissionais que atuam na área, solicitando para que apontassem suas atribuições funcionais. Essa etapa é equivalente a "Voz do Cliente", onde são obtidos os requisitos dos clientes que, nesse caso, são equivalentes às atribuições funcionais. O resultado dessa etapa é mostrado na Tabela 1. Após a identificação das atividades, e organizadas as funções foi também solicitado que os entrevistados atribuissem o grau de importância para cada requisito funcional, utilizando uma escala de 1 a 5, sendo 1 "nada importante" e 5 "muito importante".

**Tabela 1.** Tabela de Desdobramento das Atribuições funcionais para a eng. da qualidade

Nível 1	Nível 2	Grau Imp.
Gestão	coordenar a implantação do sistema da qualidade	5
	gerir o sistema da qualidade	5
	ser representante da administração para o sistema da qualidade	3
	coordenar grupos para ação corretiva, preventiva, e melhorias	5
	coordenar equipes de auditores internos e/ou inspetores	5
	coordenar atividades de calibração de instrumentos de medição	3
Inspeção	ser responsável pela inspeção final	1
	ser responsável pelo laboratório de metrologia	2
	ser responsável pela inspeção de recebimento	3
	ser responsável pela inspeção de processos	3
	executar ensaios de confiabilidade	2
	preparação e aprovação de amostras iniciais	1
Auditorias, Sistema da Qualidade, e Normatização	elaboração de procedimentos relativos ao sistema da qualidade	2
	ser auditor interno da qualidade	3
	analisar requisitos normativos e coordenar atividades p/ atendê-los	5
	executar auditorias de processo conforme procedimentos internos	3
Desenvolvi/to Fornecedores	executar auditorias de processo conforme requisitos dos clientes	3
	ser responsável pelo desenvolvimento de novos fornecedores	1
Ferramentas da Qualidade	avaliar fornecedores	1
	ministrar cursos relativos as ferramentas da qualidade	5
Gestão Ambiental	ser responsável pelo CEP	2
	elaborar FMEAs e planos de controle	2
Gestão Ambiental	ser responsável pela implantação do sistema de gestão ambiental	4
	ser auditor interno do sistema de gestão ambiental	4

mercado a partir das necessidades dos clientes, garantindo assim a transformação dessas necessidades, expectativas, e desejos em características dos produtos que reflitam tais requisitos. A metodologia foi desenvolvida a partir das tabelas da qualidade, em 1966, por Akao (1996) e, em 1972, surgiu o que é hoje conhecido por QFD, através da aplicação da matriz (casa) da qualidade pelos estaleiros da *Mitsubishi Heavy Industries* em Kobe no Japão. Essa matriz considera relações entre as funções e características da qualidade do produto e exigências dos clientes. A partir das aplicações do QFD para o desenvolvimento de produtos, surgiram aplicações no setor de serviços, em hotéis, restaurantes, e academias de ginástica. Atualmente, o QFD se estende para aplicações que envolvem outras áreas do conhecimento, em função de ser uma metodologia flexível, podendo ser adaptada para as necessidades de cada aplicação (Abreu, 1997). Surgem assim, aplicações do QFD como um meio de introduzir e trabalhar informações, através de suas matrizes, relações e correlações, em situações em envolvem estabelecimento de nova grade curricular (Ermer, 1995), elaboração de questionários (Glushkovsky et al, 1995), planejamento estratégico (Crowe & Cheng, 1996), e definição de estrutura organizacional juntamente com avaliação de performance (Jacobs & Dygert, 1997). Existem ainda na literatura, relatos do uso do QFD para desenvolvimento do treinamento (Guinta & Praizler, 1993; Stampen, 1997; Coelho *et al.*, 1997). Esse trabalho considera, principalmente, a aplicação para identificação das necessidades de treinamento, mais especificamente para desenvolvimento da área funcional da qualidade através da aplicação do modelo proposto, descrito a seguir, na segunda matriz, que considera os conhecimentos e habilidades que relacionam-se com as funções exercidas pela engenharia da qualidade.

As bases para o desenvolvimento do modelo proposto podem ser encontradas em Campos & Miguel (1999), consistindo de quatro matrizes que interrelacionam-se entre si através de desdobramentos sucessivos, conforme mostra a Figura 2.



**Figura 2.** Modelo Conceitual através do QFD

A primeira matriz relaciona os critérios do PNQ com os níveis funcionais da organização, como por exemplo, marketing, engenharia de produto, produção, engenharia da qualidade, expedição, logística, dentre outras. A segunda matriz consiste no relacionamento das funções do trabalho com os conhecimentos e habilidades requeridos para desenvolvimento de dada função específica, podendo tratar-se da área de marketing ou engenharia da qualidade. A terceira matriz relaciona os conhecimentos e habilidades com as opções de treinamento, resultando na especificação do treinamento necessário para alcançar os conhecimentos e habilidades determinados na matriz anterior. A quarta matriz estabelece quais as qualidades importantes do treinamento, relacionando os itens que contribuem favorável e positivamente

engajadas na força de trabalho são capacitadas para desenvolver e utilizar seu pleno potencial, em alinhamento com as estratégias da organização. São também examinados os esforços para criar e manter um ambiente que conduza à excelência do desempenho, à plena satisfação e ao crescimento pessoal e da organização. A Gestão de Processos considera os principais aspectos dessa gestão, incluindo o projeto do produto com foco no cliente, a produção, os processos de apoio e relativos aos fornecedores e parceiros. Uma vez que a gestão de processos deve ocorrer em todos os setores e unidades, examina, portanto, como os principais processos são projetados, gerenciados eficazmente, e aperfeiçoados para obter melhor desempenho e para melhor atender às necessidades dos clientes. Os Resultados da Organização relatam o desempenho e a melhoria em áreas críticas para a organização, tais como: satisfação do cliente e do mercado, finanças, pessoas, fornecedores e parceiros, e produtos e processos organizacionais. São também examinados os níveis de desempenho em relação aos concorrentes, aos referenciais de excelência e/ou a outros referenciais comparativos.

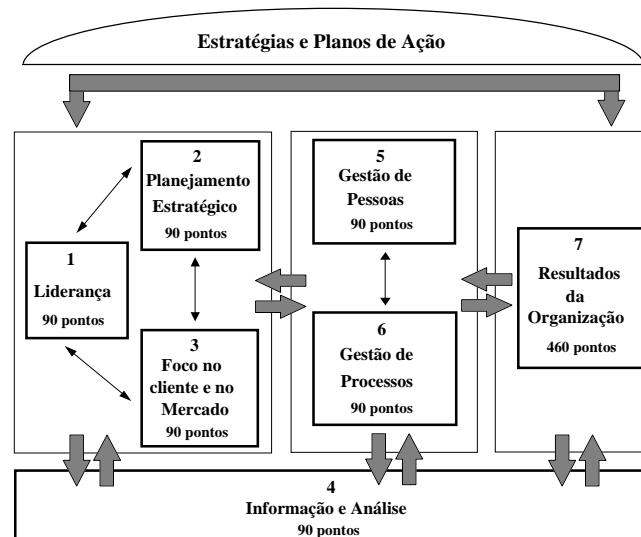
Este trabalho, apesar de considerar no modelo conceitual todos os critérios do PNQ, concentra-se no critério de Gestão de Pessoas, mais especificamente para desenvolvimento do treinamento. Nesse sentido, considera como as pessoas que fazem parte da força de trabalho devem ser desenvolvidas para atender os objetivos da organização. Atualmente, toda organização deve preparar sua força de trabalho, promovendo seu crescimento profissional através de treinamentos capazes de desenvolver novas habilidades em seus profissionais, e com isso atingir metas que seus concorrentes não conseguem (Campos, 1995). Conforme descreve Chiavenato (1994), o treinamento é uma das importantes vertentes para a conceituação do desenvolvimento de recursos humanos. É um processo educacional que conduz o indivíduo a adquirir competências para exercer um cargo ou função dentro de uma organização (Chiavenato, 1994), sendo uma aquisição sistemática de atitudes, conceitos, conhecimento, regras ou habilidades que resultem na melhoria da performance no trabalho (Vargas, 1996). Assim, as organizações devem utilizar-se de uma gama variada de métodos e meios para desenvolver as pessoas. Deve-se ainda que considerar que as organizações têm no treinamento bases estratégicas para os desafios de identificação de talentos devotadamente ajustados às competências exigidas pela direção da organização e elaboração de plano de capacitação, orientado pelas metas estrategicamente determinadas (Montenegro, 1999).

Um dos fundamentos do PNQ reside na valorização das pessoas, podendo-se afirmar que grande parte da capacidade de produção de bens e serviços está relacionada à excelência e ao moral das pessoas. Complementa-se com o desenvolvimento de habilidades alinhadas às novas exigências estratégicas e ao desenvolvimento de conhecimentos específicos, adquiridos por treinamento, ampliando assim a capacidade de contribuição dos indivíduos. Adotando-se o modelo de gestão estruturado pelos sete critérios do PNQ, verifica-se que esses critérios operam num enfoque sistêmico em alinhamento com as metas globais da organização. Sendo assim, identificar as necessidades de treinamento é essencial para que se tenha alinhamento entre as atividades de capacitação da força de trabalho e necessidades da organização.

### **3. PROPOSTA DO MODELO CONCEITUAL**

O presente trabalho tem sua origem numa proposição da aplicação do Desdobramento da Função Qualidade (QFD) para identificação das necessidades de treinamento que possibilitem a organização ser mais competitiva para concorrer ao PNQ, ou adotar seus critérios na gestão interna de seus processos. O uso do QFD surgiu como metodologia para traduzir as necessidades dos clientes em características de produtos. Abreu (1997) relata que o QFD pode ser considerado como o primeiro método estruturado e sistematizado para orientar o processo de execução das tarefas que envolvem desde a concepção até o lançamento de um produto no

da qualidade, destaquem-se como referenciais de excelência, tendo como objetivos estimular a melhoria contínua da qualidade de produtos e serviços, focar a gestão das empresas na satisfação das necessidades e expectativas dos clientes, e promover a imagem e reputação internacional de produtos e serviços brasileiros. Seis categorias de empresas podem habilitar-se ao prêmio (edição de 1999): Manufaturas, Prestadoras de Serviços, Médias Empresas (de 51 a 500 funcionários), Pequenas e Micro Empresas (até 50 funcionários trabalhando em tempo integral), Órgãos da Administração Pública do Poder Executivo Federal, e a categoria de Associações, Institutos, e Fundações de Direito Privado e sem Fins Lucrativos. O prêmio é administrado pela Fundação para o Prêmio Nacional da Qualidade (FPNQ), criada em 1991 por 39 organizações públicas e privadas. A avaliação baseia-se em critérios de excelência adotados mundialmente e similares ao prêmio norte-americano (*Malcom Baldrige National Quality Award*), aos quais foram incorporados conceitos dos prêmios europeu (*European Quality Award*) e japonês (*Deming Prize*). As empresas candidatas devem fornecer dados sobre as melhorias obtidas em seus processos e respectivos resultados. Precisam demonstrar que o enfoque dado pode ser reproduzido ou adaptado por outras empresas, segundo os critérios estabelecidos pela FPNQ. O sistema adotado para pontuação das empresas candidatas baseia-se em três dimensões de avaliação: enfoque, aplicação, e resultados, com uma estrutura de critérios e pontuação conforme apresentados na Figura 1.



**Figura 1.** Critérios e Pontuação do PNQ (Fonte: FPNQ, 1999).

O critério Liderança examina o envolvimento pessoal e a liderança da alta direção no desenvolvimento e na manutenção de um sistema de liderança que promova a excelência do desempenho, integrando os valores da organização com as necessidades dos clientes, do mercado, e de outras partes interessadas. É também examinado como os aspectos de responsabilidade pública e de cidadania são abordados pela organização. O Planejamento Estratégico verifica como a organização define suas estratégias e as desdobra em planos de ação que a conduzam a um sistema eficaz de gestão de desempenho, enfatizando os planos relativos à gestão das pessoas. O critério Foco no Cliente e no Mercado considera como a organização identifica, entende e se antecipa às necessidades dos clientes e dos mercados. Também são examinadas as formas de como a organização estreita seu relacionamento com os clientes e intensifica sua satisfação. O critério Informação e Análise examina a gestão e a eficácia da utilização das informações corporativas, para apoiar os principais processos e a gestão do desempenho da organização. A Gestão das Pessoas examina como as pessoas



# **MODELO CONCEITUAL PARA DESENVOLVIMENTO DO TREINAMENTO PARA O PRÊMIO NACIONAL DA QUALIDADE ATRAVÉS DO USO DO QFD**

**Paulo Augusto Cauchick Miguel**

**Rodrigo Barbosa Campos**

**José Celso Sobreiro Dias**

**Isac Martins de Oliveira**

**Marcelo Pinto de Moraes**

Universidade Metodista de Piracicaba, Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção, Rod. SP 306, km 1, 13450-000 Santa Bárbara d'Oeste, SP. E-mail: pamiguel@unimep.br

## **Resumo**

Esse trabalho objetiva apresentar um modelo conceitual para desenvolvimento do treinamento, tendo como base a aplicação do Desdobramento da Função Qualidade (QFD). O modelo é composto por quatro matrizes, partindo dos critérios do Prêmio Nacional da Qualidade (PNQ). O modelo proposto é apresentado, bem como uma aplicação para a elaboração da segunda matriz, que relaciona o nível funcional da engenharia da qualidade com os conhecimentos e habilidades para executar as atribuições dessa área funcional.

**Palavras-chave:** QFD, Prêmio Nacional da Qualidade, Treinamento, Gestão de Pessoas

## **1. INTRODUÇÃO**

O atual ambiente competitivo tem levado as organizações industriais ou prestadoras de serviços na busca de maior desempenho e altos níveis de excelência. Uma das maneiras das organizações alcançarem êxito nessa busca, é estruturarem-se conforme os critérios de gestão do PNQ, tendo como ponto essencial a gestão eficaz da sua força de trabalho. Nesse sentido, a capacitação de pessoal assume papel fundamental nessa gestão. A proposta desse trabalho é apresentar um modelo conceitual, através das matrizes do QFD, partindo dos critérios do PNQ e relacionando-os com os níveis funcionais da organização. Nesse caso, um modelo conceitual é o conjunto formado por tabelas e matrizes de um determinado desenvolvimento (Cheng et al, 1995). O modelo é composto de quatro matrizes, sendo que a relação critério e do PNQ e níveis funcionais compõe a primeira matriz. As matrizes subsequentes relacionam os níveis funcionais com os conhecimentos e habilidades necessários (segunda matriz), os conhecimentos e habilidades com opções de treinamento (terceira matriz), e as opções de treinamento com as qualidades importantes para desenvolvimento desse treinamento (quarta matriz). Dessa forma, desenvolvendo as qualidades importantes para o(s) treinamento(s), estaria, indiretamente através dos desdobramentos das matrizes, atendendo os critérios do PNQ, no que tange à contribuição do treinamento.

## **2. O PNQ, A GESTÃO DE PESSOAS, E O TREINAMENTO**

O PNQ é hoje um instrumento importante para avaliação de empresas que buscam alcançar excelência em qualidade naquilo que produzem e/ou comercializam. É concedido em reconhecimento a empresas brasileiras que, após avaliação de seus procedimentos de gestão

# PREDICTING THE NO FORMATION IN NATURAL GAS COMBUSTION

**André A. Isnard**

**Marcos S. P. Gomes**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 22453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: mspgomes@mec.puc-rio.br

## **Abstract**

The work investigated a numerical procedure developed for simulating the combustion of natural gas in industrial furnaces, predicting thermal NO formation. It was based in the finite volume formulation and involved the k- $\epsilon$  model of turbulence. The generalized finite rate model was used for simulating the combustion process, including limiting rate of reactions calculated by the Arrhenius or the Magnussen models. The discrete transfer radiation model was also employed. A simple one step reaction mechanism was used for representing the combustion of the fuel. The oxidation of nitrogen was simulated by considering the Zeldovich mechanism and by coupling NO formation and combustion. The fundamental goals of this research were (i) to evaluate the model efficiency by comparing its quantitative predictions with available experimental data and (ii) to relate the influence of the temperature field with the NO formation rate. The model results indicated a high dependence of the NO concentration on the temperature and the [O] radical fields. Further refinements will be necessary in future model developments for correctly predicting NO.

**Key-words:** Combustion Modeling, NO<sub>x</sub>, Natural Gas

## **1. INTRODUCTION**

In this work, it was investigated the performance of a model based in the finite volume formulation, including the k- $\epsilon$  model of turbulence, the generalized finite rate models of Arrhenius and Magnussen for chemical reactions calculations, and the discrete transfer radiation model, for simulating the combustion process in industrial furnaces.

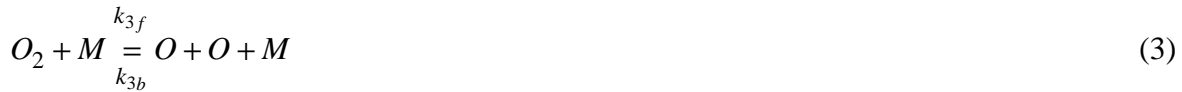
In a natural gas combustion equipment, nitrogen oxide is formed mainly by oxidation of molecular nitrogen from the combustion air (thermal NO). The Zeldovich mechanism has been extensively tested and investigated in predicting thermal NO in such conditions. In these investigations, the assumption of equilibrium values for species and radicals concentrations is a simplification generally adopted, failing in estimating the NO formation rates near the combustion zone. The present work investigated the implication of implementing the Zeldovich mechanism by coupling the NO formation with the combustion process in a simplified reaction mechanism.

The purpose of this study was to investigate the performance of such a modeling approach in predicting NO formation in industrial natural gas flames. In this manner, the model may be used in evaluating the environmental impact of practical combustion units.

### **1.1 Zeldovich Mechanism of NO Formation**

Zeldovich (1946) proposed a two reactions mechanism represented by reactions (1) and

(2). This mechanism is initiated by reaction (3), which represents the dissociation of molecular oxygen, in which M denotes a third body. M may be regarded as any species such as N<sub>2</sub>, N, NO, O<sub>2</sub> or O, with the function of stabilizing the reaction. In our case, M was substituted by N<sub>2</sub>, once this species was the most abundant in the interior of the furnace.



In this mechanism proposed by Zeldovich, the combustion reaction is considered only as a source of energy for the reactants, as the reactions (1) and (2) occur independently of the combustion reaction. In this situation, NO formation rates are calculated assuming equilibrium values of temperature and concentration of O, N<sub>2</sub> and O<sub>2</sub>. This process has been named by Zeldovich as a thermal mechanism.

Errors may be introduced by this approximation, mainly predicting NO formation rates near the combustion zone. In the present work it was investigated a simplified reaction mechanism implementing the Zeldovich one, coupling the NO formation process with the combustion process. This direct approach consists on the simultaneous calculations of the rate equations for reactions (1)-(3) and the rate equation describing the combustion process.

## 2. MODEL DESCRIPTION

We have used the commercial code Fluent to simulate the industrial furnace and the combustion process. A description of the models employed are presented in the next sections.

### 2.1 Turbulent Flow Field

The model implemented for simulating the turbulent flow was composed by the equation (4) for the conservation of total mass and the equation (5) for the conservation of momentum in the time averaged form. The Boussinesq's hypothesis was taken into account leading to an effective viscosity given by equation (6). Equation (7) represents the modified total pressure P, considering the contributions due to the turbulent fluctuations.

$$\text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (4)$$

$$\text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\text{grad } P + \text{div}(\mu_{ef} \text{grad } \mathbf{v}) + \text{div}(\mu_{ef} \text{grad } \mathbf{v})^T \quad (5)$$

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (6)$$

$$P = p - \frac{2}{3} [\mu_{ef} \text{div } \mathbf{v} + \rho k] \quad (7)$$

For calculating the turbulent viscosity it was used the k- $\varepsilon$  model of turbulence. In this model, k corresponds to the turbulence kinetic energy and  $\varepsilon$  corresponds to the dissipation for the turbulence kinetic energy. Two more equations representing the conservation for k and  $\varepsilon$  were solved.

The above equations were solved simultaneously providing results for the turbulent flow field.

## 2.2 Temperature Field

For simulating the temperature field within the furnace it was solved the equation (8) for the conservation of energy, in which the total enthalpy h is defined as the sum of the enthalpies of each species  $h_i$  weighted by its mass fraction  $m_i$ , represented by equation (9).

$$\text{div}(\rho v h) = \text{div} \left[ \left( \frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \right) \text{grad } h \right] + v \bullet \text{grad } p + S_h \quad (8)$$

$$h = \sum_i m_i h_i \quad (9)$$

Equation (10) represents the enthalpy source  $S_h$  due to the chemical reactions and the radiation heat transfer.

$$S_h = S_{\text{reac}} + S_{\text{rad}} \quad (10)$$

## 2.3 Chemical Species and Combustion Modeling

For simulating the transport in the gas phase, the mixture was considered as an ideal gas, and a set of conservation equations for the chemical species was solved. Equation (11) represents the conservation for each chemical species.

$$\text{div}(\rho v m_i) = \text{div} \left[ \left( \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \text{grad } m_i \right] + R_i \quad (11)$$

In the above equation, the term  $R_i$  represents the source for each species. It may be expressed by the sum of the reaction rates (generation or consumption) for species i in every reaction k, as denoted by  $R_{i,k}$  corresponding to equation (12).

$$R_i = \sum_k R_{i,k} \quad (12)$$

The rates in the combustion reactions were calculated by using both the Arrhenius and the Magnussen models (Fluent User's Guide, 1996). In the Arrhenius model, the reaction rate may be computed according to equation (13).

$$R_{i,k} = \eta_{i,k} M_i T^{\beta_k} A_k \exp(-E_k / RT) \prod_j C_j^{\gamma_{j,k}} \quad (13)$$

In the Magnussen model, the rate of reaction is calculated both by equations (14) and (15) and the smallest value is taken (limiting rate). In these expressions,  $j^*$  represents the reactant which gives the smallest value for  $R_{i,k}$ , and  $K_1$  and  $K_2$  are empirical constants.

$$R_{i,k} = \eta_{i,k} M_i K_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{m_{j^*}}{\eta_{j^*,k} M_{j^*}} \quad (14)$$

$$R_{i,k} = \eta_{i,k} M_i K_1 K_2 \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_p m_p}{\sum_p \eta_{p,k} M_p} \quad (15)$$

The smallest value obtained in the two models, Arrhenius and Magnussen, was employed as the final value for the reaction rate in the calculation of the source term due to chemical reactions involving species  $i$ ,  $R_i$ .

## 2.4 Radiation Model

The Discrete Transfer Radiation Model (DTRM) was employed in the computation of the heat fluxes due to radiation. In this model, the change in the radiant intensity  $I$ , integrated over all wavelengths, along a path  $S$ , is calculated according to equation (16) when scattering is neglected.

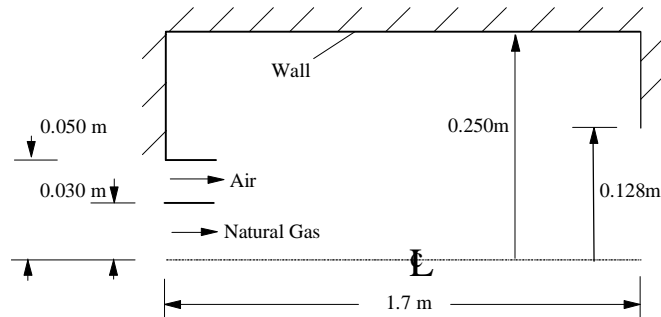
$$\frac{dI}{dS} = -\alpha I + \frac{\alpha \sigma T^4}{\pi} \quad (16)$$

The terms on the right side of equation (16) represent the loss by absorption and the gain by emission due to the participating medium, respectively.

## 3. PROBLEM SET-UP

### 3.1 Geometry

The geometry which was simulated, corresponding to a cylindrical combustor, is shown in Figure 1. It was the same geometry used by Garretton (1994) in its experiments. The computational domain was divided into 60 control volumes in the axial direction and 30 control volumes in the radial direction. A non-uniform grid was employed so that high resolution was obtained around the jets and next to the walls.



**Figure 1.** Schematic of the cylindrical furnace.

### 3.2 Inputs to the Model

The cylindrical combustor, illustrated in Figure 1, may be modeled as axisymmetric, a simplification which was implemented in the burner geometry so that the problem could be treated as two-dimensional.

Natural gas was used as the fuel. Taking into consideration that the major component of the natural gas is methane, it was assumed that the combustion reaction taking place inside the furnace could be represented by the equation for the oxidation of methane. The finite rate combustion was modeled using a global one-step reaction mechanism (reaction (17)), assuming complete conversion of the fuel to CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O. The chemical reactions model was represented by reaction (17) plus reactions (1), (2) and (3) for the NO formation corresponding to the Zeldovich mechanism.



The parameters used in the reactions calculations are presented in Table 1.

**Table 1.** Parameters used in the reactions calculations

Const. Rate	Forward Reaction cm <sup>3</sup> molec <sup>-1</sup> sec <sup>-1</sup>	Reverse Reaction cm <sup>3</sup> molec <sup>-1</sup> sec <sup>-1</sup>
k <sub>1</sub>	1.16 × 10 <sup>-10</sup> exp(-75500/RT)	2.57 × 10 <sup>-11</sup>
k <sub>2</sub>	2.21 × 10 <sup>-14</sup> T × exp(-7080/RT)	5.3 × 10 <sup>-15</sup> T × exp (-39100/RT)
k <sub>3</sub>	1.876 × 10 <sup>-6</sup> T <sup>-1/2</sup> × exp (-118000/RT)	2.6 × 10 <sup>-33a</sup>
k <sub>17</sub>	1.667 × 10 <sup>-9</sup> exp (23900/RT)	-----

<sup>a</sup>Third-order reaction, cm<sup>6</sup> molec<sup>-2</sup> sec<sup>-1</sup>

The considered flame was a turbulent diffusion flame. A nozzle in the center of the combustor introduced natural gas at 0.0125 kg/s. Ambient air entered the combustor coaxially at 0.186 kg/s. The AF ratio is near stoichiometric (about 5% excess fuel). The Reynolds number based on the natural gas jet diameter was approximately 29000.

The natural gas jet was given an inlet temperature of 313K, a methane mass fraction of 0.9, a nitrogen mass fraction of 0.1, a turbulence intensity and length scale of 10% and 0.03m. The air inlet was given a temperature of 323K, oxygen, nitrogen and vapor mass fractions of 0.23, 0.76 and 0.01 respectively, a turbulence intensity and length scale of 6% and 0.04 m.

The constants used in k-ε model were c<sub>1</sub> =1.4, c<sub>2</sub> = 1.9 and c<sub>μ</sub> = 0.09. The turbulent Prandtl and Schmidt numbers were set at 0.5. In the Magnussen model the constants K<sub>1</sub> was equal to 4.0 and K<sub>2</sub> was equal to 0.5. The density of the gaseous mixture was calculated by using the ideal gas law, according to equation (18) below, where p<sub>op</sub> is the average operation pressure inside the furnace. It was assumed that p<sub>op</sub> was equal to one atmosphere.

$$\rho = \frac{p_{op}}{RT \sum_i m_i / M_i} \quad (18)$$

Two cases were simulated for comparison, the only difference between them was in the thermal flux boundary condition.

In Case 1 the thermal flux cross the furnace wall was prescribed according to values determined through measurements of the heat removed by cooling jackets. Table 2 presents the heat flux values on the side walls determined along the combustor for Case 1. On the frontal walls, heat flux values were estimated as 26.1 kW/m<sup>2</sup> to the wall close to the jets inlets and 78.9 kW/m<sup>2</sup> to the wall close to the gases exit.

**Table 2.** Thermal flux prescribed on the furnace wall for Case 1

Section (mm)	Heat Flux (kW/m <sup>2</sup> )
0 < x < 380	26.1
380 < x < 680	39.7
680 < x < 980	59.6
980 < x < 1280	88.3
1280 < x < 1400	95.3
1400 < x < 1700	102.2

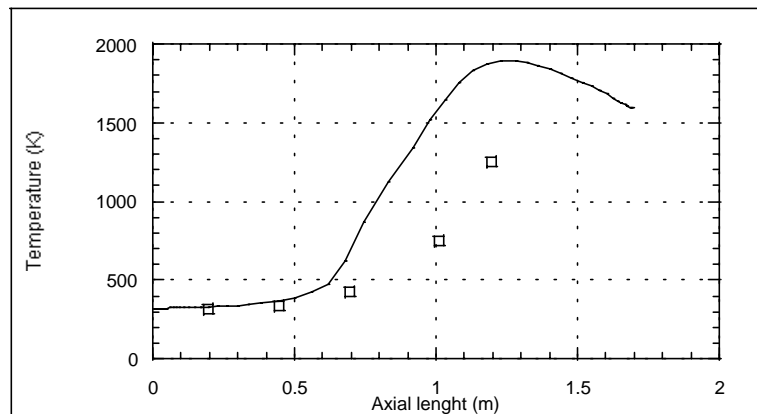
For Case 2 the furnace outer walls were treated as adiabatic surfaces by imposing a zero heat flux in the setting-up of the boundary conditions for the thermal problem.

The purpose of comparing the results for Cases 1 and 2 was uniquely to identify the influence of the temperature field on the thermal-NO formation model that was being investigated.

#### 4. RESULTS

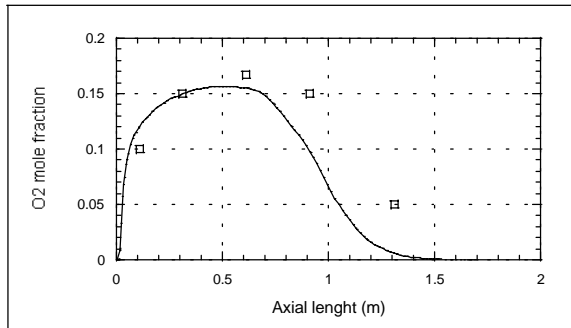
##### Case 1:

Figure 2 shows that the peak of the predicted temperature in the flame reaches approximately 1900 K. Comparing these results with the experimental data it is clear that such high temperatures are overestimated. One of the possible reasons for explaining this difference is the fact that the one-step combustion reaction (17) which was employed in the simulation is a very simplified approach for solving the problem. Detailed reaction mechanisms, which include dissociation reactions, are important for more accurate temperature predictions. In a more recent work, it was found that the inclusion of a two-step model for combustion highly improves the quality of the predictions.

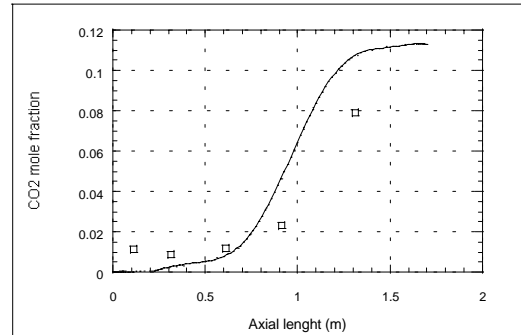


**Figure 2.** Comparison between predicted (line) and experimental (squares) temperature along the symmetry axis of the furnace.

Figures 3 and 4 show, respectively, the  $O_2$  and  $CO_2$  mole fraction fields in the combustor. It can be seen that the trends for the  $O_2$  mole fraction predictions and the  $CO_2$  formation from the combustion reaction are in reasonable agreement with the experimental trends.

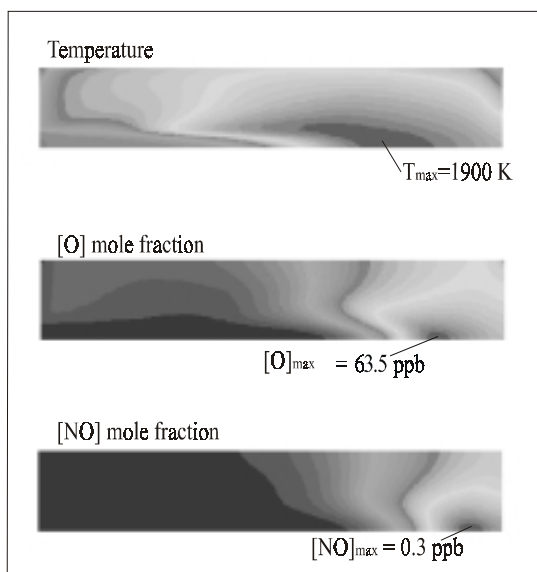


**Figure 3.** Comparison between predicted (line) and experimental (squares) Oxygen mole fraction along the symmetry axis of the furnace.

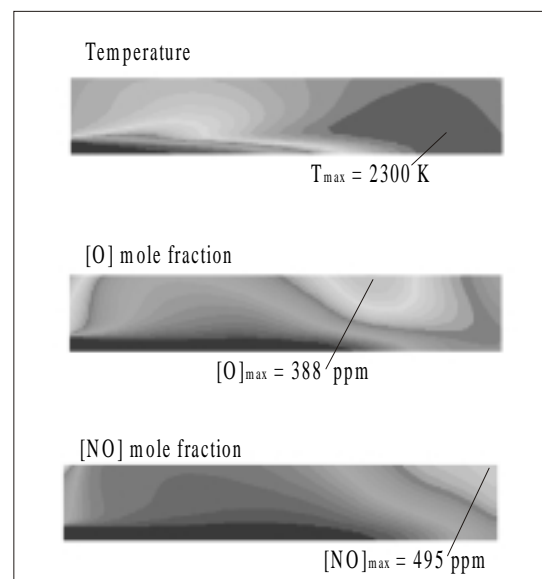


**Figure 4.** Comparison between predicted (line) and experimental (squares) Carbon Dioxide mole fraction along the symmetry axis of the furnace.

Figure 5 presents the temperature,  $[O]$  mole fraction and  $NO$  mole fraction fields for Case 1. The peak of  $[O]$  mole fraction reaches 63.5 ppb and occurs at the front flame region while the peak of  $NO$  mole fraction occurs at exit of the combustor. The maximum value for the predicted  $NO$  concentration reaches 0.3 ppb. In Garreton (1994), the maximum experimental value for the measured  $NO$  concentration reaches 18 ppm, for the same geometry and conditions simulated in Case 1. Therefore, the concentration levels for the predicted  $NO$  were unrealistically small comparing with the experimental data. However, the results are in qualitative accordance with the literature. Seinfeld (1986) indicates that the maximum  $NO$  concentration levels occur after the flame region, where the combustion reaction has already reached chemical equilibrium.



**Figure 5.** Temperature,  $[O]$  mole fraction and  $[NO]$  mole fraction fields to Case 1.



**Figure 6.** Temperature,  $[O]$  mole fraction and  $[NO]$  mole fraction fields to Case 2.



### Case 2:

Figure 6 above shows the temperature, [O] mole fraction and NO mole fraction fields within the furnace for the adiabatic situation. The peak temperature in the flame reaches approximately 2300 K in the flame front region, a value 400 K above that for Case 1. The [O] mole fraction peak reaches 388 ppm, a number approximately  $10^4$  times greater than that one found in Case 1. The maximum NO concentration reaches 495 ppm, a value  $10^6$  times greater than that observed in Case 1. As it was expected, the thermal-NO is extremely dependent on the temperature. For a 400 K variation in the maximum temperature value, it was observed a gain of  $10^6$  times in the concentrations levels predicted for NO, comparing Case 1 and Case 2.

It was not presented comparison between Case 2 results and experimental data because the purpose of simulating Case 2 was uniquely to verify the influence of the temperature field on the NO formation, by comparisons between Cases 1 and 2.

Another important point is the great variation of the [O] radical concentration predicted in Cases 1 and 2, indicating that the [O] radical formation is also very influenced by temperature. This fact is understood as reaction (4), the oxygen dissociation reaction, presents high activation energy and is strongly dependent of temperature.

## 5. CONCLUSION

The introduction of a model which prescribes the heat fluxes at the furnace walls impacts significantly in the prediction of the temperature field, when compared with the adiabatic situation.

Comparing Case 1 and Case 2 results, for a 400 K variation in the maximum temperature value, it was observed a gain of  $10^4$  times for the [O] concentrations levels and a gain of  $10^6$  times for the concentrations levels predicted for NO. These results indicate a strong influence of the temperature in the concentrations of [O] and NO within the furnace.

Bilger et al. suggest that in turbulent diffusive flames, the impact of the [O] (monatomic oxygen) radical in NO formation rate is very important. Therefore, to the temperatures levels observed in Case 1, the formation of radical [O] exclusively by reaction (4), the oxygen dissociation reaction, seems to be insufficient for representing reality reasonably and a different approach will be necessary. Possible alternatives are: (i) the use of a detailed chemical mechanism, in which a larger number of chemical kinetic equations involving other intermediate species will be considered, and (ii) a simplification in the real kinetic process by adopting equilibrium values for the [O] radical concentration.

As a consequence of the implementations in the present model, the NO formation is underestimated and the thermal-NO mechanism, as adopted, has a poor performance. Another possibility for improvement relies in the fact that the mixture has excess fuel, near to stoichiometric, and the temperatures are low ( $< 1500$  K). Therefore, it would be recommended the implementation of both the extended Zeldovich mechanism and the Prompt-NO mechanism.

Carrying on with this study, other approaches to the prediction of [O] concentration, as well as more sophisticated models for NO formation, are being implemented for further comparisons with the experimental data. In an attempt to improve the temperature field predictions, a combustion mechanism in two steps is being tested with success, allowing for the evaluation of [CO] formation.

## 6. NOMENCLATURE

A Pre-exponential Factor  
C Molar Concentration

E Activation Energy  
I Radiation Intensity

M Molecular Weight  
 P Modified Total Pressure  
 Pr Prandtl Number  
 R Reaction Rate or Universal Gas Constant  
 Sc Schimidt Number  
 T Temperature  
 $c_{\mu}$  Turbulent Viscosity Coefficient  
 g Gravity Acceleration  
 h Enthalpy  
 k Turbulent Kinetic Energy  
 m Mass Fraction  
 p Pressure  
 v Velocity Vector

### Greek Symbols

$\alpha$  Absorption Coefficient  
 $\beta$  Temperature Exponent

$\epsilon$  Rate of Dissipation of Turbulent Kinetic Energy or Total emissivity  
 $\gamma$  Concentration Exponent  
 $\eta$  Stoichiometric Coefficient  
 $\mu$  Absolute Viscosity  
 $\rho$  Specific Mass  
 $\sigma$  Stefan Boltzmann Constant

### Subscripts

ef Effective Viscosity  
 i Species  
 j Reactant Species  
 k Reaction  
 p Product Species  
 t Turbulent Viscosity, Prandlt and Schmidt Numbers

## 7. REFERENCES

- Bilger, R.W., and Beck, R.E., Fifteenth Symposium (Int) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p 541, 1975.
- Bowman, Craig T. and Miller, James A., 1989, "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion", Progress in Energy Combustion Science.
- Fluent User's Guide, version 4.3, Fluent Incorporated, New Hampshire, March 1995.
- Garreton, D., Simonin, °, First Workshop on Aerodynamics of Steady State Combustion Chambers and Furnaces: Final Results, October 17-18, 1994, Chatou, France.
- Gomes, Marcos S. P., Nieckele, Angela O., Naccache, Monica F. and Kobayashi, William T., "Numerical Investigation of the Oxygen Enriched Combustion Process in a Cylindrical Furnace", Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July -1997, Lisboa , Portugal.
- Isnard, A, Gomes, M.S.P., Numerical Investigations on the NO<sub>x</sub> Formation in Natural Gas Combustion, 7<sup>th</sup> Brazillian Congress of Engineering and Thermal Sciences, November 3-6, 1998, Rio de Janeiro, Brasil.
- Konnov, A.A., "NO Formation Rates in Natural Gas Combustion", Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July -1997, Lisboa , Portugal.
- Magel, H. C., Schnell,U. and Hein, K.R.G., "Modelling of Hydrocarbon and Nitrogen Chemistry in Turbulent Combustor Flows Using Detailed Reactions Mechanisms", 3rd Workshop on Modelling of Chemical Reaction Systems, Heidelberg, 1996.
- Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Seinfeld's, John H., 1986, Atmospheric Chemistry and Physics of Air Pollution, John Wiley & Sons, New York.
- Tomeczek, J. and Gradón,B, "The Rate of Nitric Oxide Formation in Hydrocarbon Flames", Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July -1997, Lisboa , Portugal.

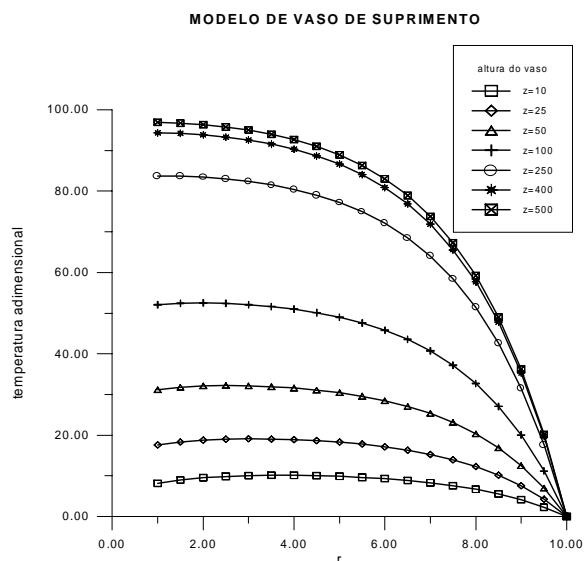


Figura 6. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de suprimento (resultado numérico bidimensional).

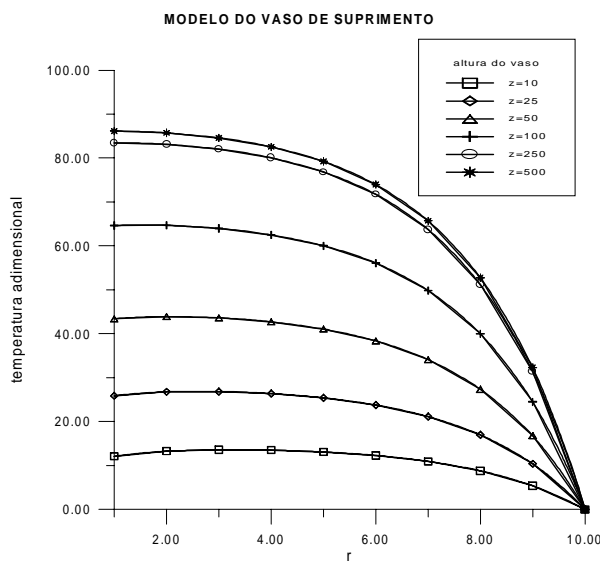


Figura 7. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de suprimento (resultado analítico).

## 5. CONCLUSÕES

Comparações entre o presente trabalho e o de Huang (1994) apresentam a concordância esperada, mas não a igualdade. O próprio autor cita a necessidade de um tratamento bidimensional do problema. O comportamento da temperatura bidimensional é similar ao caso unidimensional, porém os níveis de temperatura são um pouco mais elevados. Este fato é esperado uma vez que há geração de calor em todo o tecido, e a temperatura em nós a uma determinada altura, são influenciadas também pelas temperaturas dos nós axiais vizinhos, fato que não ocorre em uma dimensão.

Apesar de soluções analíticas serem sempre a melhor opção, nem sempre é possível obtê-las em problemas mais complexos. No estudo da biomecânica, as geometrias envolvidas são extremamente irregulares e podem necessitar de ferramentas computacionais mais sofisticadas, como o uso de programas de geração de malhas não-estruturadas. Análises transitórias também são desejáveis. Com este modelo, se está apto a efetuar análises mais detalhadas, inclusive o caso onde a taxa de escoamento do sangue varie. A continuidade natural do presente trabalho é o estudo de processos transitórios, e, posteriormente, a aplicação dos conhecimentos adquiridos até então, na análise de geometrias reais do corpo humano.

## BIBLIOGRAFIA

1. Arkin, H., Xu, L.X. & Holmes, K. R.. "Recent developments in modeling heat transfer in blood perfused tissues" *IEEE Transactions of Biomedical Engineering*, vol. 41, no. 2, pp. 97-107, 1994.
2. Delchar, T. A., "Physics in Medical Diagnosis", Chapman & Hall, 1994.
3. Diller, K. R., "Modeling of bioheat transfer processes at high and low temperatures". In: "Advances in Heat Transfer: Bioengineering Heat Transfer" (Y. I. Cho, ed.), vol. 22, pp 157 –357, Academic Press, Inc., 1992.
4. Haberman, J. D., Love, T. J. & Francis, J. E., "Screening a rural population for breast cancer using thermography and physical examinations techniques: methods and results – a preliminary report", *Annals New York Academy of Sciences*, vol. 335, pp. 492-500, 1980.
5. Huang, H. W., Chan, C. L. & Roemer, R. B., "Analytical solutions of Pennes bio-heat transfer equation with a blood vessel", *Journal of Biomechanical Engineering*, vol. 116, pp.208-212, 1994.
6. Kolios, M. C., Sherar, M. D. e Hund, J. W.. "Large blood vessel cooling in heated tissues: a numerical study", *Phys. Med. Biol.*, vol. 40, pp. 447 – 494, 1995.
7. Lawson, W. et alii. "Infrared Thermography in the Detection and Management of Coronary Artery Disease", *The American Journal of Cardiology*, vol. 72, October 15, 1993.

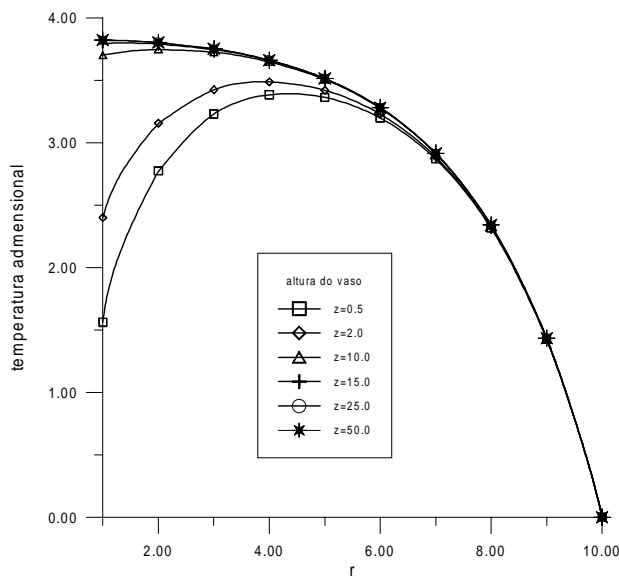


Figura 2. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de passagem. (resultado analítico unidimensional)

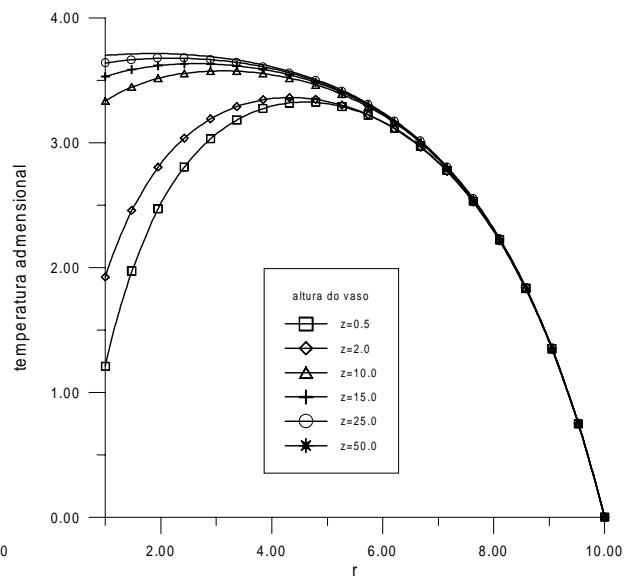


Figura 3. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de passagem. (resultado numérico unidimensional)

Finalmente foi efetuada uma comparação entre os resultados obtidos por Huang(1994) para vasos de suprimento e aqueles obtidos pelo programa bidimensional. Pode-se observar, na Eq. 7, que a mesma já inclui a dependência em  $z$ , através do fato de que  $\theta_a(z) = \theta_b(z)$ , e não apenas como uma condição de contorno, como ocorria no caso anterior do vaso de passagem. Este fato justifica a diminuição das diferenças entre os resultados da comparação (Figs. 6 e 7). Ainda assim, o autor considera que a temperatura  $\theta$  é função apenas da direção radial. A região de equilíbrio é, como se esperava, mais acima no canal ( $z \cong 500$ ).

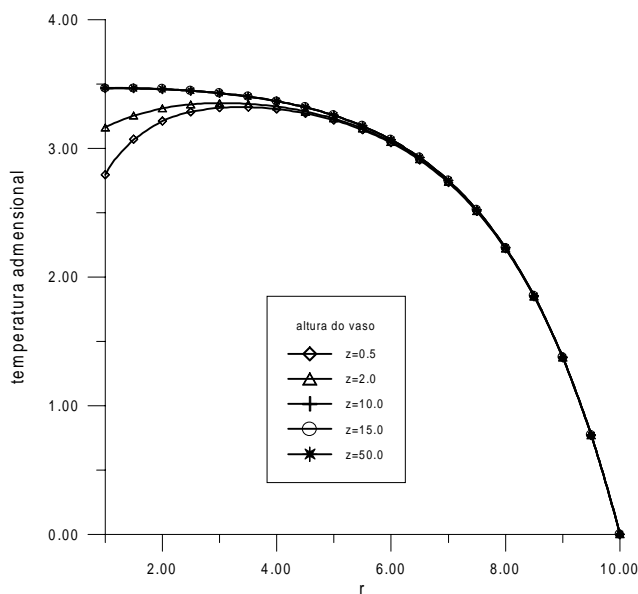


Figura 4. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de passagem. (resultado numérico bidimensional)

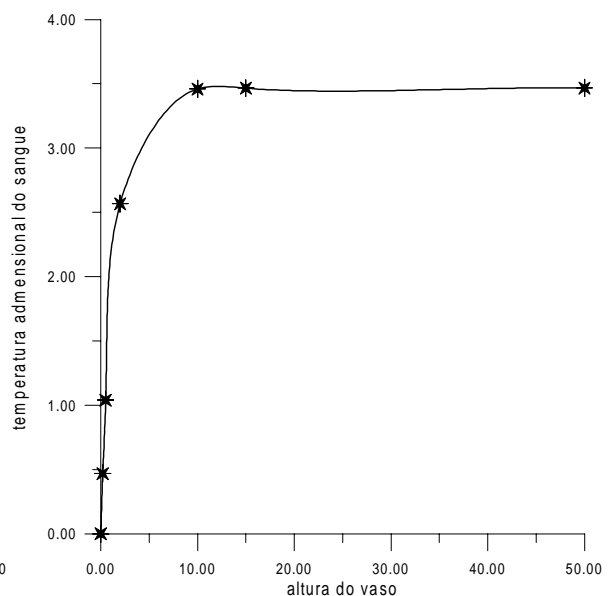


Figura 5. Temperatura do sangue em função da altura do vaso de passagem (resultado numérico bidimensional)

adicionais para o tecido. O mesmo foi considerado isolado, na base e em  $z = H$  (altura do vaso).

#### 4. RESULTADOS

Os resultados apresentados foram obtidos com o uso dos seguintes parâmetros físicos e geométricos:

$$\frac{R_2}{R_1} = 10; \quad Nu = 4; (Bi = 2); \quad St = 0,5;$$
$$\frac{2qk}{Qk_b Pe} = 0; \quad \theta_{bi} = 0; \quad \theta_a = 0.$$

O termo acima envolvendo o número de Peclet é considerado nulo porque é menor que 0,01, devido ao fato que este número, para grandes vasos, é maior do que 100.  $\theta_{bi}$  é a temperatura adimensional do sangue na entrada do vaso.

As propriedades termofísicas para o sangue e o tecido foram consideradas as mesmas, e dadas por:

$$k = 0,5 \text{ W/m K}; \quad \rho = 1060 \text{ kg/m}^3;$$
$$W = 10 \text{ kg/m}^3\text{s}; \quad c_p = 3900 \text{ J/kg K}.$$

Os primeiros resultados aqui apresentados referem-se apenas a vasos de passagem. O gráfico abaixo (Fig. 2) mostra o resultado analítico de Huang (1994), para um vaso de passagem, no tratamento unidimensional. O mesmo foi reproduzido utilizando-se as funções de Bessel, num programa desenvolvido em FORTRAN77, com a biblioteca intrínseca do compilador.

Através da discretização das equações diferenciais unidimensionais para o vaso de passagem (em  $z$ ) e tecido (em  $r$ ), foram obtidos os perfis apresentados na Fig.3, que mostram um comportamento muito semelhante aos da Fig.2, como esperado. Para isto foram tomados canais de diferentes alturas ( $z=0,5$  até 50). As diferenças obtidas para pequenos valores de  $r$ , foram devidas à metodologia adotada no acoplamento entre as duas equações unidimensionais (sangue e tecido) durante a discretização. Para o caso de vasos de passagem, Huang (1994) observou que o vaso remove calor do tecido (Fig. 2). Entretanto, mais adiante no escoamento, na região do equilíbrio ( $z \geq 15$ ) não há mais remoção de energia pelo vaso. O fato se repete na Fig. 3. Segundo o autor, esta pequena capacidade de remoção de calor pode ser aumentada pelo aumento ao fluxo sanguíneo ou pelo uso de um vaso de maior diâmetro. Porém as modificações sugeridas pelo mesmo, só podem ser efetuadas no simulador.

A simplificação feita por Huang leva a uma solução analítica, mas não considera o caso real, onde a temperatura adimensional  $\theta$  na verdade, é função das variáveis  $r$  e  $z$ . Usando o método dos volumes finitos em duas dimensões, obtiveram-se as temperaturas do tecido, que se encontram na Fig.4. A forma das curvas permanece, mas foi tomado um canal de altura  $z = 50$  e impressos resultados para alturas intermediárias. Observa-se pela Fig.5 que a temperatura do sangue sobe bastante na entrada do canal e depois permanece praticamente constante, o que reforça a superposição das últimas curvas da Fig.4. Portanto, um vaso, independente do seu comprimento, apresenta uma capacidade finita de remoção de calor, fato que é bastante importante quando se trata de prever a intensidade das fontes de calor usadas em processos de hipertermia. Estes resultados mostram a importância de se tratar o problema bidimensionalmente. No caso simplificado de Huang a retirada de calor por parte do sangue é bem mais acentuada, na entrada do canal.

$$\theta_w(z) = \frac{Bi}{Bi - P_f C_3} \theta_b(z) + \frac{P_f C_4}{Bi - P_f C_3} \theta_a + \frac{C_4}{P_f (Bi - P_f C_3)} \quad (14)$$

onde:

$$C_1(r) = \frac{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f r) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f r)}{K_o(P_f) I_o(P_f R_2 / R_1) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (15)$$

$$C_2(r) = 1 + \frac{[I_o(P_f) - I_o(P_f R_2 / R_1)] K_o(P_f r) - [K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1)] I_o(P_f r)}{K_o(P_f) I_o(P_f R_2 / R_1) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (16)$$

$$C_3 = -\frac{I_o(P_f R_2 / R_1) K_1(P_f) + K_o(P_f R_2 / R_1) I_1(P_f)}{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f) + K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (17)$$

$$C_4 = -\frac{[I_o(P_f) - I_o(P_f R_2 / R_1)] K_1(P_f) + [K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1)] I_1(P_f)}{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f) + K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (18)$$

Nestas equações,  $I_o$  e  $K_o$  são as funções de Bessel modificadas, de 1ª e 2ª espécie, de ordem zero; e  $I_1$  e  $K_1$ , as de ordem um.

Observa-se que a dependência axial de  $\theta$ , é forçada apenas pelo fato de a temperatura da parede depender da temperatura do sangue. Não se trata portanto de solução de um problema bidimensional.

A solução analítica da Eq. (9), que foi obtida por Huang (1994) para o caso onde a temperatura arterial,  $\theta_a$ , é igual a  $\theta_b(z)$  é dada por:

$$\theta(r, z) = C_1(r) \theta_w(z) + C_2(r) \left( \theta_b(z) + \frac{1}{P_f^2} \right) \quad (19)$$

sendo  $\theta_w(z)$ , a temperatura da parede, dada por:

$$\theta_w(z) = \frac{Bi + P_f C_4}{Bi - P_f C_3} \theta_b(z) + \frac{C_4}{P_f (Bi - P_f C_3)} \quad (20)$$

onde:

$$C_1(r) = \frac{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f r) - [K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1)] I_o(P_f r)}{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (21)$$

e as constantes  $C_2(r)$ ,  $C_3$  e  $C_4$  permanecem as mesmas do caso anterior.

Para proceder análise numérica bidimensional do problema foi usado o método numérico dos volumes finitos e o programa computacional foi desenvolvido na linguagem FORTRAN90. As condições de contorno tomadas foram análogas às de Huang et al.(1994), para permitir posteriores comparações. Apenas foram tomadas condições de contorno

$P_f$  = coeficiente adimensional de perfusão;  
 $\theta_a$  = temperatura adimensional da artéria.

A Equação (4) é equivalente a:

$$\frac{d\theta_b}{dz} = 2St(\theta_w - \theta_b) + \frac{q}{Q} \frac{k_t}{k_b} \frac{2}{Pe} \quad (9)$$

onde:

$$St = \frac{h}{\rho c_b V} = \frac{Nu}{Pe}, \quad Nu = \frac{hD}{k_b}, \quad Pe = \frac{2\rho c_b V R_1}{k_b}. \quad (10)$$

Nestas equações:

$k_b$  = condutividade térmica do sangue;

$V$  = velocidade média do sangue.

$\theta_w$  = temperatura adimensional da parede;

$\theta_b$  = temperatura adimensional do sangue.

Finalmente, a equação de acoplamento se transforma em:

$$\frac{d\theta}{dr} = Bi(\theta_w - \theta_b), \quad (11)$$

sendo  $Bi$  o número de Biot.

No presente trabalho, a equação da biotransferência de calor para o tecido em duas dimensões, será solucionada no regime estacionário:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} - P_f^2 (\theta - \theta_a(z)) + 1 = 0 \quad (12)$$

E para o sangue, foi considerada a Eq. (9).

### 3. METODOLOGIA

Grandes vasos sanguíneos podem ser vasos que tenham geração interna de calor – vasos abastecedores ou de suprimento (*supplying vessels*), ou que simplesmente atravessem o tecido – vasos de passagem (*traversing vessels*). Neste último caso, o vaso simplesmente atravessa o tecido perfusionado, mas não supre calor adicional para o mesmo. E, ainda, a temperatura do sangue arterial adimensional é considerada constante. Esta é a situação abordada na primeira parte do trabalho aqui apresentado.

A solução analítica da Eq. (7), que foi obtida por Huang (1994) para o caso onde a temperatura arterial ( $\theta_a$ ) é considerada constante é dada por:

$$\theta(r, z) = C_1(r) \theta_w(z) + C_2(r) \left( \theta_a + \frac{I}{P_f^2} \right) \quad (13)$$

sendo  $\theta_w(z)$ , a temperatura da parede, dada por:

No modelo apresentado por Huang (1994), a Eq. (1) no tecido foi solucionada analiticamente na direção radial, em regime permanente:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{dT}{dR} \right) + \frac{Q_p}{k_t} + \frac{Q}{k_t} = 0, \quad (3)$$

onde:

R = variável radial dimensional.

No sangue, a transferência de calor foi considerada unidimensional:

$$Gc_b \frac{dT_b}{dZ} = h(T_w - T_b)p / A + q, \quad (4)$$

onde:

G = fluxo de massa;

T<sub>b</sub> = temperatura do sangue;

T<sub>w</sub> = temperatura da parede do vaso;

p = perímetro do vaso;

h = coeficiente de transferência de calor parede-sangue;

A = área da seção reta do vaso;

q = taxa volumétrica de geração de calor no sangue;

Z = variável axial dimensional (altura do vaso).

A condição que acopla as duas equações é a transferência de calor por convecção entre a parede do vaso e do sangue:

$$-k \frac{dT}{dR} \Big|_{R=R_1} = h(T_w - T_b) \quad (5)$$

onde:

T<sub>o</sub> = temperatura de referência.

Considerando os parâmetros adimensionais abaixo:

$$\theta = \frac{T - T_0}{QR_1^2 / k_t}; \quad r = \frac{R}{R_1}; \quad z = \frac{Z}{R_1}, \quad (6)$$

a Equação (3) se torna:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{d\theta}{dr} \right) - P_f^2 [\theta - \theta_a(z)] + 1 = 0, \quad (7)$$

sendo

$$P_f = R_1 \sqrt{\frac{Wc_b}{k_t}}. \quad (8)$$

Nesta equação,



terapêutico em si, ou uma decorrência (aquecimento) de outro processo, tal como ablação ou cirurgia envolvendo laser. É essencial para os usuários do equipamento, saber prever, medir e interpretar corretamente as respostas térmicas e vasculares ao aquecimento. Grandes vasos podem produzir gradientes elevados de temperatura em tecidos aquecidos levando a temperatura inadequadas durante a hipertermia (Kolios et al., 1995), (Huang, 1994).

## 2. MODELO

O modelo considerado apresenta simetria angular, e encontra-se representado na figura abaixo. Supõe-se que o tecido que circunda o vaso é uniformemente aquecido e perfusionado.

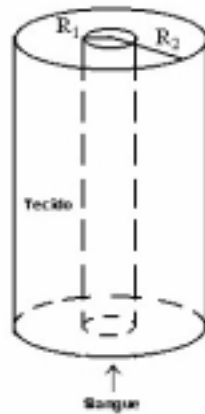


Figura 1. Modelo cilíndrico do tecido e do vaso sanguíneo.

A equação da biotransferência de calor pode ser escrita como:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k_t \nabla^2 T + Q_p + Q \quad (1)$$

onde:

- $k_t$  = condutividade térmica do tecido;
- $\rho$  = densidade do tecido;
- $c_p$  = calor específico do tecido;
- $T$  = temperatura;
- $t$  = tempo;
- $Q$  = taxa volumétrica de geração de calor no tecido.

A fonte de calor  $Q_p$ , devido à perfusão é dada por:

$$Q_p = \omega \rho_b c_b (T_a - T_v), \quad (2)$$

onde:

- $\omega$  = taxa volumétrica de perfusão sanguínea;
- $\rho_b$  = densidade do sangue;
- $c_b$  = calor específico do sangue;
- $T_a$  = temperatura do sangue arterial entrando no tecido;
- $T_v$  = temperatura do sangue venoso deixando o tecido.

# UTILIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA BIOTRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SIMULAÇÃO DE TECIDO PERFUSIONADO

**Rita de Cássia Fernandes de Lima**

**Flávio Aureliano da Costa**

**Carla Simone Cardoso Guimarães**

Departamento de Engenharia Mecânica – CTG - Universidade Federal de Pernambuco.

R. Acadêmico Hélio Ramos, s/n- Cidade Universitária - CEP 50740-510 – Recife – PE.

E-mail: ritalima@npd.ufpe.br

## Resumo

O presente trabalho analisa o campo de temperaturas em tecido perfusionado, na presença de um vaso sangüíneo. A temperatura do sangue neste vaso também é calculada. O problema é resolvido numericamente em duas dimensões, considerando-se tanto vasos de suprimento (*supplying vessels*) como vasos de passagem (*traversing vessels*). São efetuadas comparações com a solução analítica de Huang, no qual tanto o sangue quanto o tecido são tratados unidimensionalmente, o que limita sua aplicabilidade. Procedimentos médicos que utilizem hipertermia necessitam de conhecimento preciso sobre este campo de temperaturas. A hipertermia pode ser o próprio processo terapêutico ou uma decorrência de outro processo, tal como ablação ou cirurgia envolvendo laser.

**Palavras-chave: transferência de calor, biomecânica, tecido perfusionado.**

## 1. INTRODUÇÃO

A crescente utilização das ferramentas numéricas e computacionais usadas nas engenharias, especialmente mecânica e eletrônica, na solução de problemas na medicina, motivou a realização de um levantamento, no qual foram identificados pelo menos três tópicos onde tais ferramentas, usadas na transferência de calor, podem ser aplicadas: teletermografia (Haberman, 1980), (Lawson, 1993), (Delchar, 1994), hipertermia (Arkin et al., 1994) e transferência de calor em cirurgias oculares usando laser (Diller, 1992). Nessas áreas pode-se analisar e orientar procedimentos médicos para que os mesmos atinjam seus objetivos de forma mais científica. A chamada “*Bioheat Transfer Equation*” (BHTE) é uma equação de condução de calor, com um termo específico de geração de calor devida à perfusão sangüínea. O presente trabalho analisa o campo de temperaturas em tecido perfusionado, na presença de um vaso sangüíneo. A temperatura do sangue neste vaso também é calculada. Inicialmente, o tecido é analisado de forma unidimensional em coordenadas cilíndricas, e o sangue, de forma axial. Foram efetuadas comparações com os resultados analíticos obtidos por Huang et al. (1994), onde foi dado um tratamento unidimensional, tanto ao tecido (direção radial) quanto ao vaso (direção axial), a fim de possibilitar a obtenção de uma solução analítica. O procedimento se torna inviável à medida que cresce a complexidade dos fenômenos analisados, tornando necessário o uso de métodos numéricos diversos. Até mesmo a análise desta primeira fase fica comprometida pela simplificação feita por Huang et al. (1994), como será visto mais adiante. Em seguida, o problema foi tratado de forma numérica, bidimensionalmente. A hipertermia tem uma ampla faixa de aplicações. Pode ser o processo

# FAILURE ASSESSMENT OF A PIPE WITH A CIRCUMFERENTIAL CRACK IN BENDING

**Julio Ricardo Barreto Cruz**

CNEN/CDTN, Caixa Postal 941, 30123-970, Belo Horizonte, MG, Brasil. [jrbc@urano.cdtm.br](mailto:jrbc@urano.cdtm.br)

**John D. Landes**

University of Tennessee, MAES Department, Knoxville, TN, USA. [John-Landes@utk.edu](mailto:John-Landes@utk.edu)

## Abstract

A ductile fracture methodology (DFM) has been developed which can take the load *versus* displacement record from a laboratory test specimen containing a crack-like defect and predict the same for a structural component containing a defect. This paper presents some recent developments incorporated to the DFM framework in order to simplify the predicting procedure. The methodology is then applied to predict the structural behavior of a circumferentially through cracked pipe in four point bend loading. The pipe behavior is obtained in terms of a load *versus* displacement curve and shows a good agreement with laboratory tests results from the literature.

**Keywords:** Fracture mechanics, Structural integrity, Failure assessment, Cracked pipe

## 1. INTRODUCTION

Among the different assessment tools used for the assessment of cracked components fabricated with ductile materials and subjected to loadings that can produce a significant plasticity is the so-called Ductile Fracture Method (DFM) proposed by Landes *et al.* (1993). With the DFM, the behavior of a cracked component can be predicted directly from the load *versus* displacement record of a laboratory fracture toughness test. The method uses the concept of separable deformation and fracture behaviors to divide the test result into a deformation curve and a J-R fracture toughness curve. These two behaviors refer to the test specimen geometry, but can be related to the structural component of interest by means of a transfer process that provides the deformation and J-R curves for the geometry of the component. With these curves, the load *versus* displacement behavior of the structural component can then be predicted.

This paper describes some recent developments incorporated to the DFM methodology which allows one to use the same deformation curve obtained from the test specimen geometry to predict the behavior of a structural component with no need of a geometry transfer procedure. In fact, the geometry transformation is implicitly considered in the new formulation. The example of a pipe with a circumferential crack in bending is used to illustrate the new formulation appended to the DFM framework. The structural behavior of the cracked pipe is predicted in terms of a load *versus* displacement curve. A comparison with laboratory test results obtained from the literature demonstrates the effectiveness of the predicting procedure. The determination of the parameters that characterize the cracked pipe geometry in the formulation proposed is presented in detail. The same steps can then be applied to find the corresponding parameters for other geometries.

## 2. THE COMMON FORMAT EQUATION APPROACH

The first proposal of the DFM used a graphical procedure to make the transfer in deformation curves from the specimen to the structural component model. Since that time, additional work has been done on the determination of the deformation behavior for the structural component.

Donoso & Landes (1994) proposed a common format equation (CFE) to represent the behavior of different cracked configurations. Their study was based on the EPRI-GE Handbook solutions (Kumar *et al.*, 1981) for five different test specimen configurations, namely, CT, CCT, SENB, SENT and DENT. According to the CFE approach, the behavior of each fracture test configuration can be expressed as the product of three terms which describe the load,  $P$ , as a function of both plastic displacement,  $v_{pl}$ , and uncracked ligament,  $b$

$$P = (\Omega / \kappa) \cdot G(b / W) \cdot H(v_{pl} / W) \quad (1)$$

The first term reflects the type of thickness constraint,  $\Omega/\kappa$ , to which the test specimen is subjected. The second term is a crack-geometry dependent function,  $G$ , which considers the effects due to differences in planar geometry and mode of loading. And the third term is a material-dependent hardening function,  $H$ , which represents the deformation behavior of the specimen. In the CFE, the function  $G$  is generalized for all two-dimensional configurations as a power law of the normalized ligament,  $b/W$ , and has the following form

$$G = B \cdot W \cdot \zeta \cdot (b/W)^m \quad (2)$$

where  $B$  is the specimen thickness,  $W$  is the specimen width,  $\zeta$  is a constant term, and  $m$  equals the plastic  $\eta$ -factor ( $\eta_{pl}$ ). Thus, each different test specimen geometry, for any given material, will be characterized by the parameters  $\zeta$  and  $m$  of Eq. 2.

According to the CFE concept, the relation between normalized load and normalized plastic displacement (the  $H$  function)

$$P_N = \frac{P}{(\Omega / \kappa)G(b/W)} = H(v_N) \quad (3)$$

is unique, regardless of the geometry of the cracked specimen (in Eq. 3,  $v_N = v_{pl}/W$ ). In other words, the  $G$  function characterizes each particular geometry and  $H$  depends only on the material properties. Since  $H$  is unique, the behavior of a certain cracked configuration (e.g., a structure) could be predicted from the behavior of another cracked configuration made from the same material (e.g., a laboratory test specimen) if their  $G$  functions and thickness constraints ( $\Omega/\kappa$ ) are known.

The uniqueness of the  $H$  function was investigated by Cruz & Landes (1997). The load *versus* displacement test records of different A533 steel specimen geometries were selected. All the specimens had the same thickness, 2.5 mm, and exhibited plane stress constraint. Thus, all of them had the same constraint factor,  $\Omega/\kappa$ . Equation 3 was then applied to obtain the  $P_N$  *versus*  $v_N$  curve for each geometry. The  $P_N$  *versus*  $v_N$  curves should be very close, since  $H$  was supposed to be unique. But, contrary to expectation, these curves were different for each specimen geometry.

Cruz & Landes (1997) then reviewed the equations which originated the CFE and proposed a common format equation with a displacement-based normalization parameter. In this case, the plastic displacement is normalized with  $(v_{el})_o$ , instead of  $W$ .  $(v_{el})_o$  is the elastic

displacement at  $P = P_o$ , the limit load for the configuration being considered. Taking the same set of experimental data, the procedure used to build the  $P_N$  versus  $v_N$  curves was repeated, now normalizing  $v_{pl}$  with  $(v_{el})_o$ . The resulting  $P_N$  versus  $v_N$  curves were much closer to a unique representation, which means that the  $H$  function tends to be the same for all configurations and, therefore, depends only on the material hardening properties. With the new normalization parameter, the CFE becomes

$$P = (\Omega / \kappa) \cdot G(b/W) \cdot H(v_{pl} / v_{el,o}) \quad (4)$$

### 3. APPLYING THE DFM BASED ON THE CFE PARAMETERS

To apply the load versus displacement prediction scheme, the  $G$  functions for the geometries of the test specimen and the structural component must be known. The  $H$  function, which is assumed to be unique, is obtained from the test specimen load versus displacement record, as will be shown ahead.

#### 3.1 Determination of the $G$ function

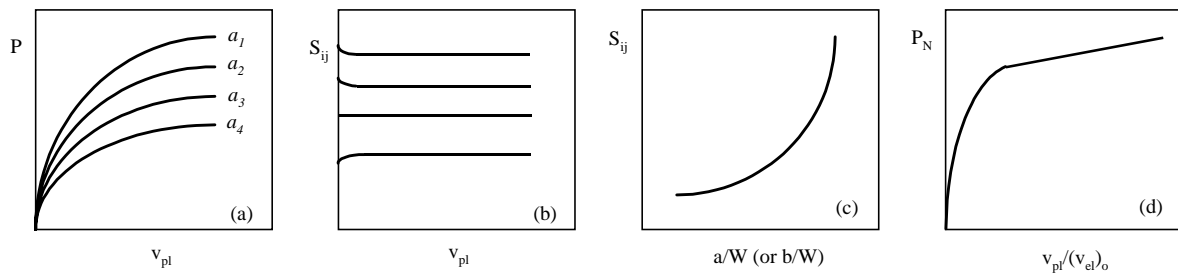
The  $G$  function is generally known for common geometries, but it can be obtained for a new cracked configuration from a set of load versus displacement curves, each one corresponding to a different stationary crack length. (Fig. 1a). From Eq. 1 (or Eq. 4), a separation parameter,  $S_{ij}$ , defined as the ratio  $P(a_i)/P(a_j)$ , will not be a function of the plastic displacement. This is represented in Fig. 1b, where one of the curves of Fig. 1a was taken as reference.  $S_{ij}$  can be written as

$$S_{ij} = \frac{P(a_i)}{P(a_j)} \Big|_{v_{pl}} = \frac{(\Omega / \kappa) \cdot G(a_i / W) \cdot H(v_{pl} / W)}{(\Omega / \kappa) \cdot G(a_j / W) \cdot H(v_{pl} / W)} \Big|_{v_{pl}} = \frac{G(a_i / W)}{G(a_j / W)} \Big|_{v_{pl}} = \text{constant} \quad (5)$$

$S_{ij}$  is constant for practically the whole range of plastic displacement. The fitting curve for the points  $S_{ij}$  versus  $a/W$  (or  $b/W$ , where  $b$  is the ligament), Fig. 1c, provides the functional form of  $G$ , since

$$G(a_i / W) = G(a_j / W) \cdot S_{ij}(a_i / W) \quad (6)$$

where  $G(a_j/W)$  is a constant corresponding to the value of  $a_j/W$  taken as reference. Thus the exponent  $m$  in Eq. 2 can be obtained from the slope of the linear regression line through the points  $(b/W, S_{ij})$  in a logarithmic scale.



**Figure 1.** Scheme to obtain the  $G$  function

A correct representation for the  $G$  function is supposed to collapse the curves of Fig. 1a into a single one when the normalized load (Eq. 3) is calculated, Fig. 1d. This curve is the  $H$  function. Since in the CFE the  $H$  function is assumed to be unique, the parameter  $\zeta$  of the Eq. 2 can be determined by imposing the following condition: the normalized load *versus* normalized plastic displacement curve for the new geometry, for a given constraint, should match that of any of the fracture specimens for the same material and the same constraint. This will be illustrated later on, when the pipe example is presented.

### 3.2 Determination of the H function

Knowing the  $G$  function for test specimen geometry, the  $H$  function is obtained from the specimen load *versus* displacement record by a procedure called normalization (Landes *et al.*, 1991), which also allows one to obtain the J-R curve of the material. A functional form has to be assumed for  $H$ . A format that has proven to successfully and accurately describe the normalized load *versus* normalized displacement behavior for most metals is the LMN function (Orange, 1990), which is represented by the following expression

$$H(v_N) = \frac{L + M v_N}{N + v_N} v_N \quad (7)$$

where L, M and N are constants.

### 3.3 Load *versus* displacement predicting procedure

The procedure to predict the  $P$  *versus*  $v$  behavior for a structure from the  $P$  *versus*  $v$  record for a fracture toughness specimen is described in the following steps:

- (a) The limit load and compliance for  $a=a_o$  are calculated for both the specimen and the structure;
- (b)  $(v_{el})_o$  is calculated for the specimen and the structure using the compliance and limit load solutions from the previous step;
- (c) The method of normalization (Landes *et al.*, 1991) is applied to the specimen  $P$ - $v$  record to obtain the J-R curve and the deformation function  $H(v_N)$ ;
- (d) The following iterative process is then applied:
  - d.1- Start with  $a=a_o$  and with a small value for  $v_N = v_{pl}/(v_{el})_o$ ;
  - d.2- Calculate  $P$  and  $J_{app}$ ;
  - d.3- Iterate, adjusting  $a$ , until  $J_{app}$  matches  $J_{mat}$  from the J-R curve equation;
  - d.4- Calculate the total displacement,  $v$ ;
  - d.5- Increment  $v_{pl}$  and repeat calculations;
  - d.6- Continue until  $P$ - $v$  range is completed.

The computation of  $J_{pl}$  is done in the following way:

$$J_{pl} = \frac{\eta_{pl}}{Bb} \int_0^{v_{pl}} P dv_{pl} = \frac{\eta_{pl} v_{el_o}}{Bb} \int_0^{v_{pl}/v_{el_o}} P d \left( \frac{v_{pl}}{v_{el_o}} \right) = \frac{\eta_{pl} v_{el_o}}{Bb} \left[ \frac{(\Omega/\kappa)_{structure}}{(\Omega/\kappa)_{specimen}} \right] G \int_0^{v_N} H(v_N) dv_N \quad (8)$$

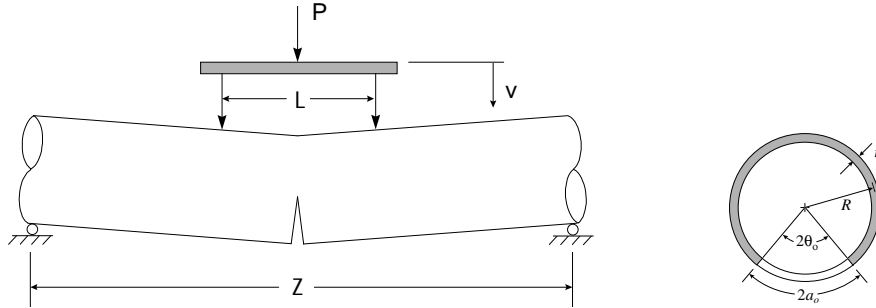
The integral of  $H(v_N)dv_N$  for  $H$  represented as an LMN function (Eq. 7) is:

$$\int_0^{v_N} H(v_N) dv_N = \frac{v_N}{a_1} - \frac{b_1}{a_1^2} \ln(a_1 v_N + b_1) + \frac{(a_2 v_N + b_2)^2}{2a_2^3} - \frac{2b_2(a_2 v_N + b_2)}{a_2^3} + \frac{b_2^2}{a_2^3} \ln(a_2 v_N + b_2) \quad (9)$$

where  $a_1=1/L$ ,  $b_1=N/L$ ,  $a_2=1/M$ , and  $b_2=N/M$ .

#### 4. CIRCUMFERENTIALLY THROUGH CRACKED PIPE IN BENDING

The example of a cracked pipe in bending, taken from the literature (Pan *et al.*, 1984), was used to test the predicting procedure. The pipe contains a circumferential through crack and is loaded in four-point bending (Fig. 2). It is fabricated from a 304 stainless steel. Two cases with different initial crack lengths were analyzed. The geometry properties relative to these two cases are shown in Table 1.



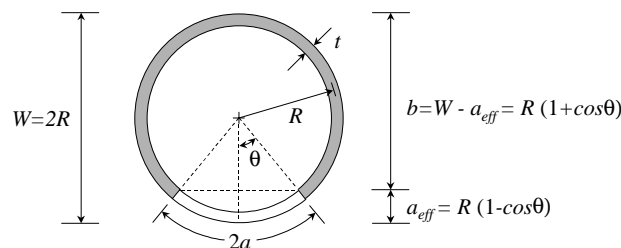
**Figure 2.** Circumferentially through cracked pipe in four-point bending

**Table 1.** Geometry properties of the 304 SS pipes

Case	Internal diameter, mm	t, mm	$2a_0$ , mm	Z, mm	L, mm
PIPE-1	101.6	8.9	133.1	1520	410
PIPE-2	101.6	8.9	76.1	1520	410

The input for prediction was developed from a compact specimen fracture toughness test. Since the load *versus* displacement record for this was not given by Pan *et al.* (1984), a 304 stainless steel fracture toughness test record was used from a specimen of very similar properties for which a load *versus* displacement curve was available (Landes & McCabe, 1986). Based on this curve and applying the normalization method (Landes *et al.*, 1991), the *H* function and J-R curve for the CT specimen were obtained.

To apply the predicting procedure, the *G* function of the pipe must be known. To keep the *G* representation given by Eq. 2, the pipe was considered to be equivalent to a single edge four-point bending two-dimensional geometry with an effective crack length,  $a_{eff}$ , width,  $W$ , equal to the pipe diameter, and thickness,  $B$ , equal to 2 times the pipe thickness,  $t$ , as illustrated in Figure 3.



**Figure 3.** Scheme for pipe equivalence to a two-dimensional geometry

In the CFE, there exist the following relationship between the limit load and the  $G$  function for all configurations studied (Donoso & Landes, 1994)

$$P_o = (\Omega/\kappa)G\sigma_o \quad (10)$$

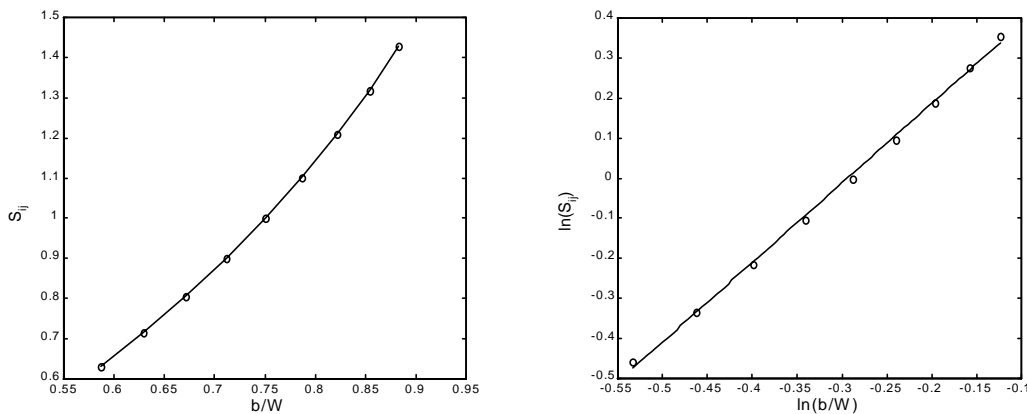
Since  $G$  and  $P_o$  are related by a constant factor, the exponent  $m$  in Eq. 2 can be obtained from the  $P_o$  versus  $b/W$  behavior following the procedure described in Section 3. The limit load expression for the pipe, taken from (Zahoor & Kanninen, 1981), is

$$P_o = \frac{16\sigma_o R^2 t}{Z-L} F(\theta) \quad (11)$$

where  $F(\theta) = \cos(\theta/2) - 0.5\sin\theta$ . Therefore,  $m$  can be obtained from the slope of the linear regression line through the points  $\ln(b/W)$ ,  $\ln(S_{ij})$  shown in Table 2 and depicted in Fig. 4. The  $m$  value found for the pipe (1.99) is in accordance to what was expected since it should be close to 2, the  $m$  value for the SENB geometry (Donoso & Landes, 1994), which has a very similar loading mode.

**Table 2.** Limit load of the pipe for different crack lengths

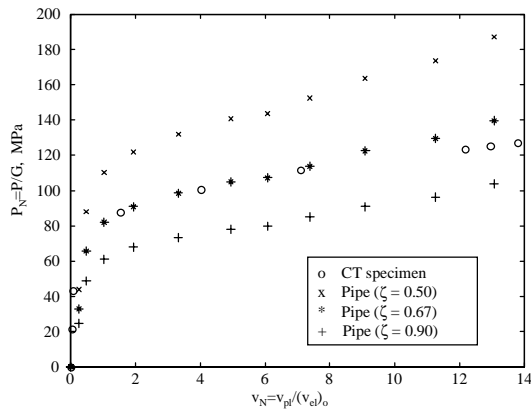
$\theta$ (graus)	$F(\theta)$	$P_o$ (kN)	$S_{ij}$	$\ln(S_{ij})$	$b/W$	$\ln(b/W)$
40	0.6183	107.4728	1.4279	0.3562	0.8830	-0.1244
45	0.5703	99.1342	1.3171	0.2754	0.8536	-0.1583
50	0.5233	90.9576	1.2085	0.1894	0.8214	-0.1968
55	0.4774	82.9878	1.1026	0.0977	0.7868	-0.2398
60	0.4330	75.2664	1.0000	0.0000	0.7500	-0.2877
65	0.3902	67.8312	0.9012	-0.1040	0.7113	-0.3406
70	0.3493	60.7164	0.8067	-0.2148	0.6710	-0.3990
75	0.3104	53.9521	0.7168	-0.3329	0.6294	-0.4630
80	0.2736	47.5643	0.6319	-0.4590	0.5868	-0.5330



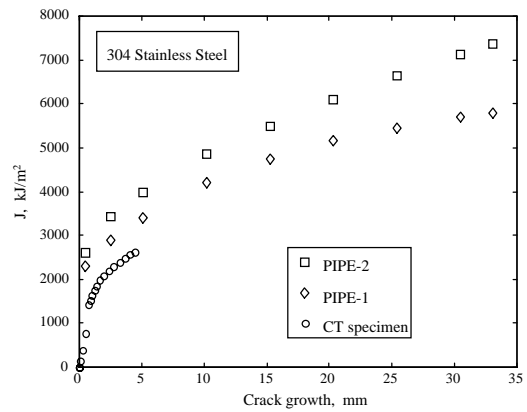
**Figure 4.** Determination of the exponent  $m$  of the  $G$  function of the pipe

To find the parameter  $\zeta$  of the  $G$  function, a graphical procedure was used in which the value of  $\zeta$  was adjusted until the  $P_N$  versus  $v_N$  curve of the pipe matched the  $P_N$  versus  $v_N$  for the CT specimen, that is, demanding the uniqueness of the  $H$  function. This is illustrated in Fig. 5, where it can be seen that  $\zeta$  around 0.67 seems to be appropriate.



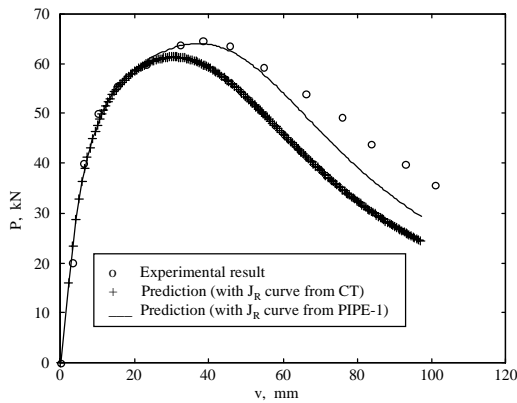


**Figure 5.** Graphical procedure to obtain  $\zeta$

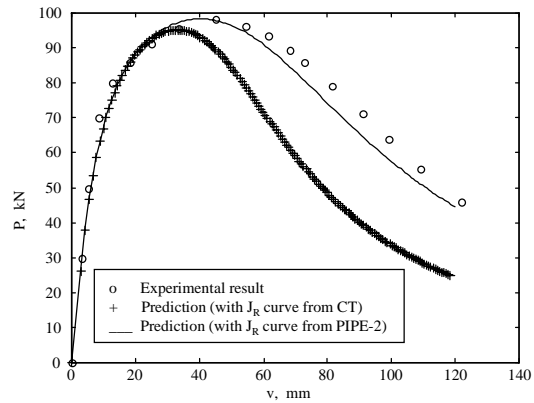


**Figure 6.** Pipes and CT specimen J-R curves

Once defined all the necessary parameters, the prediction procedure was applied to obtain the  $P$  versus  $v$  curves for the two cases, PIPE-1 and PIPE-2. For each case, two predictions were done, one considering the J-R curve obtained from the CT test record and the other based on the J-R curve of the specific pipe configuration being analyzed. The J-R curves for the pipes were obtained from (Pan *et al.*, 1984). Figure 6 shows a comparison between the J-R curves for the pipes and that for the CT specimen. The predicted load versus displacement curves for the two cases are presented in Figs. 7 and 8, respectively. The results show that the maximum load can be reasonably well predicted even considering the J-R curve from the CT specimen. However, using the J-R curve of the own pipes, the predictions are more accurate not only for the maximum load, but also for the behavior beyond the maximum load.



**Figure 7.**  $P$  versus  $v$  prediction for PIPE-1



**Figure 8.**  $P$  versus  $v$  prediction for PIPE-2

## 5. FINAL REMARKS

The paper presented an analytical procedure for predicting the load versus displacement behavior of a structural component from the load versus displacement record of a laboratory fracture toughness test. The procedure is based on the fundamentals of a ductile fracture methodology (DFM) in which the fracture and deformation behaviors of the test specimen are first separated, transferred to the structural component geometry and then combined to find the complete load versus displacement behavior of the component. But, using a common format principle with a displacement based normalizing parameter, it was shown that the

deformation function can be considered the same for both the specimen and the structure. This eliminates the transfer process for this function and, therefore, simplifies the predicting procedure.

On the other hand, it is known that fracture behavior, given in terms of a J-R curve, has a strong geometry dependence and there is still not available a reliable way to make the correlation between the J-R curve of a test specimen and the J-R curve of a structural component. For the cracked pipe example presented here, the predictions were done using J-R curves from the test specimen and from the specific pipe configurations. The results show clearly the influence of J-R curve geometry effects on the complete load *versus* displacement behavior of the pipe. But, even using the J-R curve from the CT specimen, the maximum load for the pipe could be reasonably well predicted. If the J-R curve for the component is known, the procedure offers the additional possibility of doing an accurate prediction of the whole load *versus* displacement curve.

## 6. REFERENCES

- Cruz, J.R.B. and Landes, J.D., 1997, "A Common Format Approach for The Ductile Fracture Methodology Using a Displacement Based Normalization Parameter", *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 20, No. 9, pp. 1305-1318.
- Donoso, J.R. and Landes J.D., 1994, "Common Format for Developing Calibration Curves in Elastic-Plastic Fracture Mechanics", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 47, No. 5, pp. 619-628.
- Kumar, V., German, M.D. and Shih, C.F., 1981, "An Engineering Approach for Elastic-Plastic Fracture Analysis", EPRI Topical Report NP-1931, Research Project 1231-1, Electric Power Research Institute, Palo Alto.
- Landes, J.D. and McCabe, D.E., 1986, "Toughness of Austenitic Stainless Steel Pipe Welds", EPRI Topical Report NP-4768, Research Project 1238-2, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA.
- Landes, J.D., Zhou, Z., Lee, K. and Herrera, R., 1991, "Normalization Method to Develop J-R Curves with the LMN Function", *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 19, No. 4, pp. 305-311.
- Landes, J.D., Zhou, Z. and Brown, K.H., 1993, "An Application Methodology for Ductile Fracture Mechanics", *Fracture Mechanics: Twenty-Third Symposium*, ASTM STP 1189, Ravinder Chona, Eds., ASTM, Philadelphia, pp. 229-264.
- Orange, T.W., 1990, "Methods and Models for R-Curve Instability Calculations", *Fracture Mechanics: Twenty-First Symposium*, ASTM STP 1074, J. P. Gudas, J. A. Joyce and E. M. Hackett, Eds., ASTM, Philadelphia, pp. 545-559.
- Pan, J.; Ahmad, J., Kanninen, M. F. and Popelar C. H., 1984, Application of a Tearing Instability Analysis for Strain-Hardening Materials to a Circumferentially Cracked Pipe in Bending, *Fracture Mechanics: Fifteenth Symposium*, ASTM STP 833, R. J. Sanford, Ed., ASTMaterials, Philadelphia, pp. 721-745.
- Zahoor, A. and Kanninen, M.F., 1981, "A Plastic Fracture Mechanics Prediction of Fracture Instability in a Circumferentially Cracked Pipe in Bending - Part I: J-Integral Analysis", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 103, pp. 352-358.

# FORMAÇÃO E CONTROLE DA FULIGEM EM SISTEMAS DE COMBUSTÃO INDUSTRIAL - UMA AVALIAÇÃO CRÍTICA

**Alex Álisson Bandeira Santos**

**Leonardo Goldstein Jr.**

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, 13083-970, Campinas, SP, Brasil.

E-mail: absantos@fem.unicamp.br

## Resumo

O estudo da formação e controle da fuligem na combustão é uma área de interesse da atividade industrial, pois a fuligem tem influência na eficiência energética dos processos e sua emissão constitui um problema ambiental. Este trabalho faz uma análise crítica das informações disponíveis, avaliando e abrindo discussão sobre modelos e teorias vigentes, enfocando os mecanismos e as variáveis que atuam na formação de fuligem, bem como os mecanismos de controle, em especial, a utilização de aditivos químicos.

**Palavras-chave:** Fuligem, formação, controle, combustão, aditivos.

## 1. INTRODUÇÃO

A formação da fuligem em sistemas de combustão constitui tema de interesse da engenharia, pois a presença da fuligem pode causar uma perda na eficiência energética dos processos, e constituir um problema ambiental. Apesar dos estudos sobre os mecanismos de formação e controle da fuligem existentes, o assunto ainda continua aberto, e demandando novos trabalhos.

Glassman (1987) define a fuligem como o material particulado sólido proveniente da combustão de combustíveis gasosos; para combustíveis líquidos o material sólido produzido é denominado cenosferas.

Embora existam restrições para a emissão de fuligem em plantas industriais, as partículas de fuligem podem ter efeitos tanto benéficos como prejudiciais. Assim, se, por exemplo, a presença de particulado em turbinas a gás pode afetar severamente o tempo de vida das pás, e, em motores diesel, pela absorção de materiais cancerígenos, constituir um risco para a saúde humana, em contrapartida, em equipamentos térmicos industriais, a presença de fuligem aumenta a transferência de calor por radiação térmica da chama para as superfícies de troca.

Este trabalho organiza e faz uma avaliação crítica das informações disponíveis sobre a fuligem em sistemas de combustão industrial, enfocando as características das partículas de fuligem, os mecanismos de formação e suas peculiaridades, a influência de parâmetros físicos, como a temperatura e a pressão, e de parâmetros químicos, como os aditivos químicos.

## 2. ESTADO DA ARTE

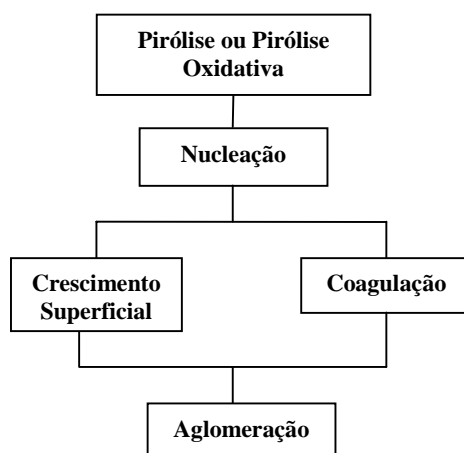
## 2.1. Características da Fuligem

As palavras fuligem e carbono têm sido usadas para descrever os materiais particulados sólidos com estrutura carbônica produzidos na combustão, alguns dos quais possuem apreciável quantidade de hidrogênio, além de outros elementos e compostos que podem ter sido obtidos a partir da estrutura original do combustível. Segundo Haynes e Wagner (1981), as partículas de fuligem contêm em torno de 10% de hidrogênio em sua estrutura, e um percentual até maior quando são jovens.

Glassman (1987) comenta que as propriedades da fuligem são pouco afetadas pelo tipo de chama – chamas difusas ou pré-misturadas –, natureza do combustível queimado e condições nas quais foi produzida. A quantidade de fuligem, no entanto, varia apreciavelmente com o tipo de chama. Chamas difusas invariavelmente produzem mais fuligem do que chamas pré-misturadas. Os diâmetros das partículas de fuligem variariam de 10 a 200  $\times 10^{-3}$   $\mu\text{m}$ , sendo mais encontrados na faixa de 10 a 50  $\times 10^{-3}$   $\mu\text{m}$ .

## 2.2. Mecanismos de Formação da Fuligem

Os mecanismos de formação da fuligem em chamas consistem nos passos sequenciais, ou em paralelo, que regem a formação da fuligem. Há um grande volume da literatura sobre o assunto, que leva a crer que a formação se dá conforme o esquema mostrado na Fig. 1.



**Fig. 1. Processo de Formação da Fuligem (Smith, 1981).**

- **Pirólise**

A pirólise pode ser considerada como um processo que precede a formação da fuligem no qual ocorreriam reações de quebra das moléculas do combustível, com extensa decomposição e rearranjo atômico das moléculas.

Smith (1981) comenta que, as reações de pirólise são geralmente endotérmicas, e altamente dependentes da temperatura. Na presença de algum tipo de oxidante: O, O<sub>2</sub> ou OH, haveria um aumento significativo das taxas de reação – pirólise oxidativa.

Segundo Glassman (1987), a formação da fuligem dependeria das condições operacionais, do tipo de chama e se a pirólise é ou não oxidativa. Os produtos da pirólise gerariam, por sua vez, os elementos precursores da fuligem.

Numa ampla variedade de combustíveis alifáticos e aromáticos, a presença do acetileno (etino) é dominante em altas temperaturas, e em condições de pirólise oxidativa. Uma quantidade considerável de evidência experimental indica que o acetileno seria a última

espécie estável a ser produzida antes de que partículas de fuligem sejam detectadas, sinalizando o acetileno como um importante intermediário no processo de formação de fuligem. Todavia, a tendência de algumas moléculas de combustível, notadamente as aromáticas, de produzir outros produtos além do acetileno, em condições de baixa temperatura e de ausência de oxigênio, levam à implicação de que o tipo de combustível teria um efeito na formação do precursor.

- **Nucleação**

A nucleação envolve a formação de espécies embrionárias da fuligem, conhecidas como núcleos da fuligem. Os hidrocarbonetos precursores destes núcleos seriam estáveis o suficiente para resistir às altas temperaturas encontradas nos sistemas de combustão, não sendo consumidos na combustão e garantindo, portanto, a formação dos núcleos.

Alguns estudos colocam o acetileno e poliacetilenos como compostos importantes na nucleação da fuligem. XU *et al.* (1998) afirmam que nas chamas pré-misturadas, a fuligem seria formada principalmente a partir do acetileno, por ser ele uma das espécies de hidrocarboneto gasoso mais abundante nas regiões de formação da fuligem. Todavia existem controvérsias sobre o assunto.

Haynes e Wagner (1981) encontraram grandes quantidades de acetileno em todos os testes com chamas de metano e etileno (eteno) com oxigênio, constatado como proveniente do combustível. Este aumento do acetileno na chama não aumentou sua luminosidade, parâmetro este identificador da formação de fuligem, o que levou esses autores a concluir que o acetileno não seria um precursor da fuligem.

Bartok (1991) comentou as diferenças na nucleação de chamas de combustíveis aromáticos e alifáticos. Em chamas de acetileno, que é um combustível alifático, o início da formação de fuligem ocorreria como resultado de grande concentração de radicais poliacetilenos presentes no fim da zona de reação primária, onde sua concentração tem um máximo. Em chamas de benzeno, que é um combustível aromático, acredita-se que o primeiro núcleo seria decorrente da alta concentração de compostos aromáticos além de acetilenos.

Segundo Kennedy (1997), as espécies aromáticas cresceriam pela adição de outros aromáticos e espécies menores para formar poli-aromáticos (PAH). O crescimento continuado dos PAH produziria, eventualmente, as menores partículas identificáveis de fuligem.

Qual ou quais seriam, portanto, os precursores da fuligem? Variariam eles com o tipo do combustível? Seria o acetileno o principal precursor, dada sua estabilidade em altas temperaturas? Estas perguntas ainda precisam ser respondidas para um melhor entendimento do processo de nucleação da fuligem.

- **Crescimento Superficial e Coagulação**

Após o processo de nucleação, dois processos de crescimento da fuligem ocorrem em paralelo: o crescimento superficial e a coagulação.

Uma vez que os núcleos são formados, a produção da fuligem aumenta pelo crescimento superficial, que envolve o ataque de espécies na fase gasosa à superfície da partícula da fuligem, com incorporação destas espécies no seu interior, evidenciando a natureza química do processo. As reações de crescimento superficial produzem um aumento na massa de fuligem, mas o número de partículas permanece inalterado no processo. O oposto ocorre no crescimento por coagulação, no qual as partículas colidem inelasticamente, decrescendo em número, enquanto a massa de fuligem permanece constante.

O crescimento da partícula – aumento do diâmetro – é resultado das reações simultâneas de crescimento superficial e da coagulação.

Para chamas de acetileno/oxigênio em pressões baixas, Homann e Wagner (1967) sugeriram que as espécies que começam o ataque à superfície da partícula seriam o acetileno e os poliacetilenos. Smith (1981) comentou que a coagulação seria um processo essencialmente físico, e sua taxa poderia ser calculada a partir das hipóteses:

- .Partículas de fuligem estão em regime molecular livre;
- .Cada colisão entre duas partículas resulta em coagulação, e
- .Todas as partículas são esféricas.

Como validação das hipóteses acima, Smith (1981) aponta o estudo de Graham (1976), no qual a taxa de coagulação, expressa em termos da taxa de diminuição da densidade de partículas,  $n$  [ $\text{cm}^{-3}$ ], é dada por:

$$\frac{-dn}{dt} = \frac{5}{6} \times k_{tn} \times \phi \times n^{11/6} \quad (1)$$

onde

$$k_{tn} = \frac{5}{12} \times \left(\frac{3}{4\pi}\right)^{1/6} \times \left(\frac{6kT}{\rho}\right)^{1/2} \times G' \times \alpha \quad (2)$$

sendo  $\phi$  = concentração da fuligem [ $\text{cm}^3/\text{cm}^3$ ];  $k$  = constante de Boltzmann [ $(\text{cm/s})^2\text{g}/\text{K}$ ];  $\rho$  = densidade da partícula [ $\text{g}/\text{cm}^3$ ];  $G'$  = fator que quantifica as forças de dispersão interplanares,  $\alpha$  é uma função da distribuição dos tamanhos das partículas, e  $T$  é a temperatura [K].

### • Aglomeração

Depois que o crescimento das partículas cessa, ocorreriam colisões inelásticas das partículas esféricas de fuligem, causando a formação de estruturas em forma de correntes, constituindo o que se chamou de aglomeração. Segundo Kennedy (1997), a fuligem emitida nos combustores estaria usualmente na forma de aglomerados.

Wersborg *et al.* (1973) observaram que, não havendo crescimento ou nucleação durante a aglomeração, a taxa de aglomeração deveria ser proporcional ao quadrado da densidade do número de partículas ( $n^2$ ):

$$\frac{-dn}{dt} = \frac{1}{2} \times K \times n^2 \quad (3)$$

onde

$$K = 16 \times a^2 \times y \times \left(\frac{\pi kT}{m}\right)^{1/2} \quad (4)$$

sendo  $a$  = raio da partícula [ $\mu\text{m}$ ];  $y$  = fator que quantifica as forças de dispersão interplanares e  $K$  = constante de coagulação do sistema [ $\text{cm}^3/\text{s}$ ].

## 2.3. Influência de Parâmetros Físicos na Formação da Fuligem

### Temperatura

A temperatura é o parâmetro físico que mais influencia a formação da fuligem.

Millikan (1962) verificou que, embora a taxa de pirólise aumente com a temperatura, a taxa de ataque do radical hidroxila (OH) aos acetilenos precursores aumenta ainda mais rapidamente, havendo uma competição entre a formação e a oxidação da fuligem. Em chamas pré-misturadas, observa-se a existência de grande quantidade desse radicais na região de pirólise e, em consequência, com o aumento da temperatura, há uma menor formação de fuligem. Por outro lado, nas chamas difusas não há a presença de oxidantes na região de

pirólise do combustível e, em consequência, quanto maior a temperatura de chama, maior será a taxa de pirólise, e maior a tendência a formação de fuligem. Portanto, a temperatura teria efeitos opostos, dependendo do tipo de chama.

### **Pressão**

Segundo Glassman (1977), em todos os tipos de chama, quanto menor a pressão, menor a tendência de formação de fuligem. A sensibilidade à pressão seria coerente com as menores taxas de reação do processo de nucleação, que ocorreriam à medida que se diminua a pressão. Em 1987, ele afirmou que o efeito da variação da pressão seria decorrente do efeito da temperatura do sistema. Resultados obtidos em chamas difusas teriam mostrado um aumento da produção de fuligem com o aumento da pressão, o que, em realidade, seria devido ao aumento de temperatura inerente ao aumento de pressão (sob condições de volume constante).

### **Tipos e Regimes de Chama**

As chamas difusas produzem maior quantidade de fuligem do que as chamas pré-misturadas. Isso é explicado pela existência de elementos oxidantes na região onde ocorre a pirólise, conforme mencionado anteriormente.

Em chamas laminares difusas, a variação da concentração da fuligem ocorre ao longo do eixo da chama. Isso seria explicado pela rápida formação da fuligem, seguida por sua lenta oxidação nas regiões onde os elementos oxidantes estão disponíveis.

Glassman (1977) comenta que em chamas difusas turbulentas a formação de fuligem seria drasticamente reduzida. Altos níveis de turbulência rapidamente misturariam o combustível e o oxidante, aumentando a oxidação dos precursores da fuligem. Do mesmo modo, a tendência de formação de fuligem decresceria em chamas pré-misturadas turbulentas.

Segundo Bartok (1991), a formação da fuligem em chamas turbulentas parece ser controlada pelo perfil da temperatura na chama, particularmente na região de oxidação, de maneira análoga ao que ocorreria em chamas laminares.

## **2.4. Influência de Parâmetros Químicos na Formação da Fuligem**

### **Tipo de Combustível**

A tendência a formação da fuligem depende do tipo de combustível utilizado.

Em chamas pré-misturadas, que utilizam o ar como elemento oxidante na mistura, a tendência de formação da fuligem com o tipo do combustível é dada, em ordem decrescente, por Glassman (1987):

Aromáticos > álcoois > parafínicos > olefínicos > acetileno.

Para chamas difusas a ordem é diferente, como apresentada a seguir:

Aromáticos > acetileno > olefínicos > parafínicos > álcoois.

O autor comenta que se as chamas pré-misturadas são mantidas em condições de mistura muito ricas de combustível e operadas acima da taxa crítica de formação da fuligem – relação ar/combustível na qual tem início a formação da fuligem – a influência do tipo de combustível se aproxima da que ocorre com chamas difusas, já que haveria um aumento substancial da pirólise frente à oxidação, fato este característico de chamas difusas.

### **Ligações Químicas**

As ligações químicas consideradas são as ligações C-C entre os elementos carbono encontradas nos hidrocarbonetos.

Segundo Takahashi *et al.* (1984), a taxa crítica de formação da fuligem a uma temperatura de chama de 2200 K é função apenas do número de ligações C-C, na qual uma ligação dupla é contada como dois e uma tripla como três:

$$\log \psi_{c,2200K} = a_1 \times N_{c-c} + a_0 \quad (5)$$

onde  $N_{c-c}$  é o número de ligações C-C,  $a_1$  e  $a_0$  são constantes independentes do tipo de combustível ( $a_1 = -0,02173$  e  $a_0 = 0,1372$ ), e  $\psi_c$  é a taxa crítica de formação da fuligem, para uma dada relação ar / combustível. Esta equação pode ser generalizada em função da temperatura adiabática de chama ( $T_f$ ), e pode ser expressa por:

$$\log \psi_c = a_2 \times \left( \frac{1}{T_f} - \frac{1}{2200} \right) + \log \psi_{c,2200K} \quad (6)$$

onde o coeficiente  $a_2$  foi obtido para vinte e um combustíveis, variando na faixa de  $-1,95 \times 10^3$  a  $-0,562 \times 10^3$ , correspondendo a uma aparente energia de ativação em torno de 3 a 9 kcal/mol.

Glassman (1987) comenta que a escolha do número de ligações C-C como parâmetro para determinação da taxa de formação de fuligem, teria um significado físico. A análise é feita levando em conta as taxas de pirólise do combustível e do ataque dos radicais hidroxila (OH) aos precursores da fuligem. O número de ligações C-C seria uma medida do tamanho da molécula do combustível e da relação carbono/hidrogênio (C/H). Assim, quanto maior a molécula, maior a taxa de pirólise e maior a relação C/H, resultando numa menor concentração relativa de OH na chama devido à redução dos radicais H, que formam os radicais OH. Isto aumentaria a produção de fuligem – pirólise frente a oxidação.

### **Oxidação da Fuligem**

Um dos parâmetros de controle da fuligem é a oxidação de partículas de fuligem e seus precursores em regiões onde espécies oxidantes estão presentes.

Millikan e Foss (1962) encontraram evidências de que a formação da fuligem em chamas pré-misturadas somente poderia ocorrer após a concentração de OH ter alcançado um valor de equilíbrio. Antes disso, os radicais OH seriam inibidores da fuligem, pela oxidação dos precursores e partículas embrionárias.

Smith (1981) apontou pequenas ambiguidades encontradas nas informações disponíveis para a explicação do mecanismo de oxidação da fuligem. Um dos aspectos diz respeito a qual espécie oxidante predominaria no processo. Fenimore e Jones (1969) atribuíram a oxidação da fuligem aos radicais O e OH, enquanto outros autores, como Appleton, 1973, e Wagner, 1978, a atribuíram diretamente ao  $O_2$ .

### **Aditivos Químicos**

Estudos recentes têm revelado que os efeitos de aditivos químicos na formação da fuligem em chamas podem ser bastante complexos, até mesmo quando o aditivo é inerte. Os aditivos podem ter influência na formação da fuligem através de efeitos na concentração do combustível, na temperatura, no tempo de residência e no mecanismo químico; esta influência pode ocorrer na nucleação, no crescimento ou em estágios de oxidação. Esses efeitos são



fortemente acoplados à maneira de introdução dos aditivos, não somente indiretamente, através da diluição do combustível e, conseqüentemente, modificação do campo de temperatura e do tempo de residência, como também diretamente, através da participação dos aditivos no mecanismo químico.

Glassman (1977) comenta que o efeito de diluentes inertes na formação de fuligem é coerente com a diminuição da pressão parcial dos reagentes precursores da fuligem, o que diminui sua formação.

Segundo Haynes *et al.* (1982), a presença do SO<sub>3</sub> em chamas pré-misturadas tem o mesmo efeito de outros aditivos sulfonados, reduzindo a formação da fuligem. Por outro lado, Glassman (1987), relatou que o aditivo SO<sub>3</sub> seria conhecido por suprimir a fuligem em chamas difusas e por aumentar a fuligem em chamas pré-misturadas. Nas chamas difusas, a diminuição seria explicada em termos da influência dos radicais H, formados durante a pirólise do combustível, que reagiriam com o SO<sub>3</sub>, formando radicais OH ( $H + SO_3 \Rightarrow OH + SO_2$ ), que atacariam os precursores da fuligem. Em chamas pré-misturadas o efeito seria oposto, possivelmente pela dissociação do SO<sub>3</sub> em SO<sub>2</sub>, que removeria os radicais H da chama ( $SO_2 + H + M \Rightarrow HSO_2 + M$ ), reduzindo a formação de radicais OH e, assim, aumentando a produção de fuligem. Bartok (1991) também tratou do assunto para comentar os resultados conflitantes sobre a influência do SO<sub>3</sub>.

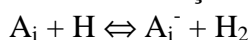
Segundo Mitchell e Miller (1989), aditivos facilmente ionizáveis, como Cs, K, Na e Ba, têm sido considerados como inibidores efetivos da formação de fuligem. Essa ação seria explicada em termos de reações íons-moléculas, onde os aditivos sofreriam ionização na chama e os íons formados neutralizariam os íons precursores da fuligem, inibindo sua formação. Outras pesquisas sugerem que estes aditivos alterariam as cargas elétricas das partículas menores de fuligem, o que inibiria seu crescimento por aglomeração, devido à ação das forças de repulsão geradas entre as partículas de mesma carga, facilitando o ataque oxidativo nessas partículas.

Os mesmos autores afirmaram que a adição de Mg em chamas difusas causaria um aumento dos elétrons livres, mas com pouco efeito na formação da fuligem. Essa constatação vai contra a validade da proposição de um mecanismo iônico de produção de fuligem, segundo a qual elétrons poderiam se recombinar com os íons precursores da fuligem encontrados na chama, reduzindo a formação da fuligem.

Segundo Du *et al.* (1995), o efeito da adição de N<sub>2</sub> em chamas difusas seria devido à redução da concentração do combustível, bem como da temperatura, situações que concorrem para a diminuição da formação de fuligem.

Com referência ao comportamento da adição de H<sub>2</sub> em chamas pré-misturadas, Haynes *et al.* (1982) comentaram que, mesmo reduzindo a taxa crítica de C/O, o H<sub>2</sub> não apresentou influência na concentração de fuligem na chama, sendo que a adição de 3% H<sub>2</sub> não afetou significativamente a produção da fuligem.

Frenklach (1988) propôs o mecanismo de crescimento dos PAH, um dos possíveis precursores da fuligem, por reações de subtração de H e adição de acetileno (C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>). O modelo mostra que para regimes de alta temperatura, onde o [H<sub>2</sub>] é maior ou comparável a [C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>], e em regimes de baixa temperatura, onde [C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>] << [H<sub>2</sub>], a taxa de crescimento varia com a relação [H]/[H<sub>2</sub>], onde a dependência inversa em relação a [H<sub>2</sub>] seria devida a uma reação reversa à de subtração de H:



onde A<sub>i</sub> denota uma molécula aromática contendo i cadeias aromáticas e A<sub>i</sub><sup>-</sup> denota um radical aromático. A adição de H<sub>2</sub> reduziria o crescimento dos PAH, mesmo com o aumento de temperatura decorrente da adição de H<sub>2</sub>. Em estudos de pirólise do acetileno, Frenklach *et al.* (1988) verificaram que a adição de H<sub>2</sub> reduziu substancialmente a formação da fuligem, efeito já antecipado pelo seu modelo.

Kasper *et al.* (1999) relataram os efeitos da adição do composto  $\text{Fe}(\text{C}_5\text{H}_5)_2$  em chamas difusas de metano, que levaram a um surgimento precoce das partículas de fuligem. Partículas de óxido de ferro formadas nessa adição teriam servido como fonte de área superficial para o crescimento da fuligem. Os autores também relataram que em chamas difusas de acetileno, a adição de  $\text{Fe}(\text{C}_5\text{H}_5)_2$  também formaria óxidos de ferro, que são incorporados às partículas de fuligem, e agiriam como catalisadores da oxidação da fuligem no topo da chama.

### 3. CONCLUSÕES

- O presente trabalho organiza e analisa as informações disponíveis acerca da formação da fuligem na combustão. Foi aberta a discussão dos aspectos de maior importância na formação da fuligem, como a formação dos precursores, bem como a sua oxidação e o efeito do uso de aditivos. Estabeleceu-se a existência de pontos controversos, que requerem estudos adicionais:
- O composto  $\text{C}_2\text{H}_2$  como o único precursor da fuligem;
- O radical OH como responsável pela sua oxidação;
- A influência da pressão, e
- O efeito do  $\text{SO}_3$  em chamas pré-misturadas.

### REFERÊNCIAS

- Appleton, J.P. Soot Oxidation Kinetics at Combustion Temperatures, 41<sup>st</sup> Meeting on Atmospheric Pollution by Aircraft Engines, AGARD Propulsion and Energetics Panel, London, p. 20.1 – 20.11, 1973.
- Bartok, W., Fossil and Fuel Combustion, Wiley Interscience Publication, New York, p. 261-326, 1991.
- Du, D.X., Axelbaum, R.L. e Law C.K. Soot Formation in Strained Diffusion Flames with Gaseous Additives. *Combustion and Flame*, v. 102, p. 11-20, 1995.
- Fenimore, C.P. e Jones, G.W., *Combustion and Flame*, 13, 303, 1969.
- Frenklach, M., Yuan, T. e Ramachandra, M.K. Soot Formation in Binary Hydrocarbon Mixtures. *Journal of Energy & Fuels*, v. 2, p. 462-480, 1988.
- Frenklach, M. On the Driving Force of PAH Production. Twenty-Second Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p.1075-1082, 1988.
- Glassman, I., *Combustion*, Academic Press Inc., Orlando, 1<sup>a</sup> ed., 1977.
- Glassman, I., *Combustion*, Academic Press Inc., Orlando, 2<sup>a</sup> ed., p. 360-385, 1987.
- Graham, S.C. The Collisional Growth of Soot Particles at High Temperatures. Sixteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p. 663-669, 1976.
- Haynes, B.S. e Wagner, H. G. Soot Formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, Great Britain, v. 7, p. 229-273, 1981.
- Haynes, B.S., Jander, H., Matzing, H. e Wagner, H. G. The Influence of Gaseous Additives on the Formation of Soot in Premixed Flames. In: Nineteenth Symposium (International) on Combustion, 1982, p. 1379-1385.
- Homann, K.H e Wagner, H.G. Some New Aspects of the Mechanism of Carbon Formation in Premixed Flames. Eleventh Symposium (International) on Combustion, p. 371-379, 1967.

- Kasper M., Sattler, K., Siegmann, K., Matter, U. e Siegmann H.C. The Influence of Fuel Additives on the Formation of Carbon During Combustion. *Journal of Aerosol Science*, v. 30, p. 217-225, 1999.
- Kennedy, I.M. Models of Soot Formation and Oxidation. *Progress in Energy and Combustion Science*, Great Britain, v. 23, p. 95-132, 1997.
- Millikan, R.C. e FOSS, W.I. Non-equilibrium Effects in Soot Formation Deposition. *Combustion and Flame*, v. 6, p. 210-211, 1962.
- Millikan, R.C., Non-Equilibrium in Carbon Formation in Flames. *The Journal of Physical Chemistry*, v. 66, p. 794-799, 1962.
- Mitchell, J.B.A. e Miller, D.J.M. Studies of the Effects of Metallic and Gaseous Additives in the Control of Soot Formation in Diffusion Flames. *Combustion and Flame*, v. 75, p. 45-55, 1989.
- Smith, O.I. Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, Great Britain, v. 7, p. 275-291, 1981.
- Takahashi, F., Bonini, J. e Glassman, I. Further Experiments and Analysis of the Sooting Tendency of Premixed Flames. *Chemical and Physical Processes in Combustion*, p. 98.1-98.4, 1984.
- Wagner, H.G. Seventeenth Symposium (Int.) on Combustion, 3, 1978.
- Wersborg, B.L., Howard, J.B. e Williams, G.C. Fourteenth Symposium (International) on Combustion, 929, 1973.
- Xu, F., Lin, K.C. e Faeth G.M. Soot Formation in Laminar Premixed Methane/Oxygen Flames at Atmospheric Pressure. *Combustion and Flame*, v. 115, p. 195-209, 1998.

## FINITE ELEMENT ANALYSIS OF GAS-LUBRICATED FLAT MECHANICAL FACE SEALS WITH PRESSURE DAMS

**Marco Túlio C. Faria**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica,  
Av. Antônio Carlos, 6627, Belo Horizonte, MG, 31270-901, Brasil.  
E-mail: mtfaria@demec.ufmg.br

### Abstract

A study of the influence of the sealing dam geometry on gas lubricated step face seal performance characteristics is carried out by using a finite element procedure based on the Galerkin weighted residual method. The finite element procedure is implemented to solve the Reynolds equation for compressible fluids. The variation of the seal opening force, flow leakage rate and frequency-dependent force coefficients is depicted in relation to some seal geometric and operating parameters, such as pressure ratio, clearance ratio, seal width and pressure dam extent.

**Keywords:** Gas Lubrication, Face Seals, Step Seals, Sealing Dam

### 1. INTRODUCTION

The development of efficient sealing technology for rotating machinery has been driven by strict environmental laws, which require virtual elimination of leakage of harmful process fluids into atmosphere. Due to their low leakage rate, wear-free operation and low power consumption, gas lubricated mechanical face seals have been widely employed to design very efficient sealing systems for machine components with rotating shafts, such as compressors, pumps, agitators and turbines (Burgmann, 1997).

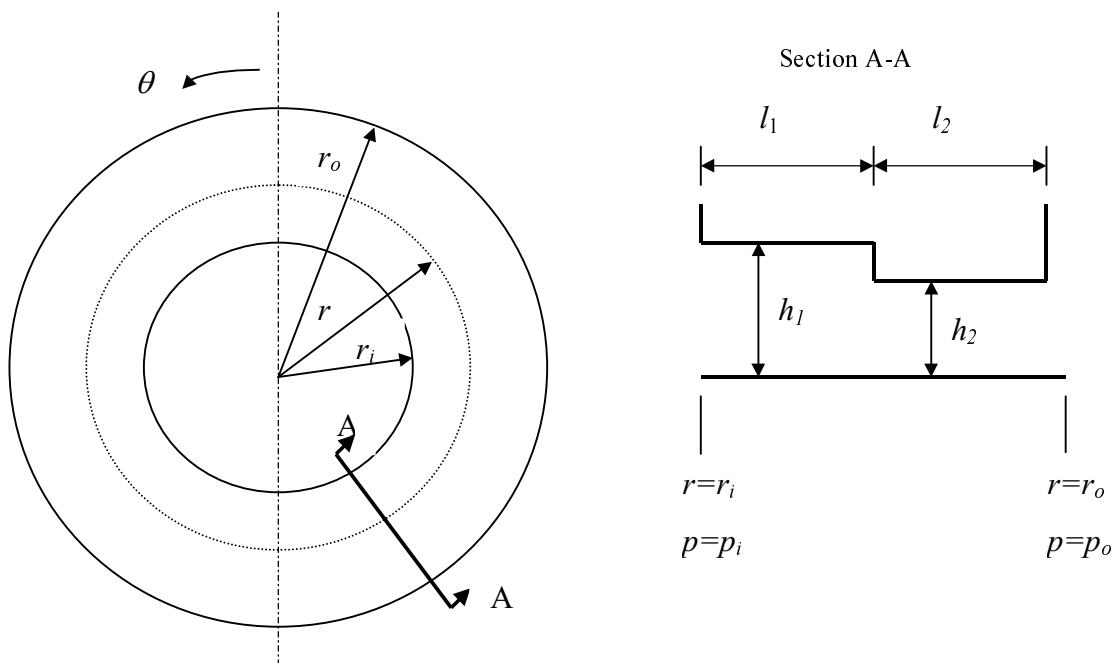
Uni-directional and bi-directional gas face seals usually have grooves etched on either of their mating faces (Burgmann, 1997). The grooves provide a pumping effect that generates an increase in the hydrodynamic pressure (Gabriel, 1994). Typical gas face seal geometries possess an unprofiled area, the sealing dam, which can be located at either the seal inner or outer radius (Wasser, 1994). This pressure dam is introduced into the seal face to reduce leakage and increase axial stiffness. Most of the studies performed on gas face seals deal with the analysis of the influence of the seal-mating plate patterns, which generally include various types of grooves, face waviness, radial taper and face texture, on the seal performance (Tournier *et al.* (1994); Zirkelback & San Andrés (1998); Hernandez & Boudet (1995); Salant & Homiller (1992); Etsion *et al.* (1998); Basu (1992); Wasser (1994); Burgmann (1997)). In the analyses of grooved face seals, the main concern has been the parametric study of the influence of the groove geometry, in conjunction with or without the sealing

dam, on the seal behavior. The technical literature lacks studies more detailed about the influence of the pressure dam geometry on the performance of gas face seals.

A finite element analysis of gas-lubricated step mechanical face seals is performed to study the influence of the pressure dam geometry on gas seal performance. The hydrodynamic pressure within the gas flow domain is computed by solving the Reynolds equation for compressible fluids. The Galerkin weighted residual method is employed in the finite element formulation. A linearized perturbation method is used to obtain the zero-th and first order lubrication equations for the problem. Seal performance characteristics, such as seal opening force, flow leakage, and frequency dependent stiffness and damping force coefficients, are computed in relation to some seal parameters, such as dam extent, clearance ratio and seal width. The model validation is performed by comparing the finite element predictions with approximated analytical solutions for gas-lubricated flat mechanical face seals.

## 2. PROBLEM DEFINITION

A schematic view of the geometry of a flat mechanical face seal with outer pressure dam is shown in Figure 1. The sealing dam can be located at either the seal inner radius or outer radius, depending on the radial pressure ratio.



**Figure 1.** Schematic view of a flat mechanical face seal with pressure dam.

The inner, groove-ridge boundary, and outer radii are given by  $r_i$ ,  $r_s$ , and  $r_o$ , respectively. The pressure dam extent is represented by  $l_2$  and the seal extent by  $l_1$ . The seal length is  $l=l_1+l_2$ . The fluid film thicknesses at the dam and at the seal are expressed by  $h_2$  and  $h_1$ , respectively. Generally the stepped face is rotating, while the flat face is non-rotating.

The lubricant flow in the face seal is described by the Reynolds equation for an isothermal, isoviscous, ideal gas (Zirkelback and San Andrés,1998)

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{ph^3}{12\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\Omega r}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} (ph) + \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (1)$$

where  $p$  describes the pressure field over the seal,  $h$  is the fluid film thickness,  $\mu$  is the fluid viscosity, and  $\Omega$  is the rotational speed of the seal. The boundary conditions for the system are given by  $p(r_i)=p_i$  and  $p(r_o)=p_o$ . The pressures  $p_i$  and  $p_o$  are the inner and outer pressures acting on the inner and outer seal radius, respectively.

Due to the axi-symmetric nature of the gas flow, the pressure field is independent of the circumferential coordinate  $\theta$ . Thus, equation (1) simplifies to the following form

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad . \quad (2)$$

A dimensionless form of equation (2) is expressed as

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( RH^3 P \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \sigma \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) \quad (3)$$

where the dimensionless variables are given by  $R = \frac{r}{r_o}$ ,  $P = \frac{p}{p_a}$ ,  $H = \frac{h}{h_{min}}$ ,  $\tau = t\omega$ , and

$\sigma = \frac{12\mu\omega}{p_a} \left( \frac{r_o}{h_2} \right)^2$ . In these variables,  $\omega$  is the axial excitation frequency,  $p_a$  is the ambient pressure, and  $h_{min}$  is the minimum value of thickness.  $\sigma$  is the frequency or squeeze number.

### 3. PERTURBATION ANALYSIS

The rotating face seal is usually subjected to small axial perturbations from an equilibrium position. The effect of these small axial motions is to cause small perturbations in the pressure field. The expressions for the perturbed thickness and pressure field generated by dimensionless axial perturbations  $\Delta Z$  are given in the following form.

$$H(R, \tau) = H_0(R) + \Delta Z.e^{i\tau} \quad (4.a)$$

$$P(R, \tau) = P_0(R) + P_1\Delta Z.e^{i\tau}, \quad i = \sqrt{-1}. \quad (4.b)$$

where  $P_0$  and  $P_1$  represent the zero-th and first order pressure fields, respectively.  $H_0$  is the film thickness at equilibrium position. Expressions (4.a) and (4.b) are substituted into equation (3) to render the zero-th and first order lubrication equations,

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( RH_0^3 P_0 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( RH_0^3 \frac{\partial (P_0 P_1)}{\partial R} + 3RH_0^2 P_0 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = i\sigma (P_0 + H_0 P_1) \quad (6)$$

The zero-th order pressure field can be integrated over the seal domain to render the seal dimensionless opening force  $Fz$ .

$$Fz = \int_{R_i}^{R_o} (P_0 - 1) 2\pi R . dR \quad (7)$$

The complex first-order pressure field will render the dimensionless stiffness  $Kzz$  and damping  $Czz$  force coefficients for the seal.

$$Kzz + i\sigma Czz = \int_{R_i}^{R_o} 2\pi R P_1 dR \quad (8)$$

#### 4. FINITE ELEMENT MODELING

The gas flow domain is modeled by using two-node linear finite elements of length  $L_e$ . A direct Galerkin weighted residual method is employed to render the element zero-th and first order lubrication equations. The zero-th and first order pressure fields depend only on  $R$ .

The zero-th order lubrication for a finite element  $e$  is written as

$$K_{ji}^e P_i^e = q_j^e, \quad (i,j=1,2) \quad (9)$$

where

$$K_{ji}^e = \int_0^{L_e} R H_e^3 P_o^e \frac{d\psi_i^e}{ds} \frac{d\psi_j^e}{ds} ds \quad (10)$$

$$q_j^e = [R\psi_j^e m_e]_{s=0} - [R\psi_j^e m_e]_{s=L_e} \quad (11)$$

$P_o^e$  is the known value of pressure prior to the computation. The dimensionless flow rate is represented by  $m_e = H_e^3 P_e \frac{dP_e}{dR}$ . The dimensionless flux balance over an element  $e$  is given by  $q_j^e$ .  $K_{ji}^e$  represents the zero-th order fluidity matrix coefficients. The system of finite element equations (9) renders the zero-th order pressure distribution over the seal domain. An iterative procedure based on successive approximations, using the inner pressure  $p_i$  as initial guess, is used to compute the pressure field over the seal domain.

The first order finite element system of equations is obtained by using the same Galerkin procedure used in the derivation of the zero-th order equation. The first order lubrication equation for an element  $e$  is given by

$$K_{1ji}^e P_{1i}^e = q_{1j}^e + f_{1j}^e, \quad (i,j=1,2) \quad (12)$$

where

$$K_{1ji}^e = \int_0^{L_e} \left( R H_e^3 P_e \frac{d\psi_j^e}{ds} \frac{d\psi_i^e}{ds} + R H_e^3 \frac{dP_e}{ds} \frac{d\psi_j^e}{ds} \psi_i^e + iR\sigma H_e \psi_i^e \psi_j^e \right) ds \quad (13)$$

$$q_{1j}^e = \left[ R \psi_j^e m_1^e \right]_{s=0} - \left[ R \psi_j^e m_1^e \right]_{s=L_e} \quad (14)$$

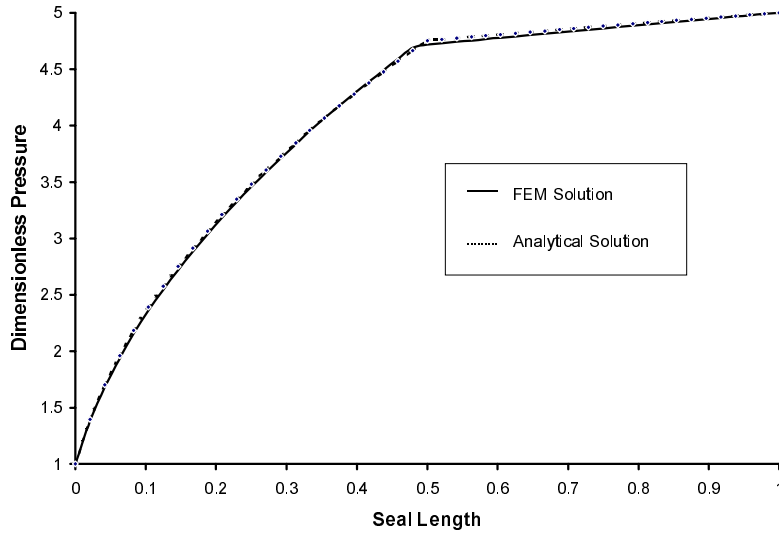
$$f_{1j}^e = - \int_0^{L_e} i R \sigma P_e \psi_j^e ds - \int_0^{L_e} 3 R H_e^2 P_e \frac{dP_e}{dR} \frac{d\psi_j^e}{ds} ds \quad (15)$$

$P_e$  is the zero-th order pressure given by equation (9).  $K_{1ji}^e$  represents the complex first-order fluidity matrix coefficients,  $q_{1j}^e$  is the first-order flux balance over element  $e$ , and  $f_{1j}^e$  represents a complex right-hand side vector. The first-order dimensionless flow rate is given by  $m_1^e = \left( H_e^3 P_e \frac{dP_1^e}{dR} + H_e^3 \frac{dP_e}{dR} P_1^e + 3 H_e^2 P_e \frac{dP_e}{dR} \right)$ .

## 5. VALIDATION

Firstly, the zero-th order finite element (FEM) solution for gas lubricated step face seals is compared with the analytical steady-state solution derived for equation (3). The steady-state form of equation (3) is given by equation (5). The computation of the analytical zero-th order pressure field from equation (5) is straightforward. On the other hand, it is not so simple to obtain a closed-form solution for the first-order lubrication equation (6).

Figure 2 depicts the comparative results for dimensionless zero-th order pressure for a case of gas step face seal. The solid line represents the finite element solution obtained with 50 elements, while the dotted line represents the analytical solution. It is shown in Figure 2 that the solutions are practically the same.



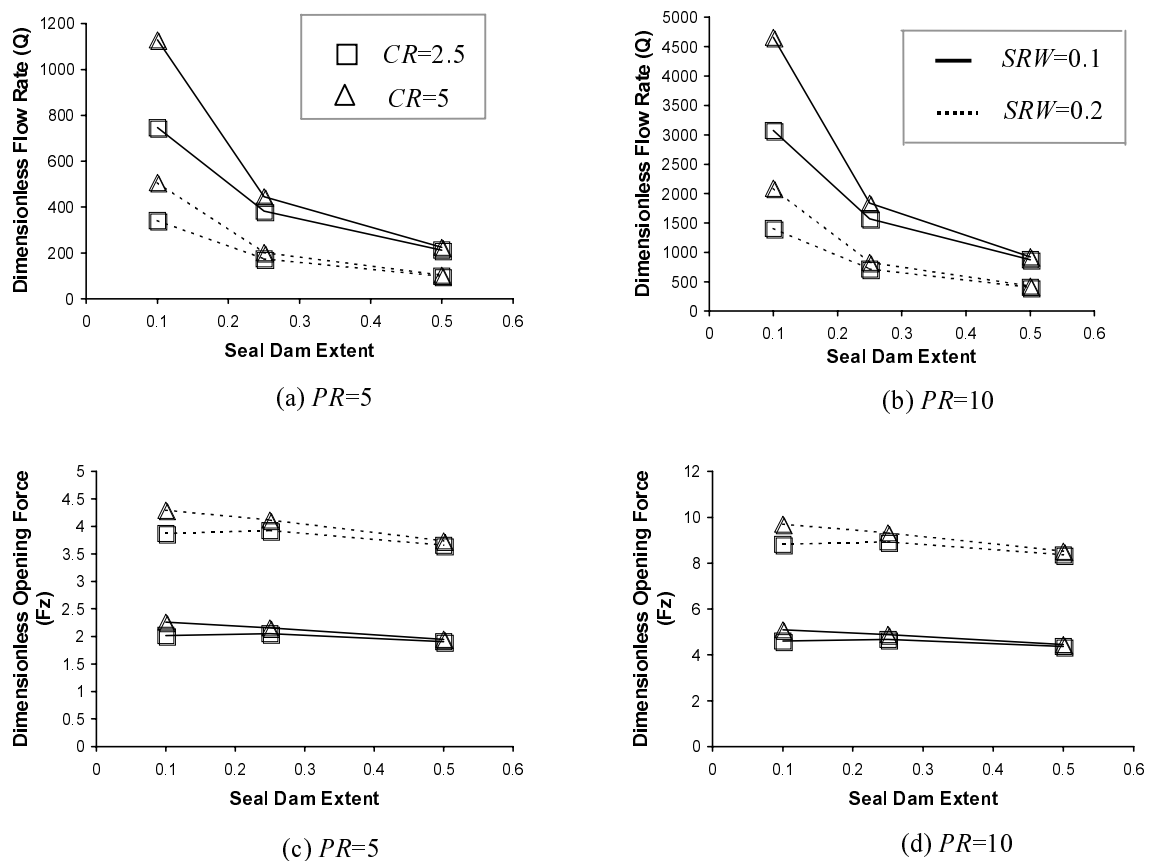
**Figure 2.** Comparative results for dimensionless pressure distribution in a step face seal ( $P_o/P_i=5$ ;  $H_1/H_2=0.5$ ;  $R_i=0.8$ ;  $R_s=0.9$ ;  $R_o=1$ ).



## 6. SEAL PERFORMANCE CHARACTERISTICS

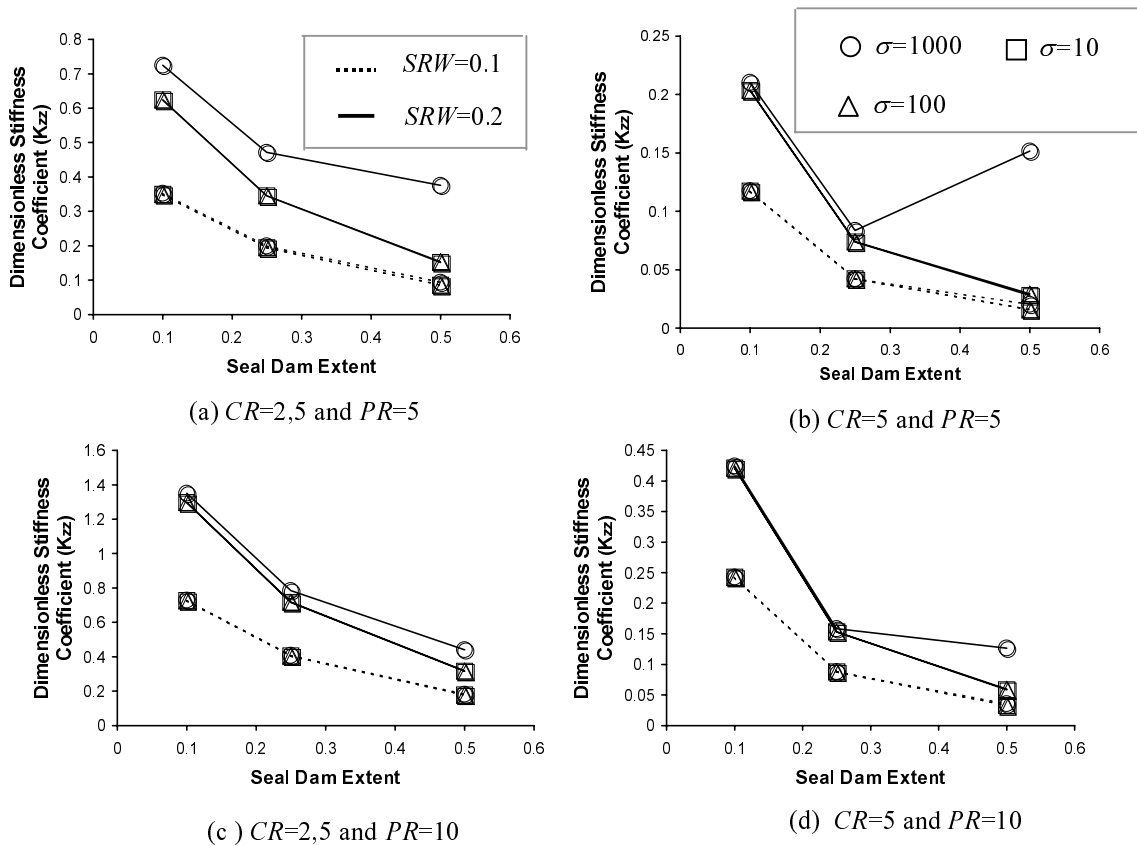
The dimensionless opening force ( $F_z$ ), flow leakage rate ( $Q$ ), stiffness coefficient ( $K_{zz}$ ) and damping coefficient divided by the frequency number ( $C_{zz}/\sigma$ ) are computed for several cases of gas step face seals with inner pressure dam. The predicted values of seal performance characteristics are shown for the following parameters: i. Seal radial width ( $SRW = (R_o - R_i)/R_o$ ); ii. Seal dam extent ( $\delta = (R_o - R_s)/(R_o - R_i)$ ); iii. Seal pressure ratio ( $PR = P_o/P_i$ ); iv. Seal clearance ratio ( $CR = H_2/H_1$ ).

Figure 3 depicts the variation of  $F_z$  and  $Q$  with increasing values of  $\delta$ . Solid lines represent the predicted values obtained for  $SRW=0.1$ , while the dotted lines are for  $SRW=0.2$ . Squares indicate the values computed for  $CR=2.5$ , while triangles are for  $CR=5$ . Figures 3(a) and 3(c) are computed for  $PR=5$ , while Figure 3(b) and 3(d) are for  $PR=10$ . The results show that opening force and leakage flow decrease as the seal dam extent increases. Wider sealing dams (larger  $SRW$ ) lead to lower leakage flows and higher opening forces. Smaller clearance ratios (smaller  $CR$ ) produce lower leakage flows mainly for small dam extent.



**Figure 3.** Dimensionless opening force and flow leakage rate versus the seal dam extent.

Figure 4 shows the dimensionless frequency-dependent stiffness coefficient ( $K_{zz}$ ) versus the seal dam extent determined at three values of frequency number (low, medium and high). Solid lines represent the values of  $K_{zz}$  computed for  $SRW=0.2$ , while the dotted lines are associated with  $SRW=0.1$ . Squares indicate the values computed at  $\sigma=10$ , triangles are for  $\sigma=100$ , and circles are for  $\sigma=1000$ .  $K_{zz}$  generally increases as  $\sigma$  increases. Narrower seals (smaller  $SRW$ ) lead to more flexible seal designs.



**Figure 4.** Dimensionless stiffness coefficients versus the seal dam extent at different values of frequency number.

Curves of the dimensionless damping coefficient ( $C_{zz}/\sigma$ ) versus the seal dam extent for different values of seal width and frequency number are depicted in Figure 5. As expected, ( $C_{zz}/\sigma$ ) increases as either the seal width or the sealing dam extent increases. The seal damping coefficient presents a decreasing trend for increasing values of frequency number.

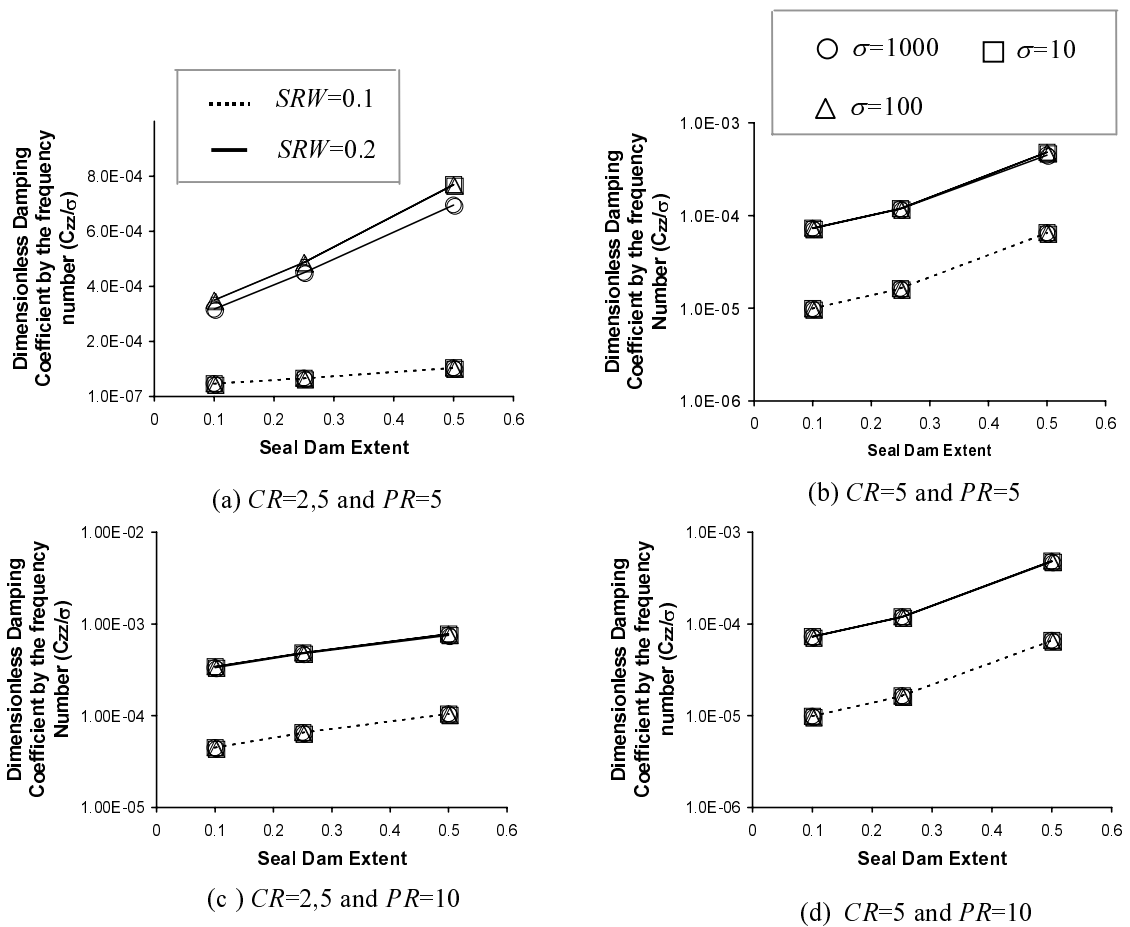
## 7. CONCLUSIONS

A finite element procedure is specially devised to analyze the behavior of gas lubricated flat mechanical face seals with pressure dams. Seal opening force, flow leakage rate and dynamic force coefficients are computed in relation to some seal parameters, such as dam extent, clearance ratio and seal width. The analysis shows that the larger values of seal opening force, flow leakage rate and stiffness coefficient are obtained for smaller dam extents. Furthermore, the seal damping coefficients increase as the dam extent increases.

## 8. REFERENCES

- Basu, P., 1992, "Analysis of a Radial Groove Gas Face Seal", STLE Tribology Transactions, Vol. 35, No. 1, pp. 11-20.
- Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., 1997, "Gas Lubricated Mechanical Face Seals", Wolfratshausen, Germany.

- Etsion, I., Kligerman, Y. and Halperin, G., 1998, "Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces", ASME/STLE International Tribology Conference, Toronto, Canada, October 25-29, STLE Preprint 98-TC-2B-2.
- Gabriel, R.P., 1994, "Fundamentals of Spiral Groove Noncontacting Face Seals", STLE Lubrication Engineering, March, pp. 215-224.
- Hernandez, P. and Boudet, R., 1995, "Modelling of the Behaviour of Dynamical Gas Seals: Calculation with a Finite Element Method Implicitly Assuring the Continuity of Flow", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 209, pp.195-209.
- Salant, R.F. and Homiller, S.J., 1992, "The Effects of Shallow Groove Patterns on Mechanical Seal Leakage", STLE Tribology Transactions, Vol. 35, No. 1, pp. 142-148.
- Tournerie, B., Huitric, J., Bonneau, D. and Frene, J., 1994, "Optimisation and Performance Prediction of Grooved Face Seals for Gases and Liquids", 14<sup>th</sup> International Conference on Fluid Sealing, Firenze, Italy, 6-8 April, pp. 351-365.
- Wasser, J.R., "Dry Seal Technology for Rotating Equipment", 1994, STLE Lubrication Engineering, Vol. 50, No. 3, pp. 247-252.
- Zirkelback, N. and San Andrés, L., 1998, "Effect of Frequency Excitation on the Force Coefficients of Spiral Groove Gas Seals", ASME/STLE International Tribology Conference, Toronto, Canada, October 25-29, ASME Paper 98-Trib-12.



**Figure 5.** Dimensionless damping coefficient by the frequency number ( $C_{zz}/\sigma$ ) versus the seal dam extent at different values of frequency number.

# MEDIDAS EXPERIMENTAIS DE TENACIDADE À CLIVAGEM COM CORPOS DE PROVA PEQUENOS NA REGIÃO DE TRANSIÇÃO E OBTENÇÃO DA CURVA MESTRA

**Carlos Alexandre de J. Miranda**

IPEN-CNEN/SP, Travessa R, 400.

05508-900, S. Paulo, SP, Brasil. E-mail: cmiranda@net.ipen.br

## Resumo

Neste trabalho são apresentados os resultados de um programa experimental envolvendo ensaios de 65 corpos de prova de mecânica da fratura com espessura  $B < 1T = 25.4$  mm, confeccionados com aço A508 classe 3 nacional, em três geometrias:  $\frac{1}{2}T$  CT (corpo de prova compacto), Charpy e SENB (seção transversal de 9mm x 18mm). Os ensaios foram realizados em quatro temperaturas na região de *transição* dúctil-frágil deste material:  $-106$  °C,  $-100$  °C,  $-90$  °C e  $-75$  °C. Foram medidos os valores de tenacidade à clivagem, expressos em termos da Integral J no momento da clivagem ( $J_c$ ), posteriormente transformados em valores equivalentes do fator intensidade de tensão ( $K_{Jc}$ ). Todos os corpos de prova tiveram as suas dimensões e tamanhos de trinca inicial e final controladas e comparadas com os valores nominais. A partir dos resultados obtidos calcula-se a temperatura de referência ( $T_0$ ) do material, a qual permite posicionar a chamada curva mestra que fornece a variação dos valores  $K_{Jc}$  (medianos associados a espessura unitária) com a temperatura, na transição.

**Palavras-chave:** Mecânica da Fratura, Aços Ferríticos, Resultados Experimentais, Transição, Temperatura de Referência.

## 1. INTRODUÇÃO

A mecânica da fratura procura caracterizar o comportamento dos materiais e estruturas que apresentam um defeito ou trinca. Isto é realizado através de um tratamento quantitativo a partir do relacionamento da resistência à fratura do material do corpo trincado com a sua geometria e carregamento aplicado. A resistência à fratura ou resistência à propagação da trinca é chamada tenacidade do material. A força motriz da trinca (FMT), associada ao carregamento aplicado, é usualmente medida pelos parâmetros Fator Intensidade de Tensão (K) ou Integral J (J). O primeiro se aplica no caso da Mecânica da Fratura Elástica Linear (MFEL) quando a plasticidade na ponta da trinca é inexistente ou muito reduzida. Neste caso quando a FMT (K) iguala um valor crítico ( $K_c$ ) a fratura ocorre de forma brusca por clivagem: um súbito e instável crescimento da trinca.

Quando a plasticidade ocorre de forma que o Fator Intensidade de Tensão perde a sua validade se passa para o âmbito da Mecânica da Fratura Elasto-Plástica (MFEP) onde se utiliza a Integral J ( ou o seu equivalente: CTOD, o deslocamento de abertura da ponta da trinca) como parâmetro para caracterizar o estado de tensões na ponta da trinca. Na MFEP, quando a FMT (J) iguala o valor crítico do material a trinca cresce de forma estável (dúctil)

até que ocorra a instabilidade e a conseqüente ruptura.

Os aços ferríticos apresentam uma típica curva de variação da tenacidade com a temperatura que, em baixas temperaturas apresenta um patamar bem definido onde a tenacidade varia muito pouco e a ruptura de um corpo trincado se dá por clivagem. Em altas temperaturas a curva pode ser vista como tendo um outro patamar onde a ruptura pode ocorrer pelo chamado rasgamento dúctil, ou por colapso plástico (quando, então, a estrutura deixa de ser capaz de desenvolver tensões que equilibrem as cargas externas). Entre estes dois patamares há uma região de *transição*, onde é usual se trabalhar com os dados de tenacidade à fratura, basicamente a Integral J no momento da clivagem,  $J_c$ , e é caracterizada por: (1) variabilidade do valor mediano de  $J_c$  com a temperatura; (2) possível presença simultânea dos dois mecanismos de ruptura: crescimento dúctil seguido de clivagem; (3) grande espalhamento dos resultados mesmo quando obtidos para uma só geometria, tamanho e temperatura e; (4) corpos de prova (CPs) menores apresentarem um maior espalhamento e valores medianos de  $J_c$  maiores do que os valores obtidos com CPs maiores.

O grande espalhamento dos valores medidos na transição impede a obtenção de um valor característico, i. e: um valor único de tenacidade que caracterize o estado de tensões na ponta da trinca. As características da transição tornam necessário o tratamento estatístico dos valores experimentais e tornam difícil a previsão do comportamento à fratura do material na *transição* e, principalmente, a transferência de resultados obtidos com ensaios de CPs padronizados, para as estruturas reais que estejam operando ou venham a operar na *transição*.

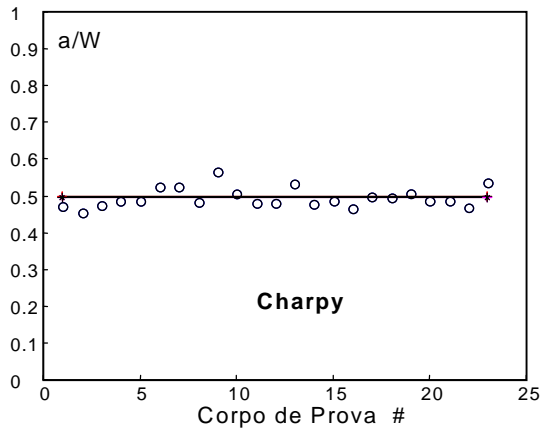
Wallin [1991] propôs uma expressão, para caracterizar o comportamento dos valores de tenacidade à clivagem medianos, expressos em termos do fator intensidade de tensões equivalentes ( $K_{Jc}$ ), associados com CPs de espessura “unitária” ( $B=1T$ ) - a chamada Curva Mestre, cuja forma é fixa e independente do material. Esta expressão é indexada pela chamada temperatura de referência,  $T_0$ , que posiciona a curva no eixo das temperaturas. A norma E1921 [ASTM 1997] apresenta um método para determinar  $T_0$  a partir de um conjunto com, no mínimo, 6 valores  $K_{Jc}$  “válidos” obtidos em uma única temperatura.

Neste trabalho são apresentados e discutidos os resultados de um programa experimental [Miranda, 1999] envolvendo ensaios de 65 corpos de prova de mecânica da fratura com espessura  $B<1T$ , na *transição*. Os corpos de prova foram confeccionados com aço nuclear A508 classe 3 sendo todos usinados em uma mesma orientação. Dois conjuntos de 12 corpos de prova  $\frac{1}{2}T$  CT foram ensaiados a  $-100$  °C e a  $-75$  °C. Dois conjuntos de 9 e 8 corpos de prova SENB, com seção de 9 mm x 18 mm, foram ensaiados respectivamente a  $-106$  °C e a  $-75$  °C. Três conjuntos de 6, 10 e 6 corpos de prova Charpy (seção 10 mm x 10 mm) pré-trincados foram ensaiados respectivamente a  $-106$  °C,  $-90$  °C e  $-75$  °C. Em todos os corpos de prova foi realizado um entalhe lateral (“*side grooving*”) correspondente a 20% da espessura nominal. Estes ensaios foram realizados de acordo com a norma ASTM E1921-97 que também foi utilizada na análise dos mesmos. Os valores  $J_c$  e  $K_{Jc}$  são apresentados e, em particular, é discutida a validade do valor  $T_0$  determinado a partir dos valores  $K_{Jc}$  obtidos com corpos de prova pequenos e é estimada a temperatura máxima de ensaio destas geometrias.

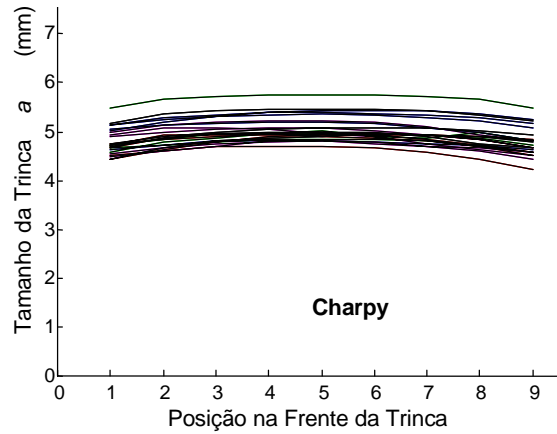
## 2. CONTROLES DIMENSIONAIS DOS CORPOS DE PROVA ENSAIADOS

Nas figuras 1 a 6 são apresentadas as principais dimensões dos corpos de prova ensaiados e confrontadas com os seus valores nominais. Antes dos ensaios os corpos de prova foram pré-trincados para se atingir o valor desejado para a relação  $a/W$ . Após os ensaios, para cada corpo de prova, o tamanho da trinca foi medido em 9 posições cujo valor médio é o valor  $a$  (tamanho da trinca) a ser considerado para o corpo de prova. Para os corpos de prova Charpy e SENB, com um valor nominal  $a/W=0.5$ , se obteve, no conjunto, um valor médio  $a/W=0.495$  e  $a/W=0.527$  respectivamente ( $W$  é a largura do corpo de prova). Para os corpos de prova CT

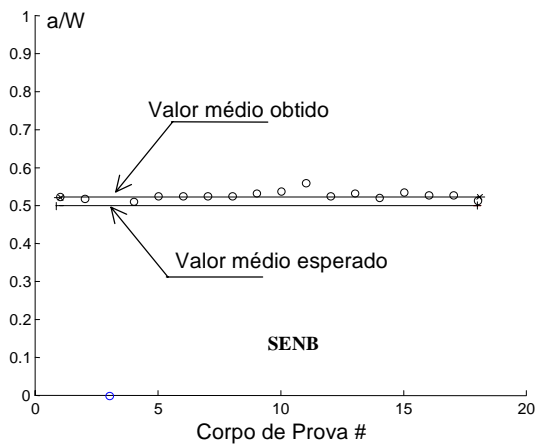
ensaiados, para  $a/W=0.60$ , nominal, obteve-se um valor médio  $a/W=0.63$ . Estes valores médios de  $a/W$  mostram um bom controle do processo de pré-trincagem dos corpos de prova.



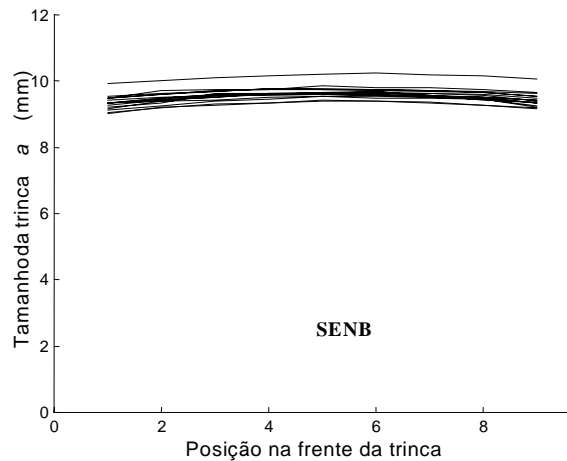
**Figura 1.** Relação  $a/W$  - Charpy



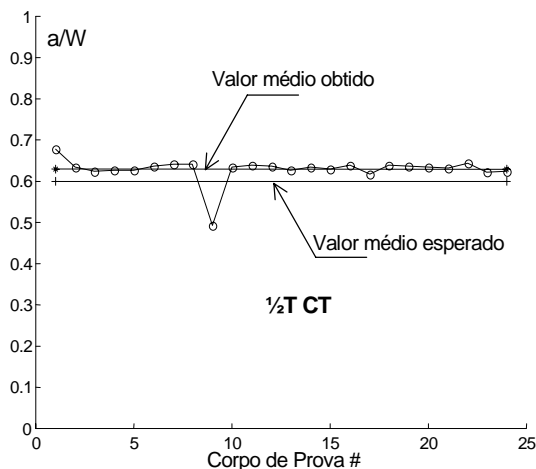
**Figura 2.** Perfil da frente da trinca - Charpy



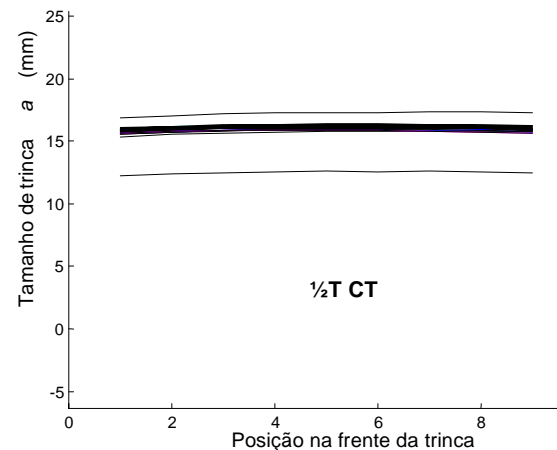
**Figura 3.** Relação  $a/W$  – SENB



**Figura 4.** Perfil da frente da trinca – SENB



**Figura 5.** Relação  $a/W$ -  $1/2T$  CT



**Figura 6.** Perfil da frente da trinca –  $1/2T$  CT

### 3. VALORES DE TENACIDADE À CLIVAGEM MEDIDOS

Os registros dos ensaios são do tipo apresentado na figura 7, a partir dos quais é possível calcular o valor da Integral J no momento da clivagem ( $J_c$ ) que são transformados em valores

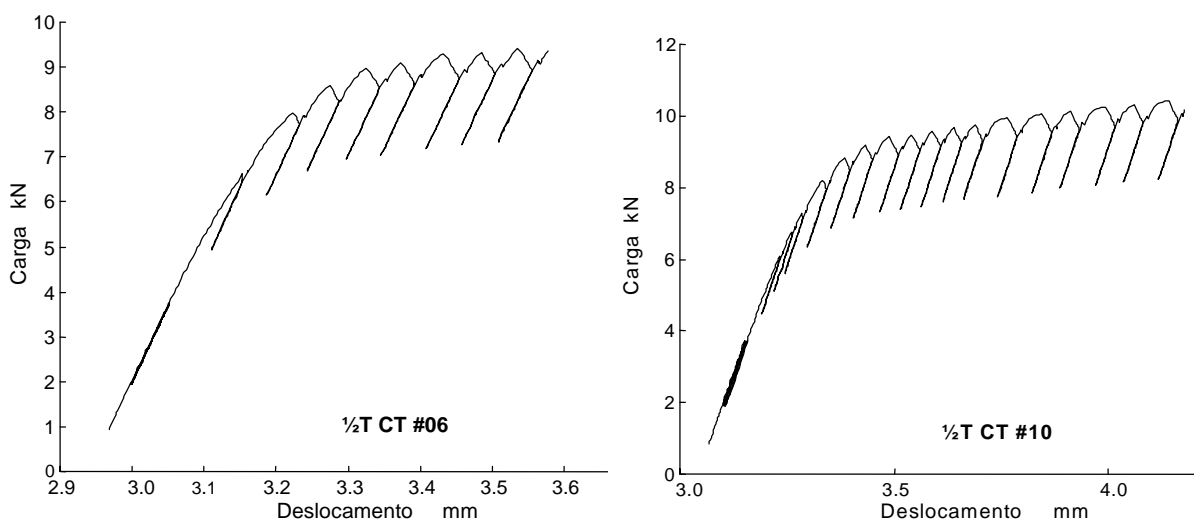
$K_{Jc}$  através da eq. (1) sendo  $E$  e  $\nu$ , respectivamente, o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson do material. A norma ASTM E1921 [1997] adota o estado plano de tensões.

Os valores de tenacidade à clivagem medidos nas diversas temperaturas dos ensaios são apresentados nas tabelas 1 a 3, respectivamente para as geometrias SENB, Charpy e CT, e na figura 8. Para cada corpo de prova são indicados os valores  $a/W$  medidos após os ensaios, o número de identificação gravado no corpo de prova, os valores  $J_c$  medidos, em  $\text{kJ/m}^2$ , e os respectivos valores  $K_{Jc}$  equivalentes, em  $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ . Os resultados da análise realizada nas superfícies de fratura, destes corpos de prova, através de microscópio eletrônico de varredura, quando se procurou identificar os pontos, chamados elos-mais-fraco, onde se iniciou a clivagem, são apresentados em outro trabalho Miranda [2000a].

O corpo de prova SENB de número 3 teve o ensaio interrompido no início por problemas de fixação do “clip gage” e o respectivo resultado, por esta razão, não é indicado. No caso do corpo de prova Charpy número 23, também houve problemas durante o ensaio, praticamente no final do mesmo. O resultado obtido é indicado mas foi descartado das análises.

$$K = \sqrt{J E'} ; \quad E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad \text{para estado plano de tensões} \quad (1)$$

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad \text{para estado plano de deformações}$$



**Figura 7.** Curvas Carga x Deslocamento dos ensaios de  $J_c$

**Tabela 1.** Tenacidade à clivagem - Geometria SENB (9mm x 18mm)

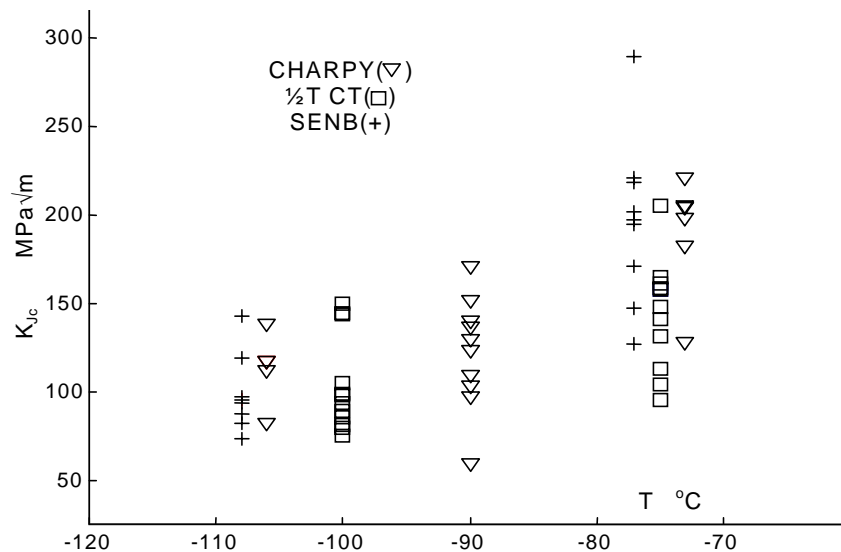
T	CP #	a/W	$J_c$ $\text{kJ/m}^2$	$K_{Jc}$ $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$	T	CP #	a/W	$J_c$ $\text{kJ/m}^2$	$K_{Jc}$ $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
-106 °C	1	0.53	36.7	87.1	-75 °C	2	0.54	236.7	221.3
	6	0.52	26.3	73.7		4	0.56	183.6	194.9
	12	0.52	43.8	95.1		5	0.53	231.7	218.9
	13	0.53	45.4	96.9		7	0.54	196.0	201.4
	14	0.53	42.1	93.4		8	0.52	105.0	147.4
	15	0.53	99.0	143.1		9	0.54	77.6	126.7
	16	0.53	69.0	119.5		10	0.53	188.6	197.5
	18	0.54	33.0	82.6		11	0.53	406.5	290.0
				17		0.52	141.2	170.9	

**Tabela 2.** Tenacidade à clivagem - Geometria Charpy

T	CP #	a/W	J <sub>c</sub> kJ/m <sup>2</sup>	K <sub>Jc</sub> MPa√m	T	CP #	a/W	J <sub>c</sub> kJ/m <sup>2</sup>	K <sub>Jc</sub> MPa√m
-75 °C	2	0.45	161.2	182.6	-90 °C	1	0.47	51.6	103.3
	3	0.47	190.3	198.4		5	0.48	45.8	97.4
	6	0.52	78.6	127.5		17	0.49	17.2	59.7
	7	0.52	236.7	221.2		18	0.49	81.7	130.0
	8	0.48	203.4	205.1		19	0.50	58.1	109.6
	9	0.56	202.8	204.8		20	0.48	90.1	136.5
-106 °C	11	0.48	66.6	117.3		4	0.48	73.9	123.6
	12	0.48	61.1	112.4		10	0.50	111.8	152.0
	13	0.53	92.4	138.2		21	0.48	95.5	140.5
	14	0.48	66.9	117.7		22	0.47	141.4	171.0
	15	0.48	67.0	117.7		23	(1)	> 56.4	> 108.0
	16	0.46	32.6	82.1		(1) – Ensaio com problemas (descartado)			

**Tabela 3.** Tenacidade à clivagem - Geometria ½T CT

T	CP #	a/W	J <sub>c</sub> kJ/m <sup>2</sup>	K <sub>Jc</sub> MPa√m	T	CP #	a/W	J <sub>c</sub> kJ/m <sup>2</sup>	K <sub>Jc</sub> MPa√m
-100 °C	01	0.64	38.1	88.8	-75 °C	07	0.68	125.5	161.1
	02	0.63	31.8	81.2		08	0.63	120.0	157.5
	03	0.63	42.5	93.7		09	0.63	62.0	113.2
	04	0.64	108.3	149.7		10	0.63	203.9	205.4
	05	0.62	101.6	144.9		11	0.63	95.9	140.8
	06	0.62	46.7	98.3		12	0.64	43.9	95.2
	13	0.63	47.2	98.8		19	0.64	106.5	148.4
	14	0.63	53.5	105.2		20	0.64	52.2	103.9
	15	0.63	30.6	79.6		21	0.49	83.9	131.8
	16	0.64	27.5	75.4		22	0.63	120.4	157.8
	17	0.62	35.6	85.8		23	0.64	121.1	158.3
	18	0.64	100.1	143.9		24	0.64	131.2	164.7



**Figura 8.** Resultados (valores K<sub>Jc</sub>) obtidos dos ensaios



### 3.1 Crescimento de trinca

Não foi observado nenhum crescimento estável de trinca ( $\Delta a$ ) nos CPs Charpy ensaiados a  $-106$  °C, e  $-90$  °C. E menos de  $0.1$  mm ( $<0.05b_o$ ) de crescimento estável de trinca foi observado em alguns CPs ensaiados a  $-75$  °C. Nos CPs SENB ensaiados a  $-106$  °C não foi observado crescimento de trinca e foi observado  $\Delta a < 0.1$  mm ( $<0.05b_o$ ) em alguns corpos de prova ensaiados a  $-75$  °C. Não foi observado crescimento de trinca em nenhum dos CPs  $\frac{1}{2}$ T CT.

## 4. TEMPERATURA DE REFERÊNCIA DO MATERIAL ENSAIADO

Através da eq. (1) os valores  $J_c$ , obtidos dos ensaios, são transformados em valores  $K_{Jc}$  equivalentes que são utilizados na determinação da temperatura de referência ( $T_o$ ) do material após serem normalizados para uma espessura unitária ( $B_{1T}$ ) pela eq. (2). Nesta eq.,  $B_{xT}$  é a espessura dos corpos de prova ensaiados,  $K_{B1T}$  é o valor normalizado para  $1T$ ,  $K_{Bx}$  é o valor obtido nos ensaios e  $K_{min}$  é um valor limiar do fator intensidade de tensões abaixo do qual a probabilidade de ocorrer fratura por clivagem é nula. A norma ASTM E1921 [1997] adota  $K_{min} = 20$  MPa $\sqrt{m}$ .

$$K_{B1T} = K_{min} + (K_{Bx} - K_{min}) \left( \frac{B_{xT}}{B_{1T}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

A chamada Curva Mestra, eq. (3), proposta por Wallin [1991], representa o comportamento dos valores  $K_{Jc}$  medianos,  $K_{Jc,med}$ , (probabilidade acumulada de fratura de 50%), na região de transição, associados a uma espessura unitária. A temperatura de referência  $T_o$  é tal que  $K_{Jc,med} = 100$  MPa $\sqrt{m}$  quando  $T=T_o$ , isto é: quando o ensaio é realizado na temperatura de referência  $T = T_o$ .

$$K_{Jc,med} = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \quad (3)$$

A norma ASTM E1921-97 estabelece o procedimento para calcular  $T_o$  a partir de um conjunto mínimo de seis valores  $K_{Jc}$  “válidos”. No âmbito desta norma são válidos aqueles valores  $K_{Jc}$  que sejam iguais ou inferiores ao valor  $K_{Jc,limite}$  dado pela eq. (4) onde  $b_o$  é o ligamento remanescente ( $=W-a$ ),  $\sigma_{ys}$  é o limite de escoamento do material na temperatura de ensaio. A partir dos trabalhos de Dodds et al. [1995] e Ruggieri et al. [1998] o valor de  $M$  foi estabelecido em  $M = 30$  de tal forma que seja mínima a discrepância entre o valor de  $J$  calculado na ensaio (*far field J*) e o valor teórico existente na ponta da trinca (*near crack tip J*). Esta condição limita severamente a temperatura de ensaio para os corpos de prova pequenos. No âmbito deste trabalho, para obter  $K_{Jc,limite}$  foi considerado um único valor de  $\sigma_{ys} = 570$  MPa para as 4 temperaturas dos ensaios e foi adotado  $E = 210$  GPa.

$$K_{Jc,limite} = \sqrt{\frac{\sigma_{ys} E b_o}{M}} \quad (4)$$

Uma discussão detalhada do procedimento da norma ASTM E1921-97 para determinar o valor de  $T_o$ , inclusive para as situações em que existem valores  $K_{Jc}$  inválidos, i.e: superiores a  $K_{Jc,limite}$  é apresentada em [Miranda, 2000b]. Na tabela 4 são apresentados os valores da temperatura de referência ( $T_o$ ) do material ensaiado e alguns parâmetros intermediários obtidos no processo de cálculo de  $T_o$ .

**Tabela 4.** Valores de  $T_o$  e parâmetros obtidos

Geometria	T (°C)	# de CPs / resultados válidos	Parâmetros da Curva Mestra			$T_o$ médio (°C)
			$K_{Jc,median}^1$ MPa√m	$K_o^1$ MPa√m	$T_o$ (°C)	
<b>CT</b>	-75	12 / 11	143.3	156.6	-90.7	<b>-92.7</b>
	-100	12 / 12	107.7	116.1	-94.8	
<b>Charpy</b>	-75	6 / 1	183.2	220.8	$[-109.6]^2$	-----
	-90	10 / 8	123.9	133.9	-92.9	-96.1
	-106	6 / 6	110.7	119.4	-99.4	
<b>SENB</b>	-75	9 / 3	197.5	236.0	$[-112.2]^2$	-----
	-106	8 / 8	100.6	108.3	-90.5	-90.5
(Média geral)						-93.1

<sup>1</sup> – antes do ajuste de espessura; [<sup>2</sup>] – não é um valor válido

## 5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os dois conjuntos com 12 corpos de prova ½T CT cada um, ensaiados a -100 °C e -75 °C, forneceram praticamente o mesmo valor de  $T_o$  com cerca de +/- 2 °C em relação ao seu valor médio (-92.7 °C).

A partir do conjunto de 8 corpos de prova SENB ensaiados a -106 °C obteve-se  $T_o$  = -90.5 °C. Este valor é muito próximo daquele valor médio obtido com os corpos de prova CT.

O conjunto de CPs Charpy, com 6 resultados, todos válidos, ensaiado a -106 °C forneceu  $T_o$  = -99.4 °C. A temperatura de referência obtida com os corpos de prova Charpy ensaiados a -90 °C é -92.9 °C.

A aceitação destes valores, como preconizado pela norma E1921 [ASTM 1997] implica a aceitação implícita de uma faixa de, pelo menos, +/- 10 °C em torno do valor provável da temperatura de referência (de -99.4 °C a -90.5 °C).

A média geral para a temperatura de referência, considerando os 5 conjuntos com pelo menos 6 valores válidos, é -93.1 °C.

*Análise fractográfica e confiabilidade no valor de  $T_o$ .* A determinação do valor  $T_o$  é um processo estatístico e a quantidade N de resultados  $K_{Jc}$  influi no valor obtido para  $T_o$ . Quanto maior for o valor de N maior será a confiabilidade no valor  $T_o$ . Esta confiabilidade varia, também com a temperatura de ensaio. Dada a natureza da Curva Mestra, as incertezas na determinação de  $T_o$  são maiores na região de baixas temperaturas ( $T < T_o$ ), onde os ensaios com corpos de prova pequenos devem ser realizados – eq. (4). A confiabilidade no valor  $T_o$  em função de N e T é discutida em outro trabalho [Miranda 2000c].

*Máxima temperatura de ensaio.* Para os CPs Charpy tem-se  $K_{Jc,limite} \approx 140$  MPa√m. Enquanto todos os valores  $K_{Jc}$  obtidos a -106 °C são válidos para determinar  $T_o$ , somente 1 valor obtido a -75 °C é válido. No grupo de 10 CPs ensaiados a -90 °C foram obtidos 8

valores válidos. Para os corpos de prova SENB, tem-se  $K_{Jc,limite} \approx 190 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ . Assim, enquanto que todos os 8 valores  $K_{Jc}$  obtidos a  $-106 \text{ }^\circ\text{C}$  são válidos para determinar  $T_o$ , somente 3 entre os 9 valores obtidos a  $-75 \text{ }^\circ\text{C}$  são válidos e existem, nesta última temperatura, 3 outros valores muito próximos do limite. Corpos de prova  $1/2T \text{ CT}$ ,  $K_{Jc,limite} \approx 200 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ : a  $-100 \text{ }^\circ\text{C}$  todos os 12 valores  $K_{Jc}$  obtidos são válidos e, a  $-75 \text{ }^\circ\text{C}$  existem 11 valores válidos para determinar  $T_o$ , entre os 12 valores obtidos.

## 6. CONCLUSÕES

A partir da análise dos resultados, a temperatura de referência do material ensaiado é de  $T_o = -93.1 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Para este material, é possível avaliar a temperatura máxima ( $T_{max}$ ) em que se pode ensaiar os CPs com as geometrias utilizadas e, ainda assim, obter 6 valores válidos para determinar  $T_o$  sem incorrer em um número exagerado de resultados inválidos.

*Geometria  $1/2T \text{ CT}$*  – Devido a natureza exponencial da Curva Mestra,  $T_{max}$  não deve estar muito longe da faixa  $-70 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $-65 \text{ }^\circ\text{C}$ , i. e.:  $(T-T_o)_{max} \approx 25 \text{ }^\circ\text{C}$  sob risco de se ter um grande número de resultados inválidos e, conseqüentemente, necessidade de ensaiar um número ainda maior de corpos de prova.

*Geometria  $(0.4T) \text{ Charpy}$*  – A  $-75 \text{ }^\circ\text{C}$  só houve um resultado válido e a  $-90 \text{ }^\circ\text{C}$  oito são válidos em um grupo de 10 resultados. Isto mostra que para esta geometria  $T_{max}$  está ligeiramente superior mas em torno de  $-90 \text{ }^\circ\text{C}$ , i. e.:  $(T-T_o)_{max} \approx 0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Geometria  $0.354T \text{ SENB}$*  – A  $-75 \text{ }^\circ\text{C}$  foram obtidos 3 resultados válidos, isto mostra que é possível obter o número mínimo de resultados válidos exigidos pela norma E1921 [ASTM, 1997], a esta temperatura, pelo aumento, embora não exagerado, do número de CPs ensaiados. Assim esta temperatura parece ser o valor para  $T_{max}$  visando determinar  $T_o$  com esta geometria ( $B = 9 \text{ mm}$ ,  $W = 18 \text{ mm}$ ), i. e.:  $(T-T_o)_{max} \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Considerando a média geral de  $T_o$  ( $-93.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ), ou o valor médio obtido com os corpos de prova  $1/2T \text{ CT}$  ( $-92.7 \text{ }^\circ\text{C}$ ), como temperatura de referência para este material ensaiado, os resultados obtidos com o presente estudo mostram que é possível ter um valor confiável de  $T_o$  ensaiando corpos de prova pequenos ( $B < 1T$ :  $1/2T \text{ CT}$ , Charpy e  $0.354T \text{ SENB}$ ).

## 7. REFERÊNCIAS

- ASTM E1921, 1997. *Test Method for Determination of the Reference Temperature,  $T_o$ , for Ferritic Steels in the Transition Range*. American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- Dodds Jr., R. H., Ruggieri, C., Anderson, T. L., 1995. *Numerical Modeling of Ductile Tearing Effects on Cleavage Fracture Toughness*. In: *Constraint Effects in Fracture. Theory Second Volume*, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA. ASTM STP 1244, p. 100-133.
- Miranda, C. A. J., 1999. *Obtenção da Tensão de Clivagem e Nível de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição: Abordagem Numérica e Experimental*. Tese de doutorado, Set/1999, IPEN/USP, São Paulo, SP.
- Miranda, C. A. J., 2000a. *Distâncias dos Elos-mais-Fracos até a Ponta da Trinca – Análise Fractográfica*. Trabalho submetido para o XII ENFIR – Encontro Nacional de Física de Reatores e Termohidráulica a ser realizado no Rio de Janeiro/RJ, em Outubro/2000.
- Miranda, C. A. J., 2000b. *A Curva Mestra e o Conceito de Temperatura de Referência Para*

- Ajustar os Valores de Tenacidade à Clivagem na Transição de Aços Ferríticos.* Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Miranda, C. A. J., 2000c. *Curvas de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição Dúctil-Frágil.* Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Ruggieri, C., Dodds Jr., R. H., Wallin, K., 1998. *Constraint Effects on Reference Temperature,  $T_0$ , for Ferritic Steels in the transition Region.* Engineering Fracture Mechanics, v. 60, n. 1, p. 19-36.
- Wallin, K., 1991. *Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels.* In: JointT FEEG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials, Singapore, August 6-8, p. 83-88.

# CURVAS DE CONFIABILIDADE NA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE REFERÊNCIA DE AÇOS FERRÍTICOS, NA TRANSIÇÃO DÚCTIL-FRÁGIL

**Carlos Alexandre de J. Miranda**

IPEN-CNEN/SP, Travessa R, 400.

05508-900, S. Paulo, SP, Brasil. E-mail: cmiranda@net.ipen.br

## Resumo

A Temperatura de Referência,  $T_0$ , dos aços ferríticos posiciona a chamada Curva Mestra. Essa descreve a variação dos valores medianos de tenacidade à clivagem destes aços com a temperatura na região de transição onde não é possível definir um tamanho de corpo de prova que forneça um único valor de  $J_c$ . Cada ensaio de uma mesma geometria, tamanho de corpo de prova (CP) e temperatura de ensaio, fornece um valor diferente para  $J_c$  em uma larga faixa que é ainda maior quando são utilizados corpos de prova com espessura  $B < 25.4$  mm. Para obter  $T_0$  a norma ASTM E1921 exige, por exemplo, (a) trabalhar com valores do fator  $K$  equivalentes ( $K_{Jc}$ ) aos valores  $J_c$  medidos, (b) normalizar os valores medidos para uma espessura unitária e, principalmente, (c) utilizar pelo menos 6 valores válidos, obtidos em uma mesma temperatura de ensaio. Não há na norma ASTM nenhuma referência do grau de confiabilidade na determinação de  $T_0$ . Dada a natureza da Curva Mestra, os ensaios devem ser realizados na região de baixas temperaturas justamente onde as incertezas são maiores. Neste trabalho se apresenta uma família de curvas, obtida em simulações numéricas com o método Monte Carlo, que fornecem o nível de confiabilidade  $\mathcal{C}$  na determinação do parâmetro  $T_0$  em função da quantidade  $N$  de valores  $K_{Jc}$  disponíveis e da temperatura  $T$  de ensaio.

**Palavras-chave:** Mecânica da Fratura, Transição, Temperatura de Referência, Tratamento Estatístico, Confiabilidade.

## 1. INTRODUÇÃO

A Curva Mestra, originalmente proposta por Wallin [1991], descreve o comportamento do valor mediano ( $K_{Jc,med}$ ) de um conjunto de valores  $K_{Jc}$  associado a espessura unitária é definida pela temperatura de referência,  $T_0$ . A norma ASTM E1921 [1997] estabelece o número mínimo de 6 resultados válidos - valores experimentais de tenacidade à clivagem  $J_c$ , expressos em termos do fator intensidade de tensões equivalente,  $K_{Jc}$  - para a determinação da temperatura de referência de aços ferríticos,  $T_0$ . A composição química, o tratamento mecânico, o limite de escoamento do material ( $\sigma_{ys}$ ), o envelhecimento térmico e/ou a irradiação neutrônica não alteram a forma da curva, apenas a deslocam, isto é, alteram o valor  $T_0$  do material.

Kirk e Lott [1998] mostram que a Curva Mestra ajusta muito bem os valores  $K_{Jc}$  obtidos para várias geometrias, de uma variada gama de aços ferríticos, irradiados ou não, em uma larga faixa de temperaturas. Natishan e Kirk [1999] apresentam uma justificativa para a constância da forma da Curva Mestra, baseada nas equações constitutivas dos materiais.

Há situações em que não é possível dispor de todos os resultados necessários a aplicação da norma e ainda assim, se necessita caracterizar o material na transição. Para os casos extremos em que se dispõe de apenas um valor de tenacidade experimental, Landes e Sakalla [1997] sugerem um método alternativo para obter  $T_o$  a partir deste único resultado.

Para maiores detalhes a respeito desta norma ASTM E1921 ver [Miranda 1999, Miranda 2000] onde é feito um detalhado estudo da mesma, com exemplos de aplicação, suas recomendações, limites impostos, restrições, etc. Não há nenhuma indicação do nível (grau) de confiabilidade  $\mathcal{C}$  no valor de  $T_o$  determinado com o número mínimo (6) de valores  $K_{Jc}$  exigido pela norma ou no valor de  $T_o$  determinado a partir de uma quantidade diferente de resultados experimentais. Também não é possível, por essa norma, estabelecer ‘*a priori*’ o número de CPs que devem ser ensaiados, i. e: o número de resultados válidos que devem ser obtidos em uma dada temperatura, para que se tenha um certo grau de confiabilidade  $\mathcal{C}$  no valor de  $T_o$ .

Para definir as relações entre o nível de confiabilidade  $\mathcal{C}$  no valor de  $T_o$  e o número  $N$  de valores  $K_{Jc}$  “válidos” (número de ensaios), obtidos na temperatura de ensaio  $T$ , foram realizadas simulações numéricas utilizando o método Monte Carlo. Estas relações são apresentadas em forma de duas famílias de curvas que fornecem  $\mathcal{C}$  em função de  $N$  e de  $T$ .

## 2. A CURVA MESTRA

A Curva Mestre é definida pela eq. (1), onde  $K_{Jc,med}$  é associado a 50% de probabilidade de fratura. Pela norma E1921/97 são válidos os valores  $K_{Jc} \leq K_{Jc,limite}$ , eq. (2) onde  $\sigma_{ys}$ ,  $E$  e  $b_o$  são, respectivamente, o limite de escoamento e módulo de elasticidade do material e o ligamento remanescente do corpo de prova. O fator  $M = 30$  garante que o nível de plastificação na ponta da trinca seja limitado. A eq. (1) é baseada no princípio do elo-mais-fraco e na distribuição de Weibull de três parâmetros, eq. (3.a) e (3.b), sendo  $P_{f,i}$  a probabilidade acumulada de haver fratura por clivagem para um certo  $K_{Jc,i}$ .  $K_{min}$ ,  $m$  e  $K_o$  são fatores de ajuste da distribuição de Weibull. Dois desses parâmetros são fixos:  $m = 4$  e  $K_{min} = 20 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ .

$$K_{Jc,med} = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \quad (1)$$

$$K_{Jc,limite} = \sqrt{\frac{\sigma_{ys} E b_o}{M}} \quad (2)$$

$$1 - P_{f,i} = \exp\left(-\left[\frac{K_{Jc,i} - K_{min}}{K_o - K_{min}}\right]^m\right) \quad (3.a) \quad P_{f,i} = \frac{i-0.3}{N+0.4} \quad (3.b)$$

## 3. METODOLOGIA DA ANÁLISE

De acordo com o método Monte Carlo foram formados 30000 conjuntos com  $N$  valores  $K_{Jc}$  cada um, associados a uma temperatura de ensaio  $T$ , selecionados aleatoriamente a partir de um conjunto infinito - o “universo” de valores possíveis de tenacidade à clivagem. Esse “universo”, por sua vez, além de estar associado a uma temperatura de ensaio  $T$ , expressa em termos de  $(T-T_o)_u$ , ajusta-se perfeitamente a eq. (3). O procedimento da norma ASTM E1921 foi, então, aplicado a cada um desses conjuntos de  $N$  valores para obter a sua temperatura de referência  $T_o$ , em termos de  $(T-T_o)_s$ .

Cada conjunto produzirá um valor  $(T-T_o)_s$  diferente do valor ‘real’  $(T-T_o)_u$ . Os valores  $(T-T_o)_s$  associados aos conjuntos formam uma distribuição cuja mediana estará tão próxima

do valor ‘real’ quanto mais os conjuntos forem representativos do “universo” (i. e: do material na temperatura de ensaio). Assume-se como aceitáveis aqueles valores de  $(T-T_o)_s$  que estiverem na porção central da distribuição, definida com uma largura de  $\pm 10$  °C ( $\mathcal{L} = 10$  °C) em torno do valor  $(T-T_o)_u$ . Para isso, a distribuição foi dividida em três regiões: 1ª região:  $(T-T_o)_s - (T-T_o)_u < 10$  °C; 2ª região:  $|(T-T_o)_s - (T-T_o)_u| < 10$  °C; 3ª região:  $(T-T_o)_s - (T-T_o)_u > 10$  °C. O número relativo de valores  $(T-T_o)_s$  na 2ª região ou região central, define a probabilidade de se ter  $|(T-T_o)_u - (T-T_o)_s| \leq \mathcal{L} = 10$  °C.

Para os objetivos do presente trabalho, esta probabilidade define o nível de confiabilidade,  $\mathcal{C}$ , na determinação de  $T_o$ , utilizando N valores de  $K_{Jc}$  experimentalmente obtidos. A adoção desta faixa de  $\pm 10$  °C, em torno do valor teórico da distribuição, foi escolhida arbitrariamente e traduz um valor implicitamente adotado na norma ASTM E1921.

As análises foram realizadas em quatro etapas considerando 9 valores de  $(T-T_o)_u$ :  $\{-100, -75, -50, -25, 0, 25, 50, 75, 100\}$ , em °C, e 12 valores de N:  $\{3, 4, 5, 6, 8, 10, 14, 20, 25, 35, 50, 100\}$ . Na etapa 1 é obtido o valor  $K_{o,u}$  que associa o universo de valores aleatórios com um dado  $(T-T_o)_u$ . Para obtê-lo foram utilizadas, de forma apropriada, as eq. (1) e (3.a), essa última fazendo  $P_f=50\%$  e  $K_{Jc}=K_{Jc,med}$ . Na etapa 2 é obtido cada conjunto com N valores  $K_{Jc,i}$  - para cada valor aleatório de probabilidade  $P_{f,i}$  ( $0 \leq P_{f,i} \leq 1$ ), a eq. (3.a) foi aplicada obtendo-se os respectivos valores  $K_{Jc,i}$  (usando o valor  $K_{o,u}$  da etapa 1). Os valores gerados são associados a espessura unitária, dessa forma nenhuma correção é feita nos mesmos.

Se os corpos de prova ensaiados tiverem espessura  $B_{xT}$  diferente da unitária ( $B_{1T}$ ), deve-se aplicar a eq. (4) para transformar os valores medidos em valores equivalentes associados com a espessura unitária, para calcular  $T_o$ .

$$K_{B1T} = K_{\min} + (K_{Bx} - K_{\min}) \left( \frac{B_{xT}}{B_{1T}} \right)^{1/4} \quad (4)$$

Na etapa 3 é realizado o tratamento de cada conjunto gerado utilizando-se a eq. (5.a), para obter o respectivo parâmetro  $K_o$ , a eq. (3.a), com  $P_f=50\%$  e  $K_{Jc}=K_{Jc,med}$ , e a eq. (6), que é a eq. (1) escrita na ordem reversa. Assim, para cada conjunto se tem o respectivo valor  $(T-T_o)_s$ . Na etapa 4 é realizado o tratamento dos resultados - para cada valor de N existem 30000 valores de  $(T-T_o)_s$  para definir a respectiva distribuição.

Nas situações reais em que existam valores inválidos, deve-se utilizar a eq. (5.b) onde  $r$  é a quantidade de valores válidos.

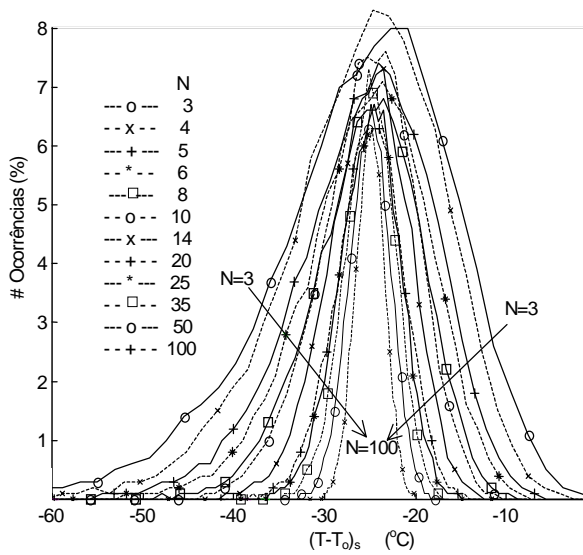
$$K_o = \left( \frac{\sum_{i=1}^N (K_{Jc,i} - K_{\min})^4}{N - 0.3068} \right)^{1/4} + K_{\min} \quad (5.a) \quad K_o = \left( \frac{\sum_{i=1}^N (K_{Jc,i} - K_{\min})^4}{r - 0.3068} \right)^{1/4} + K_{\min} \quad (5.b)$$

$$T_o = T - \frac{1}{0.019} \ln \left[ \frac{K_{Jc,med} - 30}{70} \right] \quad (6)$$

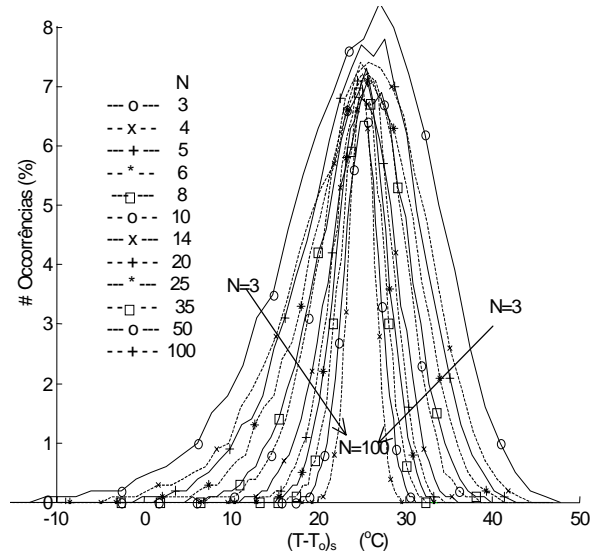
#### 4. RESULTADOS BÁSICOS DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

As etapas 2 e 3 foram repetidas 30000 vezes para cada valor de N. As etapas 1, 2, 3 e 4 foram repetidas para cada valor de  $(T-T_o)_u$ . Assim, para cada valor  $(T-T_o)_u$ ,  $T_{ou}$ , e N foram obtidos 30000 valores  $(T-T_o)_s$ ,  $T_{os}$ , com os quais foram, por sua vez, obtidas as distribuições dos valores de  $(T-T_o)_s$  como aquelas típicas apresentadas nas figuras 1 e 2 para um mesmo  $(T-$

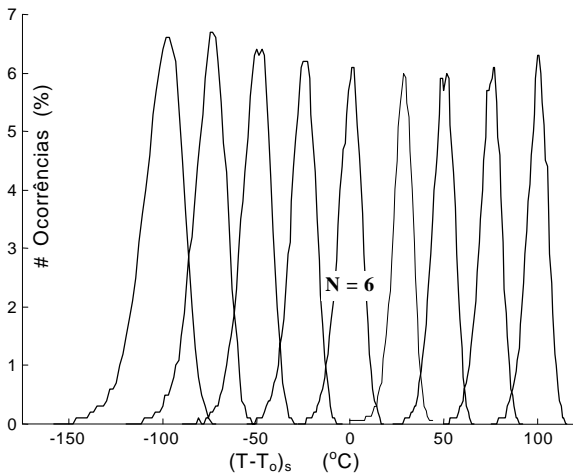
$T_{o,u}$  e nas figuras 3 e 4 para um mesmo valor N. As curvas com as contagens relativas em cada uma das suas três regiões foram, então, obtidas. A figura 5 apresenta as curvas "Contagem Relativa (%) versus N" para a região #2.



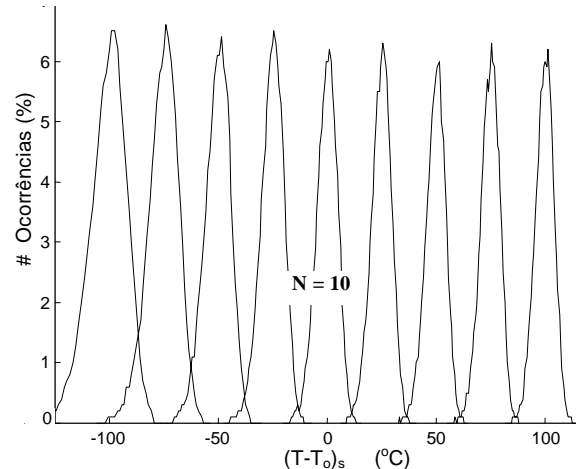
**Figura 1.**  $(T-T_o)_s$  para  $(T-T_o)_u = -25\text{ °C}$



**Figura 2.**  $(T-T_o)_s$  para  $(T-T_o)_u = +25\text{ °C}$



**Figura 3.** Distribuições de  $(T-T_o)_s$  - N = 6



**Figura 4.** Distribuições de  $(T-T_o)_s$  - N = 10

## 5. CURVAS “MÍNIMO N versus $(T-T_o)_u$ ” E CURVAS “ $\mathcal{C}$ versus $(T-T_o)_u$ ”

A partir das hipóteses feitas e dos resultados apresentados anteriormente, principalmente fig. 5, foi obtida inicialmente uma família de curvas “Mínimo N versus  $(T-T_o)_u$ ”, figura 6, associadas aos níveis de confiabilidade  $\mathcal{C} = 80\%$ ,  $90\%$ ,  $95\%$  e  $98\%$ . Embora calculado, o nível de confiabilidade  $\mathcal{C} = 70\%$  não é apresentado nesta figura, mas foi utilizado na determinação das curvas da figura 7. Com estas curvas é possível definir o número N mínimo de resultados “válidos” (Mínimo N ou MinN) que devem ser obtidos a uma dada temperatura  $(T-T_o)_u$ , para que se tenha um determinado nível de confiabilidade  $\mathcal{C}$  na obtenção de  $T_o$ .

Como exemplo de sua aplicação, na fig. 6 pode ser visto que, para se ter  $\mathcal{C} = 95\%$  no valor de  $T_o$ , quando os ensaios são realizados a  $(T-T_o)_u = -25\text{ °C}$ , deve-se dispor de pelo menos 11 resultados válidos. Se os ensaios forem realizados a  $(T-T_o)_u = 0\text{ °C}$ , isto é, na temperatura de referência, serão necessários pelo menos 10 resultados válidos para fornecer o



mesmo valor  $\mathcal{C}$ .

Em algumas situações, após os ensaios por exemplo, o número de resultados válidos é conhecido e se deseja ter o nível de confiabilidade  $\mathcal{C}$  associado ao valor determinado de  $T_0$ . Para esta situação foram obtidas as curvas " $\mathcal{C}$  versus  $(T-T_0)_u$ " apresentadas na figura 7.

## 6. INFLUÊNCIA DA LARGURA DA REGIÃO 2

Na norma ASTM E1921 [1997] há indicações de que os valores calculados de  $T_0$  devem estar na faixa de  $\pm 10$  °C em torno do valor esperado para levar em conta vários fatores como: a incerteza inerente aos testes realizados na região inferior da transição, onde a Curva Mestra, eq. (1), apresenta pouca inclinação; a incerteza quanto a influência do parâmetro  $K_{\min} = 20 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ; a incerteza introduzida pela imposição do expoente  $m = 4$  da distribuição de Weibull, eq. (3), para conjuntos com poucos valores  $K_{Jc}$ . Este expoente tende para 4 a medida que o número de resultados aumenta, porém apresenta grande variabilidade quando o mesmo é calculado utilizando-se conjuntos com poucos valores [Wallin, 1984]

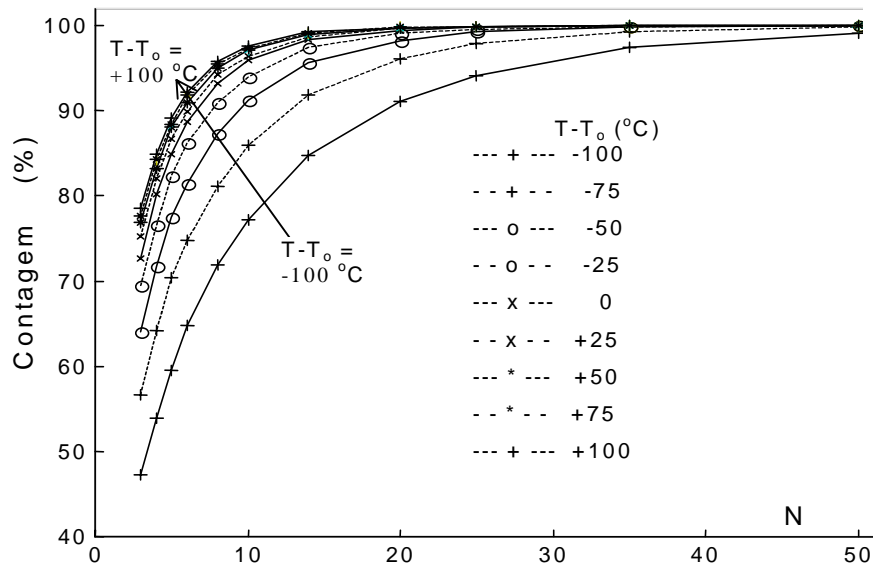


Figura 5. Contagem relativa na região #2

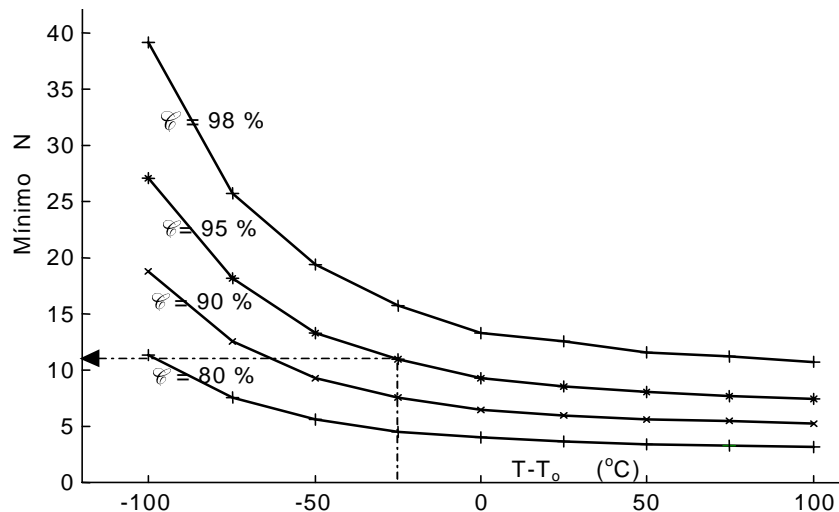
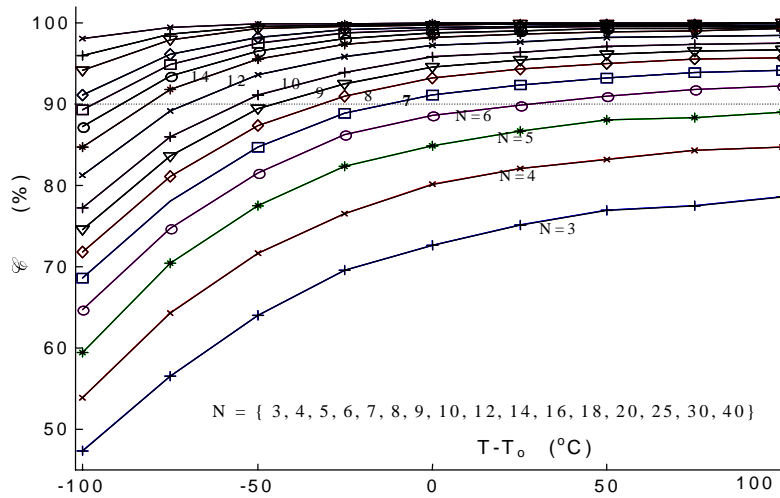


Figura 6. Curvas "Mínimo N x  $(T-T_0)_u$ " para um dado  $\mathcal{C}$



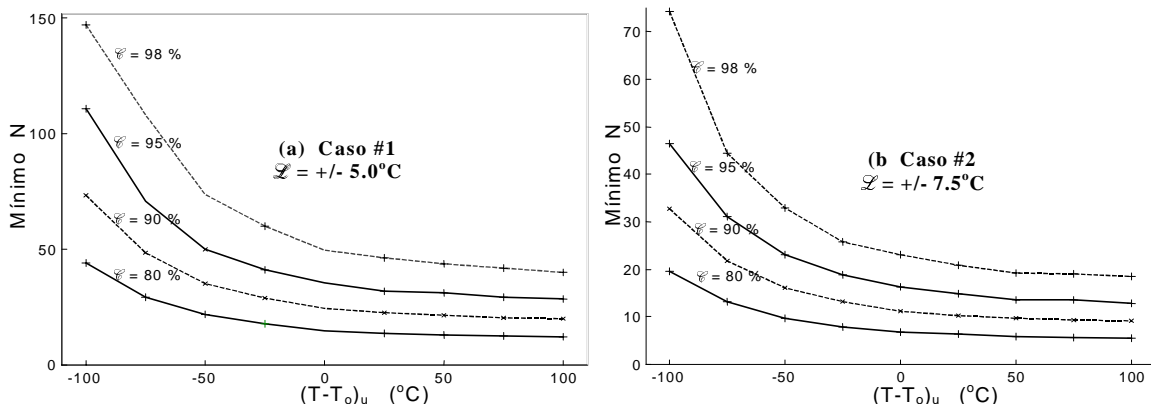
**Figura 7.**  $\mathcal{C}$  (%) para um dado  $N$  como função de  $(T-T_o)_u$

Nos resultados já obtidos considerou-se  $\mathcal{C}$  como a contagem (%) na região #2, com uma largura total  $2\mathcal{L} = 20$  °C. Assim, esse valor de largura ( $\mathcal{L}$ ) define a faixa de valores, centrada em  $T_{ou}$ , dentro da qual se admite que estejam os valores  $(T-T_o)_s$  relativos aos conjuntos  $(T_{os})$ , para levar em conta o natural espalhamento dos mesmos.

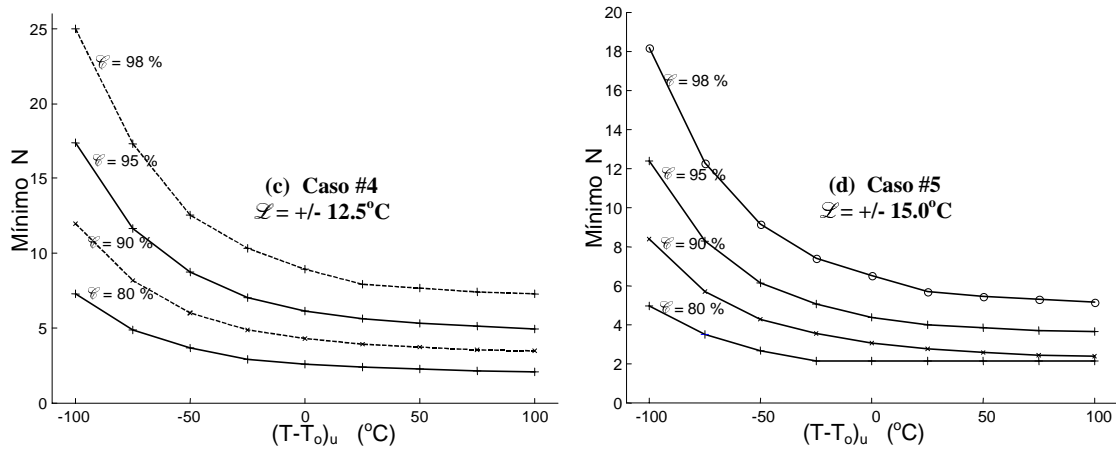
Nesta seção serão apresentados alguns resultados dos 5 casos estudados onde o valor da largura total da mencionada faixa variou de  $2\mathcal{L} = 10$  °C até  $2\mathcal{L} = 30$  °C:

- caso #1:  $2|T_{ou} - T_{os}| = 10$  °C ( $\mathcal{L} = 5.0$  °C);
- caso #2:  $2|T_{ou} - T_{os}| = 15$  °C ( $\mathcal{L} = 7.5$  °C);
- caso #3:  $2|T_{ou} - T_{os}| = 20$  °C ( $\mathcal{L} = 10.0$  °C);
- caso #4:  $2|T_{ou} - T_{os}| = 25$  °C ( $\mathcal{L} = 12.5$  °C);
- caso #5:  $2|T_{ou} - T_{os}| = 30$  °C ( $\mathcal{L} = 15.0$  °C)

O caso 3 corresponde aos resultados já apresentados. As análises seguiram a mesma metodologia já descrita e os resultados obtidos são apresentados apenas na forma das curvas “Mínimo  $N$  versus  $(T-T_o)_u$ ” nas figura 8.a e 8.b (para o caso #3 ver a figura 6). Para obter as curvas dos casos #4 e #5, foram gerados conjuntos com até 2 valores  $K_{Jc}$ . Em particular para o caso #5, figura 8.b, poderiam ter sido adotados conjuntos com apenas 1 valor de  $K_{Jc}$ , suficiente para atingir os níveis mais baixos de confiabilidade na determinação de  $T_o$ . Nos casos em que foram analisados conjuntos com apenas 2 valores  $K_{Jc}$ , utilizou-se 50000 conjuntos para obter as curvas das distribuições de  $(T-T_o)_s$ .

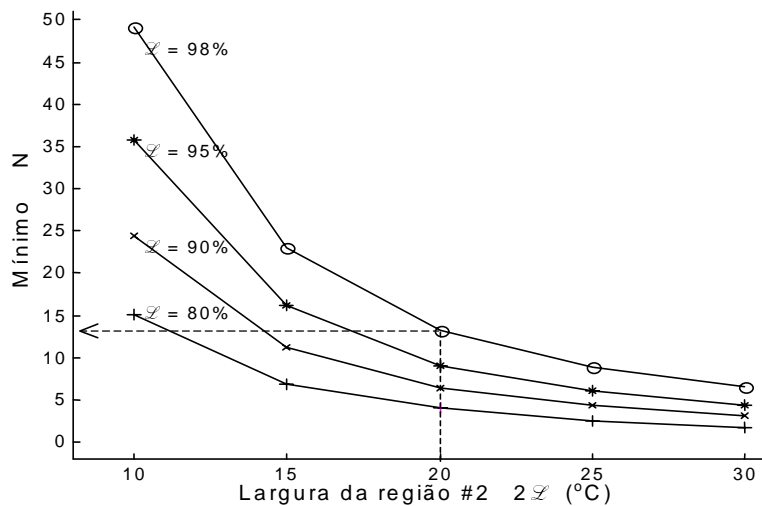


**Figura 8.a.** Curvas “Mínimo  $N$  x  $(T-T_o)_u$ ”, Casos #1 e #2



**Figura 8.b.** Curvas "Mínimo N x (T-T<sub>0</sub>)", Casos #4 e #5

A figura 9, obtida considerando a temperatura de ensaio igual a temperatura de referência i. e:  $T-T_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$ , mostra as curvas "Mínimo N versus  $\mathcal{L}$ ", com o valor  $\mathcal{L}$  entre  $5\text{ }^\circ\text{C}$  e  $15\text{ }^\circ\text{C}$ , associadas a  $\mathcal{C} = 80\%$ ,  $90\%$ ,  $95\%$  e  $98\%$ .



**Figura 9.** Influência de  $\mathcal{L}$  para obter um dado  $\mathcal{C}$  – para  $(T-T_0)_u = 0\text{ }^\circ\text{C}$

## 7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

A norma E1921 [ASTM 1997] exige um mínimo de seis "resultados válidos" para a determinação de  $T_0$  embora não haja nenhuma indicação do nível de confiabilidade  $\mathcal{C}$  no valor determinado.  $\mathcal{C}$  varia com a temperatura  $T$  do ensaio e a quantidade  $N$  de resultados experimentais válidos disponíveis. Nas análises feitas os conjuntos de valores  $K_{Jc}$ , gerados aleatoriamente, são obtidos de "universos" que atendem perfeitamente a distribuição de Weibull de três parâmetros e, quando um dado conjunto apresentava  $K_{Jc,med} < 30\text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ , o mesmo era descartado e um novo conjunto era gerado. Esse fato indica que o conjunto de valores gerados está no, ou muito próximo do, patamar inferior e ocorreu em menos de 1% dos conjuntos associados a  $(T-T_0)_u = -100\text{ }^\circ\text{C}$  e para cerca de 10 conjuntos associados a  $(T-T_0)_u = -75\text{ }^\circ\text{C}$ .

Como esperado, as distribuições de  $(T-T_o)_s$  mostram que a dispersão dos valores obtidos diminui a medida que aumenta o número de valores  $K_{Jc}$  que formam os conjuntos e, menos acentuadamente, a medida que aumenta a temperatura  $(T-T_o)_u$ . A 3ª região da distribuição de  $(T-T_o)_s$  poderia ser considerada na definição do nível de confiabilidade, uma vez que está associada a uma estimativa conservadora da tenacidade à clivagem. Se a região #3 fosse incluída, o número de resultados válidos necessários para fornecer um dado nível de confiabilidade  $\mathcal{C}$ , seria reduzido. Essa inclusão faria aumentar  $\mathcal{C}$  para aqueles conjuntos com, em média, menos do que 7 (sete) valores  $K_{Jc}$ . Essa opção não foi adotada para que as curvas obtidas tivessem algum grau de conservadorismo.

Como as curvas das figuras 6 e 7 mostram, não há grande vantagem em realizar ensaios na região  $(T-T_o)_u > 50$  °C, uma vez que as curvas de confiabilidade se tornam quase horizontais. E, como a Curva Mestra não define o fim da transição, existe a possibilidade de que alguns resultados (ou todos) apresentem fratura típica do patamar superior: fratura dúctil ou colapso plástico. Combinando o limite imposto pela eq. (2) com o fato da tenacidade à clivagem crescer exponencialmente com a temperatura, é maior a possibilidade de se obter muitos valores inválidos para determinar  $T_o$ . Assim, se desaconselha realizar ensaios na região onde  $(T-T_o)_u > 25$  °C. O comportamento das curvas obtidas, na região onde  $T < T_o$ , fig. 6 e 7, está diretamente associado com o fato da Curva Mestra apresentar pouca inclinação nesta região. Uma pequena variação no valor  $K_{Jc}$  medido implica uma forte variação da temperatura  $T_o$  associada. Assim, para garantir bons níveis de confiabilidade  $\mathcal{C}$ , é recomendável que os ensaios não sejam realizados na região onde  $(T-T_o) \leq -25$  °C.

Portanto, em uma primeira análise dos resultados das simulações feitas, a melhor faixa de temperaturas  $T$  para a realização de ensaios para determinar  $T_o$  é  $-25$  °C  $\leq (T-T_o) \leq 25$  °C. Lembrando que para obter a Curva Mestra os valores  $K_{Jc}$  são associados a espessura unitária,  $B = 1T$ , esses limites mudarão de acordo com a geometria ensaiada e o seu tamanho ( $B$ ).

A partir dos resultados apresentados observa-se que, utilizando-se 6 valores  $K_{Jc}$  válidos, se pode ter menos do que 90% de confiabilidade na determinação de  $T_o$  quando a temperatura de ensaio ( $T$ ) é a mesma que a temperatura de referência  $T_o$ , i.e: quando  $(T-T_o)_u = 0$  °C. Para esse valor de  $(T-T_o)_u$  cerca de 12 resultados são necessários para termos 95% de confiabilidade na determinação de  $T_o$ . Com apenas 6 resultados, o nível de confiabilidade na determinação de  $T_o$  será maior do que 90% somente quando os ensaios forem realizados em temperaturas acima de  $(T-T_o)_u = 25$  °C. Isso significa obter valores  $K_{Jc}$  maiores e, portanto, maior risco de se ter muitos valores não-válidos.

A região de superposição de duas curvas de distribuições de  $(T-T_o)_s$  adjacentes cresce a medida que  $N$  diminui e que o valor  $(T-T_o)_u$  é menor, conforme indicado nas fig. 3 e 4. Como se sugere que os ensaios não sejam realizados na região em que  $(T-T_o)_u < -25$  °C essa superposição não chega a ser um problema para este estudo.

O comportamento das curvas apresentadas está diretamente relacionado com a definição da Curva Mestra. Os resultados obtidos estão diretamente associados com a hipótese de que a confiabilidade  $\mathcal{C}$  na determinação de  $T_o$  é traduzida pela probabilidade de um valor de  $T_o$  estar na região central das distribuições de  $(T-T_o)_s$ , onde  $|(T-T_o)_u - (T-T_o)_s| \leq \mathcal{L} = 10$  °C. Para se obter um mesmo valor de confiabilidade  $\mathcal{C}$  no valor determinado para  $T_o$ , se a largura desta faixa,  $\mathcal{L}$ , for reduzida/aumentada o número de valores  $K_{Jc}$  válidos necessários (ou, em outras palavras, o número de corpos de prova a serem ensaiados) aumentará/diminuirá.

Observa-se, como esperado, uma forte influência da largura  $\mathcal{L}$  na confiabilidade  $\mathcal{C}$  do valor obtido para  $T_o$ . Pelos resultados apresentados, fig. 9, e considerando a temperatura de ensaio ( $T$ ) igual a temperatura de referência ( $T_o$ ), para  $\mathcal{L} = 10$  °C – faixa central com largura total de 20 °C – necessita-se de cerca de 14 valores experimentais para se ter confiabilidade  $\mathcal{C} = 98\%$  no valor de  $T_o$ .

Para se ter  $\mathcal{C} = 95\%$  são necessários, no mínimo, cerca de 10 valores experimentais. Utilizando seis valores experimentais tem-se  $\mathcal{C} \approx 90\%$  associado ao valor determinado para  $T_0$ . Considerando apenas seis valores  $K_{Jc}$  experimentais “válidos”, para que se tenha entre 95% e 98% de confiabilidade  $\mathcal{C}$  no valor  $T_0$  determinado, deve-se admitir uma faixa com 25 °C de largura total ( $\mathcal{L} = 12.5$  °C) em torno do valor esperado.

## 8. REFERÊNCIAS

- ASTM E1921, 1997. *Test Method for Determination of the Reference Temperature,  $T_0$ , for Ferritic Steels in the Transition Range*. American Society for Testing and Materials.
- Kirk, M. T., Lott, R., 1998. *Empirical Validation of the Master Curve for Irradiated and Un-Irradiated Reactor Pressure Vessels*. In: 1998 ASME/JSME Pressure Vessel and Piping Conference, July 27-30, San Diego, CA.
- Landes, J. D.; Sakalla, K. 1997. *Single Specimen Method for Determining the Master Curve in the Transition*. In: Fatigue and Fracture Mechanics, 28<sup>th</sup> Volume, American Society for Testing and Materials, ASTM STP 1321.
- Miranda, C. A. J., 1999. *Obtenção da Tensão de Clivagem e Nível de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição: Abordagem Numérica e Experimental*. Tese de doutorado, Set/1999, IPEN/USP, São Paulo, SP.
- Miranda, C. A. J., 2000. *A Curva Mestra e o Conceito de Temperatura de Referência Para Ajustar os Valores de Tenacidade à Clivagem na Transição de Aços Ferríticos*. Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Natishan, M. E.; Kirk, M. T., 1999. *A Physical Basis for the Master Curve*. In: 1999 ASME Pressure Vessel and Piping Conference, August 1-5, Boston, MA.
- Wallin, K., 1984. *The Scatter in  $K_{IC}$  Results*, Engineering Fracture Mechanics. v. 19, p. 1085-1093.
- Wallin, K., 1991. *Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels*. In: Joint FEFG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials, Singapore, August 6-8, p. 83-88.

# A CURVA MESTRA E O CONCEITO DE TEMPERATURA DE REFERÊNCIA PARA AJUSTAR OS VALORES DE TENACIDADE À CLIVAGEM NA REGIÃO DE TRANSIÇÃO DOS AÇOS FERRÍTICOS

**Carlos Alexandre de J. Miranda**

IPEN-CNEN/SP, Travessa R, 400.

05508-900, S. Paulo, SP, Brasil. E-mail: cmiranda@net.ipen.br

## Resumo

Na região de transição dos aços ferríticos, praticamente cada ensaio de um mesmo material, geometria e tamanho de corpo de prova e temperatura de ensaio ( $T$ ), fornece um valor diferente para  $J_c$ , dentro de uma larga faixa. Isto ocorre mesmo quando os CPs atendem aos requisitos de tamanho das normas específicas, impostos para garantir a independência dos resultados medidos ( $J$  ou  $K$ ) com o tamanho e a geometria. Para tratar este grande espalhamento dos resultados se torna necessário o tratamento estatístico dos mesmos. Com a chamada Curva Mestre, e a sua Temperatura de Referência –  $T_o$ , e com o uso da distribuição estatística de Weibull de três parâmetros, é possível descrever o comportamento dos valores “ $K_{Jc}$  versus  $T$ ” medianos na transição. Existe um método, para determinar  $T_o$ , baseado em um único conjunto de valores  $K_{Jc}$  “válidos”, medidos em uma temperatura  $T$  e associados a espessura “unitária”. Neste trabalho se faz uma revisão dos conceitos e princípios básicos desta Curva Mestre, e são, também, apresentados exemplos de aplicação desta Curva Mestre a diversos aços ferríticos mostrando que, com a mesma, os dados se ajustam muito bem na transição.

**Palavras-chave:** Mecânica da Fratura, Transição, Curva Mestre, Temperatura de Referência, Tratamento Estatístico.

## 1. INTRODUÇÃO

Nos aços ferríticos a curva de variação da tenacidade com a temperatura apresenta dois patamares. No patamar inferior a fratura ocorre por clivagem e no patamar superior, onde o nível de plastificação é significativo, a fratura ocorre de forma dúctil, precedida pelo crescimento estável da trinca ou por colapso plástico. Entre os dois patamares há a chamada região de transição entre os regimes de fratura frágil e de fratura dúctil onde é comum que a fratura súbita por clivagem ocorra após algum crescimento dúctil da trinca e/ou após uma significativa plastificação na ponta da trinca.

Nesta região é usual medir (e trabalhar com) valores de integral  $J$  no momento da clivagem –  $J_c$ : a força motriz da trinca, no momento da clivagem, ou tenacidade à clivagem. Em certas situações torna-se vantajoso trabalhar com valores do fator intensidade de tensão  $K$  equivalentes aos valores  $J_c$  ( $K_{Jc}$ ).

Na transição, praticamente cada ensaio de um mesmo material, geometria e tamanho de corpo de prova (CP) e temperatura de ensaio ( $T$ ), fornece um valor diferente para  $J_c$ , dentro de uma larga faixa cuja amplitude varia com a temperatura. Isto ocorre mesmo quando os CPs

atendem aos requisitos de tamanho das normas específicas, impostos para garantir a independência dos resultados (J ou K) medidos com o tamanho e a geometria. Desta forma, na transição, não é possível definir um parâmetro único que caracterize, de forma unívoca, o estado de tensões na ponta da trinca.

A razão deste grande espalhamento é uma combinação de fatores tais como: influência do evento disparador da clivagem (na região de transição predomina o elo-mais-fraco), distribuição de imperfeições e/ou impurezas na matriz do material ensaiado (o que determina o tratamento estatístico), influência da geometria e tamanho do corpo de prova (traduzida pelo nível de restrição à plasticidade na ponta da trinca), etc. A faixa de valores  $J_c$  medidos é ainda maior no caso de se utilizar corpos de prova pequenos ( $B < 1T$ ) que apresentam, também, valores  $J_c$  médios maiores do que os valores médios obtidos com CPs grandes. Isto causa uma dificuldade adicional para a utilização destes CPs, principalmente Charpy pré-trincados.

Neste trabalho se descreve o procedimento, norma E1921 [ASTM 1997], para obtenção da temperatura de referência ( $T_o$ ) que define a Curva Mestre que ajusta os valores  $K_{Jc}$  medianos, associados a espessuras unitárias, na região de transição entre os regimes de fratura frágil e de fratura dúctil dos aços ferríticos. O cálculo de  $T_o$  é aplicado para diversos conjuntos de valores de  $K_{Jc}$  obtidos a partir de vários materiais ensaiados em várias temperaturas, na transição, com várias geometrias e tamanhos de corpos de prova, inclusive corpos de prova pequenos.

Através dos exemplos é mostrado que a Curva Mestre, com o seu conceito de temperatura de referência, ajusta muito bem os dados na região de transição, podendo ser uma ferramenta importante para caracterizar o comportamento à fratura de um material de uma estrutura ou equipamento quando, por algum motivo (ou imposição de norma de projeto) o mesmo tiver que ser analisado nesta região.

## 2. TRATAMENTO ESTATÍSTICO – DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL

Valores de K ( $K_{Jc}$ ), equivalentes a J ( $J_c$ ), podem ser obtidos através da eq. (1) onde  $E' = E$  para estado plano de tensões e  $E' = E/(1-\nu^2)$  para estado plano de deformações, sendo E o módulo de elasticidade e  $\nu$  o coeficiente de Poisson do material.

Entre as diversas distribuições disponíveis a que se mostrou mais adequada para tratar os dados ( $J_c$  ou  $K_{Jc}$ ), medidos na transição, foi a distribuição estatística de Weibull cuja formulação original, de 2 parâmetros que devem ser obtidos por ajuste, é baseada no princípio de que uma corrente se rompe sempre no seu elo mais fraco e que quanto maior a corrente maior será a probabilidade de se ter um elo-mais-fraco.

A distribuição original apresentava alguns inconvenientes e foi adaptada várias vezes. A versão atualmente adotada, utilizando valores  $K_{Jc}$ , é a chamada distribuição de Weibull modificada de 3 parâmetros, eq. (2.a) onde  $P_{f,i}$  é a probabilidade acumulada de ocorrer fratura por clivagem para um valor K igual ou inferior a  $K_{Jc,i}$ .

Para  $P_{f,i}$  é usual adotar a eq. (2.b).  $K_{min}$  é um valor limiar do fator intensidade de tensão abaixo do qual a probabilidade de ocorrer fratura por clivagem é nula (ou desprezível) e  $K_o$  é um fator de ajuste associado a 63% de probabilidade de fratura.  $N$  é a quantidade disponível de valores  $K_{Jc}$  a serem ajustados pela expressão (2.a) e  $i$  é a posição ou ordem de um dado valor  $K_{Jc,i}$  no conjunto de valores obtidos nos ensaios, após os mesmos serem ordenados crescentemente. Esta é a distribuição adotada pela norma ASTM E1921 no tratamento dos dados na transição, como será visto em detalhes mais adiante.

$$K = \sqrt{J E'} \quad (1)$$

$$1 - P_{f,i} = \exp\left(-\left[\frac{K_{Jc,i} - K_{\min}}{K_o - K_{\min}}\right]^m\right) \quad (2.a) \quad P_{f,i} = \frac{i - 0.3}{N + 0.4} \quad (2.b)$$

Em princípio os três parâmetros ( $m$ ,  $K_{\min}$  e  $K_o$ ) deveriam ser obtidos por um processo de ajuste simultâneo. Foi mostrado por Wallin [1984, 1985], por meio de um modelo estatístico microestrutural, e com uma análise envolvendo um grande número de conjuntos de dados experimentais, que o expoente  $m$  tende para o valor constante 4 a medida que o número de resultados experimentais aumenta. Wallin [1984] também mostrou, por meio de simulações numéricas, que o parâmetro  $K_{\min}$  deveria estar entre 10 e 20 MPa $\sqrt{m}$ . Em trabalho posterior Wallin [1993] sugere que seja adotado o valor  $K_{\min} = 20$  MPa $\sqrt{m}$ .

Adotando-se, como indicado na norma ASTM E1921 [1997],  $K_{\min} = 20$  MPa $\sqrt{m}$  (independente da temperatura de ensaio e do material) e  $m = 4$ , o parâmetro  $K_o$  é o único que resta na eq. (2.a) para ser determinado por um processo de ajuste. Em princípio este parâmetro pode ser determinado por qualquer método que seja conveniente. A norma E1921 adota a expressão (3) oriunda do “*maximum likelihood method*”, onde  $r$  é a quantidade de valores  $K_{Jc}$  válidos.

São válidos aqueles valores  $K_{Jc}$  que sejam inferiores ao valor  $K_{Jc,limite}$  dado pela eq. (4) onde  $b_o (=W-a)$  é o ligamento remanescente do corpo de prova,  $\sigma_{ys}$  é o limite de escoamento do material na temperatura de ensaio e  $M = 30$ . O valor de  $M$  foi estabelecido de tal forma que não seja grande a discrepância entre o valor de  $J$  calculado na ensaio (“*far field J*”) e o valor teórico existente na ponta da trinca (“*near crack-tip J*”). Esta condição limita severamente a temperatura de ensaio para os corpos de prova pequenos. A norma ainda tem outros critérios para definir a validade de um ensaio, entre os quais: o crescimento dúctil da trinca deve ser inferior a 5% do ligamento remanescente ( $b_o$ ) e, o tamanho inicial da trinca,  $a$ , deve ser tal que  $0.45 < a/W < 0.55$ , onde  $W$  é a largura do corpo de prova.

$$K_o = \left( \frac{\sum_{i=1}^N (K_{Jc,i} - K_{\min})^m}{r - 0.3068} \right)^{\frac{1}{m}} + K_{\min} \quad (3)$$

$$K_{Jc,limite} = \sqrt{\frac{\sigma_{ys} E b_o}{M}} \quad (4)$$

Uma vez que o valor  $K_o$  seja conhecido, e utilizando a eq. (2.a) com  $P_f = 0.5$ , isto é: 50% de probabilidade de fratura, o valor mediano da distribuição de tenacidade à clivagem em uma dada temperatura,  $K_{Jc,med}$ , pode ser obtido – eq. (5). Plotando os valores  $K_{Jc}$  em um gráfico  $\ln(\ln(1-P_f)) \times \ln(K_{Jc}-K_{\min})$  tem-se uma reta de inclinação  $m$ , fig. 1, que é chamado gráfico de Weibull. O expoente  $m$ , portanto, está associado com o espalhamento dos dados: para  $m$  grande (pequeno) tem-se um pequeno (grande) espalhamento.

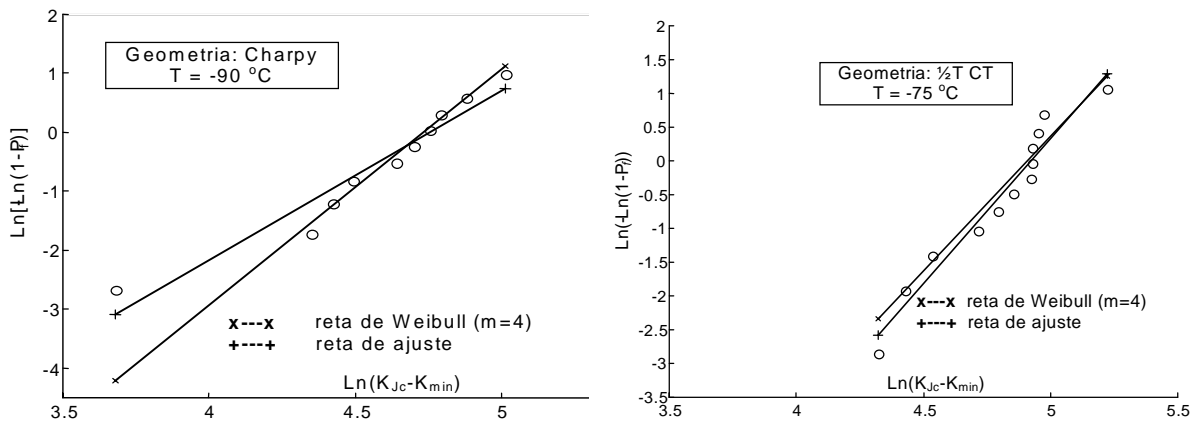
$$K_{Jc,med} = (K_o - K_{\min}) * 0.9124 + K_{\min} \quad (5)$$

### 3. CURVA MESTRA

Wallin [1991] propôs uma expressão (Curva Mestra), eq. (6.a), para descrever o



comportamento mediano dos valores  $K_{Jc}$  ( $K_{Jc,med}$ ) dos aços ferríticos ensaiados na transição, e associados a um valor “unitário” de espessura ( $B=1T=25.4\text{mm}$ ), em função de um único parâmetro: a temperatura de referência ( $T_o$ ), definida de modo que  $K_{Jc,med} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$  quando  $T=T_o$ , isto é, quando o ensaio é realizado na temperatura de referência. A forma desta Curva Mestra é fixa e independentemente da geometria, tamanho do corpo de prova ensaiado, da composição química, do tratamento mecânico do material e tensão de escoamento do material. A mesma também não é afetada pelo envelhecimento térmico nem pelo nível de irradiação neutrônica sofrido pelo material. Estes efeitos não alteram a forma da curva, apenas a deslocam (i. e: mudam o valor de  $T_o$ ).



**Figura 1.** Gráficos de Weibull, aço “CAJM” A508c13

Este parâmetro  $T_o$  está sendo adotado pela ASME como alternativa ao parâmetro  $RT_{NDT}$  [Kirk et al., 1999] para indexar os valores  $K_{Jc}$  utilizados no projeto de reatores nucleares, como consequência da robustez da sua formulação, comprovada em diversos trabalhos [Kirk e Lott, 1998, Natishan e Kirk, 1999].

$$K_{Jc,med} = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \quad (6.a) \quad T_o = T - \frac{1}{0.019} \ln \left[ \frac{K_{Jc,med} - 30}{70} \right] \quad (6.b)$$

#### 4. PROCEDIMENTO PARA CALCULAR $T_o$ SEGUNDO A NORMA ASTM E1921-97

A norma ASTM E1921-97 [1997] estabelece o procedimento para calcular  $T_o$  a partir de  $N$  valores  $K_{Jc}$  obtidos **em uma mesma temperatura**  $T$ , e supondo que existam pelo menos 6 valores válidos associados a espessura “unitária”.

A determinação de  $T_o$  é feita do seguinte modo: inicialmente se aplica a eq. (3) para se obter o parâmetro  $K_o$ . Em seguida, se aplica a eq. (4) para obter o valor mediano ( $K_{Jc,med}$ ) da distribuição dos  $N$  valores  $K_{Jc}$ . Com a determinação de  $K_{Jc,med}$ , para uma temperatura  $T$ , tem-se o valor da temperatura de referência  $T_o$  a partir da eq. (6.b) que é a eq. (6.a) escrita em ordem reversa. Assim, todo o comportamento mediano da tenacidade à clivagem ( $K_{Jc,med}$ ) com a temperatura passa a ser conhecido. Note-se, entretanto, que a Curva Mestra não define o fim da transição e que não é possível tratar os conjuntos que apresentem  $K_{Jc,med} \leq 30 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ .

##### 4.1 Tratamento de valores $K_{Jc}$ oriundos de corpos de prova com $B \neq 1T$ .

O tratamento estatístico dos dados na transição, bem como a própria Curva Mestra, é

baseado no princípio do elo-mais-fraco. O nível de restrição à plasticidade, entendido como restrição à deformação plástica (“*constraint*”), ou simplesmente *restrição*, existente na ponta da trinca, também contribui para o grande espalhamento dos resultados na transição. Entretanto, resultados experimentais e modelos metalúrgicos mostram que há um efeito absoluto da espessura nos valores de tenacidade à clivagem medidos que não está relacionado com o nível de *restrição* existente na geometria ensaiada mas sim com o princípio do elo-mais-fraco.

Este efeito foi quantificado por Wallin [1984, 1985] através da eq. (7), considerando uma distribuição aleatória de defeitos microestruturais e de variações metalúrgicas no material à frente de uma trinca. Esta eq. serve para uniformizar, para uma mesma espessura ( $B_{1T}$ ), os valores de tenacidade à clivagem, expressos em termos do fator K ( $K_{B_{xT}}$ ), obtidos com corpos de prova de outra espessura ( $B_{xT}$ ). Está implícito que a falha ocorre por clivagem sem crescimento dúctil da trinca. Esta expressão, baseada no princípio do elo-mais-fraco, é adotada pela norma ASTM E1921-97 para corrigir os valores  $K_{Jc}$  obtidos com corpos de prova que tenham espessura diferente de 1T, antes de aplicar o procedimento para calcular  $T_o$ .

$$K_{B_{1T}} = K_{\min} + (K_{B_{xT}} - K_{\min}) \left( \frac{B_{xT}}{B_{1T}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (7)$$

## 4.2 Espalhamento dos Dados.

Utilizando-se expressões semelhantes a aquela da Curva Mestre mediana ( $P_f = 50\%$ ) é possível obter os valores dos coeficientes necessários para definir curvas-limite ‘mínimas’ (“*lower bounds*”) associadas a 1%, 2%, 3%, 4%, 5%, e ‘máximas’ (“*upper bounds*”) associadas a 95%, 96%, 97%, 98%, 99% de probabilidade de fratura [ASTM, 1997]. Como exemplo são apresentadas as curvas associadas a 5%,  $K_{Jc(0,05)}$ , e a 95%,  $K_{Jc(0,95)}$ , de probabilidade de fratura, eq. (8.a) e (8.b). Com a adoção destas curvas-limite é possível estabelecer uma faixa de espalhamento dos dados (tenacidade à clivagem) em cada temperatura, associada a um valor de probabilidade de fratura previamente escolhida.

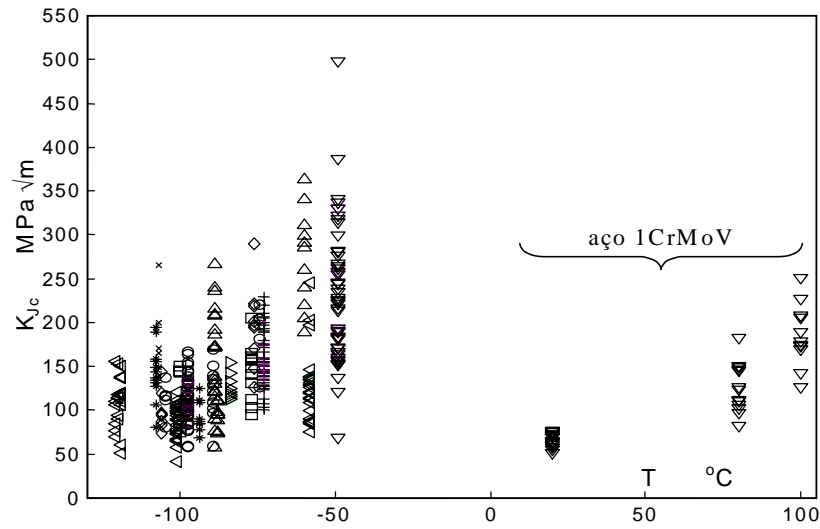
$$K_{Jc(0,95)} = 34.6 + 1022 e^{0.019(T-T_o)} \quad (8.a)$$

$$K_{Jc(0,05)} = 25.4 + 37.8 e^{0.019(T-T_o)} \quad (8.b)$$

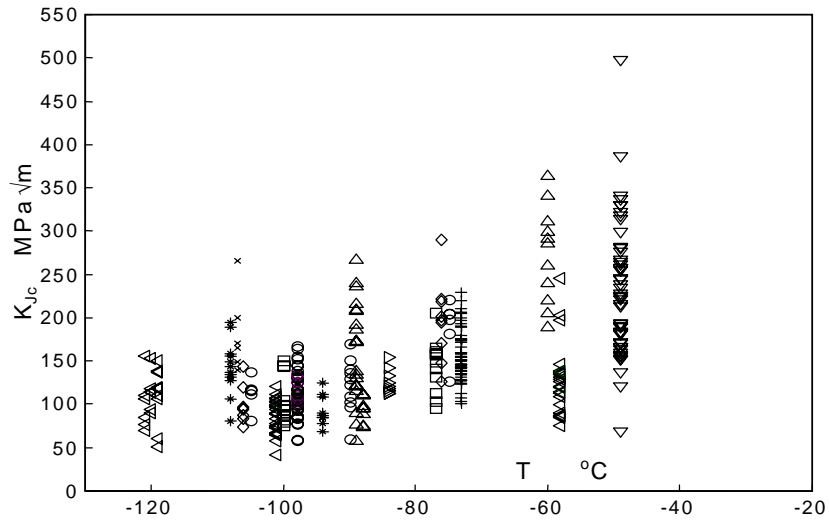
## 5. EXEMPLO DE CÁLCULO DE $T_o$ PELA NORMA ASTM E1921-97

Valores de  $T_o$  foram obtidos para vários conjuntos, totalizando mais de 400 valores de tenacidade à clivagem, associados a vários materiais, geometrias, tamanhos e temperaturas. Incluindo os valores apresentados em [Miranda, 2000], medidos no âmbito do programa experimental desenvolvido para uma pesquisa [Miranda, 1999] com o aço nuclear nacional A508 classe 3 identificado como “CAJM” A508cl3. Na tabela 1 tem-se algumas informações dos materiais e respectivos conjuntos de valores de tenacidade à clivagem, apresentados nas figuras 2 e 3, e como identificá-los. Na figura 4 os valores  $K_{Jc}$  são apresentados juntamente com a Curva Mestre e as curvas associadas a  $P_f = 5\%$  e a  $P_f = 95\%$ .

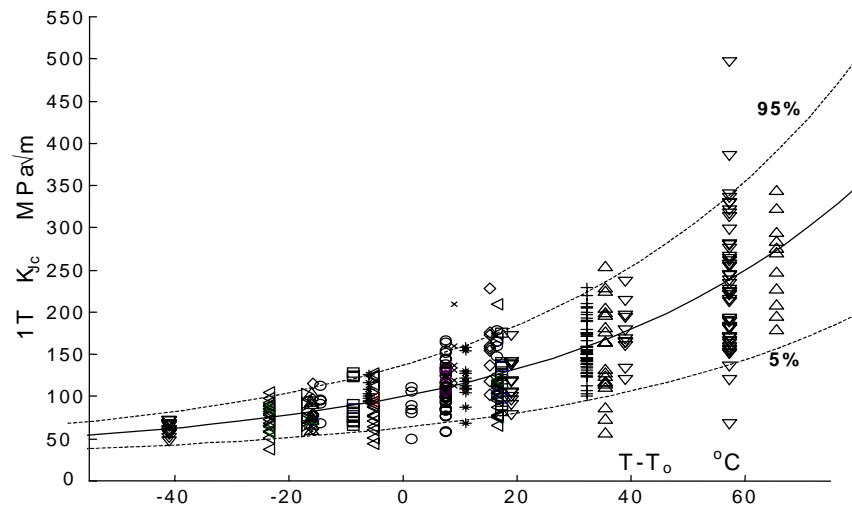
As principais informações como quantidades de resultados válidos, além de parâmetros intermediários para se chegar nos valores de  $T_o$  associados ao material “CAJM” A508cl3, são apresentados em outro trabalho [Miranda, 2000].



**Figura 2.** Resultados Brutos (Não Ajustados Para 1T) Inclui o Aço 1CrMoV



**Figura 3.** Resultados Brutos (Não Ajustados Para 1T) NÃO Inclui o Aço 1CrMoV



**Figura 4.** Resultados (Ajustados Para 1T) e Curva Mestra com Limites 5% e 95%

**Tabela 1.** Identificação dos materiais incluídos nas figuras 2, 3 e 4.

Origem	T (°C)	Quantidades	Símbolo	Geometria
“CAJM” A508cl3	-75 / -100	12 / 12		½T CT
	-75 / -106	9 / 8	◇	0.394T SENB
	-75 / -90 / -106	6 / 10 / 6	O	Charpy
JSPS/MPC A508 cl3	-50	50	▽	1T CT
	-75	55	+	
	-100	50	O	
[Ito, 1998] (ver tabela 3)	-85	9	*	Charpy
	-95	9	▷	Charpy
	-95	9	△	0.4T CT
A508 cl3	-106	6	x	0.394T SENB
	-106 / -120	12 / 22	* ◁	Charpy
1CrMoV	20 / 80 / 100	16 / 13 / 11	▽	CT (B=20mm)
20MnMoNi55	-60 / -90	11 / 16	△	CT
A470 NiCrV	-60 / -100	27 / 28	◁	½T CT

## 6. CÁLCULO DE T<sub>0</sub> MULTI-TEMPERATURA - EXEMPLOS

Kirk et al. [1999], citando trabalho de Wallin [1995], apresentam a eq. (9) para a determinação de T<sub>0</sub>, a partir de valores K<sub>Jc</sub> **obtidos em diversas temperaturas** e convertidos para espessura “unitária”, que deve ser resolvida de forma iterativa.

Nesta eq. (9), T<sub>i</sub> é a temperatura de teste associada a K<sub>Jc,i</sub>, a = 31 MPa√m, b = 77 MPa√m e c = 0,019 °C<sup>-1</sup>. K<sub>Jc,i</sub> é o menor entre o i-ésimo valor K<sub>Jc</sub> medido e o valor K<sub>Jc,limite</sub>. δ<sub>i</sub> = 1 se K<sub>Jc,i</sub> é “válido” e δ<sub>i</sub> = 0 em caso contrário. Esta metodologia, utilizando resultados obtidos em diversas temperaturas para calcular T<sub>0</sub> ainda não faz parte da norma E1921 [ASTM 1997]. Adotando-se esta eq. não há perdas porque todos os valores K<sub>Jc</sub> são utilizados no cálculo de T<sub>0</sub> independente da quantidade disponível em cada temperatura.

Em coerência com a norma ASTM E1921 [1997], sugere-se que haja o número mínimo de 6 valores experimentais válidos.

Utilizando-se os valores K<sub>Jc</sub> apresentados por Miranda [1999] e os os valores K<sub>Jc</sub> indicados na tabela 2 [Ito, 1998] onde as geometrias ensaiadas têm a/W = 0.5, na tabela 3 são apresentados dois exemplos de cálculo de T<sub>0</sub> a partir de valores (K<sub>Jc</sub>) obtidos em diversas temperaturas.

$$\sum_{i=1}^N \frac{\delta_i \cdot \exp[c(T_i - T_0)]}{a - K_{\min} + b \cdot \exp[c(T_i - T_0)]} - \sum_{i=1}^N \frac{(K_{Jc,i} - K_{\min})^4 \cdot \exp[c(T_i - T_0)]}{\{a - K_{\min} + b \cdot \exp[c(T_i - T_0)]\}^5} = 0 \quad (9)$$

**Tabela 2.** Valores de K<sub>Jc</sub> [Ito, 1998]

Geometria	T (°C)	K <sub>Jc</sub> (MPa√m)
Charpy	-85	112.7, 117.8, 154.3, 121.4, 132.2, 124.8, 115.6, 141.8, 112.7
Charpy	-95	90.0, 84.5, 111.8, 84.6, 124.8, 108.8, 68.5, 87.5, 78.3
0.4T CT	-90	73.8, 74.5, 111.5, 88.5, 97.8, 95.9, 109.8, 95.8, 111.5

**Tabela 3.** T<sub>o</sub> (em °C) Multi-Temperatura

Material	Geometria	T (°C)	# de valores K <sub>Jc</sub>	T <sub>o</sub> E1921/97	T <sub>o</sub> Multi- Temperatura
			total / inválidos		
“CAJM” A508 classe 3	½T CT	-75	12 / 1	-90.7	-89.7
		-100	12 / 0	-94.8	-94.4
		2 conjuntos	24 / 0	-92.7 <sup>1</sup>	-92.0
	Charpy	-75	6 / 5	[-109.6]	[-129.7]
		-90	10 / 2	-92.9	-91.2
		-106	6 / 0	-99.6	-98.8
		3 conjuntos	22 / 7	-96.1 <sup>1</sup>	-100.9
	SENB	-75	9 / 6	[-112.2]	[-107.5]
		-106	8 / 0	-90.5	-90.0
		2 conjuntos	17 / 6	-90.5	-101.6
Todas	Todas (7)	63 / 14	-93.1	-98.0	
[Ito, 1998] tabela 3	Charpy	-95	9 / 0	-74.7	-74.6
	Charpy	-85	9 / 3	-86.6	-84.4
	0.4T CT	-90	9 / 0	-69.5	-69.6
	-----	3 conjuntos	27 / 3	-76.9 <sup>1</sup>	-77.0

<sup>1</sup> – valor médio

## 7. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

O princípio da Curva Mestre é baseado em 3 premissas básicas: (1) os efeitos de tamanho são devidos ao princípio do elo-mais-fraco (serve para normalizar os valores de tenacidade à clivagem para uma espessura “de referência” ou unitária). (2) a distribuição de Weibull, com o expoente  $m = 4$ , serve para descrever/ajustar os valores medidos para todos os aços ferríticos e, (3) uma única expressão serve para descrever toda a transição.

Os exemplos apresentados, resumidos nas figuras 1 a 3, corroboram a validade da Curva Mestre em ajustar valores de tenacidade à clivagem medidos na transição, inclusive com corpos de prova pequenos, como os Charpy pré-trincados. Em particular, ao se comparar as figuras 1 e 3 se percebe, com nitidez, a vantagem em se utilizar uma ferramenta como a Curva Mestre, e a temperatura T<sub>o</sub>, para indexar os valores de tenacidade à clivagem medidos na transição.

Quanto à formulação multi-temperatura, observa-se que os valores de T<sub>o</sub> associados a conjuntos formados só por valores K<sub>Jc</sub> “válidos” praticamente não se alteram quando comparados com os respectivos valores utilizando-se o procedimento da norma ASTM E1921-97.

## 8. REFERÊNCIAS

- ASTM E1921-97, 1997. *Test Method for Determination of the Reference Temperature, T<sub>o</sub>, for Ferritic Steels in the Transition Range*. American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- Ito, H. L., 1998. Informação pessoal. Dados ainda não publicados.

- Kirk, M. T., Lott, R., 1998. *Empirical Validation of the Master Curve for Irradiated and Un-Irradiated Reactor Pressure Vessels*. In: 1998 ASME/JSME Pressure Vessel and Piping Conference, July 27-30, San Diego, CA.
- Kirk, M. T.; Lott, R.; Server, W.; Rosinski, S. 1999. *Initial Reference Temperature and Irradiation Trend Curves for Use with  $RT_{To}$ , a Preliminary Assessment*. In: 1999 ASME Pressure Vessel and Piping Conference, August 2-5, Boston, MA.
- Miranda, C. A. J. M., 1999. *Obtenção da Tensão de Clivagem e Nível de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição: Abordagem Numérica e Experimental*. Tese de doutorado, Set/1999, IPEN/USP, São Paulo, SP.
- Miranda, C. A. J. M., 2000. *Medidas Experimentais de Tenacidade à Clivagem com Corpos de Prova Pequenos na Região de Transição e Obter a Curva Mestra*. Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Natishan, M. E.; Kirk, M. T., 1999. *A Physical Basis for the Master Curve*. In: 1999 ASME Pressure Vessel and Piping Conference, August 1-5, Boston, MA.
- Wallin, K., 1984. *The Scatter in  $K_{IC}$  Results*, Engineering Fracture Mechanics. v. 19, p. 1085-1093.
- Wallin, K., 1985. *The Size Effects in  $K_{IC}$  Results*. Engineering Fracture Mechanics. v. 22, n. 1, p. 149-163.
- Wallin, K., 1991. *Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels*. In: Joint FEEG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials, Singapore, August 6-8, p. 83-88.
- Wallin, K., 1993. *Statistical Aspects of Constraint With Emphasis on Testing Analysis of Laboratory Specimens in the Transition Region*. In: Constraint Effects in Fracture. ASTM STP 1171, p. 264-288, 1993.
- Wallin, K., 1995. *Re-Evaluation of the TSE Results Based on the Statistical Size Effects*. VTT Manufacturing Technology.

## PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM MANCAL MAGNÉTICO AXIAL

**\*José Andrés Santisteban**

**\*\*Sérgio R. A. Mendes**

\*UFF-TEE, Av. Passo da Pátria 156, São Domingos, Sala D519, CEP 24210-240, Niterói, RJ.  
Phone: 55.21.620-7070 br. 337, e-mail: [latinus@intertrim.com.br](mailto:latinus@intertrim.com.br).

\*\* UFRJ-PEE, Cidade Universitária, CT, Sala H305, CEP 21945-970, Rio de Janeiro, RJ.  
Phone: 55.21.260-5010 br. 239, e-mail: [mendes@coe.ufrj.br](mailto:mendes@coe.ufrj.br).

### RESUMO

A levitação magnética aplicada às máquinas elétricas rotativas é uma tecnologia relativamente recente e muito promissora. A substituição dos tradicionais mancais mecânicos pelos mancais magnéticos tem como característica principal a ausência de atrito mecânico, o que torna vantajosa sua utilização em motores que operam em altas velocidades ou naqueles que necessitam ser operados em ambientes esterilizados. Sob o aspecto acadêmico, esta tecnologia aborda conceitos básicos de vários campos da engenharia elétrica: eletromagnetismo, controle, máquinas elétricas, sistemas digitais, eletrônica linear e eletrônica de potência. Neste trabalho são apresentadas as equações básicas que envolvem o projeto de um mancal magnético axial capaz de levantar uma peça de material ferromagnético a uma distância de poucos milímetros. Resultados obtidos em simulações realizadas em um programa de cálculo de campos por elementos finitos confirmam a análise teórica apresentada. Finalmente, resultados experimentais mostram a validade do projeto desenvolvido.

**Palavras chave:** levitação eletromagnética, mancal magnético axial, controle.

### 1. INTRODUÇÃO

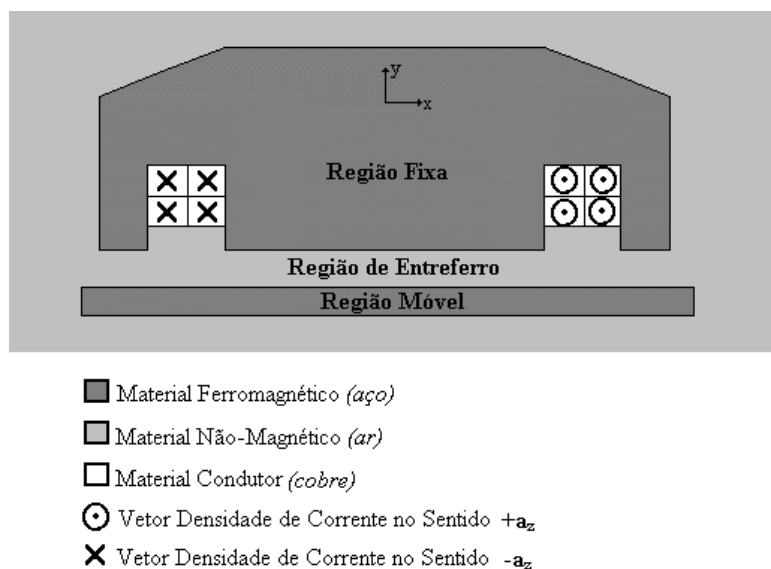
Os mancais magnéticos são dispositivos que utilizam o princípio da levitação magnética para a sustentação dos rotores das máquinas elétricas. Ao longo das últimas décadas, estes mancais vêm sendo desenvolvidos para algumas aplicações específicas na indústria. Em máquinas que operam em altas velocidades, por exemplo, o desgaste de peças devido ao atrito mecânico é praticamente inexistente quando eles são empregados. Isto possibilita um maior período livre de manutenção, se comparado com as máquinas rotativas que utilizam mancais mecânicos. Por ser uma tecnologia bastante recente e, por enquanto, pouco explorada comercialmente, sua implantação demanda alto investimento inicial (Schweitzer, 1994). Porém, este investimento pode ser recuperado em prazo razoável. Por outro lado, a preservação das fontes de energia, hoje em dia, tem uma relevância maior para a humanidade. Deve-se ter bastante cautela quanto ao desperdício das riquezas naturais que, infelizmente, não têm sido bem aproveitadas pelo homem nas últimas décadas. Recentemente, entraram em funcionamento, no Japão, as duas primeiras hidroturbinas que utilizam a tecnologia dos mancais magnéticos (Actidyne, 1995). A não utilização de óleo lubrificante nestas máquinas elimina qualquer risco de poluição causado pelo mesmo. Nas indústrias alimentícia e de equipamentos médicos, onde também é importante a ausência de qualquer tipo de contaminação, o uso dos mancais magnéticos também se justifica.

## 1.1 Levitação Magnética

A levitação é definida como o equilíbrio estável de um corpo sem contato sólido ou fluido com o solo. Manter um corpo flutuando no ar é uma idéia que fascina a mente humana há muitos anos, pois significa compensar ação da gravidade atuante sobre este corpo. Uma das formas de levitação é a magnética, a qual pode ser obtida de forma passiva (ímãs permanentes, materiais diamagnéticos ou supercondutores) ou de forma ativa (correntes parasitas e eletroímãs com controle realimentado ou com correntes dinâmicas). Um sistema de levitação magnética consiste em dois subsistemas: (i) sistema primário- responsável pela geração do campo magnético; (ii) sistema secundário- responsável pela forma ou aprisionamento do fluxo magnético (Moon, 1994). Como exemplo podem ser citados os trens magneticamente levitados (Maglev), que há algumas décadas vêm surgindo como uma forma alternativa de transporte em alta velocidade.

## 1.2 Mancais Magnético Axial

Baseados nos princípios da levitação magnética, os mancais magnéticos substituem os mancais mecânicos das máquinas elétricas convencionais. Estes têm a função de manter fixa a posição relativa entre o rotor e o estator. De acordo com sua direção de atuação, os mancais magnéticos são divididos em dois tipos: mancal magnético radial e mancal magnético axial. O primeiro atua ao longo de eixos ortogonais orientados radialmente (Salazar, 1994; Santisteban, 1999). O segundo atua ao longo do eixo do rotor. Para deslocamentos na direção axial do rotor, em torno de uma referência, este mancal deve produzir uma força no sentido oposto até que o rotor retorne à posição desejada. Uma das formas mais recentes de implementação passiva utiliza o princípio de levitação por supercondutividade (David, 1999), entretanto, a alternativa desenvolvida neste trabalho é do tipo ativa, tal como esquematizada na Figura 1.



**Figura 1-** Vista em Corte do Mancais Magnético Axial.

Nesta figura, a região fixa é responsável pela geração do campo magnético. Nela encontra-se uma bobina com  $N$  espiras que, quando percorrida por uma corrente elétrica de intensidade  $I$ , produz um campo magnético de intensidade  $H$  (Lei de Ampère), ao longo de um



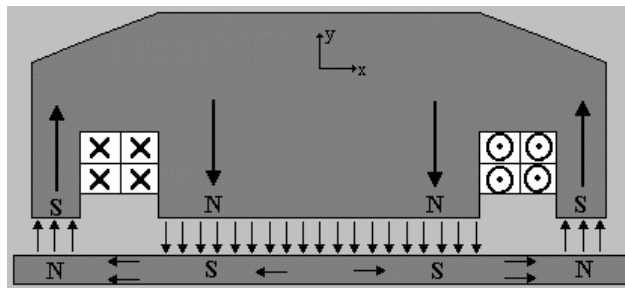
percurso fechado  $l$  (Hayt, 1983). Este percurso fechado atravessa as regiões fixa (primário), móvel (secundário) e entreferro.

## 2. MODELAGEM

O projeto de um mancal magnético axial é iniciado com o desenvolvimento de uma relação entre as grandezas fundamentais deste sistema: a força magnética de atração exercida pelo primário sobre o secundário, a corrente elétrica que circula pelo enrolamento situado no primário e a espessura do entreferro.

### 2.1 Princípio de Funcionamento

De acordo com a Lei de Ampère a existência de vetores densidade de corrente elétrica  $J(+a_z)$  provoca o surgimento de vetores intensidade de campo magnético de módulo  $H$ , orientados no sentido anti-horário (regra da mão direita), ao redor da região que contém estes vetores. O funcionamento do mancal magnético axial ativo é baseado no controle da força de atração existente entre os pólos **N** e **S**, sendo estes separados por um entreferro magnético.



**Figura 2-** Pólos *Norte* e *Sul* criados pelas Linhas de Fluxo que atravessam o Entreferro.

### 2.2 Energia Armazenada num Entreferro Magnético

Sendo a espessura do entreferro igual a  $y$  seu volume  $V_g$  é dado por:

$$V_g = \int_0^y S_g \cdot dy = y \cdot S_g, \quad (1)$$

onde  $S_g$  é a área total do entreferro.

Considerando a densidade de fluxo magnético no entreferro constante  $\mathbf{B}_g$ , a energia magnética armazenada no entreferro é:

$$W_g = -\frac{1}{2} \cdot (\mathbf{B}_g \cdot \mathbf{H}_g) \cdot V_g. \quad (2)$$

Esta equação somente é válida para meios lineares (Kraus, 1991). Sendo o entreferro do mancal magnético axial composto por ar, não há restrição quanto à sua utilização. Os vetores  $\mathbf{B}_g$  e  $\mathbf{H}_g$  têm a mesma direção e, no entreferro, se relacionam por  $\mu_0$ , logo:

$$W_g = -\frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot B_g^2 \cdot y \cdot S_g. \quad (3)$$

Admitindo-se que a permeabilidade magnética relativa do material ferromagnético é muito maior que a do ar, toda força magnetomotriz produzida no primário se verifica no entreferro.

Expressando  $B_g$  em função de  $N$ ,  $I$  e  $y$ , tem-se a energia no entreferro:

$$W_g = - \mu_0 \cdot \frac{(N \cdot I)^2 \cdot S_g}{2 \cdot y} \cdot (-\mathbf{a}_y). \quad (4)$$

Derivando a expressão da energia com relação à distância  $y$ , é obtida a expressão para a força total de atração exercida pela região fixa sobre a região móvel.

$$\mathbf{F}_{total} = \frac{dW_g}{dy} = \mu_0 \cdot \frac{(N \cdot I)^2}{2 \cdot y^2} \cdot S_g \cdot (+\mathbf{a}_y) \quad (\text{Força de Maxwell}). \quad (5)$$

A força de atração apresentada pela equação (5) é definida como uma função dependente de apenas duas variáveis: corrente e entreferro. Porém, surge um termo constante, que depende de características construtivas do primário, como número de espiras do enrolamento e área das superfícies circulares central  $S_{central}$  e externa  $S_{externa}$  do entreferro (Mendes, 1999).

$$K_{força} = \frac{N^2 \cdot \mu_0 \cdot S_{externa} \cdot S_{central}}{2 \cdot (S_{externa} + S_{central})}. \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{total} = K_{força} \cdot \frac{I^2}{y^2} \cdot (+\mathbf{a}_y)N. \quad (7)$$

### 2.3 Características Construtivas

O enrolamento do primário foi construído com 377 espiras e admite-se que sua corrente não ultrapassa o valor de 2,5A. A área  $S_{externa} = S_{central} = 4,8 (10^{-3} \text{ m}^2)$ . Detalhes adicionais sobre o protótipo são apresentados em Santisteban (1998).

Das características construtivas, o valor de  $K_{força}$  é:

$$K_{força} = 2.14 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m} \cdot \text{esp}^2).$$

Sendo assim, a relação entre as três grandezas fundamentais deste sistema de levitação eletromagnética é dada por:

$$F_{total} = 2.14 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{I^2}{y^2} \cdot (+\mathbf{a}_y)N. \quad (8)$$

### 3. SIMULAÇÕES

Programas de cálculo de campos por elementos finitos são ferramentas muito importantes nos projetos de engenharia. Sua utilização neste trabalho se justifica com a finalidade de validar o modelo teórico desenvolvido.

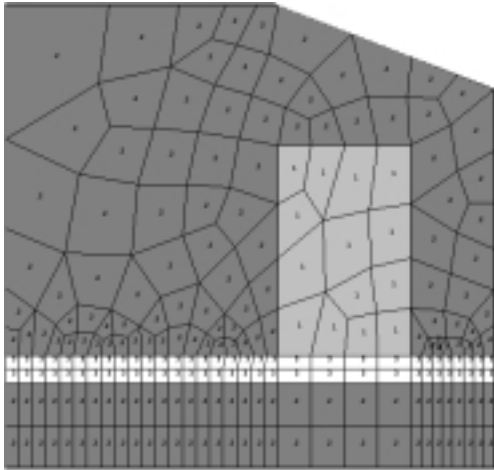
O usuário deve informar ao programa o valor da corrente que percorre o condutor por intermédio de um vetor densidade de corrente elétrica  $\mathbf{J}$ , que é definido por:

$$\mathbf{J} = \frac{NI}{S} (+\mathbf{a}_S), \quad (9)$$

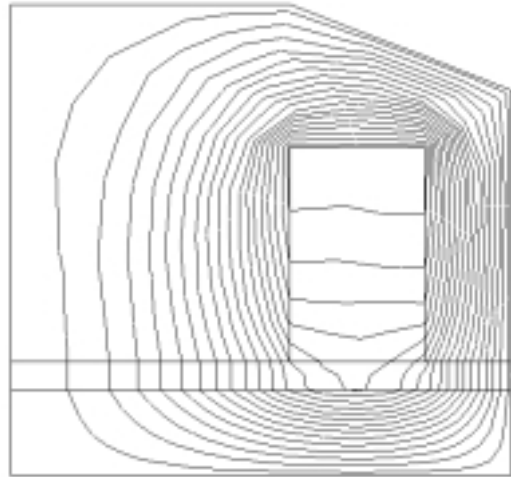
onde  $I$  é a corrente que circula através do enrolamento de  $N$  espiras e área de secção  $S$ . O vetor unitário perpendicular à superfície  $S$  é dado por  $+\mathbf{a}_S$ . Para o protótipo desenvolvido  $S=0.00057\text{m}^2$ .

Também é necessário que sejam definidas as condições de fronteira, ou seja, se as linhas de fluxo são paralelas (Dirichlet) ou perpendiculares (Neumann) às fronteiras. No modelo em questão todas as fronteiras são Dirichlet (Ansys Help System, 1994).

A Figura 3.a apresenta a geometria simplificada do modelo dividida em 237 elementos, de um máximo de 250. Na Figura 3.b pode ser observada a distribuição das linhas de fluxo magnético ao longo da geometria. Foram realizadas simulações correspondentes a alguns pontos de operação medidos experimentalmente (Tabela 1), onde foi comprovada a validade do modelo teórico.



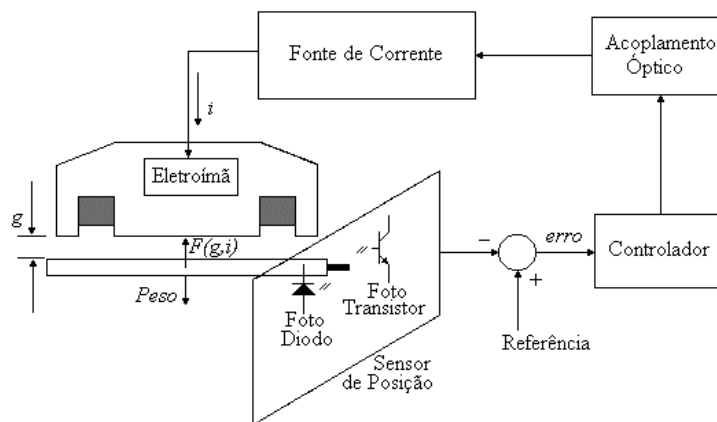
**Figura 3.a-** Geometria Dividida em Elementos Finitos.



**Figura 3.b-** Linhas de Fluxo Magnético.

#### 4. CONTROLE

A Figura 4 apresenta o diagrama esquemático do sistema que compreende a aplicação prática do modelo experimental de um MMA. O sistema é composto por um eletroímã (região fixa), uma massa (região móvel), sensores ópticos de posição, circuitos de controle, interface óptica de disparo e por uma fonte de corrente contínua, ajustável.



**Figura 4-** Diagrama Esquemático do Sistema que Compreende o MMA.

##### 4.1 Descrição da Planta do Sistema

A equação diferencial que descreve o comportamento mecânico do sistema é dada por

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F(y, i) - P, \quad (10)$$

onde  $F(y, i)$  é a força exercida pelo eletroímã para levantar um corpo de peso  $P = mg$ , sendo  $g$  a aceleração da gravidade.

Aplicando a Transformada de Laplace à eq. 10, considerando o sistema relaxado, tem-se:

$$ms^2 Y(s) = F(s) - P(s). \quad (11)$$

Logo, a função de transferência do sistema mecânico é dada por:

$$G(s) = \frac{1}{ms^2}. \quad (12)$$

Para este sistema se tornar estável é necessário que o lugar das raízes seja deslocado para o semiplano esquerdo do plano complexo. Para tanto, pela sua simplicidade, foi adotado um controle do tipo Proporcional Derivativo (PD) (Ogata, 1970). O sistema completo foi simulado no aplicativo SIMULINK, do MATLAB (1999). Os parâmetros do controlador foram ajustados por intermédio deste circuito pelo método de tentativa e erro.

## 4.2 Sensores de Posição

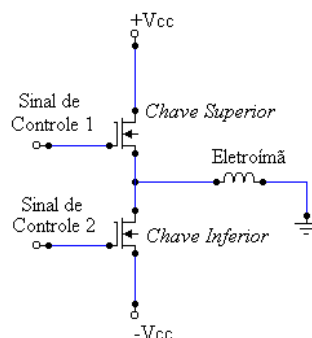
Para cada posição da região móvel ao longo da direção y, o circuito dos sensores óticos de posição fornece uma tensão correspondente, chamada tensão dos sensores de posição ( $V_{sp}$ ). O resultado da subtração entre  $V_{ref}$  (tensão de referência de posição) e  $V_{sp}$  é classificado como sinal de erro ( $V_{erro}$ ), que é enviado ao circuito controlador. O valor  $V_{ref}$  é ajustado através de um potenciômetro.

## 4.3 Circuito de Controle

O circuito de controle recebe um sinal de erro que, de acordo com a posição real na qual se encontra a região móvel (acima ou abaixo da referência de posição), pode ser positivo ou negativo. Após recebido, o sinal de erro é processado pelo Controlador PD e transformado em um valor de tensão adequado, que deve ser interpretado como uma referência de corrente ( $i_{ref}$ ). A referência de corrente é comparada com o valor de tensão fornecido pelo sensor de corrente, que representa a corrente real ( $i_{real}$ ). Por motivo de segurança, utiliza-se um circuito Limitador de Corrente. A imposição de um limite na corrente de referência tem por objetivo impedir que a corrente no eletroímã ultrapasse um determinado valor, admitido como máximo.

## 4.4 Circuito de Disparo

O Circuito de Disparo (*Driver*) fornece os sinais de controle para as chaves superior e inferior do circuito de potência (Figura 5). Se a referência de corrente for maior que a corrente real, a chave superior (ou positiva) deve receber um sinal de nível lógico alto (controle de disparo) e a chave inferior (ou negativa), um sinal de nível lógico baixo (controle de bloqueio), fazendo com que a corrente através do eletroímã aumente seu valor médio. O raciocínio inverso é válido se a referência de corrente for menor que a corrente real. Se as duas chaves conduzem simultaneamente, isto significa um curto-circuito entre  $+V_{cc}$  e  $-V_{cc}$  na fonte de corrente contínua. Isto é evitado utilizando-se um circuito Gerador de Tempo-Morto.



**Figura 5** - Circuito de Potência- Chaves Controladas e Fonte de Corrente.

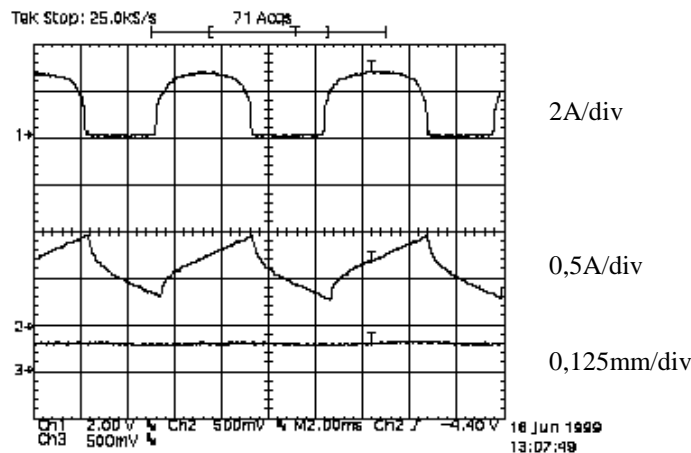
## 5. RESULTADOS

A Tabela 1 apresenta na primeira coluna os valores de entreferro medidos. Nas segunda e terceira colunas são apresentados valores de corrente calculados e medidos, respectivamente. Os valores encontrados nas primeira e segunda colunas são utilizados em simulação realizada pelo programa de cálculo de campos por elementos finitos para o cálculo dos valores de força, apresentados na quarta coluna da mesma tabela.

**Tabela 1-** Valores Referentes a uma Carga de 30N.

Entreferro Medido g mm	Corrente Calculada $i_c$ mA	Corrente Medida $i_m$ mA	Erro Relativo $(i_m - i_c)/i_m$ %	Força Simulada FN
2,5	935	1000	6,5	28,3
3,0	1122	1200	6,5	29,0
3,5	1311	1500	12,6	29,3
4,0	1498	1650	9,2	29,6
4,5	1685	1800	6,4	29,7
5,5	2059	2250	8,5	29,8

A Figura 6 apresenta as formas de onda correspondentes à referência de corrente, à corrente real e ao desvio de posição do disco em relação a 2mm, nos canais 1, 2 e 3, respectivamente. (escala horizontal: 2ms/div)



**Figura 6-** Medidas Relativas ao Disco com Peso de 30N.

## 6. CONCLUSÕES

Através de conhecimentos básicos de eletromagnetismo, foi possível o desenvolvimento de uma equação que relaciona as três grandezas fundamentais de um sistema de levitação eletromagnética: força, corrente e distância. Conhecida a relação entre tais grandezas, iniciou-se um estudo mais profundo do sistema através do dimensionamento e da construção de um protótipo.

Foi utilizado um programa de cálculo de campos por elementos finitos com a finalidade de visualizar-se, de maneira mais confortável, a ocorrência dos fenômenos eletromagnéticos no protótipo sem a necessidade de serem efetuados cálculos complexos.

O controlador utilizado é bastante simples, se comparado a outras técnicas de controle, porém, correspondeu bem às expectativas, vistas suas limitações.

Confrontando os resultados teóricos, simulados e experimentais, pode-se concluir que o modelo teórico desenvolvido no trabalho representa muito bem o mancal magnético axial proposto. As discrepâncias verificadas podem ser atribuídas, entre outros fatores, à dispersão e a incertezas instrumentais.

## 7. REFERÊNCIAS

- Actidyne®, “Hydroturbines in Japan”, The International Magazine of Actidyne® Magnetic Bearings, N° 5, Maio 1995.
- Ansys®, “Magnetic Analysis of a Solenoid Actuator”, Ansys Help System., 1994.
- David, D., Santisteban, J., Andrade, R., Stephan, R., Ripper, A. and Nicolsky, R. “Magnetic Bearing for Induction Machine Using Active Radial Eletromagnetic and Passive Axial Superconducting Components”- Intermag 99- Paper EE08, Kyongju, Korea, 18-21 May 1999.
- Hayt, W.J., “Eletromagnetismo”, LTC S.A., 1983.
- Kraus, J.D., “Eletromagnetics”, McGraw-Hill, 1991.
- Matlab®, Matlab 5.3.0.10183, 1999.
- Mendes, S. R. A., “Projeto e Implementação de um Mancal Magnético Axial”, Projeto de Final em engenharia Elétrica, UFRJ, Brasil, Junho 1999.
- Moon, F. C., “Superconducting Levitation- Applications to Bearings and Magnetic Transportation”, John Wiley & Sons, 1994.
- Ogata, K., Engenharia de Controle Moderno”, Prentice/ Hall do Brasil Ltda., 1970.
- Salazar, A.O., “Uma proposta de motor elétrico sem mancal mecânico”, Tese de doutorado, UFRJ, Brasil, Março 1994.
- Santisteban, J. A., “Estudo da influência de uma carga torsional sobre o posicionamento radial de um motor-mancal”, Tese de doutorado, UFRJ, Brasil, Março 1999.
- Santisteban, J. A., Mendes, S. e Stephan, R. M., “Projeto e construção de um mancal magnético axial”. Jornada de Iniciação Científica, UFRJ, 1998.
- Schweitzer, G., Bleuler, H. and Traxler, A., “Active Magnetic Bearings”, v/dlf Hochschulverlag AG na der ETH Zürich. 1994.

# **O HOMOGENEIZADOR E O IMPELIDOR UNIVERSAL DO TIPO TURBINA: UM ESTUDO COMPARATIVO.**

**Augusto Ronchi Junior**

**Geraldo Luiz Palma**

**Paulo Cezar Razuk**

**Célio Losnak**

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Eng. Luiz. E. C. Coube, s/n, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: [ronchi@bauru.unesp.br](mailto:ronchi@bauru.unesp.br)

## **Resumo**

A agitação e a mistura de líquidos constituem-se num importante tópico das operações unitárias, tendo grande aplicação nos mais variados ramos da indústria. A peça mais importante desse contexto é o impulsor e suas condições operacionais. Neste trabalho, foram executados ensaios com o homogeneizador de estator fixo e rotor de quatro pás radiais e com o impelidor convencional de quatro pás retas inclinadas a 45°, ou turbina. Para a verificação do desempenho do homogeneizador e da turbina, foi preparado um xarope de açúcar com água deionizada a 40° Brix. Foram executados ensaios com rotações de 9,6, 19,2, 25 e 50 rps, num béquer de volume 0,005 m<sup>3</sup> com o impelidor mergulhado até uma altura de 0,03 m acima do fundo do tanque. Para a mistura, em função dos parâmetros de potência consumida e concentração da solução com o tempo, comprovou-se o melhor desempenho do impelidor convencional. Comparou-se, ainda, os resultados de outros ensaios feitos com água de torneira, onde esta mostrou-se mais vantajosa.

**Palavras-chave:** Mistura - líquidos; Número de Potência; Concentração

## **1. INTRODUÇÃO**

Com aplicações numa vasta área da indústria, a mistura pode ser considerada hoje de importância fundamental na maioria dos processos. Ramos industriais tais como o alimentício, químico, petroquímico, farmacêutico e metalúrgico não dispensam processos de mistura em operações que necessitam de alterações químicas, físicas e/ou transferência de calor e massa em seus produtos.

As mudanças na intensidade da agitação necessária para cada produto, fazem com que os projetos de misturadores sejam os mais distintos possíveis.

Características de processos tais como alterações na composição química, podem levar a variações na viscosidade, criar ou eliminar partículas suspensas, alterar o volume da batelada, dificultando o projeto e a avaliação do rendimento do misturador, em termos do tempo e da potência necessária para se obter uma determinada mistura.

### **1.1 Principais tipos de impulsores**

O padrão de recirculação do fluido num misturador deve-se, principalmente, as características de descarga do impulsor. Assim, é preciso inicialmente classificar e conceituar os tipos principais de impulsores, os quais irão fornecer padrões distintos de fluxo. São eles:

a) a turbina de lâmina vertical ou turbina Rushton provoca dois ciclos de recirculação, oferecendo assim um esforço cortante, sendo recomendada para aplicações onde o cisalhamento é mais desejável do que o fluxo.

b) a turbina de lâmina inclinada (pitched-blade turbine) ou de fluxo preponderantemente axial, tem como característica um fluxo maior em proporção ao esforço cortante. O fluxo nestes impulsores é descendente com um componente para fora e rotacional. O padrão descendente muda de direção ao atingir o fundo do tanque, desviando-se para fora e subindo pelas paredes do vaso para em seguida voltar ao impulsor.

c) o impulsor de alta eficiência, provoca um fluxo mais axial do que radial, com maior recirculação e diminuição da turbulência na região próxima as extremidades da lâmina, quando comparado com a turbina de lâmina inclinada.

Dentre os impelidores de última geração, destaca-se o homogeneizador pelo seu novo conceito e, conseqüentemente, pela ausência de aprofundamento científico sobre sua capacidade no campo da mistura.

Este novo impulsor, mostrado a esquerda na figura 1, traz além das pás rotativas, um estator fixo com furos oblongos na direção axial, capaz de alterar as características de fluxo e, conseqüentemente, a eficiência do processo em termos da resposta de tempo e potência consumida na operação de mistura. A figura 1 mostra ainda, a direita, um impulsor tipo turbina com quatro lâminas inclinadas.

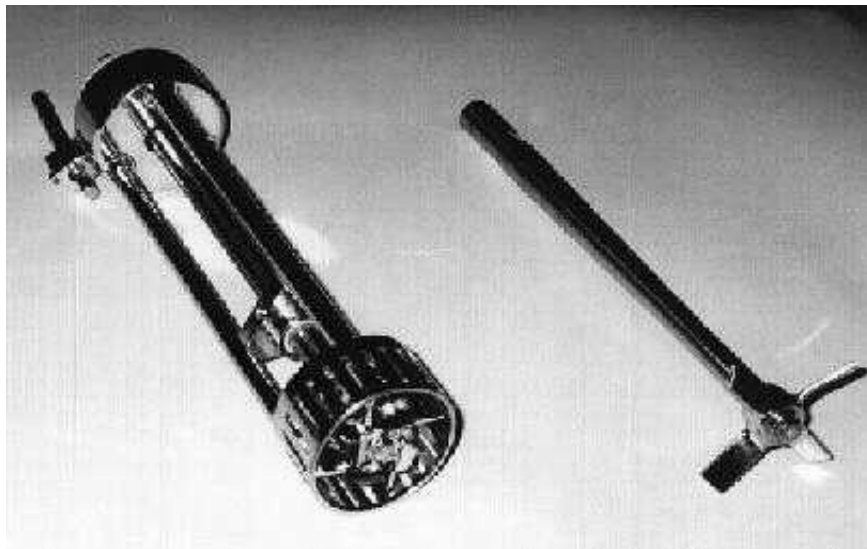


Figura 1. O homogeneizador, a esquerda, e a turbina, a direita.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho de pesquisa tem como objetivos principais:

- o estudo da eficiência na preparação do xarope de açúcar, considerando o tempo necessário para se obter a concentração de 40° Brix com o uso do homogeneizador, e
- da mesma forma usando um impelidor com quatro lâminas inclinadas a 45°.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA



A agitação pode ser classificada da seguinte forma:

**Mistura de líquidos miscíveis:** constitui-se numa operação que necessita muito mais de circulação do que cisalhamento. A potência necessária pode variar bastante, em função do tempo disponível para executar a mistura e das viscosidades e densidades dos componentes à serem misturados. A turbina mais adequada seria a do tipo lâmina inclinada.

**Mistura de líquidos não-miscíveis:** operação que necessita mais de cisalhamento em relação a circulação, sendo empregada usualmente para gerar uma emulsão, estável ou instável, entre dois líquidos. O fluxo aqui tem a sua importância pois é ele que leva o fluido até a região do impulsor, onde é feito o corte. O impulsor tipo lâmina vertical geralmente é o escolhido.

**Suspensões:** são divididas em suspensões simples e operações de cristalização. A operação de suspensão simples requer grande circulação de volume e potência suficiente para evitar a decantação da partícula sólida. Aqui, independente do tipo de mistura, a potência deve garantir que as partículas fiquem suspensas no grau desejado. Geralmente adota-se um impulsor tipo lâmina inclinada.

**Absorção de gás:** esta operação requer um alto esforço cortante controlado para proporcionar uma dispersão fina e máxima área de contato interfacial entre o gás e o líquido. A potência será a suficiente para, além de dispersar o gás, evitar que ele escape para a superfície do líquido. A turbina de fluxo radial é a mais indicada.

**Transferência de calor:** a circulação deve assegurar uma temperatura uniforme da massa líquida em agitação. Uma mistura insatisfatória dos componentes, da parede ao centro do vaso, fará com que a temperatura do líquido na parede aproxime-se da temperatura da mesma, reduzindo assim a transferência de calor entre eles.

Dickey & Hemrajani (1992) chamam a atenção para a importância de se compreender os objetivos do processo de mistura como um passo essencial para o correto dimensionamento e seleção do equipamento. A mistura, segundo os autores, é melhor avaliada em termos de três parâmetros principais: intensidade, dificuldade e capacidade, os quais relacionam-se, respectivamente, com a velocidade do fluido, a viscosidade e a quantidade de material que deve ser misturado.

O número de Reynolds é definido como

$$Re = \rho \cdot N \cdot D^2 / \mu \quad (1)$$

onde  $\rho$  é a massa específica do líquido,  $N$  é a rotação do impelidor,  $D$  é o diâmetro do impulsor e  $\mu$  é a viscosidade absoluta do líquido.

Assim, a classificação do escoamento foi feita como sendo:

- laminar, para  $Re$  menor que 10,
- turbulento, para  $Re$  maior que 20.000, e
- região de transição, para  $Re$  entre 10 e 20.000.

O número de potência do impulsor é calculado pela equação

$$N_p = P / (\rho \cdot N^3 \cdot D^5) \quad (2)$$

e permanece constante para condições turbulentas. O símbolo  $P$  representa a potência.

A exigência de potência num misturador foi objeto da pesquisa de Kinget *al.* (1988), que consideraram várias características de processo, tais como o tempo necessário para a operação e os coeficientes de transferência de massa e de calor, dependentes da potência demandada.

Hicks *et al.* (1976) e Razuk & Souza (1996) apresentaram um trabalho visando a determinação da potência e da rotação do eixo do agitador com o diâmetro do impulsor da turbina para aplicações variando de vasos de estocagem, com pouca agitação, até reatores críticos que necessitam de altos níveis de agitação.

A capacidade da agitação foi indicada pelo volume equivalente  $V_{eq}$  definido como

$$V_{eq} = S_g \cdot V \quad (3)$$

onde  $S_g$  representa a densidade relativa e  $V$  o volume, enquanto a severidade, conforme denominado pelos autores, foi expressa pela viscosidade máxima  $\mu$  da fase líquida à ser agitada.

Da correlação da figura 2 pode-se calcular, através da equação (4), a capacidade de bombeamento efetivo  $Q$  para a turbina de lâmina inclinada, que dividida pela área de secção transversal do tanque com a geometria da figura 3, fornece a velocidade média  $v_b$  do fluido. Essa é a velocidade representativa de todas as velocidades no fluido agitado e que serve como base para a escala de agitação proposta pelos autores. O símbolo  $K_p$  representa o número de bombeamento.

$$K_p = Q / (N \cdot D^3) \quad (4)$$

Velocidades de fluido variando de 0,031 a 0,310 m/s caracterizam a maioria das aplicações de agitadores para mistura.

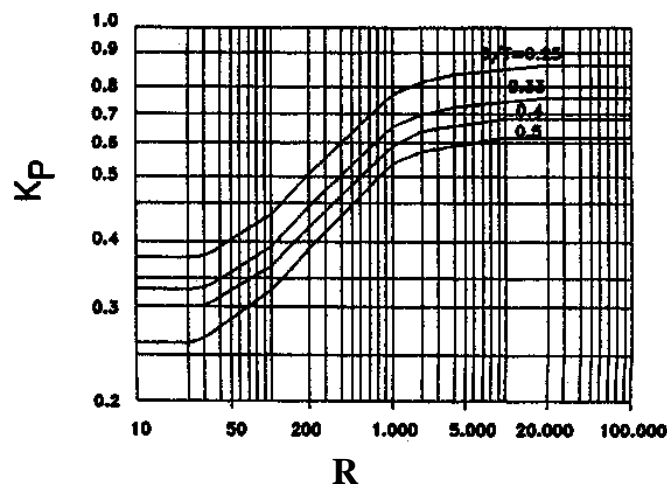


Figura 2. Número de bombeamento em função do número de Reynolds. De Hicks *et al.* (1976) e Dickey (1984).

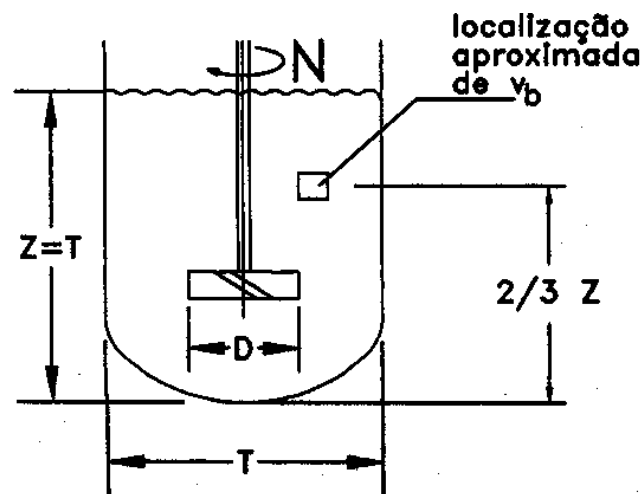


Figura 3. Tanque de batelada quadrada ( $Z = T$ ) mostrando a velocidade média ( $v_b$ ) do fluido. De Hicks *et al.* (1976).

Os símbolos Z e T representam, respectivamente, a altura do líquido e o diâmetro do tanque.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Todos os experimentos foram executados três vezes e os valores aqui apresentados são a média aritmética. As rotações executadas foram, em rps: 9,6 - 19,2 - 25 - 50.

O desvio máximo para todos os ensaios foi de  $\pm 1\%$  do valor médio.

Utilizou-se a mistura de água e açúcar cristal, que é o chamado xarope simples, base da produção de bebidas carbonatadas na indústria de refrigerantes. Optou-se pela água deionizada, pois, sendo isenta de compostos orgânicos, já que foi previamente destilada, e inorgânicos, tem uma composição padrão e independente do tempo.

De uso corrente na produção do xarope de açúcar, o grau Brix, é definido como sendo a porcentagem, em peso, dos sólidos solúveis em uma solução.

Assim, tomando como exemplo um xarope a 40° Brix, cuja massa específica deve ser igual a 1.176 kg/m<sup>3</sup>, tem-se, para 1 litro de xarope à ser produzido, 0,47 kg de açúcar e 0,71 kg de água, não importando a massa específica da água, desde que se trabalhe com quantidades em massa e não em volume.

Além do homogeneizador montado com o estator, foi ensaiado também um impelidor com quatro pás retas inclinadas a 45°, executado em aço inoxidável, e com diâmetro de 7,5.10<sup>-2</sup> m. Ambos os impelidores podem ser vistos na figura 1.

Foi medida a viscosidade do xarope a 40° Brix resultando o valor de 0,0062 kg/m.s, à temperatura de 28 °C.

Pode-se calcular o número de bombeamento  $K_p$ , segundo Dickey (1984), através da expressão:

$$K_p = 0,683 \cdot [0,394 / (D/T)]^{1/2} \quad (5)$$

constante para o regime turbulento e uma dada relação D/T.

Contudo, deve-se neste ponto executar um cálculo iterativo da seguinte forma:

- calcula-se o  $R_e$ , equação (1), que deve ser ajustado pela relação D/T, dando origem ao número de Reynolds modificado,  $R_e^*$ , de acordo com a equação (6);

$$R_e^* = R_e \cdot (D/T) / 0,394 \quad (6)$$

- segundo Dickey (1984), em função do valor do  $R_e^*$ , deve-se também corrigir o número de bombeamento, dando origem ao  $K_p^*$ , conforme abaixo:

- para  $R_e^*$  maior que 20.000:

$$K_p^* = 0,683 \quad (7)$$

- para  $R_e^*$  entre 20.000 e 300:

$$K_p^* = \exp(-5,71 + 1,683 \cdot \ln R_e^* - 0,179 \cdot (\ln R_e^*)^2 + 0,0064 \cdot (\ln R_e^*)^3) \quad (8)$$

- para  $R_e^*$  entre 300 e 25:

$$K_p^* = \exp(-0,947 - 0,231 \cdot \ln R_e^* + 0,0467 \cdot (\ln R_e^*)^2) \quad (9)$$

- para  $R_e^*$  menor que 25:

$$K_p^* = 0,3 \quad (10)$$

Conhecendo-se o valor do número de bombeamento modificado  $K_p^*$ , a expressão

$$K_P = K_P^* \cdot [0,394 / (D/T)]^{1/2} \quad (11)$$

permite recalcular o  $K_P$  que deve ser comparado com o valor obtido pela equação (5).

Com  $K_P$ ,  $N$ ,  $D$  e a equação (4), pode-se calcular a capacidade de bombeamento  $Q$  do impulsor em questão.

Pela equação (12), basta dividir  $Q$  pela área transversal ( $A$ ) do tanque para obter-se a velocidade média  $v_b$  do fluido

$$v_b = Q/A \quad (12)$$

Conhecida  $v_b$  e aplicando-se a equação (13)

$$I_A = v_b / 0,031 \quad (13)$$

determina-se o índice de agitação  $I_A$ , que, para a produção de xarope de açúcar usualmente é igual a 3, conforme Bowen (1985).

Assim, executados os cálculos para o  $I_A$ , obtiveram-se os resultados abaixo:

- para a turbina, 8,3 e 16,7, respectivamente para as rotações de 25 e 50 rps,
- para o homogeneizador, 3,1 e 6,4, respectivamente para as rotações de 25 e 50 rps.

Devido ao seu maior diâmetro, a turbina com pás a 45° leva a níveis de agitação maiores que o homogeneizador, para uma mesma rotação e um mesmo grau Brix.

Decidiu-se então, pela comparação do desempenho entre os dois impelidores também pelo índice de agitação, além da rotação e da concentração.

Assim, tomando-se como referência os  $I_A$  para o homogeneizador, foram recalculadas, pelo mesmo roteiro, as rotações necessárias para que a turbina a 45° produzisse o mesmo efeito de mistura, isto é, o mesmo índice de agitação. Tais rotações para a turbina a 45° resultaram iguais a 9,6 e 19,2 rps, respectivamente para os  $I_A$  de 3,1 e 6,4.

Desta forma, as duas rotações suplementares acima tornam a comparação mais justa entre os dois impelidores, do ponto de vista de resposta dinâmica.

Foram colhidos dados de corrente elétrica consumida, para efeito de cálculo de potência, sob duas condições distintas: no instante de partida do motor, caracterizando a potência de pico, em início de operação de mistura, e após o xarope ter atingido sua concentração, ou grau Brix final, caracterizando a menor potência demandada.

### 3.1 O método de ensaio

Na execução dos ensaios, montou-se o impulsor centralizado e a uma altura de 0,03 m acima do fundo do béquer e regulou-se a rotação desejada. Foram pesadas as massas de açúcar e de água. Iniciou-se a operação de mistura por um tempo de 15 s, sendo colhida a amostra após um período de 5 minutos de espera, para desaeração do xarope.

Mediu-se a massa específica da amostra, numa balança de Mohr-Westphal, sendo em seguida, retornada a amostra para o béquer, de onde foram retiradas novas amostras nos tempos de 30, 45, 60 e 120 segundos, conforme descrito em Ronchi (1997).

Assim, percebeu-se que, sob determinadas condições de rotação e tipo de impelidor, a massa específica desejada era rapidamente obtida, quando comparada com outras condições.

## 4. RESULTADOS

Na figura 4 pode-se ver um gráfico típico dos resultados de ensaios.

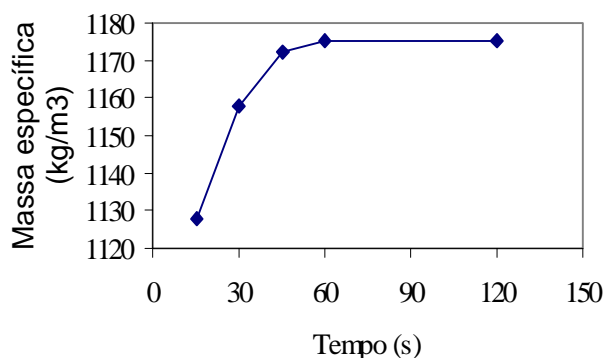


Figura 4. Resultados para a turbina a 25 rps.

#### 4.1 Potência

Foram obtidos os valores mostrados na tabela 1, onde constam também os resultados dos cálculos da potência aparente.

Tabela 1 - Resultados para potência aparente.

Impelidor	Rotação (rps)	$I_A$	P (W)		$P_s$ (W)	$P_u$ (W)	T (s)
			Partida	Regime			
turbina	9,6	3,1	528,0	50,6	41,8	8,8	300
	19,2	6,4		77,0	55,0	22,0	120
	25	8,3	741,4	81,4			
homogeneizador	9,6		525,8	81,4			
	25	3,1	770,0	176,0	110,0	66,0	185
	50	6,4		367,4	121,0	246,4	180

Para se calcular a potência útil ( $P_u$ ) ou a efetivamente requerida pelo xarope, bastou subtrair a potência consumida pelo impulsor girando a seco ( $P_s$ ) da potência em regime.

#### 5. DISCUSSÃO

Através da análise das curvas da massa específica em função do tempo, tal como a da figura 4, verificou-se que o impelidor de pás a  $45^\circ$  apresentou melhor rendimento que o conjunto rotor/estator do homogeneizador. O motivo está no baixo poder de sucção do homogeneizador. Sua geometria e ângulo, não conseguem o mesmo desempenho que a turbina que, nitidamente, promove um vigoroso fluxo circulatório, notadamente longitudinal, capaz de realmente misturar o açúcar com a água.

Na comparação entre os dois impelidores pelo índice de agitação, houve vantagem para a turbina para o  $I_A$  de 6,4, quanto ao tempo de mistura. Quanto a potência demandada, a turbina foi melhor em ambos os  $I_A$ .

Já para o  $I_A$  de 3,1, houve melhor desempenho do homogeneizador no que diz respeito ao tempo exigido para a mistura. Tal vantagem, porém, foi anulada pelo consumo extremamente alto de potência requerida para a operação.

Comparando-se os resultados dos ensaios feitos com água comum, em Ronchi *et al.* (1999), percebe-se que não é compensador o uso de água deionizada.

## 6. CONCLUSÕES

Com poucas exceções, na comparação entre os dois impelidores quando à mesma rotação, a turbina apresentou um desempenho melhor. Mesmo quando comparados para o mesmo índice de agitação, implicando numa rotação maior para o homogeneizador, houve melhor rendimento da turbina, que necessitou de menos tempo para a obtenção do grau Brix final, nas condições do índice de agitação igual a 3,1 e 6,4.

## 7. AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao auxílio da Fundação para o Desenvolvimento da UNESP – FUNDUNESP, para a realização desta pesquisa.

## 8. REFERÊNCIAS

- Bowen, R.L., 1985, Agitation intensity: key to scaling up flow-sensitive liquid systems, Chemical Engineering, Mar., pp.159-168.
- Dickey, D.S., 1984, Program chooses agitator, Chemical Engineering, Jan., pp.73-81.
- Dickey, D.S.; Hemrajani, R.R., 1992, Recipes for fluid mixing, Chemical Engineering, Mar., pp.82-89.
- Hicks, R.W.; Morton, J.R.; Fenic, J.G., 1976, How to design agitators for desired process response, Chemical Engineering, Apr., pp. 102-110.
- King, R.L.; Hiller, R.A.; Tatterson, G.B., 1988, Power consumption in a mixer, AIChE Journal, v. 34, n.3, pp.506-509.
- Razuk, P.C.; Souza, E., 1996, Operações unitárias no tratamento do xarope de açúcar, EDIPRO, Bauru, SP.
- Ronchi Junior, A., 1997, O número de potência na agitação de líquidos e a concentração na mistura do xarope de açúcar, Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil.
- Ronchi et al., 1999, Uma medida de eficiência entre o homogeneizador e o impelidor universal de pás retas, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, ISBN 85-85769-03-3, Nov., cód. AAACAI.

- Cobra, Marcos; Rangel, Alexandre, 1992, "Serviços ao Cliente: uma estratégia competitiva", Marcos Cobra, São Paulo.
- Douchy, Jean-Marie, 1992, "Em Direção ao Zero Defeito na Empresa: da qualidade total (TQC) aos círculos de qualidade", Atlas, São Paulo.
- Eureka, William E., 1993, "QFD: Perspectivas Gerenciais do Desdobramento da Função Qualidade", Qualitymark Ed., Rio de Janeiro.
- Feigenbaum, Armand V., 1994, "Controle da Qualidade Total", Makron Books, São Paulo.
- Harrington, H. J., 1988, "O Processo do Aperfeiçoamento: Como as Empresas Americanas, Líderes de Mercado, Aperfeiçoam o Controle de Qualidade", McGraw-Hill, São Paulo.
- Harry, Mikel J., 1998, "Six Sigma: A Breakthrough Strategy for Profitability". Quality Progress, may ,pg.60.
- Juran, J. M., Gryna, Frank M., 1993, "Controle da qualidade", Makron Books, São Paulo.
- Kume, Hitoshi, 1993, "Métodos Estatísticos para Melhoria da Qualidade", Editora Gente, São Paulo.
- Moura, Eduardo C., 1994, "As Sete Ferramentas Gerenciais da Qualidade - Implementando a Melhoria Contínua com Maior Eficácia", Makron Books, São Paulo.
- Santos, Antonio José dos, 1999, "Método para a Análise Crítica e Melhoria do Controle do Processo Produtivo", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 126p.

## Etapa 6 – Melhoria do controle do processo

Na sexta e última etapa, a equipe tem a tarefa de, sobre os processos selecionados, propor melhorias. O objetivo de melhoria deve ser corretamente estruturado de forma que se possa verificar o seu alcance, ou seja, deve ser mensurável para que permita a caracterização da melhoria desejada. Aplica-se então, sobre o processo identificado, uma das modelos de solução de problemas já mencionadas, com o intuito de identificar os meios para o alcance da meta determinada. A modelo deve indicar se para o alcance da meta proposta, uma alteração na forma de controle é suficiente ou uma mudança do processo em questão é requerida.

Concluída a atividade de melhoria, deve-se relatar às equipes de projeto o conhecimento adquirido, de forma a contribuir com a qualidade do desenvolvimento de novos produtos e processos.

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho propôs uma forma sistematizada para se analisar criticamente os procedimentos de controle do processo produtivo através da identificação dos processos mais relacionados aos problemas de campo. Isso foi feito mediante o desdobramento das reclamações de campo em linguagem do processo, graças ao emprego da filosofia do QFD e da aplicação de uma modelo de melhoria aos processos selecionados. O método embora reativo (baseia-se em problemas que já ocorreram), permitiu a obtenção de resultados a curto prazo fornecendo informações para o desenvolvimento de novos processos.

Comparando-se as falhas de campo com as falhas internas foi possível estabelecer a afinidade entre ambas observando-se que a percepção destas pelos clientes externos se dá de maneira diferente do público interno.

Estabelecida a afinidade, o método permitiu que a equipe pudesse correlacionar as falhas com as etapas do processo, identificando assim os pontos a melhorar.

O uso da matriz de correlação com a inserção de critérios específicos permitiu a determinação do grau de criticidade de cada fase do processo, determinando-se assim, a parcela de responsabilidade de cada etapa no tocante a probabilidade da falha ocorrer.

Através da aplicação de uma modelo de melhoria de processos pôde-se identificar que características da qualidade mais impactavam nos problemas requerendo um controle mais efetivo com vistas a alcançar os valores especificados.

O emprego do método permite que pessoas de diferentes áreas da organização trabalhem em equipe, concentrando seus esforços para o alcance de um objetivo comum, eliminando barreiras departamentais.

Tempo e pessoal treinado em ferramentas da qualidade são fatores de fundamental importância para a obtenção dos resultados propostos. Essa modelo vem sendo utilizada sistematicamente na manufatura de eletrodomésticos da linha branca apresentando bons resultados em relação à melhoria dos processos.

## 6. REFERÊNCIAS

Akao, Yoji , 1990, "QFD: Integrating Customer Requirements into Product Design", , Productivity Press, Cambridge: Massachussets.

Berwick, Donald M., Godfrey, A. Blanton, Roessner, Jane , 1995, "Melhorando a Qualidade dos Serviços Médicos, Hospitalares e da Saúde", Makron Books, São Paulo.



processo é responsável pela ocorrência de determinada falha, uma vez que, nem todas as falhas têm origem unicamente no processo produtivo.

	Tabela do Processo			Grau de importância das falhas	X	Índice de detecção	Grau de importância real
	3			100		3	300
Tabela de afinidade de falhas			1	20		9	180
Total	900		180				
Grau de criticidade	83%		17%				

**Figura 4.** Matriz de correlação

A comparação entre as duas tabelas citadas e a utilização da simbologia usual do QFD, graduando-se respectivamente com os valores 6, 3 e 1 (por exemplo), as correlações forte, média e fraca, permitirá uma definição clara do grau de envolvimento do processo em relação a uma dada falha.

b) Determinação do grau de importância real das falhas:

O grau de importância real será obtido mediante uma equação onde ao grau de importância (extraído da tabela de afinidade de falhas) se multiplicará o índice de detecção das falhas ao longo do processo produtivo (ver figura 4).

O estabelecimento do índice de detecção de falhas objetiva fazer com que a equipe pense criticamente em relação às formas de controle ora em uso, isso porque, algumas falhas podem ser observadas durante a execução da atividade e outras mais tarde, somente quando da obtenção do produto acabado. No tocante ao índice de detecção, ele é atribuído da seguinte forma:

- Alto índice de detecção (1 ponto) – o defeito foi detectado durante as verificações e testes ao longo do processo produtivo. Não foi observado durante auditorias do produto;
- Médio índice de detecção (3 pontos) – o defeito foi detectado durante as verificações e testes realizados ao longo do processo produtivo e também, em auditorias do produto;
- Baixo índice de detecção (9 pontos) – o defeito só foi detectado em auditorias do produto. Defeitos não percebidos internamente serão incluídos nessa faixa.

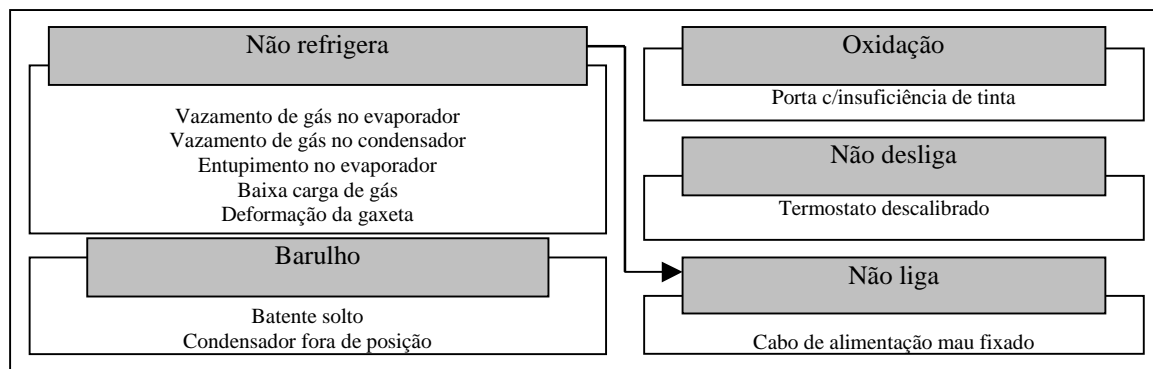
c) Priorização dos processos:

O grau de criticidade de cada etapa do processo em relação à importância das falhas resultará, num primeiro momento, da multiplicação do grau de importância real pelo valor atribuído à correlação forte, média ou fraca e, em seguida, da somatória dos valores encontrados em cada coluna da matriz. Dar-se-á prioridade aos processos cujos valores obtidos (graus de criticidade) forem os mais elevados e estiverem na faixa de seleção estipulada pela equipe segundo os recursos e diretrizes envolvidas.

de uma ou mais falhas internas, caracterizando uma relação de causa e efeito, outras ferramentas como um diagrama de Ishikawa ou um diagrama de árvore também podem ser utilizados com esta finalidade.

A figura 3 apresenta um exemplo de diagrama de afinidade. Os rótulos contêm as falhas externas e sob estes encontram-se as falhas internas. Moura (1994, p.26) sugere que sejam seguidos os seguintes passos na construção do diagrama de afinidades:

1. Escolher o tema;
2. Coletar os dados verbais;
3. Transferir os dados para cartelas;
4. Agrupar as cartelas;
5. Rotular os grupos de cartelas;
6. Desenhar o diagrama.



**Figura 3.** Exemplo de diagrama de afinidades

Após o estabelecimento das afinidades existentes, torna-se necessária a construção de uma tabela onde se possa visualizar lado a lado as falhas externas e as falhas internas correspondentes. Essa tabela será denominada de “tabela de afinidade de falhas” e deverá apresentar para cada falha interna um valor de importância dito “grau de importância das falhas” resultante da multiplicação do número de falhas externas pelo número de falhas internas.

#### Etapa 4 - Determinação das etapas do processo

Para relacionar as falhas com o processo, além da tabela de falhas, há a necessidade da elaboração de uma tabela com as etapas do processo (tabela do processo); essa tabela será obtida mediante o mapeamento do processo envolvido. Para a confecção do mapa do processo podem ser utilizadas informações constantes de planos de fabricação, procedimentos operacionais padrão, especificações de processo, relatórios de auditoria, etc.

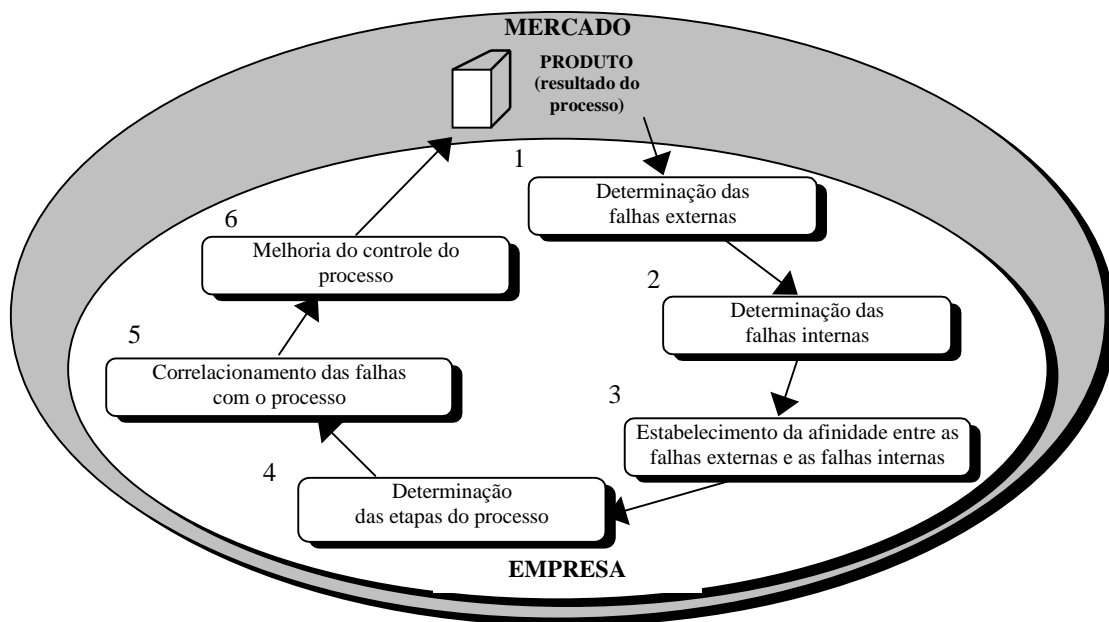
#### Etapa 5 – Correlacionamento das falhas com o processo

A quinta etapa do método tem a finalidade de estabelecer um elo entre as falhas e o processo produtivo identificando as etapas do processo que mais necessitam de melhorias. Pode-se dividi-la em três atividades básicas, conforme segue.

##### a) Estabelecimento da correlação entre as falhas e as etapas do processo:

Nessa fase, deve-se estabelecer a correlação existente entre os itens constantes da tabela de afinidade de falhas e aqueles da tabela do processo, mediante o uso de uma matriz específica, conforme a figura 4. O objetivo aqui é mostrar com que intensidade cada etapa do

sugestões, linha direta com clientes, grupo de clientes, carta de avaliação, auditoria de serviço e pesquisas de atendimento (conforme Cobra, 1992).



**Figura 2.** Modelo para melhoria do controle do processo (Santos, 1999)

#### Etapa 1 - Determinação das falhas externas

Para priorizar as falhas seleciona-se o produto mais crítico segundo seu desempenho de campo. Para analisar a criticidade das falhas são considerados critérios como número de ocorrências, custo de reparo, gravidade da ocorrência, tendências, etc.

Na organização dessas informações podem ser utilizadas ferramentas como o diagrama de Pareto, a técnica do GUT, a FMEA, entre outras, que de forma sistematizada ajudam a equipe na tomada de uma decisão. O resultado final dessa etapa é a obtenção de uma “tabela de falhas externas”.

#### Etapa 2 – Determinação das falhas internas

A fim de identificar as falhas internas, sugere-se a construção de uma “tabela de falhas internas”, que deve ser elaborada pela equipe multifuncional, tendo como base os problemas ocorridos em nível operacional. Os dados para a elaboração da tabela podem ser obtidos a partir de relatórios de qualidade fabril, relatórios de recebimento de materiais, testes, simulações, etc.

#### Etapa 3 – Estabelecimento da afinidade entre as falhas externas e as falhas internas

A terceira etapa do método diz respeito ao estabelecimento da relação existente entre as falhas externas (falhas de campo) e as falhas internas (falhas observadas no ambiente fabril). Para estabelecer a afinidade existente entre uma e outra tabela, a equipe multifuncional pode utilizar inicialmente um *brainstorming* ou outras ferramentas que estimulem a participação dos envolvidos. Essa contribuição deve ser feita com base em fatos e dados. Num segundo momento, utiliza-se um diagrama de afinidades para agrupar as falhas internas relacionadas a um determinado tipo de falha externa. Como as falhas externas são decorrentes

#### 4.4. A Metodologia da Abordagem Sistêmica de Problemas

Jean-Marie DOUCHY (1992) sugere a melhoria progressiva da competitividade de uma empresa mediante a resolução de um problema por vez, objetivando o “zero defeito”. Os problemas devem ser atacados por equipes através da “abordagem sistêmica de problemas”, de acordo com as doze etapas seguintes.

1. Reconhecer que há um problema;
2. Identificar o problema;
3. Informar-se sobre a natureza do problema identificado;
4. Reparar a não-conformidade;
5. Procurar as causas possíveis;
6. Imaginar as soluções;
7. Escolher a solução (procurar e ponderar os critérios de escolha);
8. Definir e experimentar o sistema de controle
9. Decidir - obter a concordância do *management* sobre a solução proposta;
10. Aplicar a solução escolhida;
11. Controlar se o objetivo é atingido, se o processo é confiável;
12. Oficializar, generalizar a solução encontrada.

#### 4.5. A Metodologia 6 Sigmas

Uma possível estratégia de *breakthrough* é o que preconiza a modelo (HARRY, 1998), visando à melhoria sustentada do processo através da aplicação de ferramentas estatísticas avançadas para a solução de problemas.

As melhorias são obtidas por uma equipe coordenada por um *black belt*, que é um indivíduo com elevada capacidade para resolver problemas, desde os mais simples aos mais complexos, devido a um treinamento intensivo em ferramentas estatísticas da qualidade. Este modelo consiste de 4 fases: medição, análise, melhoria e controle.

### 5. A PROPOSTA DE RESOLUÇÃO DO PROBLEMA

O modelo proposto (ver figura 2) fundamenta-se nas informações sobre o desempenho dos produtos em campo, como forma de corrigir a curto prazo, as distorções decorrentes, entre outras coisas, do planejamento inadequado do processo (Santos, 1999). Ouvindo-se as reclamações de campo (voz do cliente) é possível correlacioná-las com as falhas percebidas ao longo do processo produtivo (voz do processo) e com as etapas desse processo mais relacionadas com a sua ocorrência, através do uso de uma matriz.

Para análise crítica da eficiência dos procedimentos de controle utilizados, são incluídos nesta matriz (falhas x etapas do processo), alguns critérios específicos. Para adequação dos processos identificados como críticos, o modelo propõe a aplicação de uma das metodologias de melhoria de processos existentes.

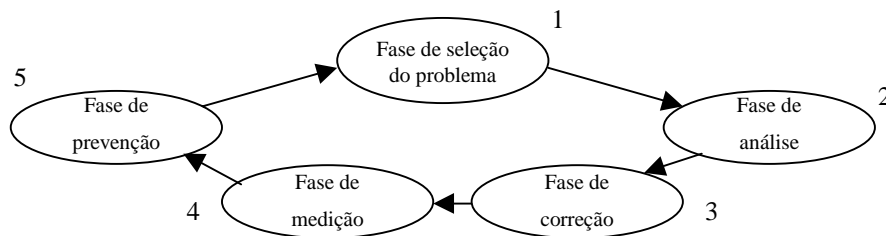
Na implementação do método, composto por 6 etapas, é fundamental a formação de uma equipe multifuncional integrada por membros provenientes de diversas funções da empresa, envolvidos direta ou indiretamente com o processo.

A primeira etapa do método estabelece as premissas necessárias à identificação e priorização das falhas de campo ocorridas em determinado período de tempo.

A atividade de identificação das falhas de campo aborda a coleta de informações dos problemas apresentados pelos produtos em campo. Essas informações serão obtidas junto às oficinas de assistência técnica mediante consulta às ordens de serviço emitidas, ou através do uso de algumas ferramentas e instrumentos de comunicação com clientes, como: caixa de

**Tabela 1.** QC Story (adaptado de KUME, 1993)

Fluxo	Processos	Objetivo
1	Identificação do problema	Definir claramente o problema e reconhecer a sua importância
2	Observação	Investigar as características específicas do problema com uma visão ampla e sob vários pontos de vista
3	Análise	Descobrir as causas fundamentais
4	Ação	Bloquear as causas fundamentais
5	Verificação	Verificar se o bloqueio foi efetivo
6	Padronização	Prevenir contra o reaparecimento do problema
7	Conclusão	Recapitular todo o processo de solução do problema para o trabalho futuro



**Figura 1.** Ciclo de oportunidade (HARRINGTON, 1988)

#### 4.3. A Metodologia do Processo de Melhoria da Qualidade - PMQ

O Instituto Juran apresenta uma seqüência geral de passos do Processo de Melhoria da Qualidade (PMQ), conforme mostra a tabela 2 (BERWICK, 1995).

**Tabela 2.** Passos do PMQ (BERWICK, 1995)

Definição e Organização do Projeto	Listar e estabelecer prioridades para os problemas Definir o projeto e a equipe
Jornada de Diagnóstico	Analisar os sintomas Formular teorias sobre as causas Testar as teorias Identificar as causas fundamentais
Jornada para a Solução	Considerar soluções alternativas Projetar soluções e controles Cuidar da resistência a mudança Implementar soluções e controles
Manter os Ganhos	Verificar o desempenho Monitorar o sistema de controle

## **2. A METODOLOGIA DO QFD**

O QFD – Desdobramento da Função Qualidade (AKAO, 1990), é um método utilizado para interpretar os desejos do cliente, transformando-os em linguagem de projeto.

“No complexo ambiente industrial de hoje, o cliente e o operador do chão de fábrica, que executa o produto do cliente, raramente conversam um com o outro. O QFD traz a voz do cliente diretamente para o chão da fábrica” (EUREKA, 1993, p.13).

“Os dados de falha no campo e as reclamações do consumidor devem ser suficientemente detalhados para permitir uma análise das causas, de modo que uma ação corretiva apropriada possa ser aplicada” (FEIGENBAUM, 1994, p.171); a metodologia do QFD possibilita esse detalhamento.

## **3. O CONTROLE DO PROCESSO PRODUTIVO**

Um controle do processo adequado permite à organização a obtenção de produtos conforme as especificações e fornece as informações necessárias ao processo de melhoria contínua. Para Juran (1993, p.19), “o controle do processo consiste de três atividades: avaliação do desempenho real do processo, comparação do desempenho real com as metas e tomada de providências a respeito da diferença”.

Em outras palavras, o controle do processo consiste na avaliação sistemática necessária ao desempenho de um processo e as ações corretivas tomadas, necessárias à manutenção das especificações do produto.

A prevenção da ocorrência de falhas deve ser o objetivo principal do planejamento de controle do processo.

## **4. MODELOS PARA MELHORIA DOS PROCESSOS**

Em qualidade, talvez tão importante quanto a solução de um problema é a forma pela qual ele foi solucionado. Se isso ocorreu na base da experiência ou da intuição, há um grande risco de que o problema venha a se repetir, devido a alguma falha na determinação da causa real deste e/ou da solução empregada para sua eliminação. Alguns modelos procuram delinear um caminho mais fácil e seguro para a resolução de problemas, porém, em cada uma delas, ferramentas da qualidade apropriadas deverão ser utilizadas para a obtenção dos resultados desejados.

### **4.1. A Metodologia do *QC STORY***

O QC Story é um procedimento adotado pela JUSE (*Union of Japanese Scientists and Engineers*) para resolução de problemas. Consiste de uma história das atividades do controle da qualidade, devendo a isso a sua denominação. Essa abordagem está centrada na realização de 7 passos, como descrito na tabela 1.

### **4.2. A Metodologia do Ciclo de Oportunidade**

Harrington (1988, p.129) descreve o “Ciclo de Oportunidade”, como sendo “um meio sistemático para resolver problemas e evitar que os mesmos ocorram novamente”. A figura 1 mostra as 5 diferentes fases dessa modelo.

# UM MODELO DE MELHORIA DO CONTROLE DO PROCESSO PRODUTIVO BASEADO NO QFD

**Antonio J. dos Santos**, M.Eng.

Multibrás Eletrodomésticos

**Paulo M. Selig**, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina- UFSC

**Luiz V. O. Dalla Valentina**, Dr.

Universidade do Estado de Santa Catarina- UDESC

## Resumo

O presente trabalho aborda a concepção de um método sistematizado para a melhoria contínua do processo produtivo, tendo sido aplicado em uma empresa que atua no mercado de eletrodomésticos da linha branca. Esse método parte do princípio de que conhecendo-se os problemas de campo e os problemas internos (embora a relação entre estes não seja muitas vezes tão clara) é possível, com a utilização da filosofia do QFD, efetuar um desdobramento relacionando-os às etapas do processo produtivo visando identificar aquelas que mais influenciam a ocorrência desses resultados indesejados.

Estruturado em 6 fases, o modelo prevê a utilização de modelos de melhoria de processo como forma de adequar efetivamente o controle, garantindo os resultados desejados. O modelo desenvolvido mostrou-se de fácil aplicabilidade apresentando resultados satisfatórios a curto prazo de tempo.

**Palavras-chave:** QFD, Processos, Ferramentas da qualidade.

## 1. INTRODUÇÃO

A sobrevivência de uma empresa está relacionada com a capacidade desta de projetar um produto que conquiste a preferência do consumidor. Porém, as necessidades do mercado mudam constantemente, fazendo com que as organizações busquem rapidez nas suas ações de melhoria.

No planejamento de novos processos o fator escassez de tempo pode comprometer o resultado esperado: o produto. São necessários então, dispositivos sistematizados para analisar criticamente essas especificações e corrigi-las a curto prazo.

As informações sobre o real desempenho dos produtos durante a sua vida útil no campo, muitas vezes chegam à fábrica de forma implícita comprometendo o sucesso das ações corretivas e/ ou preventivas tomadas, o que gera perdas de ordem financeira e motivacionais e prejudica como um todo o desempenho operacional da organização.

O objetivo geral deste trabalho é apresentar um modelo para melhoria contínua do controle do processo através da tradução das falhas de campo em linguagem do chão de fábrica, o que permitirá a identificação das etapas do processo produtivo que mais influenciam as reclamações de campo.

# COMPARATIVE ANALYSIS OF ONE AND TWO-STAGE AXIAL IMPULSE TURBINES FOR LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINE

**Fernando Cesar Ventura Pereira**

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, 12.228-902, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: ventura@iae.cta.br

## **Abstract**

Brazilian Space Agency (AEB) intends to develop a vehicle for launching communication and/or meteorological satellites, using liquid propellant rocket engine technology. To numerically investigate the turbine design that best equip that engine, it is developed a computer program, using the software “Mathcad”, to analyze and compare one and two-stage axial impulse turbines for defining the option that maximize the turbine efficiency. The algorithms for one and two-stage turbines and the loss model were written based on the works of Russian researches as Ovsyannikov, that used their experience in turbine design and manufacture at Soviet aerospace industries for presenting many empirical relations and data for safety coefficients and loss and efficiency factors. In this context, the algorithm for one-stage axial impulse turbine was used to validate the methodology and the computer program by applying actual design data of the one-stage turbine of the Russian engine RD-0109 from Engine Atlas of the Moscow Aviation Institute.

**Keywords:** Turbine, Turbopump, Liquid rocket engine, Loss model, Partial admission.

## **1. INTRODUCTION**

Brazilian Space Agency (AEB) intends to develop a vehicle for launching communication and/or meteorological satellites to low orbits, in a first phase of the development program and geosynchronous transfer orbits, in a second phase of the development program.

In this first phase, the vehicle, called Satellite Launch Vehicle 2 (VLS-2), is proposed considering a thrust-chamber assembly, a turbopump unit (TPU) as propellant-feed system, a turbine drive system (heated pressurizing gas from gas accumulator at starting mode and main propellant’s combustion products from gas generator at operational mode) and a control system with its elements (valves, regulators, reductors, etc).

In light of the need to numerically investigate the turbine design that best equip the engine, this work is concerned with the implementation of a computer program, using the software “Mathcad”, to define the turbine geometry and calculate the consequent gasdynamic performance at design point to justify design decisions as number of stages.

The initial algorithm was written based on the works of Ovsyannikov *et al* (1973), that explain the theory and design of TPU turbines. Starting from basic principles of gas dynamics, it is discussed



the basic features of the turbines, the gas flow through the cascades, the main losses, efficiency, energy characteristics, selection of parameters for calculation and jointing operation with TPU pumps. It is derived equations for designing the flow parts of one and two-stage turbines with radial or axial flux. Moreover, the authors used their experience in turbine design and manufacture at Soviet aerospace industries for presenting many empirical relations and data for safety coefficients and loss and efficiency factors.

Tchervakov (1997) presented a method of calculation for two-stage axial impulse turbine in the algorithm shown in Fig. 1. During the calculations, the dimensions of the turbine elements and the flow characteristics (temperature, pressure, speed, etc) are defined according to initial data and gas dynamics parameters at preceding stage for design point.

The combustion product parameters from two-stage reducing gas generator at design point conditions were modelated from empirical test data with kerosene  $CH_{1,9423}$  and liquid oxygen  $O_2$ , according to Kessaev (1997), allowing the definition of the working fluid parameters in initial data analysis.

## 2. THEORETICAL FORMULATION – THE LOSS MODEL

According to Ovsienikov *et al.* (1973), the working fluid flowing through the rotor vanes causes the rotor resistant moment  $M_u$ . In this context, the power  $N_u$  is resulting from the moment  $M_u$  produced when the wheel is rotating at shaft rotational speed  $\omega_T$ . By this way, the turbine power  $N_T$  is defined as the power  $N_u$  decreased by the power expended in disk and shroud friction losses and partial admission losses. For axial impulse turbines, Ovsienikov *et al.* (1973) suggest the empirical formulation described bellow for definition of the loss factors.

### 2.1. Disk friction losses.

With the wheel rotation, the fluid (gas) also begins to rotate inside the clearances as a result of friction forces. Thus, power is expended according to the following expression:

$$N_{fr disk} = 2 C_{fr disk} \rho_1 \frac{D_{av} h_{bl 1}}{2} \omega_T^3. \quad (1)$$

Here,  $D_{av}$  is the average diameter of the turbine wheel. Considering that the index 1 and 2 refer to inlet and outlet conditions, respectively,  $\rho_1$  is the fluid density at the rotor inlet and  $h_{bl 1}$  is the inlet blade height. Ovsienikov *et al.* (1973) defined the disk friction loss coefficient  $C_{fr disk}$  as function of the Reynolds number of the fluid near the disk  $Re_{disk}$  taking into account experimental data and considering the following conditions: smooth disk surfaces; fluid angular speed inside the clearance equal to half of  $\omega_T$  and  $Re_{disk} > 10^5$ .

### 2.2. Shroud friction losses.

In axial turbines with large ratio  $D_{av}/h_{bl1}$ , the friction energy expended at shroud external surface is significant. This is the resistance of a rotating cylinder inside another cylinder. Then, the power expended on shroud friction losses is:

$$N_{fr\ shr} = C_{fr\ shr} \cdot 1 \cdot b_{shr} \cdot D_{av} \cdot h_{bl1}^4 \cdot T^3; \quad (2)$$

where  $b_{shr}$  is the shroud width and  $C_{fr\ shr}$  is the shroud friction loss coefficient defined as function of the Reynolds number of the working fluid near the shroud  $Re_{shr}$ .

### 2.3. Partial admission losses

In LRE turbines, the tip leakage would be very high if the working fluid was fed over the entire row, because of the short blades and working fluid low flow rate. Therefore, partial admission is frequently used, in spite of additional energy losses.

Partial admission losses are divided in four groups, according to flow pattern: losses due to sudden expansion on nozzle arc boundaries; losses due to “ejection” of the stagnation gas from the channels, which came from non-operative zone; losses due to blade edge friction against residual gas, backflow moment and residual gas mixing and turbulence along the non-operative zone and losses due to gas leakage in circular direction.

It is difficult to evaluate the effect of each kind of loss experimentally, because they are interconnected, but Ovsienikov *et al.* (1973) proposed the following equation for evaluating the first three groups:

$$N_{\square} = 0.015 \cdot 1 \cdot \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \cdot 1 \cdot 10 \cdot \frac{b_{bl1}}{D_{av}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot D_{av}^5 \cdot T^3; \quad (3)$$

where  $b_{bl1}$  is the blade width and  $\square$  is the admission degree at the rotor inlet.

When the number of group of nozzles  $i_c$  increases, losses due to “ejection” and due to sudden expansion increases approximately in the same proportion to  $i_c$  and losses due to flowing effects along non-operative zone do not change.

Since these three kinds of losses due to partial admission are commensurable, it is possible to consider that  $N_{\square}$  increases  $0,5(i_c - 1)$  times, when the groups of nozzles increase  $i_c$  times.

In axial two-stage partial admission turbines, the losses due to partial admission are defined as the sum of losses in each stage.

### 2.4. Tip losses

The tip losses are mainly determined by the flow and the surface conditions of the casing and the blade tip, because they determine friction losses and, consequently, stagnation conditions, which implies velocity gradient and developed boundary layer over these surfaces. Then, friction losses on

blade limiting surfaces causes parasitic vortex flows called pair vortices, which sharply increase when pair vortices are linked to each other at blades with relative height  $h_{bl1}/b_{bl1}$  lower than 1-1.5.

Ovsienikov *et al.* (1973) proposed that tip losses should be considered as a correcting factor  $h_k$  of the efficiency  $h_u$ , according to the expression:

$$h_k = 1 - \frac{0.003}{0.003 + \frac{h_{bl1}}{D_{av}}} \quad (4)$$

The correct account for the  $N_T$  and the turbine efficiency  $h_T$  must also consider the leakage  $\dot{m}_y$  through clearances between casing and rotor, since the fluid that passes through the cascades is significantly lower than the fluid from the turbine drive system  $\dot{m}_T$ . The expressions of  $\dot{m}_y$  for different types of rotors and labyrinth seals can be found at Ovsienikov *et al.* (1973). Thus,  $h_T$  is defined as:

$$h_T = h_u h_k \left( 1 - \frac{\dot{m}_y}{\dot{m}_T} \right) = f_{rdisk} + f_{shr} \quad (5)$$

The general expression (5) is used for one-stage axial impulse turbines when  $h_u$  is defined as:

$$h_u = 2 \gamma^2 \frac{\cos(\beta_1)}{\gamma c_{ad1}} \frac{u}{av} \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \quad (6)$$

and for two-stage axial impulse turbines when  $h_u$  is described by:

$$h_u = 2 \gamma^2 J_{av} \frac{\cos(\beta_1)}{\gamma c_{ad1}} \frac{u}{av} \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \frac{u}{\gamma c_{ad1}} \quad (7)$$

where  $u$  is the tangential speed at turbine wheel mean diameter;  $\beta_1$  is the absolute flow angle at the rotor inlet;  $\beta_1$  and  $\beta_2$  are relative flow angle at the rotor inlet and outlet, respectively;  $c_{ad1}$  is the adiabatic absolute speed at the first rotor inlet;  $\gamma$  is the velocity coefficient, which express the hydraulic losses in nozzles and  $J_{av}$  is the average value of the first rotor velocity coefficient  $J_I$ , stator velocity coefficient  $\gamma_{st}$  and second rotor velocity coefficient  $J_{II}$  that express the hydraulic losses in their cascades.

The disk friction loss factor  $\eta_{fr disk}$ , shroud friction loss factor  $\eta_{fr shr}$  and partial admission loss factor  $\eta_{pa}$  are obtained by:

$$\eta_{fr disk} = \frac{N_{fr disk}}{\dot{m}_T \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.32 \frac{C_{fr disk} \left( \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \right)^5}{\left( \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \sin \alpha \right)^3 c_{ad1}^3}; \quad (8)$$

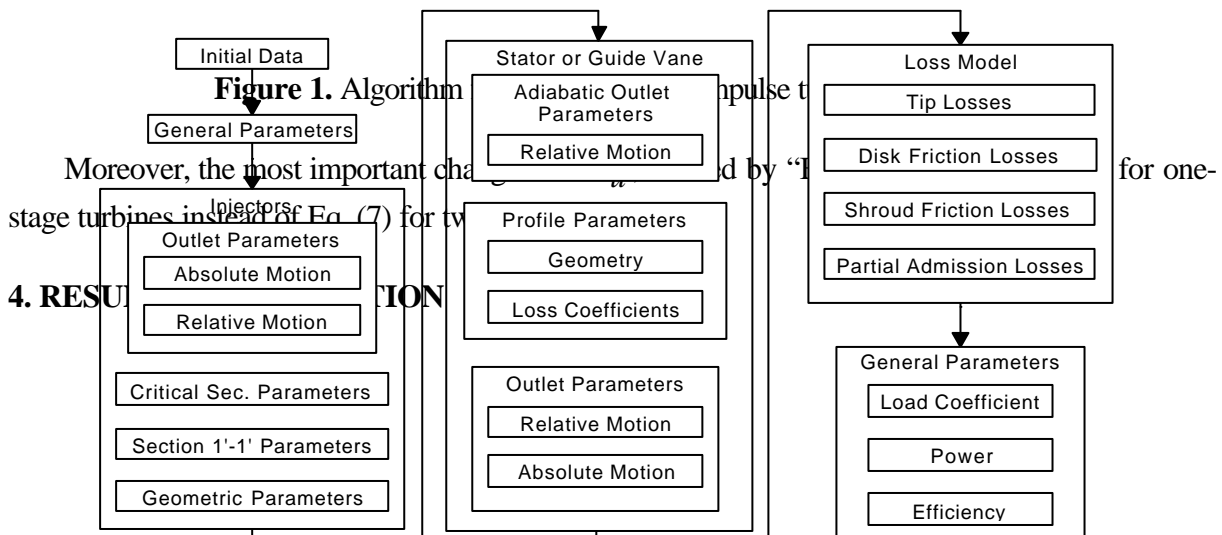
$$\eta_{fr shr} = \frac{N_{fr shr}}{\dot{m}_T \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 5.08 \frac{C_{fr shr} \frac{b_{shr}}{D_{av}} \left( \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \right)^4}{\left( \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \sin \alpha \right)^3 c_{ad1}^3}; \quad (9)$$

$$\eta_{pa} = \frac{N_{pa}}{\dot{m}_T \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.076 \frac{10 \frac{b_{bl1}}{D_{av}} \left( \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \right)^3}{\left( \frac{h_{bl1}}{D_{av}} \sin \alpha \right)^3 c_{ad1}^3}. \quad (10)$$

### 3. NUMERICAL IMPLEMENTATION

In Pereira (1998), the algorithm suggested by Tchervakov (1997), shown in Fig. 1, was used for implementation of a computer program, using the software “Mathcad”, release 6.0, to calculate two-stage axial impulse turbine geometries for the designed engine requirements.

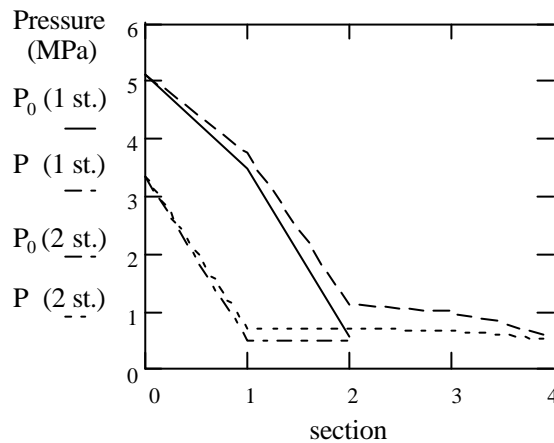
Starting from the algorithm for two-stage turbine, Pereira (1998) proposed another algorithm for one-stage turbine by: removing the blocks for calculating the guide cascade and the second rotor parameters and making adjustments for not taking into account the guide cascade and the second rotor parameter contributions in turbine general characteristics as turbine adiabatic specific energy  $L_{0ad}$ ;  $N_T$  and  $h_T$ .



### 4. RESULTS

The algorithm for one-stage turbine was used to validate the methodology and the computer program by applying actual design data of the one-stage turbine of the Russian engine RD-0109 from Garun *et al.* (1973). Then, the RD-0109 turbine geometry,  $\rho_T$ , the design total inlet pressure  $P_0$ , and total inlet temperature  $T_0$  were set as algorithm input data and  $\dot{m}_T$ ,  $N_T$ ,  $h_T$  and the static outlet pressure  $P_2$  from algorithm (output data) were compared with RD-0109 data from Garun *et al.* (1973). The comparative analysis results are described in Pereira (1999) and it is concluded that the methodology is adequate for the design and analysis of a turbine wheel for LRE, because discrepancies are lower than 6.5 %.

For TPU design, it was necessary to do a comparative analysis of one and two-stage turbine characteristics to define the best number of turbine stages. To this aim, both algorithm were used to determine the variation of the main parameters through turbine sections and the dependence of the load coefficient  $L_u/u^2$ ,  $h_T$ ,  $h_u$  and the sum of the loss coefficients  $\sum \zeta$  on the ratio  $u/c_{ad1}$ .



**Figure 2.** Variation of the total  $P_0$  and the static  $P$  pressures through turbine sections.

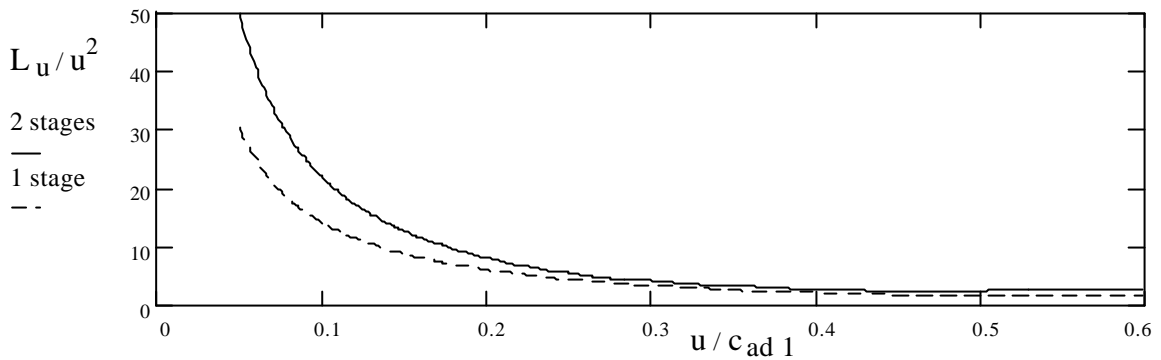
Figure 2 presents the total  $P_0$  and the static  $P$  pressure at the nozzle critical section (section 0), first rotor inlet (section 1), first rotor outlet (section 2), second rotor inlet (section 3) and second rotor outlet (section 4) for one and two-stage turbines. It can be seen that one-stage turbine has higher pressure gradients, which implies more efforts acting on blade root.

Figure 3 shows the dependence of the load coefficient  $L_u/u^2$  on the ratio  $u/c_{ad1}$ . One can observe two-stage turbines presents higher  $L_u/u^2$  than one-stage turbine for the same  $u$ , which means more specific work  $L_u$  available for the same tangential speed  $u$  and, consequently, more  $N_u$  for the same  $\dot{m}_T$ , according to Eq. 11:

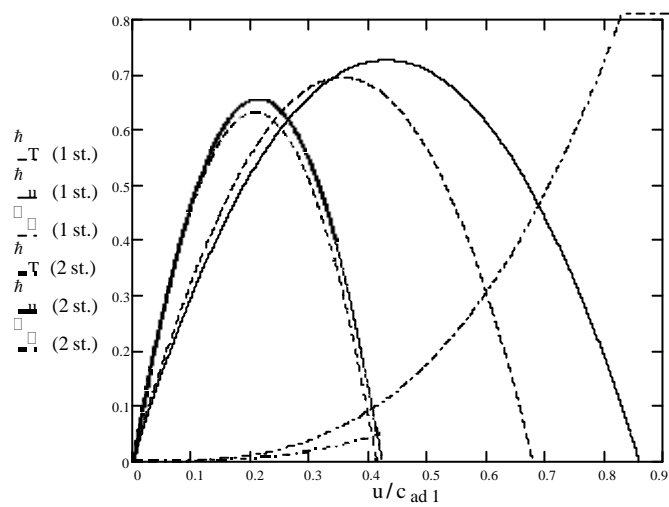
$$L_u \propto N_u / \dot{m}_T. \quad (11)$$

Figure 4 depicts the dependence of the  $h_T$ ,  $h_u$  and  $\sum \zeta$  on the ratio  $u/c_{ad1}$ . First of all, one can easily observe two-stage turbines have lower  $\sum \zeta$  than one-stage turbines for the same  $u/c_{ad1}$ .

$c_{ad1}$ . Additionally, two-stage turbines have higher efficiency than one-stage turbines when  $u / c_{ad1}$  is lower than 0.25 for the same working fluid (the same gas constant  $R$ , adiabatic coefficient  $k$  and total inlet temperature  $T_0$ ). As a result, two-stage turbines reaches the required efficiency at lower  $u$ , for the same  $c_{ad1}$ , which corresponds to lower  $\Delta T$  and less severe work conditions for bearings, seals, etc.



**Figure 3.** Dependence of the load coefficient  $L_u / u^2$  on the ratio  $u / c_{ad1}$ .



**Figure 4.** Dependence of the  $h_T$ ,  $h_u$  and  $\eta$  on the ratio  $u / c_{ad1}$ .

Considering the required power to drive oxidizer and fuel pumps is defined as:

$$N_P = N_T + \dot{m}_T L_{0ad} h_T + \dot{m}_T \frac{k}{k-1} RT_0 + I \frac{P_2}{P_1} \frac{k I}{k} h_T, \quad (12)$$

one can realize higher  $\dot{h}_T$  at the same working fluid conditions ( $R$ ,  $k$  and  $T_{\square}$ ) implies more  $N_T$  available to the pumps or to a control device, considering  $\square N_P$  constant. Otherwise, if it is not necessary to increase  $N_T$ , higher  $\dot{h}_T$  means lower  $T_{\square}$  or pressure gradient.

## 5. CONCLUDING REMARKS

As it was pointed before, test data for fully validation the methodology and its results are scarce, the reason clearly understood. Access to actual design and test data was not possible, except for the information contained in the Garun *et al.* (1973) [11]. Nevertheless, personal discussions with Russian researchers that used, and in some extent contributed to the construction of that large amount of information, of the RD-0109 Russian LRE were significant.

As a by-product, a good design tool was also developed, since all the turbine design was carried to produce the turbine geometry that maximize the efficiency. As an example, it was evaluated the ideal number of the stages.

Even considering that the second rotor is responsible for lower part of the total turbine power  $N_T$ , it is able to decrease strongly the kinetics energy losses and improve  $\dot{h}_T$ .

Therefore, if no satisfactory  $\dot{h}_T$  is reached using one-stage turbine, the two-stage turbine as a possible solution may be investigated using the algorithms as a readily applicable method to compare both performances. Consequently, the two-stage turbine may be an interesting solution to improve performance if its higher height and more complex construction are not relevant.

## 6. REFERENCES

- GARUN, G. G.; ALEKSEIEV, I. G.; BAULIN, V. I., 1973, "Atlas de construção de motor foguete a propelente líquido (Descrição) Parte II", Instituto de Aviação Sergo Ordijonikdze / Cátedra 203, Moscou, Rússia, pp. 108-109.
- KESSAEV, J., 1997, "Theory and calculation of liquid propellant engines", Apostila do Fundamental Course in Engine Design do Moscow Aviation Institute ministrado na ASA-P/IAE/CTA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, pp 127.
- OVSYANNIKOV, B. V.; BOROVSKY, B. Y., 1973, "Theory and calculation of feed units of liquid propellant rocket engines", (FTD-MT-24-1524-72), manual of the Foreign Technology Division of Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, Unites States of America, 764p.
- PEREIRA, F. C. V., 1998, "Diploma project: II Stage liquid propellant rocket engine", Trabalho de conclusão do Fundamental Course in Engine Design do Moscow Aviation Institute ministrado na ASA-P/IAE/CTA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, 431p.
- PEREIRA, F. C. V., 1999, "Numerical Simulation of a two-stage axial impulse turbines for turbopumps of liquid propellant rocket engine", Trabalho de conclusão do Mestrado em Ciências do Instituto Tecnológico de Aeronáutica ITA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, pp. 180.

- TCHERVAKOV, V. V., 1997, "Theory and calculation of turbopumps", Apostila do Fundamental Course in Engine Design do Moscow Aviation Institute ministrado na ASA-P/IAE/CTA, São José dos Campos, São Paulo, Brasil, 259p.



# USO DO ALGORITMO *SIMULATED ANNEALING* NO ESTUDO DE PROBLEMAS INVERSOS EM CONVECÇÃO NATURAL DE CALOR

**Cristiene Vasconcelos Gonçalves**

**Sezimária Pereira Saramago**

**Gilmar Guimarães**

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-902,

Uberlândia – Minas Gerais

e-mail: cgoncalves@mecanica.ufu.br

## Resumo

A técnica denominada *Simulated annealing*, SA, é usada para a obtenção inversa do fluxo de calor e da temperatura da parede em uma placa plana vertical aquecida, com fluxo constante, através de medições de temperatura no interior do fluido. A solução direta das equações que descrevem o problema de convecção é obtida analiticamente através do método de von Kármán-Pohlhausen e de algumas hipóteses simplificativas como regime permanente, escoamento bidimensional e aproximação de Boussinesq. Os resultados obtidos para o SA são então comparados aos obtidos através do método da função especificada sequencial. Uma bancada experimental é montada de forma a fornecer a temperatura do filme no interior da camada limite.

**Palavras-Chaves:** métodos inversos, *Simulated annealing*, método da função especificada sequencial.

## 1. INTRODUÇÃO

Em diversas ocasiões práticas em engenharia, tais como controle de aquecimento ou resfriamento, as condições iniciais ou de contornos são inacessíveis. A utilização nesses casos de uma metodologia inversa representa uma ferramenta poderosa, Jarny et al (1991). A aproximação inversa, ao contrário da direta, procura prever as condições de contorno térmicas de dados experimentais, a saber, medições obtidas dentro do campo de temperaturas, sem que nenhum sensor seja colocado sobre a superfície estudada.

O problema estudado aqui consiste de uma placa plana vertical sujeita a um fluxo de calor prescrito,  $q(x)$ , e exposta à convecção natural, Figura 1 (a). Pode-se observar, nessas condições, a formação de um escoamento devido às forças de empuxo e o estabelecimento de uma camada limite, representada esquematicamente na Figura 1 (b). É caracterizado por uma geometria cartesiana, bidimensional, sujeita a um fluxo de calor  $q(x)$ , com escoamento em regime permanente e descrito pelas equações da camada limite incompressível e laminar.

O problema inverso se estabelece à medida que as condições de contorno na parede como o fluxo de calor ou variação de temperatura não são conhecidas. As estimativas dessas variáveis,  $q(x)$  e  $T_w(x,0)$ , são os objetivos desse trabalho.

Existem várias técnicas para a solução de problemas inversos. Nesse trabalho o algoritmo *Simulated Annealing* (SA) é adaptado ao problema inverso de calor. SA é um

método de busca probabilística cuja maior desvantagem se deve a um maior tempo computacional quando comparado aos modelos convencionais. Entretanto, apresenta vantagem sobre os métodos de gradiente convencionais por selecionar valores dos parâmetros fora da vizinhança de um mínimo local. Nesse trabalho o método do gradiente, o método da função especificada de Beck al ( 1985), é usado para comparação com os resultados obtidos através do SA.

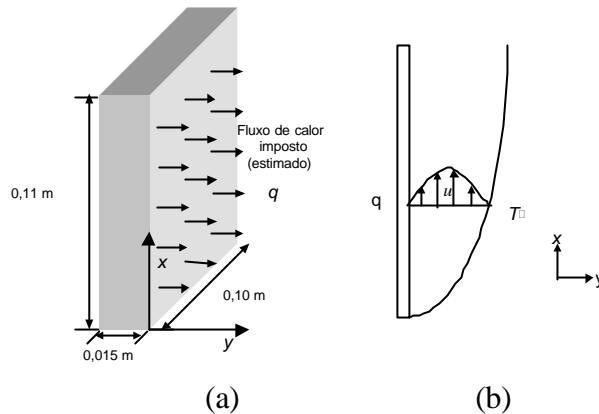


Figura 1- Problema térmico estudado. a) Placa plana vertical aquecida. b) Camada limite representada esquematicamente.

## 2. FORMULAÇÃO TEÓRICA

Uma das características das técnicas de problemas inversos é a necessidade de se obter uma equação que forneça uma correlação de uma variável a ser medida ( nesse caso  $T(x,y)$  ) em função do parâmetro a ser estimado,  $q(x)$  e  $T_w(x,0)$ . Torna-se necessário, inicialmente, obter-se a solução do problema direto em questão. Esta solução é obtida através das equações de continuidade, movimento e energia que governam o problema de convecção natural sobre uma placa plana aquecida.

### 2.1. O PROBLEMA DIRETO

O problema de convecção natural sobre uma placa plana vertical aquecida pode ser descrito pelas equações da quantidade de movimento, da energia e da conservação de massa, considerando a aproximação de Boussinesq, ou seja,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \beta (T - T_\infty) + \alpha \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad (1)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}, \quad (2)$$

e

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (3)$$

onde  $x$  é a coordenada medida ao longo da placa,  $y$  é a coordenada normal à placa,  $u$  e  $v$  são as componentes da velocidade na direção  $x$  e  $y$  respectivamente,  $T(x,y)$  a temperatura,  $\alpha$  a difusividade térmica,  $g$  a aceleração da gravidade e  $\beta$  o coeficiente de expansão térmica.

A solução das equações da camada limite laminar para convecção natural em uma placa plana vertical com fluxo de calor não uniforme,  $q(x)$ , na superfície pode ser obtida através do método de von Kármán–Pohlhausen , (Holman,1990), que consiste em uma formulação integral acoplada ao uso de aproximações polinomiais para os perfis de velocidade e temperatura.

O perfil de temperatura é representado por uma função polinomial de  $y$ , isto é,

$$T(x, y) = a + b y + c y^2 \quad (4)$$

Sendo que  $a, b, e, c$  , são funções de  $x$  obtidas de forma que as condições de contorno térmicas presentes no problema sejam satisfeitas, ou seja:

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} = q(x), \quad \text{para} \quad y = 0; \quad (5)$$

$$T = T_\infty, \quad \text{para} \quad y = \delta; \quad (6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad \text{para} \quad y = \delta. \quad (7)$$

onde  $\delta(x)$  é a espessura da camada limite,  $k$  é a condutividade térmica e  $q(x)$  ou simplesmente,  $q_x$ , o fluxo de calor não uniforme imposto na placa plana por unidade de área.

Substituindo as condições de contorno dadas pelas Eqs. (5), (6) e (7) em (4), obtém-se a expressão para o perfil de temperatura, como:

$$T(x, y) = T_\infty + \frac{q_x}{2k\delta(x)} y^2 \quad (8)$$

Para que a Eq. (8) represente a solução completa do campo de temperatura em função do fluxo de calor imposto,  $q_x$ , resta ainda a determinação da espessura da camada limite,  $\delta(x)$ .

Utilizando-se o método de von-Kármán Pohlhausen chega-se à expressão final para a espessura da camada limite  $\delta(x)$ :

$$\delta(x) = \frac{9k}{g \beta q_x} \left( \frac{240}{7} \int_0^x q_x dx \right)^{\frac{1}{5}} = 48 \left( \frac{B_x}{g \beta q_x} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (9)$$

onde,

$$B_x = \frac{\int_0^x q_x dx}{x q_x} \quad (10)$$

$T(x,y)$  representa o modelo teórico para a temperatura, dada em função das coordenadas  $x$  e  $y$ , das componentes locais  $q_x$  e da influência das componentes  $q_{x1}, q_{x2}, \dots, q_{xi}$  ao longo do comprimento da placa.

Observa-se que para o caso onde o comportamento do fluxo de calor seja aproximadamente constante, ou seja,  $q_x \cong q = \text{constante}$ , então

$$B_x = \int_0^x q_x dx \quad q_x \sim 1 \text{ e conseqüentemente } B_x^2 \sim 1$$

## 2.2. O PROBLEMA INVERSO

A proposta inicial para a obtenção das componentes do fluxo de calor  $q_x$  é a minimização de uma função erro quadrático definida pelo quadrado da diferença entre as temperaturas medidas no interior da camada limite  $Y(x,y)_M$  e as temperaturas calculadas pelo modelo teórico dado pela Eq. (8). Assim a função objetivo a ser minimizada, adotada neste trabalho para os dois métodos empregados consiste:

$$F = \sum_{i=1}^M [Y(x, y)_i - T(x, y)_i]^2 \quad (11)$$

onde  $Y(x,y)$  é a temperatura medida experimentalmente,  $T(x,y)$  é a temperatura obtida pelo modelo e  $M$  é o número de posições na direção  $x$  da placa.

### *Método da função especificada seqüencial ( FES)*

Uma das técnicas inversas usadas nesse trabalho, envolve a inversão numérica de uma integral de convolução e o uso de passos de futuros. É o chamado método da função especificada, desenvolvido por Beck et al. (1985) para aplicações em problemas lineares de condução de calor. Esta técnica foi adaptada, através de um procedimento iterativo, para a solução do problema não linear causado pelo acoplamento das equações do movimento e energia, (Gonçalves, 1999).

### *Simulated annealing (SA)*

SA tem suas origens na termodinâmica mais precisamente na forma como os metais líquidos se resfriam e se recozem. No recozimento físico, um metal é aquecido e em seguida resfriado lentamente para obter-se uma configuração molecular regular tendo o estado energético mais baixo possível. *Simulated annealing* pode ser realizado em otimização através de uma perturbação aleatória na variável de decisão e mantendo-se o melhor valor da função objetivo para cada conjunto de variáveis aleatória. Para encorajar a formação dessas estruturas cristalinas, um programa de temperaturas é usado para governar a taxa para qual o metal resfria, (Nakao, S e Karasaki, J. N., 1999). Se a temperatura é mantida constante, o sistema se aproxima do equilíbrio térmico e a distribuição de probabilidade para a configuração de energia,  $E$ , aproxima-se da probabilidade de Boltzmann:

$$P(\lambda E) = e^{-E/k_b T} \quad (12)$$

onde  $K_b$  é a constante de Boltzmann. Metropolis et al. (1953) introduziu primeiramente um algoritmo simples para incorporar essas idéias dentro dos cálculos numéricos de equações de estado. O critério conhecido como algoritmo de Metropolis, é aplicado para determinar se uma transição a outra configuração ocorre com a temperatura presente. Esse método de otimização consiste no uso de analogias ao processo de recozimento da metalurgia. Uma analogia ao processo pode ser visto na Figura 2, (Saramago et al., 1999).

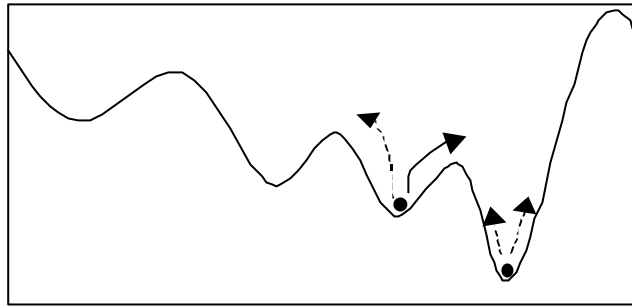


Figura 2 – Analogia ao processo de recozimento.

No SA, o estado energético e a configuração molecular tem analogias exatas. A função objetivo, Eq. (11), é análoga à função de estado, e o conjunto de parâmetros independentes, configuração, é análogo ao arranjos moleculares. Temperatura é simplesmente um parâmetro de controle em um dado problema de otimização.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O algoritmo do SA juntamente com o FES foram usados na solução de um problema inverso em convecção de calor para uma placa plana vertical aquecida. Os dois métodos se mostraram eficientes na recuperação do fluxo de calor desconhecido, assim como da temperatura da parede,  $T_w(0,y)$ .

Os dados de implementação para o SA podem ser verificados na Tabela 1.

Tabela: Dados de implementação do *Simulated annealing*.

Número de variáveis de projeto	9
Variáveis de projeto inicial	0.01 W/m <sup>2</sup> (para todas)
Temperatura inicial	50
Quantidade de temperaturas	10
Quantidade de iterações	300
Numero limite de avaliações da FO	10000
Tolerância	1.e-10
Limite inferior	0
Limite superior	1000

Os resultados computacionais podem ser comparados através da Tabela 2, onde F é o valor da função objetivo. Pode-se notar que o desempenho computacional do FES é pouco superior ao SA, devido ao custo computacional, uma vez que apresentaram valores próximos para F.

Tabela 2: Resultados computacionais obtidos em ambos os métodos empregados.

<i>Simulated annealing</i>	<b>Função Especificada Seqüencial</b>
F = 2.5583*10 <sup>-5</sup>	F = 2.2375*10 <sup>-4</sup>
Nº de pontos visitados = 4549	Chamadas de F = 50
Nº de pontos aceitos = 1178	custo computacional = 1.1500 Seg.
custo computacional = 51.7900 Seg.	

A Figura 3 mostra uma comparação do fluxo obtido para os dois métodos, juntamente com o fluxo teórico experimental. Pode-se observar que ambos os métodos apresentaram resultados semelhantes quanto a recuperação do fluxo de calor.

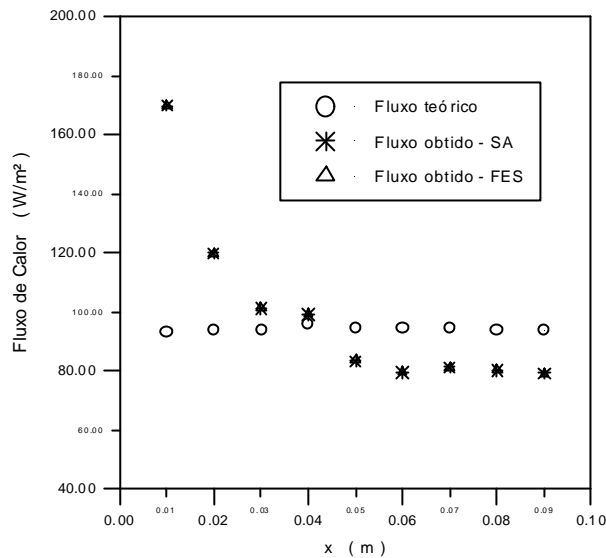


Figura 3: Fluxo de calor obtido através do *Simulated annealing* (SA) e do método da função especificada sequencial (FES).

A temperatura da parede, assim como o erro relativo encontrado pode ser vista na Figura 4(a) e 4(b), respectivamente. Nota-se que exceto pela primeira posição os erros foram inferiores a 5%. Experimentalmente esse fato significa um excelente resultado de recuperação da condição de contorno da placa. O resultado ruim para a primeira posição pode ser justificado devido ao fato que o modelo que descreve a camada limite ser parabólico, tornando-o dependente de informações anteriores.

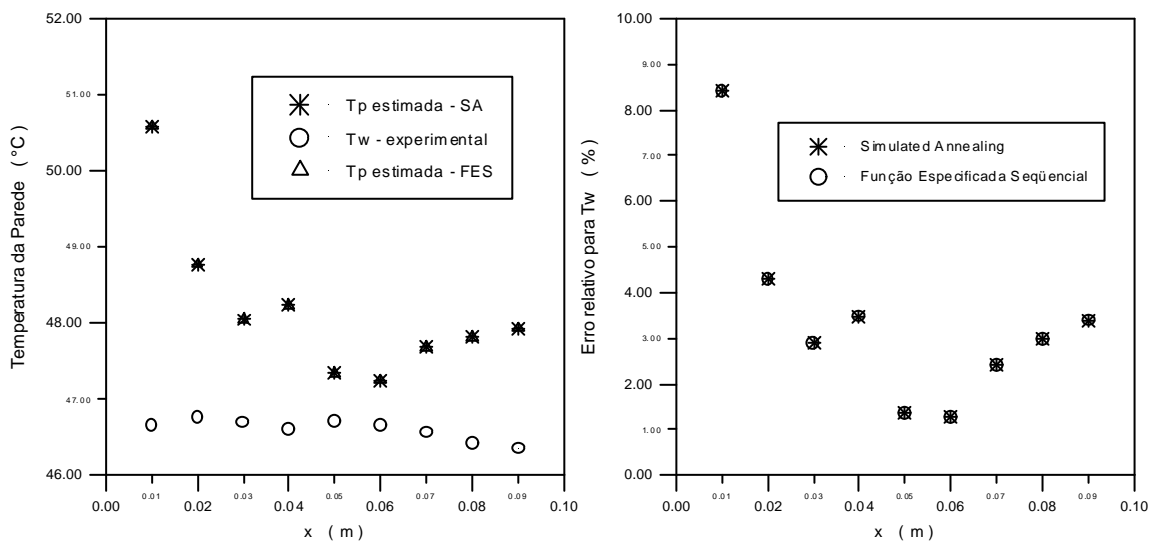


Figura 4 – (a) Temperatura da parede obtida pelo SA e FES. (b) Erro relativo encontrado na obtenção da temperatura da parede.

Os dados experimentais foram obtidos a uma distância fixa de 2 mm ao longo da placa. Um dos motivos foi a sensibilidade do método FES à localização do sensor. À medida que o

sensor de temperatura se distancia da placa menos informação referente ao fluxo desconhecido é obtida. A fim de se verificar a robustez do SA com relação a esse tipo de problema de localização do sensor foi realizada uma simulação, onde um fluxo de calor de  $300 \text{ W/m}^2$  é imposto, constante ao longo de toda placa. Considerou-se primeiramente uma posição de  $y$  fixa e arbitrária, correspondente a 40% do máximo valor da camada limite, posteriormente fez-se o mesmo estudo de uma posição a 65% do valor máximo. Obteve-se os perfis de temperatura simulados para essas localizações,  $Y(x,y)$ , sendo que foi acrescentado um erro aleatório de  $\pm 1^\circ\text{C}$ . Os resultados para o fluxo de calor, do primeiro caso, assim como para o erro pode ser verificado na Figura 5(a) e 5(b), respectivamente.

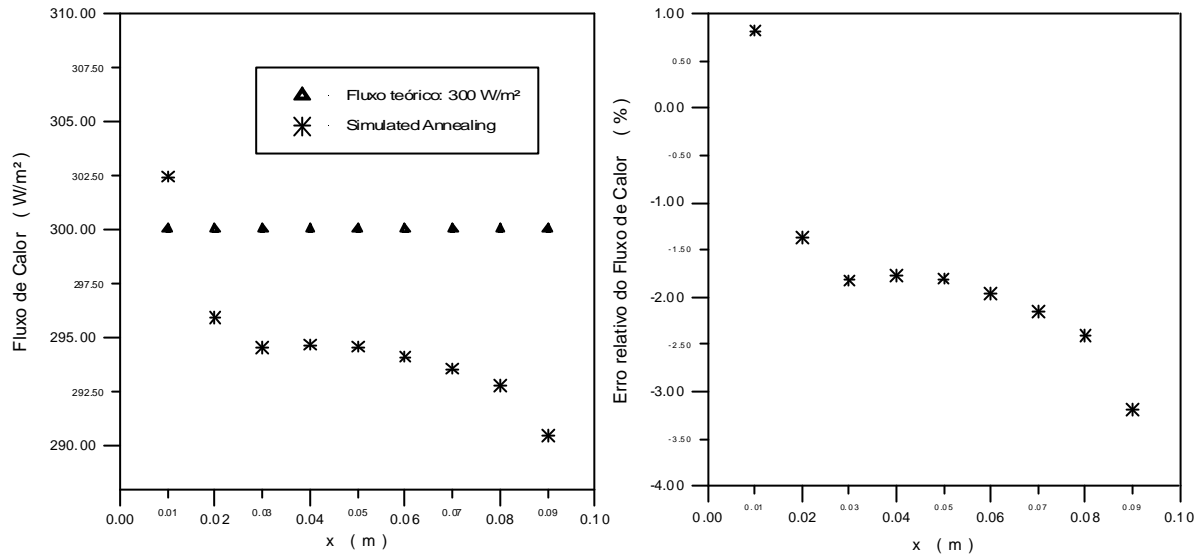


Figura 5 – (a) Fluxo de calor obtido pelo SA para um posição fixa de  $y$  correspondente a 40% da camada limite. (b) Erro relativo referente ao fluxo de calor obtido.

A temperatura da parede, para o primeiro caso, juntamente com e erro relativo podem ser vistas na Figura 6 (a) e 6(b), respectivamente.

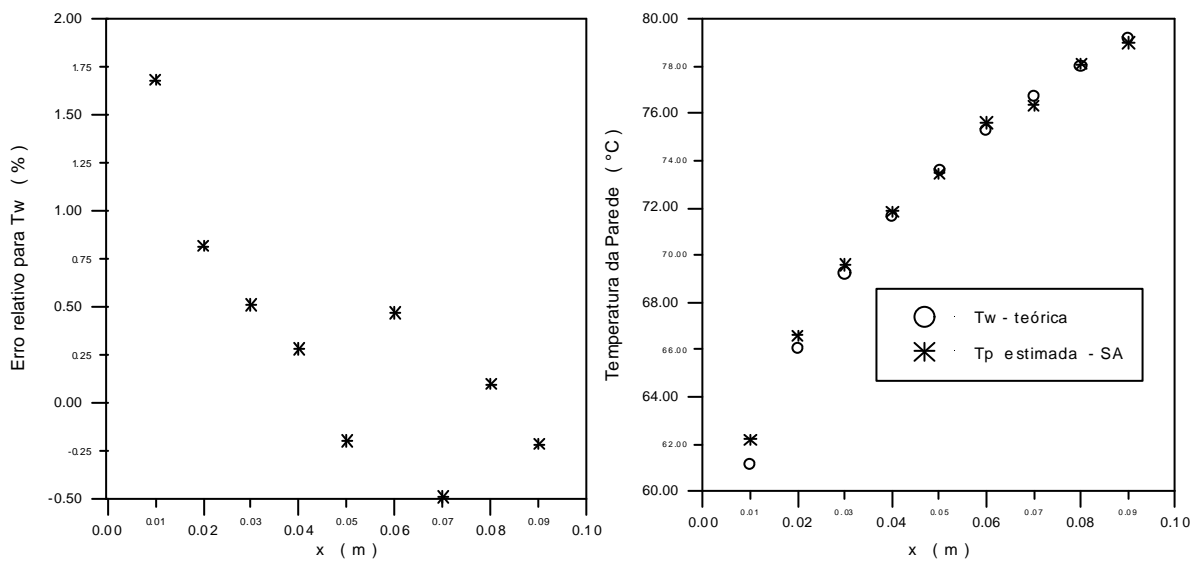


Figura 6 – (a) Temperatura da parede obtida com o sensor localizado a 40% do valor máximo da camada limite. (b) Erro relativo para a temperatura da parede.

O segundo caso testado foi uma posição fixa de  $y$  a 65% da distância máxima da camada limite. Obteve-se convergência do algoritmo SA, entretanto os resultados não foram precisos. Deve-se salientar que a 65% do valor máximo da camada limite, poucas temperaturas influenciadas pelo fluxo de calor são retidas.

Não se obteve convergência com o método FES em nenhum dos casos testados, o que indica uma melhor robustez do método SA com relação à localização do sensor.

#### 4. CONCLUSÕES

O método do *Simulated annealing* apresentou o mesmo resultado que o método da função sequencial especificada. Obteve-se erros menores que 5% para a temperatura da parede, exceto para a primeira posição.

Em uma simulação para verificar a robustez do método, o SA mostrou-se bastante robusto, apresentando resultados para regiões superiores a 40% do valor máximo da camada limite.

#### 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Gonçalves, CV., 1999, “Desenvolvimento de técnicas de problemas inversos em convecção de calor”, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG., Brasil, 75pp.
- Holman, J. P., 1990, “ Heat Transfer”, Seventh Edition, McGraw-Hill, Inc, N.Y.
- Jarny, Y., Ozisik, M. N. & Bardon, J. P., 1991, “A general optimization method using adjoint equation for solving multidimensional inverse heat conduction”, Journal of heat and mass transfer. Vol. 34, No.11, pp. 2911-2919.
- Nakao, Shinsuke, Najita, Julie & Karasaki, Kenzi, 1999, “ Sensitivity study on hydraulic well testing inversion using *Simulated annealing*”, Ground Water Publishing Company, Vol. 37, Issue 5, pp. 736-747.
- Saramago, S. F. P., Assis, E. G., & Steffen, Valder., 1999, “ *Simulated annealing*: Some applications in mechanical systems optimization”, 20<sup>th</sup> Iberian Latin – American Congress on Computational Methods in Engineering (CD – ROM), São Paulo, Brasil.



## DESGASTE ABRASIVO DE FERRAMENTAS DE CORTE UTILIZADAS NA INDÚSTRIA MADEIREIRA

**Giuseppe Pintaúde**

**Maria Cristina Moré Farias**

**Magno Kohnlein**

**Deniol K. Tanaka**

**Amilton Sinatora**

Universidade de São Paulo, Laboratório de Fenômenos de Superfície, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, Av. Prof. Mello Moraes, 2231, 05.508-900, São Paulo, SP – Brasil. E-mail: [juja@usp.br](mailto:juja@usp.br)

### Resumo

Este trabalho apresenta resultados de desgaste abrasivo de duas famílias de ligas utilizadas como ferramentas de corte de madeira. Os materiais ensaiados foram: duas ligas fundidas para ferramentas, "Stellite" tipos 01 e 06, e duas ligas de metal duro (WC-Co). Os ensaios foram conduzidos na configuração pino-sobre-lixo, utilizando pinos de 3 mm de diâmetro. Os materiais foram caracterizados por meio de durezas macroscópica e microscópica. As taxas de desgaste determinadas mostraram um desempenho superior das ligas WC-Co, sendo uma ordem de grandeza menores em relação às taxas das ligas fundidas. Os resultados de dureza, microdureza e coeficiente de atrito dos materiais justificaram a diferença observada nas taxas de desgaste entre as duas famílias de materiais e servindo também para classificá-los por desempenho.

**Palavras-Chave:** ferramentas de corte, desgaste abrasivo, ligas fundidas para ferramentas, metal duro.

### 1. INTRODUÇÃO

O desgaste em ferramentas utilizadas na indústria madeireira é provocado basicamente por abrasão e corrosão [Bayoumi,1989]. As madeiras da região Amazônica possuem grande quantidade de sílica, o que faz com que as operações de corte e acabamento dos produtos derivados fiquem sujeitos ao desgaste abrasivo. Dois grupos de materiais são bastante utilizados nestes casos, em função do tipo de operação de usinagem: ferramentas de metal duro e ligas de cobalto.

As ferramentas de metal duro são classificadas de acordo com a aplicação e com a composição química. O Metals Handbook [1985] indica para usinagem de madeira as ligas tipo K, ou seja, WC-Co "puros", sem adição de outros elementos formadores de carbonetos (Ta e Ti). A literatura [Bayuomi,1989; Metals Handbook,1985] mostra que os melhores desempenhos quanto ao desgaste abrasivo são obtidos com materiais de maior dureza possível, propriedade esta obtida por meio de menores tamanhos de grão e menores teores de ligantes metálicos, que podem ser além do cobalto, níquel e cromo.

A outra família de materiais amplamente utilizada na usinagem e acabamento de madeira são as ligas fundidas "Stellite". Esta família de materiais é utilizada em componentes com geometria mais complexa do que os "bits", tais como revestimentos para saibros e mancais. Resultados de Kosel e colaboradores [1980] mostram que o desempenho das ligas "Stellite" quanto ao desgaste abrasivo é função da fração volumétrica e da morfologia dos carbonetos.

Este trabalho apresenta resultados de ensaio de desgaste abrasivo de dois materiais das ligas fundidas "Stellite" e outros dois das ligas de metal duro, utilizados na usinagem e no acabamento de madeiras da região Amazônica.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

Os materiais ensaiados foram identificados com a nomenclatura apresentada na Tabela 1, sendo duas ligas fundidas para ferramentas, comumente denominadas por "Stellite", e duas ligas do composto WC-Co, comumente denominados por metal duro.

**Tabela 1. Nomenclatura utilizada para os materiais ensaiados.**

Material	Nomenclatura
Stellite tipo 01	Co1
Stellite tipo 06	Co6
WC-Co fornecedor 1	WC-Co1
WC-Co fornecedor 2	WC-Co2

As composições químicas das ligas fundidas estão apresentadas na Tabela 2.

**Tabela 2. Composição química das ligas fundidas para ferramentas (% massa).**

Material	Cr	W	Fe	C	Ni	Si	Mn	Mo	Co
Co1	30,4	12,7	2,40	2,30	2,50	1,00	0,05	0,10	BAL
Co6	29,8	14,5	1,15	0,98	1,06	0,60	0,08	0,20	BAL

**BAL: balanço**

A dureza dos materiais foi determinada nas escalas Rockwell A (60 kgf) e C (150 kgf) utilizando-se equipamento WOLPERT TESTOR HT1. Os resultados médios apresentados correspondem a três determinações para as ligas fundidas e sete determinações para as ligas metal duro. A microdureza dos materiais foi determinada em escala Vickers, utilizando-se 100 gf de carga, sendo que os resultados médios corresponderam a 10 determinações para todos os materiais.

Os ensaios de desgaste foram realizados em um tribômetro do tipo pino-sobre-disco, fabricação PLINT & PARTNERS LTD, modelo TE-79. Os ensaios foram realizados em corpos-de-prova cilíndricos com 3 mm de diâmetro e comprimento entre 21 e 23 mm.

O dispositivo de ensaio possui um sistema de carregamento no qual a carga é transmitida diretamente ao corpo-de-prova através de peso-morto. O corpo-de-prova é submetido a uma trajetória sobre a lixa em forma de espiral, mantendo-se a velocidade de rotação do disco constante. Em conjunto com a movimentação do disco, a mesa onde todo o sistema é apoiado se desloca linearmente, com velocidade de 20 mm/min.

O método de ensaio utilizado segue as recomendações da norma ASTM G-99/90, cujos principais requisitos são:

- perpendicularidade entre os eixos de centro do disco e do pino de  $\pm 1^\circ$ ;
- paralelismo entre a superfície de contato do pino com o plano do disco;
- limpeza dos corpos-de-prova antes de cada ensaio e;
- realização de ensaios com amostras adicionais.

As condições de ensaio utilizadas neste trabalho foram:

- Rotação do disco: 30 rpm;
- Percurso em espiral com raio inicial de 40 mm e final de 5 mm, com incremento de 0,65 mm por revolução; o que resulta em uma distância total percorrida para cada lixa de aproximadamente 7,5 m;
- Carga: 15 N;
- Abrasivo: lixa abrasiva de óxido de alumínio ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) de grana 80 em costado de pano (código NORTON K246) substituído a cada ensaio.

Foi realizado um assentamento prévio da superfície do pino utilizando-se lixa de grana 80 e carga entre 2 e 5 N.

Adotou-se a seguinte seqüência para os ensaios, repetida 10 vezes, para cada corpo-de-prova:

- Limpeza da amostra em equipamento de ultra-som, utilizando álcool etílico;
- Pesagem inicial;
- Ensaio com lixa de grana 80;
- Nova limpeza da amostra e;
- Pesagem final.

As perdas de massa foram determinadas utilizando-se uma balança analítica, fabricação Mettler Toledo, modelo AB204, com precisão de décimo de milésimos de grama. Para cálculos da perda volumétrica, foram determinadas as densidades dos materiais com base no princípio de Arquimedes.

Durante os ensaios de desgaste foi monitorado o coeficiente de atrito, por meio de uma célula de carga. A frequência de aquisição foi de 1 Hz, o que corresponde para cada lixa abrasiva um total de 105 pontos.

### **3. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

#### **3.1. DESGASTE ABRASIVO**

Os valores médios de perda volumétrica e as densidades dos materiais são apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3. Resultados de perda volumétrica [mm<sup>3</sup>].**

Material	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Densidade [g/cm <sup>3</sup> ]
Co1	1,94 ± 0,02	1,88 ± 0,04	1,86 ± 0,05	7,59
Co6	2,32 ± 0,04	2,31 ± 0,05	2,32 ± 0,05	7,49
WC-Co1	0,113 ± 0,007	0,099 ± 0,011	0,102 ± 0,010	14,01
WC-Co2	0,084 ± 0,007	0,080 ± 0,008	0,076 ± 0,009	15,64

Os valores de perda volumétrica determinados para as ligas metal duro foram uma ordem de grandeza menores do que para as ligas fundidas. A comparação entre as ligas de cada família mostra uma perda volumétrica do material Co6 aproximadamente 20% maior do que a do material Co1, e para as ligas metal duro, o material WC-Co1 desgastou aproximadamente 20% mais que o material WC-Co2. Os desvios-padrão determinados foram maiores para as ligas metal duro, em torno de 10%, enquanto que para as ligas fundidas os mesmos ficaram em torno de 2,5%, valores semelhantes aos descritos na literatura [Kosel *et al.*,1980; Moore & King,1980].

### 3.2. DUREZA

Os valores médios de dureza e microdureza estão apresentados na Tabela 4.

**Tabela 4. Resultados de dureza (Rockwell A e C) e microdureza Vickers.**

Material	Dureza HRC	Dureza HRA	Microdureza [HV 0,1]
Co1	59,4 ± 0,6	76,8 ± 0,3	750 ± 42
Co6	43,2 ± 0,8	69,3 ± 1,0	501 ± 38
WC-Co1	70,1 ± 0,6	83,4 ± 0,4	1036 ± 111
WC-Co2	74,5 ± 0,6	85,1 ± 0,4	1047 ± 118

Os resultados apresentados na Tabela 4 mostram que para os materiais com menores durezas (em todas as escalas), maiores perdas volumétricas foram observadas.

A comparação dos resultados das Tabelas 3 e 4 com os resultados obtidos por Bozzi e colaboradores [1998] facilita o entendimento entre a relação taxas de desgaste e dureza. Estes pesquisadores verificaram o desempenho de duas ligas eutéticas de ferro fundido branco e de um revestimento WC-12%Co, em ensaio abrasivo a três corpos, utilizando óxido de alumínio como abrasivo, com a mesma granulometria utilizada neste trabalho. O resumo dos resultados de Bozzi e colaboradores está apresentado na Tabela 5.

**Tabela 5. Resultados de Bozzi e colaboradores [1998] em ensaio abrasivo a três corpos.**

Material	Microdureza [HV 0,3]	Taxa de Desgaste [mg/h.mm <sup>2</sup> ]
Recobrimento WC-12%Co	1.190 ± 221	0,99
Ferro fundido branco (liga 1)	844	1,62
Ferro fundido branco (liga 2)	830	1,70

A primeira observação que pode ser feita entre os dados da Tabela 4 e 5 se refere aos valores de microdureza Vickers para as ligas WC-Co, que são similares, inclusive quando considera-se o desvio-padrão associado, que está relacionado com a heterogeneidade destes materiais.

Com relação à severidade do desgaste, utilizando-se como critério a relação  $H_A/H_M$  (dureza do abrasivo/dureza do material), e como valor de microdureza do  $Al_2O_3$   $2147 \pm 80$  HV 0,05 [Berns & Franco,1994], obtém-se a indicação de ocorrência de regime severo de desgaste para todos os materiais, ou seja, os valores para a relação  $H_A/H_M$  são maiores do que 1,2.

As diferenças nas taxas de desgaste observadas por Bozzi e colaboradores entre as ligas de ferro fundido branco e o revestimento WC-12%Co é pequena, conforme mostra a Tabela 5, sendo razoável que os materiais ensaiados permanecessem sob o mesmo regime de desgaste, neste caso, severo. Por outro lado, os resultados da Tabela 3 mostram uma grande diferença nas taxas de desgaste entre as ligas fundidas e as ligas metal duro, que não justifica estes materiais permanecerem sob mesmo regime de desgaste. Isto leva a crer que no caso das ligas WC-Co1 e WC-Co2 o desgaste foi controlado pelos carbonetos WC, que possuem microdureza  $2562 \pm 312$  HV 0,05 [Berns & Franco,1994]. Considerando apenas a dureza deste microconstituente, a relação entre dureza do abrasivo e dureza do carboneto WC é menor do que 1, indicando a ocorrência de desgaste moderado.

A decisão em se considerar valores de dureza dos microconstituintes ou valores de dureza macroscópicas para avaliar o regime de desgaste abrasivo é uma questão relevante, e de certa forma ainda em discussão na literatura [Pintaúde *et al.*,2000]. Por um lado, métodos em escala microscópica de dureza são sujeitos ao efeito de escala, o que faz com que os valores fiquem sujeitos a carga aplicada para determinação da dureza, enquanto que valores obtidos de forma macroscópica podem não corresponder às características do tribossistema, principalmente no caso de partículas abrasivas de pequeno tamanho.

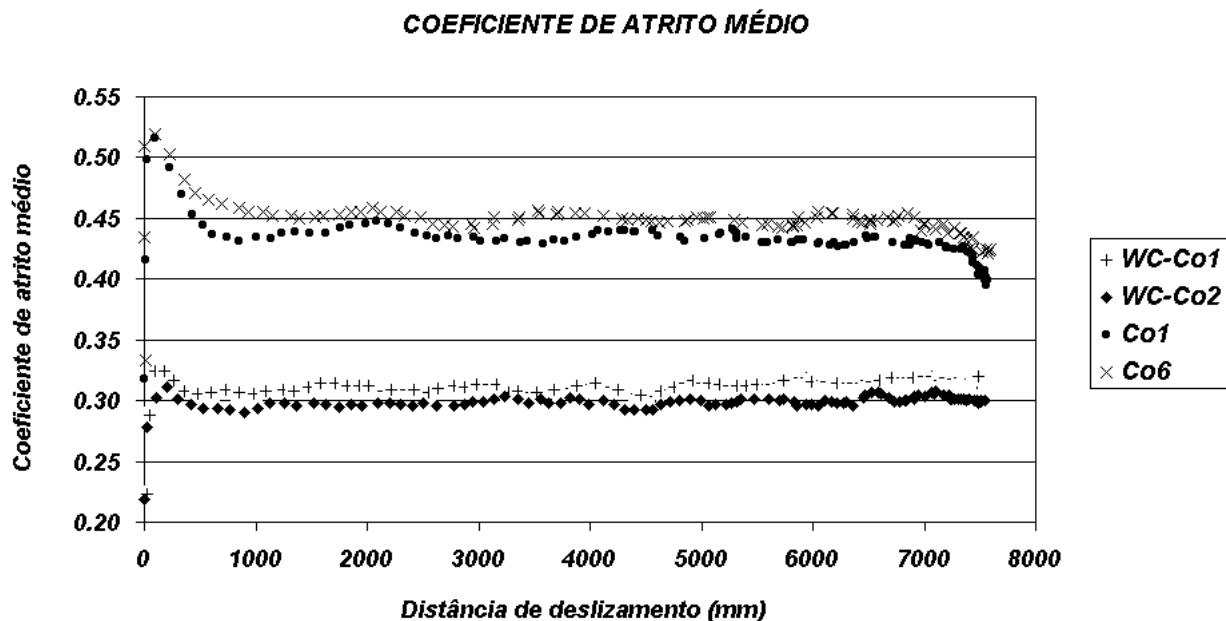
### 3.3. COEFICIENTE DE ATRITO

Os valores de coeficiente de atrito estão apresentados na Tabela 6.

**Tabela 6. Coeficiente de atrito médio.**

<b>Material</b>	<b>Coeficiente de atrito médio (desvio padrão)</b>
<b>Co1</b>	$0,431 \pm 0,010$
<b>Co6</b>	$0,447 \pm 0,008$
<b>WC-Co1</b>	$0,314 \pm 0,004$
<b>WC-Co2</b>	$0,299 \pm 0,004$

A Figura 1 mostra a variação do coeficiente de atrito durante o ensaio de desgaste.



**Figura 1. Variação do coeficiente de atrito médio em função da distância percorrida (mm).**

Os resultados apresentados na Figura 1 mostram que há uma correlação entre a perda volumétrica observada nos ensaios de desgaste e o coeficiente de atrito dos mesmos, ou seja, maiores coeficientes de atrito corresponderam a maiores perdas volumétricas. Por meio do coeficiente de atrito é possível distinguir famílias de materiais e materiais da mesma família, onde as diferenças são significativas, embora pequenas.

A utilização do coeficiente de atrito como parâmetro de avaliação do desgaste abrasivo não é tão habitual como a utilização de dureza. Sin e colaboradores [1979] atribuíram ao coeficiente de atrito uma das parcelas correspondentes ao coeficiente de desgaste, em específico à geometria das partículas abrasivas. Este conceito é limitado no sentido de que o coeficiente de atrito não depende apenas do material abrasivo, mas é uma propriedade do sistema. Os resultados apresentados na Figura 1 mostram claramente a dependência do coeficiente de atrito com o tipo de material.

O trabalho de Hokkirigawa e Kato [1989] é mais completo que o de Sin e colaboradores no sentido de abranger a resposta do material e ao coeficiente de atrito como parcela do desgaste. Estes pesquisadores mostraram que o desgaste abrasivo é dependente da condição interfacial e desenvolveram uma teoria para materiais monofásicos e de durezas relativamente baixas (13 a 330 HV), na qual relaciona o ângulo de ataque do abrasivo com a condição interfacial.

Segundo Hokkirigawa e Kato, uma das parcelas do coeficiente de desgaste é a fração de partículas abrasivas cortantes, ou seja, a fração na qual os ângulos de ataque das partículas são maiores do que o ângulo de ataque crítico do material, parâmetro que pode ser determinado em um ensaio de esclerometria. O conceito de ângulo crítico de ataque foi introduzido por Mulhearn e Samuels [1962].

Para o sistema utilizado neste trabalho (alumina com grana 80), Hokkirigawa e Kato determinaram a fração cortante de abrasivos entre 0,33 e 0,53. Os valores de coeficiente de atrito determinados neste trabalho situam-se dentro desta faixa. Embora tenham sido determinados para materiais com durezas maiores que os empregados por Hokkirigawa e Kato e bifásicos, corrobora para a hipótese que o coeficiente de atrito é uma medida indireta da fração cortante das partículas abrasivas, e uma das parcelas do coeficiente de desgaste.

#### 4. CONCLUSÕES

Nas condições experimentais utilizadas neste trabalho, pode-se concluir que:

1. Por ordem de desempenho, os materiais apresentaram perdas volumétricas crescentes na seguinte ordem:

$$\text{WC-Co2} < \text{WC-Co1} < \text{Co1} < \text{Co6}$$

2. Maiores valores de dureza e microdureza resultaram em menores perdas volumétricas;
3. As diferenças entre as taxas de desgaste observadas para as ligas “Stellite” e metal duro sugerem que o desgaste das ligas metal duro é controlado pela dureza dos carbonetos WC;
4. Menores valores de coeficiente de atrito resultaram em menores perdas volumétricas e;
5. Os resultados do presente trabalho sugerem que a teoria de Hokkirigawa e Kato podem ser extendidas para materiais com maiores durezas e bifásicos.

#### AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Central Laminações Ltda. pela autorização na divulgação dos resultados. GP e MCMF agradecem a FAPESP pela concessão das bolsas de doutoramento.

#### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bayoumi, A. M. et al.; 1983, Comparison of the wear resistance of various grades of cemented carbides that may find application in wood machining, *Wear*, v. 89, pp. 185-200.
- Berns, H.; Franco, S.D.; 1994, Properties of hard particles at room and elevated temperatures, III Seminário Brasileiro de Materiais Resistentes ao Desgaste, Anais, ABM, Fortaleza, pp. 131-146.
- Bozzi, A. C.; Santana, S. A.; de Mello, J.D.B.; 1998, Comparação da performance de recobrimentos de WC-12%Co depositados por “spray” térmico e a de ferros fundidos brancos de alto cromo em ensaios de abrasão a três corpos, IV Seminário de Desgaste (Desgaste e Proteção), Anais, ABM, São Paulo, pp. 01-13.

- Hokkirigawa, K. Kato, K.; 1989, Theoretical estimation of abrasive wear resistance based on microscopic wear mechanism, Wear of Materials Conference, Proceedings, ASME, Ludema, K.C., ed., pp. 1-8.
- Kosel, T.H. et al.; 1980, Microstructure and wear in high alloys, Symposium on Corrosion-Erosion of Materials, Proceedings, Transactions of AIME, pp.190-208.
- Metals Handbook Desk Edition, 1985, Boyer, H.E.; Gall, T.L., eds., ASM, Metals Park Ohio 44073.
- Moore, M. A.; King, F. S.; 1980, Abrasive wear of brittle solids, Wear, v. 60, pp. 123-140.
- Mulhearn, T. O.; Samuels, L.E.; 1962, The abrasion of metals: a model of the process, Wear, v. 5, pp. 478-498.
- Pintaúde, G.; Tanaka, D.K.; Sinatora, A.; 2000, Avaliação da dureza como critério para determinação do regime de desgaste abrasivo, Trabalho a ser apresentado no 55º Congresso Anual da ABM, 24-28 de julho de 2000, Rio de Janeiro – RJ.
- Sin, H.; Saka, N.; Suh, N. P.; 1979, Abrasive wear mechanisms and the grit size effect, Wear, v. 55, pp. 163-190.